

建筑环境与能源

(月刊)

主办单位 中国建筑科学研究院有限公司建筑环境与能源研究院

支持单位

暖通空调产业技术创新联盟 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 2019年第12期(总第28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 校 对才隽 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



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。



|2019年全国通风技术学术年会论文集| **Proceedings of National Biennial Academic Conference on Ventilation Technology, 2019**

隧道火灾通风的数值分析与探讨

基于盐水实验的纯热羽流卷吸系数确定研究
利用光学衰减原理的热羽流盐水实验研究
中庭建筑内热压驱动下的自然通风研究
干燥地区住宅建筑蒸发冷却通风空调技术的应用研究
兰州某地铁站蒸发冷却通风降温系统测试与应用研究
工业膜结构建筑内部热环境试验研究
环形脉冲射流在滤筒除尘器清灰中的应用研究
夏热冬暖地区居住建筑通风设计现状与思考
赵军辉,刘语瑶/51
一种节能的环形隧道通风装置
建环专业教育中通风优先理念的培养探讨
地铁车站 PM,5和 PM10颗粒物浓度实测及分析
建筑室内空气含湿量模型及控制系统设计要点研究
黄雪,余晓平,居发礼,童学江 等/68
兰州中川交通枢纽地下换乘中心通风系统的浅探与研究
杨文文,蔡珊瑜,高文佳/72
全装修住宅通风空调工程预留设计探讨

密闭缺氧房间富氧特性实验研究
王浩宇,张传钊,马晓钧,刘应书 等/80
不同孔板送风下室内气流组织的数值模拟分析
赵福云,成瑾,刘宝,黄志荣 等/86
通风管内风阀处颗粒物沉降特性研究
某调味品生产装置气流组织均匀性优化实验与数值模拟
王怡康,张源,王飞飞,徐新华/100
室内温度和建材污染物对人体反应的耦合影响研究
范小军,刘蔚巍, Pawel Wargocki/106
不同季节铁渣转运廊道内环境特性研究
任晓芬,周华鑫,石峥,郜玉聪/113
基于 CFD 模拟的集中排风道排风优化设计
赵英浩,徐琳,刘靖晗/117
基于人员位置的电子洁净室内风机过滤单元调控策略
研究
赵家安,李先庭,王欢,邵晓亮 等/120
人员扰动对分层空调气流组织效果的影响
高大连续空间火灾混合通风烟气控制研究
童艳, 霍德凯, 彭俊欢 /131
新型交互式靶向通风性能研究
李晗,李瑾超,席畅,孔祥飞/137
莫高窟第 285 窟自然通风特性研究

层式通风与混合通风热性能对比实验研究

孔祥飞,席畅,李晗,林章/147
遗址文物赋存环境蒸发冷却调控实验研究
常斌, 雷仕林, 罗昔联/153
单元式蒸发冷却空调的实验研究与适用性分析
许晶晶,黄翔,寇凡,贺红霞 等/159
城市地下道路风机失效情况下火灾烟气对人员疏散耦
合影响
王珂珂, 邵晓亮, 苏赛, 毕强 等 /164
基于图像的室内人员定位系统
基于有限监测数据和快速预测模型的人工智能通风控
制系统
基于抗扰动的典型制药洁净室压差控制策略
黄春娥, 马晓均, 李春旺/180
顺序匹配热环境和热偏好的热舒适调控方法
不同末端结合供冷室内热环境监测及热舒适测试分析
住宅建筑通风对儿童过敏性疾病的影响
居热 引拢雪 /10/
不同通风方式的对比分析及应用拓展分析
不同通风方式的对比分析及应用拓展分析

隧道火灾通风的数值分析与探讨

胡佳林

(中国建筑第八工程局有限公司,上海 200122)

[摘 要]公路隧道的通风与防灾是一个涉及土建工程、机电工程、交通监控工程等多学科交叉、复杂的系统工程。为了合理设计火灾模式下的隧道通风系统和控制策略,本文以重庆红岩村隧道(长度为3715m)工程为背景,根据流体力学及传热学的理论分析结合数学模型的方法,对隧道发生火灾时产生的火风压数值进行了分析与研究,给出了微积分法和隧道平均温度法两种计算火风压的方法,并结合实际工程案例对两种方法的计算结果进行了对比,确定了计算结果的可靠性,为制定隧道火灾时的通风策略提供理论依据。

[关键词]公路隧道;隧道火灾;火风压;热压差

0 引言

进入 21 世纪以来,随着国民经济的快速发展, 特别是在"7918"国家高速公路网规划和西部大开 发的历史机遇下,公路隧道建设进入了一个高速发 展的时期。随着公路隧道,尤其是特长隧道的快速 发展,伴随其存在的火灾隐患也越来越受到人们的 重视,虽然发生火灾的频率较小,可能几十年也不 会发生一次中等规模的火灾,但一旦发生就可能造 成巨大的损失。当隧道内发生火灾时,由于高温引 起的烟囱效应,以及烟气对风机的影响,会造成正 常通风工况的紊乱,甚至火灾产生的火风压可能会 引起烟气回流,妨碍人员逃生和车辆疏散。因此, 正确计算火风压,充分考虑火风压及高温烟气对通 风系统的影响,对隧道通风系统的设计以及通风策 略的制定具有重大意义。

隧道火灾的防治是一个涉及土建工程、机电工 程、交通监控工程等多学科交叉、复杂的系统工程, 其特征特性受环境条件影响大目敏感,容易表现出 特殊的不确定性,国内外许多学者对此进行了深入 的研究。夏永旭等^[1]针对火灾产生的烟流阻力进行 了深入研究,并将烟流阻力引进传统的公路隧道通 风计算中,给出了公路隧道火灾通风时的改进计算 公式;彭锦志^[2]针对隧道火灾的温度场分布规律及 烟气蔓延规律进行了研究,获得了隧道坡度和火源 功率对火风压强度的影响关系;李秋菊^[3]针对隧道 火灾温度场进行数值模拟和试验研究,得出隧道火 灾温度场扩散规律及火风压对隧道纵向通风气流组 织的影响;于丽^[4]对隧道火灾时围岩的温度变化进 行了研究,得出了温度纵向分布的时间和空间影响 因素: 李文娟^[5] 采用 CFD 数值模拟的方法对公路隧 道火灾环境展开研究,模拟计算了不同地点、不同 通风控制策略下隧道内的速度场、温度场、能见度 场、烟气蔓延情况;杨洪^[6]采用 CFD 数值分析软件 对大纵坡双向行车隧道内烟流流动控制进行研究,

得出了控制火灾烟流向两端扩散的控制风速;乔建 敏^[7]结合工程实例,对隧道火灾工况下的通风方案 进行了计算分析,并提出了具体的设计方案;何明 星等^[8]针对不同排烟方式下隧道内 CO 浓度、温度 的空间分布规律进行了研究,得出了最高烟气温度 与纵向通风风速及火灾规模的理论公式。

近些年来,国内外的专家学者对隧道火灾时的烟气蔓延规律及火风压进行了大量的研究,取得了一定的研究成果,尤其对烟气蔓延规律目前已经取得了共性的认识,但对火风压的计算仍在做进一步的研究探讨。本文根据流体力学及传热学的理论,针对现行规范中关于火风压的相关概念及计算方法提出了一些疑问,同时提出了两种计算火风压的方法,并以实际工程作为具体算例,对两种方法计算结果进行比较,为类似工程设计提供一定的参考。

1 火风压的定义

我国现行规范《公路隧道通风设计细则(JTG/ T D70/2-02-2014)》第 10.2.4 条文说明中对火风压 进行了如下定义:"隧道内发生火灾时出现的附加 热风压,称为火风压或浮力效应烟流阻力。火风压 是由于火灾烟流变化引起的自然风压的增量。火灾 烟流区火风压作用方向以沿隧道上坡方向为正,下 坡方向为负^[9]。"

世界道路协会发布的文件《Systems and Equipment for Fire and Smoke Control in Road Tunnels (PAIRC. 05.16B–2006)》中针对火灾引起的压力变化主要考 虑两部分内容^[10]:

(1) 燃烧时火焰卷吸周围空气形成湍流,从而 产生的局部阻力 ΔP_{fre} ;

(2) 烟囱效应在隧道内产生的热压差 ΔP_{tho}

前者的大小与火灾规模以及火焰燃烧的剧烈程 度有关,火灾规模越大,燃烧越剧烈,该压力越大。 后者主要与火灾产生的密度差以及着火点到烟气排 出点间的高差有关,该压力沿上坡方向为正,下坡 方向为负。火风压的计算应是两者的累加值,如忽略前者,会造成计算结果偏小,据此制定的火灾工况通风系统运行策略,可能存在风机投入运行的数量不足等情况,从而不能达到预期的排烟效果。

2 火焰产生的局部阻力

发生火灾时,剧烈燃烧过程中,液体燃料蒸发 以及固体燃料分解释放出挥发性易燃气体,这些易燃 气体在上升过程中与空气混合而成火焰,火焰在升腾 过程中不断卷吸周围空气,在火焰周围形成湍流,对 隧道内空气流动形成局部阻力 ΔP_{fne}。该数值与火灾 规模以及火焰燃烧的剧烈程度有关,火灾规模越大, 燃烧越剧烈,该阻力越大。同时,局部阻力也与火灾 上游空气速度及隧道断面尺寸有一定关系。

火灾初期,该数值随着火势的逐渐增大,压力 紊动逐渐增大;稳定阶段,压力紊动也趋于稳定; 当燃料燃完,火势逐渐减小,压力紊动渐趋平缓。 同时,随着火势的增大,隧道内火区以及火区下游 全压和动压较火灾前明显增大,而静压变化相对较 小,随着火势减弱,压力增幅逐渐变小^[11]。

火焰产生的局部阻力 ΔP_{fire} 具体数值的计算是一个非常复杂的过程,国内一些文献将高温混合烟气 视作理想气体,采用流体力学理论,得出关于 ΔP_{fire} 的计算公式^[12]:

$$\Delta P_{fire} = \frac{T_1}{2T_0\rho_0 A^2} \left(\rho_0 v_0 A + S_m\right)^2 - \frac{\rho_0 {v_0}^2}{2} \tag{1}$$

式中: ρ_0 、 ρ_1 为分别着火点上、下游气体密度 (kg/m³); v_0 、 v_1 为分别着火点上、下游气体流 速(m/s); T_0 、 T_1 为分别着火点上、下游气体绝 对温度(K);A为隧道断面尺寸(m²); S_m 为燃 烧过程中生成气体质量流量(kg/s)。

但文献 [12] 中未考虑火区湍流产生的阻力,导 致计算结果偏小。同时,该文献对 ΔP_{fre} 计算结果修 正过程中,以实验获得的烟气层温度替代火区下游 断面平均温度的做法存在不合理之处,该温度与理 论推导过程中选用的温度参数意义不同,且两者数 值差别非常大,计算方法也不相同。

着火点下游断面平均温度 T₁ 可采用如下公式计 算^[10]:

$$T_1 = \frac{\frac{2}{3}Q}{\rho_0 \cdot v_0 \cdot A \cdot C_p} + T_0 \tag{2}$$

式中:Q为火灾最大热释放率(kW); C_p 为烟气定压比热(取1.012kJ/kg·K)。

烟气层平均温度 T。可采用如下公式计算:

$$T_s = \frac{0.7 \cdot Q}{G \cdot C_p} + T_0 \tag{3}$$

式中:G为烟羽流质量流量(kg/s)。

2 | 建筑环境与能源 | 2019年第12期

对于中等规模火灾 Q =20MW 时,隧道通风速 度控制在 2m/s,着火点上游温度为 20℃,则火灾下 游断面平均温度计算结果为 60℃,而烟气层平均温 度计算结果为 370℃,可见两者数值差别很大,以 烟气层温度替代火区下游断面平均温度的做法不合 理。

PAIRC 相关资料^[10] 中提到,对于 30MW 规 模的火灾产生的 ΔP_{fre} 可达 10~20Pa,对于 200MW 规模的火灾产生的 ΔP_{fre} 将达到 40~100Pa (洞内气 流速度为 4m/s),故对于 20MW 规模火灾产生的 ΔP_{fre} ,建议取 3~5Pa 较为合理。对于中等规模火灾 产生的局部阻力比较小,对通风系统的影响不大, 但当火灾规模较大时,必须考虑火区局部阻力对通 风系统的影响。

3 热压差

发生火灾时,着火点前后的气流温度发生很大的变化,对应的气流密度存在差异,通常公路隧道 具有一定的坡度,因此火灾时隧道内会形成浮力效 应,产生热压差。热压差的作用方向沿上坡方向为正, 下坡方向为负。

3.1 现行规范中关于火风压计算的疑问

关于热压差的计算,我国现行规范《公路隧道 通风设计细则(JTG/T D70/2-02-2014)》给出了如下 计算公式:

$$\Delta P_{th} = \rho \cdot \mathbf{g} \cdot \Delta H_f \cdot \frac{\Delta T_x}{T} \tag{4}$$

$$\Delta T_x = \Delta T_0 \cdot e^{-\frac{c}{G}x} \tag{5}$$

式中: ρ 为通风计算点的空气密度(kg/m³); ΔH_f 为高温气体流经隧道的高差(m);T为高温气 体流经隧道内火灾后空气的平均绝对温度(K);x 为沿烟流方向计算烟流温升点到火源点的距离(m); ΔT_x 为沿烟流方向距火源点距离为x米处的气温增量 (K); ΔT_0 为发生火灾前后火源点的气温增量(K); G为沿烟流方向x米处的火烟的质量流量(kg/s); c为系数, $c = \frac{kC}{3600C_r}$; C_r 为隧道断面周长(m);k 为岩石的导热系数, $k=2+k\sqrt{v}$, k'值为5~10;v为烟 流速度(m/s); C_p 为烟气的定压比热容(取1.012kJ/kg·K)。

隧道内某一点发生火灾后,随着烟气蔓延,高 温烟气与隧道围岩不断发生热交换,烟气温度逐渐 降低。从规范中给出的计算公式可以看出,热压差 产生的直接原因是火灾引起的温度差以及隧道自身 坡度引起的高度差,其中高度差可根据隧道长度和 坡度直接计算,火灾引起的温度差受火灾强度及隧 道围岩的传热系数等因素决定。 对于上述计算公式,笔者认为存在3处内容仍 需进一步探讨:

(1)根据规范计算公式以及国内外学者的相关 研究成果^{[13][14]},烟气蔓延过程中,因高温烟气与隧 道围岩不断发生热量传递,因此烟气温度随蔓延距 离长度增加而不断衰减,衰减速率是以自然常数 *e* 为底的指数函数。规范公路隧道通风设计细则(JTG/ T D70/2-02-2014)》给出了沿烟流方向距火源点距 离为 *x* 米处的气温增量,因高差只与距离和隧道坡 度有关,因此可计算出火灾作用于该处的热压差。 但对于设计阶段制定隧道火灾通风策略时,需要考 虑的不仅仅是某一点的热压差,而应该计算的是隧 道全距离上产生热压差的总和,因此对于火灾时隧 道内总热压差的计算应该是一个微积分计算的过程, 国内已有文献^{[2][3][4][4]}对此进行了理论分析及研究。

(2)高温烟气与隧道围岩的热量传递时一个复杂的换热过程,其中包含辐射、对流、传导等不同作用,对于隧道火灾产生的高温烟气来说,传热过程主要受到辐射和对流作用的影响,传导作用在其中产生的影响较小。因此系数 k 的定义不应为岩石的导热系数,而应为隧道围岩的复合换热系数。其数值应等于对流换热系数与辐射换热系数之和^[13],但断面烟气平均温度较低时,辐射换热系数较小,故国内外一些学者提出的复合换热系数 k 计算公式中大多仅考虑了对流换热系数。我国规范中给定的公式是由波兰学者维·布德雷克针对矿井火灾提出的计算公式,适用于公路隧道中产生的误差有待进一步研究。

(3)关于系数 c 的计算公式, 规范给出的公式为:

 $c = \frac{k \cdot C_r}{3600C_p}$

笔者对此进行了量纲分析,其中 C_r 为隧道周长, 单位为 m, C_p 为定压比热容,单位为 kJ/kg·K,原 计算公式中的常数 3600 单位应是 s^{-1} ,如系数 k 的单 位为 kCal/m²·K,则公式正确,但如系数 k 的单位为 W/m²·K,则规范给出的计算公式应修正为:

 $c = \frac{k \cdot C_r}{1000C_n}$

因此规范给出的系数 k 的计算公式的来源以及 适用性亟需进行进一步研究。

3.2 微积分法计算热压差

国内已有文献^{[11][14]} 对热压差的计算进行了理论 分析,如文献 [14] 中建立了烟气传热模型,推导出 单位长度 *dx* 内产生的火风压 *d*(Δ*P*_{th}) 计算公式为:

$$d(\Delta P_{th}) = (\rho_0 - \rho_x) \cdot g \cdot \sin\beta \cdot dx$$

$$\Delta P_{th} = \int_0^L (\rho_0 - \rho_x) \cdot g \cdot \sin\beta \cdot dx \qquad (6)$$

式中: ρ_0 为着火点上游的空气密度(kg/m³); T_0 为着火点上游的空气绝对温度(K); β 为单位 长度 dx 范围内隧道的坡度(因隧道坡度一般较小, sin $\beta \approx \beta$)。

在定压条件下,假设火灾时的烟气满足理想气体状态方程,则:

$$\rho_1 T_1 = \rho_x (T_0 + \Delta T_x) \tag{7}$$

式中: ρ_1 为着火点位置烟气密度(kg/m³); T_1 为着火点位置烟气绝对温度(K)。

将式(5),(6),(7)联立并进行积分计算, 可得:

$$\Delta P_{th} = \rho_0 \cdot g \cdot L \cdot \beta - \frac{\rho_1 \cdot g \cdot T_1 \cdot \beta}{T_0 \cdot c/G}$$
$$\cdot ln[\frac{T_0 + (T_1 - T_0) \cdot e^{-c \cdot L/G}}{T_1 \cdot e^{-c \cdot L/G}}] \qquad (8)$$

3.3 隧道平均温度法计算热压差

国外也有学者提出采用隧道内平均温度计算热 压差的方法^[15],俄国学者推导得出热压差的计算公 式为:

$$\Delta P_{th} = 1.25 \cdot H \cdot g \cdot \frac{T_{cp} - T_0}{T_{cp}} \tag{9}$$

其中 T_{cp} 为隧道内气流平均温度,可采用如下公式计算:

$$T_{cp} = T_0 + \frac{(T_1 - T_0) \cdot G \cdot C_p}{k \cdot C_r \cdot L} \cdot (1 - e^{-c \cdot L/G})$$
(10)

考虑我国气象条件与俄国的区别,将公式(9) 修正为:

$$\Delta P_{th} = 1.2 \cdot L \cdot \beta \cdot g \cdot \frac{T_{cp} - T_0}{T_{cp}} \tag{11}$$

上述两种方法计算过程中均考虑了烟气蔓延过 程中温度衰减的影响,平均温度法计算公式形式上 与我国现行规范给出的计算公式比较类似,且计算 量较微积分法较小,但严谨程度不如后者,笔者将 代入实际工程中,对两种计算方法得到的结果进行 比较。

4 算例

以实际工程为例,重庆市红岩村隧道长度为3715m,单向坡度为2%,隧道通风截面积91.54m²,断面周长为38.38m,气流速度为2m/s,着火点上游空气温度为293K,火灾最大热释放率为20MW。现分别利用微积分法和平均温度法计算火灾产生的热压差。

首先计算着火点位置断面平均温度 T_1 ,将以 上数据代入公式(2)内,可得 T_1 =353K,对应的 ρ_1 =1.0kg/m³。隧道围岩换热系数仍采用规范给出的 公式进行计算,可得 k=9W/m²·K,将数据代入计算 可得系数 c=0.34。

(1)将以上数据代入公式(8)内,利用微积 分法计算热压差结果为: $\Delta P_{h}=24.9$ Pa;

(2)将以上数据代入公式(11)内,利用平均 温度法计算热压差结果为: $\Delta P_{h}=27.2$ Pa。

由计算结果可以看出,两种方法得到的热压差数值相差不大,因此以两种方法计算的热压差作为 设计火灾时隧道通风系统的依据均可行。

5 总结与讨论

(1)火风压严格意义上应包含火区局部阻力 ΔP_{fire} 和隧道内热压差 ΔP_{th} 两部分,但对于中等规 模火灾(Q=20MW),火区局部阻力占比较小, 可不作为主要考虑因素;但对于火灾规模较大(如 Q=200MW)时,必须考虑局部阻力对通风系统产生 的影响;

(2)我国现行规范中关于火风压的计算公式存 在部分不清晰之处,尤其关于隧道换热系数 k 的计 算公式的适用性以及其量纲单位应进行进一步研究 明确,否则可能会导致对于热压差的计算出现错误, 甚至导致最终设计的通风系统不能满足防灾疏散的 需要;

(3)本文在现行规范提供的计算方法基础上, 分别探讨了微积分法和平均温度法两种计算热压差 的方法,并代入实际工程中验证了两种方法的计算 结果偏差不大,均可供设计人员参考。

参考文献

[1] 夏永旭,邓念兵,王永东.公路隧道火灾通风计 算的改进[J].地下空间与工程学报,2014,10(04):937-942. [2] 彭锦志. 坡度对特长公路隧道火灾烟气蔓延特性影响研究 [D]. 中南大学,2011.

[3] 李秋菊. 双向换气通风公路隧道火灾温度场数值 模拟及试验研究 [D]. 兰州交通大学,2013.

[4] 于丽. 终南山特长公路隧道火灾模式下通风设计 和控制技术研究 [D]. 西南交通大学,2009.

[5] 李文娟. 典型卜型、Y型及坡度隧道火灾烟气扩散及通风策略 [D]. 西安建筑科技大学,2017.

[6] 杨洪. 单洞双向行车公路隧道运营及救灾通风技 术研究 [D]. 西南交通大学,2011.

[7] 乔建敏. 公路隧道火灾工况下通风排烟方案研究 [J]. 机电信息,2017(21):137-139.

[8] 何明星,张宏涛.不同排烟方式隧道火灾烟气分 布规律研究[J].现代隧道技术,2018,55(S2):627-632. [9] 中华人民共和国交通运输行业标准.公路隧道通 风设计细则[S].中华人民共和国国家交通运输部发 布,2014-07-14.

[10] Systems and Equipment for Fire and Smoke Control in Road Tunnels. PIARC 05.16.B,2006,259-285. [11] 闫治国,朱合华,杨其新.火灾时隧道火风压及 其对通风影响的试验研究 [J]. 同济大学学报(自然科 学版),2006(12):1592–1596.

[12] 张廷彪,张祉道.关于隧道火灾时火风压计算方法的讨论[J].现代隧道技术,2010,47(01):17-21.

[13] 张国枢,王省身.火风压的计算及其影响因素分析 [J]. 中国矿业学院学报,1983(03):69-82.

[14] 王晓雯,陈树汪.公路隧道火风压及烟流速度计 算模型[J].地下空间与工程学报,2005(01):95–101. [15] 王省身,陈全.几种火风压算式的分析比较[J]. 火灾科学,1996(01):14–19.

基于盐水实验的纯热羽流卷吸系数确定研究

刘 洋¹, 力晓晴¹, 黄 澜¹, 欧阳腾^{1,2}

(1. 江西理工大学建筑与测绘工程学院, 江西赣州 341000; 2. 哈尔滨工业大学(深圳) 机电工程与自动

化学院,广东深圳 518055)

[摘 要]考虑羽流虚拟源点位置的影响,通过测量受限空间内随时间变化的羽流界面位置高度,确定纯 羽流条件下卷吸系数,并利用有内热源条件下置换流动实验进行了验证。对两种计算虚拟源方法进行比较, Baines 计算方法得到虚拟源位置受到模型长度和高度影响,Hunt的方法确定虚拟源位置仅是源条件的函数,卷 吸系数确定过程中,Hunt的方法相比 Baines 的方法更为合适。根据源参数 Γ 与卷吸系数关系,利用插值法确 定纯羽流即 Γ=1 时卷吸系数为 0.0987。利用点热源产生置换流动实验验证卷吸系数,得到分层界面的实验点与 卷吸系数取值 0.096 对应的理论曲线之间的标准差为 0.0178。结合与文献中卷吸系数的比较,表明虚拟源点位 置修正耦合受限空间羽流界面位置实验是一种确定卷吸系数的有效方法。

[关键词]卷吸系数;虚拟源;热羽流;分层界面;盐水实验

0 引言

近年来,随着人们对建筑节能及室内空气品质 的关注,利用自然通风实现建筑被动节能成为国内 外学者的研究热点。盐水模型作为一种缩尺模型, 能够模拟烟气在室内的流动特征同时具有良好的可 视效果^[1]。在全尺寸条件下,建筑中的通风除贴近 壁面处需要考虑分子粘性和扩散外,其余空间空气 运动由惯性力和对流作用所控制。由于盐水实验可 以满足惯性力和对流作用所控制。由于盐水实验可 以满足惯性力和对流作用的主导地位,因此实现与 全尺寸条件相同的动力学相似条件^[2]。盐水模型技 术被广泛应用于分析自然通风多种流动规律,包括 由点热源、线热源或面热源产生的热压自然通风^[3-5] 以及由风压产生的自然通风^[6,7],结合图像数字处理 和阴影技术,还可以模拟复杂建筑内部空气流动^[8,9] 以及火灾初期产生的羽流流动。

对于建筑自然通风,由电子设备、散热器、人员或者太阳辐射位置在室内产生热羽流,热羽流的动力学特征成为确定空间温度分布、热分层以及与外界环境实现空气交换的核心问题^[10]。集中式热源或者分布式热源的差异直接影响建筑内部通风,导致不同的换气效率和室内温度分布。许多房间中的热源可以作为集中式热源,对于室内空间温度分布和空气运动的预测和研究有赖于对集中式热源产生的紊流热羽流对周围空气的卷吸作用的理解。Morton 等^[11] 假定完全动力学自相似、完全发展紊流以及 Boussinesq 条件成立的条件下发展了经典的单一点热源羽流模型(MTT 模型),该理论成为环境和大气等领域坚实而可靠的羽流模型基础,并且扩展

到分层环境^[12]、非固定强度源^[13]、负的浮升力^[14] 和非 Boussinesg 环境^[15] 等条件。尽管 MTT 模型得 到广泛的应用,但是其中关键的动力学参数卷吸系 数,即卷吸流体在羽流边缘径向速度与轴向速度的 比值存在较大的分散度,不同的数据来源差别达到 20~25%^[16]。Carazzo 等^[17]总结了前人的实验数据, 发现对于符合高斯分布的流动,纯射流的卷吸系数 $0.045 < \alpha_i < 0.056$, 而纯羽流的卷吸系数 $0.07 < \alpha_n$ < 0.11。对于卷吸系数分散性分布的原因,一般归 于不同的实验条件,例如热羽流源条件,喷嘴几何 尺寸或者不同的实验技术所产生。在建筑空间热羽 流卷吸系数的洗择直接影响热分层及空气交换速率, Linden 等^[18]利用盐水实验模拟自然通风实验显示了 理论分析与实验结果的明显差异。随着测试技术的 发展, Wang 等^[19]利用数字粒子图像测速和平面激 光诱导技术结合实验提出卷吸系数是当地理查德森 数的函数。在此基础上, Ezzamel等^[20]研究了纯射流、 受迫羽流和纯羽流的卷吸系数随源参数 Г和距离原 点位置的变化规律。Reeuwijk 等^[21]进而采用直接数 值模拟修正了羽流高度方向数据,支持了 Priestley 模型^[22],并且除接近热源高度外,卷吸系数是Γ的 单值函数。Craske 等^[23]利用直接数值模拟的方法确 定了稳态和非稳态条件下羽流行程中部区域卷吸系 数的数值。尽管对热羽流的动力学研究逐渐深入, 但卷吸系数确定最合适的系数仍然是迫切需要解决 的问题^[24]。

Baines 等^[25]利用盐水实验研究了受限空间热羽 流的流动过程,确定了分层界面随时间的变化规律 及渐进条件空间参数分布。盐水以一定速度从喷嘴 内流出,发展为紊流羽流流动,并不断卷吸周围流体。

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No.51666003)。

由于底部空间限制,盐水层逐渐上移,出现明显的 浓度分层现象。受限空间上部保持清水状态,而羽 流卷吸的是浓度未分层流体,因此一致环境流体条 件下的 MTT 模型可以描述这一流动过程。根据分层 界面随无量纲时间的关系,可以确定热羽流卷吸系 数。然而根据纯热羽流定义源参数 Γ=1, Γ=5Q²₀F₀ (4aM^{5/2}) 定义中包括了卷吸系数 α,即羽流喷嘴边界 条件与卷吸系数存在耦合关系。由点热源形成的热 羽流,除浮力通量外,其初始流量和动量均为零。 而实际盐水模拟实验中采用的喷嘴无法实现零初速 和完全的点源效果,与点热源的理论要求存在差异。 利用真实热源的控制方程与点热源的控制方程在流 动空间的一致性,可确定虚拟点热源的原点位置, 受限空间的高度及分层界面的高度必须利用虚拟源 位置进行修正。

本文建立均匀环境条件下点热源在受限空间的 流动模型,将实际热源喷嘴位置修正为虚拟源位置, 结合盐水实验测量,确定纯羽流卷吸系数。本文的 结构如下:第1节进行理论分析,包括均匀环境下 卷吸模型、虚拟源修正模型,并将两个模型耦合; 第2节对盐水实验台进行介绍;第3节确定分层界 面高度与时间的关系,及不同源参数 Γ 对应的卷吸 系数,用插值法确定纯羽流对应常数,并与文献中 数据进行了比较。

1 理论分析

1.1 卷吸系数的确定

对于仅存在浮力通量的点热源,卷吸系数为吸 入流体流速与羽流平均流速比值。由于羽流密度与 环境流体密度差较小,假定控制方程中除浮升项之 外均可忽略,且在高度方向平均垂直速度与平均浮 力分布相似。速度与浮力具有相同的特征长度,同 时满足高斯分布。

$$\overline{w} = (z, r) = w(z)e^{(-\frac{r^2}{b^2})}$$

$$g(\rho_0 - \rho(z, r))/\rho_1 = \Delta(z)e^{(-\frac{r^2}{b^2})}$$
(1)

利用体积流量、动量和浮力通量守恒方程,在 羽流平面上积分可得:

$$\frac{d}{dz}(b^{2}w) = 2\alpha bw$$

$$\frac{d}{dz}(\frac{b^{2}w^{2}}{2}) = b^{2}\Delta$$

$$\frac{d}{dz}(\frac{b^{2}w\Delta}{2}) = b^{2}w\frac{\partial\Delta}{\partial z}$$
(2)

其中: α 为卷吸系数,环境流体任意位置处的 卷吸速率为 2πbaw。 环境流体密度梯度定义为:

$$\frac{\partial \Delta_0}{\partial z} = \frac{g}{\rho_1} \cdot \frac{\partial \rho_0}{\partial z} \quad , \quad \Delta_0 = \frac{g(\rho_0 - \rho_1)}{\rho_1} \quad . \tag{3}$$

在深度为 *H*,横截面积为 π*R*² 的受限空间中, 环境流体向下的体积流量等于羽流向上的体积流量, 由此可得:

$$\pi R^2 U = \pi b^2 w \tag{4}$$

假定 $R^2 > b^2$,即任何平面羽流平面面积远小于受限空间面积,则在动量方程中可忽略环境流体垂直方向的速度 U。由此可得:

$$\frac{\partial \Delta_0}{\partial t} = -U(\frac{\partial \Delta_0}{\partial z}) \tag{5}$$

该式表明任何平面上环境流体密度的改变是由 于流体垂直方向上的运动而不是混合或者扩散。

当羽流上升到上部边界,由于受限空间的作用 填充顶部空间,形成分界层后界面开始下降。卷吸 进入羽流的环境流体均为一致密度流体,即上部空 间存在的循环并不影响界面的位置过程如图1。界面 以下羽流的参数可用浮力通量 F₀ 和垂直位置 z 表示:

$$F_{0} = \frac{1}{2}\pi b^{2}w\Delta|_{Z=0} , b = \frac{6}{5}\alpha z , w = \frac{5}{6\alpha}(\frac{18}{5\pi}\alpha F_{0})^{\frac{1}{3}}z^{-\frac{1}{3}},$$
$$\Delta = \frac{5}{3\pi}(\frac{5\pi}{18})^{\frac{1}{3}}\alpha^{-\frac{4}{3}}F_{0}^{\frac{2}{3}}z^{-\frac{5}{3}}$$
(6)

界面处的速度 $dz_0/dt = U$, 联立式(4)和(6) 并积分可得:

$$t = \frac{5}{4\alpha} \left(\frac{5\pi}{18}\right)^{\frac{1}{3}} R^2 H^{-\frac{2}{3}} F_0^{-\frac{1}{3}} \left[\left(\frac{H}{z}\right)^{\frac{2}{3}} -1 \right]$$
(7)

以无量纲形式表示为:

$$x = 5\left(\frac{5}{18}\right)^{\frac{1}{3}} [\zeta^{-\frac{2}{3}} - 1] \tag{8}$$

其中:

$$\xi = \frac{z}{H} , \tau = \frac{4}{\pi^{\frac{1}{3}}} \alpha^{\frac{4}{3}} (\frac{H}{R})^2 \frac{F_0^{\frac{1}{3}}}{H^{\frac{4}{3}}} t$$
(9)



图1 分层环境下单一羽流结构图

1.2 虚拟源点的修正

对于符合高斯分布的热羽流,在满足 Boussinesq 条件下,当处于未分层环境流体中时,式(2) 中浮力通量沿垂直方向变化为 0。利用 MTT 模型, 流量 $Q=b^2w$,动量 $M=b^2w^2$,浮力通量 $F=b^2wg$,则 满足以下等式:

$$\frac{dQ}{dz} = 2\alpha M^{\frac{1}{2}} \tag{10}$$

$$\frac{dM}{dz} = 2 \frac{QB}{M} \tag{11}$$

$$\frac{dF}{dz} = 0 \tag{12}$$

对于具有一定面积的热源,其源条件为:在 z=0 处,

$$Q = Q_0$$
 , $M = M_0$, $F = F_0$ (13)

式(10)可以写为:

$$\int_{0}^{z} dz = \int_{Q_{0}}^{Q} \frac{dQ}{2aM^{\frac{1}{2}}}$$
(14)

从式(11)和(14)中消去z,等号两边积分可得:

$$M^{\frac{5}{2}} - M_0^{\frac{5}{2}} = \frac{5F}{4a} (Q^2 - Q_0^2)$$
 (15)

引入无量纲比值:

$$m = \frac{M}{M_0}$$
, $q = \frac{Q}{Q_0}$, $f = \frac{F}{F_0}$ (16)
因此, 式 (15) 化简为:

$$(m^{\frac{5}{2}}-1) = \Gamma(q^2-1)+1$$
 (17)

$$z^{*} = \frac{3}{5} \int_{1}^{q} \frac{dq}{m^{\frac{1}{2}}}$$
(18)
 $\vec{x} \cdot \vec{\mu}$.

$$z^{*} = \frac{z}{\frac{5Q_{0}}{6\pi M^{\frac{1}{2}}}}$$
(19)

$$\Gamma^{1/5} z^* = \frac{3}{5} \int_1^q (q^2 - \varphi)^{-\frac{1}{5}} dq \qquad (20)$$

其中:

$$\varphi = \frac{(\Gamma_0 - 1)}{\Gamma_0} \tag{21}$$

当
$$\Gamma > 0.5$$
时,对式(20)积分可得:

$$q = \Gamma^{\frac{1}{3}}(z^* + z^*_{avs})^{\frac{1}{3}}$$
(22)

无量纲虚拟源位置
$$z^* = -z^*_{avs}$$
,
 $z^*_{avs} = \Gamma^{-\frac{1}{2}}(1-\delta)$ (23)

 δ 表示总和:

$$\delta = \frac{3}{5} \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{\varphi^n}{5^{n-1} n! (10n-3)} \prod_{j=1}^n (1+5(j-1)) \right)$$
(24)

1.3 卷吸系数确定方法

由于随着源参数 Γ 的变化卷吸系数也同时变化, 因此纯羽流卷吸系数可以根据不同 Γ 对应的 α,通 过插值的方法予以确定。基于分层界面模型和虚拟 源修正模型的计算卷吸系数逻辑框图如图 2 所示。

首先在一定的喷嘴初始条件(出口面积、盐水 浓度和流量)假定卷吸系数,通过定义计算 Γ ,进 而得出相应的虚拟源位置高度;实验测量无量纲时 间,结合虚拟源修正后的界面高度,通过模型拟合 得到相应喷嘴条件下的卷吸系数;如果假定的卷吸 系数与实验得到的卷吸系数差值绝对值小于10⁻⁴,则认为得到的卷吸系数为对应源参数 Γ 的卷吸系数, 如果差值大于10⁻⁴,则将计算结果带入初始条件, 重新迭代计算。根据确定的 Γ 及 α 对应关系,调整 盐水浓度或流量,通过多组实验获得两参数之间关 系曲线,最终确定纯羽流条件下卷吸系数数值。



计算卷吸系数逻辑框图

2 实验描述

本文构建了盐水模型实验台,利用盐水在清水 内的流动模拟热羽流在环境流体中的流动,通过盐 水密度分层确定实际建筑空间热分层现象。实验台 包括盐水供水及模型实验系统和盐水浓度图像处理 系统,实验台示意图如图3所示。图中居中为清水 箱(1.2m×0.6m×0.6m),模拟外界自然环境,清水箱 内放置实验所需的不同类型模型水箱。

清水箱右侧设置清水补水箱和溢出管,用来 稀释和置换清水箱内的盐水以及维持清水箱的动 态平衡。清水箱左侧为盐水储箱,用于制备储存 具有一定染料颜色和一定盐水浓度的混合溶液。 水泵将盐水输送至高位盐水箱,水箱内设置溢出 管将多余盐水输送回盐水储箱以保持高位盐水箱 液面高度恒定。盐水闸阀和喷嘴间布置流量计,用 于计量进入喷嘴的盐水流量。实验过程中,盐水浓 度分别为10.11%、12.18%和13.06%,流量计测量 范围为0~150ml/min,采用精制工业盐,Nacl含量 ≥ 95.5%,产品水不容物≤0.2%,所用染料为红曲 红色素。



图 3 盐水模拟实验台示意图

本次实验过程分为测试过程与验证过程 两部分。测试实验阶段采用透明的矩形模型箱 (57.7cm×42.7cm×45cm),模型箱侧壁于20.5cm、 30.5cm以及40.5cm处分别设置一个孔径1.8cm的开 口,根据实验要求用孔塞控制开口的闭合。实验过 程中分别将喷嘴放置于距离模型箱底部20cm、30cm 以及40cm处,且所用喷嘴流出口直径为5mm。测 试实验开始前在盐水储箱制备一定浓度的盐水与染 料混合均匀,然后关闭盐水出水阀门,启动盐水泵, 盐水被抽到高位水箱内,待高位盐水箱液面稳定后, 打开盐水出水阀门,盐水经流量计通过喷嘴直接流 入模型内部。盐水在向底部流动的过程中,不断卷 吸周围环境流体,到达模型箱底部后立刻向四周扩 散并形成分层界面,羽流卷吸周围流体,导致分层 界面向上推移,记录不同时刻分层界面位置。

验证实验阶段,清水箱内使用有机玻璃模型水 箱 (0.3m×0.2m×0.25m),用其模拟实际建筑内的自然 通风。模型水箱上下表面分布一定数量孔径为 5.5cm 和 1.8cm 的圆孔,上部中心位置布置盐水喷嘴。含 有均匀染料的盐水溶液通过流量计从高位盐水储箱 经喷嘴流入模型箱内部,在盐水的密度差及羽流的 卷吸作用下,清水从模型箱上开口流入,下开口流出。 利用胶塞改变进出口面积,记录面积组合及稳定的 分层界面位置。

对于本实验台光学系统,清水箱的正后方布置 投光灯,调整灯光位置使得光源均匀投射至清水箱, 同时在投光灯与清水箱之间布置双层滤纸,使得投 射至模型水箱的光源更加均匀。在清水箱正前方设 置一台型号为 AVK-Mako 的工业相机,用于拍摄光 线透过模型水箱所成图像,通过计算机对图像直接 读取进行分析测量。相机运行时,将自动读取功能 关闭,设置固定曝光度为 3000,伽马增益设定为 1, 其他设置参数全部设定为 0,在实验进行过程中保 持图像设置完全相同。为达到暗室效果,窗台上布 置厚度 5mm 遮光板,并采用牛津底布及珠光银涂层 的窗帘密封,保证室内照度小于 5Lux。

3 结果分析与讨论

3.1 确定卷吸系数的实验方法

该组实验条件设置盐水浓度为 13.06%, 流量 为 120ml/min, 喷嘴高度分别设置为 20cm、30cm 和 40cm, 盐水溶液从该喷嘴引入受限空间内部。通过 工业相机对模型箱内的变化过程进行拍摄,进而通 过拍摄的图像测量得到随时间变化过程中第一界面 的位置高度。在初始时刻,羽流到达底部后向四周 扩散会形成一层薄薄的分界层,将该时刻记为 *t*=0, 且此时喷嘴到该界面的位置记为 *H*,替代模型的实 际高度。实验中采用的喷嘴无法实现零初速和完全 的点源效果,与点热源的理论要求存在差异。利用 真实热源的控制方程与点热源的控制方程在流动空 间的一致性,可确定虚拟点热源的原点位置,受限 空间的高度及分层界面的高度可利用虚拟源位置进 行修正,利用虚拟源点对分层界面位置修正如图 4 所示。

确定点热源的虚拟位置后, t = 0 时刻受限空间 高度为 $H+z_{avs}$, 用修正后受限空间总高度 H^* 表示; 任意时刻实验所测得的界面高度 z 修正为 $z+z_{avs}$, 用 z^* 表示。在相同的盐水浓度和喷嘴流量条件下, 对 应三种喷嘴高度, 测量不同时刻 t 与其对应的界面



高度。对测量的高度进行虚拟源点位置修正,将修 正后的实验结果绘制如图5所示。图中实验数据对 应的横坐标为 $(H^*/R)(F_0^{1/3}/H^{*4/3})t$, 纵坐标为对实验所 得分层界面与修正后受限空间高度的比值 z*/H*。利 用式(8) 对三组不同喷嘴高度下所得实验数据进 行拟合以确定等式(9)中所含卷吸系数α的值, 将三组数据列于表1。三组不同高度得到的卷吸系 数分别为 0.10014、0.09902 和 0.09926, 三条拟合曲 线与实验点的标准差分别为 0.016, 0.028 和 0.032。 对三组实验数据一起进行拟合,可得到对应的卷吸 系数为0.09952、标准差为0.026、共同拟合所得结 果接近三组高度分别拟合结果。将α=0.09952所对 应的共同实验拟合曲线绘制于图 5, 三组不同喷嘴 高度下实验数据均能与拟合曲线吻合度大于 0.95。 这表明在实验选择的范围内, 喷嘴高度与拟合确定 的卷吸系数无关,后期为方便实验操作均将喷嘴设 置为 30cm 的高度进行实验分析。



图 5 羽流无量纲分层界面位置与时间关系

表1 不同喷嘴高度的实验信息

记号	深度 /cm	H /cm	$F_0 / \text{cm}^4/\text{s}^3$	τ	Г	α	Z _{avs}	标准差	相关 系数	
\$	20	17.5	255.96	37.3	1.3596	0.10014	1.3498	0.016	0.995	
0	30	28	255.96	38.2	1.3749	0.09902	1.3608	0.028	0.980	
	40	36.5	255.96	45.3	1.3716	0.09926	1.3584	0.032	0.978	

3.2 两种虚拟源计算方法的比较

喷嘴设置为30cm高度时,不同时刻t与该时 刻所对应羽流分层界面的高度以其值 z⁻²³ 的形式绘 制于图6中。从图中明显看出,分层界面高度实 验数据点与理论曲线并未像式(7)呈现出线性关 系。Baines^[25] 发现式(7)中的 $z 用 z + z_{avs B}$ 替换, 则分层高度与时间呈线性关系。这样 Baines 提出了 一种确定虚拟源位置的方法,首先假定虚拟原点位 置 z+z_{avs B},将该高度与原始的实验数据分层界面高 度相加,并同时修正模型高度H,将修正后的结果 以 $(z+z_{avs B})^{-2/3}$ 与 t 的关系表示出来,将拟合呈现线性 关系时最小标准差下的zava确定为虚拟源高度。而 Hunt^[26]提出,根据式(23),虚拟源高度 $z_{avs H}$ 仅 是实际羽流源参数的函数,根据卷吸系数便可计算 得到虚拟源高度。图6显示分别采用两种修正方法, 界面位置与时间的关系。根据上述实验结果,利用 Hunt 关于虚拟源点位置修正后得到喷嘴设置 30cm 高度下的卷吸系数为 0.09902, 将该值代入式 (7) 所得理论曲线也绘制于图6中。图6显示,无论采 用 Baines 还是 Hunt 的计算虚拟源位置的方法均可 以得到 $t = z^{-2/3}$ 的线性关系,两种方法拟合直线与 实验点的标准差分别为 0.0173 和 0.0260。然而采用 Baines 的方法的斜率明显小于采用 Hunt 的方法的斜 率,由此使得采用Baines的方法得到的卷吸系数0.0810 明显小于采用 Hunt 的方法计算的卷吸系数 0.0990。

为比较两种虚拟源点修正方法,将浓度同为 13.06%,盐水流量为120ml/min条件下,喷嘴高度 设置为20cm、30cm以及40cm,以及喷嘴流量为 100ml/min和80ml/min喷嘴高度设置30cm的实验数



图 6 受限空间内羽流界面与时间变化关系

据分别采用上述两种方法进行虚拟源点修正,将其 结果列于表2。由表2可见,盐水流量在120ml/min时, 在三个喷嘴高度条件下,根据Hunt的方法计算得到 虚拟源长度分别为1.35cm,1.36cm和1.36cm,表明 虚拟源长度只与羽流浓度、流量有关,并不会受到 喷嘴位置的影响;而采用Baines的方法,虚拟源位 置分别为1.65cm,2.01cm和2.71cm,表明除了浮力 源条件,喷嘴位置也会影响虚拟原点位置。两种方 法的相同之处是其他条件不变,降低流量,虚拟源 长度减少。

根据图 2. 由于卷吸系数与 Γ 之间的关系未知, 所以先要假定卷吸系数,计算出 Γ ,得到虚拟源位 置,再根据分层界面位置变化实验检验卷吸系数, 直到假定值与计算值的差距小于10-4,该实验仅用 于验证卷吸系数。这说明采用 Hunt 的方法, 虚拟源 位置仅是源条件,即喷嘴流量,尺寸和盐水浓度的 函数。由式(7)可以看出,采用 Baines 的方法, 虚拟源位置不仅与源条件有关,还与实验模型长度 和高度有关。Baines 提出的方法,将修正后的结果 以 $(z+z_{avs B})^{-2/3}$ 与 t 的关系表示出来,将拟合呈现线 性关系时最小标准差下的 zavs B 确定为虚拟源高度, 虚拟源高度与卷吸系数无关;而 Hunt 利用式(23) 将虚拟源与卷吸系数联系起来。虚拟点源的提出是 由于实际喷嘴与理想点源的差异,利用真实热源的 控制方程与点热源的控制方程在流动空间的一致性, 来确定的假想的虚拟位置。虚拟源位置仅应该与喷 嘴参数有关,因此在卷吸系数确定过程中,Hunt的 方法相比 Baines 的方法更为合适。

流量 /ml/min	喷嘴高度 /cm	H /cm	Г	α	z _{avs_H} ∕cm	标准差	z _{avs_B} ∕cm	标准差
120	20	17.5	1.3498	0.1001	1.35	0.0211	1.65	0.0454
	30	28	1.3608	0.0990	1.36	0.0173	2.01	0.0260
	40	36.5	1.3584	0.0993	1.36	0.0509	2.71	0.0504
100	30	27	1.8976	0.1029	1.20	0.0202	1.29	0.0272
80	30	27	3.0325	0.1015	1.08	0.0325	1.01	0.0335

表 2 Baines 与 Hunt 对虚拟源修正误差比较

3.3 纯羽流卷吸系数的确定

本组实验过程中,设置盐水流量为10.11%,盐 水流量设置为110ml/min、120ml/min、130ml/min、 140ml/min 以及150ml/min。将喷嘴固定放置于测试 模型箱距底部30cm 处,就5组流量在该高度条件 下进行实验。采用图2逻辑框图描述的计算方法, 在不同流量时,假定不同的卷吸系数下计算得到*Γ* 并拟合计算出卷吸系数加以验证。每种实验条件进 行3次测试以减少操作带来的误差,实验数据如表 3所示。将上述五组不同流量对应的*Γ*值与验证的 卷吸系数绘制于图7。由图可见,在*Γ*处于0~1之



间,卷吸系数 α 随着 Γ 的增大而增大,而在 $\Gamma > 1$ 后卷吸系数保持恒定。根据利用 Γ 与 α 整体趋势关 系图,可得到在纯羽流条件下即 $\Gamma=1$ 卷吸系数取值 为 0.0987。

Wang^[19]回顾了 Priestley^[22]和 List^[27]提出的紊流 卷吸模型,提出下面两个公式可以用于受迫羽流和 纯羽流:

$$\alpha = \alpha_{jet} + (\alpha_0 - \alpha_{jet}) \frac{\Gamma}{\Gamma_0}$$
 (25)

$$x = \alpha_{jet} \left(\frac{\alpha_0}{\alpha_{iet}} \right)^{\Gamma/\Gamma_0} \tag{26}$$

这里, a_0 是纯羽流卷吸系数, a_{jet} 是射流卷吸系数。 热羽流的实验测量^[20]以及直接数值模拟^[21]都支持在 经典羽流理论体系中使用这两个模型。这两个模型 均能拟合表 3 的源参数 Γ 和卷吸系数的关系,利用 式(25)拟合得到 a_{jet} =0.0267, a_0 =0.0100;利用式(26) 拟合得到 a_{jet} =0.0451, a_0 =0.0999。在 Γ =1 处,两个模 型得到的卷吸系数非常接近插值得到的 0.0987。

对于惰性羽流,图 7 显示当 Γ 从 1.0555 增大到 1.2341 时,卷吸系数几乎保持在 0.1 左右,这一实 验结果与 Hunt^[26] 的理论分析一致。Hunt 通过测量 紊流羽流的体积通量确定 $Q^{3/5}F^{-1/5}/D$ 与 $(z+z_{avs})/D$ 的 关系,文献^[26]图 6 显示当 Γ =1.24, 2.61 和 3.93 时, 卷吸系数为固定数值 0.09,并不随 Γ 发生变化。 3.4 虚拟源点位置与源参数 Γ 之间关系

为进一步分析虚拟源点位置与源参数以及卷吸 系数的关系,根据式(23)将 Γ 与 z_{ass}^* 数值函数关 系绘制成图 8。由于式(20)的简化条件为 Γ >0.5,因此 Hunt 的方法适用于 Γ >0.5 的受迫羽流和惰性 羽流。从图中显示的实验结果可以看出,在 0.5 < Γ <1范围内,无量纲虚拟源位置近似与源参数 Γ 成 线性关系。随着 Γ 的增加,来自真实羽流源的渐近 虚拟源点 z_{ass}^* 的值减少。

流量/(ml/min) 実验次数 Γ a z 150 a1 0.8163 0.08268 1.8 150 a2 0.7966 0.08472 1.8 a3 0.7820 0.08631 2.2 a1 0.8573 0.09063 1.6 140 a2 0.8682 0.08949 1.7 a3 0.8826 0.08802 1.7 a1 0.9336 0.09602 1.5 130 a2 0.9267 0.09703 1.5 a3 0.9402 0.09555 1.5 a1 1.0435 0.10106 1.4 a2 1.0555 0.09958 1.4 a3 1.0280 0.10258 1.4 a4 1.0414 0.10060 1.4 a3 1.2561 0.10028 1.3 110 a2 1.2341 0.10207 1.3 a3 1.2561 0.10028 1.3 -0.4 7 > 10	衣5 座拟原位直信总									
$\begin{array}{c c c c c c c c c c c c c c c c c c c $	流量 /(ml/min)	实验次数	Г	α	Z_H					
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$		al	0.8163	0.08268	1.8443					
$\begin{array}{c c c c c c c c c c c c c c c c c c c $	150	a2	0.7966	0.08472	1.8232					
$\begin{array}{c c c c c c c c c c c c c c c c c c c $		a3	0.7820	0.08631	2.2602					
$\begin{array}{c c c c c c c c c c c c c c c c c c c $		al	0.8573	0.09063	1.6993					
$\begin{array}{c c c c c c c c c c c c c c c c c c c $	140	a2	0.8682	0.08949	1.7145					
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$		a3	0.8826	0.08802	1.7347					
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$		al	0.9336	0.09602	1.5615					
$\begin{array}{c c c c c c c c c c c c c c c c c c c $	130	a2	0.9267	0.09703	1.5517					
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$		a3	0.9402	0.09555	1.5693					
120 a2 1.0555 0.09958 1.4 a3 1.0280 0.10258 1.4 a4 1.0414 0.10060 1.4 a1 1.2358 0.01019 1.3 110 a2 1.2341 0.10207 1.3 a3 1.2561 0.10028 1.3 0.0 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.7 > 0 -1.2 -1.2 -7.7 > 0		al	1.0435	0.10106	1.4402					
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	120	a2	1.0555	0.09958	1.4515					
$\begin{array}{c c c c c c c c c c c c c c c c c c c $	120	a3	1.0280	0.10258	1.4812					
a1 1.2358 0.01019 1.3 110 a2 1.2341 0.10207 1.3 a3 1.2561 0.10028 1.3 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.7 > 0 -0.7 > 10 -1.2 -1.2 -1.2 -1.2		a4	1.0414	0.10060	1.4380					
110 a2 1.2341 0.10207 1.3 a3 1.2561 0.10028 1.3 0.0 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.4 -0.7 > 0 -0.7 > 10 Δ 实验数据		al	1.2358	0.01019	1.3616					
a3 1.2561 0.10028 1.3 0.0 -0.4 -0.4 -0.4 -0.8 -1.2 -1.2 -1.2	110	a2	1.2341	0.10207	1.3602					
0.0 -0.4 -0.4 -0.8 -1.2 -1.2		a3	1.2561	0.10028	1.3777					
0 5 10 15 20 25	0.0 -0.4 $(\overset{0}{OS}_{S_{1}})_{VI}^{OV}$ -0.8 -1.2			<i>Γ</i> > 0 Γ > 10 △ 実验数据 20	25					

表3 虚拟源位置信息

图 8 渐近虚拟源位置与源参数 Γ 函数关系图

极限状态下 $\Gamma \to \infty$, $z_{avs}^* \to 0$ 表明此时对于惰性 羽流虚拟源点的位置与真实源位置完全一致。这种 条件下热源初始体积流量为零,仅存在浮力通量。 例如当太阳光强烈的照射房间或建筑物内的地面区 域时,产生热量的区域初始条件只有浮力通量。当 $\Gamma \to \infty$,由式可以得到 $\varphi \to 1$ 。

对于式, 在 $\Gamma > 0.5$ 时:

$$\Gamma^{\frac{1}{5}}z^{*} = \frac{3}{5}\int_{1}^{q}q^{-\frac{2}{3}}\left(1 + \frac{1}{5}\frac{\varphi}{q^{2}} + \frac{1}{5}\frac{6}{5}\frac{\varphi^{2}}{q^{4}}\frac{1}{2!} + \frac{1}{5}\frac{6}{5}\frac{11}{5}\frac{\varphi^{3}}{q^{6}}\frac{1}{3!} + \cdots\right)dq \qquad (27)$$

积分后得到:

$$\Gamma^{\frac{1}{5}}z^{\frac{*}{5}} = \frac{3}{5} (\frac{5}{3}q^{\frac{3}{5}} + O(q^{-\frac{7}{5}}) - (\frac{5}{3} - \frac{1}{7}\varphi - \frac{3}{85}\varphi^2 - \cdots)$$
(28)

改写成流量q的表达式:

$$q = \Gamma^{\frac{1}{3}} (z^* + z^*_{avs})^{\frac{5}{3}}$$
 (29)

虚拟源位置在
$$z^* = -z^*_{avs}$$
,表达式为:
 $z^*_{avs} = \Gamma^{-\frac{1}{5}}(1-\delta)$ (30)

其中, δ为:

$$\delta = \frac{3}{35}\varphi + \frac{9}{425}\varphi^2 + \frac{11}{1125}\varphi^3 + \frac{12}{23125}\varphi^4 + \dots$$
 (31)

当 φ →1时,函数 $\delta(\varphi)$ 值接近一个恒定的值 $\delta(\varphi=1) \approx 0.147$ 。此时关于 z_{ax} 的关系式可表示为:

$$z_{avs} \frac{6\alpha M_0^{\frac{1}{2}}}{5Q_0} = 0.853 \Gamma^{-\frac{1}{5}}$$
(32)

图 8 对比了无量纲虚拟源高度与源参数 Γ 曲线与由式(32)得到的简化关系曲线,从图中可以看出, 在 $\Gamma > 10$ 的条件下无量纲 z_{avs} 可以近似用简化关系 式表示。

3.5 卷吸系数的验证

为验证由上述方法得到的卷吸系数的准确性, 通过对置换流动过程中,在单一羽流作用下,达到 稳定状态时,对其内部界面与理论关系曲线的吻合 程度进行验证。该理论源于 Linden^{118]}提出的在有内 热源条件下置换流动模型,Linden 指出,设有进出 开口条件下,实验模型的体积流量为:

$$F = A^* (g'(H-h))^{\frac{1}{2}}$$
(33)

而结合 Morton 所提出羽流的体积流量为:

$$M(x, B) = C(Bx^{5})^{\frac{1}{3}}$$
(34)

$$\ddagger \Phi: C = \frac{6}{5} (\frac{9}{10})^{\frac{1}{3}} \alpha^{\frac{4}{3}} (2\pi)^{\frac{2}{3}}$$

令式(33)和式(34)相等可得:

$$4^{*}(g'(H-h))^{\frac{1}{2}} = CB^{\frac{1}{3}}h^{\frac{3}{3}}$$
(35)

令 $\xi = h/H \pm G(h, B) = (B^2 h^{-5})^{-\frac{1}{3}}$,从而简化上式 (35),得到无量纲有效开口面积与无量纲分层高度的关系:

$$\frac{A^*}{H^2} = C^{\frac{2}{3}} \left(-\frac{\zeta^5}{1-\zeta} \right)^{\frac{1}{2}}$$
(36)

该组实验设置盐水浓度为10.11%,盐水流量为 130ml/min。通过8组不同的开口面积组合,在其达 到稳定后对其分层界面进行测量。结合羽流参数信 息,考虑该条件下虚拟源点位置的影响,将其实验 测量所得分层高度进行虚拟源点位置修正,修正方 法同3.1部分所述,将修正后得到的无量纲分层高 度与无量纲有效面积关系绘制于图9。图9中离散 点分别表示本文的实验结果与Linden^[18]的实验,线 条表示根据不同学者提出的卷吸系数带入式(36) 得到的模拟结果。Linden的实验结果与本文的实验 结果非常接近,而在实验条件中并没有给出喷嘴参 数。根据图9中与本文实验数据以及理论结果的比 较,Linden选择的实验条件羽流应近似为纯热羽流 条件, 而选择的卷吸系数存在明显偏差。

本文的理论预测结果与实验验证采用不同尺寸 的模型实现,图9显示卷吸模型和虚拟源修正理论 耦合确定的卷吸系数能够很好的预测实验结果。图 中对比了5组不同学者^[18-20, 23, 28]提出的纯羽流卷吸 系数确定的理论预测,其中Ezzamel^[20]提出的0.099 非常接近本文提出的纯羽流卷吸系数0.0987。由此 可见,将卷吸系数作为联系界面分层位置变化与虚 拟源位置之间的参数,结合实验测量,通过插值方 法确定纯热羽流卷吸系数的方法是一种计算卷吸系 数行之有效的方法。





进一步分析虚拟源点位置修正对无量纲开口面 积与界面高度关系的影响,在对卷吸系数验证的实 验过程中,将未考虑虚拟源点位置的实验数据与考 虑虚拟源点修正后的实验数据列于表4。由下表可见, 考虑虚拟源点位置的情况下,建筑高度 H 值增加, 实验的分层界面高度 h 也相应增加,从而使横坐标 *A*/H²* 减小,纵坐标 h/H 增加,分别对两种情况下进 行相对误差与标准差计算,结果列于表中。由下表 可见,在未进行虚拟源点位置修正时,8 组面积组 合下,除第一组数据外,其他有效面积对应的实验 值均小于理论值,最大相对误差为-16.45%。而对 于进行虚拟源点位置修正后,整体上有效面积对应 的实验值大于理论值,最大偏差8.80%。两种情况下, 考虑虚拟源点位置修正的标准差为0.0178小于未考 虑虚拟源点位置的标准差0.0398,采用虚拟源修正 的界面高度更接近理论曲线,同时也表明,如果图 中没有考虑虚拟源修正,界面高度会出现较大偏差。 4 结论

本文建立均匀环境条件下点热源在受限空间的 流动模型,考虑实际热源喷嘴位置的虚拟源修正, 通过盐水实验测量界面高度与时间关系,确定纯羽 流卷吸系数。结合实验测量和模拟分析,得到以下 结论:

(1)利用无量纲时间与界面高度关系,对三组 不同喷嘴高度下所得实验数据进行拟合以确定关系 式中所含卷吸系数α的值。三组不同高度得到的卷 吸系数分别为0.09902,0.09926和0.10014,三条 拟合曲线与实验点的标准差分别为0.016,0.028和 0.032。不同喷嘴高度下实验数据均能与拟合曲线吻 合度大于0.95。在H/D₀ < 73 范围内,羽流行程高 度与拟合确定的卷吸系数无关。

(2) 对比 Baines 和 Hunt 提出的两种计算虚拟 源位置方法。Baines 提出将修正后的结果以 $(z+z_{ass,B})^{-23}$ 与 t 的关系表示出来,当拟合呈现线性关系时最小 标准差下的 $z_{ass,B}$ 确定为虚拟源长度,虚拟源长度与 卷吸系数无关,而是与源条件以及实验模型长度和 高度有关。Hunt 采用的确定虚拟源的方法,虚拟源 位置仅是源条件,即喷嘴流量,尺寸和盐水浓度的 函数。虚拟源长度是源参数 Γ 的函数,也就是卷吸 系数的函数。因此在卷吸系数确定过程中,Hunt 的 方法相比 Baines 的方法更为合适。

(3)考虑源参数 Γ 与虚拟源位置 z 均受卷吸系数影响,通过假定卷吸系数进而结合实验数据拟合确定卷吸系数,得到源参数 Γ 与 α 的关系趋势。在

		未修正虚拟	源位置高度		修正虚拟源位置高度				
	A*/H ²	实验值 h/H	理论值 h/H 相对误差		A^*/H^2	实验值 h/H	理论值 h/H	相对误差	
1	0.0041	0.3087	0.2929	5.39%	0.0036	0.3197	0.2936	8.80%	
2	0.01145	0.3523	0.4217	-16.45%	0.0101	0.3979	0.4079	-2.45%	
3	0.01704	0.4654	0.4896	-4.93%	0.0151	0.4894	0.4693	4.28%	
4	0.02189	0.5008	0.5331	-6.06%	0.0194	0.5304	0.5081	4.40%	
5	0.02810	0.5352	0.5759	-7.07%	0.0248	0.5628	0.5484	2.63%	
6	0.04148	0.6250	0.6468	-3.37%	0.0367	0.6472	0.6223	4.01%	
7	0.04897	0.6393	0.6807	-6.09%	0.0433	0.6607	0.6558	0.74%	
8	0.05413	0.6527	0.6993	-6.67%	0.0479	0.6733	0.6767	-0.52%	
	标准差: 0.0398		398	标准	差:	0.0178			

表 4 羽流虚拟源点修正结果的分析

A^*	 有效开口面积, m ² ;	M	 动量, m ⁴ /s ² ;	α	 卷吸系数;
A^*/H^2	 无量纲有效面积;	Q	 流量, m ³ /s;	Г	 源参数;
b	 羽流中间值的 1/e 处半径, m;	r	 羽流径向坐标,m;	Δ	 密度梯度, m/s ² ;
F	 浮力通量, m ⁴ /s ³ ;	t	 时间, min;	ξ	 无量纲高度;
g	 重力加速度, m/s ² ;	U	 环境上升速度, m/s;	ρ	 羽流内密度, g/cm ³ ;
g'	 折减重力加速度, m/s ² ;	w	 羽流垂直向上速度, m/s;	$ ho_0$	 羽流外密度,g/cm3;
h	 分层界面高度, cm;	z	 垂直坐标轴, g/cm ³ ;	ρ_1	 参考密度,g/cm ³ 。
Н	 模型实际高度, cm;	<i>z</i> *	 无量纲虚拟源高度;		
h/H	 无量纲分层高度;	Zavs	 虚拟源点位置高度, cm;		

符号说明:

 $Γ 处于 0.8-1.0 之间, 卷吸系数 α 随着 <math>\Gamma$ 的增大而增 大, 而在 $\Gamma > 1$ 后卷吸系数保持恒定, 根据插值法 确定纯羽流条件下即 $\Gamma=1$ 时卷吸系数为 0.0987。

(4)设置盐水浓度为10.11%,盐水流量为 130ml/min。通过8组不同的开口面积组合,在其达 到稳定后对其分层界面进行测量。在考虑虚拟源位 置修正的条件下,得到分层界面位置与卷吸系数取 值0.096理论曲线标准差为0.0178。模拟结果显示 卷吸模型和虚拟源修正理论耦合确定的卷吸系数能 够很好的预测实验结果。

参考文献

[1] Steckler K D, Baum H R. Salt water modeling of fire induced flows in multicompartment enclosures[J]. Symposium (International) on Combustion, 1988, 21(1): 143–149.

[2] Linden P F.The fluid mechanics of natural ventilation[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 1999, 31(1): 201–238.

[3] Carlotti P, Hunt G R. An entrainment model for lazy turbulent plumes[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2017, 811:682–700.

[4] Kaye N B, Hunt G R. An experimental study of large area source turbulent plumes[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2009, 30(6): 1099–1105.

[5] Chenvidyakarn T, Woods A W. On underfloor air-conditioning of a room containing a distributed heat source and a localised heat source[J]. Energy & Buildings, 2008, 40(7): 1220–1227.

[6] Coomaraswamy I A, Caulfield C P. Time-dependent ventilation flows driven by opposing wind and buoyancy[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2011, 672(4):33–59.

[7] Hunt G R, Linden P F. Displacement and mixing ventilation driven by opposing wind and buoyancy[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2004, 527(527):27–55.

[8] Holford J M, Hunt G R. Fundamental atrium design for natural ventilation[J]. Build. Environ., 2003, 38(3): 409–426. [9] Lin Y J P, Lin C L. A study on flow stratification in a space using displacement ventilation[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2014, 73(4):67–75.

[10] Hunt G R, Coffey C J. Emptying boxes – classifying transient natural ventilation flows[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2010, 646:137–168.

[11] Morton B R, Taylor G. Turbulent Gravitational Convection from Maintained and Instantaneous Sources[J]. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences, 1956, 234(1196):1–23.

[12] Kaye N B, Scase M M. Straight-sided solutions to classical and modified plume flux equations[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2011, 680(4): 564–573.

[13] Scase M M, Caulfield C P. Time-dependent plumes and jets with decreasing source strengths[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2006, 563:443–461.

[14] Burridge H C, Hunt G R. The rise heights of lowand high-Froude-number turbulent axisymmetric fountains[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2012,691:392–416. [15] Van den Bremer T S, Hunt G R. Universal solutions for Boussinesq and non-Boussinesq plumes[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2010, 644(4):165–192.

[16] Batchelor G K, Moffatt H K. Perspectives in Fluid Dynamics[J]. 2002, 644.

[17] Carazzo G, Kaminski E. The route to self-similarity in turbulent jets and plumes[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2006, 547(547):137–148.

[18] Linden P F, Lane-Serff G F. Emptying filling boxes: the fluid mechanics of natural ventilation[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1990, 212:309–335.

[19] Wang H, Wingkeung Law A. Second-order integral model for a round turbulent buoyant jet[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2002, 459(459): 397–428.

[20] Ezzamel A, Salizzoni P. Dynamical variability of axisymmetric buoyant plumes[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2015, 765:576–611.

[21] Reeuwijk M V, Salizzoni P. Turbulent transport and entrainment in jets and plumes: A DNS study[J]. Phys. rev.fluids, 2016, 1(7):1–22.

[22] Priestley C H B, Ball F K. Continuous convection from an isolated source of heat[J]. Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society, 1955, 81(348):144– 157.

[23] Craske J, van Reeuwijk M. Energy dispersion in turbulent jets. Part 1. Direct simulation of steady and unsteady jets[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2015, 763:500–537.

[24] Hunt G R, Bremer T S V D. Classical plume theory: 1937–2010 and beyond[J]. Ima Journal of Applied Mathematics, 2011, 76(3): 424-448.

[25] Baines W D, Turner J S. Turbulent buoyant convection from a source in a confined region[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1969, 37(4): 51–80.

[26] Hunt G R, Kaye N G. Virtual origin correction for lazy turbulent plumes[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2001, 435:377–396.

[27] List E J. Turbulent Jets and Plumes [J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 1982, 14:189–212.

[28] George Jr. W K, Alpert R L. Turbulence measurements in an axisymmetric buoyant plume[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1977,20(11): 1145–1154.

利用光学衰减原理的热羽流盐水实验研究

刘 洋,力晓晴,黄 澜,袁健华,蔡丽蓉 (江西理工大学建筑与测绘工程学院,江西赣州 341000)

[摘 要]根据光线透过盐水溶液产生衰减原理,利用流场内密度与光照强度的对比关系,提出通过图像灰度确定流场内密度分布特征的测试方法。采用这种实验方法,结合单一点源羽流条件下卷吸作用,模拟由热压产生的置换流动和混合流动。对于无热源的置换流动实验,当出口面积保持在 5.1cm² 时,进口面积由 28.9cm² 增加到 52.7cm² 并不会显著增加体积流量。这表明对于置换通风,当进出口面积相差较大时,流量由进出口中较小的面积开口确定。对于有热源条件下置换流动,随着有效开口面积增加,热分层高度增加,且上部分层高度内的密度降低。实验数据显示,卷吸系数 a 取 0.13 时理论预测与实验结果一致。在有固定热羽流条件下进行了混合流动实验,确定流量修正系数 ε 等于 2.21,该系数与开口大小和盐水密度无关,反映固定浮力通量与变浮力通量条件下通过开口流量的比值。通过理论分析和实验结果对比,证明了利用光学衰减原理确定盐水浓度的方法是一种有效的实验测试方法。

[关键词]光学衰减;光照强度;盐水模拟实验;自然通风

0 引言

自然通风利用热压或者风压,将室外新鲜空气 引入室内,提高室内空气品质,同时实现建筑的被 动节能,近年来这项技术越来越受到人们的关注。 国内外学者采用实验测量结合理论分析的方法对自 然通风展开研究。考虑到自然通风受外界环境影响 较大且空气的运动状态不易观察的问题,利用盐水 模拟热空气运动不仅简单可靠,而目当加入示踪粒 子时能够清晰地观察到流动状态,进而根据相似理 论分析实际建筑中空气的运动规律。最早 Baines^[1] 提出在封闭空间浮力源羽流产生稳定热分层问题, 并利用盐水实验验证了密度分布及变化规律。随后, Linden^[2] 阐明围护结构与外界连通条件下,由固定 浮力通量的羽流产生分层现象,提出界面高度及流 量的表达形式,理论预测也利用盐水实验得以证实。 此后,这项技术被广泛应用于分析自然通风多种流 动规律。当开口选择圆柱型缩放喷嘴或在管路上均 匀布置开口时,盐水实验可以模拟由点热源或线热 源产生的热压自然通风^[3,4];当清水水箱内均匀分布 一定流速的流体,在模型两侧产生压降,可以模拟 风压产生的自然通风^[5,6]。目前利用盐水实验进行理 论分析的热点在非稳态羽流的研究^[7]和垂直分布浮 力源紊流羽流研究^[8]两个方面。

国内的学者倾向于利用盐水模型分析实际空气 流动规律。1993年,中国科大研究生院火灾实验室 设计建立了我国第一座盐水模拟实验台^[9],运用该 实验台着重研究了侧室火灾烟气经走廊流向天井及 其在天井中的流动规律^[10]。王磊等^[11]利用盐水模型 实验方法研究热压驱动下的自然通风,对室内热羽 流流动引起的室内热分层现象进行了模拟,预测了 热压驱动下自然通风房间内热分层高度、温度分布 和通风量的变化规律。秦俊和桂娟等^[12,13]利用盐水 实验对大空间下部送风、中部回风形式的分层空调 的回风口流动特性进行了研究。阳东等^[14]通过盐水 实验,考察利用竖井实现多层建筑复合通风的可行 性。

在实验过程中,对流场的浓度测量方法可分 为两种方式:一种是通过图像数字技术确定空间内 密度分布,另一种是采用电导率仪直接进行多点测 量。1992年,Dalziel等^[15]通过数字图像分析,使 用高分辨率的粒子追踪技术对流动的二维切面进行 速度和浓度测量。Linden等^[16(9]使用图像处理系统 DigiFlow分析流场的密度结构。王磊和桂娟等^[11,13] 在对流场的测试过程中,采用电导率仪测得溶液电 导率,根据溶液电导率与浓度单调关系确定流浓度。

电导率仪直接测量会对流场流动产生干扰, 并且不能同步获取流场的状态分布。而 Dalziel 提 出的数字图像分析的方法需要采用图像采集卡和 DigiFlow 软件才能够进行分析,软硬件的要求限制 了该技术在盐水实验中的应用。本文利用光线透过 盐水模型产生光学衰减原理,建立流场内的密度与 光照强度的对应关系,简化系统结构,在盐水实验 过程中通过图像灰度读取确定流场内密度分布。通 过理论分析和实验结果对比,证明了本文提出的确 定盐水浓度的方法是一种有效的实验测试方法。本 文的结构如下:第1节进行理论分析,包括光衰减 原理和通风的理模型;第2节对实验台进行介绍;

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(No.51666003), 江西省教育厅科学技术研究项目(GJJ170523)。

第3节对 Linden 的实验进行了验证,对置换流动卷 吸系数和混合流动系数利用实验结果进行修正,并 对实验误差进行了分析。

1 实验理论分析

1.1 光衰减原理

本实验使用图像信息处理技术分析流场的密度 分布,该技术的原理是当混合一定浓度的染料时, 来自背后照明的光线被染料吸收而衰减。当重力流 与周围液体混合时,盐水中染料被稀释,因此在稀 释度较大的区域光的衰减较少,稀释度较小的区域 光的衰减较大。通过相机接受被衰减的光,利用光 照强度的大小分析流场中的密度,原理如图1所示。



图1 光线衰减示意图

由光线衰减理论^[17],光照强度延行程方向的衰减与光强成正比,可以得到:

$$\frac{dI}{dz} = -\eta \hat{I} \tag{1}$$

式中:*I*为光照强度,η为吸收率,是关于浓度的函数;*z*为沿着光线的距离长度。

若假定光线穿过恒定染料浓度的溶液时,沿着 光线方向对式积分得:

$$\frac{I(h,c)}{\hat{I}(0,c)} = e^{-f(c)h}$$
(2)

式中: h 为光线穿过染色溶液的距离; I(0,c) 为 光线开始时的光照强度; 函数 f(c) 为关于染料浓度 c 的函数,且对于低染料浓度可认为其是线性分布,即:

$$f(c) = Ac + b \tag{3}$$

其中A>0表示浓度增加衰减越大,b>0表示未染色的水对光的衰减。由于式的线性特征可将这两个因素分开并表达为:

$$\frac{I(h,c)}{\hat{I}(h,0)} = \frac{I(h,c)}{\hat{I}(0,c)} / \frac{I(h,0)}{I(0,0)} = e^{-Ach}$$
(4)

因此可以通过使用透过未染色溶液的光照强度

来确定 c 和 h。

首先假定具有一定光照强度的光线从充满染色 溶液的模型一侧射出,一部分光分别被不同介质(有 机玻璃、空气、水)之间的各种界面反射、被模型 的结构所吸收、被染色溶液吸收以及水吸收。由此 可得:

$$I = I_{illum} - I_{reflect0} - I_{reflect1} - I_{tank0} - I_{tank1} - I_{sol} - I_{water}$$
(5)

式中: *I*_{illum} 为初始光强, *I*_{reflect}, *S*_I_{reflect} 分别为进入和离开模型的反射光; *I*_{tank0}、*I*_{tank1}为进入和离开模型所吸收的光; *I*_{sol}、*I*_{water} 为染料和水吸收的光。在这里忽略光的折射并仅关注进入相机形成图像的光线。

在合理的近似值下,认为进入模型的光强损失 正比于初始光照强度,并将进入染料界面的光强定 义为:

$$I_{enter} = I_{illum} - I_{reflect0} - I_{tank0} = \alpha I_{illum}$$
(6)

式中:常数 α ≤ 1。同理离开模型的光强损失 正比于离开染料界面的光强,可定义为:

$$I = \beta (I_{enter} - I_{sol} - I_{water}) \tag{7}$$

式中: $\beta \leq 1$ 。定义有效的光照强度为:

$$I_0 = \beta(\alpha I_{illum} - I_{water}) \tag{8}$$

将上式(7-8)与式结合,则 *I*(*h*,*c*)为 *I*_{enter}-*I*_{sol} -*I*_{water}=*I*/β, *Î*(*h*,0) 是 *I*_{enter}-*I*_{water}=*I*₀/β, *Î*(*h*,*c*)/*I*(*h*,0)=*I*/*I*₀, 由此可得:

$$\frac{I}{I_0} = e^{-Ach} \tag{9}$$

在本实验过程中,只限测量 *I* 和 *I*₀,即测量清 水条件及一定染料浓度条件光线强度即可确定溶液 浓度。

根据光学衰减原理,在实验进行过程中,利用 相机分别拍摄清水条件和一定染料浓度条件下模型 箱内流场图像,采用 Matlab 软件对所成图像的灰度 进行读取,进而确定流场内密度分布。

1.2 置换流动和混合流动理论模型

1.2.1 无热源条件下的置换流动

在没有热羽流影响下,模型空间内充满一定密度的轻质流体,模型上下部开口面积为*a*₁和*a*₂,通过开口的速度分别为*u*₁和*u*₂,*H*为模型高度。假定流入的流体与模型内的流体不发生混合,且逐渐在距离底部*h*处形成分层。在界面与天花板之间存在建筑内外静水压力相等的水平面,该水平面为中和面,如图2所示。



图 2 无热源作用下置换流动

对于在底部开口流入,上部开口流出的置换流动,通过开口的流速可以使用伯努利方程根据相对中性面的压降来进行计算。流经开口的流量可以由下式给出:

$$F = A^* (g'(H-h))^{\frac{1}{2}}$$
(10)

其中: g'为折减重力加速度,且 g'=g $\Delta \rho/\rho$; A^* 为有效开口面积,如下式所示,其中 c 为人口膨胀 系数。

$$A^* = \frac{a_1 a_2}{\left(0.5\left(\frac{a_1^2}{a} + a_2^2\right)\right)^{\frac{1}{2}}}$$
(11)

无热源作用下置换流动过程中,浮力通量为:

$$B = Fg' = A^* (H-h)^{\frac{1}{2}} g'^{\frac{3}{2}}$$
(12)

对界面位置高度随时间的变化表示为:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{F}{S} \tag{13}$$

式中: h 为分层界面距离底部距离; S 为模型的 横截面积。

当*t*=0时*h*=0,故

$$\frac{h}{H} = 1 - (1 - \frac{t}{t_E})^2 \tag{14}$$

其中 t_E 为清空时间,且:

$$t_E = \left(\frac{2S}{A^*}\right)\left(\frac{H}{g'}\right) \tag{15}$$

1.2.2 点热源作用下的置换流动

空间内湍流的羽流从浮力源处向上运动时不断 卷吸周围空气,较轻的羽流到达天花板向墙边扩散。 上部较轻的羽流卷吸周围流体,使得周围流体密度 降低,并形成稳定的分层。如图3所示。

在单一浮力点源的影响下,根据 Morton 等^[18] 给出关于均匀环境下模型空间内单一浮力羽流浮力 通量 *B*、体积流量 *M* 以及折减重力加速度 g' 的公式 可得:



$$B = GM = constant \tag{16}$$

$$M(x, B) = CB^{\frac{1}{3}} x^{\frac{5}{3}}$$
(17)

$$G'(x,B) = \frac{B^{\frac{2}{3}} x^{-\frac{5}{3}}}{c}$$
(18)

式中: x 为距离源点初始位置的距离,

 $C = \frac{6}{5} \alpha (\frac{9}{10} \alpha)^{\frac{1}{3}} \pi^{\frac{2}{3}}, \alpha 为 卷 W 系 数 .$ 根据体积流量相等,令式和相等,得到: $A^{*} (g'(H-h))^{\frac{1}{2}} = CB^{\frac{1}{3}} x^{\frac{5}{3}}$ (19) 令 $\xi = \frac{h}{H} \square \varphi g'$ 等于式可得:

$$\frac{A^*}{H^2} = C^{\frac{2}{3}} \frac{\xi^{\frac{5}{2}}}{(1-\xi)^{\frac{1}{2}}}$$
(20)

$$g'(h \le x \le H) = G'(x=h,B) = \frac{B^{\frac{2}{3}}h^{-\frac{5}{3}}}{c}$$
 (21)

由无量纲面积与无量纲高度的理论关系,界面 高度不依赖与源的强度,也不依赖于底面面积。

1.2.3 点热源作用下的混合流动

考虑到空间的一侧垂直墙面上设有一定高度的 单一开口的情况下,空间内部和外部的压力相等的 中和水平面位于开口高度的一半,并且通过开口将 会有受控交换流动,如图4所示。



图 4 单一开口点热源下的混合流动

利用 Linden^[19] 提出的通过开口的体积流量表达式:

$$F = kA(g'd)^{\frac{1}{2}} \tag{22}$$

式中: A 为开口面积, d 为开口垂直高度。

对于在空间的水平表面上设有单一开口的交换 流动,该情况下的流动不同于在垂直墙面设有开口 的情况,但开口的体积流量依旧可由式给出,其中 *d*为开口的最长长度,*k*为常数取决于开口形状。对 于圆形开口,Epstein^[20]提出常数*k*可以设定为0.055。

当空间内存在浮力源时,将会达到一个稳定状态,其中通过开口的浮力通量等于内部产生的浮力 通量,即:

$$B = Fg' = \varepsilon kAd^{\frac{1}{2}}g'^{\frac{3}{2}}_E \tag{23}$$

式中修正系数 *ε*,表示存在羽流条件下,对体积流量的修正。上式可改写为:

$$g'_{E} = \left(\frac{B}{\epsilon k A d^{\frac{1}{2}}}\right)^{\frac{2}{3}}$$
 (24)

式中:g'_E是达到稳态时在水平开口处的折减加 速度。

结合式和可得:

$$\frac{g'_E}{G'_H} = \frac{C\pi^{\frac{1}{6}}}{2^{\frac{1}{3}}\varepsilon^{\frac{2}{3}}k^{\frac{2}{3}}} (\frac{A}{H^2})^{-\frac{5}{6}}$$
(25)

其中: *G'_H=G'(x=H, B*) 表示界面高度为*H*时的 折减重力减速度。

2 实验台搭建

本实验过程中,盐水浓度分别为1.03%、5.09% 和8.24%,流量计测量范围为0-150ml/min,采用的 盐为精制工业盐,Nacl含量≥95.5%,产品水不容 物≤0.2%,所用的染料为红曲红色素。实验装置如 图5所示。



图 5 盐水模拟实验台示意图

图 5 中居中为清水箱(1.2m×0.6m×0.6m), 模拟外界自然环境。清水箱右侧设置清水补水 箱和溢水管,用来稀释和置换清水箱内的盐水以 及维持清水箱的动态平衡。清水箱内为模型水箱 (0.3m×0.2m×0.25m),模拟实际建筑内的自然通风, 模型水箱上下均设有孔径为5.5cm和1.8cm的孔口, 作为通风口,上部设有盐水喷嘴。清水箱左侧为盐 水储箱,用于制备储存具有一定染料颜色和一定盐 水浓度的混合溶液,通过水泵将盐水输送至高位盐 水箱,水箱内设置溢水管将多余盐水输送回盐水储 箱以保持高位盐水箱液面高度恒定。盐水闸阀和喷 嘴间布置流量计,用于计量进入喷嘴的盐水流量。

实验开始前在盐水储箱制备一定浓度的盐水与 染料混合均匀,然后关闭盐水出水阀门,启动盐水泵, 盐水被抽到高位水箱内,待高位盐水箱液面稳定后, 打开盐水出水阀门,盐水经流量计通过喷嘴直接流 入模型内部,在盐水的密度差及羽流的卷吸作用下, 清水从模型水箱的上开口流入,下开口流出,形成 置换流动。模型水箱内形成稳定的分界面时,表明 此时已经达到稳定的流动状态,通过对流场图像灰 度的读取,可得到盐水的密度。模型上下表面分布 一定数量的圆孔,利用胶塞改变进出口面积。在实 验过程中,盐水溶液从上部喷嘴流入模型内部,将 模型上部开口全部封闭,通过开启下部开口,外部 清水通过下部开口实现流体的流入与流出的转化, 形成混合流动。

在实验台光学系统中,清水箱的正后方布置投 光灯,调整灯光位置使得光源均匀投射至清水箱, 同时在投光灯与清水箱之间布置双层滤纸,使得投 射至模型水箱的光源更加均匀。在清水箱正前方设 置一台型号为 AVK-Mako 的工业相机,用于拍摄光 线透过模型水箱所成图像。相机运行时,将自动读 取功能关闭,设置固定曝光度为 3000,伽马增益设 定为 1,其他设置参数全部设定为 0,在实验进行过 程中保持图像设置完全相同。为达到暗室效果,窗 台上布置厚度 5mm 遮光板,并采用牛津底布及珠光 银涂层的窗帘密封,保证室内照度小于 5Lux。

3 实验结果与分析

3.1 无热源的置换流动界面位置与时间变化关系

进行无热源的置换流动实验时,模型箱内充 满浓度为8.24%的盐水,实验开始时刻同时打开 上、下开口,由于浮力通量作用,外部清水通过上 部流入,模型箱内盐水从下部开口流出,清水和盐 水之间形成清晰的分界面。对于不同开口面积组合 条件下,界面高度随时间变化的关系图和预测方程 对比结果如图6所示。图中用 *a*_{in} 表示上部进口面 积,三组不同组合上部进口面积分别为52.7cm², 28.9cm²,52.7cm², *a*_{out} 表示下部出口面积,分别数 值为23.8cm², 5.1cm², 5.1cm²。由图6可见,随着时间的延长,界面高度随之增加,且与理论曲线能够较好的吻合。

实验结果验证了理论预测,即无量纲界面高度 与进出口面积组合无关,与气流进出口膨胀系数无 关。由式和可以看出,入口膨胀系数通过改变有效 面积来影响模型中盐水清空时间 $t_{E^{\circ}}$ 根据式,通过 开口流量正比于有效面积 A^* 。由式可得,当 a_{out} 显 著小于 a_{in} 时, $A^* < \sqrt{2}a_{out}$; 当 a_{in} 明显小于 a_{out} 时, $A^* < \sqrt{2}ca_{in}$ 。当出口面积保持在 5.1cm² 时,进口面 积由 28.9cm² 增加到 52.7cm²,即 a_{out} 明显小于 a_{in} 时,膨胀系数 c 在 0.5~1 范围内有效面积最多增加 了 2.1%,清空时间 t_E 减少了不到 5%,在此条件下 置换流动流量没有发生明显变化。这表明,对于建 筑置换通风,当进出口面积相差较大时,流量大小 由进口和出口中较小的面积开口确定,仅增大面积 较大开口并不能明显改善通风效果。





3.2 点热源置换流动有效开口面积与分层高度及折 减重力加速度关系

在有单一点热源的置换流动实验过程中,盐 水浓度为 8.24%,盐水流量为 2.5ml/s。在 8 组不同 的有效开口面积组合下,待达到稳定状态下对应的 无量纲分层高度及无量纲折减重力加速度的实验结 果绘制如图 7 所示。图中实线分别为理论曲线,随 有效面积的增加,无量纲分层高度随之增加,而对 应的流场内的密度下降,无量纲折减重力加速度随 着有效面积的增加而减小。从图中可以看出,卷吸 系数的取值明显影响无量纲界面高度和无量纲折减 重力加速度的计算结果。Linden 在当时通常认为的 0.074~0.093 范围内选择了中间值 0.083,实验结果 与理论预测存在较大偏差^[2]。

在本文的实验条件下,图7也显示了理论曲线 不能准确的预测实验结果。2006年, Carazzo^[21]总 结了前人的实验结果,发现对于符合"top-hat"描 述的羽流, 卷吸系数可能选择的范围在 0.10~0.16 之 间,造成这一差异的原因被归结为浮力源条件、喷 嘴尺寸或者不同的实验手段。2015年,在Wang^[22] 和 Kaminski^[23] 研究的基础上 Ezzamel 提出卷吸系数 并不是定值,而是随着羽流位置与浮力源距离和理 查德森数*Γ*的变化而发生改变^[24]。由于当羽流高度 >5倍无量纲高度后,卷吸系数的最大值与平均值 相比不超过10%,从方便使用的角度出发,仍然可 以选则择固定系数。本文进行了有热源条件下置换 流动实验,通过测量分层界面的位置变化,确定卷 吸系数的最佳值 α=0.13。图中显示这一数值较好的 预测了实验数据的变化,在图7(a)中,当模型无 量纲开口面积大于 0.04 时,预测结果大于实验值, 这是由于沿着羽流行程方向,随高度增加实际卷吸





系数大于给定系数,羽流卷吸更多的环境流体,导 致实际分层高度略低于预测值。

3.3 点热源置换流动有效开口面积与模型内密度关系 在有单一点热源的置换流动实验中,盐水浓度

为8.24%,盐水流量为2.5ml/s。在不同有效面积下, 待流场达到稳定后,对流场的图像的灰度进行读取, 无量纲高度下对应的流场内密度的分布如图8所示。 图中用 a_{in} 表示上部进口面积,四种情况上部进口 面积分别为2.5cm²,50cm²,47.5cm²,57.7cm²,a_{out} 表示下部出口面积,四种情况下部出口面积分别为 2.5cm²,5.1cm²,7.6cm²,26.3cm²,由图可知,有效 开口面积影响流场内的密度,随着有效开口面积的 增加,分界面处的密度减低,分界面高度升高,与 图7(a)显示的规律一致,同时上部混合区的密度 减小,与图7(b)显示的规律一致。从图中可以看出, 分界面上下存在密度的突变,置换流动状态下模型 中流体可由分界面分为浓度不同的两个部分,并可 认为由分界面分开的两部分流体密度均匀,这一实 验测试结果与置换通风模型的假设条件一致。

3.4 混合流动无量纲重力加速度与无量纲面积关系

在单一点源作用下的混合流动实验过程中,设 置三组不同盐水浓度,分别为1.03%、5.09%及8.24%, 盐水流量为2.5ml/s。在6种不同下部开口面积条 件下进行实验,待流场内密度达到稳定后,进行灰 度读取,最终得到不同开口面积下,流场内密度的 大小,从而绘制出无量纲重力加速度与无量纲面积 的对应关系图。将不同浓度下的实验数据与由式得 到的未经修正的理论关系式绘制于图9。从图中可 以看出,原始理论曲线与实验存在较大偏差。等式 中,Epstein^[20]提出常数*k*设定为0.055。而Epstein 虽然也是研究水平开口由于浮力通量驱动的交换流 动,但跟本实验的实验条件不同。Epstein 在实验





中保持容纳盐水空间和清水空间体积不变,位于上 部的盐水在浮力通量作用下与下部清水发生交换流 动,上部空间盐水浓度不断被清水稀释,下部空间 清水与流入的盐水混合密度逐渐增大,产生交换流 动的折减加速度是在不断减少的。而本实验由于存 在稳定的羽流浮力源,同时流出模型的盐水被清水 箱中流通的清水稀释并排出,使得产生交换流动的 动力保持恒定。这种条件下流体流量理论上应该大 于 Epstein 的实验流量。因此在浮力通量表达式中引 入修正系数 ε,理论上修正系数应大于 1。

基于实验数据与理论关系曲线存在偏差,对三 组不同盐水浓度下(1.03%,5.09%,8.24%)实验 数据进行拟合修正,得到不同的修正系数以及相应 的相关系数,实验以及拟合结果列于表1,取三种 情况下的平均修正系数为2.21,将修正理论曲线绘 制于图9,发现实验数据与修正后的理论曲线能较 好地吻合。将修正系数代入文献^[20]中式6,整理为:

$$\frac{\mathfrak{L}}{0.04(D^5g\Delta\rho/\bar{\rho})^{1/2}} = \varepsilon$$

表1 不同浓度下有热源的混合流动实验数据修正

(26)

g'/G' _H			修正	标准	相关				
浓度 /%	15.26	31.37	47.49	62.75	78.87	94.98	系数 ε	差	系数
1.03	13.24	7.51	5.21	4.75	3.92	3.13	2.32	0.37	0.99
5.09	14.06	9.43	5.24	4.88	3.99	2.94	2.10	0.75	0.97
8.24	14.60	8.30	5.09	3.82	3.26	2.27	2.20	0.58	0.98

结合表1的实验数据可以看出,修正系数与开口大小及密度差无关。表明在固定浮力通量条件下, 发生混合通过, *ε*是由通过单一开口发生交换流动机 理确定的参数,表示固定浮力通量与变浮力通量条 件下通过开口流量的比值。

3.5 光照强度的误差分析

测试过程中,投射光线通过实验模型的反射和 吸收,光线强度沿投射方向不断衰减,最终包含亮



图9 单一点源混合流动 g'/G'_H 与 A/H^2 的关系

度信息的流体流动过程被相机拍摄,对流场的灰度 进行读取,灰度反映了溶液中的盐浓度大小。实验 开始前,将盐水的灰度与盐水密度进行标定,记录 清水环境下的光照强度,依次加入等量带有染料的 盐水,用密度计记录不同次数下的盐溶液的密度值, 同时读取相应的光照强度,由此得到光照强度和盐 水密度的相互对应关系如图 10 所示。



图 10 盐水密度与光照强度对应曲线

由图10可以看出,密度和光照强度呈指数关系, 在较低浓度时,光照强度比高浓度时更敏感。在低 浓度条件下,该技术测量更准确以及对环境变化的 分辨率更高。

由图中所示的光照强度与密度的对应关系,根 据实验测定的盐水密度和读取光照强度的对应数据, 拟合密度与光照强度之间的指数关系为:

$$R(x) = 1.278 \times 10^{18} \cdot e^{(-36.28x)} \tag{27}$$

通过对拟合曲线和实验测试点的比较可以看出, 拟合曲线与实验数据的相关系数为 0.9992,均方根 误差为 2.188。

4 结论

本文利用盐水模拟实验的相似理论和光学衰减 理论,将现有的数字图像分析技术加以简化,提出 在恒定光源下通过读取图像灰度确定选取位置处盐 水密度的方法。通过采用盐水实验展示了有热羽流 条件下的置换流动和混合流动的基本规律。

(1) 对于无热源条件下的置换流动,空间清空时间 $t_E=(2S/A^*)(H/g')1/2$,对于给定的几何尺寸和初始浮力通量,清空时间由进出口有效面积 A^* 确定,而 A^* 主要由较小的开口面积决定。

(2)实验表明在单一热羽流作用下的置换流动 随着有效风口面积的增加,热分层高度增加,且热 分层区内的密度降低。同时实验数据表明,在卷吸 系数取 0.13 的条件下,实验结果与理论曲线呈现出 较好的吻合。

(3)在有固定热羽流条件下进行了混合流动实验,确定流量修正系数 ε 等于 2.21,该系数与开口大小和盐水密度无关,表示固定浮力通量与变浮力通量条件下通过开口流量的比值。本实验通过采用对相机接受光线所成图像的光照强度的读取,进而得到流场内密度的方法,通过实验结果证明该方法为对流场测试行之有效的方法。

本实验主要以点热源作为热流来源,研究热压 作用下的流体流动过程。点热源羽流在上升过程中 不断卷吸周围的流体,直接影响流体空间密度分布。 针对卷吸系数的构成和实验确定会在之后的研究中 进一步阐述。

参考文献

[1] Baines W D, Turner J S. Turbulent buoyant convection from a source in a confined region[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1969, 37(4):51-80.

[2] Linden P F, Lane-Serff G F. Emptying filling boxes: the fluid mechanics of natural ventilation[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1990, 212: 309–335.

[3] Carlotti P, Hunt G R. An entrainment model for lazy turbulent plumes[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2017, 811: 682–700.

[4] Kaye N B, Hunt G R. An experimental study of large area source turbulent plumes[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2009, 30(6): 1099–1105.

[5] Coomaraswamy I A, Caulfield C P. Time-dependent ventilation flows driven by opposing wind and buoyancy[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2011, 672(4): 33–59.

[6] Hunt G R, Linden P F. Displacement and mixing ventilation driven by opposing wind and buoyancy[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2004, 527: 27.

[7] Woodhouse M J, Phillips J C. Unsteady turbulent buoyant plumes[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2016, 794:595.

[8] Mcconnochie C D, Kerr R C. The turbulent wall plume from a vertically distributed source of buoyancy[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2016, 787: 237–253.

[9] 麻柏坤.烟气运动的盐水模拟[J].实验力学, 1994, 9(4): 317.

Ma Baikun. Salt water simulation experiment for smoke movement[J]. Journal of Experimental Mechanics, 1994, 9(4): 317–322.

[10] 张和平, 姜锡权. 中庭建筑天井内火灾烟气运

动特性的盐水实验模拟 [J]. 实验力学, 1999, 14(1): 69-77.

ZHANG Heping, JIANG Xiquan. Salt water simulation for the fire smoke movent in an atrium building[J]. Journal of Experimental Mechanics, 1999, 14(1): 69–77. [11] 王磊. 热压驱动下的置换式自然通风实验研究 [D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2006.

WANG Lei. An experimental investigation of displacement natural ventilation driven by buoyancy [D]. HARBIN: Harbin Institute of Technology, 2006.

[12] 秦俊, 黄晨. 大空间盐水实验设计以及下送风 冷湖现象实验研究 [C]// 上海市制冷学会学术年会, 2013: 1-5.

QING Jun, HUANG Chen. The design of saltwater model experiment system in large space and experimental research of the phenomenon of cold lake under down-side air supply[C]//Annual meeting of Shanghai refrigeration Society, 2013: 1–5.

[13] 桂娟, 王健. 高大空间建筑排烟的盐水实验研究 [J]. 建筑热能通风空调, 2014, 33(6): 11-14.

GUI Juan, WANG Jian. Analysis of the Smoke Movement on Large Spaces Using Salt-Bath Scaled Model[J]. Building Energy & Environment, 2014, 33(6): 11–14.

[14] 阳东, 丁瑶. 利用竖井实现多层建筑复合通风的 盐水实验研究 [J]. 暖通空调, 2017, 47(4): 104-108.

YANG Dong, DING Yao. Salt-water simulation experiment research of stack-based hybrid ventilation for multi-story buildings[J]. HV&AC, 2017, 47(4): 104–108.

[15] Dalziel S B. Rayleigh-Taylor instability: experiments with image analysis[J]. Dynamics of

Atmospheres & Oceans, 1993, 20(1-2):127-153.

[16] Hacker J, Linden P F. Mixing in lock-release gravity currents[J]. Dynamics of Atmospheres and Oceans, 1996, 24(1–4): 183–195.

[17] Cenedese C, Dalziel S B. Concentration and depth field determined by the light transmitted through a dyed solution[C]//8th International Symposium on Flow Visualization, 1998:1–37.

[18] Morton B R, Taylor G. Turbulent Gravitational Convection from Maintained and Instantaneous Sources[J]. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences, 1956, 234(1196):1–23.

[19] Linden P F, SimpsonJ E. Buoyancy driven flows through an open door[J]. Air Infiltration Rev, 1985, 6: 4–5.

[20] Epstein M. Buoyancy-Driven Exchange Flow Through Small Openings in Horizontal Partitions[J]. Trans.asme J.heat Transf, 1988, 110(4): 885–893.

[21] Carazzo G, Kaminski E. The route to self-similarity in turbulent jets and plumes[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2006, 547: 137–148.

[22] Wang H, Wingkeung L A. Second-order integral model for a round turbulent buoyant jet[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2002, 459: 397–428.

[23] Kaminski E, Tait S. Turbulent entrainment in jets with arbitrary buoyancy[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2005, 526: 361–376.

[24] Ezzamel A, Salizzoni P. Dynamical variability of axisymmetric buoyant plumes[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2015, 765: 576–611.

中庭建筑内热压驱动下的自然通风研究

刘 洋,黄 澜,力晓晴,吴水平

(江西理工大学建筑与测绘工程学院,江西赣州 341000)

[摘 要]中庭是自然通风建筑的一种重要构成形式,可以利用热压作用增强楼层通风。建筑内外密度 差产生压差,内部热空气由楼层中热源产生并聚集在上部空间,在太阳辐射作用下热压进一步增强。为确 定增强通风条件,利用空气通道方程和羽流理论,预测楼层和中庭各开口流量以及热分层位置,并与实验 结果进行比较。通过理论分析,确定中庭结构增强楼层通风判据,当 $E > E_{isolate}$ 时,中庭促进楼层通风;当 $E \leq E_{isolate}$ 时,中庭抑制楼层通风。通风加强参数E由中庭高度、太阳辐射、中庭上部开口面积确定,而楼层 通风参数 $E_{isolate}$ 仅与楼层有效面积有关。利用中庭建筑置换通风理论模型,分析中庭开口面积、太阳辐射强度 和中庭高度对楼层和中庭界面高度、体积流量、折减加速度的影响,揭示建筑设计基本参数对中庭建筑通风 的作用规律。

[关键词]中庭建筑; 热压; 自然通风; 羽流; 热分层

0 引言

中庭是现代建筑中常见的建筑构件,广泛应用 于住宅、学校、商场、办公室等场所。中庭建筑利 用自然通风,改善室内热环境,可以有效减少建筑 能耗¹¹。其通风的基本原理是在高大垂直空间聚集 浮升空气,利用室内外压差产生空气流动动力,类 似的构件还包括太阳能烟囱和双层外墙结构^[2,3]。许 多中庭建筑本身被设计成具有太阳能烟囱的作用, 其上部加装玻璃,以便增强太阳辐射浮升通量。在 楼层局部或者分布式热源的作用下,外界新鲜空气 被引入室内,而室内被污染的空气通过中庭顶部开 口排出。由于中庭结构与多个建筑空间通过开口相 连,不同区域的热量和空气流动的相互作用,增加 了研究空气通风状态的复杂性,也使得如何提供清 晰的设计指导成为中庭建筑研究的重要内容^[4]。

简化数学模型结合小型实验装置已被用来研究中庭建筑中的热压通风问题^[5]。尽管近些年来随着计算机计算能力的提高,计算流体动力学方法 (CFD)得到广泛应用,但简化数学模型法仍然是 一种有效揭示通风机理的方法^[6]。利用简化数学模 型,Holford和Hunt^[7]分析了单一楼层连接中庭的建 筑结构内部不同开口条件下气流流动。Livermore 和 Woods^[8,9]利用该方法分析了具有双层楼层的中庭内 空气流动两个方面的问题,一个是上部楼层热源如 何增强下部楼层通风作用;另一个是将一部分热源 从下部楼层移到上部时,温度分层和中性面位置如 何变化。对于有开口连接到烟囱的建筑结构,简化 数学模型既可以分析开口位置的变化对稳定状态的 影响^[10,11],也可以动态描述当存在冷却送风条件下 热分层界面的震荡过程^[12]。此外,简化模型还可以 用来计算空气流动过程中的置换通风和混合通风效 率^[13,14]以及通风过程对围护结构蓄热的热缓冲作用 ^[15]。针对多层楼层中庭可能存在的逆向流动现象, Acred 和 Hunt^[16,17]利用无量纲分析方法确定影响流 动方式的结构尺寸,并提出了减小楼层间流量差异 和降低顶层楼层温度的方法。

以盐水实验为代表的小型实验装置与真实环境 空气流动具有相同的无量纲控制方程形式^[18],通常 情况下,两种尺度的流体流动的雷诺数和佩克莱特 数均超过 10³ 量级,粘性和扩散的影响可以忽略, 此时可以认为盐水实验和空气流动具有相同的动力 学相似条件^[19]。因此,盐水实验可以模拟不同热源 条件下建筑内部由于热压引起的自然通风。Linden 等^[19,20]系统地用实验揭示出腔体内无热源条件下静 态和动态混合通风以及置换通风的基本规律,成为 研究更复杂流动的基础。对于集中式热源,Linden 等^[20,21]确定了由热压驱动的平衡状态,Cooper等^[22, 23]将热源从一个扩展到多个,Bower等^[24]进一步分 析了变热源强度条件下瞬时通风流动。对比集中式 热源,分布式热源^[25,26]更容易在室内形成混合通风 方式,从而改变控制方程描述形式。

本文利用盐水实验,借助羽流来表示单一点 热源,分析由热压引起的中庭建筑内空气流动。采 用简化数学模型,拓展了Holford^[7]的研究内容。 Holford 根据中庭底部开口状态以及中庭是否受到太 阳辐射,将中庭分为未通风未加热中庭、未通风加 热中庭以及通风中庭。对于前两种中庭状态,也就 是太阳能烟囱条件,Holford 提出了促进楼层通风判 断依据。但对于通风中庭,则没有给出设计依据, 而这一点对于指导中庭建筑设计具有重要意义。本

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No.51666003)。

文建立中庭建筑置换通风理论模型,分析中庭开口 面积、无量纲太阳辐射浮力通量和中庭高度对楼层 以及中庭界面高度、体积流量和折减加速度的影响, 确定增强楼层自然通风时中庭建筑参数所需满足条 件,揭示建筑设计基本参数对建筑通风的作用规律。

1 中庭自然通风理论模型

室内热源产生的羽流不断上升形成热空气层, 由于室内外密度差的存在引起建筑内部空气流动。 楼层可以连接到一个更高的中庭来增大压力差,楼 层顶部的热空气以羽流形式上升并汇集在中庭上部, 并且被太阳辐射进一步加热,进而加强楼层通风, 气流流动如图1所示。中庭内部存在两个基本空气 流动通道,一路室外空气通过楼层低处开口流入, 从楼层顶部开口流出,经过中庭顶部排出;另一路 室外空气从中庭底部开口流入,从中庭顶部排出。 在开口面积相对于建筑横截面很小的情况下,忽略 远离开口位置处的垂直加速度,利用开口的压降和 流量的关系,可以确定沿各流道热空气层高度与流 量之间的关系。

图 1 室内热源的作用通常可以用点热源^[27]来 描述,时间平均的点源湍流羽流流动可由 Morton, Taylor & Turner^[28]提出的理论模型(MTT 模型) 来模拟,这种方法被广泛应用于描述多种羽流流动 ^[29,30]。在大多数真实条件和实验室条件下,羽流由有 限面积热源产生,为将 MTT 模型应用于理论分析, 需要将实际热源位置按照点源位置进行虚拟源修正。 此外,采用盐水实验模拟时,楼层的热空气通过楼 层上部开口流入中庭,流动过程可以看做羽流的上 升流动,为确定中庭热空气分层界面及折减加速度, 需要利用 MTT 模型确定该过程卷吸流量与垂直高度 之间关系。



体积流量 Q 和折减加速度 g', 分别由下式给定:

$$Q(z) = c(Bz^5)^{\frac{1}{3}}$$
, $g'(z) = (B^2 z^{-5})^{\frac{1}{3}}/c$ (1)

式中: c 为与羽流卷吸系数 a 有关的常数, c=6a(9a/10)^{1/3}π^{2/3}/5。当单独楼层置换流动达到稳定 状态时,通过开口的体积流量等于界面高度上羽流 的体积流量,由此热空气层的界面高度满足以下表 达式:

$$c^{3} = \left(\frac{h_{storey}}{H}\right)^{5} = \left(\frac{A^{*}_{storey}}{H^{2}}\right)^{2} \left[1 - \left(\frac{h_{storey}}{H}\right)\right]$$
(2)

式中: H为空间高度; A^*_{storey} 为空间开口的有效面积,由下部开口有效面积 $A^*_{storey-lower}$ 和上部开口有效面积 $A^*_{storey-upper}$ 确定。

$$\frac{1}{A^{*2}_{storey}} = \frac{1}{A^{*2}_{storey-lower}} + \frac{1}{A^{*2}_{storey-upper}}$$
(3)

1.1 流动通道流量与折减加速度关系

考虑一个高度为 H 的单一楼层, 由地面浮力通 量为B的点源加热, 连接一个高度为M的中庭, 其 上部区域被太阳辐射所加热,浮力通量为 B_{solar} 。通 风开口布置为:楼层底部位置开口连接环境,楼层 顶部位置开口连接中庭,中庭的上部、底部位置开 口连接环境。楼层入口有效面积 $A^*_{storev-lower}$ 和出口有 效面积 $A^*_{storey-upper}$ 确定楼层有效面积 A^*_{storey} 。中庭底 部开口有效面积为A^{*} lower,中庭上部开口有效面积 为 A^*_{unner} , 描述参数如图 2 所示。当达到稳定状态 时,楼层界面高度为h_{storev},上部热空气折减加速度 为 g'_{storev} ,楼层进出口流量为 Q_{storev} 。中庭内上升的 羽流卷吸的流量等于中庭底部开口流量 Q_{lower} , 中庭 顶部被浮力通量为 B_{solar} 的太阳辐射进一步加热, 顶 部形成热空气层高度为 M-H-hatrium、折减加速度为 g'atrium。热空气以流量 Qupper 离开中庭上部开口。一 般情况下 $h_{atrium} > 0$, 但是处于抑制通风状态时, 则 $h_{atrium} \leq 0_{\circ}$



为了方便确定中庭结构参数对受热楼层通风效 果的影响,将流量、界面位置、各层折减加速度、 压力、动量转化成无量纲形式。将楼层参数引入无 量纲表达形式,选择H作为长度尺寸,(H⁴/B)^{1/3}作 为时间尺寸,以下为无量纲变量:

$$\hat{h} = \frac{h}{H}, \quad \hat{Q} = \frac{Q}{B^{\frac{1}{4}}H^{\frac{5}{3}}}, \quad \hat{g}' = \frac{g'}{B^{\frac{2}{3}}H^{-\frac{5}{3}}}$$

$$\hat{p} = \frac{p}{\rho_0 B^{\frac{2}{3}}H^{-\frac{2}{3}}}, \quad \hat{\mu} = \frac{\mu}{B^{\frac{2}{3}}H^{\frac{4}{3}}}$$
(4)

对于第一个流道,室外空气通过楼层底部开口 流入,从楼层顶部开口流出,经过中庭顶部排出, 则存在:

$$\hat{Q}^{2}_{storey}\left(\frac{H^{2}}{A^{*}_{storey}}\right)^{2} + \hat{Q}^{2}_{upper}\left(\frac{H^{2}}{A^{*}_{upper}}\right)^{2}$$
$$= \hat{g}'_{storey}\left(1 - \hat{h}_{storey}\right) + \hat{g}'_{atrium}\left(\frac{M}{H} - 1 - \max(\hat{h}_{atrium}, 0)\right) \quad (5)$$

公式最后一项表示无论 *ĥ*atrium 为何值,叠加压 力都是由楼层出口和中庭顶部之间的热空气累积产 生。

对于第二个流道,室外空气从中庭底部开口流入,从中庭顶部排出,则有:

$$\hat{Q}^{2}_{lower} \left(\frac{H^{2}}{A^{*}_{lower}}\right)^{2} + \hat{Q}^{2}_{upper} \left(\frac{H^{2}}{A^{*}_{upper}}\right)^{2}$$
$$= \hat{g}'_{atrium} \left(\frac{M}{H} - 1 - \hat{h}_{atrium}\right)$$
(6)

通过每个开口的空气流动都是单向流动。

体积守恒要求流入和流出中庭的体积流量相等,因此:

$$\hat{Q}_{upper} = \hat{Q}_{storey} + \hat{Q}_{lower}$$
(7)

在稳定阶段,进入楼层的热量等于由于通风带 走的热量,因此:

$$\hat{Q}_{storey} \hat{g}'_{storey} = 1 \tag{8}$$

在中庭中,由于太阳辐射引起增加的浮力通量, 满足:

$$1 + \frac{B_{solar}}{B} = \hat{Q}_{atrium} \hat{g}'_{atrium}$$
(9)

当流动稳定时,楼层界面高度为 \hat{h}_{storey} 处羽流的流量等于通过楼层的流量,因此:

$$\hat{Q}_{storey} = c \hat{h}_{storey}^{\hat{s}}$$
(10)

当 \hat{Q}_{storey} 足够大时,由热羽流产生的热空气没 有在楼层中形成稳定空气层,而是完全进入中庭, 此时 $\hat{h}_{storey}=1$,称为完全通风,因此楼层界面高度可 表示为:

$$\hat{h}_{storey} = \min[(\frac{\hat{Q}_{storey}}{c})^{\frac{3}{5}}, 1]$$
(11)

当 $\hat{h}_{atrium} > 0$ 时,从楼层顶部开口上升的热空气 作为具有非零初始体积流量和动量通量的羽流进入 中庭,从中庭底部开口流入的空气 \hat{Q}_{lower} 等于被羽流 卷吸的空气流量。当 $\hat{h}_{atrium} \leq 0$ 时,没有空气通过中 庭界面,此时 $\hat{Q}_{lower}=0$ 。

中庭内部底面压强 \hat{p}_{atrium} 可以利用外部环境地面 处压强 \hat{p}_0 作为参考点,根据通过楼层的气流通道, 可以得出:

$$\hat{p}_{atrium} = \hat{p}_0 + \frac{(1 - \hat{h}_{storey})}{\hat{Q}_{storey}} - \hat{Q}_{storey}^2 (\frac{H^2}{A_{storey}^*})^2 \qquad (12)$$

 \hat{p}_{atrium} 也可以沿着中庭底部的气流通道计算得到:

$$\hat{p}_{atrium} = \hat{p}_0 - \hat{Q}^2_{lower} (\frac{H^2}{A_{lower}^*})^2$$
(13)

1.2 羽流卷吸流量与高度关系

热空气从楼层顶部开口以羽流形式上升进入中 庭,浮力源含有非零的初始动量通量 $\hat{\mu}_0$ 和体积流量 通量 \hat{Q}_{00} 根据一致环境下 MTT 模型^[28],由流量通量、 动量通量守恒,存在:

$$\frac{d\hat{Q}}{d\hat{z}} = 2\alpha \pi^{\frac{1}{2}} \hat{\mu}^{\frac{1}{2}}$$
(14)

$$\frac{d\hat{\mu}}{d\hat{z}} = \frac{\hat{Q}}{\hat{\mu}}$$
(15)

这里 α 为服从 top hat 分布的卷吸系数。 将式 (14) 改写为:

$$\hat{f}_{0}^{2} d\hat{z} = \int_{\hat{Q}_{0}}^{\hat{Q}} \frac{d\hat{Q}}{2\alpha\hat{\mu}^{\frac{1}{2}}}$$
(16)

由式和, 消掉², 两侧积分得到:

$$\hat{\mu}^{\frac{5}{2}} - \hat{\mu}_{0}^{\frac{5}{2}} = \frac{5}{8\alpha\pi^{\frac{1}{2}}} (\hat{Q}^{2} - \hat{Q}_{0}^{2})$$
(17)

令:

$$n = \frac{\hat{\mu}}{\hat{\mu}_0} \qquad q = \frac{\hat{Q}}{\hat{Q}_0} \qquad (18)$$

则可得到:

$$m^{\frac{5}{2}} = \Gamma(q^2 - 1) + 1$$
 (19)

其中:

$$\Gamma = \frac{5\hat{Q}_{0}^{2}}{8\alpha\pi^{\frac{1}{2}}\hat{\mu}_{0}^{\frac{5}{2}}}$$
対式积分:
(20)

$$\hat{z} = \int_{1}^{q} \frac{\hat{Q}_{0} dq}{2 \alpha \pi^{\frac{1}{2}} \hat{\mu}_{0}^{\frac{1}{2}} m^{\frac{1}{2}}}$$
(21)

将式带入式, 消掉 m, 得到:

$$\frac{2\alpha\pi^{\frac{1}{2}}\hat{\mu}_{0}^{\frac{1}{2}}\Gamma^{\frac{1}{3}}}{\hat{Q}_{0}}\hat{z}=\int_{1}^{q}(q^{2}-1+\frac{1}{\Gamma})^{-\frac{1}{3}}dq \qquad (22)$$

将式 (19) 代入 (16) 式,可以得到:

$$\hat{z}^* = \frac{3}{5} \int_1^q \frac{dq}{m^{\frac{1}{2}}}$$
 (23)

$$\hat{z}^{*} = \frac{\hat{z}}{\frac{5}{6\alpha} (\frac{\hat{Q}_{0}}{\mu_{0}^{\frac{1}{2}}})}$$
(24)

由式(16)和式(19)联立,得到:

$$\Gamma^{\frac{1}{3}}z^{\frac{n}{2}} = \frac{3}{5}\int_{1}^{q} (q^{2} - \varphi)^{-\frac{1}{3}} dq \qquad (25)$$

其中:

$$\varphi = \frac{(\Gamma - 1)}{\Gamma} \tag{26}$$

当 $|\varphi/q^2| < 1$, 即 $\Gamma > 0.5$ 时, 由式 (25) 略去 q 的高阶无穷小量, 可以得到:

$$q = \Gamma^{\frac{1}{3}} (\hat{z}^* + \hat{z}^*_{avs})^{\frac{5}{3}}$$
 (27)

虚拟源位置在:

$$\sum_{avs}^{h} = \Gamma^{-\frac{1}{5}}(1 - \delta)$$
 (28)

其中:

$$\delta = \frac{3}{5} \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{\varphi^n}{5^{n-1}n! (10n-3)} \prod_{j=1}^n (1+5(j-1)) \right)$$
(29)

由于真实喷嘴出口(Q_0, μ_0, B_0)条件与理想点 源条件之间存在差异,将喷嘴所在的楼层高度利用 式(28)进行修正,即将公式(4),(5)和(6) 中的 $H \oplus H + z_{avs}$ 予以替换。楼层出口热空气通过上 部开口进入中庭,当 $\hat{h}_{atrium} > 0$ 时,流动过程可看作 羽流上升过程,可以用式(22)确定垂直高度与卷 吸流量的关系。通风中庭的控制方程由7个方程(5) ~(10),和(22)组成,利用 Matlab 求解该非线 性方程组。

2 实验台描述

为了研究中庭建筑中由热压引起的置换通风, 搭建盐水模型实验台,用盐水与清水之间存在密度 差导致的流体运动模拟真实中庭建筑由于热压所产 生的空气流动。盐水模型实验台如图3所示,图中 居中为清水箱(1.2m×0.6m×0.6m),清水箱内放置 建筑模型(36cm×21cm×30cm)。清水箱左侧为盐 水储箱,用于储存一定浓度的盐水,并加入染料混 合均匀。利用水泵将盐水送入高位盐水箱,在实验 过程中通过高位水箱溢水管将多余盐水送回盐水储 箱,以保持高位盐水箱液面高度恒定。高位盐水箱 内的盐水经过盐水闸阀、过滤器流入流量计,流量 计用来控制进入喷嘴的盐水流量。建筑模型倒置浸 入充满清水(环境流体)的清水箱中,热源由在楼 层底部管嘴连续释放的盐水来模拟。模型内流体流 动方向与实际空气流动方向相反,下面讨论部分的 上下方向均以真实建筑内空气流动为基准。

实验利用光学衰减原理结合图像处理技术确定 模型空间密度分布。图像采集系统如图 3 所示,在 清水箱左侧布置投光灯,利用滤纸散射作用使光线 均匀垂直投射清水箱。在清水箱右侧布置一台型号 为 AVK-Mako 的工业相机,用于拍摄光线透过模型 水箱所成图像。根据穿过含有染料的盐水的光照强 度与仅穿过清水的光照强度的比值确定盐水的密度, 文献^[31]具体描述了这项技术的原理和参数设置。

实验中使用的建筑模型为单一楼层中庭建筑, 楼层高度 H=10.5cm,中庭高度 M=29.8cm。实验采 用的盐水浓度为 7.86%,通过喷嘴的流量为 120ml/ min,所对应虚拟源修正值为 z_{avs}=1.63cm,因此无量 纲高度为 M/(H+z_{avs})=2.456。在模型底部楼层位置布 置 4 个直径为 2cm 的圆口,楼层顶部与中庭通过 4 个直径为 2cm 的圆口相连接,中庭上部和底部分别 有 4 个 2cm 和 6 个 2cm 的开口。实验过程中楼层连 接中庭的 4 个开口全部打开,其他开口可以直接用 橡胶塞塞住或拔开,以此来改变 A^{*}storey</sup>/H²、A^{*}upper/H² 和 A^{*}lower</sub>/H²。实验开始时打开盐水出水阀门,盐水 经流量计通过喷嘴流入模型内部,在盐水的密度差 及形成羽流的卷吸作用下经过一段过渡时间,在建 筑模型的楼层和中庭内部形成分层界面,并实现稳 定的置换流动。



图 3 盐水模型实验示意图

3 实验结果验证与讨论

3.1 实验结果

当中庭底部开口关闭时,中庭底部无环境空气流入,空气只有一个流动通道,此时 $\hat{Q}_{upper}=\hat{Q}_{storey}$ 。楼层中空气流动可以用公式(5)来描述,式(6)中 \hat{Q}_{lower} 为零,中庭分层界面位于楼层出口位置。在

无中庭接收太阳辐射的情况下,中庭界面以上热空 气密度等于楼层顶部热空气密度 $\hat{g}'_{storey}=\hat{g}'_{atrium}$ 。中庭 底部开口全部用橡胶塞堵住,中庭顶部和楼层底部 利用橡胶塞控制开口面积 A^*_{upper} 和 $A^*_{storey-lower}$,中庭 建筑总开口面积 A^*_{total} 由下式确定:

$$\frac{1}{A^{*2}_{total}} = \frac{1}{A^{*2}_{upper}} + \frac{1}{A^{*2}_{storey}}$$
(30)

在未通风中庭情况下,选择4组面积组合,中 庭建筑无量纲有效面积*A*^{*2}total/H²分别为0.0185、 0.0232、0.0354、0.0498。中庭建筑内流动达到稳定 状态时测量楼层内密度和界面分层高度,实验结果 如图4所示。图4(a)中曲线表示楼层中热分层上 部空间流体折减加速度随无量纲有效面积*A*^{*2}total/H² 变化,随面积增大,通过流动开口的流量增大,导 致楼层分层界面上部和中庭上部的折减加速度减少, 同时也使界面高度不断增大,并在有效面积达到 0.059时处于完全通风状态。图中的离散点为实验点, 可以看出理论值和实验值吻合结果良好。

当中庭底部存在开口时,环境空气从中庭底部 开口流入,此时为通风中庭条件。建筑内存在两个 空气流动通道,分别可用式(5)和(6)描述。在 中庭建筑内流动达到稳定状态时,楼层上部和中庭 上部形成稳定的热分层。从楼层顶部出口流入中庭 的流体以羽流的形式卷吸从中庭底部进入的流体, 形成分层界面, $\hat{h}_{arium} > 0$ 。实验过程仅改变中庭底 部开口面积,其他开口面积保持不变,中庭底部开 口有效面积 A^*_{lower}/H^2 分别为0,0.0286,0.0572, 0.1144,0.1716,中庭和楼层热分层的界面高度和折 减加速度的实验结果如图 5 所示。

从图 5 (a)中可以看出随着中庭底部开口面积 增大,通过中庭底部开口的流量增大,即更多的环 境流体被卷吸到中庭上部热分层空间中去,中庭分 层界面高度上升,导致中庭上部折减加速度减少。 两个因素共同作用,减少了流经楼层的流体流量, 楼层分层界面位置下降,使得楼层分层界面上部折 减加速度增大。从图中可以看出折减加速度的实验 值和理论值吻合度良好,而楼层和中庭界面高度理 论值均略高于实验值。由于分层界面的位置是根据 染料颜色确定,实际染料在流动中存在扩散作用, 因此实际高度应略大于观察到的界面高度^[32]。图 5 也显示随 *A^{*}lower/H²* 继续增大,折减加速度和分层界 面位置变化趋缓,这也验证了 Linden^[20] 的理论分析,



图 5 通风中庭实验结果对比

当建筑结构进出口面积相差较大时,通过开口的流 量由面积较小的开口决定。

3.2 通风中庭促进楼层通风条件

Holford^[7]分析了未通风未加热中庭以及未通风加热中庭两种工况条件,由于中庭存在,会对楼层通风产生两方面的影响。通常中庭高度 *M* 大于楼层高度 *H*,当分层界面保持不变时,由于中庭的存在增大了内外空气压差有利于促进空气流动。然而,沿着流动通道方向,根据式可知有效面积 *A*^{*} total 小于 *A*^{*} storey 和 *A*^{*} upper。根据空气流动基本规律,有效面积减少则会降低通过楼层的流量。因此中庭是否增强楼层通风应同时考虑这两方面的影响。

对于通风中庭,由于存在第二个空气流动通道, 判断中庭促进楼层通风条件更为复杂。根据中庭分 层界面位置,将流动方式分成两种:

第一种情况,当 $\hat{h}_{atrium} > 0$ 时,由式(2),(5), (6)以(8)及得到:

$$(\hat{Q}^{3}_{storey} - \hat{Q}^{3}_{isolate}) + (\hat{Q}^{\frac{3}{5}}_{storey} - \hat{Q}^{\frac{3}{5}}_{isolate}) \frac{A^{*2}_{storey}}{c^{\frac{3}{5}}H^{4}}$$

$$= \hat{Q}_{storey} \hat{Q}^{2}_{lower} \frac{A^{*2}_{storey}}{A^{*2}_{lower}}$$

$$(31)$$

式(31)中满足 \hat{Q}_{storey} > $\hat{Q}_{isolate}$ 的充要条件是 $\hat{Q}_{lower} \neq 0$,由于 $\hat{h}_{atrium} > 0$ 自动满足 $\hat{Q}_{lower} > 0$,所以 中庭分层界面高度大于零条件下必然导致增强通风。

考虑包含中庭太阳辐射 B_{solar} 条件下的空气流动 方程,分别定义只与建筑几何尺寸有关的函数:

$$E = \frac{A^*_{upper}}{H^2} \sqrt{\frac{M_{eff}}{H} - 1}$$
(32)

$$E_{isolate} = \frac{A^*_{storey}}{H^2} \sqrt{1 - \hat{h}_{isolate}}$$
(33)

其中:

$$\frac{M_{eff}}{H} = \frac{M}{H} + \frac{B_{solar}}{B} \left(\frac{M}{H} - 1\right)$$
(34)

根 据 式 (5), (8), (9), (10) 以 及 *E* 和 *E*_{isolate} 的定义, 可以得到:

$$E^{2} - E^{2}_{isolate} = \frac{A^{*2}_{upper} + A^{*2}_{storey}}{A^{*2}_{storey}} \cdot (\hat{Q}^{3}_{storey} - \hat{Q}^{3}_{isolate}) + \frac{A^{*2}_{upper}}{H^{4}} (\hat{h}_{storey} - \hat{h}_{isolate})$$
(35)

考虑中庭底部开口打开动态过程,当达到稳定 后中庭界面 $\hat{h}_{arrium} > 0$,那么在开口打开前中庭底部 压强必须满足 $\hat{p}_{arrium} < \hat{p}_{0}$ 。由式(12)可以得到:

$$\hat{p}_{atrium} - \hat{p}_0 = \frac{1}{Q_{storey}} [(\hat{h}_{isolate} - \hat{h}_{storey}) + (\hat{Q}^3_{isolate} - \hat{Q}^3_{storey})(\frac{H^2}{A^*_{storey}})^2]$$
(36)

即当 $\hat{h}_{isolate} < \hat{h}_{storey}$ 时,中庭底部开口打开后 $\hat{\hat{h}}_{atrium} > 0$ 。由式可知,当 $E > E_{isolate}$ 时, $\hat{\hat{h}}_{atrium} > 0$, 因此此时中庭结构有利于增强楼层通风。

由于中庭底部开口打开, $\hat{Q}_{lower} > 0$, 中庭分层 界面升高, 使流经楼层流量 \hat{Q}_{storey} 必定减少, 于是 \hat{h}_{storey} 下降。当 $\hat{h}_{storey} \rightarrow \hat{h}_{isolate}$, 一方面 $E \rightarrow E_{isolate}$, 另 一方面 $\hat{p}_{atrium} \rightarrow \hat{p}_0$, 也就是 $\hat{Q}_{lower} \rightarrow 0$ 。初始条件 $E > E_{isolate}$, 所以 \hat{h}_{storey} 不会到达 $\hat{h}_{isolate}$ 位置, 而 $\hat{Q}_{lower} > 0$ 。 这表明相对于未通风中庭, 通风中庭的楼层流量减 少, 但仍然高于单独楼层通风流量。

另外,可以从达到稳定状态满足的条件来进行 分析。未通风中庭初始状态 $E > E_{isolate}$,中庭底部开 口打开后达到稳定状态,如果 $\hat{h}_{atrium} \leq 0$,流动只有 一个通道,满足的条件与初始条件矛盾。当 $\hat{h}_{atrium} > 0$ 时,根据式(31),则 $\hat{Q}_{storey} > \hat{Q}_{isolate}$ 。

第二种情况,当 $\hat{h}_{arrium} \leq 0$ 时,考虑动态过程, 初始条件下中庭底部压强 $\hat{p}_{arrium} > \hat{p}_0$,中庭底部空气 从开口处流出,导致中庭分层界面下降。假定存在 通过楼层底部开口气流,经过楼层顶部开口向下流 动,通过中庭底部开口流出的第三个气流通道,建 立流动通道方程:

$$\frac{\hat{Q}^2_{storey}}{\left(\frac{A^*_{storey}}{H^2}\right)^2} + \frac{\hat{Q}^2_{lower}}{\left(\frac{A^*_{lower}}{H^2}\right)^2} = -\hat{g}'\hat{h}_{storey}$$
(37)

由于式(37)等号左侧恒大于零,等式不成立, 由此证明不存在气流流动第三条通道。中庭分层界 面到达某一位置便不再下移,而是达到稳定状态。

在分层界面达到稳定状态时,中庭底部空气 处于滞止状态,只有从楼层底部流入,楼层顶部进 入中庭,最后从中庭顶部流出这一条通道。考虑中 庭底部开口打开动态过程,当达到稳定后中庭界面 $\hat{h}_{atrium} \leq 0$,那么在开口打开前中庭底部压强必须满 足 $\hat{p}_{atrium} \geq \hat{p}_{0\circ}$

根据式(10),如果 $\hat{h}_{isolate} \ge \hat{h}_{storey}$ 则同时满 足 $\hat{Q}^{3}_{isolate} \ge \hat{Q}^{3}_{storey};$ 如果 $\hat{h}_{isolate} < \hat{h}_{storey}$,则同时 满足 $\hat{Q}^{3}_{isolate} < \hat{Q}^{3}_{storey}$ 。当 $\hat{p}_{atrium} \ge \hat{p}_{0}$,则必须满足 $\hat{h}_{isolate} \ge \hat{h}_{storey}$ 且 $\hat{Q}^{3}_{isolate} \ge \hat{Q}^{3}_{storey}$,由式可知该条件等 价于 $E \le E_{isolate}$ 。也就是说在中庭底部未开口之前 $E \le E_{isolate}$,开口打开后中庭分层界面下降,达到稳 定状态后通过楼层气流流量与中庭底部开口未打开 之前流量相等,均小于单独楼层空气流量,此时中 庭结构抑制通过楼层的空气流动。

综上所述,中庭建筑是否增强或者抑制楼层通风,可以根据通风增强参数 E 和楼层参数 $E_{isolate}$ 的比较予以确定。当 $E > E_{isolate}$ 时,中庭结构有利于增强楼层通风;当 $E \le E_{isolate}$ 时,中庭结构抑制楼

层通风。*E*由中庭高度、太阳辐射、中庭上部开口 面积确定,而楼层通风参数*E*_{isolate}仅与楼层有效面积 有关。

3.3 中庭上部开口 A^*_{unner}/H^2 对气流流动的影响

根据 3.2 节的讨论,在中庭下部有开口的情况 下,有两种基本的气流流动方式。将有效面积 *A**_{store}/ *H*²=0.05 的楼层连接到未加热中庭,即 *B*_{solar}=0,中 庭无量纲高度 *M*/*H*=2.0。中庭上部开口面积 *A**_{upper}/*H*² 的不同选择会引起气流流动方式的变化,导致增强 或抑制楼层通风,伴随各开口流量及界面高度的变 化。

图 6 (a) 和图 6 (b) 显示了 A^*_{lower}/H^2 分别等 于 0.025, 0.05, 0.075 (图中沿箭头方向增大)情况 下, A^*_{upper}/H^2 对热分层界面高度和流量的影响。图 6 (a)中粗实线代表未通风中庭楼层流量随中庭上部 开口无量纲面积的变化,可由式,和解出。图中纵 坐标为 0.094 的水平方向短划线表示通过单独楼层 的空气流量,而横坐标为0.029的垂直方向点划线 表示根据通风中庭促进楼层通风的判断依据 E=Eisolate 确定的临界中庭上部开口有效面积。当 A^*_{upper}/H^2 足 够小,即满足 E < E_{isolate} 时,中庭底部开口并没有 空气流动,通过楼层的气流流量与未通风中庭气流 流量相同,随着顶部开口面积增大,通过楼层的气 流流量增大。当 $A^*_{upper}/H^2 > 0.029$ 时,中庭底部有 一定流量的空气通过,由于环境空气的引入,减少 中庭顶部热空气浮力通量,使得通过楼层的空气流 量少于未通风中庭的楼层流量,但中庭顶部开口通 风流量 \hat{Q}_{unner} 高于未通风中庭通风流量。当中庭上部 开口面积保持不变而增大底部开口面积时,在相同 压差条件下,随有效面积增大通过中庭底部的气流 流量增大。由此导致楼层空气流量 Q_{storev} 不断减少, 但中庭底部增加的流量大于楼层减少的流量, 使得 中庭顶部开口流量 Qupper 仍然不断增加。

图 6 (b) 显示了通风中庭 $1+\hat{h}_{atrium}$ 以及 \hat{h}_{storey} 随 无量纲中庭上部开口有效面积 A^{*}upper/H² 的变化。与 图 6(a) 相对应, 粗实线代表未通风中庭楼层分层 界面高度随中庭上部开口无量纲面积的变化, 纵坐 标为 0.67 的水平方向短划线表示单独楼层的分层 界面位置,而横坐标为0.029的垂直方向短虚线表 示临界中庭上部开口有效面积。两条直线和一条曲 线为楼层热分层位置高度提供了限制条件下的边界 值。当 A^*_{unner}/H^2 足够小时,即通风中庭处于垂直线 左侧抑制楼层通风条件下,图6(b)在此范围内中 庭的热空气界面位于楼层出口以下,因此始终保持 $1+h_{atrium} < 1$ 。对应于图 6(a) 中楼层流量随中庭上 部开口有效面积的增大而上升, 与未通风中庭流量 变化一致,图6(b)中楼层的分层界面位置与未通 风中庭条件的分层界面位置一致,而 $1+h_{atrium}$ 高度始 终大于 h_{storey}。当中庭上部开口面积 A^{*}upper/H² 大于临 界值,即处于图中垂直分界面右侧,随A^{*}upper/H²增大, 中庭界面位置为正值,和楼层的分层界面位置均提 高。在相同的 A^*_{unner}/H^2 条件下,随着 A^*_{lower}/H^2 的增加, 环境空气从中庭底部开口进入中庭的空气流量增加, $1+h_{arriven}$ 不断增大。由于通过楼层流量有所降低,热 空气分层界面下降,但仍然高于单独楼层的分层界 面位置。

3.4 中庭建筑 Bsolar/B 对气流流动的影响

根据通风中庭促进楼层通风条件判断依据, 由式(32)可知,对于中庭建筑中固定尺寸的楼 层,中庭促进楼层通风的条件与中庭上部开口面 积 A^*_{upper}/H^2 和 M_{eff}/H 有关,而 M_{eff}/H 又由太阳辐 射浮力通量 B_{solar}/B 、中庭高度M/H确定。为分析中 庭太阳辐射变化对气流流动的影响,假定 B_{solar} 作 用在中庭上部,并产生向上的浮力通量。考虑有效 面积为 $A^*_{store}/H^2=0.05$ 的楼层,连接到底部开口面 积为 $A^*_{lower}/H^2=0.01$ 的中庭,中庭无量纲高度为M/



H=2.0_°

图 7 (a)和图 7 (b)显示了中庭上部开口面 积 A^*_{upper}/H^2 分别为 0.02、0.035 的情况下, B_{solar}/B 对 热分层界面高度和流量的影响。图 7 (a)中纵坐标 为 0.094 的水平方向短划线表示通过单独楼层的空 气流量,横坐标为 1.064 的垂直方向点划线表示根 据通风中庭促进楼层通风的判断依据 $E=E_{isolate}$ 确定 的临界太阳浮力通量值。当 B_{solar}/B 足够小时,即满 足 $E < E_{isolate}$ 时,中庭底部开口并没有空气流动, 通过楼层的气流流量与未通风中庭气流流量相同且 小于单独楼层值,随着太阳辐射浮力通量增大,通 过楼层的气流流量增大。当 B_{solar}/B 大于临界值时, 中庭底部开始有环境空气流入,楼层通风流量增加, 中庭顶部开口通风流量也同步增加。对于 A^*_{upper}/H^2 > 0.029 的情况,无论 B_{solar}/B 为何值,都满足 $E > E_{isolate}$ 条件,此时中庭结构促进楼层通风。

图 7 (b) 中显示了通风中庭 1+ \hat{h}_{atrium} 以及 \hat{h}_{storey} 随无量纲太阳辐射浮力通量 B_{solar}/B 的变化。图 7b 中 纵坐标为 0.67 的水平方向短划线表示通过单独楼层 的分层界面高度位置,横坐标为 1.064 的垂直方向 点划线表示临界的太阳辐射浮力通量值。在 $A^*_{upper}/H^2 < 0.029$ 条件下,当 B_{solar}/B 足够小时,即满足 E

< $E_{isolate}$ 时,中庭界面始终处于楼层出口以下,楼层 界面小于单一楼层界面值。而随着 B_{solar}/B 的增大, 中庭和楼层的界面逐渐上升。当 B_{solar}/B 大于临界值 时,中庭界面上升至楼层出口以上,楼层界面位置 也在不断的上升。对于 B_{solar}/B 临界值的确定,根据式, 随 A^*_{upper}/H^2 增大, B_{solar}/B 减小。体现在图 7 (b)上, 增大中庭开口面积,临界浮力通量比值垂直点化线 向左侧平移,并且在 $A^*_{upper}/H^2=0.029$ 时与y轴重合。 图中显示了 $A^*_{upper}/H^2=0.035$ 时无量纲界面高度的变 化,无论 B_{solar}/B 为何值,楼层界面高度都大于单一 楼层界面高度,中庭界面位于楼层出口以上。 3.5 中庭建筑 M/H 对气流流动的影响

考虑将有效面积 A^*_{storey}/H^2 =0.05的楼层连接到 无量纲底部和上部开口面积分别为 A^*_{lower}/H^2 =0.01和 A^*_{upper}/H^2 =0.025的中庭, B_{solar}/B 取值为0.5和3时, 分析中庭高度M/H对空气流动的影响。根据式,增 大 B_{solar}/B 比值与增大M/H均能导致有效高度 M_{eff}/H 的增加,而两个比值的范围有所不同。浮力通量 $B_{solar}/B \ge 0$,而根据中庭建筑的定义,M/H必须大于1。 图 8显示了不同 B_{solar}/B 条件下,M/H对热分层界面 高度和流量的影响。根据通风中庭促进通风判断依 据 $E=E_{isolat}$,在浮力通量比值为0.5和3时,无量纲

1.3



图8 无量纲中庭高度 M/H 对流量和界面高度的影响

高度 *M*/*H*临界值分别为 1.879 和 1.330。这表明在相同的通风条件下,浮力通量比值增大,可以适当降低中庭高度。在进行建筑初步设计时,中庭上部开口面积固定后,*M*/*H*可根据 *B*_{solar}/*B* 的比值进行选择,以满足增强楼层通风要求。图 8(a)中纵坐标为 0.094的水平方向短划线表示通过单独楼层的空气流量,

垂直方向点划线表示 M/H临界值。图 7(a)与图 8(a) 有相似之处,都是当横坐标 B_{solar}/B 或者 M/H小于临 界值时,中庭抑制楼层通风,楼层流量 \hat{Q}_{storey} 小于单 独楼层值,随着高度的增加通过楼层的流量也在相 应的增加。当比值大于临界值时,中庭开始促进楼 层通风,中庭底部有环境空气进入,楼层的流量也 在不断地增加。除此之外, B_{solar}/B 和 M/H 对楼层通 风的作用还存在明显差异。将式带入式,得到:

$$E = \frac{A^*_{upper}}{H^2} \sqrt{\left(1 + \frac{B_{solar}}{B}\right)\left(\frac{M}{H} - 1\right)}$$
(38)

从式(38)可以看出,当M/H大于某一定值时, 可选择 A^*_{upper}/H^2 ,保证 B_{solar} 无论为何值时都能增强 楼层通风。与此对应图7(a)中,M/H=2条件下, 当 $A^*_{upper}/H^2=0.035$ 时,不存在 B_{solar}/B 临界值。同样 从式可以看出,无论 B_{solar}/B 以及 A^*_{upper}/H^2 取何值时, 不能保证M/H为任何值时都能实现增强通风效果。 体现在图8(a)中,无论 B_{solar}/B 以及 A^*_{upper}/H^2 取何 值时,都存在M/H临界值。

图 8(b) 显示了无量纲中庭高度 M/H 对通风 中庭 1+ \hat{h}_{arrium} 以及 \hat{h}_{storey} 的影响。纵坐标为 0.67 的水 平方向短划线表示单独楼层的分层界面高度位置, 垂直方向点划线表示无量纲中庭高度临界值。当 M/HH小于临界值时,处于中庭抑制楼层通风的状态, 此时中庭界面位于楼层出口以下,始终保持 1+ \hat{h}_{arrium} < 1。当 M/H 大于临界值时,中庭界面位于楼层出 口以上,中庭界面和楼层界面随着 M/H 的增大而增 大。

4 结论

本文建立中庭建筑的理论模型,描述高度为*H*的楼层连接到高度为*M*的中庭建筑中由热压驱动的自然通风。利用置换流动理论,在考虑楼层热源(浮力通量为*B*)和中庭太阳辐射(浮力通量*B*_{solar})得热的情况下,预测了建筑内部的空气流动和热分层特征。

当中庭界面高度 $\hat{h}_{atrium} > 0$ 时,中庭结构处于加强楼层通风状态;当 $\hat{h}_{atrium} \leq 0$ 时,中庭结构处于抑制楼层通风状态。在考虑太阳辐射的情况下,定义参数 E 为与建筑开口尺寸、太阳辐射浮力通量和中庭高度有关的函数, $E_{isolate}$ 为仅与楼层开口面积有关的参数。通过理论分析表明,当 $E > E_{isolate}$ 时,中

庭促进楼层通风; 当 $E \leq E_{isolate}$ 时, 中庭抑制楼层 通风。

中庭通风理论预测与盐水实验结果进行了比较, 理论曲线与实验数据趋势一致,但存在一定差异。 其原因在于:第一,盐水在清水中存在扩散现象, 而流动方程在假定条件上进行了简化;第二,楼层 上部浮升层高度较小,流动产生的动压不能完全被 忽略;第三,流体从楼层进入中庭时受到开口布置 以及壁面的影响,与理想羽流卷吸条件有一定差异。

通风中庭促进楼层通风的判断依据与中庭上部 开口面积 A^*_{upper}/H^2 有关,与 A^*_{lower}/H^2 无关。根据促 进楼层通风判据存在 A^*_{upper}/H^2 的临界值,当上部开 口面积小于临界值时抑制通风,当开口面积大于临 界值时促进通风。固定上部开口面积,增大底部开 口面积 A^*_{lower}/H^2 ,通过中庭底部开口的空气流量增 加,降低了中庭上部空气密度,同时减少通过楼层 流量,但通过中庭上部开口流量增加。

中庭高度 *M*/*H*、太阳辐射浮力通量 *B*_{sola}/*B* 在增 强通风参数 *E* 中起到相似的作用。增大其中任何一 个参数都会增大楼层空气流量同时提高中庭和楼层 分层界面高度。但由于构成参数 E 的表达形式不同, 对是否增强通风存在明显差异。当 *A*^{*}_{upper}/*H*² 大于某 一定值时,对于任意 *B*_{sola}/*B* 均增强楼层通风。而无 论 *A*^{*}_{upper}/*H*² 取任何值时,*M*/*H* 均存在临界值,也就 是当 M/H 过小时会产生减弱楼层通风的效果。

参考文献

[1] Sharples S, Bensalem R. Airflow in courtyard and atrium buildings in the urban environment: a wind tunnel study[J]. Solar Energy, 2001, 70:237–244.

[2] Khanal R, Lei C. Flow reversal effects on buoyancy induced air flow in a solar chimney[J]. Solar Energy, 2012, 86:2783–2794.

[3] Pasquay T. Natural ventilation in high-rise buildings with double facades, saving or waste of energy[J]. Energy and Buildings, 2004, 36:381–389.

[4] Moosavi L, Mahyuddin N, Ab Ghafar N, Azzam Ismail M. Thermal performance of atria: An overview of natural ventilation effective designs[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 34:654–670.

[5] CIBSE. Natural ventilation in non-domestic buildings e applications manual AM10[J]. The Chartered Institution of Building Services Engineers, 2005.

[6] Chen Q. Ventilation performance prediction for buildings: A method overview and recent applications[J]. Building and Environment, 2009, 44:848–858.

[7] Holford JM, Hunt GR. Fundamental atrium design

for natural ventilation[J]. Building and Environment, 2003, 38:409–426.

[8] Livermore SR, Woods AW. Natural ventilation of multiple storey buildings: The use of stacks for secondary ventilation[J]. Building and Environment, 2006, 41:1339–1351.

[9] Livermore SR, W. Woods A. Natural ventilation of a building with heating at multiple levels[J]. Building and Environment, 2007, 42:1417–1430.

[10] Fitzgerald SD, Woods AW. The influence of stacks on flow patterns and stratification associated with natural ventilation[J]. Building and Environment, 2008, 43: 1719–1733.

[11] Lynch PM, Hunt GR. The night purging of a twostorey atrium building[J]. Building and Environment, 2011, 46:144–155.

[12] Chenvidyakarn T, Woods A. Stratification and oscillations produced by pre-cooling during transient natural ventilation[J]. Building and Environment, 2007, 42:99–112.

[13] Coffey CJ, Hunt GR. Ventilation effectiveness measures based on heat removal: Part 1. Definitions[J]. Building and Environment, 2007, 42:2241–2248.

[14] Coffey CJ, Hunt GR. Ventilation effectiveness measures based on heat removal: Part 2. Application to natural ventilation flows[J]. Building and Environment, 2007, 42:2249–2262.

[15] Holford JM, Woods AW. On the thermal buffering of naturally ventilated buildings through internal thermal mass[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2007, 580:3–29.

[16] Acred A, Hunt GR. Multiple Flow Regimes in Stack Ventilation of Multi-Storey Atrium Buildings[J]. International Journal of Ventilation, 2016, 12:31–40.

[17] Acred A, Hunt GR. A simplified mathematical approach for modelling stack ventilation in multi-compartment buildings[J]. Building and Environment, 2014, 71:121–130.

[18] Steckler KD, Baum HR, Quintiere JG. Salt water modeling of fire induced flows in multicompartment enclosures[J]. Symposium (International) on Combustion, 1988, 21:143–149.

[19] Linden PF. The fluid mechanics of natural ventilation[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 1999, 31:201–238.

[20] Linden PF, Lane-Serff GF, Smeed DA. Emptying filling boxes: the fluid mechanics of natural ventilation[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1990, 212:309–335.

[21] Woods AW, Caulfield CP, Phillips JC. Blocked natural ventilation: the effect of a source mass flux[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2003, 495:119–133.

[22] Cooper P, Linden PF. Natural ventilation of an enclosure containing two buoyancy sources[J]. Journal of Fluid Mechanics 1996, 311:153–176.

[23] Linden PF, Cooper P. Multiple sources of buoyancy in a naturally ventilated enclosure[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1996, 311:177–192.

[24] Bower DJ, Caulfield CP, Fitzgerald SD, Woods AW. Transient ventilation dynamics following a change in strength of a point source of heat[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2008, 614:15–37.

[25] Fitzgerald SD, Woods AW. Transient natural ventilation of a room with a distributed heat source[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2007, 591:21–42.

[26] Gladstone C, Woods AW. On buoyancy-driven natural ventilation of a room with a heated floor[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2001, 441:293–314.

[27] Zhu ML, Ouyang Q, Shen HG, Zhu YX. Field study on the objective evaluation of sleep quality and sleeping thermal environment in summer[J]. Energy and Buildings, 2016, 133:843–852.

[28] Morton BR, Taylor G. Turbulent gravitational convection from maintained and instantaneous sources[J]. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences, 1956, 234:1–23.

[29] Kaye NB, Cooper P. Source and boundary condition effects on unconfined and confined vertically distributed turbulent plumes[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2018, 850:1032–1065.

[30] Bassiouny R, Koura NSA. An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation[J]. Building and Environment, 2008, 40:865–873.

[31] 刘洋,力晓晴,黄澜,袁健华.基于光衰减原理的热羽流盐水实验研究[J].工程热物理学报,已接收.

Liu Y. Experimental study of displacement and mixing flows in salt water modeling based on theory of attenuation of light[J]. Journal of Engineering Thermophysics(in chinese, accepted).

[32] Kaye NB, Flynn MR, Cook MJ, Ji Y. The role of diffusion on the interface thickness in a ventilated filling box[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2010, 652:195–205.

干燥地区住宅建筑蒸发冷却通风空调技术的应用研究

焦 煜,黄 翔,李朝阳,贾晨昱

(西安工程大学,陕西西安 710048)

[摘 要]居住建筑是人们在生活中停留时间最久的场所之一,所以给其提供一个较好的空气品质尤为重要。 传统的家用空调只能解决室内热湿负荷,不断去处理循环风,人们在室内停留时间过长可能会导致"空调病", 为了避免以上情况,我们采用可以补充新风的蒸发冷却空调给室内降温^[1]。其中可应用于住宅建筑的蒸发冷却 设备有移动蒸发式冷风扇、窗式直接蒸发冷却器、热回收新风换气机和露点间接蒸发冷却空调,对相关工程进 行实测分析,其温湿度均满足舒适性要求。

[关键词]住宅建筑;新风;窗式直接蒸发冷却器;热回收新风换气机

0 引言

我国干燥地区空气的相对湿度较低,具有富足的 "干空气能",而蒸发冷却技术可以很好地利用这些 "干空气能"对居住建筑进行降温。传统的机械制冷 空调在使用过程中会降低室内的相对湿度,且一直 使用循环风,并没有太多新风的补充,在房间中停 留过久可能会导致用户皮肤干燥、身体不适等现象 出现。而蒸发冷却空调正好可以弥补这些问题,不 使用压缩机且用水作为制冷剂,响应了节能减排的 号召,在给干燥地区降温的同时,也给房间适度加湿, 提高了用户的热舒适感。在使用过程中对室内新风 的补充不仅加强了空气流动,而且改善了供冷房间 室内的空气品质^[2]。对于居住建筑不同送风温度的 需求,可对应选择直接、间接以及露点间接蒸发冷 却技术的设备,使供冷房间室内温湿度满足舒适性 要求,给用户凉爽舒适的感受。

1 住宅建筑蒸发冷却空调形式

1.1 移动蒸发式冷风扇

移动蒸发式冷风扇是我们生活中常见的一种蒸 发冷却设备,它既经济环保,又使用便捷,对住宅 房间的局部降温非常方便。在其运行过程中,由于 水泵和布水器的作用下将水均匀的布置于填料上, 在填料表面形成水膜,此时风经过填料与水进行热 湿交换,温度降低、湿度增加,进而实现等焓降温 的直接蒸发冷却过程。但在使用期间需要保持室内 良好的通风环境,可考虑加装排风设备或打开门窗 通风。

1.2 窗式直接蒸发冷却器

窗式直接蒸发冷却器常安装于紧挨房间室外的 墙壁或窗户玻璃上,通过窗户将冷风送入室内,且 采用直流式全新风送风模式给室内降温。其原理与



移动蒸发式冷风扇相似,填料固定于机身内部,由 于水泵和布水器的作用下将水均匀的布置于填料上 形成水膜,此时室外新风经过填料与水进行热湿交 换,将降温加湿后的空气送往室内。

1.3 热回收新风换气机

直接蒸发冷却过程对空气的降温处理有限,为 了达到更好的温降效果,我们可以结合间接蒸发冷却 技术,获得更低的送风温度。当使用热回收新风换气 机给住宅建筑降温时,通常采用立式接风管的形式, 将供冷房间室内回风通过回风管道送入机组热交换器 的湿通道中,同时室外新风进入干通道,回风中的冷 量通过换热芯体对新风进行等湿冷却,温度降低后的 新风再经过喷淋段加湿降温后送入室内。

基金项目: "十三五"国家重点研发计划项目课题"蒸发冷却空调关键技术与设备研究"(编号: 2016YFC0700404)。

1.4 露点间接蒸发冷却空调

间接蒸发冷却技术在理想情况下可将空气处理 至接近湿球温度,当仍不满足温降需求时,我们就 要采用露点间接蒸发冷却技术。露点间接蒸发冷却 空调通常安装于住宅建筑室外,在机组运行时,室 外新风进入冷却器干通道,由于干通道末端区域被 挡板挡住,所以部分空气通过小孔进入湿通道发生 直接蒸发冷却过程,这部分空气在干通道中流动距 离越长,便可以获得更低的干球温度,使得对应湿 通道中温度更低。剩余空气在干通道中发生等湿冷 却温度不断降低,再经过机组的直接蒸发冷却段进 行加湿降温后由风管送入室内。

2 蒸发冷却机组的评测指标^[3]

2.1 显热制冷量

单位时间内由于水蒸发吸收热量使得通过空气 显热降低的量值称为显热制冷量,其计算式如下:

$$Q = q\rho c_p(t_{g1} - t_{g2}) \tag{1}$$

式中: q 为空气体积流量(m³/s); ρ 为空气密 度(kg/m³); c_p 为空气的定压比热容(kj/(kg·°C)); t_{g_1} 为进风干球温度(°C); t_{g_2} 为出风干球温度(°C)。 2.2 能效比(EER)

能效比(EER)是显热制冷量和输入功率的比值, 是评价直接蒸发冷却设备性能的重要参数,其计算 式如下

$$EER = \frac{Q}{P} \tag{2}$$

式中: *Q* 为显热制冷量(W); *P* 为输入功率(W)。

2.3 送风量

根据降温房间夏季冷负荷计算出送风量,其公式[7]如下:

$$L = \frac{3600 \times Q}{\rho \cdot c_p \cdot [\eta \cdot (t_{wg} - t_{ws}) + t_{ng} - t_{wg}]}$$
(3)

式中: *L*为送风量(m³/h); *Q*为冷负荷(kW); ρ 为直接蒸发冷却设备出风口空气密度(kg/m³); c_p 为空气比热容(kJ/(kg·℃)); η 为设备蒸发效率 (%); t_{wg} 为室外干球温度(°C); t_{ws} 为室外湿球 温度(°C); t_{ng} 为室内设计干球温度(°C)。 2.4 湿球效率

湿球效率是评价直接蒸发冷却设备性能的一个 重要参数,其计算式如下:

$$\eta_{DEC} = \frac{t_{g1} - t_{g2}}{t_{g1} - t_{s1}} \tag{4}$$

式中: t_{g1} 为进风干球温度(℃); t_{g2} 为出风干 球温度(℃); t_{s1} 为进风湿球温度(℃)。

2.5 冷风比

空调设备制冷量和送风量的比值称为冷风比, 是评价空调制冷效果的指标之一。

3 实测调研

3.1 项目概况

测试项目位于新疆维吾尔自治区乌鲁木齐及喀 什地区,供冷期为6月1日至8月31日。

新疆乌鲁木齐天山区某住宅建筑共7层,所测 试房间位于顶层,层高2.8m,使用窗式蒸发冷却空 调器为面积16m²、负荷1260W的南侧卧室进行降温。



图 5 乌鲁木齐市天山区某住宅建筑

新疆乌鲁木齐市南昌南路某住宅建筑共7层, 所测试房间位于6层,层高2.8m,对其中两间卧 室进行制冷,所安装设备为热回收新风换气机和移 动蒸发式冷风扇。使用移动蒸发式冷风扇为面积 11m²、负荷420W的东北角卧室进行降温,热回收 新风换气机为面积25m²、负荷2000W的西南角卧 室进行降温。



图 6 乌鲁木齐市南昌南路某住宅建筑

新疆喀什地区伽师县某2层住宅空调面积 188.8m²,高度6.9m,制冷设备采用两台露点间接蒸 发冷却空调机组,均设置于建筑物室外地面上。其 中北侧的露点间接蒸发冷却空调机组对住宅建筑1 层的4个卧室降温,南侧的露点间接蒸发冷却空调 机组对2层的4个卧室降温,该设备产出的冷风通 过管道连接送入对应房间室内。
3.2 测试内容

3.2.1 温湿度参数测试

移动蒸发式冷风扇和窗式直接蒸发冷却器的测 点均布置于设备进、出风口,热回收新风换气机的 测点均布置于机组进、出风口及回风口、排风口, 露点间接蒸发冷却空调的测点均布置于机组进、出 风口及排风口;住宅建筑室内测点布置于对应设备 出风口 1.2~1.4m 人体温度可感受范围。采用温湿度 自记仪进行测试,每分钟记录一次数据。

3.2.2 风速测试

分别对各设备进、出风口、回风口及排风口的 截面尺寸进行测量,并对风口截面划分为接近于正 方形,且面积不得大于 0.05m²。对划分后的各截面 中心处风速进行测量,取平均值即为各风口风速。 3.3 实测分析

在完成以上四款设备开启并运行 30min 后,各 风口处温湿度参数的测试情况,对实测数据进行了 整理,从中选取 10 组有效数据,整理分析结果如下: 3.3.1 移动蒸发式冷风扇

通过对测试房间门窗先关闭后开启这两种工况

下数据的整理发现,移动蒸发式冷风扇的进风干湿 球平均温度差由 4.7℃ 变为 6.5℃,经过直接蒸发冷 却后的送风干球温度也由 26.5℃ 降低至 24.5℃。开 启门窗后,室内空气干球温度和相对湿度均满足舒 适性要求^[4]。

3.3.2 窗式直接蒸发冷却器

测试过程中室外气温为 32℃ 左右,相对湿度为 37%,室外新风由窗式直接蒸发冷却器进行直接蒸 发冷却过程,将进风口处干球温度 28.7℃,湿球温 度 20.6℃,相对湿度 46.6% 的空气处理至干球温度 22.0℃,相对湿度 79.2% 送往室内^[5]。

通过对数据的整理发现,进风干湿球平均温度 差为 8.1℃,经过直接蒸发冷却后的送风干球温度平 均能保持在 22.0℃,湿球效率基本上稳定在 72% 左 右,刚开始效率低是由于填料没有被完全润湿,随 着填料逐渐被润湿,湿球效率逐渐增大并趋于稳定。 使用该空调器后,室内降温较明显,相比于进风口 处有 3℃ 左右的降温。

3.3.3 热回收新风换气机

通过对数据的整理发现,在测试期间室外新风





平均干球温度为 34.6℃, 将室外新风处理至送风状态点时的平均温降为 17.0℃, 送风口风速为 1.2m/s,回风平均干球温度为 26.7℃,新风换气机热回收效率为 74.4%。使用该空调器后,室内温度有明显的降低,相比于室外有 6.6℃ 左右的降温。

在测试过程中,室外气温由 31.6℃ 逐渐上升至 37.5℃,相对湿度为 21.9%,停留于室外会感到炎热 干燥。当开启设备后,既加强了室内的空气流动使 新风不断地送入房间,又可以降低室内温度,站在 房间出风口所能覆盖的范围内,会明显感觉到被加 湿冷却的新风带来的温降,并且以适宜的速度送风, 满足舒适性要求。这种间接加直接蒸发冷却的送风 模式,使房间内空气的相对湿度增加至 41.7% 左右, 提供一个更加舒适的室内环境。

3.3.4 露点间接蒸发冷却空调

测试使用的露点间接蒸发冷却空调机组风量为1500m³/h,测试时间段内室外空气干球温度在34.6℃左右,相对湿度在28.7%左右,室外空气为炎热干燥状态。对机组的测试数据整理分析,其进、出风口温度与冷却效率随时间变化如上图所示。

在露点间接蒸发冷却空调机组进风口干球温度为 28.6℃,湿球温度为 20.1℃ 的工况下,机组的出风温度达到 19.9℃,该机组的湿球效率维持在 102% 左右。机组的出风干球温度理想情况下应突破湿球 温度达到亚湿球温度状态,但根据测试效果显示其 出风干球温度基本与进风口湿球温度持平,机组的 温降在 8.7℃ 左右^[6]。

对房间室内布置的8个温湿度测点的数据进行整理分析,其中1层房间室内空气干球温度为 26℃,相对湿度为55%,满足热舒适要求。2层房



图 11 新风换气机测试期间的温度变化图

间由于是顶层,负荷较大,机组提供的冷量没有完 全消除室内的冷负荷,导致未能达到设计参数要求, 后期应增加2层房间机组送风量。

4 不同蒸发冷却设备形式的比较

移动蒸发式冷风扇具有结构简单、使用方便、 价格低廉等明显优势,并且使用该设备时产生的噪 声较小,可以为用户提供舒适的睡眠环境,因此被 广泛使用于住宅建筑。干燥地区夏季昼夜温差大, 送风温度不宜过低,送风速度也要在一个适宜的范 围内,而移动蒸发式冷风扇可以换挡调节,方便按 需使用。但在使用过程中需开窗通风或增加排风装 置,以加强室内空气流动,使得房间内空气相对湿 度稳定在人体舒适范围。

窗式直接蒸发冷却器的优势在于采用了直流式 全新风送风模式,通常直接外挂于室外墙壁,由窗 户或墙壁上的洞口与室内相连。考虑到独特的安装 方式,该设备一般选择室外有阳台或便于工作人员 安装的房间。相比于移动蒸发式冷风扇,窗式直接 蒸发冷却器降温效果更好,并且可去除室内的异味, 改善室内空气品质。

我国干燥地区夏季空调房间室内的空气凉爽舒 适,将其直接排向室外会造成能源的浪费,可以利 用室内凉爽的排风预冷室外新风,节省新风系统能 耗。热回收新风换气机可以提供较低的送风温度, 适用于较大面积房间或多个房间的降温。

露点间接蒸发冷却空调可以使被处理空气冷却 至湿球温度以下,所以比已有的板翅式、管式、热 管式间接蒸发冷却器效率高,其湿球效率可达100% 以上,充分发掘了室外的干空气能。该设备可以提 供较大的送风温差,适用于大面积住宅建筑的降温,



图 12 露点间接蒸发冷却空调测试期间各项参数变化图

但由于其换热芯体内部有多个小孔,所以不适用于 水质较硬、易结水垢地区^[7]。

5 结论

使用蒸发冷却空调设备给住宅建筑降温,并对 降温效果进行测试分析,得到以下结论:

(1)通过测试证明了蒸发冷却通风空调技术适合干燥地区住宅建筑的通风降温,室内干球温度低于 26℃,相对湿度低于 60%,满足热舒适要求。

(2)移动蒸发式冷风扇、窗式直接蒸发冷却器、 热回收新风换气机和露点间接蒸发冷却空调,在工 作过程中均加强了室内空气流动,使新风不断地送 入房间,提高房间内空气品质。

(3)移动蒸发式冷风扇和窗式直接蒸发冷却器 适用于单个房间的降温,而热回收新风换气机和露 点间接蒸发冷却空调更适用于大面积房间或多个房 间的降温,根据冷负荷情况和室内设计参数选择住 宅建筑适用的蒸发冷却空调设备。

参考文献

[1] 黄翔.国内外蒸发冷却空调技术研究进展(1)[J]. 暖通空调,2007,37(02):24-30.

[2] 武以闯.蒸发冷却空调技术在干燥地区住宅建筑的应用研究 [D]. 西安工程大学,2018.

[3] 黄翔. 空调工程 [M]. 2版. 北京: 机械工业出版 社, 2013.

[4] 汪超, 黄翔, 吴志湘. 蒸发式冷气机性能评价指标 及其试验方法 [J]. 流体机械, 2010(6):69-73

[5] 黄翔,苏晓青,李鑫,等.干燥地区某地铁站直接 蒸发冷却通风降温试验样机的性能测试与分析[J]. 暖通空调,2017,47(07):51–55.

[6] 刘佳莉.新型复合式露点间接蒸发冷却空调机组 在住宅建筑的应用研究 [D].西安工程大学,2015.

[7] 黄翔,刘小文,吴志湘,等.露点间接-直接蒸发冷却空调机组的实验研究[J].暖通空调,2011,41(05):104–108.

兰州某地铁站蒸发冷却通风降温系统测试与应用研究

吴 磊¹,黄 翔¹,金洋帆¹,常健佩¹,刘振宇¹,李朝阳¹,

乔小博²,邓保顺²,李德辉²,侯卫华²,王志涛²,牛永胜²

(1. 西安工程大学,陕西西安 710048; 2. 中铁第一勘察设计院集团有限公司,陕西西安 710048)

[摘 要]本文介绍了兰州某地铁站蒸发冷却通风降温系统,通过对该系统中机组进出风温度、站厅站台 公共区环境温湿度、空气品质的实际测试,分析出该系统在实际运行过程中的情况。同时,对该系统中现存的 一些问题,进行了分析说明,并提出了后期的优化改进措施。最终的测试结果表明,该蒸发冷却通风降温系统 的运行情况较好,车站内公共区的降温效果良好,满足设计要求,为以后蒸发冷却技术在轨道交通上的应用提 供借鉴。

[关键词]城市轨道交通;蒸发冷却;站厅站台公共区;空气品质

0 引言

社会经济的快速发展,环境的问题也日益严重, 冰川融化,海平面上升,以及化石燃料的大量不充 分燃烧造成含硫含氮氧化物的大量排放形成酸雨, 雾霾问题等严重破坏大自然中建筑物结构以及动植 物的生存。能源危机和环保压力日益加大,人类的 生存面临极大的威胁,我们有责任从现在做起,从 身边做起,减少这些污染物的排放,还一个可持续 发展的地球。现如今,节能减排的号角已经吹响, 各行各业已经将节能减排提上日程,努力的在利用 一些清洁的能源来满足自己在生产过程的需求。在 交通行业中,全国各大城市大力兴建轨道交通,以 快速、便捷、不堵车等优点成为人们出行的首要选 择。减少了人们采用小轿车的出行方式,减少了碳 排放量,缓解了城市道路的交通压力,提高了人民 的出行满意度,使得人民的出行效率、工作效率的 提高,加快了社会的发展。据官方统计,截至2018 年12月31日,我国(不含港澳台)共有35个城市 开通城市轨道交通运营线路185条,运营线路总长 5761.4公里, 另规划建设里程 7700公里, 其中在建 里程达到 6374 公里, 在建线路 258 条 (段)。预计 到 2020 年, 我国运营城市将达到 38 个, 全国城市 轨道交通运营里程将超过8000公里。[1]地铁站不同 于一般的建筑, 它存在于地下, 属于地下空间。这 也就造成了在地铁运营的过程中,列车、设备、人 员将产生大量的热湿负荷,难以消除。而用传统的 机械制冷来消除站内的热湿负荷,其能耗高,并且 氟利昂的泄漏还会污染环境,这时就需要一个节能 环保的空调来代替传统机械制冷消除站内的余热余 湿。而在我国广大西北干燥地区,大自然中存在着

基金项目:"十三五"国家重点研发计划项目课题(编号: 2016YFC0700404)。

丰富的干空气能,利用可再生的干空气能来对地铁 站进行通风降温已成为节能减排的关键。并且,蒸 发冷却技术在我国西北干燥区的应用,已经有了多 年的研究,其作为低碳、节能、经济、健康的绿色 空调技术,将在轨道交通中扮演着重要的角色。

本文通过对甘肃兰州某地铁站蒸发冷却通风降 温系统在运行期间的相关测试与分析,探讨直接蒸 发冷却技术在兰州地区地铁站中的应用效果,为系 统后期的优化以及为西北地区其他城市轨道交通建 设提供一定的借鉴。

1 工程概述

1.1 工程概况

该地铁站位于甘肃兰州,车站采用岛式双柱三 跨箱型框架结构,共2层,全部为地下建筑,地下 1层为站厅公共区和车站设备管理用房区,地下2 层站台公共区。车站远期高峰客流量为9000人/h, 车站总长220.4m,标准段内径宽度为17.3m,总高 19.49m,结构底板埋深22.654m,顶板覆土3.164m, 有效站台长度140m,站台宽度12.5m,总建筑面积 24526.00m²。车站共设置4个出入口及2组风亭;A、 B号出入口位于规划道路北侧,C、D号出入口位于 规划道路南侧,2组风亭均位于车站北侧。^[2]

本次测试的蒸发冷却通风降温系统位于地下1 层站厅公共区和地下2层站台公共区,该系统由位 于车站两端土建风道中的直接蒸发冷却空调机组提 供冷量,通过送风机、送风管的输送,到达站厅站 台公共区,消除站厅站台公共区的热湿负荷。该系 统在站厅站台公共区的位置如图1、图2所示。

该系统采用少送多排的运行方式有效的解决了 站内湿度大的问题。

1.2 设计参数

该蒸发冷却通风降温系统设计站厅公共区空气 干球温度 29℃,站台公共区空气干球温度 28℃,相



图 2 站台公共区系统平面图

对湿度为 50%~70%。

2 蒸发冷却通风降温系统的工作原理及特点

2.1 蒸发冷却通风降温系统的工作原理

该蒸发冷却通风降温系统采用直接蒸发冷却空 调机组产出的空气,在送风机的作用下,通过风管 的输送,到达被调节的区域,消除该区域的余热余湿。 而此空气通过风管的输送时会有一定的温升,使得 送风状态点O点的空气干球温度高于机组出风L点 的空气干球温度。空气处理过程如图3所示。



图 3 空气处理过程焓湿图

2.2 蒸发冷却通风降温系统的特点

(1) 站内空气含尘量低

空气中的可吸入固体颗粒经过蒸发冷却机组填 料时,被水膜阻留下来,达到降尘的效果,使得送 入站内的空气固体颗粒物含量较低。

(2) 站内空气氧气含量高。

由于此蒸发冷却通风降温系统采用的是全新风 模式,所以,站内空间有充足的氧气 (3) 站内空气二氧化碳含量低

在站内的工作人员以及乘客,会产生大量的二 氧化碳,通过此系统,可将二氧化碳排至站外。

3 蒸发冷却通风降温系统的运行测试与分析

3.1 蒸发冷却通风降温系统的运行模式

在不同的时间条件下,蒸发冷却通风降温系统 具有不同的运行模式:^[3]

(1)当早高峰前(5:30-7:30)、晚高峰后
(20:30-23:30)时,系统中直接蒸发冷却机组干工
况运行(循环水泵关闭,送风机开启);

(2)当早高峰(7:30-9:30)、晚高峰(16:30-20:30)时,系统中直接蒸发冷却机组湿工况运行(循环水泵开启,送风机全速运行);

(3)当平峰(9:30-16:30)时,系统中直接蒸 发冷却机组湿工况运行(循环水泵开启,送风机变 频运行)。

3.2 测试方法及内容

3.2.1 直接蒸发冷却机组进、出风温湿度的测量

采用 testo 温湿度自计仪测试机组进、出风截面 不同位置的温湿度值。将机组进、出风截面平均分 为9个等面积的小矩形,在各小矩形中心布置温湿 度测点来进行测量,最后取其平均值。机组进、出 风截面的测点布置如图4所示,机组进、出风平均 温度按下式进行计算:^[4]

$$\overline{T}_{a} = \frac{T_{a1} + T_{a2} + \dots + T_{an}}{n}$$
(1)

式中: \overline{T}_a 为机组平均进风温度(\mathbb{C}); T_{a1} 为第

一个记录机组温度数据(℃); T_{an} 为第n个记录机 组温度数据(℃); n为记录机组温度数据的数量。



图 4 机组进、出风截面测点布置图

3.2.2 站厅站台公共区环境温湿度的测量 在站厅站台公共区的人流密集区和人流非密

集区各选取两个测点位置,如表1所示。分别采用 testo 温湿度自记仪,将其用尼龙绳挂在天花板上的 粘贴挂钩上,竖向每隔 0.5m,布置一个测点,使其 最低的一个测点落在距站厅站台地面 1.5m 处(人体 热感区)区域。

表1 站厅站台公共区测点位置情况

站厅公	公共区	站台公共区		
人流密集区	人流密集区 人流非密集区		人流非密集区	
ZTC3	ZTC3 ZTL4		TL4	
ZTC7 ZTL7		TC7	TL5	
			·	

3.2.3 站厅站台公共区空气品质的测量

在站厅站台公共区的人流密集区和人流非密集 区各选取两个测点位置,如表1所示。分别用尼龙 绳将空气质量检测仪、CO₂检测仪,挂在天花板上 的粘贴挂钩上,使其位置在距站厅站台地面1.7m 处 (人活动区域)区域。

3.3 测试结果分析

3.3.1 机组进、出风温度测试结果分析

表 2 给出了不同时间机组进、出风温度测试结 果。从图 5 中可以得出,机组进风的干球温度随着 时间的推移逐渐升高,由最初的 22.4℃逐渐上升 为 30.9℃,变化较为明显。而进风湿球温度由最初 的 15.7℃逐渐下降为 14.7℃,变化不大。干湿球温 度差由最初的 6.7℃逐渐增大到 16.2℃,而机组的 出风干球温度由 18.6℃降低为 15.3℃,说明随着 进风干湿球温度差的增大,蒸发冷却的效果越好。 同时,从图中可以看出在机组进风干球温度 30.9℃ 的情况下,机组出风干球温度能达到 15.3℃,温降 15.6℃,降温非常明显。这也保证了在站外温度高 的情况下,直接蒸发冷却机组可以给站厅站台公共 区提供充足的冷量,保证站内温度不随站外空气温 度的升高而升高,满足站内人员和设备的需求。

表 2 机组进、出风温度测试结果

त्म भिन	机组进风参数		机组出	別内 ///00	
101	干球温度 /℃	湿球温度 /℃	干球温度 /℃	湿球温度 /℃	/血冲+ / U
10:30	22.4	15.7	18.6	16.3	3.8
11:30	25.0	16.1	16.7	16.3	8.3
14:00	29.5	15.3	16.3	15.5	13.2
16:00	30.9	14.7	15.3	14.6	15.6
17:00	29.6	14.8	15.4	14.8	14.2



图 5 机组进、出风温度随时间变化曲线

3.3.2 站厅站台公共区环境温湿度测量结果分析

表3给出了站厅站台公共区不同测点位置的环 境温湿度的测试结果。从表3中可以得出,站厅公 共区的平均温度保持在 23.48℃,相对湿度保持在 50.70%; 站台公共区的平均温度保持在 22.25℃, 相 对湿度保持在 53.57%, 站厅公共区环境温度比站台 公共区高1℃左右,两者的相对湿度相差不大。如 图 6 所示,站厅公共区人流非密集区 ZTL7 测点位 置的温度远低于其他几个测点位置的温度,在实际 测试过程中该区域几乎没有乘客经过,没有人员负 荷,所以造成了局部温度过低。站台公共区人流非 密集区 TL5 测点位置的温度远低于其他几个测点位 置的温度,在实际测试过程中该区域距离扶梯口较 远,没有乘客到此区域排队候车,因此没有人员负荷, 所以造成了局部温度过低。总体的测试结果表明站 厅站台公共区的环境温度均低于设计值,相对湿度 在设计范围内,满足设计要求。

表 3 站厅站台公共区环境温湿度测量结果

站厅公共区			站台公共区			
测点	干球温度 /℃	相对湿度 /%	测点	干球温度 /℃	相对湿度 /%	
ZTC3	24.80	43.54	TC2	22.90	46.58	
ZTL4	24.72	41.68	TL4	24.44	41.70	
ZTL7	20.86	65.68	TL5	19.86	68.34	
ZTC7	23.54	51.92	TC7	21.78	57.66	
平均	23.48	50.70	平均	22.25	53.57	

3.3.3 站厅站台公共区空气品质的测量结果分析

表4给出了站厅站台公共区空气品质的测试结果。从表4可以得出,站厅公共区平均PM₂₅含量为



图 7 站厅站台公共区空气品质曲线

表4 站厅站台公共区空气品质的测量结果

站厅公共区			站台公共区			
测点	PM _{2.5} (μg/m ³)	CO ₂ (ppm)	测点位置	PM _{2.5} (μg/m ³)	CO ₂ (ppm)	
ZTC3	49	621	TC2	67	607	
ZTL4	54	658	TL4	43	588	
ZTL7	39	659	TL5	49	609	
ZTC7	37	669	TC7	48	656	
平均	44.75	651.75	平均	51.75	615	

44.75μg/m³, CO₂含量为651.75ppm,站台公共区平 均 PM_{2.5}含量为51.75μg/m³, CO₂含量为615ppm, 站台公共区的 PM_{2.5}含量比站厅公共区高,这是因为 此地铁站采用的是安全门系统,在门的顶部有一排 百叶风口与轨行区相连,在列车进站的过程中,在 活塞风的作用下,轨行区一部分风通过轨顶风道排 至站外,而另一部分空气将轨行区的尘土通过百叶 风口送入站台公共区,造成 PM_{2.5}含量过高。而站台 公共区的 CO₂含量比站厅公共区低,这是因为在列 车驶离车站的时候,在活塞风的作用下,会将站台 公共区的空气通过百叶风口吸入轨行区,进而排出 至站外。如图 7 所示,站厅公共区 ZTC3 测点位置的 CO₂ 含量较低的原因是选择该入口处进站的乘客数量较少,而站台公共区 TC7 测点位置的 CO₂ 含量较高,这是由于乘客在下了扶梯后,就近选择了该区域停留,等候列车的到来。

4 存在问题及解决措施

(1)根据测试结果显示,站厅站台公共区的环境温度、湿度都能满足设计标准。但存在局部温度过低情况,建议给人员停留较少的非公共区减少送风量,可以将此区域的送风口减小或在此风口加装电动风阀,以调节送风量的大小,进而来控制该区域的环境温度。

(2) 在测试现场发现站厅站台公共区的百叶风 口在送风量较大的情况下,产生振动,噪音大,易 给乘客造成心理恐慌。对此,可将百叶风口的叶片 加厚或将百叶风口的叶片均分为四个,缩短其长度, 以增强其坚挺度。

(3)站台公共区人流密集区的空气品质相对较差。建议在刚下扶梯位置,地面上做出明显的导流

标识,将乘客向车站中部区域进行引导,以改善局 部问题。

5 结论

(1)根据实测结果显示,该地铁站蒸发冷却通 风降温系统中机组的制冷效果非常好,降温效果明 显,产生的冷量可以满足该地铁站的冷负荷要求。

(2)风量是冷量的携带者,只有保证充足的送 风量,才能确保在站厅站台公共区的环境温度满足 设计要求。

(3)实测结果表明,站厅站台公共区环境的 PM_{2.5} 含量过高,其原因是直接蒸发冷却机组将水进

行了雾化送到站内公共区环境中,并不是站外环境中的固体颗粒物导致 PM_{2.5}上升。

参考文献

[1] 丁静. 我国 35 个城市开通轨道交通 [EB]. 中国建 设新闻网, 2019-04-08.

[2] 黄翔.蒸发冷却空调原理与设备[M].北京:机械工业出版社, 2019.

[3] 刘超宇. 基于 AFC 系统数据的地铁客流分析及乘 客出行特征研究 [D]. 北京:中国地质大学, 2016.

[4] 张学助,等.空调试调[M].北京:中国建筑工业 出版社, 2012.

工业膜结构建筑内部热环境试验研究

田国记,樊越胜,王 欢,刘 杰,刘长周 (西安建筑科技大学建筑设备科学与工程学院,西安 710055)

[摘 要]随着膜材料技术的进步,在我国已开始将建筑膜材及膜结构应用于大跨度的工矿业储料场中, 可充分利用自然光进行照明,投资小、运行维护成本低,而且可有效解决露天料场引起的扬尘污染。然而,膜 材作为建筑屋面的覆盖体,膜材的厚度较小、保温隔热性能较差,导致室内温度升高,内部热环境较差。因此, 本文搭建工业膜建筑内部热环境测试平台,测试分析了膜材内外表面温度和内部温度随室外环境、太阳辐射变 化的关系,进一步揭示轻薄膜材结构建筑的特殊热环境规律和形成机理。

[关键词] 膜材料; 膜结构; 内部热环境

0 前言

随着建筑构造多元化的发展,继钢铁、砖块、 木头、混凝土之后,被誉为"21世纪第五大建筑材料" 的膜材料倍受设计师的青睐,膜材料属于织物材料, 成分主要为聚酯纤维、玻璃纤维以及高分子聚合物 ^[1]。与传统的建筑材料相比,膜材具有轻质、柔韧性, 透光性,自洁性等优势,且安装方面、工期短、投 资小;由于现代建筑的多样化趋势,设计师多追求 与建筑的造型新颖、美观、独特,且多为复合且不 规则的曲面结构,广泛应用于车站候车室、体育馆、 展览馆等大跨度公共建筑领域^[28]。

织物膜材料与传统建筑材料差异较大,其质量 轻一般在 1kg/m²左右,从而导致建筑膜材的热容较 小,使单位面积膜材温度升高 1℃ 所需的热量约 为 1cm 厚玻璃板的 10%、20cm 厚的混凝土墙体的 0.5%;而且膜材比较薄,厚度一般小于 1mm,所以 材料的热阻很小,主体结构层的热阻只占总热阻的 1%^[9],而传统建筑材料可能会超过 90%^[10]。因此, 膜结构建筑最为突出的问题是对外部环境变化敏感、 蓄热能力差,不能依靠自身的热阻减少室外温度和 太阳辐射对室内热环境的影响^[11]。

目前针对轻质薄膜建筑的研究主要局限于围护 结构特性和薄膜材料特性方面,关于膜建筑室内热 环境的研究鲜有报道。鉴于此,本文通过搭建了工 业薄膜建筑室内热环境实验测试台,测试分析薄膜 围护结构及室内热环境随室外环境的变化规律;为 膜建筑室内通风设计及改善内部热环境提供参考。

1 实验测试

1.1 测试对象

本文利用相似原理,根据实际建筑的尺寸,设计 并搭建了拱形屋面膜结构室内热环境试验测试缩尺 平台,该工程为封闭式的矿粉储存建筑,设有一个常 开门,其建筑尺寸为:2000mm×1200mm×650mm, 门的尺寸:200mm×240m,如图1所示。围护结构



图1 膜结构内部热环境试验测试平台

采用德国杜肯(型号: B6915) PVC 膜材,表面涂 层采用不可焊接 PVDF 处理,自洁性较好,具体参 数详见表 1。

- 私 I B0913 展付 今妥	表1 H	36915	膜材参数	¢
-------------------	------	-------	------	---

膜材类型	聚酯纤维织物膜				
(底)涂层	聚录乙烯 (PVC)				
表面涂层	涂覆 PVDF				
	反射率	79%			
太阳光	吸收率	17%			
	透射率	4%			
重量	1100g/m ²				
厚度	0.9mm				
传热系数	5.84w	$v/m^2 \cdot K$			

1.2 主要测试内容

测试时间为 2019 年 7 月 28 日,日出 - 日落时 间为:05:51~19:49;天气晴朗。测试地点位于西安 建筑科技大学,四周无遮挡的空地可全天接受太阳 光的照射。主要测试参数:室外环境温度、风速, 太阳辐射强度;膜材围护结构内、外表面温度,室 内空气温度。

室外环境温度、风速,太阳辐射强度的测试 采用美国戴维斯 Vantage Pro2 Plus 气象站,太阳辐 射测量范围: 0~1800W/m²,精度 ±5%;风速测量 范围为: 1~67m/s、精度为 ±5%;温度测量范围: -40℃~65℃,精度为±0.5℃;仪器放置在测点附近 四周无遮挡的高层建筑屋面;数据自动采集,时间 间隔为1min。测试前利用仪器自动校验功能进行校 核。

围护结构内、外壁面及室内温度测量采用T型 (铜-镍铜)热电偶,精度为±0.5℃;数据采用 2701型采集仪记录,时间间隔为1min。热电偶利用 恒温水箱及精度为0.1℃的温度计进行校核。 1.3 测点布置

测试台共布置 71 温度测点,如图 2 所示。其中东、西朝向墙体内外壁面测点沿对角线均匀布置 3 个测点,分别为 E1(E1')~E3(E3')、W1(W1')~W3(W3');南、北朝向墙体内外壁面测点沿对角线均匀布置 2 个测点,分别为 N1(N1')~N2(N2')、S1(S1')~S2(S2');顶部屋面内外壁温度测点和室内温度测点均按梅花形测点的原则下布置,屋面测点为:R1(R1')~R5(R5'),室内温度测点为 C1~C12、B1~B15、A0~A14。

在进行数据处理和分析时,各朝向围护结构内 外表面的逐时温度分别计算相应测点的平均值;室 内空气温度按 C1~C12、B1~B15、A0~A14 测点的 平均值计算。

2 实验测试与分析

试验测试对轻薄膜材围护结构建筑各朝向内外 壁面温度、室内温度,室外气象温度、太阳辐射强 度等进行了 24h 连续监测。为了更清晰地分析膜材 料辐射热特性,按照日出日落和夜间的时间段对数 据进行有针对性的处理和分析。

该测试对 7 月 28 日的 24h 室外温度和太阳辐射 强度进行了连续监测,如图 3 所示。室外空气温度 变化范围为 31.3℃~41.6℃,其中在 15:00~18:00 间 温度较高,逐时平均温度均在 40℃ 以上,最低室外

E3(E31)0 R4(R4' SI(SI) e12 R3(R3 4C11 E2(E2) S2(S2 ↓C9 C10 R5(R5') C8 R2(R2" ¢A0~A14 J.C6 W3(W3') EIED B1-B15 R1(R1') C5 dC4C3 C2 ia, O WI(W) NZAZ,

图 2 测点布置图



温度出现于 5:00~7:00。在 12:00~14:00 之间太阳辐 射量较大,逐时平均太阳辐射值在 850W/m²以上, 在 13:30 时达到峰值。随着太阳辐射强度的增加, 透过大气到达地面辐射热增大,室外环境温度逐渐 升高。由于地面具有很强的蓄热能力,随太阳辐射 强度的减弱,地面通过辐射、对流、湍流等方式逐 渐向大气传递热量^[12];因此,最大太阳辐射强度和 最高环境温度出现时间存在约 3.5h 的延迟。

在日落后,没有太阳辐射,室外温度不断降低; 直到第二天日出后,接受到太阳辐射热,温度开始 升高。所以最低气温出现在日出前后的 5:00~7:00 之 间。

传统的建筑维护结构具有一定的蓄热能力,可 以减少外部环境温度和太阳辐射等室外环境对室内 热环境的影响。而由于膜材质量轻、厚度较小,受 外部环境的影响十分显著,很难依靠膜材的热阻缓 冲外部热扰引起室内热环境波动的影响^[11]。如图 4 所示:在 6:00~11:00 之间,东向外壁面的温度随 太阳辐射的增加快速上升,在 11:00 时最高,达到 47℃见图4(d)。12:00~14:00 之间顶屋面和南向 外壁面温度上升较快,在 13:00 时顶屋面外壁面的 温度约达 51℃见图4(a)(b)。15:00~17:00 之间 西向外壁面的温度逐时温度均高于 50℃,16:00 时 温度最高为 52.5℃见图4(e)。在 6:00~17:00 之间, 北向壁面基本不受太阳光照射的影响,其壁面逐时 温度变化并不剧烈见图4(c)。

随着太阳辐射和室外温度的变化,膜结构建筑 内部温度随之变化。由图4可知,随太阳辐射的增加, 内部空气温度随之上升;在6:00~19:00之间,内部 温度高于室外温度,内外温差最大为6.5℃,内部温 度最高可达45.2℃,平均温度为40.2℃;全天内部 温差可达18℃。由此可知,在日出至日落间,受太





图 4 各朝向内外壁面温度及室内温度变化趋势

阳辐射的影响,室内温度高于室外环境温度,存在 "温室效应"的现象,而且太阳辐射强度越大,"温 室效应"越明显^[13]。

在 20:00~05:00 之间,由于夜间没有太阳辐射的 作用,天空有效辐射温度远低于环境温度,内部温 度低于室外环境温度,最大温差为 3.5℃,即同时存 在"冷室效应"的现象^[13]。由于夜间主要受室外天 空有效长波辐的影响^[14],所以,顶壁面内外表面温 度均低于室外温度和内部温度,而且外壁面温度稍 低于内壁面的温度见图 4 (a);其他朝向壁面温度 虽然低于室外温度,但内外壁面温度和室内温度均 基本一致,见图 4 (b)~图 4 (e)。

此外,如图 4 所示, 膜材外表面的温度变化和 内表面的温度变化之间并没有明显的时间滞后^[14], 而一块 25mm 厚的木板有 25min 的滞后,一般砖墙 有 5h 的滞后^[15]。对于膜材而言,仅需较少的热量就 能改变内外两侧的表面温度,而且只要膜材外表面 温度发生变化,其内表面的温度会随时而变^[1];如 图 4 所示,在夜间或不受太阳光照射的情况下见图 4 (c),内外表面间的温差均在 1℃以内。

综上所述,在无物料堆积工况下,夏季封闭式 工业膜建筑内部平均温度高于室外温度 6.5℃,而根 据《简明通风设计手册》和《工业企业设计卫生标 准》要求:西安地区夏季厂房工作区的温度与室外 温度温度差不超过 3℃,且当日最高气温 ≥35℃时, 应采取综合防暑措施;所以,该封闭式工业膜建筑 内部热环境不满足相关要求。另外,若内部储存自 散热性物料(煤)时,内部热环境将更加严重。因此, 有必要对改善内部热环境的措施及通风设计方法进 行深入研究,这也是后续研究工作的重点。

3 结论

本文搭建工业膜建筑内部热环境测试平台,测 试分析了室外环境温度和太阳辐射耦合作用下膜材 传热特性和膜结构建筑内部热环境规律,得出以下 主要结论:

(1)建筑膜材受太阳辐射以及室外温度变化极 其明显;内部热环境的变化主要受膜材内表面温度 的变化和进入室内的太阳辐射量的影响。

(2) 膜材结构建筑内部热环境与传统建筑不同, 膜建筑同时存在"温室效应"和"冷效应"的现象, 而且太阳辐射强度越大,越明显。在一天内,内部 温度变化较大,可相差约18℃。

(3) 在无物料情况下,夏季封闭工业膜建筑内 部温度不满足工业厂房温度要求;若储存有自散热 性物料(煤)的情况下,内部热环境会更加恶劣; 因此,我们下一步将对改善内部热环境的措施及通 风设计方法进行研究。

参考文献

[1] 陈务军, 膜结构工程设计 [D]. 北京:中国建筑工业出版社, 2004.

[2] Hu J.H, Chen W.J, et al. Two-layer ETFE cushions integrated flexible photovoltaics: Prototype development and thermal performance assessment[J]. Energy and Buildings, 2017, 141:238–246.

[3] Hua, S., Adriana, Angelotti., Alessandra, Zanelli.. Thermal-physical behavior and energy performance of air-supported membranes for sports halls: A comparison among traditional and advanced building envelopes. Energy and Buildings, 109(2015)35–46.

[4] Escoffier, A., Albrecht A., Consigny, F.. Nice stadium: design of a flat single layer ETFE roof. Int J Civil Archit Struct Constr Eng, 8(2014):61–65.

[5] Al-Mahdouri, A. et al. Evaluation of optical properties and thermal performances of different greenhouse covering materials. Solar Energy, 96(2013):21–32.

[6] Karwath, M. Membrane Structures with Improved Thermal Properties. International Conference on Textile Composites and Inflatable Structures / Barcelona, 2014, 312–318.

[7] 于德国,李光军,艾永等.盘锦体育中心体育场非 对称马鞍形索膜结构整体张拉施工技术 [J].施工技 术,2015,(6):88–91.

[8] He J, Hoyano A. Measurement and evaluation of the

summer microclimate in the semi-enclosed space under a membrane structure[J]. Building and Environment, 2010, 45:230–242.

[9] 孙立新.新型轻质复合围护结构的基础热工问题 研究 [D]. 西安: 西安建筑科技, 2009.

[10] Devulder, T., Wilson, R., Chilton, J. C.. The thermal behaviour of buildings incorporating single skin tensile membrane structures. Oxford University Press. International Journal of Low Carbon Technologies, 2007, 2(2)195–213

[11] 朱颖心.建筑环境学 [M].北京:中国建筑工业出版社,2010.

[12] Devulder, T. The thermal response of textile membrane constructions. The University of Nottingham, 2004.

[13] 王梦伟,龙恩深,孟曦等.超薄轻质围护结构建筑的温室效应与冷室效应实验研究 [J]. 建筑技术开发,2016,43(4):15-18.

[14] Harive G.N. Investigation into thermal behavior of spaces enclosed by fabric membranes. Wales: Cardiff university, 1995.

[15] Evans, M.. Housing, climate and comfort. London: The Architectural Press, 1980, 81.

环形脉冲射流在滤筒除尘器清灰中的应用研究

樊越胜,李哲然,牛冰冰

(西安建筑科技大学建筑设备科学与工程学院,西安 710055)

[摘 要]为了改善滤筒除尘器清灰不彻底和整体清灰不均匀的问题,提出环形气体射流滤筒除尘器;建 立了单个滤筒的清灰数值计算模型,对环隙喷吹的清灰性能、均匀性等进行研究,并与传统圆形气体射流脉冲 喷吹清灰方式进行了比较。为除尘器环隙喷吹清灰、矿井小断面巷道局部通风等应用提供理论参考。

[关键词]环形射流;除尘器;喷吹清灰;数值模拟

0 前沿

国家对工业领域烟尘排放标准的愈加严格,除 尘技术的要求也在逐渐提高。过滤除尘因其过滤效 率极高^[1,2],成为除尘行业的发展趋势。滤筒除尘器 具有过滤面积大、体积小、阻力较小、检修维护方便、 滤料磨损破坏程度低等优势被广泛使用。滤筒除尘 器脉冲喷吹的形式主要是依靠圆形喷嘴形成的圆形 气体射流脉冲喷吹,结构简单,但存在喷吹气流分 布不均、偏心及清灰不彻底、不均匀等问题,而且 上部清灰不彻底,下部过度清灰,减小有效过滤面积, 降低过滤性能,加大系统运行阻力,严重影响滤筒 的使用寿命^[3]。

与传统的圆形气体射流相比,环形气体射流呈 环状向四周均匀扩散,具有诱导混合性强的特点, 能够诱导卷吸更多的二次风量,极大提高了引射效 率,减少主流一次空气流量,达到节能效果。从而 被广泛应用于煤矿开采时的钻孔除尘、掘进工作面 通风、去液干燥的环形气刀、无叶风扇等领域^[4-7]。 董立国^[8]、周勃^[9]、张克崧^[10]等研究了环形射流作 用下的吸气流动,结果表明:环形射流的吸气流动 具有速度衰减慢、控制范围广、控制效果均匀的特点, 可应用于通风系统。

鉴于此,本文结合环形气体射流的特点,提出 一种新型环形气体射流滤筒除尘器,对环隙喷吹的 清灰性能、均匀性等进行研究,并与传统圆形气体 射流脉冲喷吹清灰方式进行比较,为除尘器环隙喷 吹清灰、矿井小断面巷道局部通风等应用提供理论 参考。

1 脉冲清灰模型的建立

本 文 建 立 了 环 隙 脉 冲 喷 吹 清 灰 几 何 模 型 (见图1);其中:滤筒 直 径 为 280mm,长 度 为 *L*=660mm,喷 吹 距 离 *H*=200mm,环 缝 宽 度 *e*=0.5mm,环 形 喷 嘴 内 径 *d*=56mm,出 流 角 度 *a*=10°,在环缝出口外设置长度为 *x*=80mm 的导流筒, 整个环形喷嘴长 100mm。

滤筒除尘器脉冲喷吹清灰过程是一个非稳态过

程,除尘器内部构造 较复杂,为了便于建 模及分析,作以下简 化和假设:

(1)以单个滤筒 为对象,忽略气包、 压力表、电磁阀、脉 冲控制仪等相关仪表 构件。

(2) 仅研究滤筒 除尘器喷嘴到滤筒的 流域, 假定喷吹气流 速度在环缝和喷嘴上 呈垂直均匀分布, 喷 嘴入口为恒压。



图 1 环隙喷吹脉冲清灰 几何模型图

(3)脉冲喷吹气流为理想气体。

(4)忽略滤筒壁面的径向和纵向位移,忽略温 度变化对喷吹气流流动的影响。

由于环缝出口喷射出的气流速度较大,甚至超 过声速,采用三维非稳态、可压缩流动的 Realizable *k-e* 湍流模型及 SIMPLE 算法,喷吹时间设置为 100ms。环缝出口设为压力入口(pressure-inlet), 其喷吹压力为 0.3MPa;设置滤筒除尘器的净气箱顶 面和除尘箱的底面为压力出口(pressure-outlet), 压力设置为一个标准大气压。净气箱、除尘箱的壁面、 花板、滤筒底面和喷嘴外壁设置为固体壁面边界条 件(wall),采用标准壁面函数法。滤筒的边界设置 为多孔跳跃介质(porous-jump)。

2 数值模拟结果及分析

2.1 模型验证

为了验证模型的准确性,以有限空间环形射流 中心轴线速度的模拟值和实验数据进行了对比。如 图 2 所示:两条曲线的变化趋势基本一致,且存在 相同位置的变化关键点;实验测量值与模拟值的平 均相对误差小于 10%,模拟值与实验值吻合程度较 好。



图 2 数值模拟与实验的中心轴线速度对比

2.2 环隙脉冲喷吹的清灰性能

滤筒除尘器脉冲喷吹清灰的过程是非稳态的, 整个过程流场的速度、静压都在不断变化,如图 3 所示: 10~30ms 环隙脉冲喷吹清灰过程速度变化云 图。在第 10ms 时,高速的脉冲喷吹气流从环缝喷出, 气流在具有一定角度的环形喷嘴导流筒的作用下充 分发展且诱导卷吸大量净气室内的二次气流,环形 喷吹气流和被诱导卷吸的二次气流逐渐进入滤筒。 在 20ms~30ms 时,环形一次气流和二次气流进入滤 筒中,滤筒中原有的空气被挤出,高速可压缩的喷 吹气流开始膨胀,从滤筒四周不断均匀流出,可认 为开始清灰;由于喷吹气流不稳定,其动压无法转 化为静压,此时为非有效清灰气流。

由 *t* =30ms 时环隙脉冲喷吹流场流线分布(图 3 (d))可知:流场中存在对称的高速涡流;其中, 环形喷嘴两侧的涡流最大,流动速度最快。当环形 喷吹气流进入净气室后,净气室壁面和花板是射流 的主要阻碍,环形喷吹气流与净气室壁面和花板产 生一定剪切作用,气体射流主体外边界层周围的流 线开始弯曲、卷起,导致在环形喷嘴两侧偏下游处 形成一对反向旋转的高速涡流。旋涡对净气室内气 流的诱导卷吸和环形喷吹气流的发展起着十分重要 的作用。

在滤筒入口处流场中心处,两个涡流将进入滤筒的环形喷吹气流均匀地分配到滤筒四周壁面,避免了喷吹偏心现象导致的清灰不均匀,提高了进入滤筒的喷吹气流的稳定性。

由图 4 可知,在 40~60ms 时,环形气体射流逐 渐膨胀并向流场中心靠拢,中心速度场变得均匀,



滤筒内部的喷吹压力逐渐趋于稳定,喷吹气流的动 压转化为静压,形成有效的清灰气流。

由图 5 可以看出,在 70~90ms内,净气室内的 速度场趋于稳定,净气室内一次环形喷吹气流的诱 导卷吸作用已经减弱,进入滤筒的喷吹气流充分膨 胀,喷吹气流均匀稳定地从滤筒壁四周流出,将动 压充分转化为静压进行有效清灰,90ms以后,清灰 基本结束。

在滤筒环隙脉冲喷吹非稳态数值模拟时,同时监测距离滤筒口100mm、200mm、330mm、460mm、560mm处侧壁压力。为了方便分析,取上、中、下三个典型位置的侧壁压力进行分析(见图6)。在 0~25ms之间,高速一次环形喷吹气流诱导卷吸大量净气室内的二次气流混合进入滤筒中,喷吹气流不稳定,形成一个"假侧壁压力峰值";在 25ms以后,进入滤筒内的一次环形喷吹气流和诱导气流扩散掺混作用于滤筒壁面,相对稳定的有效清灰气流逐渐形成,壁面各测点压力值趋于稳定,有效清灰气流 开始起作用。在第 33ms时上中下三个测点的侧壁压力达到峰值,分别为 1515Pa、1833Pa、1907Pa,沿着滤筒长度方向,侧壁压力峰值逐渐增大。这是因 为可压缩环形喷吹气流和诱导气流高速进入滤筒, 在滤筒口处形成负压区,且喷吹气流没有完全充分 膨胀沿着射流方向继续流动,故上测点的侧壁压力 最小。

在喷吹气流继续流动的过程中,继续膨胀,速 度逐渐减小,动压逐渐转化为静压,静压上升,故 中部压力较高。但可压缩喷吹气流不可能无限膨胀, 再加上能量的损失和气流不断从滤筒壁流出,到滤 筒底部的喷吹气流压力很低,但由于滤筒底的封闭 性导致喷吹气流受到其冲击碰撞,对滤筒底部侧壁 形成正压,在冲击气流和主体喷吹气流的共同影响 下,滤筒底部侧壁压力最大。此外,上中下三个测 点到达侧壁压力峰值的时间基本相同

2.3 环隙脉冲喷吹的优越性

另外,分别对环隙和圆形喷吹式清灰的侧壁压 力进行了对比分析,如图7所示。由于环形喷吹气 流在环形喷嘴内和喷嘴到滤筒之间有两次诱导作用, 再加上环形气流与周围空气接触面积大,动量交换 加剧,导致环隙脉冲喷吹清灰的侧壁压力峰值远大 于普通圆形喷嘴脉冲喷吹清灰的侧壁压力峰值。研 究表明:环隙脉冲喷吹清灰的诱导卷吸作用比圆形



喷嘴脉冲清灰效果好,其清灰性能较强,对高粘性 粉尘清灰更具优势。同时,与圆形喷嘴脉冲喷吹达 到相同的侧壁压力峰值,环隙脉冲喷吹清灰所需的 喷吹压力较小,故环隙脉冲喷吹可降低压缩空气耗 气量,减小初投资和运行费用。环隙脉冲喷吹清灰 在中下部沿滤筒长度方向侧壁压力峰值增加的速度 要比上部缓慢,中下部的清灰均匀性要好于上部。

3 结论

本章建立环隙脉冲喷吹清灰数值模拟模型,分 析了环隙脉冲喷吹清灰的过程并将其与传统的圆形 喷嘴脉冲清灰进行对比,主要结论如下:

(1)环形喷嘴两侧的对称涡旋及其高速旋转对 净气室内气流的诱导卷吸和环形喷吹气流的发展起 着十分重要的作用,滤筒中上部的两个涡旋有助于 提高滤筒内部流场稳定性。

(2)在25ms以后,滤筒内相对稳定的有效清 灰气流逐渐形成,有效清灰气流开始起作用;90ms 以后,清灰基本结束。

(3) 环隙喷吹脉冲的清灰性能和均匀性方面均 优于圆形喷嘴脉冲喷吹清灰方式;而且可延长滤筒 使用寿命、降低初投资和运行费用,在处理高粘性 粉尘时更具有优势。

参考文献

[1] 周军. 袋式除尘器的除尘效率研究 [D]. 西南交通 大学, 2007.

[2] 孙一坚, 沈恒根. 工业通风 [M]. 北京: 中国建筑 工业出版社, 2010.

[3] 胡佳雷.滤筒除尘器脉冲清灰系统的数值模拟研究 [D]. 西安建筑科技大学, 2017.

[4] 梁爱春, 谭强, 王志宝等. 环缝式引射器流场的数 值模拟研究 [J]. 煤矿机械, 2015, 36(9):109–111.

[5] 崔明功, 郭然. 环形引射器流场研究 [J]. 火箭推进, 2015, 41(2):75-78.

[6] 张薇. 浅谈无叶风扇的原理应用工业前景 [J]. 企业导报, 2012, (4):285-285.

[7] 胡佳威,盛楠.新时期智能无叶风扇原理探讨[J]. 河南科技, 2014, (7):138-138.

[8] 董立国,林豹.环形射流作用下吸气流动的研究 [J].暖通空调,2003,33(3):27-29.

[9] 周勃, 吕洁, 王毅等. 具有环形射流的吸气流 动的性能分析 [J]. 沈阳工业大学学报, 2004, 26(5): 576–578.

[10] 张克崧. 强力环隙喷吹脉冲袋式除尘器 [J]. 建筑 热能通风空调, 1994, 4:22-27.

夏热冬暖地区居住建筑通风设计现状与思考

赵军辉¹,刘语瑶²

(1. 南华大学土木工程学院, 湖南衡阳 421001; 2. 惠州学院建筑与土木工程学院, 广州惠州 516007)

[摘 要]合理的居住建筑通风设计不仅可以提高室内的空气品质,满足人体的热舒适要求,而且可以降低建筑能耗。本文梳理了夏热冬暖地区居住建筑通风设计的研究现状、标准规范、技术与节能措施,探讨了目前夏热冬暖地区居住建筑通风存在的一些问题。

[关键词] 夏热冬暖地区;居住建筑通风;标准规范;通风技术与节能措施;问题思考

0 引言

我国夏热冬暖地区是指最热月平均温度满足 25~29℃,最冷月平均温度>10℃、且日平均温度 ≥25℃的天数为100~200天的区域,包括南方的福 建、台湾、广东、广西、海南五省以及香港、澳门 特别行政区的沿海地区。该地区空气湿度大,太阳 高度角大、日照时间长,夏热持续时间长、全年基 本不用采暖。

对于夏热冬暖地区居住建筑而言,良好的通风 设计,能够有效改善居民的人居环境,减少空调等 机械设备的使用频率,实现人与自然的和谐发展。 合理的居住建筑通风设计主要体现在住宅总平规划、 单体建筑通风设计、通风方式、通风措施等方面。 但居住建筑室外风环境的不同,其通风设计往往也 会存在差异。选择何种通风设计方案,使其达到最 佳的居住建筑通风效果仍需深入研究。本文梳理了 夏热冬暖地区居住建筑通风设计的研究现状、标准 规范、通风技术与节能措施,探讨了夏热冬暖地区 居住建筑通风设计存在的一些问题,以期为夏热冬 暖地区居住建筑通风设计与研究提供参考。

1 居住建筑通风设计研究现状

居住建筑的通风方式分为自然通风、机械通风 和二者相结合的复合通风。对于夏热冬暖地区,自 然通风在改善室内空气品质和建筑节能方面都起着 重要的作用。为了提高通风效果,不同专业的技术 人员、学者从总平面规划、单体建筑设计、换气次 数、通风方式与措施等多方面开展了较深入的研究。 笔者对于我国近年夏热冬暖地区居住建筑通风设计 主要研究现状做了如下梳理总结。

1.1 总平面规划设计

在居住小区总平面规划中,不同的单体建筑的 形体或建筑布局,都会导致建筑周边空气流动状态 发生变化。樊小婧¹¹通过数值模拟的方法对广州市 某高层住宅小区冬、夏季主导方向下的室外风环境 分别进行了分析,结果表明若将小区东南部的住宅 建筑做适当调整,使其与夏季主导风向成一定角度, 并错位分开布置,可以使下风向的住宅风环境得以 优化。卢春梅^[2]用 PHOENICS 软件模拟分析了某高 层住宅小区的风环境,结果表明南宁居住建筑规划 设计中应使建筑的纵轴尽可能的和东南向垂直、单 体总平布置应形成南北朝向的布局,以错列式、行 列式布局优先,开敞的东南面有利于将城市主导风 引入住宅区。李日毅^[3]等的研究表明,对于广州市 点群式布局的住区开口较多有利于自然通风,周边 式布局的住区对气流有所阻挡不利于自然通风。黄 志祥^[4]利用 PHOENICS 软件,系统定量分析了不同 建筑密度及容积率下建筑底层架空对住区自然通风 的影响,结果表明建筑底层架空对住区风环境有较 好的改善作用,其中对高建筑密度、低容积率住区 的风环境状况改善更为有效。赵士怀^[5]等基于福建 省气候特点,研究提出了住宅小区获得最佳自然通 风效果的建筑迎风面积比、架空率、小区围墙的可 通风面积比、绿地率等指标。

1.2 单体建筑设计

在居住建筑的单体建筑设计中,建筑朝向、建 筑间距、天井、开口设计、导风措施等的不同,都 会对居住建筑的自然通风造成不同的影响。刘西^[6] 在对夏热冬暖地区内廊式住宅室内自然通风设计研 究中得出,当房屋与风向入射角保持 30°、60° 通风 效果最好。立面设计方面, 应将单体建筑沿夏季主 导风向由低到高的顺序布置,使得气流在通过建筑 时不形成漩涡、下冲气流等不良高速气流。金恬^[7] 通过对夏热冬暖地区生态住宅的研究提出,建筑平 面进深不应超过楼层净高的5倍(一般<14m为宜), 方便形成穿堂风。对于大讲深的户型,可以通过阳 台的设计引入穿堂风。许建福^[8]通过风洞测试得, 进风口位置的改变会对室内气流的流场产生很大的 影响,但出风口位置的改变并未对室内气流的流场 产生影响。住宅合适的风口应位于地面 1~2m 处, 便于气流通过居住者的头部区域。刘鸣¹⁹在开窗方 式方面通过软件模拟得出:开窗面积相同的情况下, 平开窗的通风效果优于推拉窗、下悬窗相较于上悬 窗能使室内空气获得更好地流动、窗户上侧向外开 启时通风效果比上侧向内开启时要好。唐毅^[10]通过 对广州某小区的夏季风环境的模拟得出:可以利用 消防车道作为住宅小区的进风口来改善高层住宅后 侧行人高度处静风区的风环境,高层住宅首层架空 以及合理的架空层相对位置能有效的消除静风区, 提高夏季风环境中的舒适度。

1.3 换气次数

在居住建筑的自然通风中换气次数过低将无法 满足基本的健康通风需求,但当换气次数过大时则 会导致建筑能耗的增加。秦翠翠^[11] 通过对广州地区 居住建筑的通风节能时数、自然通风年耗电量和自 然通风节能率的分析得出,将换气次数 20 次 /h 和 80次/h分别作为建筑自然通风节能效果显著时所 需换气次数的最小值和最大值。秦翠翠[12]通过对 广州住宅通风技术的研究确定了具有普适性的基于 通风节能的卧室最佳换气次数预测方法。广州地 区 10~21m² 的双人卧室,当通风节能变化率下限取 10%/次时,最佳换气次数为11.95~13次/h,通风节 能率为18~30%;当通风节能变化率下限取5%/次 时,最佳换气次数为21.95~23次/h,通风节能率为 35~55%。杜巍巍^[13] 通过采用 Dest-h 软件模拟,确 定了住宅不同功能房间的最佳换气次数, 主、次卧 室为12次/h,客厅8次/h。周海稳^[14]通过对广州 地区卫生间湿度排除情况的现场实测和数值模拟得 出:满足人们对居住环境具体要求的换气次数标准 是10次/h。卫生间的相应换气次数指标必须达到 10 次以上, 高等级的生间为了快速排除淋浴后的高 湿空气其换气次数甚至达到 60 次 /h、80 次 /h。

1.4 通风方式与措施

住宅建筑通风可以采用自然通风和机械通风两 种方式。自然通风是利用室内外空气温差、密度差 和风压差来实现室内的通风换气。机械通风是利用 机械设备实现的通风换气。贾佳一^[15]通过对粤东潮 汕地区农村住宅自然通风研究得出,过渡季,在保 留天井的多层住宅中,由于天井垂直温度梯度不明 显,热压通风作用不强烈,室内的通风方式以风压 通风为主;夏季,白天天井垂直温度梯度分布较为 明显,热压通风起主导作用,但在夜间仍以风压通 风为主。朱超飞^[16]研究得目前高层住宅的厨房都会 设置集中排烟道,采用集中排风方式已经成为未来 发展的趋势。而高层民用建筑中常用的厨房集中排 风系统主要有以下三种:

(1) 厨房集中机械排风系统;

- (2) 屋顶风机与厨房通风器串联的排风系统;
- (3) 厨房设通风器的排风系统。

2 通风设计标准规范

本文汇总了国家标准、建筑工程行业标准和夏 热冬暖地区地方建筑规范标准中有关居住建筑通风 设计相关的条款,其主要内容可以分为总平规划设 计、建筑设计、开口面积、通风方式与措施、换气 次数等方面,具体总结见图1。

对夏热冬暖地区居住建筑通风设计而言,不同标准规范中存在很多共性的内容,如规划设计应有利于室内的自然通风;通风方式基本一致,即住宅应能自然通风,当自然通风不能满足室内卫生要求时,设置机械通风;厨房通风开口有效面积≥地板面积的1/10、并不得小于0.6m²。但不同标准规范其相应指标或要求也存在一定差异,如《广东省居住建筑节能设计标准》(DBJ/T 15–133–2018)中首次明确居住建筑"宜采用数值模拟技术定量分析与优化建筑自然通风设计",而在其它标准中仅有诸如建筑平(立)面设计应有利于自然通风、应对建筑微环境进行预测等定性的规定。

目前针对夏热冬暖地区居住建筑通风设计规定 的标准规范较多,除强制性国家标准(GB)和推荐 性国家标准(GB/T)、建筑工程行业建设标准(JGJ) 和中国工程建设标准化协会(CECS)标准都有相关 规定外,夏热冬暖地区的广东、广西、福建和海南 省也相继发布了地方标准(DBJ、DBJ/T、DB/T)。 这些标准中内容重复较多,部分技术指标不一,有 的技术术语内容界定不太明确,设计人员在执行标 准时存在困难。如在规定居住建筑通风开口面积时, 存在"通风开口有效面积"、"自然通风开口面积"、 "直接自然通风开口面积"、"通风开口面积"等 不同描述,笔者以为用"自然通风有效开口面积" 较为合适,这样在建筑设计时不易产生歧义。

3 通风技术与节能措施

3.1 通风技术

自然通风是依靠室内外温度差和高度差所引起 的热压和大气流动所引起的风压差将室外的空气引 入室内来稀释室内的污浊的空气。自然通风不消耗 机械能、简单易行;但易受到当地气候环境的影响 具有一定的不可控性。不能保证室内所需的新风量 和良好的空气品质。

新风系统是将室外的空气净化处理过以后通过 设备将其导入室内,然后将室内的空气排到室外的 一套独立空气处理系统。徐文华^[17]认为新风系统的 定义有以下几个要点:

(1)新风系统引入室内的室外空气是建筑周围的空气,空气的新鲜程度取决于建筑周边的空气品质。



图1 住宅通风标准规范

(2)引入室内的室外空气应进行适当处理。

(3)新风系统是一个机械通风系统。

新风系统的功能包括:(1)满足室内卫生要求; (2)弥补排风;(3)维持室内正压。

杨家演^[18]研究提到新风系统按照形式可分为集 中式新风系统和分户式新风系统。分户式新风系统 又可分为无管式新风系统和管道新风系统;樊瑛^[19] 通过对集中式新风系统和分户式新风系统进行经济 性分析可得,集中式新风系统比分户式新风系统的 成本要低,但是通过对集中式和新风式系统的优缺 点进行比较可知集中式新风系统存在许多缺点,如 风量分配不均、气流易串通、收费不平等、和维修 困难等问题。而分户式系统能够很好的解决以上问 题,所以分户式系统在实际的应用更加广泛。

3.2 通风节能措施

目前建筑能耗约占社会总能耗的 1/3,而通风系 统又是建筑中的重要组成部分,因此做好建筑通风 的节能设计是至关重要的环节。陈俊航^[20]在研究中 提出自然通风在建筑节能方面的设计措施有,开口 宽度设为开间宽度的 1/3,通风节能效果最佳;在屋 顶设置架空隔热层;设置新型节能幕墙。骆诗哲^[21] 通过能耗模拟研究发现自然通风相比于没有考虑自 然通风的情况下节能率为 13%~17%。在自然通风建 筑能耗的模拟计算中当通风换气次数采用 20次/h时, 自然通风的节能率在 45%~52% 之间。刘猛^[22]研究 得出:

(1)夏季傍晚开窗或睡觉时只关闭部分窗户, 冷负荷分别平均减少 6% 和 2% 左右。白天开窗空调 冷负荷,反而会依据建筑所在地和建筑平面形式不 同增加 8%~18%。夏季应采取夜间通风降温,减少 白天开窗通风。

(2)空调控制温度越高,冷负荷越低,控制温度 24℃时的冷负荷相对于 26℃时增加了 1.2~1.9
倍; 30℃时的冷负荷相对 26℃时减少了 90% 以上。

4 问题与思考

4.1 标准问题

目前我国关于夏热冬暖地区居住建筑通风设计 的相关标准规范较多,但这些标准中往往存在着一 些问题,可概括为一下两个方面。

4.1.1 标准不统一

现行标准规范中存在不统一问题。如:对于夏 热冬暖地区农村居住建筑外窗可开启面积而言《农 村居住建筑节能设计标准》中规定其≥外窗面积的 30%,《农村单体居住建筑节能设计标准》规定其 ≥ 45%;《民用建筑节能设计标准》规定北向、东 西向、南向的窗墙比分别不应超过 0.25、0.3、0.35, 《夏热东暖地区居住建筑节能设计标准》规定北向、 东西向、南向的窗墙比分别不应超过 0.45、0.3、0.5。 4.1.2 标准不全面

部分标准存在不全面问题,一些新的规范标准 尚待补充。如:《广东省居住建筑节能设计标准》 中首次明确居住建筑"宜采用数值模拟技术定量分 析与优化建筑自然通风设计",其它标准规范对此 仅提到应对建筑微环境进行预测等定性的规定。

4.2 建筑通风设计问题

首先,总平规划阶段基本以朝向、日照、消防 等作为主要考量指标,很少以提高居住建筑风环境 舒适度为目标进行建筑群体布局设计。在建筑总平 规划设计时如何将日照、消防、通风等因素综合考 虑时尚待解决的问题;其次,已有许多研究者利用 CFD模拟、风环境评价体系等手段研究如何改善居 住建筑风环境、提高夏季自然通风效率并取得一定 的研究成果,但是研究成果如何与实际工程项目相 结合,得到更好的实际效果也是我们要面临的问题。 4.3 建筑通风设计思考

在居住建筑通风设计方面有一些值得我们深入 思考研究的问题。如:首先,在建筑开口设计方面, 高层住宅往往从底层至顶层都采取相同的开口尺寸 和开窗方式。但建筑层高的增加,室外风速增大, 若满足相同的室内热舒适要求,则不同层高之间的 开口尺寸和开窗方式会存在着差异。如何确定层高、 建筑开口面积和室内舒适度之间的关系,是值得我 们深入研究得问题;其次,在单体建筑设计方面, 建筑形态设计也是值得研究。对于建筑进深而言, 当层数相同时,进深越大越具有显著的节能效果。 但当建筑进深大于14m时,不利于形成穿堂风,自 然通风效果不佳,这就需要设计者能够做出合理的 优化设计方案来平衡通风与节能之间的关系。

参考文献

[1] 樊小婧.从建筑专业角度探析广州地区高层住宅的自然通风和遮阳设计[D].广州:华南理工大学, 2016.

[2] 卢春梅.南宁高层住宅自然通风设计研究 [D]. 广州:华南理工大学, 2016.

[3] 李日毅,张宇峰,吴杰,李秀辉.湿热地区城市住 区微气候与设计[J].南方建筑,2018(1):22-28.

[4] 黄志祥, 李丽, 赵丽华, 周孝清. 不同建筑密度及 容积率下架空层的设置对自然通风影响的量化分析 [J]. 暖通空调, 2016,46(9):124–127.

[5] 赵士怀, 张志昆. 夏热冬暖气候区绿色建筑关键 技术研究与应用[J]. 福建建筑, 2018, 245(11):72-76.

[6] 刘西, 吴扬. 夏热冬暖地区内廊式住宅室内自然

通风设计初探 [J]. 中外建筑, 2012,01:57-58.

[7] 金恬. 夏热冬暖地区生态住宅技术策略研究 [D]. 厦门大学, 2009.

[8] 许建福:城市住宅的自然通风设计探讨 [J].工程 与建设, 2014(1):52-54.

[9] 刘鸣,陈庆周,范悦.窗户设计对室内通风的影响因素与模拟分析[J].华中建筑,2018(2):21-25.

[10] 唐毅, 孟庆林. 广州高层住宅小区风环境模 拟分析 [J]. 西安建筑科技大学学报(自然科学版)2001,(4):352-356+360.

[11] 秦翠翠. 广州地区居住建筑自然通风节能效果与 措施研究 [D]. 华南理工大学, 2009.

[12] 秦翠翠. 广州地区住宅通风技术研究 [D]. 华南 理工大学, 2012.

[13] 杜巍巍. 广州地区住宅机械通风技术的研究 [D]. 华南理工大学, 2012.

[14] 周海稳.住宅卫生间潮湿状况与通风措施研究 [D].广州大学,2015. [15] 贾佳一. 粤东潮汕地区农村住宅自然通风研究 [D]. 华南理工大学, 2012.

[16] 朱超飞,何峰.住宅厨房排风设计研究 [J].住宅产业, 2013(6):34-38.

[17] 徐文华.建筑新风系统的探讨[J].建设科技, 2019, 375:24-29.

[18] 杨家演. 高层住宅中新风系统选用的研究 [J]. 住 宅与房地产,2018(3):61.

[19] 樊瑛,刘莉红,汤民,张传生.新风系统在高层 住宅中的应用.住宅产业,2015(7):40-43.

[20] 陈俊航. 浅谈建筑通风节能设计的体会 [J]. 建筑 技术与应用, 2011(7):20-22.

[21] 骆诗哲. 自然通风下外窗性能对广州住宅建筑能耗的影响研究 [D]. 华南理工大学, 2018.

[22] 刘猛,刘学丽,詹翔等.典型夏热城市住宅自然 通风模式对空调能耗影响分析[J].中南大学学报(自 然科学版),2014,45(10):3664–3670.

一种节能的环形隧道通风装置

李若溶, 狄育慧, 蒋 婧

(西安工程大学城市规划与市政工程学院,陕西西安 710048)

[摘 要]环形隧道由于其特殊的构造,不利于污染物的排放和消散,隧道通风方式的选择至关重要。本 文在总结国内外对隧道通风方式研究的基础上,分析总结环形隧道的特点,并提出一种太阳能隧道通风系统, 提高空气净化以及能源利用率,可以在一定条件下节约能耗,给隧道带来良好的通风效果;进一步探讨了环形 隧道不同的节能措施,为地下环形隧道的通风节能提供一定参考。

[关键词]隧道通风;节能;环形隧道;能源;污染物

0 引言

近年来,随着城市化水平的不断加快,给我国带来巨大活力的同时,也给城市环境带来很多困境。 城市化水平的升高造成城市道路面积减少,同时路 网建设和交通设施滞后引起的交通拥堵问题已成为 我国突出问题。为了减缓交通拥堵问题,开始发展 城市地下交通系统,城市环形隧道就是一种新型的 地下交通形式¹¹。

城市环形隧道虽然是解决交通拥堵的重要方 式,但由于其在结构上为相对封闭的空间,不利于 污染物的迁移和消散^[2],近年来随着机动车经济的 飞速发展,机动车的生产和使用量急剧增长,机动 车排气污染对环境和人们身体健康的危害已相当严 重。创造一个空气良好的环境是环境保护工作的当 务之急。根据生态环境部近日发布《中国机动车环 境管理年报(2018)》年报统计,我国机动车保有 量持续增长。2017年,全国机动车保有量达到3.10 亿辆,同比增长5.1%,全国机动车保有量达到3.10 亿辆,同比增长5.1%,全国机动车四项污染物排 放总量初步核算为4359.7万吨,其排放的CO和 HC超过80%,NOx和PM超过90%。所以,城市 隧道建设所带来的环境问题不容忽视。当前城市隧 道污染物排放量面临的主要问题就是隧道内废气的 排放问题^[4],通风方式的选择至关重要。

本文在总结国内外对隧道通风方式研究的基础上,对比分析环形隧道与长直隧道的不同,根据 环形隧道的特点,提出一种太阳能隧道通风系统, 使其更好的应用于环形隧道通风系统中,可以最大 程度减少给隧道人员造成的伤害。并提出适合于环 形隧道的节能措施,对于减少通风系统能耗,对未 来城市公路环形隧道的设计及工程造价提供有力的 依据,对以后的环形隧道相关研究也提供有力的借 鉴。对于减少营运费用,提高隧道空气质量品质, 加快设计速度,形成规范化的设计体系具有重要意 义。

1 隧道通风的研究应用状况

国内外很多专家学者对隧道通风问题进行实验 研究。国外对隧道污染物分布及通风方式的研究状 况起步比较早,美国在1919年研究纽约市荷兰隧道 (2610m)时,开始研究隧道内汽车排放的 CO 标准 问题,国内最早是由西安交通大学在1986年对机动 车尾气排放的污染物进行研究,得出了几种主要的污 染物。随后,大量的专家学者对隧道通风情况展开研 究。Chan-Hoon Yoon 等采用热力学分析原理研究了长 大隧道纵向通风系统中通风竖井对隧道内自然风压的 影响^[3] Jaroslav Katolicky 运用欧拉 – 拉格朗日模型并 模拟公路隧道内车辆的运动及其对运行通风的影响并 得到了通过移动车辆产生的流量作为交通速度和交通 率的函数^[4]. 陈建涛等人从二阶偏微分方程表示的隧 道通风污染模型中推导出了动态预测隧道出口空气污 染物浓度的线性迭代方程,对方程中新出现的变量提 出了可行的计算方法^[5]。陈外才、陈林翼分析热位差 对单向单竖井公路隧道冬季通风的影响规律,优化单 向单竖井公路隧道冬季通风模式⁶⁶。

目前,隧道通风方式主要分为自然通风和机械 通风两类,机械通风又分为全横向通风、半横向通 风、纵向通风和混合通风方式^[7]。对于双向交通隧 道,当 $L:N \ge 6 \times 10^5$ 时,应设置机械通风;对于单 向交通隧道,当 $L:N \ge 2 \times 10^5$ 时,应设置机械通风^[8]。 其中:L为隧道长度,单位为m;N为交通辆,单 位为辆/时。近年来国内外各类隧道采用的通风方 式^[9-11]如表1所示。

纵观国内外隧道通风研究现状,国内外隧道的 主要通风方式是纵向通风或是纵向通风与竖井相结 合的通风方式,与横向通风相比,投资少,成本较低, 后期维护比较方便,通风效果较好,但目前的研究 主要集中在对于长直隧道的通风方式研究,而对环 形隧道的研究较少,适合环形隧道最优的通风方式 还有待验证。

序号	隧道名称	地点	隧道长度 /m	修建年份	通风方式
1	Galerie DormagenA57	德国	690	2014	自然通风
2	Tunnel Confignon	瑞士	1480	2014	纵向通风
3	Tunnel du Fréjus	法国	12870	2013	横向通风
4	英吉利海峡隧道	英法	51000	1994	纵向 + 竖井
5	Freiburg Stadttunnel	德国	2520	2012	纵向
6	Folgefonn	挪威	11100	2001	纵向通风
7	关越	日本	11020	1989	纵向通风
8	Riederwald	德国	1100	2011	纵向通风
9	奥林匹克公园环隧	北京	主 (5500) + 支 (1970)	2008	纵向通风
10	解放碑环隧	重庆	主(1095) +支(1795)	2015	横向通风
11	包家山隧道	陕西	12100	2009	纵向 + 竖井
12	野三隧道	湖北	8150	2005	纵向 + 竖井
13	钱江隧道	浙江	3250	2014	纵向 + 竖井
14	金寨山隧道	重庆	8100	2005	纵向 + 竖井
15	秦岭终南山隧道	陕西	36040	2002	纵向 + 竖井

表1 国内外隧道通风方式

2 环形隧道的特点

2.1 环形隧道与长直隧道对比

2.1.1 结构不同

环形隧道整体结构呈现环状,结构较为复杂, 主要是指由主通道、连接通道与隧道出入口组成的 地下交通设施。主通道为连续环形道路^[12]。主通道 是指车辆在隧道中连续行驶的部分,主要设置在道 路地面以下供机动车行驶,连接通道主要是联系地 面交通与地下停车设施。而长直隧道的结构较为简 单,大都为直筒形,只有一个隧道出、入口,无连 接通道;环形隧道相对于长直隧道来讲最大的特点 就是隧道中有很多的弧形隧道,正是由于二者结构 的差异,当事故发生时,环形隧道内事故的危险性 及救援难度远远大于长直隧道。环形隧道弯曲程度 由曲率来衡量,曲率的计算公式如下:

$$\lim_{m \to m0} \frac{\omega}{\sigma} = \lim_{\sigma \to 0} \frac{\omega}{\sigma} = K \tag{(1)}$$

式中: σ 是弧长; $\omega \in m \subseteq m0$ 切线的夹角; k 是曲率。

2.1.2 污染物分布规律不同

直型隧道由于其结构较为简单,污染物在隧道 内不易聚积,有利于污染物的扩散与迁移,若隧道 长度较短,自然通风就可以使污染物很好的排出, 但污染物容易堆积在隧道洞口;而环形隧道结构较 为复杂,污染物的扩散和迁移比较困难,不利于污 染物的排出和消散,污染物容易在隧道内的弧形隧 道的拐点处堆积,通风方式相对来说比较复杂,不 能用单一的通风方式,应当注重加强隧道内局部通 风,促使污染物更快的移动,提高通风效果与效率。

2.1.3 功能不同

城市环形隧道不仅为交通提供了便利,提升利 用地下的交通空间、提高隧道区域附近的环境空气 品质,还承担着一个重要的功能-地下停车库的连接, 由于其有多个支道,可以连接隧道不同出口的地下 车库,汇集不同方向的将其引入到达停车库,实现 资源的高效合理利用,使车辆快捷的到达目的地, 很大程度上减轻了交通的拥堵问题。

2.2 环形隧道的交通组织形式

交通组织形式对隧道的安全性也起着很大的作 用,隧道的交通组织形式一般有单向交通、双向交 通以及组合式交通形式。单向交通形式是指隧道内 所有车辆的行驶方向相同;双向交通是指隧道内有 来自两个方向行驶的车辆;组合式交通形式是指在 主隧道内根据路段的不同,双向行驶和单向行驶同 时存在的方式。对于环形隧道来讲,单向交通形式 相对来说较为安全,车辆在行驶过程中不容易产生 交叉。城市环形隧道的主要功能不仅较大的开发利 用了地下空间,便于区域交通发展的同时,补充了 道路交通资源并提高了交通环境品质^{[13],}

随着环形隧道应用的越来越广,在其建设中出 现了以下几个问题:

(1)由于其相比于长直隧道,结构较为复杂, 所以车辆在隧道内行驶时间长,污染物容易聚积, 不易排出,因此隧道内的通风标准要求较高^[14]。

(2)由于隧道内空间狭长,污染物的排放会影 响到隧道内的照明效果,隧道内能见度比较低,发 生事故且危险性高,且一旦发生事故,救援难度大。

(3)环形隧道内污染物分布的规律比较复杂, 不像长直隧道主要集中在洞口敏感区域,污染物的 分布与隧道的形状有着密切联系,治理起来难度较 大,不容易治理。

(4)通风控制系统会随着隧道的形状、长度而 发生变化。

(5)隧道通风的能耗会变得更大,研究表明, 通风的费用和隧道的长度是密切相关的。

(6)由于环形隧道包含很多弧形隧道,弯曲处的污染物容易聚集,难以净化排出,这些问题都有待去解决。

3 一种太阳能隧道通风系统

隧道通风系统由区间隧道通风系统和车站隧道 通风系统构成,影响隧道通风系统能耗的主要因素 有室外温度、节能密度、最为关键的是隧道风机的 运行模式^[15]。现在隧道通风方式大多采用的是机械 通风,一般都是在隧道顶壁上等距设置大功率的射 流风机来实现对隧道通风,但一直开启射流风机, 耗电量大且浪费能源,无法做到对入口灰尘的清洁 且环形隧道弯曲处的污染物难以处理。现在提出一 种太阳能隧道通风系统,将太阳能技术与隧道通风 技术相结合,能在一定程度上节约能源,便于处理 隧道洞口及环形隧道弯曲处堆积的污染物,为以后 隧道通风系统发展提供一个参考,具体如图1所示。



1-收集箱; 2-过滤器; 3-集气箱; 4-管道; 5-风机; 6-导线; 7-控制器; 8-太阳能光伏板; 9-蓄电池; 10-外壳; 11-进风口; 12-排风口; 13-多孔陶瓷; 14-滤网

图1 一种太阳能隧道通风系统设计图

其工作原理如下:将收集箱1、过滤器2、集气 箱3和风机5这部分装置安装在隧道内部,控制器 7与太阳能光伏板8、蓄电池9这部分安装在隧道外 部,当有机动车通过时,会产生大量粉尘及颗粒物, 这时固定在隧道内的收集箱1收集隧道内的颗粒、 粉尘及烟雾,然后经过高效过滤器2,过滤收集箱1 中的杂质以及颗粒物, 高效过滤器 2 外的多孔陶瓷 13 可直接吸附空气中的悬浮物及胶体以及未被过滤 干净的气体中的颗粒物。经过过滤后的气体进入到 集气箱3中。与此同时,太阳能光伏板8受到太阳 照射,将太阳能转化为电能,电能经过控制器7线 路将其储存于蓄电池9内部, 而风机5又与控制器 7相连,因此蓄电池9可以为风机提供动力来源, 到达供电目的,且电池的存在可以起到稳压作用, 保证风机5间歇运转,保证系统的正常运行。此时, 在集气箱3中的气体经过管道4通过风机壳体10上 的进风口11进入到风机5中,然后经过滤网14后 再次过滤,经由排风口12排出外面,以下对其进行 节能性分析:

(1)该系统可以合理的利用丰富的太阳能资源, 我国陆地面积接收的太阳辐射总量在 3.3×10³ kJ/(m²·年)~8.4×10 kJ/(m²·年)之间,相当于 2.4×10 亿 t标准煤,属太阳能资源丰富的国家之一,利用前景 十分广阔。且其安全可靠,无噪声,无污染排放外, 绝对干净(无公害);不受资源分布地域的限制, 将太阳能转化为电能供给系统使用。

(2)太阳能光伏板产电能有富裕量,将其储存 于铅蓄电池内,系统在阴雨天或夜间也能维持正常 运行; (3)蓄电池采用免维护铅酸蓄电池,和铅酸蓄电池比它的电解液的消耗量非常小,在使用寿命内基本不需要补充蒸馏水。它还具有耐震、耐高温、体积小、自放电小的特点;

(4)风机采用无动力风机,可大大的节约能耗。 风机能耗是影响通风系统能耗的重要因素,下面进 行理论分析:

风机所需功率 W(kW) 计算公式为:

$$W = Q \cdot P / (3600 \times 1000 \cdot \eta 0 \cdot \eta 1) \tag{2}$$

故风机效率:

 $\eta = Q \cdot P / (3600 \times 1000) / w \tag{3}$

单位风量耗功率计算公式为:

$$W_S = P/(3600 \times \eta t) \tag{4}$$

单位风量耗功率可以按照下式计算:

 $W_{S} = 1000 W/Q$ (5)

式中: *Q* 为风量 (m³/h); *W* 为功率 (KW); *P* 为风机的全风压 (Pa); η 0 为风机 ssss 的内效率, 一般取 0.75~0.85,小风机取低值、大风机取高值; η 1 为机械效率, (a)风机与电机直联取 1; (b) 联轴器联接取 0.95~0.98; (c)用三角皮带联接取 0.9~0.95; (d)用平皮带传动取 0.85。

由上式可知,若通风系统中风机采用无动力风 机,可大大节约风机能耗,利用自然界的自然风速 推动风机的涡轮旋转,及利用室内外空气对流的原 理,将任何平行方向的空气流动,加速并转变为由 下而上垂直的空气流动,能大大的节约能耗。

从以上四点来看,该系统能够充分利用现有富裕的太阳能资源,在一定范围内缓解用电的情况, 解决了现有的现有隧道通风耗电量大,浪费能源的问题。节约了能耗,提高了空气净化效果,提高了 能源利用率,给隧道带来良好的通风效果。

4 隧道节能措施

节能是我国的基本国策,调查显示,城市轨道 交通系统用电量较大,其中通风空调系统占系统耗 电的50%以上,隧道通风系统又是影响通风空调系 统耗电的重要因素之一。为了相应节能减排这一基 本国策,需要不断的去探索采取隧道节能减排的措 施,故提出以下几点予以参考:

(1)热能的利用。隧道内的热能一般来源于 车辆尾气、照明等。用于动力输出的车辆尾气只占 20%-30%,大部分的热量都以热能的形式遗失,而 照明灯具的大部分热量也会转化为热能,且公路隧 道由于其埋深大,导致隧道内地热能比较丰富,这些热能都是提高隧道内热位差的途径,通过提高热位差来来提高自然风的利用,节约能耗^[16]。

(2)隧道内壁材料。隧道内照明环境是非常重要的,由于隧道中污染物的排放,隧道内会形成一定量的烟雾,会降低隧道内的能见度,驾驶人员的安全无法保证,所以将反光蓄光材料应用到隧道上。 不仅可以改善照明环境,更可以进行辅助照明,起到节能降耗的作用,隧道灯具的安装间距也是节能的重要因素^[17]。

(3)一种隧道除尘车。应用静电除尘的原理, 能够更好的处理隧道内部的汽车尾气,当污染物中 的粒子直径较大时,静电除尘系统依然能够保证汽 车尾气的排放质量^[18]。且隧道除尘车为可移动式, 不占用空间,除尘效率高,不仅提高隧道内空气质 量和空气净化效果,也为隧道的良好通风效果提供 了保障。

(4)通风方式的选择。通风方式的选择对隧道 通风来讲至关重要,由于自然通风最节能,应大大 提倡选用自然通风的方式,在此基础上,应当采取 自然通风与机械通风相结合的方式来提高隧道内空 气质量。其次,在机械通风方式中应采取中竖井与 射流风机组合方案。研究表明,这种方式能最大程 度的节约能耗,经济效益最为优良^[19]。

(5)通风系统控制的合理选择。隧道通风方式 的选择影响着工程造价及营运费用。为了让隧道通 风系统更好的满足不同的需求,将污染物控制在合 理范围内,提高控制效果,节约能源,隧道通风方 式的选择是十分有必要的,目前常用的通风系统控 制方法有模糊控制方法、反馈式控制方法、前馈式 模糊方法、程序控制方法以及神经网络控制方法。 研究表明,前馈式模糊方法能最大的节省电力消耗, 并延长风机的寿命^[20]。

5 结束语

太阳能隧道通风系统是一项值得研究和推广的 新型通风方式,将太阳能技术与通风技术相结合, 不仅有好的通风效果,在公路隧道通风系统耗能大 的情况下,更能大大节约能源,也可以很好的解决 弧形隧道污染物处理难度大的问题,同时也为隧道 通风提供了新的发展思路。在日后隧道通风的应用 方面的研究需要更多的专家学者对来环形隧道的节 能通风方式进行研究,对于减少营运费用,加快设 计速度,形成规范化的设计体系具有重要意义,进 一步在工程中实现通风节能的效果,为国家节能减 排政策献力。

参考文献

[1] 周艳召. 城市地下环路隧道排烟试验研究 [D]. 天 津商业大学.2018.5.

[2] 张浩.城市地下道路污染物排放与扩散特性反问题研究 [D].北方工业大学.2015.06.

[3] Chan-Hoon Yoon, Min-Suk Kim, Jin Kim. The evaluation of natural ventilation pressure in Korean long road tunnels with vertical shafts[J]. Tunneling and Underground Space Technology, 2006, (21):472.

[4] Jaroslav Katolicky', Miroslav J 'cha. Eulerian–Lagrangian model for traffic dynamics and its impact on operational ventilation of road tunnels[J]. Journal of Wind Engineering and IndustrialAerodynamics, 2005, (93):61–77.
[5] 陈建涛、李运华、刘东晓,纵向通风公路隧道空 气污染浓度短时预报算法 [J].2011.1(37):114–118.

[6] 陈外才, 陈林翼. 基于热力学的单向单竖井公路 隧道冬季通风模式分析 [J]. 工程技术, 2018(33):114. [7] 朱德康. 基丁. 智能控制的隧道通风节能系统的 研究 [D].K 沙: 湖南人学, 2007.

[8] 王丽.长大隧道的智能通风节能技术研究 [D]. 昆明理工大学, 2013.

[9] 刘克. 城市地下交通联系隧道烟气控制研究 [D]. 沈阳航空航天大学, 2015.

[10] 刘明.长大公路隧道火灾集中通风排烟方式系统研究 [D].中南大学,2009.

[11] 华高英, 李磊, 南化祥, 等. 城市环隧全横向排烟模式的烟气控制分析 [J]. 消防科

学与技术,2014,33(1):21-25.

[12] 朱江. 综述地下环形隧道及其设计要点 [J].2011.28(6):79-83.

[13] 刘力力. 公路随道通风系统的节能设计及应用 [J]. 桥隧工程.2010.2.

[14] 王影. 城市特长水下公路隧道组合式通风方案研究 [D]. 西南交通大学, 2018.

[15] 赵驰. 城市轨道交通综合节能管理系统的设计与 实现 [D]. 华南理工大学, 2014.

[16] 陈艳超. 多种能量综合利用的公路隧道自然通风 系统仿真及实验分析研究 [D]. 长安大学, 2016.

[17] 刘易家.高速公路隧道照明节能和通风联动研究 [D].华南理工大学.2018.

[18] 吴冬英. 公路隧道的通风设计与节能简析 [J]. 黑 龙江交通科技.2018.12:179-181.

[19] 杨超, 王志伟. 公路隧道通风技术现状及发展趋势 [J]. 地下空间与工程学报. 2011.7(4):820-823.

[20] 朱江. 综述城市地下环形隧道及其设计要点 [J]. 特种结构.2011.28(6):79-83.

建环专业教育中通风优先理念的培养探讨

余晓平,居发礼

(重庆科技学院建筑工程学院,重庆 401331)

[摘 要]针对工程界存在对民用建筑通风认识不足的问题,本文重点阐述了通风优先的室内环境营造理 念,从专业人才培养角度指出工程教育应树立工程系统观,将民用建筑通风优先、空调优化作为建筑环境营 造的工程设计原则与运营方法,并通过通风相关课程体系优化重构和专业教学实践培养大学生的工程理念。

[关键词]建筑环境与能源应用工程;专业教育;通风优先;工程思维

0 引言

2019年9月22日,建筑环境与能源应用工程 (以下简称建环)专业指导委员会主办的《暖通空 调》课程研讨会在长沙召开,来自全国不同高校的 暖通空调课程负责人或任课教师围绕课程教学内容 的拆分与合并、课程教学如何适应行业对专业人才 的新需求、教材规划与课程资源建设如何体现社会 新发展进行了深入讨论。近年来,随着空调的普及 以及雾霾的频发,社会各界对人居环境的关注焦点 由热舒适转向了呼吸健康,这一转变对工程界和科 技界提出了新的要求,从而对暖通空调专业从业者 的室内环境营造理念与工程设计方法也提出了更高 要求。因此,建环专业作为新型工科专业,其专业 人才培养理应适应这一社会发展新需求,回归暖通 空调的初心,树立"通风优先"的室内环境营造理念, 致力于保障安全、绿色、舒适和健康的建筑环境。

1 建环本科教育中涉及通风相关教学现状及问题

1.1 专业教学中存在的问题

建环专业规范对知识点有明确要求,根据 2013 版专业规范中对专业教学知识体系^[1],涉及通风相 关基础知识、通风设备及通风系统的专业知识包括 室内空气品质、室内空气环境的理论基础、管网功 能与水力分析等,分别在必修课《建筑环境学》《流 体输配管网》《暖通空调》《建筑环境测试技术》 中讲授,部分学校开设选修课《空气净化技术》《空 气污染物控制》或《工业通风》等。笔者通过调研 发现,尽管《暖通空调》作为建环专业的核心主干 专业课程,但不同高校由于专业人才培养的定位与 特色不同,同一门课程大纲在教学实施上存在较大 差异,尤其是对通风、空调和供暖知识点的学时分 配和讲授重点明显不同,普遍存在专业课程学时压 缩、学分减少,涉及通风部分的教学内容重视不够, 普遍存在少讲甚至不讲的情况。 在理论课程教学安排上普遍存在以下问题:必 修和选修课程知识点重复,影响课内学时利用效率; 课程大纲内容没有体现知识重构,大多受选用教材 影响学时分配;选修课形同虚设,实际开出率低, 民用建筑的通风在《暖通空调》课程里明显不足。 在专业实践体系中,包括实验、实习和设计三类实 践领域,尤其在课程设计实践单元中,将暖通空调 系统和工业通风两个实践单元并列,分别对其知识 技能点提出了要求。室内环境质量是一个整体概念, 如将热湿环境、空气品质环境营造分开来讲,缺少 二者相互作用、协同关系分析,学生难以形成健康 高于舒适建筑室内环境控制调控认识。

1.2 专业主要课程教材现状

建筑通风的基本任务是保障室内空气品质,是 室内环境品质营造的基础和前提。建筑环境学主要 讲授了通风相关的基本技术原理、室内空气污染物 和室内空气品质标准等。从目前教材知识体系来看, 建筑环境学为建筑室内环境营造提供了学科基础知 识,包含了室内空气环境营造的技术原理、技术方 法和具体技术路径,以室内空气质量保障为目的, 以建筑通风作为污染物控制方法,为暖通空调系统 工程设计奠定基础。关于建筑室内环境部分,有的 教材^[2]室内空气环境放在室内热湿环境之后,光环 境和声环境之前,有的教材^[3]将室内空气环境放在 室内热湿环境、光环境、声环境之前。

《暖通空调》中的通风工程以建筑内污染物为 主要控制对象,指用自然或机械的方法向某一房间 或空间送入室外空气,或从某一房间或空间排出空 气的过程。从目前主流教材^[4-6]内容看,涉及通风 的内容主要讲述的是工业建筑环境的污染物控制技 术,民用建筑的卫生通风附属于空气处理过程和空 调系统设计,未见针对民用建筑全年通风需求的通 风设计内容。

由以上分析可见,由于人才培养方案课程体系 的设置、专业教学中课程实际教授内容和当前教学 大纲及教材本身编写理念和知识构成等因素,建环

基金项目:重庆科技学院本科教育教学改革研究项目 (编号:201933)。

专业教学中涉及到民用建筑通风工程的内容普遍弱 化,普遍缺乏建筑室内环境营造综合方案的工程系 统思维,导致在工程设计时对通风方案认识不足。 虽然专业规范对理论与实践知识点的提出了明确要 求,涵盖了通风系统设计、施工和运行管理,但缺 少从建筑室内环境综合调控上明确通风与供暖和空 调的关系,使学生在进行暖通空调方案设计时常常 只关注冷热系统方案而忽略通风系统方案设计。

2 建环专业教育应树立建筑室内环境营造"通风优 先"的理念

2.1 通风优先理念的提出及其内涵

结合建筑发展历史,从人工环境调控技术路径 看,通风应优先于供暖和空调^[7]。这里"通风优先" 含义是指在暖通空调工程的设计、施工、调适、运 行各阶段,应先做通风内容,室内空气质量控制优先, 后再做热湿调控(供暖、空调等)内容,并要协调 好热湿调控与通风的关系。重庆大学付祥钊教授在 总结近 30 年建环专业发展的基础上,提出了关于对 建环专业认识的"40 字诀",即:暖通空调,人环 控制;内外负荷,全年分析;通风优先,后调热湿; 空气处理,热质交换;冷热资源,管网输配。其中,

"通风优先"也是付祥钊教授所提出的建筑节能三 原理在通风领域的工程理论方法与实践原则,保障 室内空气质量是建筑节能的前提,是以人为本原则 下建筑运行节能的根本目的。

在室内环境营造技术上,通风优先工程理念的 内涵主要体现在以下几个方面:

(1)通风是建筑的基本功能,人居建筑的任何时间、空间都需要通风,热湿调控只是部分时空需要。

(2)通风首先要保障呼吸安全与健康,相对于 热舒适,其对可靠性要求更高。

(3)设计上通风与建筑的配合更多、更难。通 风优先设计,更要及时与建筑在新排风风口位置、 主机房、管道空间需求进行沟通协调。

(4)施工上,风管、新排风口、新风主机、风 机的安装需要大量位置空间和更大的施工操作空间, 需要众多的、分布在建筑内外围护结构各处的预留 孔洞。即使是一些电缆可能先于风管就位,也必须 先确定保障风管所需的位置空间和施工调适运维空 间。室内装饰,凡与通风有交集之处,更应在通风 施工完成之后进行。

(5)全年运行调节上,需要有全时空的通风运 行方案,才可能制定合理节能的热湿调节(供暖空调) 方案。运行过程中,管理者要优先集中在通风运行上, 根据通风运行工况和状态,决定热湿调节功能的启、 停和调节。 (6)设备维护保养上,由于通风是全时空运行, 停机维护的机会不多,在维护方案上更应得到优化 考虑。

2.2 建环专业师生应树立通风优先的室内环境营造 理念

通风优先体现了建筑环境安全营造的前提条件。 农耕时期的出现"巢""穴""岩洞"的庇护所为 人们提供了安全的同时,也能保持良好的自然通风。 随着从工业文明发展到现代信息文明,从建筑到城 市,建筑功能丰富了越来越多的社会活动的同时, 建筑环境的安全问题也日益突出。在安全生产、生 活以及国家安全、公共安全领域,通风也可以发挥 重要的保障作用。尤其是进入二十一世纪以来,在 我国发生若干次生命财产损失惨重、社会影响大的 矿难和火灾事故,同时在防恐怖袭击方面也面临着 巨大的压力,这些都表明防火排烟、矿井通风、防 恐怖袭击通风等将在我国安全通风领域中发挥重要 作用^[8]。

通风优先符合建筑环境健康营造和绿色化发展 的基本要求。从建成环境的使用价值来看,室内空 气品质是健康建筑环境的基础。病态建筑综合症的 增加与建筑节能措施中通风量的减少密切相关,但 是,单纯提高风量并不能保证呼吸区空气品质符合 健康标准要求。通风技术发展历程表明,室内空气 品质问题在建筑通风和供热空调的技术和策略发展 中充当着非常重要的角色^[9]。从室内环境营造与建 筑能源应用的关系来看,建筑相关疾病的出现表明 建筑合理通风是建筑能源应用的前提。

把通风运行管理与通风系统设计、建造统一协 调,形成全生命周期工程理念,既要分析通风系统 设计和建造对运行管理产生的影响,同时又要通过 运行管理获得实际问题与经验反馈给设计与建造工 程师。建筑通风运行管理者应当用工程管理思维或 工程消费思维来指导建筑通风运行,实现建筑通风 设计和建造的工程价值,以用户需求为导向,使通 风系统的运行能满足室内空气环境的设计要求,提 升系统综合效能,优化设备性能,并且具有维护简 便性、安全性和可靠性。

建筑通风运行环境和用户通风需求是动态的, 通风运行策略必须适时进行调整,以适应不同时段 不同用户的建筑通风需求。这既要加强公共建筑通 风运行管理人员的在岗培训,要从根本上转变建筑 通风全年运行观念,又要加强专业教育,树立室内 环境调控应通风优先的理念,从传统的"技术掌控" 往"技术适应"方向转型,真正实现"以人为本" 的建筑通风全年优化运行,让通风回归绿色本质, 成为健康建筑系统的活性标识。

3 通风优先理念在专业教学中的实践途径

通过梳理建环专业教育的课程体系,使"通风 优先"从理念、原理、方法到工程实践应贯穿整个 专业教育全过程,每个环节涉及到相关的理论及实 践课程。在这些课程建设中,其知识点应覆盖整个 通风工程与技术的体系,从规划设计、施工调试、 运营管理到节能改造全生命周期,贯穿见整个专业 教育课程体系的流程,如图1所示。



图1 通风优先贯穿的相关课程体系

3.1 工程导论课引入通风优先的工程系统理念

建设《建环环境与能源应用工程学》导论课程, 在大一专业导论课程教学过程中,引导建立工程初 步认知,树立以人为本的工程价值理念,建立建筑 室内环境营造的整体思维。由于通风作为建筑全部 空间和全部时间的环境营造需求,专业导论课程中 对建筑环境营造的内容安排上就要体现"通风优先" 的理念,让学生联系身边建筑思考并讨论"建筑为 什么要通风?""建筑如何通风?""开窗能否通 风?""雾霾天气和流感爆发时建筑如何通风?" 等问题,建立建筑通风重要性与必要性的初步认识, 树立通风优先于供暖空调的建筑环控工程系统思维。 3.2 专业课程设置中强化通风优先的工程技术原理

重新梳理《暖通空调》课程体系,课程大纲根 据优化后的知识点及其重难点编写,不能受限于具 体教材,应与《建筑环境学》共建课程群,从而优 化室内环境营造的知识体系,将通风技术原理与空 气污染物控制技术方法放在建筑环境学中讲授。专 业课无论设置《暖通空调》还是独立设置《通风工程》, 对于民用建筑通风首先应建立卫生通风和污染负荷 的概念,课程内容教学进程安排上宜先讲建筑通风, 再讲供暖和空调,同时要从室内环境全年动态分析 角度,强调建筑环控技术方法的协同性,最后将通 风与空调、供暖有机结合起来形成全年解决方案。

3.3 实践教学中构建通风优先的工程技术实践方法 实践环节暖通空调课程设计和毕业设计任务书

应明确要求对建筑项目室内环境全年调控进行方案

设计,从全年热湿和污染负荷动态分析的角度,确 定通风系统方案和全年运行策略,说明通风与供暖、 空调、除湿之间的工况转换条件。在生产实习、专 业综合实验、创新训练和毕业实习期间,要有对建 筑通风的现场实训内容要求,通过典型建筑项目现 场测试或调查、项目运行调适等途径理解建筑通风 运行的不同方式,理解建筑通风对保证室内空气环 境的重要意义。

4 结语

将民用建筑通风优先、空调优化作为建筑环境 营造的工程设计原则,就是要求室内环境控制应从 分析建筑功能和使用特点开始,根据室内人员状况, 优先、独立地保障建筑空间全年卫生通风需求,根 据室内外环境状态确定合理的通风运行策略,分别 做好针对各种室外空气环境状态的预案,实现建筑 全年通风运行方案因地因时适应用户需求,保障安 全、健康、绿色、舒适和高效的室内空气环境品质。 工程师需要深入了解不同类型建筑用户对通风的分 时分区域的不同需求,科学制定建筑通风运行策略, 完善建筑通风运行技术保障方法。所以,"通风优先" 理念的培养应从专业教育和人才培养抓起,通过课 程体系优化建设与教学实践,培养学生的工程系统 观,从而为暖通工程师形成建筑室内环境营造的工 程系统认识论和方法论奠定基础。

参考文献

[1] 高等学校建筑环境与设备工程学科专业指导委员 会编制.高等学校建筑环境与能源应用工程本科指 导性专业规范(2013年版)[M].中国建筑工业出版社, 2013.

[2] 朱颖心.建筑环境学(第四版)[M].中国建筑工 业出版社,2016.

[3] 黄晨.建筑环境学(第二版)[M].中国机械工业 出版社, 2016.

[4] 陆亚俊,等.编著.暖通空调(第三版)[M].中国 建筑工业出版社, 2016.

[5] 何天琪等编著.供热通风与空气调节(第二版) [M].重庆大学出版社,2014.

[6] 唐中华. 暖通空调(第三版) [M]. 华中科技大学 出版社, 2009.

[7] 付祥钊, 丁艳蕊. 主编. 中国住宅与公共建筑通风 进展(2018) [M]. 中国建筑工业出版社, 2018.

[8] 李先庭,马晓钧,邵晓亮.我国通风领域面临的挑战与"十三五"期间应重点开展的工作 [J]. 制冷与空调, 2016(6):37-244.

[9] 黄文胜,罗清海,汤广发,等.建筑通风的历史与 未来 [J].建筑热能通风空调,2006(2):28-33.

地铁车站 PM2.5 和 PM10 颗粒物浓度实测及分析

刘文龙,何 垒,李 懋

(中铁二院华东勘察设计有限责任公司,浙江杭州 310014)

[摘 要]由于地铁车站内属于半封闭的建筑构造,且客流量较大,站内空气质量对公共安全至关重要。 为了进一步了解地铁车站内环境中的颗粒物浓度分布情况,在2015年11月对上海市A、B两个地铁车站进行 了实地监测,分析了PM_{2.5}和PM₁₀颗粒物浓度在一天中的变化规律及其影响因素。测试结果显示站厅公共区, 站台公共区与轨行区的PM_{2.5}浓度在监测时段内逐时变化规律相似;站厅公共区,站台公共区PM₁₀与PM_{2.5}在 监测时段内逐时变化规律相似;地铁车站站台内PM_{2.5}/PM₁₀质量浓度比值平均值为0.65~0.93,颗粒物污染主 要为细颗粒物。

[关键词] 站厅; 站台; 轨行区; PM_{2.5}; PM₁₀; 监测

0 前言

地铁车站内站厅与站台大多属于半封闭的建筑 构造,尤其站台大部分位于地下二层,室内空气的 颗粒物不易自然扩散至室外,需要采用机械通风空 调系统进行消除。候车环境中不仅需要舒适的温湿 度,良好的空气品质对乘客也至关重要,而 PM₂₅和 PM₁₀的浓度是影响地铁站站厅站台空气品质的主要 参数之一。有研究表明地铁车站内空气环境中所含 的颗粒物与其他场合相比有较大的区别^[1]。PM₂₅是 指环境空气中空气动力学当量直径小于等于 2.5 μ m 的颗粒物,PM₁₀是指环境空气中空气动力学当量直 径小于等于 10 μ m 的颗粒物^[2]。

目前对地铁车站内的研究多集中在地铁站厅和 站台的温度场及速度场研究^[3-6],国外学者对地铁 车站站台内部空间的颗粒物分布也做了一些研究。 Aarnio 等通过对赫尔辛基地铁进行为期2周的实地 监测,发现地铁车站内的细颗粒物的数量及粒径分 布与室外监测数据相差无几,得出室外空气环境是 地铁站中颗粒物的主要来源之一^[7]。Namgung 研 究得出车站内颗粒物的分布与车站公共区的气流组 织及地铁车辆的运行对数有关,且与站台门的开门 数及其开门尺寸有关^[8]。V. Mugica-Álvarez 等对墨 西哥地铁车站内的细颗粒物浓度及细颗粒物属性进 行了研究,通过现场实测发现 PM,5 的浓度范围为 60~93 μg/m³,约比室外高出6%左右; PM₁₀的浓度 范围为 88~145 µg/m³,约比室外高出 20 % 左右^[9]。 Johansson 等利用 TEOM 自动检测设备分别对斯特哥 尔摩地铁车站站台和室外环境的颗粒物浓度进行了 实地监测,发现地铁站台的 PM10 和 PM25 的含量分 别为 470µg/m³ 和 260µg/m³, 分别高出室外环境监测 值5倍和10倍^[10]。

近些年来,我国各地的地铁建设如火如荼,国 内一些科研机构和学者也对地铁车站内的空气细颗 粒物进行研究,对北京、上海等大城市的地铁车站 进行了现场测试及分析^[11]。何生全等通过对北京地 铁的几种环控系统模式下可吸入颗粒物的研究,得 出在地铁车辆进站前后,各系统模式下的 PM₂₅ 与 PM₁₀ 质量浓度变化趋势基本一致,站台公共区的 PM₂₅ 超标,但 PM₁₀ 未超标^[12]。严国庆等对上海某 地铁车站站台公共区空气中的颗粒物进行研究,结 果表明:

(1)地铁半高安全门系统模式下的车站站台 PM₁₀、PM₂₅浓度比屏蔽门模式下的浓度高;

(2) 地铁屏蔽门系统模式下, PM₁₀ 浓度未超 过限值, 但是 PM₂₅ 浓度超标;

(3)地铁站台内的细颗粒物主要是 PM₂₅^[13]。

Cheng 等通过对台北的地铁车站空气中颗粒物浓度进行监测研究,发现地铁车站内的细颗粒物水平和室外呈正相关性,得出室外环境的颗粒物水平对地铁车站站台的空气质量有显著影响。樊越胜等针对地铁内部的空气质量,对西安地铁车站的站厅、站台以及车厢进行 PM₁₀ 和 PM_{2.5} 浓度进行了实地测试,结果表明地铁站台的 PM₁₀ 浓度达标,但 PM_{2.5} 浓度超出了《环境空气质量标准》(GB 3095–2012)的二级标准值,此外两者的浓度分布具有相关性^[15]。

本文于 2015 年 11 月通过对上海市地铁车站 A 站和 B 站分别进行为期 4d 的实时监测,得到了 PM_{2.5} 和 PM₁₀颗粒物浓度在一天中的变化规律及其 影响因素。本研究目的在于反映地铁车站内颗粒物 的分布情况及影响因素,为地铁车站空气品质优化 提供基础数据。

- 1 试验监测
- 1.1 采样地点和时间

实测地铁车站是在上海市市区繁华地带的 A 站 和 B 站。监测地点是在地铁车站站厅公共区、站台

公共区和轨行区.需要说明的是两站均采用的是屏蔽门系统。

站厅监测点位置是在付费区进出站闸机旁;站 台监测点位置,从长度方向看基本在中部靠近垂直 电梯处,宽度方向是离屏蔽门1m处(人员经常停 留区);根据《公共场所卫生监测技术规范》(GB/ T1720-1998)要求,人群呼吸带范围距地面1.2~1.5 m,故测试点高度选取离地1.5m。为了避免受送风 气流和回风气流影响,尽量避开了人流通风道和空 调通风口。轨行区监测点的位置,是在站台设备区 外走道处与轨道相通的开敞空间。

采样时间是在 2015 年 11 月,选择工作日, 列车正常运行。A 站具体在 11 月 16 日(周一)的 9:40~20:17,11 月 17 日(周二)的 09:47~17:27, 11 月 18 日(周三)的 14:27~18:00,11 月 19 日(周 四)的 08:47~19:38,监测时间从早高峰到晚高峰。

B 站 具 体 在 11 月 20 日(周五)的 09:31~19:50,11 月 23 日(周一)的 09:50~18:10, 11 月 25 日(周三)的 9:50~18:00,11 月 26 日(周四) 的 08:56~18:41,监测时段基本覆盖了高峰期和非高 峰期。根据测试时间阶段内相应的室外气象数据, 得出测试期间的室外环境 PM_{2.5}、PM₁₀变化曲线(见 图 1)。



1.2 采样仪器

采样仪器选用 1.108 型便携式气溶胶光谱仪(德国 Grimm 公司),该仪器可以对 0.23~20.00μm 颗粒物质量浓度进行监测,数据记录时间间隔设定为 6 s.Grimm1.108 型气溶胶光谱仪的测试参数设置如表 2 所示。

表1 Grimm1.108 型气溶胶光谱仪的测试参数设置

参数	设定范围
采样流量 /(L·min ⁻¹)	1.2
取样间隔/s	6
操作温度 /℃	0~40
灰尘质量浓度范围 /(μg·m-3)	0.1~00,000
粒径通道 /μm	0.3/0.4/0.5/0.65/0.8/1/1.6/2/3/4/5/7.5/10/15/20

2 监测结果与分析

2.1 PM25 和 PM10 监测结果与分析

本文分析了 PM_{2.5} 和 PM₁₀ 的颗粒物浓度分布及 其变化规律,数据运用 Origin 85 软件进行统计学分 析,对 PM_{2.5}、PM₁₀浓度的分析以《环境空气质量标准》 (GB 3095–2012)作为参照标准。

测试的 8d 由于每天的测试时间段不相同,但初步分析数据颗粒物的粒径分布大致相同,但同时在室外天气状况差异较大的情况下(晴天和雨天)其颗粒物的粒径分布存在一定的差异,因此,选取 A站 11 月 16 日(晴天)、B站 11 月 26 日(晴天)和A站 11 月 19 日(雨天)、B站 11 月 20 日(雨天), 且这 4 天测试的时间段最为完整,基本覆盖了列车从开始运行到早高峰,再经历非高峰时段到晚高峰,故以此监测数据进行分析。

晴天A站(11月16日)和B站(11月26日) 各监测点PM_{2.5}、PM₁₀浓度变化规律见图2、3,雨 天A站(11月19日)和B站(11月20日)各监 测点PM_{2.5}、PM₁₀浓度变化规律如图4、5所示。

监测结果表明,晴天A站站厅(除上午非高峰时段),站台 PM₂₅均超出二级空气质量标准要求;站台超标尤为严重,从下午15:00 以后 PM₂₅达到二



图 2 A 站 (11 月 16 日) 各监测点 PM2.5、 PM10 浓度变化规律



图 5 B 站 (11 月 20 日) 各监测点 PM_{2.5}、 PM₁₀ 浓度变化规律

级限值两倍以上,站台 PM₁₀ 从下午 15:00 以后超出 二级浓度限值,浓度最大值为 198.9µg/m³,超标率 为 32.6%。晴天 B 站站台 PM_{2.5} 超出二级空气质量标 准要求,最高超出二级限值一倍以上;站台 PM₁₀ 早、 晚高峰时段超出二级浓度限值。

雨天 A 站站厅 PM_{2.5} 能够达到二级空气质量标 准,站台(除上午高峰时段)PM_{2.5}、PM₁₀ 能够达到 二级空气质量标准。雨天 B 站站厅,站台(除晚高峰) PM_{2.5}、PM₁₀ 能够达到二级空气质量标准。可见,在 监测时段内,晴天车站站台的 PM_{2.5}、PM₁₀ 超标较为 严重,雨天车站的 PM_{2.5}、PM₁₀ 基本能够达到二级空 气质量标准,晴天地下车站 PM_{2.5}、PM₁₀ 污染水平明 显高于雨天。

2.2 PM25和 PM10 变化规律与影响因素

从图 2~图 5 可以看出,地铁站厅层,站台层 PM₁₀ 与 PM₂₅ 在监测时段内逐时变化规律相似。受 列车高频运行产生的活塞效应的影响,站厅,站台 与轨行区 PM₂₅ 在监测时段内逐时变化规律相似,由 于活塞风是通过连接站厅层与站台层间的楼梯对站 厅层产生影响,因此对站台层的影响要大于站厅层; 站台 PM₂₅、PM₁₀ 浓度高于站厅层。早、晚高峰时段 由于列车行车对数的增加使得轨行区内颗粒物浓度



图 6 监测时段内站台 PM2.5/PM10 变化情况

明显高于非高峰时段,高峰时段 PM_{2.5} 最高可达到二 级浓度限值的 3 倍多,见图 3。此外,站厅层和站 台层 PM_{2.5}、PM₁₀ 的浓度变化还受到人流的影响,由 图 5 所示,在 B 站因站厅层测点近服务中心,站台 层测点位于垂直电梯并近楼梯口处,受晚高峰客流 影响,PM_{2.5}、PM₁₀ 均出现了较大的增加。

2.3 PM_{2.5}/PM₁₀比较分析

图 6 为监测时段内车站站台 PM_{2.5}/PM₁₀ 比值变 化情况。监测结果表明, 11 月 16 日 A 站台 PM_{2.5}/ PM₁₀ 为 0.84~0.97,平均值为 0.93; 11 月 26 日 B 站 台 PM_{2.5}/PM₁₀ 为 0.41~0.84,平均值为 0.65。监测时 段内车站站台 PM_{2.5}/PM₁₀ 比值平均值为 0.65~0.93。 可见,站台的颗粒物污染主要为细颗粒物,可能有 3 个原因^{[16][17]}:

(1) 机车润滑油蒸发分解,制动系统的摩擦, 电动机或集电极所产生的石墨粉主要为细颗粒物, 导致地铁环境中细颗粒物浓度增加;

(2)街道汽车尾气排放出的 PM_{2.5} 渗透进入地 铁地下区域包括室内的通风格栅,从而进入室内;

(3)地铁夜间停运期间的维护和清理工作也会 产生细颗粒物。这是地铁系统中细颗粒物的主要来 源。

3 结语

根据以上的分析,可以得到如下结论:

(1)该市地铁车站内11月份(非空调季) PM_{2.5}、PM₁₀水平高于室外,站台公共区中存在颗粒 物污染,颗粒物质量浓度超过了国内相关空气质量 标准,晴天车站站台的PM_{2.5}、PM₁₀超标较为严重。

(2)站厅公共区,站台公共区与轨行区 PM_{2.5} 在监测时段内逐时变化规律相似,站内污染水平晴 天高于雨天,站台公共区高于站厅公共区。

(3)地铁车站站厅公共区,站台公共区 PM₁₀ 与 PM₂₅ 在监测时段内逐时变化规律相似。

(4) 地铁车站站台内 PM_{2.5}/PM₁₀ 质量浓度比值 平均值为 0.65~0.93, 颗粒物污染主要为细颗粒物。

参考文献

 Karlsson HL, Nilsson L, Moller L. Subway particles are more genotoxic than street particles and induce oxidative stress in cultured human lung cells[J]. Chemical Research in Toxicology, 2005,18(1):19–23.
 GB-3095-2012《环境空气质量标准》[S]. 中国环 境科学出版社, 2012.

[3] 李莉.地铁岛式站台公共区流场的动态模拟研究 [D].天津:天津大学环境科学与工程学院,2007.

[4] 高彩凤. 地铁岛式站台公共区通风空调气流组织 方式研究[D]. 天津: 天津大学环境科学与工程学院, 2007.

[5] 苏文博.武汉地铁车站温湿度模拟分析 [D].武汉: 华中科技大学动力与机械学院, 2012.

[6] 张发勇. 地铁车站通风空调系统优化设计探讨 [J]. 制冷与空调, 2011,25(3):232-238.

[7] Aarnio P, Kousa YT, Maekelae T, et al. The concentrations and composition of and exposure to fine particles($PM_{2.5}$) in the Helsinki subway system[J]. Atmospheric Environment, 2005, 39(28):5059–5066.

[8] Kwon SB, Namgung HG, Jeong W, et al. Transient variation of aerosol size distribution in an underground subway station[J].Environmental Monitoring and Assessment, 2016, 188(6):2–11.

[9] Mugica-Álvarez V, Figueroa-Lara J, Romero-Romo M, et al. Concentrations and properties of airborne particles in the Mexico City subway system[J]. Atmospheric Environment, 2012, 49(7):284–293.

[10] Johansson, C., Johansson, P.A. Particulate matter in the underground of Stockh- olm[J]. Atmospheric Environment,2003,37(1):3–9. [11] 胡泽源.地铁环境中颗粒物污染水平的理论分析 及数值模拟研究 [D]. 西安: 西安建筑大学环境与市 政工程学院, 2014.

[12] 何全生,金龙哲,吴祥.不同地铁环控系统可吸入颗粒物研究及防治[J].中国安全科学学报,2016,26(3):128-132.

[13] 严国庆,赵敬德,施振扬,等.上海人民广场 站站台空气颗粒物浓度的实测分析 [J].环境工程, 2014, 32(s1), 541-545.

[14] Cheng YH, Lin YL and Liu CC (2008) Levels of PM10 and PM2.5 in Taipei rapid transit system. Atmospheric Environment 42(31): 7242–7249.

[15] 樊越胜,胡泽源,等.西安地铁环境中PM₁₀、 PM_{2.5}、CO₂ 污染水平分析[J].环境工程,2014, 32(5)120-124.

[16] Aarnio P, Yli-Tuomi T, Kousa A, et al. (2005) The concentrations and composition of and exposure to fine particles ($PM_{2.5}$) in the Helsinki subway system. Atmospheric Environment 39(28): 5059–5066.

[17] Gómez-Perales J E, Colvile RN, Nieuwenhuijsen M J, et al. (2004) Commuters' exposure to $PM_{2.5}$, CO and benzene in public transport in the metropolitan area of Mexico City.Atmospheric Environment 38(8): 1219-1229.

建筑室内空气含湿量模型及控制系统设计要点研究

黄 雪^{1,2}, 余晓平¹, 居发礼¹, 童学江², 吴晓林¹

(1. 重庆科技学院医养建筑室内环境控制协同创新中心, 重庆 404100; 2. 重庆海润节能研究院,

重庆 401120)

[摘 要]本文针对仅由新风系统满足民用建筑室内湿度需求的房间,通过对房间空气含湿量变化的研究, 得出房间空气含湿量模型,对其影响因素进行分析并给出确定方法,结合具体案例的应用分析,针对三种不同 室内散湿量变化特性,给出房间新风湿度处理系统的设计、控制要点,为新风系统湿度控制设计和系统运行调 控提供参考。

[关键词]空气含湿量模型;新风系统;送风含湿量;湿度控制

0 引言

随着人民生活水平的提高,人们对建筑室内 热舒适和空气品质的要求越来越高。室内空气湿度 是影响建筑室内热舒适性的一个重要参数,室内热 环境质量标准规定的热舒适一级指标相对湿度要求 30~60%,二级指标要求<70%。

我国幅员辽阔,南北方气候差距较大,特别是 在空气湿度方面,北方较干燥,而南方比较潮湿。 在北方地区,冬季室外温湿度都较低,需要对室外 新风进行加湿处理。而在我国的南方地区,全年湿 度都比较高,很多城市的夏季平均相对湿度达到了 80%以上,室外空气的含湿量高达20(g/kg干空气) 以上¹¹。室内空气湿度由于受室外空气湿度和室内 散湿量变化的影响,由于空气湿度过高或过低造成 的室内舒适性问题时有发生。在建筑新风系统全年 运行中,需要动态调节来保证室内环境湿度。常规 的新风系统稳态设计假设室内余湿和室外湿度均为 固定值,未考虑室内外湿度的动态变化,这给新风 系统的设计和控制带来了技术上的风险和隐患。

本文针对仅由新风系统满足民用建筑室内湿度 需求的房间,通过对房间空气含湿量变化的研究, 建立房间空气含湿量模型,分析影响房间含湿量变 化的因素,通过具体案例的分析应用,介绍房间新 风湿度处理系统的设计、控制要点,为新风系统湿 度控制设计和系统运行调控提供参考依据。

1 房间空气含湿量模型

民用建筑房间空气含湿量变化影响因素主要包 括三个部分:送入室内的湿量、排出室内的湿量、 经湿度处理后的新风中和的湿量。建立如图1所示 的房间空气湿量变化模型。

一般的根据民用建筑室内空气的体积守恒, 新风量等于排风量,实际工程中,往往设置了机械 新风系统或新排风系统。并且机械新风量大于机械 排风量,室内为正压,就会有部分室内空气从建筑



门缝、窗户缝隙渗透到室外,根据风量平衡,有 $V_x=V_p+V_n$ 。

根据空气含湿量质量平衡原理,在时间内,房 间室内湿量平衡方程式为:

湿量变化量=室内散湿量+送入湿量-排除湿量 (1)

假设房间体积为V,室内散湿量为 W_0 ,机械新风量为 V_x ,新风经处理后的送风含湿量为 d_x ,机械排风量为 V_p ,室内空气含湿量为 d_i ,根据平衡方程式(1)可以得出室内含湿量随时间变化的微分方程为:

$$\frac{d_{di}}{d_t} = \frac{W_0}{V \cdot \rho} + d_x \cdot \frac{V_x}{V} - d_i \cdot \frac{V_p}{V}$$
(2)

针对特定的房间,在单位小时内,可认为其 W_0 , d_x , V_x , V_p 为定值,可令:

$$P(t) = \frac{V_p}{V} = const; \quad Q(t) = \frac{W_0}{V \cdot \rho} + d_x \cdot \frac{V_x}{V} = const$$

则公式(2)可变换为一元非齐次方程:
$$\frac{d_{di}}{d_i} + P(t) \cdot d_i = Q(t)$$
(3)

又设初始条件为t=0时,d;=d0;可以解得室内

含湿量的解析模型为:

$$d_{i} = (d_{0} - \frac{W_{0} + d_{x} \cdot V_{x} \cdot \rho}{V_{p} \cdot \rho}) \cdot e^{\frac{V_{p}}{V} \cdot t} + \frac{W_{0} + d_{x} \cdot V_{x} \cdot \rho}{V_{p} \cdot \rho}$$
(4)

2 房间空气含湿量变化影响因素分析

由公式(4)可知,影响室内空气含湿量的因素为室内散湿量 W_0 、新排风量(V_x 、 V_p)及新风经处理后的送风含湿量 d_x 。

房间初始含湿量的大小与室内散湿量大小和上 一时间段室内湿度控制情况有关,其表示在下一时 段湿度处理开始时房间室内空气含湿量的大小,由 公式(4)分析可得如图2所示的室内空气含湿量随 时间变化的曲线图。



图 2 室内空气含湿量变化曲线图

当 $d_0 \ge \frac{W_0 + d_i \cdot V_i \cdot p}{V_i \cdot p}$ 时,房间空气含湿量 d_i 是关于 时间 t 的递减函数,即随着时间的推移,房间空气 含湿量逐渐降低,利于房间除湿;当 $d_0 \le \frac{W_0 + d_i \cdot V_i \cdot p}{V_i \cdot p}$ 时, 房间空气含湿量 d_i 是关于时间 t 的递增函数,房间 空气含湿量逐渐升高,利于房间加湿。

通过对比 d_0 和 $\frac{W_0+d_xV_x\rho}{V_p\rho}$ 的相对大小,可以判断新风系统送风含湿量大小是否合理,进而判断是否需要对新风送风含湿量进行调控。

3 房间的湿度控制需求分析

有大量的人体科学研究证明,待在一个全年维 持恒温恒湿的空调环境里面,对人的心理和生理健 康都是不利的,与自然规律相协调的人体新陈代谢 才是合理的。因此,允许室内环境有一定的变化范围, 可以在适当减少资源消耗的同时,更有利于人的舒 适性。根据文献^[2],对应热舒适等级下室内空气含 湿量应控范围如表1所示。

表1 人员长期停留区域空调室内设计参数

类别	热舒适等级	温度 /℃	相对湿度 /%	室内空气含湿量 (g/kg·干空气)
伊邦工石	I 级	22~24	≥ 30	≥ 5.2
医盈上斑	II 级	18~22	—	—
供冷工况	I 级	24~26	40~60	8.8~11.8
	II 级	26~28	≤ 70	≤ 15.6

当根据卫生标准确定房间新、排风量之后,根据室内散湿量 W₀、大小,可以计算出新风送风含湿

量与室内设计空气含湿量差,从而可以确定新风送 风含湿量 d_x的控制范围。并且应考虑室内散湿量动 态变化时,新风系统能对送风含湿量大小的合理性 进行判断,从而进行合理的控制,确保新风送风含 湿量能够满足室内空气湿度控制的需求。

在实际系统设计中,未全面考虑室内散湿量和 室外空气含湿量的变化,可能存在所设计的除湿(加 湿)系统无法承担室内湿度需求的情况,因此在设 计时,应注意以下几个参数的分析和计算。

3.1 室内散湿量 W₀

一般民用建筑室内散湿量主要包括:室内人员 散湿量 W_r、水体散湿量 W_s、食物散湿量 W_f等三个 部分,室内散湿量 W₀=W_r+W_s+W_f。设计时应全面考 虑室内散湿源及其动态变化情况。

室内人员的散湿量 W, 与室内人员数量密切相关, 可根据单位人员散湿量, 按 W,=ng 进行计算, 其中 n 为室内人员数量, 应根据房间实际使用情况确定; g 为单位人员散湿量, 根据室内人员运动强度和室内温度来确定, 具体取值参考文献^[3]。

室内水体散湿量包括室内暴露水面或潮湿面散 湿量 W_{qs} 和流动水面散湿量 W_{ds} 。其中 W_{qs} 的大小与 水面面积大小及其周围温度、风速、压力等有关, 具体计算方法和相关参数取值可参考文献^[4]。对于 流动水的地面,其表面蒸发水量 W_{ds} 的大小与流动 水量 G 和流动水的初、终温度(t_1 、 t_2)有关,可根 据公式 $W_{ds} = \frac{Ge(t_1-t_2)}{r}$ 进行计算。

对于普通类型的建筑,比如办公室、酒店客房 等功能的房间,可不考虑室内食物的散湿量,但对 于一些专门用餐的区域,如餐厅、宴会厅、饭店等 功能区,其食物的散湿量非常大,可以类比人员散 湿量,此时必须要考虑食物的散湿量。有研究结果 表明^[5],中餐厅与西餐厅的人均食物散湿量 ω₀ 大小 取值如表 3 所示。

表3 不同类型餐厅的人均食物散湿量 [g/(h·人)]

	中餐厅	西餐厅
ω	34.9	14.0

可以确定室内食物散湿量为 $W_f = n\omega_0$,其中n为就餐总人数。

通过对房间使用功能特性和管理情况进行调查分析,可以分析得出室内人员数量 n 与时间 t 之间的关系式 n=f(t) 以及其他散湿源随时间变化的关系,从而可以得到室内散湿量随时间的变化关系 $W_0(t)=g:f(t)+W_s(t)+\omega_0:f(t)$ 。

3.2 机械新、排风量变化模型

对于一般的民用建筑,为卫生通风房间,新风 量等于人均新风量与人流量的乘积,根据文献和相 关设计规范要求,首先确定每人的新风量指标 $P(m^{3/}$ h·人),结合室内人员 n=f(t) 可得机械新、排风量随时间变化的关系式 $V_x(t)=p\cdot f(t), V_p(t)=0.9p\cdot f(t)$ 。 3.3 新风送风含湿量 d_x 变化模型

以除湿工况为例,根据 $d_i-d_x = \frac{W_0}{1.2 \cdot V_x}$,在明确室 内散湿量 $W_0(t)$ 、机械新风量 $V_x(t)$,确定室内设计舒 适度等级,室内空气含湿量需要控制范围后,可以 计算出新风送风含湿量随时间变化的关系式 $d_x(t)=$ $d_i - \frac{W_0(t)}{1.2 \cdot V_x(t)}$,根据此模型来对新风送风含湿量进行事 先调节,从而可以更好的控制室内湿度。

下面分别以三种不同的室内散湿量变化特性建 筑为例,对夏季建筑室内湿度需求进行动态分析, 并提出新风系统夏季送风含湿量控制策略,为新风 系统湿度控制设计和系统运行调控提供参考依据。

4 案例应用分析

三个案例相关基础信息如表4所示。

	K	INCA		
房间功能	设计室内 人员数/人	人均新风量 /(m ³ /h·p)	体积 /m ³	夏季室内空气含湿 量控制范围 /(g/kg)
三人间病房	6	40	75	8.8~11.8
宴会厅	120	25	700	8.8~11.8
餐厅	40	30	300	8.8~11.8

专 1 安 何 甘 小 仁 白 丰

分别根据各房间功能的使用特性,首先对房间 室内人员变化情况进行调研分析,具体如图3所示。

可以看出,病房和饭店室内人员数量日间一直 在变化,而宴会厅室内人员数量相对较为稳定。

根据 W_r=ng 计算出人员散湿量,并且考虑饭店 和宴会厅存在大量食物散湿,可以计算出各功能房 间室内散湿量的变化情况如图 4 所示。

病房室内散湿仅为人员散湿量,因此其室内散 湿量变化情况与室内人员数量变化情况是一致的; 而宴会厅室内人员数量相当稳定,但在午餐和晚餐 时段,存在大量食物散湿,因此在这两个时段,室 内散湿量变化曲线呈现出两个峰值;饭店室内随着 就餐人数的变化,室内食物散湿量也在变化,因此 室内散湿量变化较大,但总体还是在午餐和晚餐高 峰时段出现最大值。 根据卫生通风的需求,机械新风量为室内人员 数量与人均新风量的乘积,即新风量随着室内人员 数量的改变动态调节,可以计算出房间各个时段室 内新风需求量变化情况,如图5所示,为保证室内 微正压,机械排风量为新风量的90%。

由 $d_i - d_x = \frac{W_0}{1.2 \cdot V_x}$ 可以计算出当室内散湿量 W_0 变化时,新风送风含湿量 d_x 应控范围,如表 5 所示。

表5 机械新风送风含湿量 d, 应控范围

	三人间	司病房	宴会	会厅	饭	店
时间	d _x 下限值	d _x 上限值	d _x 下限值	d _x 上限值	d _x 下限值	d _x 上限值
	(g/kg)	(g/kg)	(g/kg)	(g/kg)	(g/kg)	(g/kg)
7:00	6.53	9.53	—	—		_
8:00	6.53	9.53	_	—	_	_
9:00	6.53	9.53	_	_	_	_
10:00	6.53	9.53	2.67	5.67	3.69	6.69
11:00	6.53	9.53	2.67	5.67	6.24	9.24
12:00	6.53	9.53	1.50	4.50	3.87	6.87
13:00	6.53	9.53	1.50	4.50	1.44	4.44
14:00	6.53	9.53	2.67	5.67	2.96	5.96
15:00	6.53	9.53	2.67	5.67	-2.39	0.61
16:00	6.53	9.53	2.67	5.67	3.69	6.69
17:00	6.53	9.53	2.67	5.67	3.81	6.81
18:00	6.53	9.53	1.50	4.50	4.39	7.39
19:00	6.53	9.53	1.50	4.50	4.37	7.37
20:00	6.53	9.53	1.50	4.50	3.28	6.28
21:00	6.53	9.53	2.67	5.67	-1.01	1.99
22:00	6.53	9.53	2.67	5.67	3.69	6.69
23:00~6:00	6.53	9.53	_	_	_	_

由表5分析可得:

(1) 从表 5 可见,为控制病房室内空气湿度,其机械新风送风含湿量控制范围是固定的(6.53~9.53g/kg),即可知机械新风系统在变新风量、固定送风含湿量的运行状态下,可以满足病房室内空气湿度的要求。

(2)针对室内只存在人员散湿的情况,在满足 室内人员卫生新风需求的前提下,机械新风系统可 采用定送风含湿量的控制方式来满足室内湿度控制 需求。

(3)宴会厅代表室内人员数量相对稳定,但存 在其他湿源变化的情况。对宴会厅机械新风送风含





图 4 房间室内散湿量变化曲线图



图 5 房间新风需求量变化曲线图


湿量控制范围进行分析,如图6所示。

可见,随着室内其他湿源的变化,机械新风送风含湿量应控范围是变化的,但存在某个范围(2.67~4.50g/kg)可以满足全天室内湿度控制的需求,因此新风湿度处理系统的控制可以有两种方案:一是固定机械送风含湿量控制范围;二是变送风含湿量控制范围。具体选择哪种方案和具体的*d*x应控范围,还应综合考虑湿度处理设备的能力和设备投入、运行能耗等。

(4)针对类似于饭店室内人员变化,同时室内 其他湿源也变化的情况。根据理论计算出其机械新 风送风含湿量应控范围如图 7 所示。

由图 7 可知,在室内其他湿源散湿量较大,而 人员所需卫生新风量不多的情况下,其机械新风送 风含湿量应控值会很低,如图 7,在15:00 和21:00 时, 出现 d_x应控值为负的情况,这是无法实现的。因此, 针对室内湿源多样且散湿量较大的情况,应考虑变 新风量和变送风含湿量相结合的方式来进行调节, 并且新风量的大小不能仅考虑人员卫生通风需求, 而应该综合考虑除湿需求。

5 结论与建议

针对仅由新风满足民用建筑湿度需求的房间, 为有效控制室内空气湿度,在新风湿度处理系统设 计、运行中应注意以下几点:

(1)首先需明确房间室内设计舒适度等级,应 注意室内环境有一定的允许变化范围,故室内空气 含湿量需控制在一定的范围,而不是固定的某一个 值。

(2)在设计新风湿度处理系统时,应对房间室内散湿量动态变化情况进行全面分析、计算,构建房间室内散湿量动态变化模型和新排风量动态变化模型。

(3)根据房间室内散湿量变化模型和新排风量 动态变化模型来设计湿度控制系统:当室内只存在



人员散湿量的情况,变新风量即可满足室内湿度控 制需求,机械新风系统可定送风含湿量运行;当室 内人员散湿量稳定不变,但存在其他湿源,新风量 能够满足湿度需求的情况下,新风系统湿度控制有 两种方案可选:一是定送风含湿量应控范围,二是 变送风含湿量应控范围。具体控制方案的选择需综 合考虑湿度处理设备的能力和设备投入、运行能耗 等;当室内人员散湿量和其他湿源散湿量同时变化, 室内湿源多样且散湿量较大的情况,应考虑变新风 量和变送风含湿量相结合的方式来进行调节,并且 新风量的大小不能仅考虑人员卫生通风需求,而应 该综合考虑除湿需求。

(4)湿度控制系统可通过数据采集,对比室内 空气含湿量和 ^{W₀+d_xV_xp_y</sub>的相对大小来判断当前新风送 风含湿量是否能够满足下一时刻的室内湿度控制需 求,从而采取事先控制。}

(5)在设计和选择新风湿度处理系统时,还应 考虑室外空气湿度的全年变化情况来确定湿度处理 方式和设备。

参考文献

[1] 张晓琼,张海贤.高热湿地区室内湿度控制及新风除湿系统解析[J].四川建筑,2015,35(1):47-49.

[2] 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 GB50736-2012[J].建设科技,2015(10):33-34.

[3] 陆耀庆.实用供热空调设计手册.上册 [M].中国 建筑工业出版社,2008.

[4] 刘拴强,刘晓华,江亿.温湿度独立控制空调系统 中独立新风系统的研究(1):湿负荷计算[J].暖通空 调,2010(01):85-89.

[5] 李斌, 涂光备. 餐厅菜肴的空调冷负荷分析 [C]// 全国暖通空调制冷 1998 年学术年会论文集 (2).1998. [6] 刘拴强, 刘晓华, 江亿. 温湿度独立控制空调系统 中独立新风系统的研究 (2): 送风参数的确定 [J]. 暖 通空调,2010,40(12):85–90.

兰州中川交通枢纽地下换乘中心通风系统 的浅探与研究

杨文文, 蔡珊瑜, 高文佳

(同济大学建筑设计研究院(集团)有限公司,上海 200092)

[摘 要]国内大型交通枢纽附属的地下换乘场所作为一种新型公共交通场所不断增多,而国内仍缺少针 对性设计规范,需要参考其他设计规范和借助计算流体动力学手段来进行该类场所通风系统设计。本文从节能 和保证室内空气品质(IAQ)角度出发,在兰州中川交通枢纽换乘中心创新设计了顶部自然通风谷,通过数值 模拟分析,在冬季时依靠顶部6个通风谷进行自然通风,不开机械通风系统,室内换气次数可达到14.1次/h, 此时室内一氧化碳(CO)浓度达到相关标准要求,节能效果明显;夏季时通风谷自然通风作用较小,需要 10.0次/h的顶部机械排风量可使室内 CO浓度达到相关标准,为今后类似的地下换乘场所在没有相关规范可依 时提供了通风系统换气次数选择的参考。

[关键词]地下换乘中心;通风系统设计;自然通风;数值模拟;一氧化碳浓度

0 引言

近年来我国大力发展交通基础建设,地下、半 地下的交通枢纽换乘中心伴随着大型综合交通枢纽 逐渐增多。在此类地下、半地下大型交通换乘中心 存在的大量怠速公交车、长途车、出租车以及滞留 乘客,一方面,在车速小于 30km/h 时,车辆散发的 一氧化碳(CO)随着车速的降低而呈指数增加¹¹, 会影响到空间内人员的生命健康:另一方面因为换 乘中心空间较大, 通风换气需要风机的能耗较大。 所以对此类换乘中心进行通风系统设计时,首先要 满足空间内乘客的生命健康,在此基础上尽量采用 节能设计措施。地下交通枢纽换乘中心作为一种新 型公共交通场所,由于怠速车辆和车辆交通量均较 高,其与一般的汽车库和停车场有明显区别,而我 国大陆暂无针对性的通风系统设计规范,因此在进 行此类场所通风系统设计时,需要参考其他相关规 范和借助计算流体动力学(后文简称 CFD),作为 设计方案的评估手段。

香港城市大学 Lin 等人^[2]采用 CFD 方法对香 港某地下交通换乘中心不同通风方案效果进行模拟 分析,发现顶送下排和常用的置换通风通风方式均 可达到良好的通风效果,为该类场所的机械通风系 统设计提供了参考。Chow 等人^[3] 对香港某半地下 交通换乘中心采用 CFD 数值模拟,因其较多的怠速 车辆(2300辆)需要高达 30 次/h 的机械通风量, 才能满足高交通量时的室内空气品质(后文简称 IAQ)要求,但这种设计方案的风机能耗势必十分 惊人,设计者没有对半封闭空间的自然通风潜力进 行挖掘,以达到节能效果。深圳世界之窗站在通风 方案设计时,通过全面通风换气量理论计算得到的 8.2 次 /h 换气次数,分别模拟分析了机械送风+自 然排风、机械排风+自然送风和机械送风+机械排 风三套方案的 IAQ,最终确立最后一种方案通风效 果最优^[4]。杨鋆等人^[5]在对天津西站地下出租车换 乘蓄车区通风系统方案选择时,根据全面通风换气 量理论计算的换气次数为 7.0 次 /h,但是因气流组织 的不均匀性,根据 CFD 数值计算实际需要 10.0 次 /h 的通风量,另外设计者还考虑了在通风系统中增加 自然通风口,但只是将其作为补风口,没有对自然 通风口的实际通风效果进行量化分析。

综上可知,首先目前国内尚无对地下交通枢 纽换乘中心的通风量有针对性规范出台,需要借助 CFD 数值模拟计算来确立满足其他相关规范要求的 通风系统。其次,自然通风作为一种被动式节能通 风方式在此类换乘中心应用较少,且自然通风的量 化分析更是鲜有研究。为此本文采用 CFD 手段对兰 州中川枢纽地下换乘中心的通风系统进行模拟分析, 确立达到换乘中心的 IAQ 要求的总通风量,并应用 被动式自然通风方式,量化分析其通风效果。

1 工程概况与边界条件

兰州中川交通枢纽是集有中川 T2 机场和高铁车 站在内的大型交通场所(见图1),而地下换乘中 心位于该交通枢纽地下一层,作为与之相配套的客 运交通站点,是整个区域性综合交通枢纽的重要部 分,其建筑总面积约为 18500m²,净高 6.8m,其几 何构造如图 4 所示。该换乘中心共四个车道,分别 是出租车、小汽车通道、机场大巴车和公交车通道, 车道之间分别是四个乘客候车区。

在设计初期,考虑到项目当地地处寒冷地区, 为了在寒冷季节最大限度地利用半封闭空间自然通



图1 兰州中川交通枢纽整体俯视及剖面图

风,达到节能效果,在通风设计理念中引进"烟囱 效应"的模式,根据烟囱效应时空气流动路径创 造性设计了位置如图所示的6个通风谷,图3和 图4是其实物图,通风谷呈喇叭状,下部是直径为 5.5m的圆孔,上部是长轴直径为16.2m,短轴直径 为10.8m的椭圆孔,自然通风时主要作为排风口, 机械排风时又可利用其作为补风口。另外,为保证 不同季节的室内通风效果,还设计了图中所示的共 272个600×300mm的顶部机械排风口。

该换乘中心的出租车和小汽车通过流量为1200辆/h, 怠速50辆/h, 大巴车通过流量92辆/h, 怠速20辆/h。地下换乘中心中的CO散发源主要来自于车辆,不同车型和交通状况的CO散发量按照JTG/T D20/2-02-2014《公路隧道通风设计细则》计算, 如公式(1)所示:

$$Q_{co} = q_{CO} \cdot f_a \cdot f_d \cdot f_h \cdot L \cdot f_{iv} \cdot \Sigma(f_m \cdot N_m)$$
(1)

式中: q_{co} 为基准散发量(m³/(辆·km)); f_a 为 车况系数; f_d 为车密度系数; f_h 为海拔高度系数; f_m 为车型系数; f_w 为纵坡 – 车速系数; N_m 为设计交通 量(辆/h)。

换乘中心内部热源主要为车辆和乘客,每辆出租车以及车内司机的发热量约为 8.5kW⁶⁶,而大巴车的单位发热量为 34.0kW(按4倍于出租车的排量计算)。候车区乘客人员密度为 0.2 人/m²,人均散热

图 3 通风谷实物图 2

量为134W/人。兰州市冬季和夏季室外通风计算干 球温度分别为-8.5℃和26.6℃。因其位处地下,兰 州室外平均风速较低,且季节风向与进入口方向几 近垂直,故不考虑室外风速影响。

求解雷诺时均方程时,湍流模型采用 Renormalization Group (RNG) k-ε模型,并对流体 密度采用 Boussinesq 假设,即假设空气除密度之外 的其他所有热力学参数视为常数。在离散微分控制 方程时,对流项采用二阶上风差分格式,扩散项采 用二阶精度的中心差分格式,压力与速度的耦合运 用 Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE) 算法。

在进行换乘中心的自然通风数值模拟时,各个 流通口均受到室外环境的影响,所以需要将该地下 换乘中心模型置于一个足够大的室外计算域之中, 根据 CFD 模拟计算经验^[7],图 4 中的计算域尺寸能 够保证计算结果相对独立。

2 结果与分析

2.1 CO浓度限值与理论通风换气量

地下换乘中心空间较大,且人员停留时间在 10~20min 左右,一般不设计空调系统。地下或半 地下换乘中心的 CO 浓度限值在我国大陆暂无针对 性规范标准,所以本文参考我国香港地区 ProPECC PN1/98 (Control of Air Pollution in Semi-confined Public Transport Interchanges),通过插值方法得到停



图 4 几何模型及其室外计算域示意图 (W: 换乘中心宽度, L: 换乘中心长度, H: 换乘中心高度)

留 20min 的平均浓度为 92mg/m³,并将其作为环控目标。

在全面通风时,理论通风量可以根据公式(2) 中的污染源散发量和污染物浓度环控目标计算,得 出该换乘中心的理论通风量为427175.0m³/h,按照 3m 层高折算换气次数为7.7次/h,同时考虑到自然 通风的存在和气流组织的不均匀性,分别模拟分析 3、6、8和10次/h不同机械排风量时换乘中心的 IAQ,具体工况说明如表1所示。

$$Q = Q_{CO} / (CO_{lim} - CO_{amb}) \tag{2}$$

式中: *Q* 为理论通风量(m³/h); *Q*_{co} 为 CO 总的散发量(g/h); *CO*_{lim} 为污染物浓度环控目标 (g/m³); *CO*_{amb} 为新风中的 CO 浓度(g/m³)。

工况	通风谷	机械通风换气次数(次/h)	季节
1	无	无	冬季
2	有	无	冬季
3	无	无	夏季
4	有	无	夏季
5	无	3	夏季
6	有	3	夏季
7	无	6	夏季
8	有	6	夏季
9	无	8	夏季
10	有	8	夏季
11	无	10	夏季
12	有	10	夏季

表1 不同边界条件下通风模拟分析工况说明

2.2 自然通风

兰州冬季室外通风温度较低,因为换乘中心内 存在热源,会在室内外形成温度差,空气在浮升力 作用下形成自然通风,通风谷恰好能够为空气向上 流动提供路径。从表 2 看出,在没有通风谷时,依 靠自然通风,冬季换气次数虽然达到 8.0 次 /h,但候 车区距地面 1.5m 平面上 CO 平均浓度为 95.4mg/m³, CO 平均浓度仍然超过规范中 20min 的限值要求,正 是气流组织不均匀性的结果。而在换乘中心顶部设 计 6 个通风谷后,室内换气次数增加了 75% 左右, 达到了 14.1 次 /h, CO 浓度降到 77.6mg/m³,经通风 谷的排风量达到了 9.2 次 /h,可见通风谷排风效果 明显。另外根据表中经通风谷的补风量,在冬季工 况下其补风量达到 4.6 次 /h 换气次数,表明其补风 作用也很明显。候车区距地面 1.5m 平面的平均温度 在 -5℃ 左右,考虑到换乘中心短暂停留的使用特 性, -5℃ 的平均温度也能接受。

模拟分析可知冬季时,在该换乘中心设计如图 1 所示的 6 个通风谷之后,能够有效利用被动式通 风技术,仅依靠自然通风时便能保证换乘中心内乘 客对 IAQ 的基本要求,无需开启机械排风,该通风 系统设计方案将有非常明显的节能效果。

而在夏季时,换乘中心内虽仍有热源存在,受 较高的室外空气温度的影响,从表2中可知,室内 外温差较小,造成浮升力大大减弱。因此即使在换 乘中心增设6个通风谷后,室内的换气次数增加依 然不够明显,且候车区距地面1.5m平面CO平均浓 度也远高于规范的限值,因此夏季时该换乘中心需 要设计机械通风系统。

2.3 机械排风与自然通风共同作用

为了使换乘中心内 CO 浓度在夏季亦能达到规 范要求,设计如图2所示的机械排风+自然补风系统, 分别模拟分析上文提及的四种不同换气次数的机械 排风量,同时为了分析夏季通风谷效果,考虑了有

		• • • • • • •			
工况	换气次数	候车区 1.5m 平均温度	候车区 1.5m 高度 CO 平均浓度	经通风谷补风量	经通风谷排风量
1	8.0	-4.9℃ (冬季)	95.4mg/m ³	/	/
2	14.1	-5.5℃(冬季)	77.6mg/m ³	4.6 次 /h	9.2 次 /h
3	3.4	26.4℃(夏季)	1379.2mg/m ³	/	/
4	4.6	26.7°C(夏季)	447.5mg/m ³	1.4 次 /h	2.3 次 /h

表 2 冬夏季自然通风时换乘中心的数值计算结果

注: 表中的换气次数均按照模拟得出的风量,按3m层高折算。

表	3	机械通风与	白	紎涌风	联合作	用时换	乘中心的	的粉值计	- 笡结果	(頁季)
12	5	MARINA	1 12	NO LE M	4110 11	11 11 17		1 X IL	开泊个	(及一个)

工况	总换气次数	候车区 1.5m 平均温度	候车区 1.5m 高度 CO 平均浓度	经通风谷补风量	经通风谷排风量		
5	3.0	26.2°C	298.1mg/m ³	/	/		
6	5.0	26.3°C	212.7mg/m ³	0.25 次 /h	0.81 次 /h		
7	6.0	26.2°C	155.2mg/m ³	/	/		
8	6.8	26.4°C	143.0mg/m ³	0.34 次 /h	0.41 次 /h		
9	8.0	26.3°C	112.7mg/m ³	/	/		
10	8.3	26.4°C	111.1mg/m ³	0.41 次 /h	0.22 次 /h		
11	10.0	26.4°C	89.1mg/m ³	/	/		
12	10.2	26.4°C	83.3mg/m ³	0.44 次 /h	0.21 次 /h		

注: 表中的换气次数均按照 3m 层高折算, 总换气次数指由机械排风和自然通风共同作用的换气次数。



心候车区的热舒适水平影响较小。 其次,随着机械排风量的增加,受换乘中心机 械排风而形成负压的影响,使经通风谷的排风量逐 渐降低,而经通风谷的补风量逐渐升高,造成换乘 中心总通风量与机械排风量比值逐渐降低,例如在 机械排风量为 3.0 次/h 时,总通风量达到 5.0 次/h,

首先,从表3可以得到在不同的排风量下,换

乘中心候车区距地面 1.5m 平面上的平均温度变化很

小,与兰州夏季室外通风温度非常接近,均在热舒

适要求范围内。可见夏季时, 机械排风量对换乘中

无通风谷时,换乘中心内 CO 浓度分布情况。

此时通风谷的通风换气作用明显,而当机械排风增加到 10.0 次/h 后,总通风量为 10.2 次/h,此时通风谷对排风贡献较小,更多是"扮演"自然补风口的角色。

再则, 自上表 3 可以看出通风谷对候车区距地面 1.5m 平面上 CO 平均浓度的影响随着机械排风量的增加而逐渐减弱,即随着机械排风量的增加, CO 平均浓度在有无通风谷时相差均显著减小。而从图 5 中看出随着机械排风量的增加, CO 高浓度区域中心的位置逐渐向车辆出口侧移动,原因是机械排风量从 3 次 /h 增加到 10 次 /h 后,车辆入口和出口处

的补风量分别从 32.0m³/s 和 44.3m³/s 变为 97.9m³/s 和 60.0m³/s,即车辆入口处补风量的比重逐步增加,使向车辆出口侧流动的气流占据主导作用。

最后,从上表可得出当机械排风量达到10.0次/h后,候车区距地面1.5m平面上CO平均浓度降低到规范限制以下,因此最终将该地下换乘中心的通风系统的设计排风量定为10.0次/h。此模拟分析结果一方面为该地下半封闭公共交通换乘场所在没有相关规范可依的前提下提供了一种技术支撑;另一方面,根据本例和其他项目案例如:深圳世纪之窗站地下公交换乘工程^[4]、天津西站地下出租车蓄车区^[5]、天津站副广场地下出租车蓄车候车区^[8]等换气次数均在8~10次/h以上,为今后类似的地下、半地下换乘场所提供了一种通风系统设计参考。

3 结论

本文在对兰州中川交通枢纽地下换乘中心通风 系统设计研究过程中,主要得到了如下结论:

(1)基于自然通风理念设计的6个通风谷, 在冬季时仅靠自然通风便可使室内换气次数提高到 14.1 次/h,并且使候车区距地面1.5m平面上的CO 平均浓度降低到77.6mg/m³,无需开启机械通风系统, 此设计方案有十分明显的节能效果,也为其他类似 项目提供一种通风系统节能设计思路。

(2)夏季,由于室内外温差小,仅靠自然通风 无法使换乘中心内的 IAQ 满足要求,需要借助机械 通风系统,而且随着机械排风量的增加,通风谷逐 渐从以排风为主导向以补风为主导转变,其对总换 气次数的贡献逐渐减小。

(3) 在地下换乘中心的机械排风系统在夏季时 排风量达到 10.0 次/h 后,候车区距地面 1.5m 平面 上CO平均浓度可降低到规范要求的 92mg/m³以下, 满足室内空气品质 IAQ 的要求,因此确立 10.0 次 /h 作为该地下换乘中心机械排风系统通风量。

(4)考虑到国内其他类似的地下换乘场所的换 气次数均在 8.0~10.0 次 h 以上,同时结合本项目最 终选定的 10.0 次 h 机械排风量,为今后类似综合城 市交通枢纽的地下、半地下换乘场所在没有相关规 范可依时提供了通风系统换气次数选择的参考。

参考文献

[1] 李伟. 典型城市道路机动车排放污染特征研究 [D]. 北京:清华大学, 2002.

[2] Lin Z, Jiang F, Chow T T, et al. CFD analysis of ventilation effectiveness in a public transport interchange [J]. Building and Environment, 2006, 41(3):254–261.

[3] Chow T T, Lin Z, Bai W. Assessment of alternative ventilation schemes at public transport interchange [J]. Transportation Research Part D: Transport and Environment, 2006, 11(6):447–458.

[4] 沈哲强.世界之窗站地下公交换乘工程通风系统分析 [J].建筑科学, 2010(10):84--87.

[5] 杨鋆, 王一飞, 刘颖, 等. 天津西站地下出租车蓄 车区通风系统模拟分析 [J]. 建筑科学, 2012(06):71-77.

[6] 李博佳. 交通枢纽工程中地下出租车蓄车区环控 方案模拟研究 [D]. 天津: 天津大学, 2010.

[7] 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 [J]. Building and Environment, 2008, 43(11):1805–1817.

[8] 王一飞, 刘颖, 衡光琳, 等. 交通枢纽地下出 租车蓄车区通风系统换气次数模拟 [J]. 暖通空调, 2014(03):123-127.

全装修住宅通风空调工程预留设计探讨

吴晓林,余晓平,黄 雪,刘 雨,谢艳萍

(重庆科技学院医养建筑室内环境控制协同创新中心,重庆 401331)

[摘 要]全装修住宅是商品住宅建设绿色发展的重要方向,通风空调工程是保障全装修住宅人居环境质量的重要手段。在通风空调工程中有大量的预留设计,预留设计的好坏能够影响开发项目的品质和购房者的居住体验。本文通过对实际建设的项目进行调研,分析全装修住宅通风空调工程预留设计存在的问题,结合全装修住宅通风空调工程的发展,提出有效的措施和建议。

[关键词]全装修住宅;通风空调;预留设计

0 引言

根据《建筑业发展"十三五"规划》的目标要求, 预计到 2020 年全国城镇新开工全装修住宅面积达到 30%,城镇绿色建筑占新建建筑比重达到 50%^[1]。毛 胚房交付一直是商品住宅的主要销售模式,消费者 在购买毛胚住房以后可以根据自己的个性化需求对 房屋进行二次装修。二次装修过程中需要对房屋进 行改造,由于用户和装修人员缺乏相关的专业认识, 容易在装修过程中造成房屋结构的安全隐患和大量 的资源浪费^[2]。随着绿色建筑、建筑工业化的发展, 住宅全装修交付成为提升住宅建设品质,降低建筑 资源浪费的重要手段。

商品房装修交付与毛胚房交付相比,室内的基本设施安装到位,各区域的铺装和装饰完成^[3]。通风空调工程是保障住宅人居环境质量的重要手段,在高品质要求的全装修住宅中是必不可少的环节^[4]。 全装修住宅的通风空调工程是先于室内装饰完成的,目的是为了满足购房者的居住需求。在通风空调工 程中有大量的预留设计,如设备预留位置、管路预 留孔洞等,预留位置设计是否合理性,直接关系到 后续购房者的居住体验^[5]。国内多家房地产开发商 很早都在积极的探索住宅装修发展的路径,实施并 积累了大量项目经验^[6]。本文通过对重庆地区某开 发商的全装修住宅项目进行实地调研,针对目前全 装修住宅项目在通风空调工程预留设计中存在的问 题进行探讨,结合全装修住宅的通风空调的发展特 点,提出有效的措施和建议。

1 全装修住宅通风空调发展现状

全装修市场的快速发展带动最大的产业变革即 是部品配套产业,目前大部分全装修项目墙面、地面、 卫生间和厨房都全部装修交付,小部分项目会在此 基础上增加电器设备。根据公开资料整理,得到目 前全装修市场的部品配置率如图1所示。随着智能 家居、空调等设备的发展和普及,越来越多的家庭 安装空调、新风机等环境控制设备,来保证居住环 境的舒适度。根据《中国统计年鉴 2018》的数据, 截至 2017 年末,中国城镇居民的家用空调百户拥有 量已经达到 128.6 台,基本达到一户一台或一户多 台的状况。工业化和城市化的飞速发展,室外废气、 粉尘等污染愈加严重,特别是在供暖季,经常雾霾 锁城,室内空气状况不容乐观。人们开始关注如何 提高室内空气质量,通风器、新风机的出现,成为 了很多人的选择。



图1 全装修市场重点部品配置率

(来源: 2018年全装修产业研究报告)

全装修产业将通风空调部品纳入住宅部品体系 中,能够有效提升住宅的舒适度水平,但通风空调 部品不同于其他部品,不仅仅依靠配置就能满足居 住者的使用需求,还需要根据设备的使用条件进行 合理的设计和安装预留。

2 通风空调工程预留存在的问题

在国家政策的大力支持和消费者接受度不断提 高的前提下,全装修商品房进入了快速发展阶段, 但是我国很多房地产企业对于住宅批量全装修的开 发经验不足,仍沿袭传统毛坯房开发模式进行,导 致全装修商品房质量投诉率居高不下,质量门事件 层出不穷。采用通风空调部品能够有效提升住宅品 质,但是通过对实际工程项目的调研发现,全装修 住宅项目中通风空调工程的预留设计存在问题,主 要有以下几个方面:

(1) 穿墙管路预留孔洞的设计

目前住宅中使用的空调多以分体式空调为主,

在全装修住宅在施工时会根据房间的空调需求预留 室内外机连接的孔洞。预留孔洞的合理性对后续用 户设备的安装和使用有较大的影响,如图2所示: 卧室预留的孔洞与室外空调板之间存在错位,空调 板在预留孔洞的上方,在空调安装运行后,可能导 致冷凝水排水不畅出现室内机漏水的状况,严重可 能导致二次开孔,这将会严重影响全装修住宅的品 质。



图 2 卧室空调预留孔洞

(2) 空调设备预留位置设计

在建筑设计过程中,建筑设计会根据住宅的 设备使用需求为设备预留安装位置,空调也有相对 应的室外机预留位置,根据《住宅设计规范》GB 50096-2011标准的规定,住宅的室外机机位可以设 计在外墙或者阳台上。对于全装修住宅来说,空调 的预留位置应考虑用户的使用需求和居住体验,如 图 3 所示,空调的室外机预留位置设计在阳台并用 格栅封闭起来,分析空调的运行状态可知在夏季由 于室外机的散热会导致阳台的热环境堪忧,影响用 户的阳台使用。图 4 为客厅空调的预留孔洞,在客 厅使用柜式空调时,由于室外机预留位置设置在预 留孔洞的上方,可能导致客厅柜机无法安装。

(3)新风口的位置

随着人们对居住环境空气品质关注度的提升, 全装修住宅开发商也将用户的新风需求纳入到住宅 设计中,在新风设计中新风口的选择对住宅的室内 环境和新风装置的使用寿命影响较大。如图5所示, 在住宅的客厅预留有墙式的新风换气装置的套管, 但在套管的旁边又预留有空调的室外机位置,在夏 天用户运行空调时开启通风换气装置,可能导致室 外空调热风直接进入室内,高温的室外空气也将影 响通风器的使用寿命。

3 预留设计策略探讨

综上实际项目调研中发现的全装修住宅通风空 调工程中存在的预留问题,这并不是个例。由于目 前我国全装修住宅还没有一套完善的验收标准,开 发商对于全装修住宅的开发也没有足够的项目经验, 全装修住宅提倡的建筑设计与装饰设计一体化也没 有得到较大的推广和重视,导致目前全装修住宅的 建设与交付质量标准仍处在摸索中。

全装修住宅在设计时应该充分考虑到用户的居 住和使用状况,避免出现二次施工等影响居住体验 的状况。针对全装修住宅通风空调工程中存在的预 留问题,笔者提出以下几点建议:

(1)相关专业参与设计

建筑专业在进行通风空调工程预留设计的时候, 需要有专业的人员参与设计,强化与暖通设计和安 装人员的沟通,暖通专业人员可根据设备的使用要 求为建筑设计提供专业指导,避免由于建筑设计人 员的专业局限性导致的预留设计问题。

(2) 样板间运行展示

在全装修住宅的建设过程中会提前完成样板间 的施工和安装,但目前多数的样板间仅仅用来供购 房者参观,用户见到的仅仅是表面初装效果。对于 样板间的使用,开发商可以以样板间做样本,安装 完毕所有的设备,利用样板间进行运行状况测试, 这样可以提前发现问题并在后续的施工中进行改善。

(3) BIM 协同设计

在 BIM 技术广泛应用的时代,对于全装修住宅 这类注重居住体验的住宅更加适用,利用 BIM 技术



图 3 阳台预留的室外机位置

图 4 客厅空调预留孔洞

图 5 墙式通风器的预留孔洞

对全装修住宅进行预先评价,对于暖通空调工程可 利用分析模拟软件,搭建住宅通风空调模型,模拟 设备的实际运行状况,预先分析设备的预留位置对 室内环境和其他设备的影响,为建筑设计提供资料 支撑。

4 总结

全装修住宅是住宅发展的趋势,是提升住宅建 设绿色发展的重要途径,但目前我国的全装修住宅 建设仍处于摸索前进阶段,全装修住宅的发展要根 据用户的需求和实际的使用体验进行创新。本文通 过对全装修住宅项目的通风空调工程进行实地调研, 总结了全装修住宅项目存在通风空调工程存在预留 位置、预留孔洞等设计不合理的现象,并针对全装 修住宅的预留设计,提出了专业参与、样板间运行 展示、BIM 协同设计的措施和建议,可为全装修住 宅通风空调的预留设计提供参考。

参考文献

[1] 吕俐.建筑业"十三五"发展蓝图绘就 [J]. 中国 勘察设计,2017(5).

[2] 柳闽楠. 全装修住宅趋势分析及其优化策略[J]. 同济大学学报(自然科学版),2007,35(3):326-329.

[3] 杨军.新建商品住宅装修问题及对策研究—— 析《商品住宅装修一次到位实施细则》[J].建筑学报,2002(8):12–13.

[4] 孟夫良, 俞方平. 现代建筑工程中供热通风与空 调安装技术分析 [J]. 投资与合作, 2014(4):263–263.

[5] 李培根.建筑工程水暖安装出现的问题及对策分析 [J]. 建材与装饰,2019(19).

[6] 以全装修方式推进绿色住宅发展的研究 [D]. 吉林建筑大学,2016.

密闭缺氧房间富氧特性实验研究

王浩宇¹,张传钊¹,马晓钧¹,刘应书²,李春旺¹,陈福祥¹ (1.北京联合大学生物化学工程学院,北京 100023; 2.北京科技大学能源与环境工程学院,北京 100083)

[摘 要]在密闭建筑空间室内进行富氧实验,研究送氧口个数、送氧口管径、送氧流量及送氧方式的不同对建筑空间室内的富氧特性及富氧效果的影响。结果表明:送氧口个数、管径、流量及送氧方式不同时,氧气轴向最大浓度分布随轴向距离的增加呈递减趋势,且距离送氧口轴向距离 0~0.55m 的范围内,氧气轴向浓度迅速降低。实验结果为密闭建筑空间缺氧环境下的供氧装置的选择、布置及密闭建筑空间内的富氧安全标准制定提供参考。

[关键词]缺氧环境;富氧特性;送氧方式;富氧面积

0 引言

随着近年来全国大部分地区雾霾污染频发,人 们在室外活动的时间被迫压缩,室内空气品质(Indoor Air Quality, IAQ) 受到的关注度持续升高^[1]。IAQ 保障的两个关键点,一个是污染物去除,一个缺氧 环境的供氧问题。近年来密闭空间室内污染物问题 较为突出,因此对密闭空间室内污染物去除的研究 和应用较多^[2-7]。但是单纯去除密闭建筑空间室内空 气污染物并不能根本解决室内环境问题,还要考虑 缺氧环境的供氧问题,尤其是在建筑节能和室外大 气污染的背景下,如何解决高效、节能的建筑空间 的供氧问题更为重要。事实上,密闭建筑内部的缺 氧问题较为严重,且容易被忽视。人们长期在"微 缺氧"的密闭建筑内生活和工作,容易产生头痛、 胸闷、疲劳、烦躁、失眠、皮肤过敏等诸多身体问 题^[8]。北京科技大学刘应书教授也指出,利用专用 制氧设备产生的氧气,增加了密闭建筑空间环境中 的氧含量,有望为改善室内空气品质提供一条新途 径^[9]。

以往的供氧研究主要针对窄小的密闭空间(如 飞船、潜艇、矿井救生舱等)^[10-17],技术相对比较 成熟;对于密闭建筑空间缺氧问题的研究和应用较 少,特别是缺少对密闭建筑空间内部供氧装置的选 择、布置、富氧特性及富氧效果的相关研究。仅见 杨国萍等^[18]对北京地区的典型房间内部的氧浓度进 行了实地测量,测试结果表明人员密集、封闭性较 强的房间内部的O₂浓度普遍偏低。因此,本文通过 实验研究送氧口个数、送氧口管径、送氧流量及送 氧方式等发生变化时密闭建筑空间室内的富氧特性 及富氧效果,以期为密闭建筑空间缺氧环境下的供 氧装置的选择、布置及密闭建筑空间内的富氧安全 标准制定提供参考。

1 实验部分

1.1 供氧装置

密闭建筑房间的供氧系统实验装置由变压吸附制氧装置、缓冲罐、氧化锆氧浓度检测器、转子流量计、氧浓度传感器、数据采集卡、上位机等组成^[19],如图1所示。变压吸附制氧装置为本课题组之前开发的双级变压吸附制氧系统^[20-21],制取氧气体积分数为99%。ZO-101T型氧化锆氧浓度检测器是用来测量变压吸附制氧机所制出的氧气浓度,测量范围为0.1%~100%,测量精度±2%FS;DK800-6F转子流量计控制送氧流量,测量范围为0~2m³·h⁻¹;USB5936型数据采集卡用于采集氧浓度信号并进行实时采集和记录;日本费加罗氧气传感器 KE-25 用于测量不同位置的氧浓度,测量范围 0~100%,响应时间 14±2s,范围精度为±1%。



1-变压吸附制氧装置; 2-氧化锆氧浓度检测器; 3-缓冲罐;
4、5、7、8-球阀; 6-转子流量计; 9-圆形送氧口;

10—数据采集卡; 11-上位计算机; 12~33-氧浓度传感器图1 实验装置示意图

1.2 实验内容

密闭建筑空间缺氧环境下的富氧特性实验在北 京某高校人工气候室内完成,变压吸附制氧装置制

基金项目:北京市自然科学基金资助项目(8174064, 8182019);北京市教育委员会科技计划一般资 助项目(KM201711417014);北京高等学校青年 英才计划资助项目(YETP1748);国家自然科学 基金资助项目(51578065)。

取出的高浓度富氧气体通入缓冲罐,经氧化锆氧浓 度检测器检测其浓度后,流经转子流量计控制其送 氧流量,再通过设置于侧墙壁面中心位置距地面1.5m 处的圆形送氧口,并以射流形式进入密闭建筑房间 内。送氧口管径分别选择10mm和6mm,并以单送 氧口和双送氧口的供氧方式进行送氧。氧浓度传感 器安置在固定支架上并进行吊装,通过改变氧浓度 传感器距送氧口的轴向距离来探测不同位置的氧气 浓度,就可以测得密闭建筑空间内任意轴向或径向 位置处的氧气浓度。

单送氧口位于侧墙壁面中心位置距地面高度 1.5m 处,双送氧口安装于侧墙壁面上,距地面高度 为1.5m,分别采用竖直向前、相对45°、相背45° 三种送氧方式,两送氧口的间距及具体安装位置,如图2所示。分别研究送氧口个数、送氧口管径、送氧流量及送氧方式等不同时,密闭建筑房间内的 富氧特性及富氧效果。每组实验的条件及内容,如 表1所示。

2 结果分析

2.1 送氧口个数、送氧口管径、送氧流量及送氧方 式不同时的氧气轴向最大浓度分布

单送氧口送氧流量不同时的氧气轴向最大浓度 分布,如图3所示。由图3可以看出,随着轴向距 离的逐渐增加,氧气轴向最大浓度呈递减趋势,且 在距离送氧口轴向距离0.55m的范围内,氧气轴向 浓度迅速降低,然后逐渐稳定并接近环境中的氧浓



(a) 竖直向前

(b)相对45° 图2 不同送氧方式的双送氧口位置示意图

(c)相背 45°

表1 实验条件及内容

亡口	送氧口	送氧体积	送氧口	总送氧流量	单送氧口流	送氧流速		送氧口	送氧体积	送氧口	总送氧流量	单送氧口流	送氧流速
戶亏	个数	分数 /%	管径/mm	$/(m^3 \cdot h^{-1})$	量/(m ³ ·h ⁻¹)	$/(m \cdot s^{-1})$	/ 方 亏	个数	分数 /%	管径/mm	$/(m^3 \cdot h^{-1})$	量 /($m^3 \cdot h^{-1}$)	$/(m \cdot s^{-1})$
1	1(竖直)	99	10	2	2	7.08	11	2(竖直、相对或相背)	99	10	2	1	3.54
2	1(竖直)	99	10	1.5	1.5	5.31	12	2(竖直、相对或相背)	99	10	1.5	0.75	2.66
3	1(竖直)	99	10	1	1	3.54	13	2(竖直、相对或相背)	99	10	1	0.5	1.77
4	1(竖直)	99	10	0.5	0.5	1.77	14	2(竖直、相对或相背)	99	10	0.5	0.25	0.89
5	1(竖直)	99	10	0.2	0.2	0.71	15	2(竖直、相对或相背)	99	10	0.2	0.1	0.36
6	1(竖直)	99	6	2	2	19.66	16	2(竖直、相对或相背)	99	6	2	1	9.83
7	1(竖直)	99	6	1.5	1.5	14.74	17	2(竖直、相对或相背)	99	6	1.5	0.75	7.37
8	1(竖直)	99	6	1	1	9.83	18	2(竖直、相对或相背)	99	6	1	0.5	4.91
9	1(竖直)	99	6	0.5	0.5	4.91	19	2(竖直、相对或相背)	99	6	0.5	0.25	2.46
10	1 _(竖直)	99	6	0.2	0.2	1.96	20	2 _(竖百、相对或相背)	99	6	0.2	0.1	0.98





度。这是由于送氧口送出氧气体积分数为99%的氧 气后,纯氧气体与周围气体发生对流扩散过程,且 存在的氧浓度差作为推动力使得富氧气体于室内空 气迅速混合,所以在送氧口附近轴向距离0~0.55m 的范围内氧气浓度较高,而在轴向距离0.55~2m的 范围内氧气浓度呈递减趋势。由图3还可以看出, 送氧流量为2m³·h⁻¹时,管径为6mm的送氧口在轴 向距离为0.15m、0.35m、0.55m的位置处的氧气 轴向最大氧气体积分数分别为34.38%、26.41%、 24.32%;管径为10mm的送氧口在轴向距离为 0.15m、0.35m、0.55m的位置处的氧气轴向最大氧 气体积分数分别为33.5%、25.32%、24.17%。这说 明在相同的送氧流量下,管径为6mm的送氧口的 送氧效果更佳,这是因为管径越小,送氧口的送氧 流速越大,使得相同轴向距离上的氧气浓度较大。

双送氧口送氧方式不同时的氧气轴向最大浓 度分布,如图4所示。由图4可以看出,双送氧口 送氧方式不同时,氧气轴向最大浓度的递减变化趋 势与单送氧口是相似的,氧气浓度都是随着轴向逐 渐递减至环境浓度。由图4还可以看出,双送氧口 竖直向前送氧且总送氧流量为2m³·h⁻¹时,管径为 6mm的送氧口在轴向距离为0.15m、0.35m、0.55m 的位置处的氧气轴向最大体积分数分别为34.12%、

26.36%、24.2%; 管径为 10mm 的送氧口在轴向距 离为 0.15m、0.35m、0.55m 的位置处的氧气轴向最 大体积分数分别为 33.2%、24.1%、22.59%。双送氧 口相对 45°送氧且总送氧流量为 2m³·h⁻¹时, 管径为 6mm 的送氧口在轴向距离为 0.15m、0.35m、0.55m 的位置处的氧气轴向最大体积分数分别为 32.17%、

25.84%、22.04%; 管径为 10mm 的送氧口在轴向距 离为 0.15m、0.35m、0.55m 的位置处的氧气轴向最 大体积分数分别为 30.37%、23.23%、22.01%。双送 氧口相背 45° 送氧且总送氧流量为 2m³·h⁻¹时, 管径 为 6mm 的送氧口在轴向距离为 0.15m、0.35m、0.55m 的位置处的氧气轴向最大体积分数分别为 29.94%、 24.85%、22%; 管径为 10mm 的送氧口在轴向距离 为 0.15m、0.35m、0.55m 的位置处的氧气轴向最 大体积分数分别为 27.73%、23.22%、22%。这是 由于双送氧口相对 45°送氧时,双送氧口送出的高 浓度氧气在距送氧口 0.15m 的位置处进行交汇并迅 速扩散至周围环境中,因此在 0~0.55m 的范围内的 氧气最大浓度比双送氧口竖直向前送氧要大;且在 0~0.55m 的范围内的管径 10mm 的氧气最大浓度比 管径 6mm 要大,这是因为相同流量下管径越大,出 氧流速越小,在距送氧口附近的单位面积内所含氧 分子数量越多,因此氧气浓度也就越高。

送氧方式及送氧流量不同时氧气轴向最大浓度的变化趋势都是沿轴向迅速递减的,且不同送氧方式及送氧流量下的变化趋势相近,因此可以用相似函数进行描述^[22-23],即用函数 $y = a_0 + a_1 \cdot d/x$ 来表示,其中 a_0 和 a_1 为常数,d为送氧口管径,x为距送氧口轴向距离,y为对应轴向位置处的氧气体积分数。拟合得到氧气轴向最大浓度分布,相关系数 $R^2 \ge 0.95$,如表2所示。

由表 2 还可以看出,送氧方式及送氧口流量不同时的氧气轴向最大浓度 y 的表达式中 a₁ 存在不同, 且常数 a₁ 与送氧方式及送氧口流量存在着线性关系, 如表 3 所示,其中 Q 为送氧口流量。

2.2 送氧口个数、送氧口管径、送氧流量及送 氧方式不同时的富氧面积

总送氧流量分别为 1m³·h⁻¹ 和 2m³·h⁻¹ 时,不同 的送氧管径、不同的送氧口个数及不同送氧方式下 形成的富氧区域所得到的面积就是富氧面积,如表 4 所示。由表 4 可知,在相同总送氧流量及送氧方 式下,分别采用管径 10mm 和 6mm 的送氧口进行送 氧时,单送氧口竖直向前送氧所得到富氧面积比双



图 4 双送氧口送氧方式不同时的氧气轴向最大体积分数分布

送氧口管径/mm	送氧口个数及方式	单个送氧流量 /(m ³ ·h ⁻¹)	送氧速度 /(m·s ⁻¹)	常数, a ₀	常数, a ₁	氧气最大轴体积分数分布 /%
10	1(竖直)	2	7.08	0.204	1.97	0.204+1.97/(x/0.01)
10	1(竖直)	1.5	5.31	0.204	1.71	0.204+1.71/(x/0.01)
10	1(竖直)	1	3.54	0.204	1.5	0.204+1.5/(x/0.01)
10	1(竖直)	0.5	1.77	0.204	1.27	0.204+1.27/(x/0.01)
10	1(竖直)	0.2	0.71	0.204	1.05	0.204+1.05/(x/0.01)
6	1(竖直)	2	19.66	0.204	3.49	0.204+3.49/(x/0.006)
6	1(竖直)	1.5	14.74	0.204	2.94	0.204+2.94/(x/0.006)
6	1(竖直)	1	9.83	0.204	2.48	0.204+2.48/(x/0.006)
6	1(竖直)	0.5	4.91	0.204	2.12	0.204+2.12/(x/0.006)
6	1(竖直)	0.2	1.96	0.204	1.73	0.204+1.73/(x/0.006)
10	2(竖直)	1	3.54	0.204	1.92	0.204+1.92/(x/0.01)
10	2(竖直)	0.75	2.655	0.204	1.79	0.204+1.79/(x/0.01)
10	2(竖直)	0.5	1.77	0.204	1.53	0.204+1.53/(x/0.01)
10	2(竖直)	0.25	0.885	0.204	1.25	0.204+1.25/(x/0.01)
10	2(竖直)	0.1	0.355	0.204	1.03	0.204+1.03/(x/0.01)
6	2(竖直)	1	9.83	0.204	3.43	0.204+3.43/(x/0.006)
6	2(竖直)	0.75	7.37	0.204	2.86	0.204+2.86/(x/0.006)
6	2(竖直)	0.5	4.915	0.204	2.45	0.204+2.45/(x/0.006)
6	2(竖直)	0.25	2.455	0.204	2.05	0.204+2.05/(x/0.006)
6	2(竖直)	0.1	0.98	0.204	1.71	0.204+1.71/(x/0.006)
10	2 (相对 45°)	1	3.54	0.204	1.5	0.204+1.5/(x/0.01)
10	2 (相对 45°)	0.75	2.655	0.204	1.35	0.204+1.75/(x/0.01)
10	2 (相对 45°)	0.5	1.77	0.204	1.21	0.204+1.51/(x/0.01)
10	2 (相对 45°)	0.25	0.885	0.204	1.18	0.204+1.28/(x/0.01)
10	2(相对 45°)	0.1	0.355	0.204	1.03	0.204+1.03/(x/0.01)
6	2(相对 45°)	1	9.83	0.204	2.93	0.204+2.93/(x/0.006)
6	2(相对 45°)	0.75	7.37	0.204	2.78	0.204+2.80/(x/0.006)
6	2(相对 45°)	0.5	4.915	0.204	2.51	0.204+2.51/(x/0.006)
6	2(相对 45°)	0.25	2.455	0.204	2.11	0.204+2.11/(x/0.006)
6	2 (相对 45°)	0.1	0.98	0.204	1.75	0.204+1.75/(x/0.006)
10	2 (相背 45°)	1	3.54	0.204	1.1	0.204+1.1/(x/0.01)
10	2 (相背 45°)	0.75	2.655	0.204	0.93	0.204+1.73/(x/0.01)
10	2 (相背 45°)	0.5	1.77	0.204	0.78	0.204+1.49/(x/0.01)
10	2 (相背 45°)	0.25	0.885	0.204	0.59	0.204+1.23/(x/0.01)
10	2 (相背 45°)	0.1	0.355	0.204	0.47	0.204+1.01/(x/0.01)
6	2 (相背 45°)	1	9.83	0.204	2.38	0.204+2.38/(x/0.006)
6	2 (相背 45°)	0.75	7.37	0.204	2.18	0.204+2.8/(x/0.006)
6	2 (相背 45°)	0.5	4.915	0.204	2.01	0.204+2.49/(x/0.006)
6	2 (相背 45°)	0.25	2.455	0.204	1.85	0.204+2.13/(x/0.006)
6	2 (相背 45°)	0.1	0.98	0.204	1.73	0.204+1.73/(x/0.006)

表 2 送氧方式及送氧口流量不同时的氧气轴向最大浓度分布关系式

表3 送氧方式及送氧口流量不同时常数 a1 的关系式

序号	送氧口管径 /mm	送氧口个数及方式	常数 a1 关系式
1	10	1(竖直)	$a_1 = 0.96 + 0.51Q$
2	10	2(竖直)	$a_1 = 0.96 + 0.49Q$
3	10	2 (相对 45°)	<i>a</i> ₁ =0.97+0.27Q
4	10	2(相背 45°)	$a_1 = 0.94 + 0.1Q$
5	6	1(竖直)	$a_1 = 1.58 + 0.94Q$
6	6	2(竖直)	<i>a</i> ₁ =1.58+0.85Q
7	6	2(相对 45°)	$a_1 = 1.67 + 0.77Q$
8	6	2(相背 45°)	$a_1 = 1.67 + 0.76Q$

送氧口竖直向前送氧所得到富氧面积大 20% 左右。 这是因为总送氧流量一样、采用双送氧口进行送氧 的情况下,单个送氧口的送氧流量减半,送氧口的 送氧流速减小,氧气扩散难度更大,所以所得到的 富氧面积有所减小。另外由表4还可以看出,相同 的送氧口流量、送氧口个数及送氧方式下,管径为 6mm 的送氧口所得到的富氧面积比管径为10mm 的 送氧口所得到的富氧面积大 60% 左右。但值得注意 的是,采用较小管径的送氧口进行送氧时,送氧口 的氧气出流速度较大,房间内部的气体流动速度较大。

序号	总送氧流量 /(m ³ ·h ⁻¹)	单个送氧口流 量 /(m·s ⁻¹)	送氧口管径 /mm	送氧口个数 及送氧方式	富氧面积 /m ²
1	1	1	10	1(竖直)	0.24
2	1	0.5	10	2(竖直)	0.19
3	1	1	6	1(竖直)	0.98
4	1	0.5	6	2(竖直)	0.69
5	2	2	10	1(竖直)	0.59
6	2	1	10	2(竖直)	0.47
7	2	2	6	1(竖直)	1.47
8	2	1	6	2(竖直)	1.28
9	2	1	10	2(相对 45°)	0.47
10	1	0.5	10	2 (相对 45°)	0.24
11	2	1	6	2 (相对 45°)	0.79
12	1	0.5	6	2(相对 45°)	0.39
13	2	1	10	2(相背 45°)	0.78
14	1	0.5	10	2 (相背 45°)	0.5
15	2	1	6	2(相背 45°)	1.96
16	1	0.5	6	2(相背 45°)	0.98

表4 送氧方式及送氧口流量不同时形成的富氧面积

对表 4 数据采用线性拟合得到送氧流量不同时 的富氧面积,如图 5 所示。单送氧口时,送氧口管 径为 6mm,富氧面积 F=-0.055+0.30714Q;送氧口 管径为 10mm,富氧面积 F=-0.055+0.80143Q。双送 氧口且竖直向前送氧,送氧口管径为 6mm,富氧面 积 F=-0.085+1.18Q;送氧口管径为 10mm,富氧面积 F=-0.066+0.4871Q。双送氧口且相对 45°送氧,送 氧口管径为 6 mm,富氧面积 F=-0.0137+0.5148Q。 双送氧口且相背 45°送氧,送氧口管径为 6 mm,富 氧面积 F=-0.003+1.96Q;送氧口管径为 6 mm,富 氧面积 F=-0.003+1.96Q;送氧口管径为 10 mm,富 氧面积 F=-0.184+0.6329Q。其中,F为富氧面积,Q为送氧流量,方程的相关系数 $R^2 \ge 0.95$ 。

由图 5 还可以看出,送氧流量为 0.5m³·h⁻¹时, 管径 6mm 的单送氧口所得到富氧面积约为 0.5m²;

管径 6mm 的富氧面积 1.6 管径 10mm 的富氧面积 Ó 1.4 拟合曲线 1.2 富氣面积 /m² 1.0 0.8 0.6 0.4 0.2 0.0 0.4 0.6 0.8 1.0 1.2 1.4 1.8 2.0 2.2 1.6 送氧流量/(m³·h⁻¹) (a) 单送氧口

管径 6mm 的双送氧相背 45°送氧所得到富氧面积约 为 1m²。通过比较发现供氧系统宜选用送氧流量为 0.5m³·h⁻¹,且管径为 6mm 的双送氧口相背 45°的送 氧方式,该送氧方式下所得到的富氧面积适合单人 次活动的富氧需求,且该送氧流量下送氧风速较为 合适,人体感受较为舒适。

3 结论

(1)送氧口个数、送氧口管径、送氧流量及送 氧方式不同时的氧气轴向最大浓度分布随着轴向距 离的逐渐增加呈递减趋势,且在距离送氧口轴向距 离 0~0.55m 的范围内,氧气轴向浓度迅速降低,然 后逐渐稳定并接近环境中的氧浓度。

(2)送氧口个数、送氧口管径、送氧流量及送 氧方式不同时形成的富氧范围差别很大。单送氧口 时,送氧管径及送氧流量不同时所形成的富氧范围 大体呈扁椭圆形状,且送氧管径相同时,送氧流量 越大,所形成的富氧范围就越大。

(3) 在相同的总送氧流量及送氧方式下,分别 采用管径 10mm 和 6mm 的送氧口进行送氧时,单送 氧口竖直向前送氧所得到富氧面积比双送氧口竖直 向前送氧所得到富氧面积大 20% 左右;相同的送氧 口流量、送氧口个数及送氧方式下,管径为 6mm 的 送氧口所得到的富氧面积比管径为 10mm 的送氧口 所得到的富氧面积大 60% 左右。

参考文献

[1] 中华人民共和国环境保护部 [EB/OL]. 2014 年中国环境状况公报 (2016-06-04)[2018-07-17].

[2] 曹治国,赵磊成,石玉盟,等.新乡市家庭室内 灰尘中多环芳烃的污染及人体暴露特征.环境化学, 2017, 36(3): 463).

[3] 徐秀, 张泠, 刘忠兵, 等. 室内 PM2.5 浓度控制模 拟分析. 环境工程学报, 2017, 11(3): 1755.

[4] 岳高伟, 陆梦华, 贾慧娜. 室内污染物扩散的通风



图 5 送氧流量不同时得到的富氧面积

优化数值模拟.流体机械,2014,42(4):81.

[5] Yang F, Kang Y M, Gao Y W, et al. Numerical simulations of the effect of outdoor pollutants on indoor air quality of buildings next to a street canyon. Build Environ, 2015, 87: 10.

[6] Zani C, Donato F, Grioni S, et al. Feasibility and reliability of a questionnaire for evaluation of the exposure to indoor and outdoor air pollutants, diet and physical activity in 6-8-year-old children. Annali Di Igiene Medicina Preventiva E Di Comunità, 2015, 27(4): 646.

[7] Azuma K, Uchiyama I, Uchiyama S, et al. Assessment of inhalation exposure to indoor air pollutants: screening for health risks of multiple pollutants in Japanese dwellings. Environ Res, 2016, 145: 39.

[8] Jafari M J, Khajevandi A A, Najarkola S A M, et al. Association of sick building syndrome with indoor air parameters. Tanaffos, 2015, 14(1): 55.

[9] 刘应书, 杜雄伟, 赵华, 等. 富氧空调的可行性探 讨. 暖通空调, 2006, 36(4): 38.

[10] 魏玉光,杨浩,刘建军.青藏铁路运输组织的特殊性及安全保障体系初探.中国安全科学学报,2003, 13(3):22.

[11] 魏静,许兆义,李成,等.青藏铁路建设中高寒 缺氧及保障问题的研讨.中国安全科学学报,2006, 16(4):72.

[12] 唐志新,杨鹏,吕文生,等.高原地下矿井下气体浓度标准探讨.金属矿山,2009(5):152.

[13] 刘应书,崔红社,刘文海,等.高海拔地区隧道施工供氧技术研究.矿冶,2005,14(1):5.

[14] 相桂生. 应急避难室在矿难救援中的应用. 劳动保护, 2006(4): 92).

[15] 朱永全, 贾晓云, 张雪雁. 高海拔、高寒区、 冻土隧道洞内施工环境控制技术. 岩土力学, 2006, 27(12): 2177.

[16] 张晓静,连之伟,兰丽.改善潜艇舱室热舒适和 空气品质的技术探讨.中国舰船研究,2012,7(4):11 [17] 汪澍,金龙哲,欧盛南,等.井下紧急避险设施

内人体舒适度预测模型.工程科学学报,2015,37(5): 551.

[18] 杨国萍, 刘应书, 车晓葵. 相对封闭环境增氧的 实验研究.建筑科学, 2008, 24(4): 24.

[19] 刘应书,祝显强,曹永正,等.弥散供氧流动特性及其富氧效果.工程科学学报,2015,37(10):1370. [20] 崔红社.两级变压吸附制高浓度氧实验研究与数 值模拟[学位论文].北京:北京科技大学,2004.

[21] 乐恺, 余谦虚, 刘应书, 等. 基于 PLC 的变压吸 附制高纯氧系统. 北京科技大学学报, 2003, 25(2): 185.

[22] 谢象春. 湍流射流理论与计算. 北京: 科学出版 社, 1975.

[23] 刘沛清.自由紊动射流理论.北京:北京航空航天大学出版社,2008.

[24] 雍炼,夏素兰,朱家骅.气雾两相受限射流特性的研究.四川大学学报(工程科学版),2001,33(4): 54.

[25] 赵娜, 余永刚, 刘东尧, 等. 小孔流量发生器喷口流场特性的数值模拟. 弹道学报, 2010, 22(2): 81.

不同孔板送风下室内气流组织的数值模拟分析

赵福云^{1,2},成 瑾¹,刘 宝¹,黄志荣¹,徐 颖¹,寇广孝¹ (1.湖南工业大学,湖南株洲 412007; 2.武汉大学,湖北武汉 430072)

[摘 要]利用计算流体动力学方法,探讨了在送风速度不同时,三种孔板送风方式:上孔板送风、侧孔板送风和上、侧孔板混合送风下室内温度场、速度场的分布。以湖南工业大学孔板送风实验室为研究对象,通 过测量不同送风速度下实验室室内的温度分布,验证本文模型选取的有效性。模拟结果发现,送风参数相同时, 上孔板送风室内平均温度水平最低,且该种送风方式下送风速度不宜过大,否则会出现不舒适感;混合通风的 室内整体效果并不比单独孔板送风效果好,该种送风方式会"促进"或"抑制"单独孔板送风的效果,并且送 风速度的增大并不会对室内风速产生太大的影响。

[关键词] 计算流体动力学; 孔板送风; 温度场; 速度场

0 引言

孔板送风由于其性能优越被广泛应用^[1-7]。在人 员密集的场所若使用置换通风或混合通风等送风方 式,会导致室内气流不均匀,且温度、速度梯度大^[8-9], 同一室内人员对冷热的感觉差别较大。孔板送风最 大的优点就是送风均匀,经处理过的新鲜空气送入 室内静压箱后,低动能的气流通过孔板向下均匀送 入室内^[10-11]。Jacobs 研究了教室内使用上孔板送风 时室内的流场分布及人员舒适度水平,结果发现即 使在送风条件最"极端"的情况下,孔板送风室内 也不会出现不舒适的现象^[12];有研究通过实验的方 法探讨了送风风量和热源对上孔板送风室内热舒适 的影响,同样得到在该送风方式下并未发现局部不 舒适的结论^[13];李岩等人运用实验和模拟的方法, 通过对比分析孔板送风、散流器上送下回、散流器 上送上回、异侧上送下回、同侧上送下回室内流场 分布及污染物的去除效率,得出孔板送风流场分布 更均匀、去除污染物效率更高^[14]。

综合国内外研究现状来看,已经有很多学者探 讨分析了上孔板送风方式的优越性,此种将孔板置 于天花板位置的送风方式也越来越被大众所接受。 然而,关于是否可改变孔板位置、改变位置后室内 流场分布如何等相关的研究少之又少。本文在前人 研究的基础上,改变孔板位置,探讨不同送风速度 时,上孔板送风(孔板位于天花板)、侧孔板送风(孔 板位于侧墙)和混合孔板送风(同时采用上、侧孔板) 下室内流场的差异,并评价不同送风方式的优缺点。

1 数值计算模型

1.1 物理模型

本文参考湖南工业大学上孔板送风实验室,采 用计算流体动力学(CFD)方法模拟计算孔板送风 位置不同时室内流场分布,探讨三种不同送风方式 下室内温度场和速度场的不同。物理模型如图1所 示,其中上、侧孔板混合通风是上孔板和侧孔板结 合的送风方式。

本文共设定了9个工况,工况参数如表1所示。 不同送风方式有三种不同送风速度,其余变量均保 持一致,送风温度均为20℃。

1.2 数学模型

本文采用 FLUENT 软件模拟稳定状态下室内流场。用 RNG k-e 模型计算室内湍流流动,控制方程的离散采用有限体积法,求解方法选用 SIMPLE 算





	,	-
工况	送风方式	送风速度 /(m/s)
Case1		1
Case2	侧孔板送风	1.5
Case3		2
Case4		1
Case5	上孔板送风	1.5
Case6		2
Case7		1
Case8	上、侧孔板混合送风	1.5
Case9		2

表1 工况汇总表

法。为了简化计算,采用以下假设:室内空气流动 符合 Boussinesq 假设;且为不可压缩的等温流体。

由于孔板开孔数多旦孔径很小,为了避免网格 数量过多导致计算耗时过长,本文引入多孔介质模 型,多孔介质模型实质是将流动区域中固体结构的 作用看作是附加在流体上的分布阻力,相当于在动 量方程中增加了一个源项,该源项由粘性损失项和 惯性损失项组成。源项方程如下:

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{\alpha}v_i + C_2\frac{1}{2}\rho|v|v_i\right)$$

由于本文中的孔板厚度远远小于其他维度的尺 寸,因此对孔板区域采用多孔跳跃条件,在该厚度 方向上压力的变化称为达西定律:

 $\Delta p = -(\frac{\mu}{\alpha}v + C_2 \frac{1}{2}\rho v^2)\Delta m$

其中, Δm 代表孔板厚度, v 是垂直于孔板的速 度分量。该定律中包含两个主要参数: 渗透率和多 孔跳跃系数。确定该参数的方法有多种,本文使用 实验方法, 拟合压差和速度的二次方程, 通过与达 西定律公式对比确定渗透率和多孔跳跃系数。

1.3 模型验证

为了验证本文模型的正确性,采用实验对比的 方法,选用湖南工业大学孔板实验室为实验对象, 如图2所示,实验室尺寸为3.4m×3.0m×2.9m,无 外窗和外墙, 围护结构为双层 0.5mm 厚的彩钢板, 内夹 50mm 厚的橡塑保温板。孔板厚度为 0.8mm, 孔径为1mm,开孔率为2.36%,顶板选用的是 600mm×600mm 规格的辐射微孔铝板。孔板上方静 压箱的尺寸为 3000mm×3000mm×400mm, 距离地面 2500mm,静压箱内安装 FP-68W 风机盘管。为了保 证孔板以外其他壁面温度恒定且不收外界影响,在



除顶板和地面以外的 壁面贴保温隔热海绵。 实验所用仪器主

要有 FLIR A600-Series 型红外热像仪、testo 435 热线风速仪和望 云山 wt0t1-n-0.1 多通 道温度巡检仪,如图3。 其中, 红外热像仪用 来测量各壁面的温度, 其数值用于设置数值 模拟中壁面的边界条 件; testo 435 热线风速

图 2 上孔板实验室

仪和 wt0t1-n-0.1 多通道温度巡检仪用来测量各测点 的温度、速度值。测点分布如图 3 (d) 所示,图中 每个位置(L1~L5)在Z=0.1m、Z=1.1m和Z=1.95m 上各布置一测点,共有15个测点,由于室内无其他 热源且对称,因此本实验中测得 L1、L2 和 L3 线上 各测点的温度、速度值。实验送风温度为20℃,送 风速度分别为 1m/s、1.5m/s 和 2m/s。

根据该实验室实际大小,运用 CFD 建立相同的 数值模型,如图1(a)。当送风速度不同时,比较 L1、L2和L3上各测点温度的实际值和模拟值。由 图 4 可看出,实测温度值比模拟值略高。这是由于 数值模拟忽略了门窗对室内流场分布的影响,且多 孔介质模型的参数来源于实验, 而实验本身存在误 差,因此多种因素导致实测值与模拟值出现偏差,



(a) FLIR A600-Series 型 红外热像仪





(d) 实验室室内测点分布

图 3 实验仪器及测点布置

(b) testo 435 热线风速仪



图 4 模拟结果与实验测值对比

但可以看到,实测值与模拟值之差不大于1℃,因 此可以得出,本文所选模型的计算结果与实验测得 数据十分接近,故本文采用的 RNG 模型模拟孔板送 风室内流场是合理的。

1.4 边界条件和网格验证

数值模拟中入口、壁面边界条件设置参考实验 实际测得数值。入口边界设为速度入口,送风速度 分别为1m/s、2m/s和3m/s;壁面边界设为恒温壁面, 壁面温度由红外热像仪测得;室内回风口和静压箱 内风机盘管回风口边界条件均采用压力出口。

为了得到准确的模拟结果^[15],通过加密送风口、回风口和孔板等区域的网格,得到三组不同的网格数量,分别为151306、220832和362291。本文以工况4为例,计算 Z=0.1m和 Z=0.1m平面的平均速度,由表2看出,网格1和网格2、网格3在

Z=1.1m 平面上的平均速度差别较大,网格2和网格3在Z=0.1m和Z=1.1m平面上的平均速度相差不大,因此本文选择网格数量为220832的模型。

表2 网格独立性验证

	Mesh 1	Mesh 2	Mesh 3
网格数	151306	220832	362291
Z=0.1m平面平均速度	0.1	0.15	0.16
Z=1.1m平面平均速度	0.12	0.08	0.07

2 结果与讨论

2.1 侧孔板送风

图 5 是上孔板送风,送风速度分别为 1m/s、 2m/s 和 3m/s 时, L1、L2 和 L3 沿垂直方向的温度、 速度值。L1、L2 和 L3 位于室内对角平面上, L1 距 离侧孔板最近, L3 距离最远,三条线段分布具有代 表性,可以反应室内流场的分布规律。总体来看,



图 5 Casel-3 室内温度、速度分布

室内温度分布较均匀,温度梯度较小,垂直方向上 温度梯度最大为1℃,并不会出现因温度梯度较大 而产生不舒适的情况。靠近天花板的区域温度较高, 特别是在 *L*2 和 *L*3 上,出现该种现象,很有可能是 随着与侧孔板的距离逐渐增大,冷气流衰减较快导 致较少的冷空气到达该位置,室内热气流和送风气 流没有充分混合,导致该区域温度较高。而 *L*1 由于 靠近侧孔板,在送风速度较大时,有足够的冷气流 与室内空气充分混合,故该区域温度较低。

室内不同区域速度分布规律较一致。由图中观 察到,由于回风口的诱导作用,室内Z=0.1m平面上 风速较大。距离孔板最远的L3位置,脚踝处的速度 最小也超过0.2m/s,L1脚踝处的速度甚至达到0.4m/s

左右,因此,该种送风方式会使脚踝有不舒适感。 室内速度随着高度的增加而降低,在靠近天花板的 位置速度又升高,L1处靠近天花板位置的室内速度 在送风速度为2m/s时甚至达到0.5m/s左右,形成室 内上下区域速度高而中间区域速度较低的流场分布, 室内人员区域速度梯度较大,最大出现在 L2 位置。 2.2 上孔板送风

图 6 是孔板位于天花板的上送风方式。相比于 侧孔板送风,上孔板送风室内温度普遍较低,室内 速度梯度较小。由图中沿垂直方向上温度、速度分 布可知,送风速度的增大对室内温度的影响较小, 送风速度为 1m/s 与 2m/s 的室内温度差不超过 0.5℃; 同样地,送风速度小于 2m/s 时,送风速度的增加不 会对室内速度产生较大的影响。

观察接近天花板位置的温度发现,L1和L3在 该位置温度最低,主要是因为距离送风孔板较近, 冷气流穿过孔板后直接与该区域的室内空气混合导 致的。相反地,L2由于位于回风口下方,靠近回风 口的温度、速度较高,因此出现L2顶部温度、速度 升高的现象。冷气流在重力作用下与室内空气充分 混合,室内温度梯度很小便是气流充分混合最有力 的证据。由于气流的衰减,靠近地面的区域冷气流 较少,导致该区域温度较高。侧孔板送风时脚踝处



图 6 Case4-6 室内温度、速度分布

风速较大的现象仍然出现在上孔板送风中,不同的 是,上孔板送风只有当送风速度较大,如 2m/s 时会 出现该种现象;当送风速度较小时 L2、L3 脚踝处的 速度为 0.2m/s,人员区域平均气流速度及速度梯度 均较小,不会产生热不舒适^[16]。

2.3 上、侧孔板混合送风

混合孔板送风是上、侧孔板共同送风的送风方 式,冷气流从垂直两个方向进入并与室内空气混合。 该种送风方式对单独孔板送风起"促进"或"抑制" 的作用,如混合通风有效"促进"脚踝处具有较合 理的风速,改善了侧孔板送风房间顶部与脚踝处风 速过大的缺点;同时,"抑制"了上孔板送风室内 气流充分混合的优点。这种"促进"或"抑制"的 作用,均是气流受到多方向影响,从而产生巨大扰 动导致的。

L1、L2和L3垂直方向的温度受送风速度影响较大,平均温度随着送风速度的减小而增大。L1由于距离侧孔板回风口较近,温度梯度较大,最高达

到 6℃ 左右,当送风速度为 1m/s,人员区域的速度 过大。远离侧孔板 L2 和 L3 垂直方向的速度受送风 速度影响较小,并且脚踝处的速度较小,人体区域 风速在 0.2m/s 左右,不会产生不舒适。 2.4 室内平均流场分布

L1、L2和L3上垂直温度、速度分布可以概括 性的说明室内局部流场的变化规律,但并不能说明 室内流场的整体水平。为了更直观更具体的比较不

同送风方式室内垂直温度、速度的变化情况,选取 不同高度的平面: 0.2m、0.4m、0.6m、0.8m、1m、1.2m、 1.4m、1.6m、1.8m、2m、2.2m、2.4m,得到不同送 风速度下,垂直方向上平均速度、温度的变化,如图8。

送风速度相同时,混合送风室内平均温度均大 于其他送风方式,上孔板送风冷却效果最好,室内 温度最低。随着高度逐渐增加,由于上孔板的影响, 混合通风和上孔板送风时室内温度变化趋势均为先 升高,保持相对稳定后再降低;而侧孔板送风在靠 近天花板的区域温度升高。送风速度增加,混合送



图7 Case7-9 室内温度、速度分布

风室内平均温度降低,图8(a)、(b)、(c)的 室内平均温度为22.5℃、22℃、21.5℃;上孔板送 风室内平均温度为20.5℃、20.4℃和20.4℃;侧孔 板送风平均温度分别为21.5℃、21.1℃和20.7℃, 送风速度的变化对各平面平均温度的变化影响很小。

三种送风方式室内速度沿高度方向变化趋势均为先减小后增大,靠近天花板的区域速度最大。随着送风速度的增大,混合送风室内平均速度变化较小,图8(a)、(b)、(c)中平均风速分别为0.22m/s、0.2

m/s和0.23m/s; 侧孔板送风室内平均速度为0.1m/s、0.12m/s和0.15m/s; 上孔板送风时分别为0.1m/s、0.12m/s和0.25m/s。当送风速度为1m/s或1.5m/s时, 混合送风不同高度上的平均速度均大于其他送风方式; 上孔板和侧孔板送风下,同一平面上的平均速度相差很小,室内平均速度均在0.1m/s左右。继续增大送风速度到2m/s,上孔板送风的室内速度水平最大,由较低送风速度时室内平均速度0.1m/s增加到0.25m/s。上孔板受送风速度影响较大。



图 8 不同送风速度下室内平均温度、速度

3 结论

本文从考虑人体舒适的角度出发,通过对比孔 板位于不同位置时室内平均温度、平均速度,分析 送风速度对不同送风方式的影响及每种送风方式的 优缺点。相比于普通送风口,孔板作为送风末端最 显著的特点是室内气流能充分混合,温度梯度较小,

对人体热舒适影响很小。但室内风速变化波动较大, 风速变化与孔板位置、送风速度有直接关系。不同 送风方式特点如下:

(1)对于侧孔板送风,离孔板较近的区域速度 梯度较大,Z=0.1m平面上速度较大。工作区/人员 区域应尽量布置在远离该区域的位置,才不会产生 不舒适感;

(2)当送风速度、送风温度相同时,上孔板送 风方式下室内平均温度水平最低。但送风速度不宜 过大,如本文中当送风速度为2m/s时,人员周围速 度较大,影响热舒适。送风速度为1m/s、1.5m/s时, 室内平均温度、速度相差较小。为了达到节能的目的, 在考虑其他因素的条件下可使用较低风速。

(3)当送风速度、送风温度相同时,混合送风 方式室内平均温度最高。该种送风整体效果并不比 单独孔板送风效果好,并且受侧孔板送风影响较大, 工作区/人员区域应尽量避免布置在侧孔板附近。 送风速度的增大并不会对室内风速产生太大的影响, 如本文中,当送风速度由 1m/s 升高到 2m/s 时,室 内平均风速均在 0.2m/s 左右。

参考文献

[1] P.V. Nielsen, E. Jakubowska, The performance of diffuse ceiling inlet and other room air distribution systems, in: Proceedings of Cold Climate HVAC, Sisimiut, Greenland, 2008.

[2] P.V. Nielsen, R.L. Jensen, L. Rong, Diffuse ceiling inlet systems and the room airdistribution, in: Proceedings of CLIMA 10th REHVA World Congress, Antalya, Turkey, 2010.

[3] Fan J, Hviid C A, Yang H. Performance analysis of a new design of office diffuse ceiling ventilation system [J]. Energy and Buildings, 2013, 59:73–81.

[4] Zhang C, Kristensen M H, Jensen J S, et al. Parametrical analysis on the diffuse ceiling ventilation by experimental and numerical studies [J]. Energy and Buildings, 2016, 111:87–97.

[5] Koskela H , H?Ggblom H , Kosonen R , et al. Air distribution in office environment with asymmetric workstation layout using chilled beams[J]. Building & Environment, 2010, 45(9):1923–1931.

[6] Kosonen, R., Saarinen, P., Koskela, H., & Hole, A. Impact of heat load location and strength on air flow pattern with a passive chilled beam system [J]. Energy & Buildings, 2009, 42(1).

[7] Koskela, H., Häggblom, H., Kosonen, R., & Ruponen, M. Flow pattern and thermal comfort in office environment with active chilled beams [J]. HVAC&R Research, 2012, 18(4).

[8] H. Skistad, E. Mundt, P.V. Nielsen, K. Hagström, J. Railio (Eds.), Displacement Ventilation in Non-industrial Premises, Rehva Guidebook No. 1, Federation of European Heating and Air-conditioning Associations, Brussels, 2002.

[9] Abel E, Nilsson P E, Ekberg L, et al. Achieving the desired indoor climate - Energy efficiency aspects of system design [J]. Studentlitteratur the Commtech Group Imi Indoor Climate, 2003.

[10] Zhang, C., Heiselberg, P., & Nielsen, P. V. Diffuse Ceiling Ventilation-A Review. International Journal of Ventilation, 2014, 13(1), 49–63.

[11] Zhang, C., Kristensen, M. H., Jensen, J. S., Heiselberg, P. K., Jensen, R. L., & Pomianowski, M. (2016). Parametrical analysis on the diffuse ceiling ventilation by experimental and numerical studies. Energy and Buildings, 111, 87–97.

[12] Jacobs P, Van Oeffelen ECM, Knoll B. Diffuse ceiling ventilation, a new concept for healthy and productive classrooms. In Indoor Air. Copenhagen, Denmark, 2008, p17–22.

[13] Hviid C A, Svendsen S. Experimental study of perforated suspended ceilings as diffuse ventilation air inlets [J]. Energy and Buildings, 2013, 56:160–68.

[14] 李岩. 空调房间污染物的分布特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2008:59

[15] Xiaojing Meng,Yi Wang,Tiening Liu,Xiao Xing,Yingxue Cao,Jiangping Zhao. Influence of radiation on predictive accuracy in numerical simulations of the thermal environment in industrial buildings with buoyancy-driven natural ventilation [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 96:473–480.

[16] Yang Wang,Fu-Yun Zhao,Jens Kuckelkorn,Hartmut Spliethoff,Ernst Rank. School building energy performance and classroom air environment implemented with the heat recovery heat pump and displacement ventilation system [J]. Applied Energy, 2014,114.

通风管内风阀处颗粒物沉降特性研究

王明昊, 王飞飞, 徐新华

(华中科技大学环境科学与工程学院,湖北武汉 430074)

[摘 要]空调风管是室内空气循环与净化的重要通道。研究空调风管中颗粒物的沉降特性,对改善室内 空气品质有重要意义。本文通过实验与数值模拟对方形风管中蝶阀部件附近的空气流动状态、颗粒物运动与沉 降特性等进行研究。结果表明,随着阀门开度(完全关闭时开度为0,完全开启时开度为90°)减小,阀门下 游产生明显的高风速与湍动能区域,且主要位于近壁面区。空气中颗粒物将在阀门及其下游附近区域发生沉降。 在定风速(1m/s)下,颗粒物穿透率随阀门开度减小而减小。相对而言,小粒径颗粒物比大粒径颗粒物更容易 穿透阀门。例如,当阀门开度为45°时,1µm的颗粒物穿透率约为92.7%,而大部分50µm的颗粒物则被阀门 叶片捕集,其穿透率几乎为0。颗粒物沉降增强主要发生在风阀下游约6~10倍水力直径距离的直管段内。阀 门的开闭角度对小颗粒物在风管中的管道底面、侧壁面、顶面、阀片上的沉降比例影响较弱;阀门开度减小可 使大颗粒物在阀片上沉降作用明显增强。

[关键词]颗粒物;空气品质;沉降

0 引言

随着生活水平的提高,人们对室内空气品质的要求日趋严格。室内环境中的微细颗粒物(particle matter, PM)是威胁人类身体健康的重要因素之一^[1]。颗粒物现已成为国内外学者和研究机构重点关注的对象,如何降低颗粒物污染是当前的研究热点。通风空调系统是室内外环境的主要连接通道,而通风管内空气常会携带大量的微细颗粒物,直接污染室内空气。因此,通风管内尤其是风管部件附近的颗粒物运动特性是值得研究的。

颗粒随空气经过通风管时, 会受到各种力的作 用而在管壁上发生沉降。目前,国内外学者采用实 验或数值模拟手段对通风管内的颗粒沉积已开展了 一些研究。在实验方面,学者们主要是探索了颗粒 物在流体中的沉积规律,研究了颗粒形状粒径、气 流流态、表面粗糙度、材料及各种力对颗粒沉积的 影响。Montgomery & Corn^[2] 与 Sehmel^[3] 采用荧光技 术分别在圆形和方形通风管内测试了雷诺数对微细 颗粒物沉降速度的影响。Sippola & Nazaroff⁴研究 了风速和壁面朝向对颗粒沉积的影响,发现对于水 平管段,风管底面的沉降速度比侧壁面和顶面都大, 而在弯管段,外壁面和顶面的沉降速度则相对直管 段增大, 而内壁面则减小。在国内, 朱青松等^[5]人 也做了类似的研究。Lai 等人 [6~7] 通过实验或理论研 究发现在风管管壁上增加肋板,能提高管内颗粒物 的沉积速度,但将增加风管内的阻力。在数值模拟 方面, Tian & Ahmadi^[8]和 Zhang & Chen^[9]都对管壁 带有肋板的风管进行了数值模拟,发现采用雷诺应 力模型(Reynolds Stress Model, RSM)能准确地模 拟颗粒在风管内的沉降特性。在此基础上,张若愚[10]、

Lu & Lu^[11-12]等人研究了肋板的结构,包括形状、距 离等,对颗粒沉积速度的影响,发现增加肋板能极 大地提升管内颗粒沉积速度。

通过前述文献综述可知,目前国内外对于管内 颗粒物迁移沉降的理论方面有较多研究,而对真实 空调风管尤其是阀门等部件附近的颗粒物的研究相 对较少。针对此,本文重点探讨风阀附近的颗粒物 沉降特征及阀门开度对沉降率的影响。

1 实验系统简介

本文的实验台架如图1所示。实验装置包括 小型空气压缩机、变频轴流风机、变频调速器、颗 粒物预混合箱、雾化气溶胶发生器(Topas ATM-220)、气溶胶光学粒径谱仪(Grimm-1.109)、微 风速仪(SWEMA 03+)、中效及高效过滤器等。风 管主体为镀锌钢管,水平布置,各管段采用法兰连 接,风管截面尺寸为200mm×200mm,阀门为单页 阀,其尺寸200mm×200mm。为保证湍流充分发展, 在阀门上游的直管段长度为2500mm;为探究阀门 下游的流场与颗粒物沉降特性,阀门下游的直管段



长 4500mm。为便于后文叙述,这里规定阀门完全 关闭时的开度为 0,完全开启时的开度为 90°。为避 免漏气,实验台架各法兰连接处均进行了密封。

本文选取管内平均风速大小为1m/s,可混合室 后的直管段截面测定,具体实验步骤介绍如下:

(1)检查实验系统状态,保证系统不漏风,实 验仪器、设备能正常工作。

(2)开启风机,调节风阀开度至设定值,测量 风速,调节变频器使风速为设定值1m/s,测量风阀 后截面各测点风速分布。

(3)将气溶胶发生器输出管插入气溶胶预混合箱,利用空压机输入颗粒物;

(4) 在各采样点进行采样, 待粒径谱仪读数稳 定后, 记录至少 10min 数据, 依次重复各点采样, 至少 2 次, 计算平均值;

(5)关闭颗粒物输送装置,重新进行其他风阀 开度的实验;

(6)实验结束后关闭空压机、风机。



图 2 风管的结构简图 (a) 及网格模型 (b)

2 数值模拟部分

2.1 物理模型及网格

本章数值模拟模拟采用网格尺寸与 4.3.1 章中相同,全部采用六面体结构化网格,对边界层网格进行加密保证 y⁺ < 1,近壁面第一层网格尺寸确定为0.2mm,网格增长因子设定为1.2,最大网格尺寸为10mm,对流场速度梯度较大的位置例如阀片附近与近壁面区域进行了适当加密,进行了网格独立性验证如表 6-1 所示,最终确定数量约为 250~300 万。

2.2 数值模型

2.2.1 湍流模型

根据前人^[11-12]的建议,流场的正确与否对准 确预测颗粒物的运动规律影响非常大。本文将采用 RSM 模型计算管内气体连续相。相比于假设各向同 性的其他湍流模型,例如标准的 k-ε 和 RNG k-ε等, RSM 考虑了各向异性的湍流流动,能直接预测流动 中各向应力,这对预测颗粒物的随机运动是至关重 要的。在管壁上增设内凸肋板或外凹槽,风管内近 壁区附近的空气流动结构较复杂(详见后文),因此, 本文采用利用增强型壁面函数对近壁面区进行处理, 以确保流动计算的合理性。

2.2.2 颗粒运动模型

本文采用拉格朗日轨道追踪法求解颗粒运动方 程得到颗粒的运动轨迹,在求解过程中,忽略颗粒 在湍流中的碰撞变形和颗粒间的相互作用。本文考 虑颗粒在运动过程中,受到流体拖拽力、重力、浮力、 布朗力和 Saffman 升力的共同作用,因此,颗粒运 动方程可表示为式(1)所示:

$$\frac{du_p}{dt} = \frac{1}{\tau} \frac{C_D}{Re_p} (u_g - u_p) + g(1 - \frac{\rho_g}{\rho_p}) + \zeta \sqrt{\frac{\pi S_o}{\Delta t}} + F_s \qquad (1)$$

式 (1) 中, $\frac{du_p}{dt}$ 表示颗粒受到的惯性力。右边 第一项是单位质量颗粒受到的流体拖曳力, u_g 和 u_p 分别为颗粒和流体的速度, τ 为颗粒松弛时间 τ = $Sd_p^2C_c/18v$, S为颗粒与流体的密度比, C_D 为曳力系 数, 当时 $Re_p < 1$, $C_D = \frac{24}{Re_p}$, $1 < Re_p < 400$ 时, $C_D = \frac{24}{Re_p}$ (1+0.15 $Re_p^{0.687}$)。第二项为重力和浮力, ρ_g 和 ρ_p 分别为颗粒和流体的密度。第三项为布朗力, $S_o=216\rho v k_b T/\pi \rho_p^2 d_p^2 C_c$, 式中 C_c 表示坎宁安滑移修正 系 数 $C_c=1+\frac{2\lambda}{d_p}$ (1.257+0.4 $e^{-(1.1d/21)}$)。第四项 F_s 表示 Saffman 升力, 即 $F_s = \frac{2\rho K_s v^{15}}{\rho_p d_p (Su_s Su)} S_{ij} (U-U_p)$ 。 2.2.3 颗粒的湍流扩散

由于管内流动处于湍流状态,因此有必要考虑 流动脉动扩散对颗粒运动的影响。本文采用随机轨 道模型追踪颗粒,模拟颗粒在流场中的湍流扩散运 动。随机轨道模型中假定单个颗粒与由于湍流脉动 速度(u')产生的一系列湍流涡相互作用,当颗粒穿 越某个涡或该涡的特征时间(τ_e)耗尽时,颗粒将与 下一个湍流涡相遇,而湍流脉动速度通过形成的新 随机数获得更新。

湍流脉动速度的表达式如下,这里仅考虑二维 的情况:

$$u' = \zeta u'_{rms}, v' = \zeta v'_{rms}$$
(2)

式(2)中, u'为湍流脉动速度; u'_{rms}为脉动速 度的均方根值; ζ 由服从均值为0、方差为1的正态 分布随机生成。

湍流涡的特征时间 (τ_e) 可表示为:

$$\tau_e = -2T_L \tag{3}$$

式(3)中, T_L 是拉格朗日积分时间, $T_L=C_L\frac{k}{\epsilon}$; C_L 为常数为0.3;k为湍动能; ϵ 为湍动能耗散率。

前人已有研究^[8-9,11-12]表明,垂直壁面的流场对 准确模拟颗粒沉积非常重要,因此,需要对其进行 修正,本文利用 Lecrivain 等^[13]提出的湍流脉动修 正公式对湍流进行修正:

 $\frac{V_{rms}}{u^*} = \frac{ay^{+2}}{1+by^++cy^{+2.41}}$ (4)

式(4)中, u^* 为摩擦速度,后文将给出表达式, y^+ 为节点到壁面无量纲距离,可通过 $y^+=\frac{yu}{y}$ 求得, v为空气粘度,y为节点到壁面的距离,a=0.116, b=0.0203,c=0.0014。

通风管空气入口边界条件采用速度进口、出口 采用压力出口、壁面为恒温无滑移壁面条件。由于 本文模拟的颗粒粒径相对较小,因此认为颗粒在接 触到壁面时即被捕捉。在模拟时,本文将忽略颗粒 间的合并、碰撞及颗粒与壁面的反弹。

本文将采用商业模拟软件 ANSYS FLUENT 求 解上述方程,采用 UDF (user defined function)写入 式(4)所示的修正公式对近壁区脉动速度进行修正。 流场压力和速度耦合采用 SIMPLE 算法,压力项采 用 POSI 格式求解,采用 Runge-Kutta 方法和随机轨 道游走模型模拟计算追踪颗粒轨迹。为确保计算精 度,动量、湍动能、湍流耗散都采用二阶迎风格式 求解。本文所有的模拟计算的收敛判定标准由两方 面组成,一是能量方程和其他方程的残差分别小于 10⁻⁶ 和 10⁻³;二是通风管出口气流速度的温度和速度 值基本不随迭代发生变化,变化值分别小于1K和 1m/s。

颗粒沉积的强弱通常用颗粒沉降率(η)表达, 可表示为 η:

$$\eta = \frac{C_1 - C_0}{C_0} \tag{5}$$

式中, C_0 , C_1 分别表示阀门上游后测点的颗粒物浓度。

3 数值模型验证

为验证模拟模型,图3表示入口平均风速 (U_{mean})为1m/s、蝶阀在不同开度(67.5°、45°、 22.5°)时,阀门正后方、阀门下游距离为200mm、 400mm的三个截面中心上的无量纲速度(U/U_{mean}) 分布的实验与数值模拟的结果对比。由该图可知, 当风阀开度较小时,风道通断面积缩小,阀门下游 的风速增大,在近壁区(x=-0.1m、0.1m附近), 实验测得的数据小于数值模拟的结果。主因是模拟 采用的管道为光滑管道,而实验的管道有一定的粗 糙度,因此,实验中的速度耗散更快。当阀门开度 较大时,管内风速较低,实验与数值模拟结果较符合。 总体而言,模拟所得速度分布基本能与实验数据吻 合,大致能抓住流动状态,结果可信。因此,前文



图 3 不同阀门开度时,阀门下游各截面上的速度分布

所述的数值模拟模型能用于后文的研究。

4 结果与讨论

4.1 不同开度下的风阀前后的流动特性

根据前人的研究可知,流动状态对颗粒物的 运动及沉降特性影响较大。图4展示的是阀门开度 不同时,阀门上游后在 x=0 截面上的湍动能及速度 分布。由图4(a)可知,因阀门的阻隔作用,在管 内空气通过阀门时,将在阀片两侧缝隙形成不完全 对称的两个高流速区域,随着阀门开度的减小(由 67.5°到22.5°),阀片处的最大速度迅速增大。当 开度为22.5°时,阀片缝隙最大风速可达20m/s,相 比开度 67.5°时的最大流速增大了约5倍。此外,流 动结构的变化对阀门下游较长管段的流动状态有较 大影响,且阀门开度越小,对其后流场影响区域越大。 由模拟结果可知,当阀门开度为22.5°时,阀门下游 2m 的管道空气流速才基本均匀,因此,在实验中进 行的颗粒物对阀门穿透效率或沉积率时,至少应在 阀门之后 2m 处进行。

对于湍动能,由图4(b)可知,当阀门开度从 67.5°减小到22.5°时,阀片缝隙附近的湍动能将逐 步提高,可从最大值0.48m²/s²增加至4.2m²/s²,增 大了约8倍。陈等人的研究表明,湍动能的增大将 有助于颗粒物在阀门附近的沉降。

4.2 风阀前后的颗粒物运动特性及沉降率

图 5 表示阀门开度为 45° 时,不同粒径的颗粒 物在 x=0 平面的运动轨迹。其他阀门开度的结果类 似,本文限于篇幅未展示在这里。为方便对比,图5(a) 中还给出了阀门附近的流线状态,可知阀门下游形 成了一个涡流结构。图 5(b)小粒径的颗粒物(如 1μm)在阀门处会跟随流场从缝隙通过阀门,因阀 门下游湍流的不充分发展形成漩涡,小颗粒物会跟 随漩涡运动形成不规则迹线;粒径较大的颗粒物(如 50μm)由于自身惯性作用,运动方向不易发生改变, 部分与阀片发生碰撞而被捕集,部分通过缝隙后会 跟随流场在近壁面区域运动,且颗粒物的粒径越大, 这种惯性撞击作用越强,越被阀片捕集而无法穿越 阀门部件,从而在阀门下游形成较长的无颗粒物区。 结合图4、图5可知,颗粒物的沉降主要发生与阀 门下游2m的位置,因此,在进行管道清洗时,应 重点关注此部位。

图 6 表示阀门开度不同时,阀门上游后的颗粒 物沉降率。图中,部分数据由实验直接测得(颗粒 物粒径为 0.8μm~2.5μm)。数值模拟的结果包含了 粒径范围为 0.5μm~50μm 颗粒物。在实验中,取样 测量点分别为阀门上游 1.5m 处与阀门下游 2m 处的 截面。由图可知,当颗粒物粒径较小时,本文的实 验结果与模拟数据趋势吻合良好,这进一步证明了 本文数值模拟的可靠性,因此所选取的颗粒物模型 和方法能准确地预测通风管内的颗粒运动规律和沉 降特征。

由图 6 可知,无论阀门角度如何变化,管内颗 粒物的沉降率(η)都随颗粒粒径的增大呈 V 字型变 化。当颗粒物粒径(<1 μm)较小时,η随着颗粒 物粒径增大而减小;当粒径继续增大,η随着颗粒 物粒径增大而增大。原因如下,对于小粒径颗粒物, 其受力主要为布朗力,受流体流动和自由扩散主导; 随着直径增大,颗粒物的质量增加,重力与惯性力 增强,布朗力相对减弱,颗粒物运动逐渐受流动和



图 4 阀门开度不同时,阀门上游后在 x=0 截面上的湍动能及速度分布





惯性共同控制,沉降减弱;当颗粒物粒径足够大, 颗粒物运动主要逐渐受惯性和重力控制,从而导致 沉降随粒径增大而增强。

从图6中还可进一步看出,当阀门开度增大时, 颗粒物的沉降率逐渐增加。原因主要有三:

(1)阀门开度减小,阀门下游湍动能增大,利 于颗粒物沉降;

(2) 阀门开度减小, 增加了颗粒物的撞击机率;

(3)颗粒物的沉积面积得以增大。对于小颗粒物(0.5µm~2.5µm),尽管阀门开度导致其沉降有所 增强,其沉降效率仍在10%以下。

反观粒径较大的颗粒物,由图可知,对于阀 门全开(90°)的情况,50µm的颗粒物沉积率仅为 22%,较容易通过风管,而当阀门开度较小时,如 22.5°,30µm的颗粒物沉积率已达约100%。总体而 言,小粒径颗粒物(如PM_{2.5})更容易穿透阀门, 穿透率可达90%以上。阀门关闭可对大颗粒物(> 20µm)的产生显著的阻隔效果,使其穿透率极低。 因此,阀门开关对大颗粒物的穿透率影响相对更大。

为进一步探讨阀门附近的颗粒物沉降特性,图7 给出了不同开度下,阀门上游1.5m到其后2m处风 管中,管道底面、侧壁面、顶面、阀片上的颗粒物 沉降率(η)。当开度为90°(阀门全开),由图7可 知,4个位置上的沉降率都相对较低。对于小颗粒物 (如0.5μm),因其主要受布朗扩散控制,颗粒物的 沉降率主要与沉降面积有关,因此,侧壁面的沉降 率几乎为底面和顶面的两倍,而阀片面积小沉降率 几乎为零。当粒径增大,惯性力和重力增大,因此, 底面上的沉降速率增长相比于顶面、侧壁面更快。 当粒径大于10μm,可知颗粒物在底面上沉降最多。



图 6 阀门开度不同时, 粒径为 0.5μm~50μm 的在风管中 的沉积效率(η)

由图 7 可进一步,随着开度减小,管道底面、 侧壁面、顶面、阀片上的颗粒物沉降率均有不同程 度的增加。尽管如此,对于小颗粒物,侧壁面上的 沉降量仍高于底面和顶面,且阀片上的沉降量较少。 对于大颗粒物,因惯性对阀片的撞击作用和重力作 用增强,颗粒物将逐渐在阀片、底面上发生较多沉 积。由图 6 (c)、(d)可知,粒径为 30µm、50µm 的颗粒物在底面和阀片上的沉积最多,已远高于侧 壁面和顶面。

5 结论

本文采用了实验和数值模拟手段研究了颗粒物 在阀门附近的流动特征、沉积特性等,结论如下:

(1)颗粒物的沉降主要发生与阀门下游 2m 的 管段,进行管道清洗等工作时,应重点关注此部位;

(2)相比于大颗粒物,小粒径颗粒物(如 PM₂₅)更容易穿透阀门,穿透率可达90%以上。阀 门关闭可对大颗粒物(>20μm)的产生显著的阻隔 效果,使其穿透率极低。因此,阀门开关对大颗粒 物的穿透率影响相对更大;

(3)阀门的开闭角度对小颗粒物在风管中的管 道底面、侧壁面、顶面、阀片上的沉降比例影响较弱; 阀门开度减小可使大颗粒物在阀片上沉降作用明显 增强。

参考文献

[1] 魏复盛, Chapman R S. 空气污染对呼吸健康影响 研究。北京: 中国环境科学出版社, 2001:26-27。

[2] Montgomery TL, Corn M. Aerosol deposition in a pipe with turbulent airflow. Journal of Aerosol Science, 1970, 1(3): 185-194, IN183, 195–213.

[3] Sehmel G. Particle eddy diffusivities and deposition



velocities for isothermal flow and smooth surfaces. Journal of Aerosol Science, 1973, 4(2): 125–138.

[4] Sippola MR, Nazaroff WW. Experiments measuring particle deposition from fully developed turbulent flow in ventilation ducts. Aerosol Science and Technology, 2004,38(9):914–925.

[5] 朱青松,李念平,付峥嵘,等.气溶胶粒子 在矩形风管中沉降速度的试验研究.流体机械, 2007,35(011):5-9.

[6] A.C.K. Lai, M.A. Byrne, A.J.H. Goddard, Aerosol deposition in turbulent channel flow in a regular array of three dimensional roughness elements, Journal of Aerosol Science, 2001, 32,121–137.

[7] A.C.K. Lai, M.A. Byrne, A.J.H. Goddard, Particle deposition in ventilation duct onto three-dimensional

roughness elements, Build. Environ. 37(2002)939–945. [8] L. Tian, G. Ahmadi, Particle deposition in turbulent duct flows-comparisons of different model predictions, Journal of Aerosol Science, 38 (2007) 377–397.

[9] Z. Zhang, Q. Chen, Comparison of the Eulerian and Lagrangian methods for predicting particle transport in enclosed spaces, Atmos. Environ. 41 (2007) 5236–5248. [10] 张若愚, 颗粒物在通风管壁上沉积的数值模拟, 北京建筑工程学院学报, 2014,30(1)26–31.

[11] Lu, H. and L. Lu, Numerical investigation on particle deposition enhancement in duct air flow by ribbed wall. Building and Environment, 2015(85)61–72.

[12] Lu, H. and L. Lu, A numerical study of particle deposition in ribbed duct flow with different rib shapes. Building and Environment, 2015(94)43–53.

某调味品生产装置气流组织均匀性优化实验 与数值模拟

王怡康,张 源,王飞飞,徐新华

(华中科技大学环境科学与工程学院,湖北武汉 430074)

[摘 要]本文旨在通过提高某调味品生产装置的气流组织均匀性,从而改善产品品质。首先,本文对现 有生产装置基准系统进行测试,获得基准系统的气流组织现状和不均匀性。随后,本文提出了五种气流组织改 善措施,即:①上风室排风口、回风口口径加大;②下风室内中心柱直径加大;③进风口增加导流板;④下 风室内中心柱直径加大、进风口增加导流板;⑤下风室内进风口增设多孔板,形成'类静压箱'。CFD 数值 模拟结果表明采用措施⑤对气流组织不均匀性改善效果最好,且开孔率越大,效果愈明显。系统采用措施⑤进 行改造并在改造完成后进行气流组织测试。测试结果表明,相比于基准系统,采用中等开孔率的多孔板能使舱 内内最高与最低风速之差明显缩小、气流组织均匀性能提升 39%~54%。

[关键词]气流组织优化;数值模拟;不均匀系数;多孔板

0 引言

酱油是当前应用最为广泛和普遍的调味品之一。 酱油酿制的工艺环节很多,通常包括原料处理、降 温接种、制曲、拌曲、发酵、取油、消毒配兑和包 装等环节。从整个工艺过程中,制曲是决定酱油生 产成败的一个关键环节,直接关系着酱油的质量和 品质^[1]。

在大规模生产酱油工艺中,通常采用圆盘制曲 装置作为制曲工艺设备。该装置包括上风室、带孔 网的曲床、下风室和位于曲室内部的中心柱等。在 该装置中,通风是为曲料提供氧气和水分的重要手 段,且能带走制曲过程中的发酵热量。外部空气通 过位于下风室的送风口依次经下风室、曲床、上风室, 由位于上风室的排风口排出。在这一通风过程中, 空气往往仅由单一入口进入下风室,在下风室形成 明显的高速和低速区,造成气流组织不均匀。在实 际生产过程中,空气穿越上曲床、曲料时,不均匀 的气流组织将引起的通风不均问题,造成部分区域 的发酵热量无法带走而导致曲料变质,从而影响产 品质量。 为提升气流组织均匀性,工业通风领域通常采 用风道内增设导流板、增加进/出风口数量、改变 进/出风口的相对位置、孔板送风等手段。本文基 于上述原理对酱油工艺中圆盘制曲设备内气流组织 不均匀问题进行研究,并提出可行的气流组织改善 方案。本文通过测试、数值模拟手段对圆盘制曲装 置的气流组织进行优化改善。

1 研究对象介绍

1.1 几何条件简介

本研究对象为圆盘制曲装置,该既有系统称为 基准系统。该系统包括上风室、下风室,结构示意 图如图1所示,其中上、下风室由一个小开孔率的 多孔板隔开。空气气流通过进风口以一定角度送入 下风室,经过孔板后到达上风室,再由排风口排出。 1.2 测量方法

为明确基准系统的气流组织不均匀性,对该设备的上、下风室在4个水平高度截面上进行了风速测试。测试截面高度为, z=0.18H(下风室)、0.36H(下风室)、0.51H(下风室)和0.81H(上风室)。每个平面分别沿径向和轴向均匀选取70个速度测点。







本文还对下风室进风口的风速进行了测量,选取 20 个测点进行风速测量。随后,利用所得的平均风速 和面积,可知该系统的总送风量。利用 Swema 03+ 微风速仪测试风速,Testo 512 压差传感器测试上下 风室分隔板的阻力特性。

Swema 03+ 微风速仪的精度为±0.03m/s(0.05~3 m/s)或±3%测量值(3~20m/s),而 Testo 512 压 差传感器的精度为±1Pa。风速测量时,每个测点连 续测试 300 组数据,平均处理后得到该处风速。 1.3 数值模型简介

本文主要采用数值模拟对基准系统和所提的改造措施进行分析。根据生产设备系统的尺寸,本文 采用 ANSYS ICEMCFD^[2]进行几何建模,如图 2 (a) 所示。随后,对计算域进行网格划分,近壁面第一 个网格中心节点距壁面 10mm,增长因子为 1.4。所 划分的网格全部为高度正交的六面体结构化网格, 如图 2 (b)所示。进一步采用 ANSYS FLUENT v16.0 进行数值求解。采用基于压力的求解器、标准 k-ε 模型及标准壁面函数对风室中的流动进行求解。 采用 SIMPLE 算法求解压力与速度耦合,使用二阶 迎风格式精度对各数值方程进行离散。本文比较了 数量为 20 万、45 万、90 万、170 万的网格的模拟 结果,结果表明 45 万网格模拟出的结果基本与后两 者一致。为节约计算资源和时间,本文最终选用的 网格数量为 45 万。

根据测得的下风室进口速度分布,本文拟合并 编写用户自定义函数(UDF)用以给定入口边界条 件;出口采用压力出口边界。根据多孔板的测试压 差对模拟结果进行校正,选择一定的阻力系数,使 之符合实测情况。

1.4 不均匀系数

采用不均匀系数法评价风室内气流组织均匀度。 不均匀系数越小表示流场气流组织越均匀^[3]。当该 值为0时,气流组织完全均匀,而该值越大,气流 组织越不均匀。不均匀系数可定义为速度均方根偏 差与平均速度的比值,表达式如下:

$$k = \frac{\sqrt{\frac{\Sigma(V_i - \overline{V})^2}{n}}}{\frac{\Sigma V_i}{n}}$$
(1)

式中, Vi表示测点速度, n表示测点总数量。

2 圆盘制曲装置基准系统的实测气流组织分析

表1列出了基准系统各截面上的速度最大值、 速度最小值和不均匀系数。结果表明, z=0.18H 和 z=0.36H 截面上的速度最大值与最小值之差较大,高 达9m/s,不均匀系数接近1,说明这两个截面上的 气流组织明显不均匀。相对而言, z=0.51H 和 0.81H 高度上的界面最大速度和最小速度差较小,不均匀 系数较小,但也存在一定的不均匀性。因此,可采 取一定措施使生产设备风室内的气流组织更均匀。

表1 改造前室内气流组织

平面高度	速度最大值(m/s)	速度最小值(m/s)	不均匀系数
z=0.18H	9.3	0.4	1.0
z=0.36H	9.5	0.4	1.0
z=0.51H	5.1	0.3	0.8
z=0.81H	2.7	0.1	0.6

3 圆盘制曲装置模拟模型验证与气流组织分析

为验证圆盘制曲装置模拟模型的准确性,图3 展示了 z=0.18H、0.36H和0.81H的水平截面两条中 心线上的测试与模拟结果。由该图知,所采用的模 型能较为准确地抓住流动特征,模拟与实测结果有 较好。然而,需要指出的是,在壁面附近的模拟结 果比实测稍高,这可能是由于测试受壁面影响而且 测试的是平均值,无法抓住风速的峰值。总体而言, 模拟结果基本能准确反映出流动结构。因此采用该 模型对该装置气流组织进行详细分析并进一步用于 气流组织改善措施的评估与分析。

图 4 展示了基准系统的下风室内两个典型水平 截面 (z=0.18H 和 0.51H)的气流速度分布。由图可 知,该生产设备系统的风室内气流组织明显不均匀。 主要原因是进口在靠近进风道右侧的风速明显高于





图 3 z=0.18H(a1、a2)、0.36H(b1、b2)和0.81H(c1、c2)的水平截面上的两条中心线(x=0, y=0)上的速度对比。其中,□测试,—模拟。



(a) z=0.18H
(b) z=0.51H
图4 现有设备系统在两个不同水平截面上的速度分布(模拟)

左侧, 使进入下风室的气流大部分偏向一侧, 而另 一侧则风量、风速较小, 造成气流组织不均匀。

4 不同气流组织改善措施的模拟结果及分析

从气流组织模拟和测试结果对比分析可知,当 前的研究对象中室内气流组织不均匀系数较高。因 此,本文提出了如图 5、表 2 所示的五种气流组织 不均匀性改善措施,即①上风室排风口、回风口口 径加大;②下风室内中心柱直径加大;③进风口增 加导流板;④下风室内中心柱直径加大、进风口增 加导流板;⑤下风室内进风口增设多孔板,形成'类 静压箱'。



表 2 五种气流组织改善措施

		E 11.00
工况	改造措施	尺寸说明
改善措施 ①	上风室排风口加大一倍	排风口宽度增大1倍
改善措施 ②	下风室内中心柱直径加大	中心圆柱直径增大5倍
改善措施 ③	进风口增加导流板	详见图 5
改善措施④	下风室内中心柱直径加大、 进风口增加导流板	结合改善措施②和措施③
改善措施 ⑤	下风室进风口处增设多孔 板,形成'类静压箱'	详见图 5,多孔板开孔率 为 18%、35%、55%

4.1 不同气流组织改善方案的实施效果对比

图 6 和图 7 分别表示了基准及采用 5 种改善措施的系统下,在 z=0.18H 和 z=0.51H 的水平截面上的速度分布情况。这里改善措施⑤的多孔板开孔率



为35%。其他截面上的速度分布类似,此处不再累 述。由图6和图7可知,改善措施①~④下,所展 示的两个水平截面的最大速度及高速区面积均略有 减小。然而,与基准系统中的气流组织结构类似, 改善措施①~④下的风室中气流高速区仍偏向一侧。 这表明,改善措施①~④,虽能使风室内的高速区 略微缩小、气流组织均匀度略有改善,但效果不显 著。此外,仔细观察图6~7可知,相比于增大排风 口以及风室内中心柱的尺寸,即改善措施①和②, 在进口处设置导流板能使下风室内的高速区减小地 更多,从而能更好地改善气流组织均匀性。相对而言, 改善措施⑤能明显降低风室内的最大速度,且由图 6~7知,采用该改善措施能基本消除风室各水平截 面上的高速区,说明其气流组织均匀性良好。

图 8 给出了基准系统及 5 种改善措施下, z=0.18H的水平截面上的最大速度、最小速度及两者 差值。采用改善措施①~⑤后, z=0.18H 截面上的最 大与最小速度之差分别从基准情形下的 11.7m/s 减小 到 11.3m/s、10.9m/s、10.4m/s、9.9m/s、3.4m/s。由此 说明,相比于其他几种措施,采用改善措施⑤,即 在下风室进风口处设置多孔板(开孔率为 35%), 最能减小风室内的高速区域,气流组织改善效果最 显著。

4.2 不同开孔率多孔板的改善措施⑤的实施效果分析 上述分析表明在下风室内进风口增设多孔板能 极大地改善风室内的气流组织。而根据文献⁽⁴⁾可知, 多孔板开孔率越低,孔板所起的均匀流动作用越明 显,但空气通过多孔板时的阻力越大。因此,本节 将讨论开孔率不同的多孔板开孔率对气流组织改善 程度的影响。

图 9、图 10分别表示了基准及采用 3 种多孔板 开孔率的改善措施⑤的系统中, z=0.18H 和 z=0.51H 水平截面上的速度分布情况。这里,多孔板开孔率 分别为 55%、35%、18%。根据模拟结果,三种开



○ 2=0.1011 的小「截面上的还反取入面、取小面、网/ 之差(基准系统与5种改善措施)

孔率(55%、35%、18%)所对应的孔板阻力分别约 为50Pa、110Pa、300Pa。明显地,通过图9、图10 可知,采用改善措施⑤,即在下风室进风口附近设 置多孔板,能使空气较为均匀地进入下风室,并使 高速区域基本消失。换言之,采用改善措施⑤能极 大地改善风室中的气流组织均匀性。

图 9 还表明,随着多孔板开孔率的降低,室内 气流组织均匀性的改善效果也更好。由该图 9 可知, 在 z=0.18H 水平截面上,开孔率较高为 55% 时,气 流组织均匀性已明显优于基准系统,但高速区较为 明显,气流组织改善效果不如开孔率为 35% 和 18% 两种情形下的工况。在 z=0.51H 的水平截面上,可 知不论采用何种开孔率的多孔板,改善措施⑤均能 使气流组织基本均匀,不存在明显的高速区,相比 于基准系统有改善。

图 11 给出了基准及采用改善措施⑤(多孔板开 孔率为 55%、35%、18%)的系统下, z=0.18H的水 平截面上的速度最大值、最小值及两者差值。由图 可知,采用改善措施⑤后,多孔板开孔率为 55%、 35%、18% 三种工况对应的 z=0.18H 截面上的最大



图 10 z=0.51H 的水平截面上的速度分布(基准系统与改善措施⑤)

与最小速度之差分别从基准情形下的 11.8m/s 减小到 5.3m/s、3.4m/s、2.9m/s。由此说明,采用改善措施 ⑤能改善室内气流组织,且开孔率越低,改善效果 越显著。然而,减小开孔率显然将导致其阻力系数 增大,虽能使风室内的气流组织更均匀,但阻力将 更大。由图9和10可知,当开孔率从35%减小到 18%时, z=0.18H的水平截面上的速度分布几乎相 同,且最大值与最小值的差值变化很小,但多孔板 阻力从 110Pa 增加到了约 300Pa, 导致能耗的增加。 换言之,当多孔板的开孔率由较大值(55%)降低 到一定程度时(35%)时,系统气流组织已较为均 匀,再继续减小,则会使孔板阻力急剧增大,而系 统气流组织均匀性却改善不多。因此,在采用改善 措施⑤进行气流组织均匀性优化时, 需在改善气流 组织均匀性和增加能耗之间找到平衡点。基于上述 模拟结果,本文推荐采用中等开孔率(35%)多孔板, 以期在增加少许系统阻力的情况下,获得优化的气 流组织,使下风室内气流组织分布均匀。

5 气流组织改善措施⑤的实施效果实测分析

根据上述模拟结果,选择改善措施⑤,即在下 风室的进风口处增设开孔率为35%的多孔板,形成 类静压箱,并完成了实际工程改造。完成改造后, 本文测试了系统正常运行时的多孔板内外压差。多 孔板的压差平均值约为109Pa,与前述模拟结果一致。

为了定量分析风室气流组织变化,图12比较了



图 11 z=0.18H 的水平截面上的速度最大值、最小值、两者之 差(基准及措施⑤)(多孔板开孔率为 55%、35%、18%)

改善措施⑤实施前后的各截面中心线(x=0)上的速度分布。表7表示了该措施实施前后的各截面速度最大值、最小值、不均匀系数。

由图 12 和表 3 可知,当采用改善措施⑤后, 各截面的速度峰值明显降低。在下风室进风口附近 增设多孔板能使下风室各水平截面的气流组织都基 本均匀,速度曲线波动幅度减小,气流组织均匀度 得到了极大的改善。定量而言,各水平截面上的 最高与最低风速差值明显缩小,该值在 z=0.18H、 z=0.36H、z=0.51H、z=0.81H平面上分别由改造前的 8.903m/s、9.091m/s、4.833m/s、2.62m/s降低到2.451m/s、

	实施前				实施后				气流组织改
平面高度	速度最大值 (m/s)	速度最小值 (m/s)	速度差 (m/s)	不均匀系数	速度最大值 (m/s)	速度最小值 (m/s)	速度差(m/s)	不均匀系数	进比例*
z=0.18H	9.321	0.418	8.903	1.03	2.686	0.235	2.451	0.521	49%
z=0.36H	9.518	0.427	9.091	0.971	2.623	0.331	2.292	0.523	46%
z=0.51H	5.145	0.312	4.833	0.781	2.056	0.345	1.711	0.477	39%
z=0.81H	2.698	0.078	2.62	0.548	0.653	0.109	0.544	0.250	54%

表 3 改善措施 ⑤ 实施前后的气流组织对比

* 气流组织改进比例 =(改善前的不均匀系数 - 改善后的不均匀系数)/改善前的不均匀系数





图 12 高度为 z= 0.18H (a)、0.36H (b)、0.51H (c)和 0.81H (d)的水平截面上的中心线 (x=0)上速度分布对比 改善前 (○)、改善后 (▲)

2.292m/s、1.711m/s、0.544m/s,从而使各截面的气流组 织不均匀系数分别降低了约 49%、46%、39%、54%。 6 结论

本文采用测试和数值模拟方法对某企业的圆盘 制曲装置系统的气流组织进行了优化。基于上述结 果,可得出结论如下:

(1)对于当前应用较为广泛的圆盘制曲装置, 下风室存在明显的高速区、低速区,导致下风室的 气流组织明显不均匀;

(2)通过对比5种气流组织改善方式可知,在 进风口处增加多孔板装置能基本消除高速区,使装置内气流组织明显改善;

(3)当采用措施⑤(即在进风口处增加多孔板 装置)时,需在改善气流组织均匀性和增加能耗之 间找到平衡点。以本文的研究对象为例,推荐采用 中等开孔率(35%)多孔板,以期在增加少许系统 阻力的情况下,获得优化的气流组织,使下风室内 气流组织分布均匀。 (4)采用措施⑤对实际的制曲系统进行改造 后,通过测试发现,改造后的气流组织均匀性能提 升 39%~54%;

(5)本文提出的气流组织改善措施⑤(即在进 风口处增加多孔板装置),因能形起到'静压箱' 的作用,因此具有可推广性,能对类似的气流室进 行均流,形成更均匀的气流组织。

参考文献

[1] Li Yufeng and Wang Chunling, Design of Koji Making Disc Machine Control System in Soy Sauce, International Conference on Applied Informatics and Communication 2011, 227, 648–655.

[2] FLUENTANSYS TurboGrid Introduction ANSYS, IncANSYS TurboGrid Introduction ANSYS, Inc

[3]朱颖心.建筑工业出版社,建筑环境学,2010. [4]周昊,赵锴,郭无双,等.中高开孔率电除尘器 多孔板的阻力特性试验研究,中国电机工程学报, 2016,29,1-9.

室内温度和建材污染物对人体反应的耦合影响研究

范小军^{1,2},刘蔚巍¹, Pawel Wargocki²

(1. 中南大学 能源科学与工程学院, 湖南长沙 4100832; 2. Technical University of Denmark Department

of Civil Engineering International Centre for Indoor Environment and Energy, Denmark Copenhagen 2800)

[摘 要]室内环境质量(IEQ)受多种影响因素单独和综合作用,不仅与室内人员的舒适、健康以及工 作效率密切相关,还影响建筑的整体经济效益。室内温度和空气质量作为影响室内环境质量的重要因素,受到 广泛关注。然而,现有的研究仅针对其中单个因素进行探究,维持其他因素在舒适性区间或不作控制,未考虑 两个因素间的耦合作用。因此,为补足现有研究的缺陷,本文通过气候室模拟办公环境,开展气候室暴露实验, 以探究室内温度和建材污染物对人的生理、心理及认知表现的耦合影响,为实现室内温度和通风率的合理匹配 与耦合控制提供可靠的理论依据,以满足舒适、健康又节能的现代化室内环境的高要求。

[关键词]温度;建材污染物;耦合作用;生理反应;主观投票;认知表现

0 前言背景

过去几十年里,不同环境因素间的耦合作用逐 渐引起了国内外学者的注意。某种环境因素变化对 人的影响效果可以通过改变某个其他环境因素而达 到。增加空气相对湿度到理想水平能有效缓解人体 干症状,如皮肤干等,这也能单独通过降低环境温 度而实现^[1]。环境温度降低,人体表面对流以及蒸 发作用减弱,水分损失减少,从而缓解干症状。在 热中性条件下,温度变化1℃引起人的热满意度变 化,与短期暴露干噪音增加 2.6dB 的环境中或长期 暴露于噪音增加 2.9dB 的环境中效果相同^[2]。人在 热中性时认为声学舒适性增加,500lx 光照强度时人 的热舒适性随着噪声级的降低而增加;而且人在热 中性时的视觉舒适性随着噪声级的降低而增加^[3]。 不同环境因素间亦存在相互促进或抑制作用。日光 与办公环境的热状态有直接的相互影响, 窗户直接 吸收或传递了大量的太阳辐射热到室内环境,同时 影响了视觉环境^[4]。在室内环境中,亮度对道路交 通噪声引起的噪声干扰有明显的影响,低亮度条件 显著增加了主观噪声干扰^[5]。

前述研究表明,在实际 IAQ 未改变时,室内空 气温度的变化负面影响室内气味强度和 IAQ 的感知 ^[6,7]。Fang et al.^[8,9]通过两个气候室模拟办公环境,开 展了局部暴露和全暴露系列实验,结果证明了温度 的增加降低了室内人员的感知 IAQ。此外,他们还 通过将建材放置于气候室内,模拟室内不同空气污 染水平,结果发现感知 IAQ 随室内污染物水平的升 高而降低,与温度作用效果相似。实际上,室内温 度的变化会从侧面增加室内空气污染水平。近期研 究发现,人体新陈代谢速率与环境温度变化密切相 关。温度增加,引起新陈代谢速率加快^[10,11]。而自 体污染物是人体新陈代谢的主要产物,其浓度的增 加会加重急性健康症状(头痛、呼吸道不适、疲劳等), 引起工作效率下降,导致睡眠质量显著降低^[12-15]。 室内环境中自体污染物含量增加,亦导致室内空气 污染加重。

建材是室内办公环境必不可少的构成物,但同时也是室内污染物 VOCs 主要来源之一。室内 VOCs 浓度过高时会严重影响人的健康,如前所述。而温度会促进室内这些材料的化学进程,导致室内 VOCs 含量增加,表明室内 VOCs 的释放量本身就会受到温度的影响,对人体健康造成巨大威胁。更为关键的是,环境温度的升高对人的影响与室内污染物浓度增加时的影响相似,由此亦产生了一个重要的科学问题(图1):室内温度与建材污染物对室内工作人员会产生什么样的耦合影响?即环境温度的改变会强化还是弱化建材污染物的影响或者产生新的影响?现有研究中,本文作者仅发现 Mølhave et al.^[16]探究了三种不同温度与两种不同 VOCs 浓度水平的耦合作用对人的感知评价和生理反应的影响。他们



图1 本文研究问题的提出
发现温度与 VOCs 对 IAO、眼睛刺激以及流汗存在 显著的耦合作用;对感知室内气味强度、面部温度 和干症状以及一般热舒适性存在潜在影响。在这种 环境下,人员对室内通风表现出迫切的需求。此外, 二者的耦合作用与人员的生理反应存在相关关系, 如泪膜稳定性、前额湿度以及鼻粘膜。然而,其最 高温度水平为26℃,是中国标准综合考虑热舒适性 和建筑能耗而规定的夏季公用建筑空调系统需满足 的温度下限,对建材等污染源的污染物释放促进作 用较小。同时,此项研究未探究二者的耦合作用对 室内人员工作表现的影响, 日其影响机理并未阐述 清楚。现有的研究无法回答以上提出的问题。因此, 本人通过开展气候室暴露实验, 深入研究室内温度 和建材污染物对人的生理、心理及认知表现的耦合 影响, 以弥补现有研究的不足, 并为实现室内温度 和通风率的合理匹配与耦合控偶之提供可靠的理论

依据。

1 实验设计

1.1 实验环境

为使实验中气候室内温湿度以及污染物分布均 匀并稳定,实验于两个大小均为3.5m×2.5m×2.5m的 相邻不锈钢气候室内开展,两个气候室的功能以及 布置等条件完全相同。其结构设计可最大限度地减 少建材对污染物的吸收和散发,并较好的保持室内 环境的密闭性。

1.2 受试者

实验前,通过在丹麦技术大学校内张贴受试者 招募海报,共获得16份志愿者申请。随后,根据实 验目的和测试内容,为降低潜在因素对实验结果的 不良影响,本次实验从已报名的16名志愿者中选取 健康受试者8名,其中男性4名,女性4名,均为 丹麦技术大学在校学生。

1.3 实验工况

选取两种不同温度条件,两种不同污染水平, 共四个实验工况。其中,22℃所营造的室内热环境 能使工作人员获得最优工作表现;30℃时,工作人 员的工作表现显著降低;此种关系已被现有研究证 明^[17,18]。通过气候室内是否放置建材污染源营造两 种室内污染物环境,与现有研究保持一致^[19]。

1.4 测试内容

本人结合受试者生理反应和主观感觉,并模拟 测试室内人员认知表现,探究室内温度与建材污染 物的耦合影响。

1.4.1 生理指标

皮肤温度是衡量从皮肤处热损失率的生理指标, 并与热感觉存在很强的相关性;血压提供了有关一 般心血管疾病的重要信息,同时也可作为热应力和 新陈代谢率变化的指示器;呼吸末二氧化碳浓度 (etco2)反应了人体新陈代谢率的改变,以及在肺 功能正常情况下循环和呼吸系统的状况;而肺活量 的测定有助于评估呼吸模式,确定哮喘、肺纤维化 和慢性阻塞性肺病等疾病;故实验中以上生理指标 均被监测。

1.4.2 问卷

实验过程中使用纸质问卷获得受试者的主观感 觉投票,主要包括感知 IAQ 投票(PAQ);一般 热舒适性投票(TC;使用视觉模拟量表(VAS) 的 SBS 症状和自我评价工作表现(SEPX)以及是 否愿意付出努力工作(WEE)投票;疲劳度投票 (Fatigue);不同版本的 Tsai-Partington 测试亦被 用于评价受试者的觉醒水平。以上问卷已广泛应用 于现有研究中^[36,37]。

1.4.3 认知表现测试

实验过程中,要求受试者进行认知表现测试和 模拟日常办公任务。前者主要通过神经行为测试软 件实现^[20-22],包括3个任务:

(1) 斯特鲁普字色干扰(Stroop),测试受试 者视觉感知和寓意干扰的能力;

(2)数字计算,心算测试,进行两个两位数的 加法计算;

(3) 语法推理,测试受试者的逻辑推理能力。

其中 Stroop 和数字计算两项测试均采用两种不 同模式,一种为不带反馈的测试,另一种为带反馈 的测试机制。打字测试用于模拟办公室日常工作任 务,每次测试采用不同的英语文章,利用金山打字 软件实现。其中,带反馈的 Stroop 测试数据存在较 大缺失,故本文不作处理。

1.4.4 N-back 测试

基于倒数 N 项测试范式的 N-back 测试广泛用 于工作记忆的研究,其优点是将测试任务设计成在 工作记忆上施加一系列连续且参数可变的负荷并保 持恒定。本文亦采用 N-back 测试,考察视觉工作记 忆负荷与反应时以及辨别力之间的关系。实验中, 采用四种不同记忆难度的任务:基线(0-back)、低 (1-back)、中(2-back)以及高(3-back)负荷记 忆任务。

1.5 实验流程

8名受试者随机分为四组,每组由1名男性和1 名女性。实验采用被试内设计,并采用拉丁方实验 设计,以平衡实验顺序的影响。每次实验共145分钟。 本次实验采用单盲模式,即受试者不知道实验工况。 此举避免了受试者先了解实验条件,然后潜意识改 变自身对实验环境的心理预期的影响。

(1)正式实验前,每组受试者均需参加4小时 左右的预实验,接受指导,了解实验内容。预实验 于气候室进行,实验温度设为22℃,并在此环境下, 要求受试者自行调整服装,以达到热中性状态,并 于整个实验中穿着相同的服装。

(2)实验前,受试者于休息室内休息至少15 分钟。期间,佩戴仪器,填写问卷,随后进入气候室。

(3)实验流程如图2所示。整个实验过程中, 受试者保持静坐状态,且不允许相互交流和使用智 能设备。同时,不允许中途离开气候室(特殊情况 除外)。本次实验所有流程受丹麦技术大学伦理道 德委员会的监督和支持(KA04741),并符合赫尔 辛基宣言的相关规定。



1.6 统计分析方法

本文采用 SPSS 22.0 软件进行数据的统计分析。 首先,选用箱型图剔除实验数据中的异常值;然后, 根据实验设计,采用重复测量方差分析进行数据分析;然而,根据实际需要,单变量方差分析亦被用于数据分析;最后,事后检验均采用Bonferroni法。显著性检验水平设为*P*=0.05(双尾检验)。

2 结果与讨论

室内温度与建材污染物对人体生理反应无耦合 影响;对绝大部分主观投票也无耦合影响;但对认 知表现存在负面耦合作用。温度与建材污染物的耦 合作用对受试者第一类疲劳(困倦和反应迟钝)抱 怨率的影响接近显著(P=0.099),见表1,并显著 影响受试者的主观工作意愿(表2)。认知表现测 试中,温度与建材污染物的耦合作用对 Stroop 测 试的准确率、0-back 以及1-back 记忆能力测试的 每分钟正确个数影响显著;且二者的耦合作用潜在 影响带反馈机制的数字计算测试结果。其中温度与 建材污染物的耦合作用对带反馈机制数字计算的两 项指标(速度;每分钟正确个数)的影响接近显著 (P=0.069; P=0.083);对1-back 记忆能力测试反 应时间的影响亦接近显著(P=0.098);结果如表3、 表4所示。

已有研究,如^[16],表明温度与 VOCs 对 IAQ, 眼睛刺激以及流汗存在显著的耦合作用,对感知室 内气味强度、面部温度和干症状以及一般热舒适性 存在潜在影响。此外,二者的耦合作用与人员的生 理反应存在相关关系,如泪膜稳定性、前额湿度以 及鼻粘膜。然而本文中,室内温度与建材污染物的 耦合作用较弱,可能是因为:

(1) 污染源释放的污染物较少,导致污染源存 在时对受试者的影响较弱,从而导致其与温度的耦

庙告地如玄米刊	时间(八种)		实验	工况			显著性	(P-值)			
疲労抱怨卒失望	的问(分钟)	22°C	22℃+污染源	30°C	30℃+污染源	温度	污染物	耦合作用	时间		
	-5*	1.3±3.0	1.0±2.6	1.0±2.9	1.5±3.2				<0.001		
整体疲劳	50	3.5±4.5	4.6±6.3	5.8±8.2	10.8±11.8	0.002	0.002	0.104			
	85	15.8±19.1	12.3±10.1	19.8±16.1	21.7±18.2	0.002	0.085	0.104			
	130	21.9±21.2	17.7±15.4	25.4±22.4	29.6±24.7						
第一类	-5*	0.0±0.0	0.0±0.0	0.0±0.0	0.0±0.0			0.099	<0.001		
	50	4.4±8.1	5.0±8.2	6.3±10.2	13.1±15.8	0.021	0.756				
	85	21.3±25.5	15.0±12.1	24.4±21.6	26.9±25.7	0.031					
	130	26.4±27.6	20.0±15.5	26.3±25.0	34.4±28.0						
	-5*	3.1±7.0	1.9±5.4	2.5±6.8	1.9±5.4			0.140	-0.001		
	50	3.8±7.2	3.8±10.2	5.0±10.3	6.3±9.6	0.020					
弗尖	85	12.5±17.7	11.9±13.3	15.6±14.6	21.3±20.3	0.020	0.765	0.148	<0.001		
	130	22.9±25.5	16.9±25.3	25.6±26.3	31.3±27.5	1					
	-5*	0.6±2.5	1.3±3.4	0.6±2.5	2.5±6.8				<0.001		
<u> </u>	50	2.5±4.5	5.0±7.3	6.3±8.9	13.1±14.5	<0.001	0.692	0.572			
第二奀	85	13.8±18.6	10.0±14.1	19.4±16.5	16.9±14.0	<0.001	0.682	0.572			
	130	16.4±19.1	16.3±16.7	24.4±22.8	23.1±26.3	1					

表1 受试者的疲劳抱怨率(平均值±标准偏差)

*进入气候室前5min分钟第一次填写关于愿意努力工作与否的问卷。

自我评价工作表现	时间(八种)		实验	工况		显著性 (P-值)			
	的问(分钟)	22°C	22℃+污染源	30°C	30℃+污染源	温度	污染物	耦合作用	时间
	0	23.9±24.6	21.1±21.3	26.0±20.4	20.6±19.8				
任务难度	85	41.4±23.3	39.8±19.4	42.5±16.5	43.8±17.3	0.350	0.435	0.703	< 0.001
	130	46.2±24.6	40.5±20.6	47.9±19.3	48.5±23.2				
	0	77.7±32.6	75.1±33.5	78.2±32.9	79.6±30.7				<0.001
努力程度	85	86.5±11.6	87.1±12.7	86.3±19.9	82.3±20.2	0.508	0.772	0.477	
	130	83.8±14.1	91.5±7.8	86.5±10.4	84.0±12.3				
时间压力	0	27.8±27.2	19.9±19.4	29.7±22.6	25.7±26.4				<0.001
	85	46.2±28.6	40.9±29.7	42.2±27.1	43.3±31.9	0.747	0.324	0.653	
	130	43.7±31.2	41.6±27.9	44.4±29.5	41.5±31.1				
	0	87.7±11.3	87.7±19.2	89.3±13.8	88.7±13.7				0.268
付出能力	85	90.1±7.3	87.3±8.0	83.2±14.7	82.5±13.3	0.116	0.344	0.380	
	130	87.6±12.8	90.1±9.3	88.5±11.4	77.8±18.1				
	0	72.6±18.9	77.8±21.1	76.5±16.5	72.2±24.3				
工作表现	85	66.7±22.1	68.3±14.8	63.5±23.2	56.7±20.9	0.092	0.879	0.149	< 0.001
	130	65.0±24.9	70.8±13.5	61.9±29.7	57.5±26.0				
	-5*	86.4±20.5	90.1±11.2	89.8±12.9	85.3±18.4				
原音奴力工作纪审	50	76.1±26.9	77.9±20.2	70.7±30.8	65.8±28.4	0.044	0.005	0.040	<0.001
心忌为刀上扞住反	85	58.3±29.9	71.1±22.1	58.3±58.3	52.5±32.8	0.044	0.905	0.040	< 0.001
	130	46.6±30.2	53.0±27.2	49.1±29.3	42.4±32.6				

表 2 自我评价工作表现(平均值±标准偏差)

*进入气候室前 5min 第一次填写关于疲劳抱怨率的问卷

表3 认知表现测试结果(平均值±标准偏差)

エルけタ	指标	22°C		22℃+污染源		30°C		30℃+污染源		显著性 (P-值)			
上1FIT劳		55	100	55	100	55	100	55	100	温度	污染物	耦合作用	时间
	速度(个/分钟)	11.3±2.7	11.7±2.3	11.7 ± 2.9	12.0±2.7	11.4±2.6	11.7±2.6	11.3 ± 2.6	11.2 ± 2.8	0.371	0.901	0.317	0.438
数字计算	准确率(%)	95.0±4.2	94.7±5.0	$95.0{\pm}4.4$	93.8±4.3	93.3±4.3	92.9±6.3	$93.8{\pm}5.0$	93.0±5.4	0.044	0.887	0.590	0.312
	速度*准确率(个/分钟)	10.7 ± 2.6	11.1±2.5	11.2 ± 3.0	11.3±2.8	10.7±2.6	10.9 ± 2.9	10.6 ± 2.5	10.5±2.7	0.164	0.958	0.328	0.558
带反馈的	速度(个/分钟)	10.9±2.4	11.5±2.9	11.8 ± 2.9	11.8±2.8	11.4±2.4	11.6±2.6	$10.0{\pm}2.4$	10.9±2.5	0.347	0.929	0.069	0.564
	准确率(%)	91.4±7.2	90.5±6.2	90.4 ± 5.5	92.9±4.0	92.2±4.1	$89.8{\pm}5.1$	93.3±4.2	91.1±4.7	0.688	0.205	0.737	0.349
X1/17F	速度*准确率(个/分钟)	10.0±2.5	10.4±2.9	10.8 ± 3.1	11.1±2.9	10.5±2.4	10.4±2.6	$10.3{\pm}2.4$	9.9±2.5	0.349	0.640	0.083	0.808
	速度(个/分钟)	32.2±6.3	34.5±6.6	$33.8{\pm}5.6$	34.2±6.1	32.2±6.8	33.7±5.8	32.1±5.4	33.0±5.5	0.360	0.871	0.614	0.201
Stroop	准确率(%)	97.6±2.4	96.8±4.1	98.1±1.4	96.8±3.3	97.6±2.7	97.1±2.7	96.4±5.0	95.8±4.1	0.130	0.176	0.046	0.032
	速度*准确率(个/分钟)	31.4±6.3	33.4±6.5	33.2 ± 5.7	33.1±6.1	31.4±6.7	32.7±5.8	$31.0{\pm}5.7$	31.6±5.5	0.253	0.990	0.430	0.314
语法推理	速度(个/分钟)	11.7±5.0	12.5±4.1	10.7 ± 2.8	11.7 ± 3.0	11.4±4.7	$11.9{\pm}4.6$	$10.9{\pm}4.0$	11.5 ± 3.9	0.565	0.099	0.534	0.089
	准确率(%)	88.9±10.0	88.4±11.5	$89.7{\pm}7.8$	89.6±8.3	87.8±9.4	87.1±10.1	90.1±9.5	89.1±9.2	0.588	0.178	0.619	0.619
	速度*准确率(个/分钟)	10.1±3.6	10.7±2.6	9.5±2.2	10.4±2.4	10.0±4.5	10.3 ± 4.4	9.7±3.2	10.0±2.8	0.624	0.327	0.793	0.170

表4 N-back 测试结果(平均值±标准偏差)

测试内容	指标	22°C		22°C +	污染源	30	°C	30°C +	污染源	显著性 (P-值)			
侧瓜内谷		75	120	75	120	75	120	75	120	温度	污染物	耦合作用	时间
	准确率(%)	85.6±12.9	85.8±14.2	88.1±9.0	92.1±3.4	88.7±4.1	87.9±6.5	90.9±5.1	89.1±10.9	0.422	0.049	0.382	0.810
0-back	反应时间(ms)	716±146	701±112	664±180	676±158	723±150	691±157	715±172	707±159	0.373	0.435	0.334	0.618
	速度*准确率(个/分钟)	96.6±19.7	96.3±21.1	105.7±14.2	107.9±18.3	100.3±16.7	105.3±19.0	100.8±20.5	95.6±22.3	0.646	0.256	0.004	0.867
	准确率(%)	90.7±5.8	85.4±12.5	89.5±8.6	91.2±6.3	90.5±8.7	90.4±4.3	$90.0{\pm}5.0$	90.4±6.6	0.347	0.401	0.289	0.472
1-back	反应时间(ms)	717±88	741±144	715±107	701±112	761±172	729±120	800±131	770±146	0.013	0.598	0.098	0.484
	速度*准确率(个/分钟)	86.9±11.8	87.1±22.3	90.6±16.1	93.2±19.0	90.7±19.4	95.6±18.3	81.2±17.2	84.6±17.8	0.516	0.240	0.001	0.221
	准确率(%)	92.8±3.9	87.7±15.1	92.4±10.4	91.7±6.3	90.5±10.2	89.0±6.3	89.5±7.1	90.6±8.3	0.391	0.462	0.624	0.296
2-back	反应时间(ms)	812±230	767±179	815±173	799±96	849±234	796±165	913±202	804±145	0.124	0.333	0.729	0.045
	速度*准确率(个/分钟)	76.2±14.8	77.4±21.1	77.2±17.4	79.9±9.6	76.5±20.0	81.6±18.8	70.6±16.6	76.2±16.2	0.603	0.473	0.177	0.184
3-back	准确率(%)	84.1±16.1	82.2±12.6	87.9±8.7	86.5±5.2	83.4±10.1	80.2±21.7	85.2±9.9	85.8±9.6	0.489	0.083	0.935	0.488
	反应时间(ms)	981±207	910±232	888±154	877±194	934±727	1007±511	986±237	942±161	0.214	0.420	0.512	0.755
	速度*准确率(个/分钟)	55.7±13.9	63.2±15.3	66.1±12.3	64.8±13.4	63.1±16.5	59.8±18.2	60.4±15.5	61.9±12.5	0.583	0.177	0.130	0.600

合作用较弱;

(2)与污染物引起的感知室内空气质量差对人的负面影响相比,由温度引起的感知热不舒适占主导地位;

(3)暴露时间短。

本文中,温度与建材污染物的耦合作用对认知 表现存在显著影响。特别是 30℃环境下,污染源存 在时,使得 Stroop 测试的准确率显著降低;对带反 馈的数字计算测试的速度和每分钟正确数存在潜在 影响(P=0.069, P=0.083)。这可能是因为人员在 此种不舒适条件下,失去了工作的积极性,导致认 知表现降低。此外,生理系统的应力负荷变化可能 对认知表现的负面影响提供了另一种可能的解释。

为深入研究环境温度的改变会强化还是弱化建 材污染物的影响,本文对已获得的结果进行进一步 处理,获得了同一温度、同一时间段内,建材污染 源存在时造成的人体反应的变化,并探究温度、暴 露时间以及二者的耦合作用对室内污染水平变化引 起的人体反应变化的影响。

同温度下,室内污染水平改变引起的 SBS 症状 如图 3 所示。污染源存在时,无论温度水平如何, 受试者的幸福感均降低。同时,温度增加加剧了污 染物引起的幸福感降低作用,但仅在最后时间段内, 温度的作用显著。值得注意的是,不同温度水平对 污染源存在引起的困倦症状作用不同:22℃时,温 度弱化了建材污染物引起的困倦症状,污染源存在 时,受试者感觉较清醒;而30℃时,温度加重了困 倦症状,污染源存在时,受试者感觉更困。

受试者的疲劳症状抱怨率在不同温度下随污染 水平变化趋势与 SBS 症状相似(图4):尽管污染 源存在,但22℃时受试者的疲劳抱怨率略低;而 30℃时受试者的疲劳抱怨率较高。仅在气候室暴露 临近结束时,温度对由污染源存在引起的受试者疲 劳症状抱怨率存在显著作用。

受试者努力工作的意愿受室内污染水平变化引 起的差异随温度和时间的变化趋势与 SBS 症状相似 (图5)。热舒适环境中,尽管污染源存在,但受 试者还是表现出良好的工作意愿,愿意努力完成工 作任务。然而,当受试者在 30℃感觉热不舒适时, 污染源存在,他们的工作意愿降低,失去了工作的 兴趣。此外,温度对污染源存在引起的受试者工作 意愿变化存在显著影响。

认知表现测试中,仅 N-back 测试中的 1-back 测试的反应时间和每分钟正确个数两个指标由污染







图 4 不同温度下污染源存在对疲劳抱怨率的影响



图 5 不同温度下污染源存在对工作意愿的影响

源存在引起的差异受温度的显著影响(图6)。1-back 测试中,回答每个刺激的反应时间在22℃时较低, 表明受试者反应速度较快;30℃时较高,表明受试 者反应速度慢。

温度与建材污染物的耦合作用对受试者的认知 表现的影响与 SBS 症状中与认知行为相关症状的变 化相符:22℃环境中,受试者热舒适性高,疲劳抱 怨率低,困倦程度小,努力工作意愿强烈,受试者 的认知表现较好;而温度升高后,受试者感觉热不 舒适,疲劳症状加重,犯困,不愿意工作,导致认 知表现变差。

通过进一步分析温度对污染源存在引起实验结 果差异的影响,可以发现温度显著影响的实验结果 均出现在临近实验结束时间段内。结合结果的趋势 分析,可以推测,随着暴露时间的延长,温度对污 染源存在引起实验结果差异的影响可能更加突出。 这可能是本文中建材污染物以及与温度耦合作用的 影响并不显著的另一个原因。因此,在探究温度与 建材污染物的耦合作用研究中,暴露时间的作用不 可忽视,未来针对此方面的研究可延长暴露时间来 验证。

3 结论

(1)室内温度和建材污染物之间存在耦合作用;

(2)室内温度和建材污染物的耦合作用对人体 反应的影响受暴露时间的显著作用,暴露时间越长, 二者的耦合影响对人体的负面作用更强;

(3)耦合作用对认知表现的负面影响主要是因 为受试者的工作动力丧失;

(4)增加温度引起的热不舒适与污染源存在时 引起的 IAQ 变差对人体反应均存在负面影响,但作 用大小存在主次。本文结果表明:温度引起的热不 舒适在对人体的负面影响中起主导作用。

参考文献

[1] Reinikainen L M, Jaakkola J J K. Significance of humidity and temperature on skin and upper airway symptoms[J]. Indoor air, 2003, 13(4):344–352.

[2] ASHRAE. ASHRAE Handbook: Prediction of Thermal Comfort in Thermal Comfort (Chapter 8)[M]. Inc. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. 2013

[3] Yang W, Moon H J. Combined effects of acoustic, thermal, and illumination conditions on the comfort of discrete senses and overall indoor environment[J]. Building and Environment, 2019, 148:623–633.

[4] Lyons P R, Arasteh D, Huizenga C. Window performance for human thermal comfort[J]. Transactions-American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2000, 106(1):594–604.
[5] Ma H, Nie W. Influence of visual factors on noise annoyance evaluation caused by road traffic noise in indoor environment[C]//INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings. Institute of

Noise Control Engineering, 2014, 249(1):6308–6315. [6] Standard A. Standard 55–2017 Thermal



图 6 不同温度下污染源存在对 N-back 测试的影响

Environmental Conditions for Human Occupancy[J]. ASHRAE: Atlanta, GA, USA, 2017.

[7] Liu W, Zhong W, Wargocki P. Performance, acute health symptoms and physiological responses during exposure to high air temperature and carbon dioxide concentration[J]. Building and Environment, 2017, 114: 96–105.

[8] Fang L, Clausen G, Fanger P O. Impact of temperature and humidity on the perception of indoor air quality[J]. Indoor air, 1998, 8(2):80–90.

[9] Fang L, Clausen G, Fanger P O. Impact of temperature and humidity on perception of indoor air quality during immediate and longer whole-body exposures[J]. Indoor Air, 1998, 8(4):276–284.

[10] Luo M, Zhou X, Zhu Y, et al. Revisiting an overlooked parameter in thermal comfort studies, the metabolic rate[J]. Energy and Buildings, 2016, 118: 152–159.

[11] Tsushima S, Wargocki P, Tanabe S. Sensory evaluation and chemical analysis of exhaled and dermally emitted bioeffluents[J]. Indoor air, 2018, 28(1): 146–163. 51

[12] ASHRAE A. ASHRAE 62.1–2013, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality[J]. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2013.

[13] Zhang X, Wargocki P, Lian Z, et al. Effects of exposure to carbon dioxide and bioeffluents on perceived air quality, self-assessed acute health symptoms, and cognitive performance[J]. Indoor air, 2017, 27(1):47–v64.

[14] Zhang X, Wargocki P, Lian Z. Physiological responses during exposure to carbon dioxide and bioeffluents at levels typically occurring indoors[J].

Indoor Air, 2017, 27(1):65-77.

[15] Vehviläinen T, Lindholm H, Rintamäki H, et al. High indoor CO2 concentrations in an office environment increases the transcutaneous CO2 level and sleepiness during cognitive work[J]. Journal of occupational and environmental hygiene, 2016,13(1):19–29.

[16] Mølhave L, Liu Z, Jørgensen A H, et al. Sensory and physiological effects on humans of combined exposures to air temperatures and volatile organic compounds[J]. Indoor Air, 1993, 3(3):155–169.

[17] Lan L, Wargocki P, Wyon D P, et al. Effects of thermal discomfort in an office on perceived air quality, SBS symptoms, physiological responses, and human performance[J]. Indoor air, 2011, 21(5):376–390.

[18] Seppanen O, Fisk W, Lei Q H. Room Temperature and Productivity in Office Work, eScholarship Repository, Berkeley, California, Lawrence Berkeley National Laboratory, University of California[J]. 2006.

[19] Wargocki P, Wyon D P, Baik Y K, et al. Perceived air quality, sick building syndrome (SBS) symptoms and productivity in an office with two different pollution loads[J]. Indoor air, 1999, 9(3):165–179.

兰丽.室内环境对人员工作效率影响机理与评价研究 [D].上海交通大学,2010.

[21] Lan L, Lian Z. Use of neurobehavioral tests to evaluate the effects of indoor environment quality on productivity[J]. Building and Environment, 2009, 44(11): 2208–2217.

[22] Lan L, Lian Z, Pan L, et al. Neurobehavioral approach for evaluation of office workers' productivity: The effects of room temperature[J]. Building and Environment, 2009, 44(8):1578–1588.

不同季节铁渣转运廊道内环境特性研究

任晓芬^{1,2},周华鑫¹,石 峥¹,郜玉聪¹

(1.河北工程大学能源与环境工程学院,河北邯郸 056038; 2.河北省大气污染成因与影响重点实验室

(筹),河北邯郸056038)

[摘 要]为了明确不同季节转运廊道内岗位工人工作环境状况,在2019年1月与7月对邯郸市某钢铁 厂转运廊道内温度、湿度、总悬浮颗粒物(TSP)进行现场采样测试。两个季节的采样点相同,均在转运廊道 内设置3个采样点、室外1个采样点。结果表明:在冬夏两季处于廊道中部的2#测点温度(冬季8.8℃, 夏季34.08℃)、湿度(冬季76.3%,夏季88.5%)及TSP质量浓度(冬季2090.66µg/m³,夏季2165.67µg/ m³)最高,均超过工业场所限值;冬季室外TSP质量浓度(222.92µg/m³)高于夏季(136.54µg/m³)。夏季 廊道内的TSP质量浓度略高于冬季(1#测点冬季1351.62µg/m³、夏季1501.77µg/m³,3#测点冬季1244.09µg/ m³、夏季1376.63µg/m³)。廊道内现场测试时冬季湿冷(1#测点温度与湿度3.49℃、50.7%,3#测点4.1℃、 52.44%),夏季湿热的环境(1#测点温度与湿度29.3℃、79.7%,3#测点34.03℃、79.1%)均引起了工人的 强烈不适感。不同季节三个测点I/O比值均高于6,可知TSP主要来自于皮带输送热湿铁渣的过程。

[关键词]不同季节;转运廊道;环境特性;总悬浮颗粒物

0 引言

在工业生产中经常使用皮带输送机转运散状物 料,多数散状物料含有大量的细微颗粒,受输送距 离限制,转运过程需要多级接力完成,物料借助水 平输送及重力下落时产生的诱导气流会携带物料中 细微颗粒在极短时间内弥散到工作区,对工作环境 及人员造成巨大危害^[1]。目前许多工业机构及立法 部门均给予高度重视,制定了相应的劳动环境卫生 标准,设置了工作环境有害物质标准。我国在 2012 年将"高危粉尘"首次纳入《职业病防治法》,显 示出国家针对颗粒物污染的重大决心。

河北省是我国工业生产大省,近年来,河北工 业已逐步形成以装备制造、钢铁、石化、食品、医药、 建材纺织服装等七大产业为主导并覆盖40个工业行 业大类的较完整的产业体系。而邯郸市在国务院发 展研究中心指导下,确定了"532"主导产业的发展 思路,其中包括提升精品钢材、装备制造及食品加 工等。在钢铁冶炼过程中消耗原材料、产生大量废渣, 废渣在输送过程中产生大量细微颗粒,在污染物治 理方面不可小觑。

基于散装物料转运过程的产尘问题,国内外学 者展开了大量的研究,贾惠艳、马云东^[2,3]对选煤厂 输运点粉尘扩散规律进行了实验与数值模拟研究, 蒋仲安^[4]对皮带输送巷道内的影响因素进行了分析, 提出了设计中的最优排尘风速,张桂芹^[5,6]在实验的 基础上对下落过程产生的粉尘进行研究;任晓芬^[7-11] 对竖直及倾斜下落颗粒流的流动特性进行了研究, 发现颗粒流下落过程可以分成三个流段,并对其部 分特性进行了定量化分析。Duan^[12,13]使用实验测试 得出温度对一次尘的影响更大。刘琳^[14]通过对低位 料仓汽车卸料粉尘污染进行特性分析,提出组织汽 车有序卸料、设计合理捕尘方式及布袋除尘系统等 措施,有效控制粉尘污染。

本课题组前期对邯郸市某钢铁企业现场调研发 现,从渣口流出的高温炉渣在经过转鼓时被压力水 击碎,同时高温炉渣遇水急冷收缩产生应力破碎后 落入皮带上经过转运廊道时残留的温度与湿度会与 廊道内的空气进行热湿传递,同时受高位落差与皮 带运动的影响,铁渣中的部分细微颗粒进入廊道环 境中,导致工人工作环境日趋恶劣。为了改善铁渣 转运廊道内的室内环境品质,本研究以实验的方法 对皮带输送铁渣过程中转运廊道内温度、湿度及总 悬浮颗粒物(TSP)等参数进行了现场采集并进行 后期分析,该研究将为后期解决转运廊道内环境问 题提供数据支持及科学依据。

1 实验

1.1 采样时间和地点

2019年1月与7月分别在邯郸市某钢铁厂转运 廊道内进行现场测试,测试期间廊道内环境见图1,

表1 采样点位置及编号

编号	采样测试点	采样环境特性
1#	第一级机头卸料点	卸料点上方有孔洞
2#	距 1# 机头卸料点 20m	全封闭
3#	第二级机头卸料点	卸料点上方有孔洞

基金项目: 国家自然科学基金青年基金(51608164);河 北省自然科学基金(E2019402354);河北 省教育厅高校科学技术研究青年基金项目 (QN2018048)。

在廊道内布置3个测试点,室外布置1个测试点, 室内测试点分布位置见表1,室外测试点布置于室 外空地。



图1 不同季节转运廊道内环境(左图为冬季,右图为夏季) 1.2 实验仪器及实验过程

本实验采样期间温度和相对湿度使用美国 NK5000型电子气象仪现场测试,该仪器的测量范围 为:温度范围为:-29℃~70℃,相对湿度范围为: 0~100%,精度分别为±0.5℃和±2%。在采样期间 每个测试点测试4组,取平均值作为当天记录值。

采用 KB-120E 型空气采样泵对不同季节转运廊 道内的总悬浮颗粒物(TSP)进行捕集,采样时间 定为每天的 9:00 至 13:00,采样流量为 80L/min,连 续采样 15d(雨雪天气除外),采样过程中采样头的 高度为 1.5m,室内与室外采样同步进行。采样滤膜 选用直径为 90mm 特氟龙滤膜,采样前后将特氟龙 滤膜在恒温恒湿箱中保存 24h,之后进行称重,称



图 4 冬季转运廊道相对湿度变化

重使用精度为万分之一的电子分析天平 (METTLER TOLEDO) 对特氟龙滤膜进行称重,每张滤膜称重 3 次,记录误差小于 1mg 的 2 次结果,取平均值 作为最后结果。结束后将采样膜放入滤膜盒中保存 在 -20℃ 的冰箱中,以便进行后期分析。

2 结果与讨论

2.1 温湿度变化规律分析

图 2 为冬季转运廊道内外采样点温度随时间变 化规律。冬季室外测点、1#测点、2#测点及3#测 点温度(℃)分别为0.03±1.80, 3.49±2.2, 8.8±2.37, 4.1±2.02。从图 2 中可以看出, 1# 与 3# 测点测试期 间廊道内温度在 0.5℃~8.8℃ 之间:2# 测点的温度 明显高于这两点,在4.3℃~13.1℃之间变化,室外 温度均低于室内测点温度,在-2.5℃~3.5℃之间变化。 图 3 为夏季转运廊道内外各采样点温度随时间的变 化规律。夏季室外测点、1#测点、2#测点及3#测 点温度分别为 29.3±1.34, 32.3±1.09, 34.03±0.98, 31.86±0.94。从图 3 中可以看出, 1# 和 3# 测试点测 试期间的温度在 30℃ 到 34℃ 之间变化;2# 测点在 32℃到36℃之间变化;室外测点在26℃到30℃ 之间变化(采样期间大多阴天,故室外温度较低)。 冬季与夏季的变化规律相比,均为2#测点温度最高, 1# 与 3# 测点温度比较接近, 且都高于室外温度: 说明皮带输送过程对廊道环境具有主要影响。

图4为采样期间冬季采样点相对湿度变化规律。 冬季1#测点、2#测点及3#测点相对湿度(%)分



别为50.7±9.14、76.3±8.82、52.44±8.21。由图4可 知2#测点的相对湿度比其他两个测点高,在60% 到92%之间变化,1#测点和3#测点的湿度比较接近, 在40%到70%之间变化。图5为采样期间夏季采样 点相对湿度的变化值。夏季1#测点、2#测点及3# 测点相对湿度(%)分别为79.7±6.32、88.5±1.76、 79.1±6.32。由图5可知2#测点的相对湿度最高, 且最高值能达到91.3,最低值为85.7,而1#测点与 3#测点均在70至90之间变化。冬季与夏季相对湿 度相比,夏季要高于冬季,这与邯郸的冬季干燥寒冷, 夏季炎热多雨的气候因素有关^[15]。

由以上分析可知,铁渣在转运廊道内输送时产 生的余热和余湿对廊道内环境影响较大,且由前期 调研可知 1# 与 3# 卸料点上方有孔洞,2# 测点是全 密闭点,热量湿量无法向室外散发,这可能也是致 使 2# 测点高于其他测点的重要原因之一。

工业建筑供暖通风与空气调节设计规范中^[16] 规定冬季工作温度上下限值分别为18°C至24°C, 相对湿度上限值为60%,夏季工作温度上下限值分 别为25°C至28°C,相对湿度上下限值为30%至 60%。人体的热感觉是人体与所处环境的温度、湿 度及其他环境因素共同影响的结果。转运廊道内所 测试的温度与湿度均超出现有规范规定的工作温度 上下限值范围。有学者^[22]针对湿热环境下人体热舒 适性进行研究,发现当环境高于28°C,相对湿度高 于70%时,相对湿度对人体有显著影响。且人们长 期在高湿环境下工作,一方面会影响人体上呼吸道 及其黏膜表面的影响,另一方面将会产生一系列生 理功能改变,影响人的正常生理功能,使人体机理不 能有效散发热量,使人感到不舒适^[17]。

2.2 粉尘质量浓度分析

采用重量差值法计算总悬浮颗粒物(TSP) 的质量浓度^[23]。冬季1#、2#、3#及室外测点 TSP质量浓度(μg/m³)分别为1351.62±455.55、 2090.66±498.25、1244.09±481.17及222.92±99.27。



夏季4个测点TSP质量浓度(ug/m³)分别为 1501.77±444.71、2165.67±476.58、1376.63±476.51 及136.54±43.61。图6显示了冬夏季节采样期间各 采样点 TSP 质量浓度变化规律, 廊道内测点 TSP 质 量浓度均超过 GBZ2.1 2007 工作场所有害因素浓度 限值,冬季为浓度限值的1.9、3.0、1.8倍,夏季为 2.1、3.1、2.0 倍; 且均是转运廊道内部 2# 点的平均 TSP 质量浓度最高。冬夏季三个测点的浓度在季节 变化没有很大差异,这表明室内污染源主要来自于 转运廊道内皮带输送过程。根据前期调研可知1#与 3# 点卸料点上方有孔洞, 2# 点位于廊道内部, 密闭 环境使弥散在转运廊道内的污染物得不到有效扩散; 此外 2# 点的平均湿度超过 65%, 室内的颗粒物会发 生显著的凝并现象反应生成二次污染颗粒^[18,19]。冬 夏季平均 TSP 质量浓度进行对比可知夏季略高于冬 季,有研究^[20]表明湿度与颗粒物浓度呈现正相关, 夏季廊道内湿度比冬季要高,这可能是夏季略高于 冬季的原因之一;此外,转运廊道内狭长且无通风 系统,空气流动速度很小,廊道内细微颗粒会借助 浮力与自身重力沉降到廊道内, 对廊道内环境产生 影响。经前期调研发现在转运廊道内走动时会有针 状颗粒物扎进皮肤,此针状颗粒物来自转运的铁渣, 其受转运皮带与空气间的剪切力作用后飘浮到空中, 后受重力作用又回落在皮肤表面, 增大了人体的表 面暴露量。此外,可吸入颗粒物会随呼吸进入人体, 增大人体的呼吸暴露量。

如图 6 所示,室外 TSP 质量浓度呈现明显的季节性变化,冬季 TSP 的质量浓度高于夏季。主要原因是邯郸属于温带大陆性季风气候,夏季炎热多雨,较高的空气湿度有利于污染物进行稀释与扩散,而冬季寒冷干燥,且北方冬季供暖燃煤量迅增,所以导致冬季比夏季高^[21]。

利用廊道内与室外的 TSP 之比 I/O 判断室内可 悬浮颗粒物的来源^[18]。采样期间,三个测试点转运 廊道内 TSP 质量浓度的 I/O 冬季分别为 7.23±5.12,



11.52±8.02, 6.74±4.79; 夏季分别为11.93±4.85, 16.99±5.69, 10.78±4.56。从以上所得结果可知,无论冬夏季,皮带传送的铁渣是影响廊道内环境的主要污染源。

3 结论

(1)经现场测试,位于转运廊道内的各测试点 冬夏季的温度与相对湿度均不满足工业建筑供暖通 风与空气调节设计规范规定范围,位于廊道中部的 2#测试点的温度和相对湿度均最高,转运时铁渣产 生的余热、余湿是廊道内环境的主要污染源。

(2) 冬季与夏季转运廊道内3个测点TSP质量浓度均高于工业场所粉尘浓度限值(冬季是1.9、 3.0、1.8倍,夏季为2.1、3.1、2.0倍),其中2#测点TSP质量浓度最高,夏季3个测点的可悬浮颗粒物浓度略高于冬季,廊道内漂浮细小颗粒物对人体皮肤暴露及呼吸暴露均产生影响;。根据I/O的比值得知廊道内可悬浮颗粒也是来自转运过程的铁渣。

参考文献

[1] 李小川. 气流场中粉尘颗粒流动行为与湿法净化 [D]. 徐州:中国矿业大学, 2013.

[2] 贾惠艳,马云东.选煤厂输煤系统转载点粉尘产 出控制技术[J].环境污染与防治,2007,29(10):767-769.

[3] 贾惠艳.皮带输煤系统转载点粉尘析出逸散规律 及数值模拟研究 [D]. 辽宁:辽宁工程技术大学,2007. [4] 蒋仲安,陈举师,王晶晶.胶带输送巷道粉尘运动 规律的数值模拟 [J].煤炭学报,2012,37(04):659-663.

[5] 张桂芹, 刘泽常, 李敏. 工业粉体下落过程粉尘 排放特性的实验研究 [J]. 环境科学与技术, 2006, 29(11):3-7.

[6] 张桂芹, 刘泽常, Wilhelm Hoeflinger. 物料下落过 程中随机性粉尘的产生特性及其数学模型 [J]. 山东 农业大学学报(自然科学版),2008,39(01):114–118.

[7] 任晓芬.自由下落颗粒流扩散及产尘特性研究 [D]. 西安:西安建筑科技大学,2017.

[8] 任晓芬, 王怡, 段梦婕等. 自由下落颗粒流流动特性的实验研究 [J]. 西安建筑科技大学学报(自然科学版),2017,49(01):131–134.

[9] 王怡,樊航,任晓芬.自由下落非均一粒径颗粒流的流场特性[J].西安建筑科技大学学报(自然科学版),2015,47(03):418-42.

[10] Wang Y, Ren X F, Zhao J P. Experimental study of

flow regimes and dust emission in a free falling particle stream[J].Powder Technology,2016,(292):14–22.

[11] Huang Y Q, Wang Y, Ren X F. Ventilation guidelines for controlling smoke, dust, droplets and waste heat:Four representative case studies in Chinese industrial buildings[J].Energy and Buildings,2016(128):834–844.

[12] Wang Y, Duan M J, Ren X F. Experimental study of dust emission: Comparison between high-temperature and ambient-temperature materials.[J]. Powder Technology, 2016, 301:1321–1329.

[13] Duan M J, Wang Y, Ren X F. Correlation analysis of three influencing factors and the dust production rate for a free-falling particle stream[J].Particuology,2017 (34)126–133.

[14] 刘琳,景露阳,李田,等.钢铁企业大型低位料仓汽车卸料的粉尘控制[J].工业安全与环保,2018,44(05):21-24.

[15] 杨玲珠, 王沛涛, 王艺璇等. 邯郸市 24 节气的气候特征分析 [J]. 气象与环境科学, 2012, 35(S1): 24–27. [16] GB50019–2015 工业建筑供暖通风与空气调节设计规范 [S].

[17] Du C Q, Li B Z, Yu W, et al. Moisture in clothing and its transient influence on human thermal responses through clothing microenvironment in cold environments in winter[J]. Building and Environment, 2019,(150):1–12.

[18] 崔术祥.湿度对室内颗粒物分布的影响 [D]. 湖南,湖南工业大学, 2013.

[19] 梅宁, 尹凤, 陆虹涛. 湿度变化对气体污染物 扩散影响的研究 [J]. 中国海洋大学学报(自然科学版),2006(06):987–990.

[20] 张振江,赵若杰,曹文文等.天津市可吸入颗粒物及元素室内外相关性[J].中国环境科学,2013,33(02):357-364.

[21] 程文净. 邯郸市碳质气溶胶及单颗粒的理化特征研究 [D]. 河北工程大学,2018.

[22] 田元媛, 许为全. 热湿环境下人体热反应的实验研究 [J]. 暖通空调, 2003(04):27-30.

[23] 任晓芬,周华鑫,石峥等.铁渣转运廊道内 环境特性及污染物形成原因解析 [J/OL].环境工程,2020:1-9.

基于 CFD 模拟的集中排风道排风优化设计

赵英浩,徐琳,刘靖晗

(山东建筑大学热能工程学院,山东济南 250101)

[摘 要]目前,集中排风系统在 UTLT 中应用较多。由于排风不均匀,远离排风机侧的隧道内排风量不足, 污染物浓度急剧增加。结合某 UTLT 主线隧道的工程设计,提出一种局部阻力构件 - 导流器,利用 CFD 分析 并设计优化工况改善各排风口风量的不平衡性,同时对工况阻力特性进行分析,进而找到对污染物浓度分布有 效控制的方法。结果表明,在集中排风系统中,给风口增设导流器不仅可以有效调节风量分配,并可以降低输 送能耗;而提高近末端风口的风量,对隧道内部积聚的污染物扩散有利。

[关键词] UTLT; 隧道污染物; CFD 风量均匀; 阻力特性

0 引言

由于地下隧道长度的增加、高度的限制和难以 在中间设置风井的特点,工程设计中常选用在隧道 两端设置风机的方案进行集中半横向排风。实际上 往往会出现排风道近末端风口排风量不足,导致隧 道内部污染物难以及时排出,造成积聚从而影响隧 道内人员健康的问题(如图1所示)





本文针对于隧道的集中排风系统,提出对其排 风道的优化,增设局部阻力构件,改善近末端风口 排风量不足的状况,从而降低隧道内部污染物浓度, 减少对隧道内人员健康的危害。

1 某 UTLT 主线隧道排风系统概况及优化思路

1.1 排风系统介绍

该段隧道长 1000m,高 5m,宽 12m,单洞单向 三车道设计。顶部集中排风道尺寸长 3.5m,高 1.6m, 与隧道通过 1m 厚度隔烟板相连(如图 2 所示)。 隧道两侧对称设置排风机房,风道下部每隔 60m 设 置一个 1m×1m 排风风口,风口共 9 个。



图 2 隧道简化模型断面

1.2 排风系统优化思路

由于该隧道现有排风系统的排风特性,同样会 出现近末端风口风量不足的问题。为解决风口间排 风量不均匀的问题,王栋、吴喜平^[2]等人加入后端 设计为弧形截面的π型风管,通过调节其高度进而 调整风口位置的局部阻力,来改变风口排风量大小, 同时降低输运能耗。据此本文提出一种局部阻力件-导流器,通过调节该构件的高度尺寸,来实现排风 优化效果(导流器、排风道优化效果图如图3所示)。 2 控制方程建立与边界条件

2.1 条件假设及控制方程的建立

隧道内机动车尾气污染物扩散问题主要涉及流体流动及污染物的扩散。流体流动及污染物的扩散。流体流动及污染物扩散遵循质量守恒、动量守恒和能量守恒定律^[3],分别用连续性方程(1)、动量方程(N-S方程)(2)和能量守恒方程(3)来表示:

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho U = 0 \tag{1}$$

动量守恒方程:

$$\rho \frac{dU}{dt} = -\nabla p + \rho F + \mu \Delta U \tag{2}$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$
(3)



图 3 导流器及排风道优化效果图

2.2 边界条件

环境温度 20℃;壁面不考虑与外界换热,且风 道及隧道壁面粗糙度 3×10⁻⁵m,导流器及汽车壁面粗 糙度 4.6×10⁻⁵m。排风道出口采用速度入口 排风道末 端及隧道末端采用对称面来简化模型。

隧道内车辆统一简化为小汽车,尺寸分别 长×宽×高4m×2m×1.6m,小汽车底部距离地 面20cm。尾气口简化设置在汽车尾部右下角,尺 寸0.1m×0.1m,选用速度入口。考虑交通堵塞状况 下汽车怠速行驶,出口速度4.4m/s,尾气温度取 341.6K^[5],CO质量分数取0.31%。

3 模拟工况设计与结果分析

原始工况排风道在底部每隔 60m (风口中心) 设置一个 1m×1m 风口,共设置 9 个。在原始工况基 础上,给每个风口增设局部阻力构件——导流器,长 和宽各 1m,高度设定如图 4 (a)所示。同理给出不 同风道宽度下的优化后排风工况如图 4 (d)所示。

3.1 风量分配与阻抗分析(以原始工况优化为主)

原始工况通过优化组设计(图4(a))的六 个工况,通过一定规律设计导流器组高度的方法, 综合比较风量分配的均匀性与管路阻抗大小选择了 case6 作为最终方案;同等排风量下,类比原始工况 采取的适应不同风道宽度的导流器组设计(图4(d)), 在保证一定风量均匀性的条件下,增大实现了阻抗 的递减,为降低输运能耗提供有效方法。

3.2 隧道污染物扩散分析

原始工况通风优化前后对比

实现均匀通风后的优化工况相比未优化的原始 工况,隧道内部设定为 1m 高度的呼吸面上 CO 的平 均浓度有明显范围的下降;高浓度 CO 分布范围明 显减少,外部新鲜空气更容易通过隧道口进入隧道 内部稀释污染物。

4 结论

本文通过结合某 UTLT 主线隧道的工程设计, 提出一种局部阻力构件 - 导流器,利用 CFD 分析并 设计多种优化工况改善各排风口风量的不平衡性, 同时对工况阻力特性进行分析。在实现风口风量基 本平衡的效果后,分析数据得到以下结论:

(1)增设导流器对调节风量均匀十分有效。导流器的高度尺寸对风口风量的影响大:减小导流器高度,会使当前风口风量下降,提高后续风口风量; 而增加导流器高度,会削减导流器的作用效果。因此, 在近风机段风口加设低导流器,而在远离风机段风口加设高导流器,容易实现均匀排风;而且对于不同尺寸风道,导流器高度设置规律相近,可为工程设计提供参考。

(2)增设导流器可以降低管路阻抗;同等排风 量下,增大风道的宽度,可以显著降低管路的总阻抗。 因此在工程中,排风道的尺寸设计时应予以考虑;

(3)本文中对原始工况的优化通过对优化前后





(e)图4 工况设计与结果分析





图 5 隧道污染物分布

总排风量相同的模拟结果对比分析,采用均匀排风, 提高排风道末端排风量,有利于减小 CO 高浓度分 布范围,也使得更多新鲜空气进入隧道内部稀释污 染物,从而成为控制隧道内污染物积聚问题的基础。

参考文献

[1] 张旭, 叶蔚, 徐琳. 城市地下空间通风与环境控制 技术 [M], 同济大学出版社, 2019

[2] 王栋,吴喜平,于赫男, et al. 一种新型均匀送风 管道在地铁环控系统中的应用 [J]. 建筑热能通风空 调,2011(02):76–79. [3] 任玉新, 陈海昕. 计算流体力学基础 [M]. 清华大学出版社, 2006.

[4] 韩占忠. Fluent 流体工程仿真计算实例与应用 [M]. 北京:北京理工大学出版社,2004

[5] Chan T L , Luo D D , Cheung C S , et al. Large eddy simulation of flow structures and pollutant dispersion in the near-wake region of the studied ground vehicle for different driving conditions[J]. Atmospheric Environment, 2008, 42(21):5317–5339.

基于人员位置的电子洁净室内风机过滤单元 调控策略研究

赵家安^{1,3},李先庭¹,王 欢¹,邵晓亮²,徐 伟³

(1.清华大学,北京 100084; 2.北京科技大学,北京 100083; 3.中国建筑科学研究院有限公司,北京 100013)

[摘 要]电子洁净室需要很大的循环风量维持洁净区的洁净度,导致很高的空气循环风机能耗。目前洁净室普遍采用的风机过滤单元(FFU)具备风量调节能力,由于电子洁净室内的主要尘源为室内工作人员,针对人员的位置有针对的调整 FFU 转速将是电子洁净厂房的重要节能措施。本文借助现有的人员位置识别系统,以 FFU 布置率为 25% 的某千级洁净室为对象,采用 CFD 方法对三种典型人员位置下 FFU 调控策略进行研究, 在保障工作区需要的颗粒浓度的情况下实现总循环风量的降低。结果表明,在保证洁净室内洁净度水平情况下, 人员所在区域以外的 FFU 送风速度可从设计值 0.35m/s 降至 0.15m/s,降低 60.8%的 FFU 功耗。

[关键词]电子洁净厂房;风机过滤单元调控策略;室内人员定位,建筑节能

0 引言

半导体产业在我国的经济建设以及国家安全方 面有着极为重要的作用。国家也出台相关政策助力 半导体产业发展^[1]。产业规模不断扩张,作为制造 半导体产品场所的电子洁净室,相应的建设面积也 在不断增加。

由于半导体生产环境对于温湿度要求十分苛刻,同时还要极高的洁净度,使得洁净厂房的空调 能耗十分巨大。有学者对台湾的九个电子洁净厂 房能耗进行了详细的调研,结果表明厂房平均功 耗可达 2.18kW/m²,空调系统能耗占厂房总能耗的 42.4%^[2]。因此电子洁净厂房的空调系统具有很大的 节能潜力。

洁净厂房要维持极高的洁净水平,需要大量的 循环空气,例如 ISO 4 级、ISO 5 级单向流洁净室送 风换取次数在 400 到 600 次 /h^[3]。空气循环能耗在总 能耗中有很大的占比,约占厂房总能耗的 15%^[4]。 如果能够降低循环空气量就可以显著降低空气循环 系统的能耗。

目前洁净厂房普遍采用模块化的风机过滤单元(FFU)进行过滤送风,该方法具有设计灵活、 安装施工方便、易于控制等特点,技术上对于每个 FFU进行单独调控也是可行的,但实际工程中并较 少进行调控,FFU一般按照设计状态运行。

电子洁净室颗粒物污染源较多,但其中人员是 主要的污染源,占产尘量的80%~90%^[8]。如果能够 对主要的颗粒物源进行有效控制,保证颗粒物的扩 散范围在一定区域,同时降低其他区域的送风量,

基金项目:"十三五"国家重点研发计划项目(项目编号: 2018YFC0705200)。

将会有显著的节能效果。

而随着图像识别及室内定位技术的发展,通过 提取人体轮廓识别人员,根据轮廓面积识别人员位 置成为可能^[5,6],相关学者基于人员位置识别对课室 灯光调节进行了研究^[7]。该技术也可用于在电子洁 净室中,但相关控制算法尚属空白。

电子洁净厂房内 FFU 可以单独进行速度调控, 具备根据识别人员位置进行局部环境营造的基础条件。通过识别人员位置,加大人员附近的 FFU 送风 速度能够有效控制人体释放的颗粒物。同时降低离 人较远的 FFU 的送风量,可以在保证洁净度的同时 降低总的循环风量。基于人员位置控制 FFU 的示意 图见图 1。

为此,本文针对 FFU 布置率为 25% 的某电子 厂房,采用 CFD 方法对基于人员对 FFU 调控的策 略进行探究,与传统的 FFU 不进行调控的情况进行 比较,对控制效果及节能效果进行评估。



图1 基于人员位置 FFU 调控示意图

1 数值方法

1.1 物理模型

电子洁净室目前普遍采用风机过滤单元送风 的形式。上夹层的非洁净空气通过 FFU 过滤后送 到洁净区,稀释洁净室内的污染物后进入下夹层, 从下夹层的回风口排出,再通过回风夹道回到上夹 层,形成一个循环,本研究根据某生产电子芯片的 洁净厂房的实验区域进行模拟研究,FFU布置率为 25%,设计洁净等级为千级。

模拟采用的洁净室尺寸为9.8m×9.8m×4.55m (*L×W×H*),洁净区高度3.25m,下夹层高度为1.3m, FFU尺寸为1.2m×1.2m,间隔1.2m。回风口设置在 下夹层侧面,尺寸为1.3m×9.8m。详细的尺寸及位 置参数见图2。



图 2 模型尺寸及位置参数

1.2 数学模型

近些年发展起来的 Realizable *k*-ε 模型相比标准 的 *k*-ε 模型在强流线弯曲、漩涡和旋转有更好的表现 ^[9]。在洁净室中由于非满布的 FFU 射流会产生涡旋, 因此采用 Realizable *k*-ε 模型对电子洁净室的气流组 织进行模拟。

有学者对室内颗粒物的分布和沉积规律进行了 研究,指出对于小于 2μm 的颗粒物和被动气体的扩 散输运性质相同^[10]。因此本研究将颗粒物看作被动 运输的气态污染物。

人员颗粒物释放量取穿着全套洁净服时的释放 量 6000 个 /min (≥ 0.5µm)^[11]。忽略其余颗粒物的 散发。架空地板视为均匀阻力层,采用多孔介质模 型进行模拟,阻力系数根据实验数据拟合。FFU 给 定送风速度,送风温度取设计值 20℃,人员发热量 取 78w。

1.3 模拟工况设置

由于人员与 FFU 的相对位置不同,会显著影响颗粒物的分布,因此采用具有代表性的三个位置 P1、P2及 P3 分别进行模拟,见图 3。



洁净室设计状态下 FFU 送风速度均为 0.35m/s, 并且不进行调控。考虑到只需要对主要的污染源—— 人员进行控制,没必要全部 FFU 都维持较高的送风 速度。因此识别人员位置后,保持人员周围的几个 FFU 送风速度维持 0.35m/s 不变,以保证洁净室内 主要的尘源——人员产生的颗粒物能够得到有效的 控制;同时降低距离人员较远 FFU 的送风速度,保 证洁净室内颗粒物平均浓度没有明显增加的同时大 幅降低风量。拟分析工况如下:

(1)当人员位于 FFU 正下方 P1 时, P1 上方 FFU 送风速度维持设计值 0.35m/s,其余 FFU 送风 速度逐渐降低至一定水平。

(2)当人员位于两个 FFU 之间的盲板正下方 P2 时,距离 P2 最近的两个 FFU 送风速度维持设计 值 0.35m/s,其余 FFU 送风速度逐渐降低至一定水平。

(3)当人员位于四个 FFU 之间的盲板下方 P3 时,距离 P3 最近的四个 FFU 送风速度维持设计值 0.35m/s,其余 FFU 送风速度逐渐降低至一定水平。 具体算例设计见表 1。

算例编号	人员位置	人周围 FFU 风速 /(m/s)	其余 FFU 风速 /(m/s)
P1-M35-R35			0.35
P1-M35-R30			0.3
P1-M35-R25]		0.25
P1-M35-R20	D1	0.25	0.2
P1-M35-R15		0.35	0.15
P1-M35-R10]		0.1
P1-M35-R5]		0.05
P1-M35-R0			0
P2-M35-R35			0.35
P2-M35-R30			0.3
P2-M35-R25	- P2		0.25
P2-M35-R20		0.25	0.2
P2-M35-R15		0.55	0.15
P2-M35-R10			0.1
P2-M35-R5			0.05
P2-M35-R0			0
P3-M35-R35			0.35
P3-M35-R30			0.3
P3-M35-R25			0.25
P3-M35-R20	D2	0.25	0.2
P3-M35-R15	1.5	0.55	0.15
P3-M35-R10]		0.1
P3-M35-R5]		0.05
P3-M35-R0			0

表1 基于人员位置控制 FFU 模拟算例

注: P1-M35-R25 代表人员才 P1 位置,中间 FFU 风速为 3.5,外围 FFU 风速为 2.5。

2 结果和讨论

2.1 人员在 P1 位置模拟结果

图 4 是操作人员在 P1 位置时, 过人员 (Y=5.4m)

的流场截面,可以看到 FFU 下方形成射流,其余区域(盲板下方)由于射流的卷吸作用形成许多涡旋, 气流的流型相对比较混乱,流速相对较低。受人员 形体阻挡和上升热羽流作用,操作人员正上方 FFU 的射流,在到达人员头部时发生绕流,且射流速度 快速衰减。



图 4 截面 Y=5.4m 的流场分布

图 5 是操作人员在 P1 位置时, 过人员(Y=5.4m)的颗粒物浓度场截面, 模拟结果显示人员附近的颗粒物浓度较高, 随着距离增加, 颗粒物浓度迅速下降。 当距离人员 0.6m 时, 颗粒物浓度降至 400 个/m³(千 级洁净室标准 35200 个/m³, ≥ 0.5µm)。由于操作 人员的热羽流作用, 使得颗粒物在人附近有向上扩 散的趋势, 但被 FFU 的射流较好的压制。人员在 P1 位置时, 保持人员正上方的一个 FFU 送风速度为设 计值 0.35m/s, 降低其余位置 FFU 的送风量。



图 5 截面 Y=5.4m 的颗粒物浓度分布

维持操作人员正上方的一个 FFU 送风速度为设计值 0.35m/s,其余距离人员较远 FFU 送风速度从 0.35m/s 降低至 0 时,洁净室内颗粒物的平均浓度 ($\geq 0.5\mu m$)变化如图 6 所示。随着 FFU 送风速度



图 6 人员在 P1 位置保持人员上方 FFU 送风速度不变降 低其余 FFU 送风速度时颗粒物平均浓度的变化

的降低,洁净室内颗粒物平均浓度逐渐升高,距离 人员较远的 FFU 从 0.35m/s 降至 0.15m/s 时,洁净 室颗粒物平均浓度从 13 个 /m³ 增加到 15 个 /m³,增 长缓慢。继续降低 FFU 送风速度至 0,洁净室颗粒 物平均浓度从 13 个 /m³ 增加到 219 个 /m³,增加显著。

2.2 人员在P2位置模拟结果

图 7 是操作人员在 P2 位置时,过人员(Y=5.4m)的流场截面,与人在 P1 位置时的流场相同,FFU 下方形成射流,其余区域(盲板下方)由于射流卷吸形成许多涡旋,流型较为混乱。由于人员处在盲板下方,没有送风射流抑制人体的热羽流,人员周围产生上升气流,可以达到较高位置。



图 7 截面 Y=5.4m 的流场分布

图 8 是操作人员在 P2 位置时, 过人员(Y=5.4m)的颗粒物浓度场截面。模拟结果显示, 人员在盲板下方, 没有送风射流的压制, 人员的热羽流将颗粒物带到上方, 使得人员附近及上方的颗粒物浓度较高。同时由于两侧有 FFU 的送风射流, 使得颗粒物不易于往两侧扩散。人员所处的盲板下方区域颗粒物浓度(≥400 个/m³)显著高于其他区域。相比人员在 P1 位置时, 由于没有送风射流的控制, 洁净室颗粒物的整体浓度要高一些。人员在 P2 位置时, 保持人员两侧的两个 FFU 送风速度为设计值 0.35m/s, 降低其余位置 FFU 的送风量。



图 8 截面 Y=5.4m 的颗粒物浓度分布

当维持操作人员两侧的两个 FFU 送风速度为设 计值 0.35m/s,其余距离人员较远 FFU 送风速度从 0.35m/s 降低至 0 时,洁净室内颗粒物的平均浓度 (≥ 0.5μm)变化如图 9 所示。随着 FFU 送风速度 的降低,洁净室内颗粒物平均浓度逐渐升高,距离 人员较远的 FFU 从 0.35m/s 降至 0.15m/s 时,洁净室 颗粒物浓度从 31 个 /m³ 增加到 51 个 /m³,平均浓度 略有增加。继续降低 FFU 送风速度至 0,洁净室颗 粒物平均浓度从 51 个 /m³ 快速增加到 142 个 /m³。



图 9 人员在 P2 位置保持人员两侧 FFU 送风速度不变降 低其余 FFU 送风速度时颗粒物平均浓度的变化

2.3 人员在P3位置模拟结果

图 10 是操作人员在 P3 位置时,过人员(Y=4.2m)的流场截面,由于截面没有过 FFU,属于盲板下方区域,涡旋较多,流型较为混乱。与人员在 P2 位置时情况类似,没有送风气流抑制人体的热羽流,人员周围产生的上升气流可以达到较高位置。





图 11 是操作人员在 P3 位置时,过人员(Y=4.2m)的颗粒物浓度场截面。模拟结果显示,人员在盲板下方时,没有送风射流的压制,人员的热羽流将颗粒物带到上方,使得人员附近及上方的颗粒物浓度较高。同样该情况下洁净室的颗粒物浓度整体水平要高于人员在 P1 位置时。



图 11 截面 Y=4.2m 的颗粒物浓度分布

当人员处在四个 FFU 中间位置的盲板下方时 (P3),最近的四个 FFU 可以起到控制颗粒物扩散 的效果,其余 FFU 维持较高转速控制颗粒物扩散效 果不显著。人员在 P3 位置时,保持人员周围的四个 FFU送风速度为设计值 0.35m/s,降低其余位置 FFU 的送风量。



图 12 人员在 P3 位置保持人员周围 FFU 送风速度不变降 低其余 FFU 送风速度时颗粒物平均浓度的变化

当维持操作人员周围的四个 FFU 送风速度为设 计值 0.35m/s,其余距离人员较远 FFU 送风速度从 0.35m/s 降低至 0 时,洁净室内颗粒物的平均浓度 (≥ 0.5µm)变化如图 12 所示。随着 FFU 送风速度 的降低,洁净室内颗粒物平均浓度逐渐升高,距离 人员较远的 FFU 从 0.35m/s 降至 0.15m/s 时,洁净 室颗粒物浓度从 31 个 /m³ 增加到 40 个 /m³,平均浓 度略有增加。继续降低 FFU 送风速度至 0,洁净室 颗粒物平均浓度从 40 个 /m³ 快速增加到 76 个 /m³。

通过人员在不同位置的模拟结果可以看到,维持人员最近的几个 FFU 送风速度为设计值 0.35m/s,降低其余 FFU 风速会使得洁净室内平均浓度升高。 当从 0.35m/s 降至 0.15m/s 时,洁净室整体颗粒物浓度上升不明显。但继续降低其余 FFU 送风速度,颗粒物浓度会显著升高。因此周围 FFU 风速不宜降至 0.15m/s。

2.4 节能量

根据实际情况,该生产区域最大班人数为2人, 工作时间为三班制 24h。控制策略:

(1)当人员在FFU正下方时,保持正上方 FFU送风速度为设计值0.35m/s,其余下为0.15m/s。

(2)当人员在两个 FFU 之间的盲板下方时, 保持两侧的两个 FFU 送风速度为设计值 0.35m/s, 其余下为 0.15m/s。

(3)当人员在四个 FFU 之间的盲板下方时, 保持附近的四个 FFU 送风速度为设计值 0.35m/s, 其余下为 0.15m/s。认为操作人员随机出现在任意位 置(FFU 下方 25%,两个 FFU 之间盲板下方 50%, 四个 FFU 之间盲板下方 25%)。设计状态下 FFU 总的送风量为 29030m³/h,采用基于人员位置的 FFU 控制策略后,总的循环风量可降低至 17107m³/h,为 设计送风量的 58.9%。

根据厂家提供的 FFU 性能曲线及测试得到的

FFU 转速和风量的关系曲线,计算得到风机能耗。 送风量降低后风机功率会显著下降,送风速度为设 计值 0.35m/s 时,单个 FFU 功耗为 351W,送风速 度降低至 0.15m/s 时,单个 FFU 功耗为 54W。采用 基于人员位置的 FFU 控制策略后,总循环风量降低 42.1%,风机总能耗降低 60.8%。

3 结论

本文针对 FFU 布置率为 25% 的电子洁净厂房, 基于人员位置的 FFU 控制策略进行探究。得到了较 为可行的调控方式,并与传统的 FFU 不进行调控的 方式进行对比,评价了控制效果及节能量。有结论 如下:

(1)当控制人员附近的 FFU 送风速度为设计值 0.35m/s 时,降低其余 FFU 送风速度至 0.15m/s,仍 然可以较好地保障洁净区的洁净水平。

(2)采用基于人员位置的 FFU 控制策略可以显 著降低风量并实现节能。以本文 FFU 布置率为 25% 的洁净厂房为例,通过基于人员位置对 FFU 进行调 控可以降低 42.1% 的循环风量,节约 60.8% 的风机 能耗。

参考文献

[1] 中华人民共和国国务院.《进一步鼓励软件产业和集成电路产业发展的若干政策》. 国发〔2011〕4号. [2] S.-C. Hu, Y.K.Chuah. Power consumption of semiconductor fabs in Taiwan [J]. Energy, 2003,28:895–907. [3] 李立,张利群. 洁净室净化空调系统的节能浅探 [J]. 洁净与空调技术.2014(3):47–49.

[4] S.-C. Hu, Y.K.Chuah. Energy consumption and conservation for semiconductor fabs in Taiwanfacility energy survey results[J]. The International Journal, 2000,6.

[5] 何扬名,戴曙光.利用轮廓特征进行人头识别的 方法 [J]. 计算机工程与应用,2010,46(29):164–166.

[6] 王厚大.一种计算任意封闭形状面积的方法[J]. 南京邮电学院学报,1997(4):83-85.

[7] 张显宗,柳宁,王高.基于图像处理的课室人员位置分布识别[J].自动化与信息工程,2011,32(05):19-21+35.

[8] 罗洪国,石荣桂.浅析洁净室洁净度的污染源及 其控制方法[J].洁净与空调技术.2011,2:79-81.

[9] 屈伟.用 CFD 研究室内空气特性及污染物浓度的分布 [D].北京:北京工业大学.2006.

[10] Chen F, Yu SCM, Lai ACK. Modeling particle distribution and deposition in indoor environments with a new drift-flux model [J]. Atmospheric Environment. 2006,40:357–367.

[11] 冯树根.空气洁净技术与工程应用[M].第二版.北京:机械工业出版社, 2013.

人员扰动对分层空调气流组织效果的影响

冯 露, 鞠 然, 李瑞彬, 刘 敏, 高乃平 (同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804)

[摘 要]分层空调系统能够显著降低室内空调能耗,并且能够改善室内空气品质。采用分层空调系统的 房间内存在着温度分层现象,而温度分层现象受诸多扰动因素的影响,比如人员移动的强度,门窗的开启等。 本文采用正交实验的方法,研究了人员移动的速度、移动的时间、人员的散热量和换气次数对房间温度分层稳 定性的影响。研究发现四个因素对房间内温度梯度稳定性影响的重要性依次为人员移动速度、房间内的换气次 数、人体散热量、人员的移动时间。在人员活动区,随着高度的增加,房间内温度分层的稳定性增强,温度梯 度稳定性越大。

[关键词]分层空调系统;温度分层稳定性;人员移动;人员散热量;房间换气次数

0 引言

空气的温度分层是一种常见的现象,由于浮升 力的作用,暖空气上升,冷空气下降,因此在垂直 方向会存在明显的温度梯度。在暖通领域,温度分 层通常发生在以下情况:(1)夏季由浮升力驱动的 通风方式,比如置换通风,地板送风和大空间的下 送风;(2)冬季工业建筑和仓库;(3)比较极端 的工况,比如建筑内的火灾,火灾时热的烟气受浮 力作用在房间的上部而冷空气在房间的下部^[1]。

对于冬季工业建筑和仓库,由设备产生的热量 积聚在建筑上部,使得建筑上部室内外温差变大, 通过建筑上部传递到室外的能耗较大,此时建筑内 部温度分层的破坏有利于房间的节能。而对于下送 风系统,温度分层的存在有利于节约能源与维护房 间内的空气质量。

虽然温度分层给通风房间带来了诸多好处,但 是房间内也存在着许多动态扰动因素,包括人员的 移动,门的开关和设备的移动。对于人员移动和开 关门这两项动态因素引起的局部气流变化已有不少 报道。静态(或极低背景风速)环境中人体周围的热 羽流和均匀温度场中移动人员周围的涡流特征引起 了较多学者的兴趣。Edge^[2]等研究了移动人体头部 和腿部附近的局部涡流特征。在翁文国等人^[3,4]的 实验中,假人移动速度为0.5~1.5m/s,肩部后方产生 两个对称的涡旋,涡的结构受人体形状和速度影响。 而对于门开关引起的局部气流变化,Chang^[5]等发现 核电站主控室铰链式门开启时的卷吸使得室内外产 生约0.6m³ 的气流交换。滑移门和铰链旋转门的开 闭引起的室内外气流交换特性不同,铰链旋转门引 起的室内外换气量更大,室内通风换气量对滑移门 开闭时流场的影响更大。总体而言,针对负压隔离室,滑移门优于旋转门^[6]。这些研究关注人和门周边的气流,探索热均匀背景环境下的微观流动机理, 一般不涉及房间尺度的气流组织效果,但此类局部流动特性的研究是热分层破坏与恢复、通风效率分析的重要积累。

对于现阶段人员的移动的相关研究主要集中在 人员周边的局部流场与人员移动对房间流场影响两 个方向。而人员移动对房间流场的影响在医院手术 室^[7-9]、病房^[10]中的单向流和下送风系统^[11-16]中研 究较多,这些研究针对手术室单向流或医院病房环 境且大多重点关注污染物的迁移,结论虽不适用于 有热分层的办公环境,但类似问题的研究方法和手 段仍具有很好的参考意义。而下送风空调下人员移 动对气流组织的影响首见于瑞典 Sandberg 课题组在 1996 年 Roomvent 会议上关于置换送风的报道^[19], 但此后的相关文献数量并不多。而现有的文献中研 究人员移动对下送风通风房间的文献中,对室内温 度分层的相关研究较少。

1 研究方法

1.1 实验介绍

实验室位于同济大学济阳楼 108 室,房间的大 小为 4m×4m×3.5m,送风口位于左侧两个角落且置 于地面高度,出风口是半径为 0.45m 的弧形面,高 度为 0.7m。靠近出风口的位置为人员移动的轨道, 轨道长 3.5m,宽 0.5m,高度 0.15m。有一个假人在 轨道上方来回移动,假人的高度为 1.8m,轨道的右 侧有两个假人,一位假人处于站姿状态,一位假人 处于坐姿状态,站姿假人高度为 1.65m,发热量为 77W,坐姿假人的尺寸为 0.35m×0.35m×1.2m,假人 散热量为 70W。站姿与坐姿状态的假人面前各有一 台电脑,电脑的尺寸为 0.35m×0.35m×0.3m,单台 电脑发热量 138W。房间的左侧为家具,其尺寸为

基金项目:中央高校基本科研业务费专项资金资助、十三五 重点研发计划课题(No. 2017YFC0702304-01)和 国家自然科学基金(No.51878462)的支持。

影响 因素	通风方式	研究者	年份	研究方法	结论
		Wang et al.[7]	2013	CFD 模拟	室内环境中,人员行走速度和医护人员手臂弯曲姿势对雾滴浓度的影响较大。
人员移动	单向流	Brohus et al.[8]	2006	实验 +CFD 模拟	外科医生运送水泥的过程中,存在细菌运输到清洁区域的潜在风险。
	1 1 3 010	Shih et al.[9]	2007	CFD 模拟	移动的人回到原来的位置并保持静止后,室内的气流很快恢复到原来的状态。 运动速度对源污染物的去除没有明显影响。
	上送上回	送上回 Hang et al.[10]		CFD 模拟	医务人员移动(0~5.4s)对气态污染物场的扰动作用还不如人员停止后流场波动(5.4~25.4s)的影响大,需要长达 30~60s的时间流场才能恢复移动前的状态
	下送风	Bjorn et al. [11]; Mattsson et al. [12]	1997	实验	人员移动对下送风房间通风效率、污染物分布和人员暴露水平的影响显著
		Matsumoto and Ohba[13]	2004	实验	验证了下送风房间内人员活动对室内温度分布和通风效率的负面作用,且发现 人员移动模式和移动速度的影响显著
	系统	Zhang et al.[14]	2009	CFD 模拟	下送风室内 TVOCs 的空间浓度分布受到人体运动的影响。
		Poussou et al. [15]; Mazumdar et al. [16]	2011	CFD 模拟	飞机机舱内乘客或机组人员移动引起的污染物传播,发现人员移动可引起明显的纵向气流,将污染物携带到其所到之处
さった		董书芸 [17]	2007	实验	门开关造成的污染物侵入在 1.5m 高度处大约为 2m
11时 开关	单向流	Shih et al. [9]	2007	CFD 模拟	污染物的输送只受开门期间压差的大小的影响。门关闭后,污染源的去除不受 压差大小的影响。
设备 移动 单向流 Yao et al.[18] 2013 CFD 模拟 自动引导车的移动会带来污染物并破坏周围洁净度。		自动引导车的移动会带来污染物并破坏周围洁净度。			

表1 人员移动对房间流场影响的相关研究

0.95m×1.5m×2.6m, 无散热, 位于家具两侧为两台设备, 其尺寸为 1.25m×0.55m×1.2m, 每台设备散热量为 966W。

图 1 与图 2 分别为房间的平面图与房间的立体 图。房间内的散热设备如表 2 所示,其中家具,桌 子和轨道并不发热,在实验时天花板上的日光灯并 未开启。

表2 房间内散热设备

物体	表面积/m ²	散热量 /W	数量	尺寸
移动假人	1.01	135	1	1.8m 高
电脑	0.61	138	2	0.35m×0.35m×0.3m
站姿假人	0.62	77	1	1.65m 高
坐姿假人	1.8	70	1	0.35m×0.35m×1.2m
设备	5.01	966	2	1.25m×0.55m×1.2m

房间内的温度采用型号为 PT100 的热电偶进 行测试,采用数据采集仪 APPLENT AT4524A 和 MIK6000C 进行温度数据的采集。所有温度测试探 头都已经使用恒温水槽进行标定。其中 PT100 的测



试精度为±(0.15+0.2%测试值)℃。

1.2 测点布置

房间内一共有5个测点,测线布置如图3所示, 每个测线布置一个测杆,考虑到房间以X-Z截面在 Y=2m处对称,在两侧各取一个测线A与D。在每 条测杆上有11个测点,测杆上的起始测试高度为 0.2m,每隔0.3m布置一个温度测点,最高测点高度 为3.2m。测点F与测点G的测试高度为0.5m,目 的是测试出风口的风速,测点H与测点I的测试高 度为0.5m,目的是测试墙壁的温度。图4为X-Z截 面在Y=2m处的测点布置图,截面上存在三个测线。 在测线E的3.2m处为房间排风口。

1.3 实验设计

移动人员对室内温度分层的破坏取决于多种因 素,包括人员的移动速度,人员的移动时间,人员 的发热量与房间的通风量。而每种影响因素都有三 个水平,房间内的影响因素如表3所示。



图 2 房间立体图



表3 房间内温度分层影响因素

	影响因素								
水平	移动速度 /(m/s)	移动时间 /min	人体散热量 /W	换气次数 /h-1					
1	1	15	0	4.71					
2	0.6	30	45.9	6.87					
3	0.3	60	76.5	10.88					

综合考虑多种因素,采用4因素3水平的正交 表 L₉(3⁴)设计实验,实验工况如表4所示。空调开 机后,静置房间8h,使得房间内温度分层达到稳 定,为保证机组运行稳定,实验期间不关闭空调机 组。每次实验开始前将房间静置3h。使得房间内的 温度分层达到充分稳定,每次实验结束后,静置房 间3h,使得房间内的温度分层恢复到稳定状态再读 取数据。每次有人员进出或者门开启的情况,重新 计时进行静置。

		影响因素								
实验序号	移动速度 /(m/s)	移动时间 /min	人体散热量 /W	换气次数 /h ⁻¹						
1	0.3	15	45.9	10.88						
2	0.3	30	76.5	4.71						
3	0.3	60	0	6.87						
4	0.6	15	76.5	6.87						
5	0.6	30	0	10.88						
6	0.6	60	45.9	4371						
7	1	15	0	4.71						
8	1	30	45.9	6.87						
9	1	60	76.5	10.88						

表4 L₉(3⁴) 正交实验设计

1.4 评价指标

为了评价室内温度分层在垂直方向上的变化情况,引入温度梯度 ΔT_{xh} 的概念,对 ΔT_{xh} 的定义如下:

$$\Delta T_{Xh} = \frac{T_{Xh} - T_{X0.2}}{h - 0.2} \tag{1}$$

其中: $T_{x_{0,2}}$ 为Line X上 0.2m高度处的温度(°C); T_{x_h} 为房间内Line X上 h高度处的温度(°C); h为

A Mea	suring points of	pollutant concentration	 Measuring points of 	air velocity	points of temperatu
0.3m	Measuring line B3.2	B Measuring line C C3.21	E Measuring line E E3.2		z=3.2m
0.3m	B2.9	C2.9	E2.9		z=2.9m
0.3m	B2.6	C2.6	E2.6		z=2.6m
0.3m	B2.3	C2.3	E2.3		z=2.3m
0.3m	B2.0	Pollution C2.0	E2.0		z=2.0m
0.3m	B1.7	source C1.7	E1.7		z=1.7m
0.3m	B1.4	C1.4	E1.4		z=1.4m
0.3m	B1.1	()-()) C1.1	E1.1	Furniture	z=1.1m
0.3m	B0.8	C0.8	E0.8		z=0.8m
0.3m	B0.5	C0.5	E0.5		z=0.5m
Z†0.2m	B0.2	<u> </u>	E0.2		z=0.2m
X	0.60m	1.15m	1.00m		

图 4 X-Z 截面 Y=2m 处的测点布置图

测点的高度(m); X代指测线的编号。

为了客观评价人员移动对室内的影响,提出了 温度分层的评价指标,温度梯度稳定性。温度梯度 稳定性是指运动前房间内的温度梯度与运动时房间 内达到伪稳态时温度梯度的比值。伪稳态是指人员 长时间移动导致房间内的温度呈现周期性变化的状 态。取运动开始前五分钟的温度进行平均作为运动 前的温度,伪稳态的温度值取运动达到伪稳态后, 结束运动前 5min 的平均值。稳定性使用α来表征, 用下式进行计算。

$$\alpha = \frac{\frac{T'_{Xh} - T'_{X0,2}}{h - 0.2}}{\frac{T_{Xh} - T_{X0,2}}{h - 0.2}} = \frac{T'_{Xh} - T'_{X0,2}}{T_{Xh} - T_{X0,2}}$$
(2)

其中: T_{Xh} 为 Line X 的 h 高度处的温度(℃); $T_{X0.2}$ 为 Line X 的 0.2m 高度处的温度(℃); T'_{Xh} 为 达到伪稳态时 Line X 的 h 高度处的温度(℃); $T'_{X0.2}$ 为达到伪稳态时 Line X 的 0.2m 高度处的温度(℃)。

2 结果分析及讨论

2.1 正交实验结果分析

选取房间中心区域人员呼吸区高度(Line C的 1.7m 处)的温度梯度稳定性 a 为评价指标,评价人 员移动对温度分层的影响。测试结果见表 5。同时 对测试获得的实验数据进行统计分析。

对于 Line C1.7m 处的温度分层稳定性,根据 表 6 可以看出,当移动速度为 0.3m/s,移动时间为 15min,移动人员散热量为 46.9W,换气量为 10.88 次 /h 时,此时房间内温度梯度的稳定性最好,人员移 动基本对房间内温度梯度没有破坏,而根据计算所 得的极差,四个因素对房间内温度梯度稳定性的影 响的重要性依次为人员移动速度>房间内的换气次 数>人体散热量>人员的移动时间。人员移动的速 度对房间内温度梯度的稳定性影响最大,而人员的 移动时间对房间内温度梯度的稳定性影响最小。

实验序号	移动速度 /(m/s)	移动时间 /min	人体散热量 /W	换气次数 /h ⁻¹	温度梯度 稳定性 α					
1	0.3	15	45.9	10.88	1.002					
2	0.3	30	76.5	4.71	0.791					
3	0.3	60	0	6.87	0.768					
4	0.6	15	76.5	6.87	0.622					
5	0.6	30	0	10.88	0.723					
6	0.6	60	45.9	4371	0.697					
7	1	15	0	4.71	0.538					
8	1	30	45.9	6.87	0.495					
9	1	60	76.5	10.88	0.558					
表 6 温度梯度稳定性的统计分析										
系数	系数 移动速度 /(m/s) 移动时间 /min 人体散热量 /W 换气次数 /h ⁻¹									

表5 不同工况下温度梯度的稳定性

表 6 温度梯度稳定性的统计分析				
系数	移动速度 /(m/s)	移动时间 /min	人体散热量 /W	换气次数 /h-1
K ₁	2.561	2.162	2.029	2.026
K ₂	2.042	2.009	2.194	1.885
K ₃	1.591	2.023	1.971	2.283
κ_1	0.854	0.721	0.676	0.675
κ_2	0.681	0.670	0.731	0.628
κ_3	0.530	0.674	0.657	0.761
极差	0.323	0.051	0.074	0.133
重要性	A > D > C > B			
最优选择	0.3m/s	15min	45.9W	10.88h ⁻¹

为了便于分析,将温度梯度稳定性随各因素水 平变化的情况用图形表示出来,画在图 5 中,根据 图 5 可以看出,随着移动速度的减小,温度梯度的 稳定性在增加,而运动速度为 0.3m/s 时,温度梯度的 稳定性最高。而随着移动时间的增加,温度梯度的 稳定性在下降,在运动时间超过 30min 后,出现轻 微的上升,移动时间为 15min 时,温度梯度稳定性 最高。而当移动人员的散热量为 45.9W 时,此时房 间内的温度梯度的稳定性最好。而当房间内换气次 数为 6.87 次/h 时,此房间内的温度梯度稳定性最低。 2.2 不同高度的温度分层稳定性分析

将各个工况下的温度梯度稳定性放在同一张表格中进行分析。结果如图6所示,根据上图可以看出, Test1的情况下,温度梯度的稳定性最好,而Test8的情况下,温度梯度的稳定性最差。随着高度的减小, 房间内温度分层的稳定性减小,这是因为人员移动 会使得身后的受到扰动的气流向下方和后方扩展并 逐渐变大,到0.5m处达到最大,所以0.5m处的温 度分层稳定性最小。而1.1m处和1.7m处的温度梯 度稳定性相对周围点较大,这是因为在运动前,1.1m 处和1.7m处的温度就相对其他点较高,温度梯度稳 定性更大。可以认为房间内温度越高的点,温度梯 度稳定性越大。



图 5 温度梯度稳定性随各因素水平变化



128 建筑环境与能源 | 2019年第12期



图 6 不同工况下 Line C 的温度梯度稳定性

考虑到 Test8 的温度梯度稳定性最大,以 Test 8 为对象,研究房间内 X 轴截面和 Y 轴截面的温度梯 度变化情况。对于垂直于 Y 轴截面,Line C 与 Line B 在小于 1.7m 的区域温度梯度稳定性相近,这是因 为它们距离轨道的距离相近,而 Line E 的温度梯度 稳定性则相对其他两条测线较大。对于垂直于 X 轴 截面,Line A 的温度梯度稳定性远大于其他两条测 线,原因是因为 Line A 靠近出风口,其 0.2m 处的 温度受出风口影响较大,而受人员移动的影响较小。 对于 Line A 和 Line D,它们不同高度的温度梯度稳 定性曲线相似,这是因为它们所处的位置位于轨道 两端,人员移动对测线的影响相似。

3 结论

本文使用正交试验的方法研究了房间内的温度 梯度在不同换气次数,不同人员移动速度,不同移 动时间和不同发热量的情况下的稳定性,研究发现 了如下的规律。

(1)当移动速度为0.3m/s,移动时间为15min, 移动人员散热量为46.9W,换气量为10.88h⁻¹时,此 时房间内温度梯度的稳定性最好,人员移动基本对 房间内温度梯度没有破坏。

(2)根据计算所得的极差,四个因素对房间内 温度梯度稳定性的影响的重要性依次为人员移动速 度>房间内的换气次数>人体散热量>人员的移动 时间。人员移动的速度对房间内温度梯度稳定性影 响最大,而人员的移动时间对房间内温度梯度稳定 性影响最小。

(3)随着移动速度的减小,温度梯度的稳定性 在增加。而随着移动时间的增加,温度梯度的稳定 性在下降,在运动时间超过 30min 后,出现轻微的 上升。而当移动人员的散热量的增加会使得稳定性 先增后降,而换气次数的增加会使得稳定性先降后 升。

(4)随着高度的增大,房间内温度分层的稳定 性增大,而房间内温度越高的点,温度梯度稳定性 越大。

参考文献

[1] Wang L, Zhang X, Qi D. Indoor thermal stratification and its statistical distribution. Indoor air. 2019;29:347– 363.

[2] Edge BA, Paterson EG, Settles GS. Computational study of the wake and contaminant transport of a walking human. Journal of Fluids Engineering. 2005;127:967–977.

[3] Han Z, Weng W, Huang Q. Numerical and experimental investigation on the dynamic airflow of human movement in a full-scale cabin. HVAC&R Research. 2014;20:444–457.

[4] Han ZY, Weng WG, Huang QY, Fu M, Yang J, Luo N. Aerodynamic characteristics of human movement behaviours in full-scale environment: comparison of limbs



图 7 Test8 工况下不同截面 Line C 的温度梯度稳定性

pendulum and body motion. Indoor and Built Environment. 2015;24:87-100.

[5] Chang L, Zhang X, Wang S, Gao J. Control room contaminant inleakage produced by door opening and closing: Dynamic simulation and experiments. Building and Environment. 2016;98:11–20.

[6] Kalliomäki P, Saarinen P, Tang JW, Koskela H. Airflow patterns through single hinged and sliding doors in hospital isolation rooms–Effect of ventilation, flow differential and passage. Building and Environment. 2016;107:154–168.

[7] Wang J, Chow T-T. Influence of human movement on the transport of airborne infectious particles in hospital. Journal of Building Performance Simulation. 2015;8:205–215.

[8] Brohus H, Balling KD, Jeppesen D. Influence of movements on contaminant transport in an operating room. Indoor air. 2006;16:356–372.

[9] Shih Y-C, Chiu C-C, Wang O. Dynamic airflow simulation within an isolation room. Building and Environment. 2007;42:3194–3209.

[10] Hang J, Li Y, Jin R. The influence of human walking on the flow and airborne transmission in a six-bed isolation room: tracer gas simulation. Building and Environment. 2014;77:119–134.

[11] Bjørn E, Mattsson M, Sandberg M, Nielsen PV. Displacement ventilation: effects of movement and exhalation. Indoor Environmental Technology. 1997:No. 70, Vol. R9728.

[12] Mattsson M, Bjørn E, Sandberg M, Nielsen P. Sim-

ulating people moving in displacement ventilated rooms. [13] Matsumoto H, Ohba Y. The influence of a moving object on air distribution in displacement ventilated rooms. Journal of Asian Architecture and Building Engineering. 2004;3:71–75.

[14] Zhang Q, Zeng L, Xie G, Zhang G, Niu J. Impact of human motion on TVOCs inhalation dose under side re-circulated ventilation. Journal of Central South University of Technology. 2009;16:599–607.

[15] Poussou SB, Mazumdar S, Plesniak MW, Sojka PE, Chen Q. Flow and contaminant transport in an airliner cabin induced by a moving body: Model experiments and CFD predictions. Atmospheric Environment. 2010;44:2830–2839.

[16] Mazumdar S, Poussou SB, Lin C-H, Isukapalli SS, Plesniak MW, Chen Q. Impact of scaling and body movement on contaminant transport in airliner cabins. Atmospheric Environment. 2011;45:6019–6028.

[17] 董书芸,涂光备,嵇赟喆,陈雪芬,凌继红.手术 室门的开启对室内洁净度影响的实验研究.天津大 学学报.2007;40:489-493.

[18] Yao Q, Zhu Q. Investigation of the contamination control in a cleaning room with a moving AGV by 3D large-scale simulation. Journal of Applied Mathematics. 2013;2013.

[19] Mattsson M. Velocity field created by moving objects in rooms. Proceedings of ROOMVENT96, the 5th International Conference on Air Distribution in Rooms. Yokohama, Japan. p. 547–554.

高大连续空间火灾混合通风烟气控制研究

童 艳,霍德凯,彭俊欢

(南京工业大学城市建设学院,江苏南京 210009)

[摘 要]本文采用 Pyrosim 软件,以南京桥北客运站为对象,开展混合通风在高大连续空间进行烟气控制的适应性研究。采用4 MW 火源,火源区网格尺寸为 0.2m×0.2m×0.2m。结果表明,如果在非中庭顶部设置机械排烟口,其速率或面积过大都会造成烟气层吸穿,但对中庭顶部自然排烟影响不大。随着非中庭顶部机械排烟口排烟量增加,自然排烟口排烟量逐渐减小,直至出现倒灌,且二者呈近似线性关系,拟合优度 R2 为 0.97; 无机械补风情况下,自然补风口面积越大,自然排烟量越大,但当补风口面积大于 25m² 后,自然排烟量不再受影响;自然排烟量随中庭高度增加先增后减。

[关键词]高大连续空间;火灾;混合通风;数值模拟;吸穿;倒灌

0 引言

公共交通建筑具有连续性和互通性,即建筑内 部空间是互通的,当发生火灾时,烟气会在各连通 空间内流动,所以其火灾烟气控制的研究至关重要, 而中庭式建筑就是一种典型的连续空间。混合通风 就是将自然与机械排烟相结合,以期实现较好的排 烟效果^[1-2]。

近年来,一些学者针对混合通风在火灾工况的 应用展开了相关研究。王昶舜^[3]等人研究了在高大 空间中使用混合通风时,自然排烟与机械排烟之间 的匹配性问题,但其仅针对单体大空间,忽略了公 共建筑的连通性。高然^[47]等人对混合通风在地铁车 站火灾中的应用通过模型实验及数值模拟展开了研 究,但其多针对发生在中庭下方的火灾,主要利用 了中庭的蓄烟作用,并在中庭上方辅以自然排烟。

对于火灾工况的混合通风,机械排烟的吸穿问题也是不可忽视的。为了防止在机械排烟过程中出现吸穿,导致排烟夹带大量空气,降低了净排烟量,在 NFPA 204^[8] 中限制了单个机械排烟风口的风速。同样,我国《建筑设计防火规范》^[9] 中规定,排烟口的风速不宜大于 10m/s。纪杰等人^[10] 研究了机械排烟口速率及设置高度对其影响。而实际造成吸穿的因素很多,同时,在混合通风中的机械排烟口吸穿对自然排烟影响还亟待研究。



图1 南京桥北客运站建筑示意图

本文研究了混合通风在某地上高大连续空间的 适应性,旨在将其应用到更复杂的建筑中去,如地 下建筑。首先对比分析了四种不同网格尺寸以确保 网格的独立性;然后,针对可能造成吸穿的因素, 如机械排烟口面积、速率展开研究,以及吸穿对自 然排烟的影响;最后,探讨了混合通风中机械排烟 量的设置、自然补风口的面积及中庭高度对自然排 烟的影响。

1 物理模型

本研究的物理模型是位于南京的桥北客运站, 如图1为该建筑的三维几何图,建筑长45m,宽 49m,高4m,在建筑中部有一长14m,宽21m,高6.5m 的中庭。在建筑中庭顶部有一2m×1m的开口作为自 然排烟口。

2 CFD 模型

设置墙体及天花板的材料为混凝土,对应的密度、比热及对流换热系数分别为 2280kg/m³、1.04kJ/kg/K、1.8W/m/K。为了确保自然补风的进入,所有的门设置为"OPEN";为了确保烟气通过自然排烟口顺利流出,将网格边界设置为"OPEN"。环境温度设置为 20℃。火源设置为 4MW^[11]的聚氨酯,位于地面(Z=0),中心坐标为(10.5,7,0)处,尺寸为 1m×1m,如图 2 所示。设置了四组测量点,用于监测该点 Z 方向的烟流参数。其中 A (-3.5, 3, 0)



监测中庭; B(7,10.5,0)、D(10,13.5,0)监测站 厅公共区域(非中庭); C(-10.5,24.5,0)监测出 入口附近。

确定合适大小的网格尺寸是非常重要的。网格 尺寸大,能够很快地算出结果,但是它的精度得不 到保证;相反地,减小网格尺寸,可以提高计算结 果的准确性,但与之而来的就是较长的计算时间, 所以选择合适的网格很重要。

$$D^* = \left(\frac{Q}{\rho_0 c_p T_0 \sqrt{g}}\right)^{2/5}$$
(1)

其中: Q 为火源功率(kW); ρ_0 为环境空气 密度(1.2kg/m³); c_p 为空气的定压比热(1.01kJ/kg/K); T_0 为环境温度(293K); g 为重力加速度(9.81m/s²)。

由文献^[12]可知,应控制*D*/δx*在4-16,针对4MW 火源,根据式(1)计算得,网格尺寸*δx*应在0.10~0.42范围。如表1,设置了4种不同尺寸的网格,其中B、D两个网格,我们对火源区域(3.5 < *X* < 27;0.5 < *Y* < 14.75;0 < *Z* < 5.5)进行了网格加密,其尺寸为其余区域网格尺寸的一半,如图3。采用CPU为E5-2640V42.40GHz的工作站进行并行计算。

表1 用于敏感性分析的网格尺寸

序列	火源区网格尺寸 m×m×m	非火源区网格尺 寸 m×m×m	总网格数	CPU 运行 时间
А	0.4×0.4×0.4	0.4×0.4×0.4	270,000	5h57min
В	0.2×0.2×0.2	0.4×0.4×0.4	496,800	20h55min
С	0.2×0.2×0.2	0.2×0.2×0.2	1,944,000	39h37min
D	0.1×0.1×0.1	0.2×0.2×0.2	3,576,960	≈ 200h



图 3 用于模拟的网格设计 (网格B)



由图 4 可以看出 B、C、D 三个网格尺寸的结果 非常接近,而 A 网格的误差比较大。再综合考虑时 间因素,最终选取网格 B 作为接下来进行模拟的网 格尺寸。

3 结果与讨论

3.1 不同机械排烟下的烟气流场

为了分析机械排烟口的设置可能造成的吸穿及 吸穿对自然排烟的影响,将机械排烟口均匀地布置 在非中庭区域顶部。根据 60m³/h·m² 的排烟量^[13]设 置总机械排烟量为 24.6m³/s,并平均分配到每一个 机械排烟口,如表 2 为机械排烟口设置的汇总。在 本文中,不考虑排烟口长宽比的影响,设置所有的 排烟口均为正方形。

衣 2	机械排烟工况设直	

工况	排烟口个数	排烟口尺寸 /(m×m)	风口速率 /(m/s)
1	1	2.5×2.5	3.94
2	1	1.5×1.5	10.93
3	2	2.0×2.0	3.08
4	2	1.5×1.5	5.47
5	3	1.5×1.5	3.64
6	6	1.5×1.5	1.82
7	6	1.0×1.0	4.1

3.1.1 机械排烟口速率

本小节针对同一机械排烟口尺寸(1.5m×1.5m) 而不同排烟口个数,以研究不同吸气速率对烟流参 数的影响,对应工况2、4、5、6。当风口直接抽吸 低温层的空气时,称为吸穿,即此时风口下方最薄 的烟气层厚度为0^[14]。无量纲的*Fr*数可以用来判断 机械排烟口的吸穿与否^[10]。

$$Fr = \frac{u_e A}{(g\Delta T/T_0)^{1/2} d^{5/2}}$$
(2)

其中, u_e 为风口流速(m/s);A为风口面积 (m²);d为烟气层厚度(m); Δ T为烟气层平 均温升(K); T_0 为环境温度(K);g为当地重 力加速度(9.81m/s²)。当Fr大于某个值时,认为 其发生吸穿,这个值称为 $Fr_{critical}$ 。如果风口靠近烟 气堆积区的中心,取 $Fr_{critical}$ 为1.5^[15];如果风口靠近



图4 不同网格尺寸下测点 B 的烟流参数

烟气堆积区的边缘,取 Fr_{critical}为1.1^[16]。不同工况下 400s 后风口烟层吸穿分析见表3。因为风口位于烟 气堆积的中心区内,所以取 Fr_{critical}=1.5。由计算结 果可知,工况2、4、5出现吸穿,工况6未吸穿。

表3 不同工况下的烟层吸穿	判断
---------------	----

工况	尺寸 /(m×m)	速率 /(m/s)	烟气层厚度 /m	Fr	吸穿
2	1.5×1.5	10.93	1.81	4.31	是
4	1.5×1.5	5.47	1.68	2.60	是
5	1.5×1.5	3.64	1.56	2.09	是
6	1.5×1.5	1.82	1.52	1.11	否

图 5 为 工 况 2、4、5、6 在 600s 时 机 械 排 烟 口所在切面的温度云图。根据烟气层分界面的位置 及垂直温度分布估算烟气层分界面的温度在 45°C 左右,即认为温度高于 45°C 的部分为烟气层。由 图 5 (a)、(b)可以看出,在风口处直接抽吸了 30~35°C 的下层空气,即发生了吸穿;图(c)中风 口抽吸了略低于烟气层分界面的温度,为 40~45°C

<u></u>2

z/m

0

的空气,出现轻微吸穿。而风口处的湍流也会不可 避免地夹带部分空气,这也是造成抽吸下层空气的 一个原因。图(d)中左侧风口只排除温度较高的烟 气,显示了较好的排烟效果,而右侧风口却抽吸了 40~45℃的空气,因为该风口离火源较近,此处烟 气层厚度相对较薄。

图 6 为各工况下室内各测点烟流参数。由图 6 (a)可知,中庭下方烟气层高度较低,这是因为中 庭处并没有采用机械排烟,而是靠纯自然排烟。机 械排烟时所发生的吸穿对其影响并不大。由图 6 (b) 可知,顶部自然排烟口的排烟量受吸穿的影响不大, 因为不论吸穿与否,风机的风量并没有变化,同时 可见机械排烟并没有使自然排烟口发生空气倒灌现 象。从图 (c)、(d)中可以看出,工况 2 的烟气 层高度明显低于工况 5 及工况 6,这是由于吸穿导 致净排烟量下降。而同样发生吸穿的工况 5 的烟气



图 6 不同机械排烟口个数时排烟口尺寸为 1.5m×1.5m 时室内各测点烟流参数

层高度却与未发生吸穿的工况6差不多,由图5可知, 这是因为工况5的吸穿情况相较于前者确实缓和很 多。

图7为600s时测点C、D处的垂直方向温度分布。 由图(a)可以看出,吸穿最为严重的工况2的温度 明显高于其他三种。在图(b)中,工况2、4温度 高于工况6,而工况5由于风口排除了略低于烟气 层温度的空气,所以温度略高于工况6。

综上所述,根据无量纲的 Fr 数来判断烟气的吸 穿与否具有一定的参考价值,能够很好地对其进行 量化的判断。而根据温度云图可以更直观,但也存 在一定的主观性;同时,烟气层分界面本身的不确 定对结果的影响也是很大的。

3.1.2 机械排烟口面积

本小节针对同一机械排烟口速率(≈4m/s), 通过改变排烟口个数改变风口面积以研究面积对排 烟的影响,对应工况1、3、5、7。

图 8 为工况 1、3、5、7 在 600s 时机械排烟口 所在切面的温度云图。由图 8(a)可以看出,风口 抽吸了下层 25~30°C 的空气,吸穿严重;图(b)中 抽吸了下层 30~35°C 的空气,存在吸穿;图(c)中 抽吸了略低于烟层分界面温度的 40~45°C 的空气; 图(d)中没有出现吸穿,右侧风口依旧出现与工况 6 类似的情况。

工况1、3、5中机械排烟口风速均很小,但是

依然出现了吸穿,因为即使排烟口速率很小,但如 果排烟口面积过大,风口断面速度分布不均匀,中 部吸气速度高于四周,由此中部易造成吸穿。所以, 为了防止吸穿的出现,除了要考虑到排烟口的速率, 还要考虑到风口的面积影响。

3.2 不同条件下的顶部开口自然排烟量

本节对比分析不同机械排烟量、自然补风口面积、中庭高度下的顶部开口自然排烟量。 3.2.1 机械排烟量

考虑到该建筑逃生路径较短,一般不设置机械 排烟系统,所以我们利用设置在侧墙上的排风口进 行辅助排烟,开启时间为着火 60s 后。排烟口尺寸为 6m×0.5m,具体位置为: X=26; 12.5 $\leq Y \leq$ 18.5; 3.0 $\leq Z \leq$ 3.5。为了研究机械排烟量的设置对自然 排烟的影响,设置机械排烟量为 24.6m³/s、49.2m³/s、 73.8m³/s、86.1m³/s 四种工况。

图 9 为不同机械排烟量时自然排烟口附近 600s 时速度等值线图。图 10 为不同机械排烟量时中庭顶 部开口自然排烟量,并对模拟结果进行线性拟合, 拟合优度 *R*² 为 0.97, *R*² 越接近 1 说明拟合程度越好, 该拟合结果很好。由图 9 (a)、(b)可以看出, 顶部开口作为排烟口进行排烟;而图 9 (c)显示, 此时的顶部开口并没有烟气的流出,而且此时的顶 部开口可以忽略了,由图 10 亦可看出顶部开口体积 流量约等于 0;当机械排烟量大于 86.1m³/s 后,自











图 9 不同机械排烟量时自然排烟口附近 600s 时的速度场

然排烟口出现室外空气倒灌,如图9(d),由图10 亦可以看出,此时顶部自然排烟口的体积流量为负 值,即室外空气流入。

由图 10 可知,自然排烟量与机械排烟量近似呈 线性关系,且当机械排烟量为 74.3m³/s 时,自然排 烟口流量为 0,此时如果继续增大机械排烟量便会 出现自然排烟口倒灌的现象。可见,对于高大空间 的混合通风,自然排烟口设置在顶部,且位置一般 相对较高,这不仅有利于上部开口的自然排烟,同 样也大大降低了出现倒灌的可能,因为在实际的机 械排烟过程中,不可能实现如此大的机械排烟量。 3.2.2 自然补风口面积

在上述研究中,由于自然补风口面积较大,为 39m²,所以当进行机械排烟时没有考虑进行机械补 风,而是通过自然补风实现。但是,如果自然补风



口面积减小,势必会对顶部开口的自然排烟产生影响。接下来,针对机械排烟量为24.6m³/s的侧排烟,设置10m²、17m²、25m²、32m²、39m²五种工况进行对比。

图 11 为混合通风时不同自然补风口面积下的 顶部开口自然排烟量。当补风口面积小于 25m²时, 随补风口面积增大,自然排烟量增加;而面积大于 25m²后,自然排烟量变化不大。可见,对于纯自然 补风,补风口面积越大,顶部开口自然排烟量越大。 但是,当补风口面积增加到某值时,其对自然排烟 的影响不大。而如果补风口面积很小,顶部开口不 仅无法作为排烟口,还可能也作为补风口。



中庭高度决定了自然排烟口的设置高度,所以本小节针对不同中庭高度展开研究: 6.0m、8.0m、



2019年第12期 | 建筑环境与能源 | 135

10.5m、12.0m、14.0m。如图 12 为不同中庭高度时 顶部开口自然排烟量,可见随着中庭高度增加,自 然排烟量呈现先增后减的趋势。因为开口设置高度 越高,烟囱效应作用越大,所以排烟量越大;而随 着开口高度的增加,中庭内烟气温度逐渐下降,内 外空气密度差减小,所以当中庭高度达到某临界值 时,自然排烟量开始减小。



图 12 混合通风时不同中庭高度下的顶部开口自然排烟量 4 结论

本文以南京桥北客运站为对象,研究了混合通 风在高大连续空间中的适用性。过大的机械排烟口 速率,或较大的排烟口面积,都会造成排烟口出现 吸穿,降低排烟效率,但对自然排烟量影响不大。 自然排烟量随机械排烟量增加而减小,且二者近似 呈线性关系,拟合优度 R²等于 0.97。当机械排烟量 大于 74.3m³/s 后,中庭顶部开口出现室外空气倒灌。 对于纯自然补风,补风口面积越大,自然排烟量越大, 但当补风口面积大于 25m² 后,对自然排烟的影响不 大。对于不同中庭高度,随中庭高度增加,自然排 烟量先增后减。

参考文献

[1] Xin Wang, Chen Huang, Weiwu Cao. Mathematical modeling and experimental study on vertical temperature distribution of hybrid ventilation in an atrium building [J]. 2009, 41(9):907–914.

[2] Hwang, Ji-Hyeon, Kim, Moo-Hyun. Performance prediction of a hybrid ventilation system in an apartment house [J]. Energy and buildings, 2009, 41(6):579–587.

[3] 王昶舜, 童艳, 郑浩, 等. 高大空间火灾自然排烟 与机械排烟匹配性研究 [J]. 建筑防火设计, 2016, 32(5) :609-614.

[4] Ran Gao, Angui Li, Xinpeng Hao. Fire-induced smoke control via hybrid ventilation in a huge transit

terminal subway station [J]. Energy and Buildings, 2012, 45:280–289.

[5] Na Luo, Angui Li, Ran Gao, et al. Performance of smoke elimination and confinement with modified hybrid ventilation for subway station [J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2014, 43:140–147.

[6] Ran Gao, Angui Li, et al. How domes improve fire safey in subway station [J]. Safety Science, 2015, 80:94–104.

[7] Ran Gao, Angui Li, xinpeng Hao, et al. Prediction of spread of smoke in huge transit terminal subway station under six different fire scenarios [J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2012, 31:128–138.

[8] NFPA. NFPA 204. Standard for Smoke and Heat Venting [S]. MA 02169–7471 An International Codes and Standards Organization. 2015.

[9] 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]. 中国计划出版社.2015.

[10] Ji Jie, Li kaiyuan, et al. Experimental investigation on influence of smoke venting velocity and vent height on mechanical smoke exhaust efficiency [J]. Journal of Hazardous Materials, 2010, 177:209–215.

[11] 公安部上海消防研究所 .DGJ08-88-2006 上海市 建筑防排烟技术规程 [S]. 上海 ,2006.

[12] Xinfeng Long, Xueqin Zhang, Bo Lou. Numerical simulation of dormitory building fire and personel escape based on Pyrosim and Pathfinder [J]. Journal of the Chinese Institute of Engineers, 2017, 40(3):257–266.

[13] 中华人民共和国住房和城乡建设部. GB 51251-2017 建筑防排烟系统技术标准 [S]. 中国计划出版 社.2018.

[14] 姜学鹏, 袁月明, 李旭. 隧道集中排烟速率对排烟口下方烟气层吸穿现象的影响 [J]. 安全与环境学报, 2014, 14(2):36-40.

[15] O. Vauquelin. Experimental simulations of fire-induced smoke control in tunnels using an "air-helium reduced scale model": principle, limitations, results and future [J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2008, 23:171–178.

[16] H.P. Morgan, J.P. Gardiner. Design principle for smoke ventilation in enclosed shopping centers [S], BR186, Building Research Establishment. 1990.

新型交互式靶向通风性能研究

李 晗,李瑾超,席 畅,孔祥飞

(河北工业大学,能源与环境工程学院,天津 300401)

[摘 要]本文对所提出的新型交互式靶向通风与现有的层式通风进行了对比与研究。分别从温度分布、 通风效率和室内热舒适性三个方面进行了探讨。研究结果表明,与常规层式通风方式相比,新型交互式靶向送 风可在降低输入负荷 25% 的前提下,实现了更高的通风效率与 ADPI,与此同时,根据新引入的经济舒适比指标, 新型交互式靶向送风用来营造室内舒适性的所需通风能耗仅为常规层式通风的 73.3%,即在相同室内热舒适前 提下,新型交互式靶向送风可节能 26.7%。

[关键词]交互式靶向送风; 层式通风; 通风效率; 气流分布性能指数; 有效吹风感温度

0 引言

建筑供冷与采暖所消耗的能量占据了建筑 能耗的47%^[1],而建筑能耗又占据了总能耗的 20%~40%^[2]。随着人民生活质量的上升,其对室内 空气品质的关注度不断上升。相关研究表明,不舒 适的室内环境可直接显著影响到室内人员的身体健 康以及工作效率。基于此,大量的专家学者针对不 同类型的通风形式应用于办公环境进行了研究与对 比^[3-7]。由于我国幅员辽阔,气候分区复杂,从而导 致我国的制冷与供暖能耗尤为显著^[8]。因此,寻求 一种能有效提供舒适、健康的室内环境的空调系统, 对建筑节能有着重要意义。

根据现有研究, 层式通风是应用于中小空间中 一种非常有效的机械通风方式¹⁹。新鲜空气通过较 短的距离和时间水平供应到呼吸区。相较于其他送 风形式的呼吸区气流, 层式通风送风气流具有更高 的温度、速度和更短的空气龄。因此,人员可以得 到更优的供热效果和更高质量的吸入空气^[10]。层式 通风的原理就是通过在人员活动区直接送风使得在 呼吸区水平上形成新鲜空气层,同时提高室内空气 温度和流动速度。前人研究表明,在层式通风条件 下,中型房间的室温较混合通风高约2.5℃,节能率 至少为 37.7%^[11]。因此, 层式通风可以为人员提供 一个舒适的环境,并显著降低 HVAC 能耗^[12]。并且 能够通过建立合理的速度和温度组合,得到满意的 平均热感觉指数(PMV)和预测不满意百分比(PPD) 以及呼吸区的高质量空气[13]。数值研究结果表明, 与混合通风房间相比, 层式通风环境下的人员受到 空气病菌感染的风险更低^[14]。然而,大多数的研究 者们都是在供冷条件下对送风终端类型、布局形式 和送风参数对层式通风性能的影响进行了探究^[15]。

基金项目:河北省自然科学基金资助项目 (No.E2019202452)。 但是层式通风还存在一个明显的缺陷,那就是 应用场所受限,且随着射程的增加,冷气流下沉与 热气流上升现象明显,容易造成离送风口较近与较 远区域,人体不舒适性显著增加。若为了增加层式 通风对大空间的适用性,只能通过增加送风速度来 延长射程,而较大的送风速度又会给人员带来显著 的吹风感。并且根据现有研究,冷负荷与热负荷的 分布是存在明显的空间差异性的,而现阶段的通风 形式都是基于冷热负荷分布均匀这一特性进行设计 与优化,需求与供应的矛盾性会带来空间人体舒适 性的降低与能耗的浪费。基于此,本研究在现有层 式通风的基础上,提出了交互式靶向送风,并将其 通风性能与室内热舒适性与常规层式通风进行了对 比与分析。

1 系统描述

1.1 常规层式通风系统

图1给出的是常规层式通风系统,O点代表的 室外状态点,室外空气(O)与室内状态点(RA) 混合后到达点1,然后通过组合式空调系统,经过 冷却除湿后到达点2,然后通过层式送风口,将冷 风送至人员区。



图1 常规层式通风系统

图 2 给出了常规层式通风系统所营造的房间冷 热情况分布图,从图中可以看出,当夏季从层式通 风口送出冷风(20℃),由于与室内温度(26℃) 存在较大的温差,从而气流沉降速度很快。与此同时, 在夏季由于热气流上升影响以及冷负荷分布空间特 征,冷负荷主要集中在 1.0m 以上,然而由于冷气流 下沉,使得大部分送进来的冷量都沉积在房间底部, 从而不仅使得人员区域冷热温差过大,更使得送进 来的冷量无法被有效利用。



图 2 常规层式通风下房间温度分布示意图 1.2 新型交互式靶向送风系统

图 3 给出的是新型交互式靶向送风系统, O 点 代表的室外状态点, 室外空气(O)与室内状态点 (RA)混合后到达点 1, 然后上层风通过常规冷源 (组合式空调机组), 经过冷却除湿过达到点 2, 然后通过上层风口送入室内;下层风通过高温冷源, 经过冷却后达到点 3, 通过下层风口送入室内, 在 上下层风口向室内送风的过程中, 射流层边缘可能 会发生掺混, 从而达到点 4 向室内送风。



图 3 新型交互式靶向送风系统

针对图 2 所暴露出的常规层式通风系统现存问题,图 4 给出了新型交互式靶向送风下的室内空间 温度分布示意图。从下图可以看出,由于下层风的 送风温度高于上层风,缩小了与房间温度的温差, 进而延缓了下层风冷风沉降现象。不仅如此,下层 风还为上层风实现了一个托举现象,并且局部缩小 了上层送风与环境温度的温差,从而上层风的沉降 速度也明显降低,这一现象实现了双层风的交互性。 从房间冷负荷空间分布来看,在夏季,冷负荷主要 集中在 1.0m 以上空间,而上层风送风位置在 1.5m, 所送进来的低温冷风正好可抵达冷负荷集中区,而 下层高温冷风送风位置在 0.75m,所覆盖区域的冷 负荷显著低于上层冷风所覆盖区域,从而实现了靶 向送风。由此,在理论上来说,相对于常规层式送风, 新型交互式靶向送风系统可以在保持送风量不变, 送风负荷缩减 25% 的前提下,可获取更佳的室内舒 适性。除此之外,高温冷风,如 23℃,增加了可再 生能源与廉价冷源的利用(太阳能,地下冷水); 由于上下层风口分开,除湿量可由上层冷风承担, 克服了传统层式通风无法实现湿度控制的典型弊端。



图 4 新型交互式靶向送风系统下房间温度分布示意图

2 研究方法

2.1 Airpak 介绍

实验测量为得出实验结果需要的时间较长,而 且需要消耗的成本也较高;实验过程中也往往会受 到各种因素的干扰,导致实验结果存在一些误差; 同时也会受实验条件的限制,得不到较全面的实验 数据。计算流体力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)是一种利用计算机对流体流动与传热等物 理现象进行模拟计算的技术,已经得到了广泛的应 用,如航空航天、石油化工、机械制造等领域。它 能在较短的时间内对流场进行预测;而且计算流体 力学可以有效的对流体进行全方面的预测分析。它 对研究流体力学问题有很大的帮助,对于实验与设 计问题都能起到指导与参考的作用,节省了人力、 物力和时间。

目前国际上,AIRPAK 是在 HVAC 领域应用比较广泛的商用 CFD 软件。AIRPAK 能够对一些物理现象进行模拟,如空气的流动与传热、空气的污染等; AIRPAK 能够对一些 HVAC 领域的问题进行计算分析,如空气的品质、空气的污染以及舒适度等问题; AIRPAK 还能够通过计算模拟提供一些计算指标, 如 PMV、PPD 等。在实际应用中,AIRPAK 不仅具有很强大的功能,还能起到很高的经济性。

AIRPAK的求解器采用FLUENT进行求解; 在网格划分方面,AIRPAK能够生成高质量网格; AIRPAK 具备自动网格划分功能,能够生成非结构 化与结构化网格;AIRPAK 也支持四面体、六面体 以及混合网格。在模型方面,AIRPAK 拥有广泛的 模型,如强迫对流、自然对流和混合对流模型;热 传导模型、流体与固体耦合传热模型、热辐射模型; 层流、湍流,稳态及瞬态问题。AIRPAK能够提供 各类计算参数的报告,并且拥有强大的可视化工具 使研究内容更形象;AIRPAK能够为研究者提供各 类模拟数据,如温湿度场,流体流动流速,空气龄, 污染物的浓度,以及衡量室内空气质量的 PMV 与 PPD 等。综上,AIRPAK 软件在 HVAC 领域中,拥 有强大的网格划分功能、求解功能以及数据分析功 能。

2.2 研究案例

本研究所选取的研究房间长宽高为 6×4×3.5m。 其模型中所用边界条件均根据实验所测进行设置, 其人员发热量以及照明功率均按照办公环境下标准 工况所得。其 3D 模型图如下所示。



图 5 3D 模型图

其中模型中相关的边界条件以及参数设置如下 表所示: 麦1 CFD 模型中的边界条件及内热扰系数

XI OD KE NEW X X X X X X X X X X				
模块	边界条件	参数		
送风口	定速流出口	20.0 °C, 10 ACH		
回风口	自由压力出口			
外墙	定温壁面	33.1°C		
吊顶	定温壁面	27.6°C		
楼板	定温壁面	24.1°C		
内墙(左/右)	定温壁面	27.1°C		
内墙(近走廊)	定温壁面	27.4°C		
人员	定热流量	56W		
照明	定热流量	30W		

2.3 模型的验证

在本研究中,为了确保 CFD 模型的准确性, 我们采用了实验验证的方式。实验舱位于天津, 一个位于寒冷气候区的典型城市。实验舱尺寸为 6×4×3.5m,与 CFD 模型一致(如图 6 所示)。



图6 实验布置图

实验所用到的干球温度传感器精度为±0.1℃, 流量计传感器精度为±2%。在本实验中,温度与速 度均为测量量。数据收集采用的是安捷伦数据采集 仪,由于本实验变量均为直接测量值,所以本文采 用 Kline 和 McClintock 提出的误差分析方法。假设 变量 *R* 是独立变量 $X_1, X_2, ..., X_n$ 的函数,即 *R*= *R* ($X_1, X_2, ..., X_n$),相对不确定度由式(1)给出:

$$\frac{\Delta R}{R} = \left[\sum_{i=1}^{n} (\Delta X_i / X_i)^2\right]^{1/2}$$
(1)

通过计算,本实验的温度和速度测量精度分别为 0.25% 和 0.08%。

模型所用的边界条件与实验测量的边界条件一 致(参照表1)。为了验证 Airpak 建立的数值模型 的准确性,将模拟的气流和温度分布与实验测量值 进行了比较。六种典型位置的速度和温度如图7所 示,测点高度为1.1m。



模拟结果与实验值的温度和速度对比分别如图 8 和图 9 所示。可以看出,模拟的速度和温度与实 验值吻合较好。实验温度与模拟温度的最大、最小 和平均差异分别为 0.3℃、0.1℃ 和 0.2℃;实验速度 和模拟速度分别为 0.05m/s、0.02m/s 和 0.04m/s。从 上述结果可以看出,本研究所采用的 CFD 模型精度 较高,可以用于后续的研究当中。







2.4 气流组织及热舒适特性的评价指标

为了比较两种通风方式下的气流组织特性及热 舒适特性,引入了以下评价指标:

(1)温度分布;

(2) 通风效率;

对于空间的任意一点,通风效率可由式(2) 计算:

 $E_{t} = (T_{s} - T_{e}) - (T_{s} - T_{x})$ (2)

式中, E_t 为通风效率; T_s 为送风温度(℃); T_e 为回风温度(℃); T_x 为房间内某一点处的温度 (℃)。

(3) 有效通风温度(EDT);

层式通风的有效通风温度计算方法不同,可由 分别由式(3)计算:

$$EDT_{s} = (T_{x} - T_{r}) - (v_{x} - 1.1)$$
(3)

式中, *EDT*, 为层式通风的有效通风温度(K), 层式通风的有效通风温度的舒适区间为 –1.2K 至 +1.2K; *T*, 为室内平均温度(℃); v_x 为房间内某一 点的风速(m/s)。

(4) *ADPI*;

本研究可采用空气分布性能指数(ADPI)评价

140 建筑环境与能源 | 2019年第12期

热舒适性。ADPI的计算方法如下:

$$ADPI = \frac{N_s}{N} \times 100\% \text{ if } \begin{cases} -1.2K < EDT < 1.2K \\ 0 < v < 0.8 \text{m/s} \end{cases}$$
(4)

式中,N为人员区研究节点总数;N_s是EDT和 速度同时落在舒适范围内的节点数。若ADPI越接 近100%,则热环境越舒适。

(5) 经济舒适比;

经济舒适比指标可用来评价室内人员为达到舒 适状态所需消耗的能量,该指标不仅可以考虑室内 环境的热舒适性,同时也考虑了不同通风形式下营 造室内热舒适环境所消耗的能耗。经济舒适比的计 算推导过程如下所示:

房间内能够达到舒适性的人员数可以计算如下:

$$N_c = ADPI \times N \tag{5}$$

式中,N。为该通风形式下能够达到舒适性的人员数;N为室内人员总数,ADPI为空气分布指数。

某种通风形式下的所需能耗可以定义为:

$$Q = \frac{Q_e}{E_t} \tag{6}$$

其中 Q 为该通风形式下的能耗; Q_e 为维持建筑 室内热环境需要累积冷(热)负荷, E, 为通风效率。

因此,经济舒适比的物理定义为在某种通风形 式下能够使室内人员达到舒适性的能源消耗量。经 济舒适比计算如下:

$$\eta = \frac{Q}{N_c} = \frac{\frac{Q_e}{Et}}{ADPI \times N} = \frac{Q_e}{N} \times \frac{1}{Et \times ADPI}$$
(7)

在本研究中,同一个研究房间内 $\frac{Q_a}{N}$ 为常数,设 为 a,则相对经济舒适比系数可计算如下:

$$\beta = \frac{\eta}{a} = \frac{1}{Et \times ADPI}$$

因此,我们可以通过比较β值的大小来综合评 价某种通风形式的性能优良,β值越小,代表该通 风形式可以采用更低的能耗带来室内热舒适。

3 结果分析与讨论

3.1 温度对比

图 10 是层式通风(单排)与交互式靶向送风(双 排)沿高度方向上各层平均温度的变化图。其中层 式通风下室内平均温度为 26.37℃,交互式靶向送风 下的室内平均温度为 26.64℃,二者在 1.2m 高度出 现最大差值 0.35℃。整体来看,在交互式靶向送风 相对于层式送风减小 25% 送风负荷的前提下,室内 平均温度仅仅升高了 0.27℃。该结论充分体现了双 层风的交互影响以及针对负荷空间分布特征的靶向 送风的优越性。 3.2 冷量利用率及通风效率对比

冷量利用率可表现为不同平面上的通风效率, 而冷量利用率与通风效率均可体现通风形式的节 能性。不同高度上的冷量利用率如图 11 所示。在 0.1~1.0m高度范围内,交互式靶向送风形式的冷量 利用率明显高于层式送风,这是由于交互式靶向送 风在 0.75m高度上设置了送风口,能够有效的带动 局部范围内的空气流动,并对上层风口的冷气流下 沉起到抑制作用,使得更多的冷量留在了人员区; 而在 1.0~1.3m 范围内,层式送风冷量利用率要好一 点,这是由于层式送风送风口位置位于 1.4m,从而 使得该范围内空气温度较低。

从整理来看,新型交互式靶向送风的通风效率为1.004,而层式送风的通风效率为0.994,由此可以看出,新型交互式靶向送风的通风效率略高,但差别不大。因此交互式靶向送风形式需要进一步优化,从而提升人员区整体通风效率。

3.3 EDT与ADPI

EDT与 ADPI 可用来评价通风形式下的室内热 舒适性与满意率。下图给出了交互式靶向送风与层 式通风在不同高度上的有效通风温度(EDT)与速 度的平均值及落在舒适区内的满分比。从下图可以



看出,由于交互式靶向送风的输入冷量为层式通风的 75%,因此使得室内整体温度偏高 0.27℃,从而导致交互式靶向送风的 EDT 在不同高度上略高于层式通风,但均在舒适区内,不会对人体造成不舒适。综合来看,新型交互式靶向送风的 ADPI 为 0.8524,而层式通风的 ADPI 为 0.8417,上述数据说明,新型交互式靶向送风在减少 25% 输入负荷的前提下,还可以提升 1.3% 的室内舒适性。

3.4 经济舒适比

通过前文的分析可以看出,新型交互式靶向送 风在通风效率以及室内热舒适上,相对于层式通风 均有一定的优越性,为了同时考虑通风能耗与室内 热舒适两个因素,经济舒适比被引入到此研究中。 根据式7与式8可知,新型交互式靶向送风的相对 经济舒适比系数为0.88,而层式通风的相对经济舒 适比系数为1.2。上述数据说明,新型交互式靶向送 风用来营造室内舒适性的所需通风能耗仅为常规层 式通风的73.3%,即在相同室内热舒适前提下,新 型交互式靶向送风可节能26.7%。

4 结论

(1)在交互式靶向送风相对于层式送风减小25%送风负荷的前提下,室内平均温度仅仅升高了0.27℃。







2019年第12期 | 建筑环境与能源 | 141

(2)新型交互式靶向送风的通风效率为1.004, 而层式送风的通风效率为0.994,由此可以看出,新 型交互式靶向送风的通风效率略高,但差别不大。

(3)新型交互式靶向送风的 ADPI 为 0.8524, 而层式通风的 ADPI 为 0.8417,上述数据说明,新 型交互式靶向送风在减少 25% 输入负荷的前提下, 还可以提升 1.3% 的室内舒适性。

(4)新型交互式靶向送风的相对经济舒适比 系数为0.88,而层式通风的相对经济舒适比系数为 1.2。新型交互式靶向送风用来营造室内舒适性的 所需通风能耗仅为常规层式通风的73.3%,即在相 同室内热舒适前提下,新型交互式靶向送风可节能 26.7%。

参考文献

[1] TU, Annual Report on China Building Energy Efficiency, Tsinghua University Building Energy Research Center, Beijing, 2014, p. 2014.

[2] P.L. Luis, O. Jose, P. Christine, A review on buildings energy consumption in-formation, Energy Build. 40 (2008) 394–398.

[3] Environmental Protection Agency, (2014) www.epa. gov, Accessed date: 11 November 2014.

[4] 苏德权,李晓东,王全福.置换通风与混合通风 室内舒适性对比研究 [J].节能技术,2011,29(2):149– 152.

[5] L.T. Wong, K.W. Mui, Efficiency assessment of indoor environmental policy for air conditioned offices in Hong Kong, Appl. Energy 86 (10) (2009) 1933–1938.

[6] 叶晓江, 陈焕新, 周朝霞, 等. 热舒适温度与建筑

节能 [J]. 建筑节能, 2008, 36(9): 63-65.

[7] 顾建明, 连之伟, 陆明琦. 通风系统性能的评价 [J]. 暖通空调, 2002, 32(5):100–101.

[8]于涛,赵玉清,乔春珍.我国北方寒冷地区被动式 太阳房的实测及模拟[J].建设科技,2014(24):67-69.

[9] 张桂兰,李增玲.城镇住宅新供暖系统的发展现状 [J].中国新技术新产品,2009(16):44-44.

[10] 胡文举,刘琴,金占勇,等.不同供暖模式下居 住建筑热环境与能耗分析 [J].暖通空调,2017(9):120-124.

[11] S.L. Sinha, R.C. Arora, S. Roy, Numerical simulation of two-dimensional room air flow with and without buoyancy, Energy Build. 32 (1) (2000) 121–129.

[12] H. Amai, A. Novoselac, Experimental study on air change effectiveness in mixing ventilation, Build. Environ. 109 (2016) 101–111.

[13] Z. Lin, T. Yao, T.T. Chow, et al., Performance evaluation and design guidelines for stratum ventilation, Build. Environ. 46 (11) (2011) 2267–2279.

[14] Y. Cheng, Z. Lin, Experimental study of airflow characteristics of stratum ventilation in a multi-occupant room with comparison to mixing ventilation and displacement ventilation, Indoor Air 25 (6) (2015) 662–671.

[15] T.Yao, Z. Lin, An investigation into the performance of fabric diffusers used in stratum ventilation, Build. Environ. 81(2014)103–111.
莫高窟第 285 窟自然通风特性研究

张君杰¹,闫增峰¹,张正模²

(1. 西安建筑科技大学建筑学院,陕西西安 710055; 2. 敦煌研究院,甘肃敦煌 736200)

[摘 要]为了研究自然通风状态敦煌莫高窟窟内气流的运动和变化规律,探讨单开口洞窟自然通风的相关特性,选择了莫高窟第285 窟分别进行了现场实验测试和数值仿真模拟。结果显示:夏季洞窟自然通风受热压作用,窟门处的风速为0.10m/s时,在距离窟门2.50m,气流速度降为零,即该洞窟的有效通风长度为2.50m;冬季洞窟自然通风受热压和风压的共同作用,窟门处的风速为0.38m/s,有效通风长度为3.25m。研究结果表明单开口洞窟自然通风具有一定的局限性,洞窟内很多地方处于无风区。洞窟自然通风驱动力和有效长度的确定,为改善窟内的空气品质和降低窟内因游客过多导致的CO2超标现象奠定理论基础。

[关键词] 莫高窟; 自然通风; 热压; 风压; 有效通风长度; 数值模拟

0 引言

莫高窟开凿于敦煌城东南 25 公里的鸣沙山东麓 的崖壁上,前临宕泉,东向祁连山支脉三危山^[1]。 南北延伸 1680km,现存有壁画、雕塑的洞窟 492 个, 是当今世界上现存规模最大、艺术最精湛的佛教艺 术宝库,在全世界都具有极其重要的艺术价值和考 古价值^[2]。

莫高窟内的壁画和雕塑能够保存上千年,主要 得益于洞窟内部相对稳定的环境^[3]。相关研究表明, 洞窟内温湿度和气流状况会直接影响壁画和文物的 保存,现在壁画出现的主要病害,归根结底是由于 洞窟内温湿度变化所引起的^[4.5]。洞窟的自然通风会 引起洞窟内外的空气交换,同时引起窟内的温湿度 变化,因此,研究洞窟自然通风对维持洞窟内稳定 的保护环境至关重要^[2]。此前,相关研究人员针对 莫高窟不同层位、洞窟性质、主室大小、有无甬道、 有无游客参观等条件下进行了洞窟空气交换率的实 验计算⁶⁰。同时在阴雨天气时, 窟外的高湿空气随 着窟内外的空气交换,导致窟内湿度升高,从而导 致壁画的损坏^[7]。然而到目前为止,敦煌莫高窟的 自然通风对窟内热环境的影响研究仅仅停留在定性 分析上,研究莫高窟洞窟内外空气交换机理,以及 窟内外空气交换对窟内热环境的作用机理,能为莫 高窟洞窟的保护打下坚实的理论基础。

1 现场测试

1.1 测试对象

本次试验选取第285 窟为实验洞窟。第285 窟

基金项目: 国家自然科学基金委员会面上项目: 多场耦合条件下的莫高窟洞窟热湿环境调控理论与技术研究(项目编号: 51378412),国家文物局课题:基于物联网的洞窟微环境智能分隔控制系统应用研究与示范(项目编号: 20110308)和甘肃省文物保护科学和技术研究项目:莫高窟游客舒适度研究(项目编号 201605)。

位于莫高窟南区北段二层,属于中型洞窟,完工于 西魏大统五年(539年)左右,主室为覆斗顶,平 面呈方形,第285 窟特殊之处在于整体为毗诃罗式, 这在中国境内十分少见,只有敦煌和新疆有极少遗 存,正壁三龛间壁面绘有源自印度教三大神的毗瑟 纽天、摩醯首罗天及其眷属、四大天王等佛教护法 神形象;南、北壁两壁下部各开四个小禅窟^[8](图1)。



图 1 第 285 窟窟内正视图

第285 窟唯一的窟门朝向东面,其余三面均位 于山体内部,可近似看作一个单开口的建筑,因此 掌握洞窟自然通风下的窟内热环境非常必要。第285 窟由主室和甬道组成,其中主室分为主室主体和佛 龛两部分。主室主体尺寸为6.4m×6.1m×4.0m,后壁 主龛的尺寸为2.0m×1.0m×2.6m,位于主室后部,距 离地面为0.6m,甬道尺寸为1.1m×1.3m×2.2m。由 于第45 窟前部崖体坍塌,重建了部分,其上开门, 开口大小为1.0m×2.0m。洞窟平、剖面图如图2所示。



1.2 测试仪器

本次测试使用瑞典 SWEMA03 万向微风速仪, 该仪器能同时测试并收集风速和风温,探头尺寸约 为 195×93×36(mm),相关参数见表 1。

衣I SWEIMAUS / 内视风还仅今级衣					
仪器属性	仪器数值				
仪器名称	万向微风仪				
仪器型号	swema03				
测量范围	0.05~3m/s				
测量精度	±0.03m/s 或 ±3%				
最大测量频率	100HZ				
响应时间	$T_{90} < 0.2$ s				

表 1 SWEMA 03 万向微风速仪参数表

本次测试用支架将微风仪固定距地 500mm 高 处,探头正对窟门方向,测试实图见图 2。

1.3 测试方案

本洞窟的测试分别于 2019 年 1 月 11 日和 2019 年 9 月 23 日在第 285 窟进行, 在洞窟的窟门后、甬道、 甬道与主室连接处和主室分别安设测试仪器, 测试 由窟门往主室方向上的风速, 四个测点距窟门的距 离分别为 0mm、650mm、1300mm、4350mm, 并且 都布置在洞窟的中轴线上, 距离地面均为 500mm, 各测点位置见图 3, 对各探头进行不间断的测量。



图 3 第 285 窟风速测点布置图 (图片来源:作者自绘)



1.4 测试结果

测试数据处理结果如图 4,结果显示:沿窟门 往主室方向,随着进深的增加,风速逐渐减小直至 静止状态,各个测点在测试阶段风速有波动,越靠 近窟门位置波动越大,这也是因为受气流的不确定 性影响。

夏季测试时,布置在窟门后的测点1在整个测试 阶段风速在0.10m/s上下波动;测点2布置在甬道中 心位置,风速波动相对测点1小,风速约为0.05m/s; 测点3位于甬道和主室的连接处,风速趋向稳定状 态,风速约为0.01m/s;测点4位于主室主体平面的 几何中心位置,此测点风速稳定在0~0.01m/s,基本 接近于静止状态。

冬季测试时,测点1的风速在0.38m/s上下波动;测点2的风速波约为0.17m/s;测点3的风速约为0.07m/s;测点4几乎无法测试到气流运动,处于静止状态。

1.5 驱动力判定

自然通风一般情况下可以分为风压作用下的自然通风、热压作用下的自然通风以及风压和热压共同作用下的自然通风,其中风压和热压共同作用时,可能是相互促进也有可能是相互抵消。在实际分析中,具体是那种因素起主导作用,可以利用浮升力和惯性力的数量级来比较判断,实质就是 *Ar* 准则数的大小,即通过自然对流的浮升力(*Gr* 准则数)和强制对流的惯性力(*Re* 准则数)的比值大小来判定 莫高窟洞窟自然通风的主要驱动力。

Ar 准则数的计算公式为:

$$4r = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{gl\Delta T}{v^2 T} \frac{v^2}{v_o^2 l^2} = \frac{gl\Delta T}{v_o^2 T_o}$$
(1)

式中:l为定性尺寸(m); ΔT 为窟内外温差(K); v_o 为窟门入口处空气流速(m/s); T_o 为窟 内空气热力学温度(K)。

当 *Ar*>>1(本次取> 10)时,洞窟自然通风的主要驱动力为浮升力,此时为热压(自然对流,



图 4 第 285 窟夏季、冬季风速图

 ΔP_s)起主导作用;当Ar <<1(本次取 < 0.1)时,洞窟自然通风的主要驱动力为惯性力,此时为风压 (强制对流, ΔP_w)起主导作用;当 $Ar \approx 1$ (本次 取 0.1~10)时,洞窟自然通风的主要驱动力为浮升 力和惯性力,此时为风压和热压(混合对流, ΔP_t) 共同作用。

根据上述对夏、冬两季第285 窟自然通风的测试,得到夏季洞窟开口的风速为0.10m/s,冬季为0.38m/s,分别带入式1计算得到夏季的*Ar=29.51*,冬季的*Ar=7.42*。由此可以判断第285 窟在夏季测试时的自然通风热压起主导作用,冬季测试时风压和热压共同作用。

2 数值模拟

2.1 模型建立和网格划分

物理模型的建立对计算量大小有影响,应建立 可满足仿真需求的且尽量简单的模型^[8]。本次模型 尺寸按照洞窟平、立面图的真实尺寸建立,为简化 分析物理模型,洞窟内的3尊佛像以及南门两侧的 耳洞不再建模。

本次网格划分采用结构化网格和非结构化网格 相结合的混合网格的形式,采用主要以四面体网格 形成,在适当位置包含六面体、椎体和楔形网格, 每隔 2.5cm 分割一次,边界除窟门都设置为墙面, 在 Gambit 中建模并划分网格如图 5 所示。



图 5 第 285 窟洞窟模型和网格划分图

2.2 边界条件设定

本次模拟的洞窟壁面温度设定为 2019 年 1 月 11 日和 2019 年 9 月 23 日测试完风速利用红外测 温仪测得,具体数据如表 2 所示。壁面材料的热工 性能分别定义为:干密度 1600kg/m²,比热容 680J/ (kg·K),导热系数 0.20w/(m·K)^[9]。

表 2 第 285 窟洞窟冬季壁面温度值

衣之 A 205 屈前法官于主国温汉值							
位置	温度 /K	位置	温度 /K				
主室后壁	293.55	地面	292.25				
主室北壁	293.35	甬道北壁	293.65				
主室南壁	293.75	甬道南壁	294.05				
主室窟顶	294.05	甬道窟顶	293.95				
主室前壁	293.65	甬道前壁	294.95				
表:	3 第285 窟洞)	窟夏季壁面温度	き値				
位置	温度 /K	位置	温度 /K				
主室后壁	280.55	地面	275.05				
主室北壁	280.05	甬道北壁	276.85				
主室南壁	279.95	甬道南壁	276.55				
主室窟顶	280.35	甬道窟顶	277.25				

甬道前壁

270.95

278.65

<u>主室前壁</u> 2.3 模拟结果

截取 z=0.5m 高度的洞窟平面空气流动速度分布 图,如图 6 所示,从风速分布图中可以看出,在夏 季模拟工况下风速在窟门处风速最大,约为0.115m/s, 随着进深的增大速度逐渐减小,在甬道中心处的风 速约为 0.511~0.574m/s,在甬道和主室连接处风速 约为 0.019m/s 左右,在主室中心处风速为 0。而在 冬季模拟工况下,四个位置的风速分别 0.400m/s、 0.187m/s、0.080m/s 和 0,夏、冬两季工况下的模拟 结果与实测值接近。

截取进深方向中轴线: x=3.10m, y=0~7.40m, z=0.50m的洞窟立面空气流动速度点线图,如图 7 所示,从图中可以看出,夏、冬季模拟工况下气流 速度降到零时,进深分别约为 2.50m 和 3.25m,因 此实验洞窟第 285 窟在夏季窟门入口处风速为 0.10m/ s 时的有效通风长度为 2.50m,冬季风速为 0.38m/s



图 6 第 285 窟夏季、冬季洞窟风速分布图



时的有效通风长度为 3.25m。

通过对夏、冬两季模拟结果的分析,以及结合 上述对第 285 窟夏、冬两季驱动力的判断发现,冬 季风压和热压共同作用时,风压和热压对自然通风 是相互促进的。

3 结论

根据对莫高窟第 285 窟气流速度的实验测试和 数值模拟得到以下结论:

(1)莫高窟开凿于鸣沙山东麓,除东面通过窟门与外界联通外,其余均在山体内部,属于单开口自然通风模型,洞窟内外的空气交换受到窟外风速和窟内外温度差的共同影响。

(2)测试期间,夏季窟内的气流速度分布范围为 0~0.10m/s,冬季为 0~40m/s,速度大小与测点进 深深度成反比,通过数值模拟验证了测试的科学性 和真实性,模拟结果显示,气流速度大小与洞窟的 进深大小近似成抛物线性相关。

(3)通过测试结果对夏、冬两季洞窟自然通风 驱动力的计算得出:夏季洞窟自然通风受热压主导 作用,冬季则受到风压和热压共同作用,并有模拟 验证了风压和热压在作用时是相互促进的。

(4)由于洞窟是单开口自然通风模型,因此存 在自然通风的有效通风长度,通过实验和模拟得到 第285 窟夏冬两季的有效通风长度分别为2.50m 和 3.25m,并得到进深长度和入口风速大小的潜在联系, 为后续的普遍性研究奠定基础。

5 展望

敦煌莫高窟的保护迫在眉睫,其中洞窟的自然

通风对洞窟的保护起到重要的影响,因此研究洞窟 有效通风长度的普遍性具有重要意义。在后续工作 中团队和作者将会对洞窟有效通风长度的普遍性进 行研究,找到其规律和特征,将研究成果在所有的 洞窟中推广和运用。

参考文献

[1] 王江丽, 闫增峰等. 莫高窟洞窟自然通风测试研究 [J]. 敦煌研究, 2015(4):121–126.

[2] 王江丽, 闫增峰等. 敦煌莫高窟洞窟自然通风实 验研究 [J]. 西安建筑科技大学学报, 2015(10):712-716.

[3] 王亚军, 张艳杰等. 敦煌莫高窟第 87 窟温湿度特征 [J]. 兰州大学学报, 2014(2):1-6.

[4] 王进玉. 敦煌莫高窟洞窟现状调查与病害分类 [J]. 敦煌研究, 2005(6):113-117.

[5] 陈港全, 苏伯民. 莫高窟第85 窟壁画地仗酥碱模 式试验 [J]. 敦煌研究, 2004(4):62-66.

[6] 张国彬, 汪万福等. 敦煌莫高窟典型洞窟空气交 换速率的对比分析 [J]. 敦煌研究, 2009(6):100-104. [7] 郭健,郑秋平,等. 敦煌莫高窟微环境控制系统的

CFD 仿真及设计 [J]. 探讨 · 交流, 2015(4):27-30.

[8] 张春庭, 苏伯民, 等. 敦煌莫高窟微环境控制方式的 CFD 仿真与实验 [J]. 敦煌研究, 2017(6):167–171. [9] 张元林. 从《法华经》的角度解读莫高窟第 285 窟 [J]. 敦煌研究, 2019(2):9–15

[10] 毕文蓓. 敦煌莫高窟地仗层热湿传递过程研究 [D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2017.

层式通风与混合通风热性能对比实验研究

孔祥飞^{1,2},席 畅¹,李 晗¹,林 章²

(1.河北工业大学,能源与环境工程学院,天津 300401;2.香港城市大学,建筑科学与工程,香港)

[摘 要]本文对混合通风与层式通风用于空间供热的热性能进行了对比实验研究。通过主客观实验对两种通风方式的热性能进行探讨。在客观实验中,从温度分布、风速分布和通风效率三个方面进行了探讨。研究结果表明,与混合通风方式相比,层式通风方式可节能25%。与此同时,将局部和整体热感觉、热舒适、通风效率、有效通风温度和垂直温差作为评价指标对室内热舒适进行了主观研究。

[关键词] 层式通风; 混合通风; 热舒适; 通风效率; 有效通风温度

0 介绍

建筑运行能耗的 47% 来自供热和供冷^[1],其占 建筑总能耗的 20~40%^[2]。由于不舒适的室内环境明 显影响人体健康以及工作效率,并且随着生活质量 的提高,人们对于生活建筑与办公场所的空气品质 也日益关注,为此各种类型的通风形式被学者研究 和比较^[3-7]。由于漫长的冬季加上幅员辽阔,和其他 国家相比,我国的供热能耗尤为显著^[8]。因此,寻 求一种能有效提供舒适、健康的室内环境的供暖系 统,对供热节能有着重要意义。

在中小空间中, 层式通风是一种非常有效的机 械通风方式^[9]。新鲜空气通过较短的距离和时间水 平供应到呼吸区。相较于其他送风形式的呼吸区气 流, 层式通风送风气流具有更高的温度、速度和更 短的空气龄。因此,人员可以得到更优的供热效果 和更高质量的吸入空气 [10]。层式通风的原理就是通 过在人员活动区直接送风使得在呼吸区水平上形成 新鲜空气层,同时提高室内空气温度和流动速度。 前人研究表明, 在层式通风条件下, 中型房间的室 温较混合通风高约 2.5℃,节能率至少为 37.7%^[11]。 因此, 层式通风可以为人员提供一个舒适的环境, 并显著降低 HVAC 能耗^[12]。并且能够通过建立合 理的速度和温度组合,得到满意的平均热感觉指数 (PMV)和预测不满意百分比(PPD)以及呼吸区 的高质量空气^[13]。数值研究结果表明,与混合通风 房间相比, 层式通风环境下的人员受到空气病菌感 染的风险更低 [14]。然而,大多数的研究者们都是在 供冷条件下对送风终端类型、布局形式和送风参数 对层式通风性能的影响进行了探究^[15]。

过去,中国北方采用机械通风形式的供暖方式 还没有普及。随着空气质量的逐渐恶化,华北地区

基金项目: 国家自然科学基金项目(NO.5187585和 NO.51978231), 2019 年河北省引进留学人员资 助项目(NO.C2019050)和河北省自然科学基金 资助项目(NO.E2017202136)的支持。。 开始大力实施"煤转电"工程^[16],机械通风形式的 供热方式重新引起了研究人员的关注^[17]。混合通风 作为目前应用最广泛的送风方式,在现阶段存在着 不可避免的供热缺陷。另一方面,由于空间供热的 层式通风及热性能的研究较少,对供热条件下的层 式通风知识严重缺乏。并且,用于供冷条件的层式 通风边界参数也可能不适合供热条件。因此,本文 通过客观和主观的实验,对层式通风和混合通风的 热性能进行对比研究。所得数据也可为层式通风的 设计及优化提供参考。

1 实验

1.1 实验系统概述

实验在天津市的冬季进行,室外温度在-10℃ 到-3℃之间变化。实验台系统如图1所示,主要由 过滤器、静压箱、热交换器和空气处理机组进行空 气处理并且输送至测试房间内。



1.2 实验房间介绍

实验房间内共有两组热源,即两个荧光灯和六 个模拟人员。实验中所使用的人体模型如图2所示。 采用尺寸为0.4m×0.25m×1.2m的长方体模型模拟久 坐人群,是室内热环境实验中广泛使用的模拟人员 的方法之一。人体模型内部放置一个可调节功率为 0~100W的白炽灯灯泡,用来模拟人员的辐射和散 热。已有研究表明,此模型能够较准确地模拟人体 对室内热环境的影响^[25]。除此之外,为了适应室内 热负荷的变化,在墙体一侧安装了两个功率范围为 0~100W 可调的荧光灯。



图 3 实验房实物图

1.3 实验测点布置

对于实验房间,送风口进行温度和速度测量, 回风口进行温度测量,以及对每个墙体内壁面进行 温度和热流密度监测。除此之外,如图4所示,室 内空间布置了16个测量铅垂线,每个测量铅垂线上 布置了6个高度的测点,分别是0.1m, 0.6m, 1.1m, 1.4m, 2.1m 和 2.8m, 每个测点分别进行温度和速度 的监测。



图 4 测点布置图

1.4 实验方案

1.4.1 客观实验方案

为了使实验结果更有说服性,实验过程中层式 通风的送风角度设置为0°。除此之外,两种送风方 式下的送风温度和送风速度(ACH)保持一致,分 别为设置为 27℃ 和 15ACH。

1.4.2 主观实验方案

共有 50 名来自河北工业大学的学生(25 名男 生和 25 名女生)参与本次主观实验调查。表1列出 了受试者的基本信息。这 50 名受试者都是健康的, 没有吸烟习惯,没有慢性疾病和过敏性皮肤疾病, 并且都是习惯于生活和工作在空调环境中。在进行 主观实验之前, 受试者们都进行正常饮食并且没有 饮酒。在测试期间, 受试者在实验房间内只进行读 书或写字活动,也就是活动强度为1.0met。根据天 津冬季供暖建筑内人员的穿着情况, 受试者穿着典 型的供暖房间内的着装,例如毛衣、秋衣、长裤和 保暖裤等。根据 ASHRAE 手册^[36],衣物的热阻估计 为1.5clo。受试者在供暖房间达到稳态后,经过30 分钟的感受,最终根据自身感受结果填写关于热感 觉和热舒适的调查问卷。表2列出了调查问卷的具 体内容。

表1 受试去其木信息

kt. Dil		粉星	年	龄		身高 /cm			体重 /kg	
作主力	性别		平均值	偏差	平	均值	偏差	平坦	匀值	偏差
男生	ŧ	25	24	0.9	1	76.7	4.7	74	1.9	9.9
女生	ŧ	25	24.2	0.8	1	59.5	2.9	49	9.3	3.8
男生 +	女生	50	24.0	0.9	1	72.4	8.7	68	3.5	14.2
			表2	2 问>	善信	息				
	问题	1: 请选	择一种表	長示你的	的热点	感觉的	选择(计	青打·	√)	
冷	凉刻	き 稍行	散凉爽	适中	的	稍微	温暖	温明	受	热
(-3)	(-2) (-1)	(0))) (+1)		1)	(+2)		(+3)
问题 2:请选择一种表示你的热舒适的选择(请打√)										
	舒适	稍微不	舒适		不舍	予适		非常	不舒适	
	(+1)		(+2	2)		(+	3)		(+4)

1.5 气流组织及热舒适特性的评价指标

为了比较两种通风方式下的气流组织特性及热 舒适特性,引入了以下评价指标:

(1) 温度分布;

(2)速度分布:

(3) 通风效率:

对于空间的任意一点,通风效率可由式(1) 计算:

$$E_t = (T_s - T_e) / (T_s - T_x)$$
(1)

式中, E, 为通风效率; T, 为送风温度(℃); T_e 为回风温度(°C); T_x 为房间内某一点处的温度 (°C)

(4)有效通风温度(EDT);

混合通风和层式通风的有效通风温度计算方法 不同,可由分别由式(2)计算:

 $EDT_m = (T_x - T_r) - 8(v_x - 0.15)$ (2)

 $EDT_{s} = (T_{x} - T_{r}) - (v_{x} - 1.1)$ (3)

式中, EDT_m 为混合通风的有效通风温度(K), 混合通风的有效通风温度的舒适区间为 –1.5K 至 +1K; EDT_s 为层式通风的有效通风温度(K), 层式通风的有效通风温度的舒适区间为 –1.2K 至 +1.2K; T_r 为室内平均温度(°C); v_x 为房间内某一 点的风速(m/s)。

(5) 垂直温差(VTD);

当脚踝高度(0.1m)与头部高度(1.1m)之间 的最大垂直温差小于 3.0℃时,是可接受的范围。

(6) 整体热舒适和热感觉(OTS和OTC)。

对于热感觉来说,共分为7级(-3冷、-2凉爽、-1 稍微凉爽、0中性、+1稍微温暖、+2温暖、+3热) 用于评定受试者的热感觉。当热感觉的舒适区间为-1 至+1。对于整体热舒适来说共分为4级,分别为 +1、+2、+3、+4代表舒适、稍微不舒适、不舒适、 非常不舒适,整体热感觉的舒适区间为+1至+2。

2 实验结果分析

- 2.1 客观实验结果
- 2.1.1 气流组织对比

为了更清晰地显示层式通风和混合通风的气流 组织形式,对两种通风形式进行了可视化的气流形 态研究。图 5 和图 6 分别为层式通风和混合通风下 在不同时刻(1=0s, 2=30s, 3=60s, 4=90s)的气流 组织形式。如图所示,对于混合通风来说,烟雾主 要聚集在房间的上半部分,而层式通风的烟雾由送 风口先送至了人员呼吸区。这表明,层式通风大大 节省了送风时间,缩短了送风路径,避免了由送风 路径过长而引起的能源浪费。

2.1.2 温度分布对比

在相同送风参数(送风温度和送风速度)下, 层式通风人员区(0.1~1.4m)平均温度高达20.7℃, 而混合通风人员区的平均温度仅为18.9℃。同样, 层式通风和混合通风的室内平均温度分别为20.8℃ 和19.1℃。因此,层式通风只需要更低的送风温度 或者送风量便可以提供与混合通风相同的室内热环 境,这也间接的体现了层式通风的节能潜力。

图 7 为层式通风与混合通风不同高度下的平均 温度对比,由图中可见,混合通风与层式通风的温 度梯度存在明显差异。混合通风的温度梯度在 0.6m 至 2.1m 的水平面之间的变化梯度较小,这意味着混 合通风的大部分热量都集中在人员区以外的区域。 也就是出现了热短路的现象,造成了一种能源浪费 现象。然而,层式通风的平均温度随着高度的增加 呈现先上升后下降的趋势,即呈"三明治"的形状。 1.9m 的水平面平均温度最高,为 21.1℃;0.1m 的水 平面的平均温度最低,为 20.0℃。结果表明,与混 合通风相比,送风温度相同时,更多的热量送至人 员区。除此之外,层式通风下的各个水平面的平均 温度都明显比混合通风的平均温度高,这是由于在 层式通风下的暖气流被"强制"经过人员区,因而 避免了暖气流的短路现象。



图 6 混合通风气流组织形式 (1=0s, 2=30s, 3=60s, 4=90s)



2.1.3 速度分布对比

图 8 为层式通风和混合通风不同高度下的平均 速度。混合通风的速度梯度是一个三次多项式曲线。 0.1m 的水平面的平均速度最低,即 0.26m/s, 2.1m 的水平面的平均速度最高,即0.35m/s。层式通风的 速度梯度是一个二次多项式曲线并且呈现为一个"三 明治"的形状,平均速度先随着高度的增加而上升, 随后随着高度的升高而下降。在 2.3m 的水平面平均 速度达到最高(0.38m/s)。在人员区, 0.87m 以下 的水平面存在准停滞区,并且层式通风的速度远低 于混合通风的速度。在 0.87m 以上的水平面,逐渐 接近层式通风的送风口,因此层式通风的平均速度 急剧增加,逐渐超过混合通风的平均速度。在人员 区以外的区域,两种通风方式下的平均速度曲线近 似平行,虽然层式通风速度略高于混合通风,但由 于不在人员区以及平均速度都在舒适区间内,所以 层式通风不会引起不舒适的吹风感。

2.1.4 通风效率对比

本研究采用通风效率来评估能源利用效率。通 风效率越高,节能效果越好。如图9所示,层式通





风与混合通风的拟合公式如下:

$$Et_s = -0.06h^2 + 0.207h + 0.878 \tag{4}$$

$$Et_M = 0.032h + 0.715 \tag{5}$$

其中: Et_s 为地层通风的通风效果; Et_M 是混合 通风的通风效果; 其中 h 为高度 m。层式通风的通 风效率最大值出现在 1.725m 水平面, 混合通风的通 风效率最大值出现在 2.8m 水平面。为了深入比较两 种通风方式的能源利用率, 引入参数 y, 定义如下:

$$\gamma = \frac{Et_s}{Et_M}$$

$$= \frac{\int_0^{h_o} Et_s / h_o}{\int_0^{h_o} Et_M / h_o}$$

$$= \frac{\int_0^{h_o} (-0.06h^2 + 0.207h + 0.878)}{\int_0^{h_o} (0.032h + 0.715)}$$
(6)

其中, Et_s 示层式通风人员区的平均通风效率; Et_M 表示混合通风人员区的平均通风效率; h_o 表示人员区的高度值; $\gamma \in Et_s$ 与 Et_M 的比值。

在本研究中,考虑到人员通常坐在办公室中,因此 h。被选择为 1.4m。经过计算,层式通风的通风效率为 0.98,而混合通风的通风效率仅为 0.74。 γ为 1.33。结果表明,与混合通风相比,层式通风节能 25%。

2.1.5 有效通风温度对比

有效通风温度是同时考虑温度和速度的室内热 舒适评价的重要指标。由于层式通风送风口位于人 员区内,所以有效通风温度的变化值得关注。对于 混合通风,当 EDT 在 -1.5K 到 +1.0K 之间时,室 内久坐的可以感到舒适。层式通风的 EDT 的舒适范 围在 -1.2K 到 +1.2K 之间。如图 3.14 所示,层式通 风和混合通风的 EDT 均在可接受范围内。层式通风 的 EDT 在不同水平面均高于中性温度,混合通风的 EDT 均低于中性温度,主要是由于层式通风条件下 室内温度较高(3.1.2)。此外,受送风口的位置的 影响,层式通风的 EDT 在 1.2m 处达到最大值。



图 10 对比不同高度下的有效通风效率分布 2.1.6 垂直温差对比

ASHRAE 55–2017 表明,如果头部和脚踝的 垂直温差 (VTD) 在 3.0℃ 以上,人员会感到不舒 服。表 3 给出了 L1~L16 测量线下的垂直温差以及 0.1m 和 1.1m 的温度。计算结果表明,混合通风平 均 VTD 为 0.5℃,层式通风平均 VTD 为 1.0℃。由 于层式送风口的高度为 1.2m,影响了 1.1m 的温度, 导致比混合通风的垂直温差大。

表了	两种诵风方式下的垂直温差分布
125	的一些风力的王直座在力小

洲上		混合通风		层式通风			
测点	0.1m/°C	1.1m/°C	VTD/°C	0.1m/°C	1.1m/°C	VTD/°C	
L1	18.6	19.0	0.4	19.8	22.4	2.6	
L2	18.7	19.0	0.3	19.9	21.0	1.1	
L3	18.4	18.8	0.4	20.6	20.9	0.3	
L4	18.9	19.3	0.4	20.0	21.3	1.3	
L5	18.6	19.1	0.5	19.8	20.8	1.0	
L6	18.7	19.2	0.5	20.0	20.9	0.9	
L7	18.3	18.7	0.4	19.7	20.3	0.6	
L8	18.7	19.8	1.1	20.0	21.0	1.0	
L9	18.3	18.7	0.4	20.3	20.7	0.4	
L10	18.6	19.4	0.8	20.0	21.2	1.2	
L11	18.5	18.9	0.4	19.8	20.3	0.5	
L12	18.6	19.1	0.5	19.8	20.8	1.0	
L13	18.8	19.2	0.4	20.0	20.9	0.9	
L14	18.7	19.0	0.3	19.9	21.0	1.1	
L15	18.4	18.8	0.4	20.6	20.9	0.3	
L16	18.9	19.3	0.4	20.0	21.4	1.4	
平均值	18.6	19.1	0.5	20.0	21.0	1.0	

2.2 主观实验结果

2.2.1 整体热舒适对比

本研究采用整体热感觉和热舒适(OTS和OTC)来比较层式通风和混合通风条件下的热舒适。 根据主观调查结果,图11为层式通风与混合通风的OTS对比图。一般来说,OTS的可接受范围在-1到+1之间。对于OTS,在相同的送风参数下,更 多人员认为层式通风室内热环境更舒适,即98%的 人员认为层式通风条件下的热环境是可接受的,而 只有80%的人员认为混合通风条件下的热环境是可 以接受的。因此,从OTS来看,层式通风可以提高 22.5%的舒适度。





2.2.2 整体热感觉对比

OTC 的可接受范围在 +1 和 +2 之间。在 OTC 中,92% 的人员认为层式通风下的热环境是舒适的,84% 的人员在混合通风条件下的热环境感到舒适。结果表明,从 OTC 的角度来看,在送风参数与混合通风相同的情况下,采用层式通风可使室内舒适度提高 10.0%。



3 结论

(1) 在相同送风参数下, 层式通风下人员区的 平均温度为 20.7℃, 而混合通风下人员区的平均温 度仅为 18.9℃。混合通风条件下, 温度随着高度的 增加呈三次多项式增加, 0.1m 处温度最低(18.6℃)。 总体而言, 层式通风下各个水平面的平均温度明显 高于混合通风条件下的平均温度。

(2) 在相同送风参数下, 层式通风和混合通风 人员区的平均风速分别为 0.24m/s 和 0.27m/s。结果 表明, 在两种通风方式下, 平均风速相近。虽然层 式通风的送风口与人员距离较近, 不会因此而引起 强烈的吹风感。

(3) 层式通风的人员区的平均通风效率为 0.98, 在 1.725m 处达到最大值。而混合通风的平均通风效 率仅为 0.74,在 2.8m 处达到最大值,这说明混合通 风会出现热气流短路现象,此外,与混合通风相比, 层式通风可降低 25% 的能耗。

(4) 层式通风和混合通风的 EDT 均在可接受 范围内。然而,不同水平面的层式通风 EDT 均在 0K(中性温度)以上,而混合通风 EDT 均在 0K 以下, 这主要是由于层式通风下的室内温度较高所致。

(5) 混合通风平均 VTD 为 0.5℃, 层式通风平 均 VTD 为 1.0℃。此外, 层式通风条件下 VTD 的最 高频率为 1.1℃, 混合通风条件下 VTD 的最高频率 为 0.5℃。两种通风方式的 VTD 都在舒适区间内。

(6)根据主观调查结果,92%的人员在层式通风热环境下感到舒适,84%的人员在混合通风热环境下感到舒适。

参考文献

[1] TU, Annual Report on China Building Energy Efficiency, Tsinghua University Building Energy Research Center, Beijing, 2014, p. 2014.

[2] P.L. Luis, O. Jose, P. Christine, A review on buildings energy consumption in-formation, Energy Build. 40 (2008)394–398.

[3] Environmental Protection Agency, (2014) www.epa. gov, Accessed date: 11 November 2014.

[4] 苏德权,李晓东,王全福.置换通风与混合通风

室内舒适性对比研究 [J]. 节能技术, 2011, 29(2):149-152.

[5] L.T. Wong, K.W. Mui, Efficiency assessment of indoor environmental policy for air conditioned offices in Hong Kong, Appl. Energy 86 (10) (2009) 1933–1938.

[6] 叶晓江, 陈焕新, 周朝霞, 等. 热舒适温度与建筑 节能 [J]. 建筑节能, 2008,36(9):63-65.

[7] 顾建明,连之伟,陆明琦.通风系统性能的评价[J]. 暖通空调,2002,32(5):100-101.

[8] 于涛,赵玉清,乔春珍.我国北方寒冷地区被动式 太阳房的实测及模拟[J].建设科技,2014(24):67-69.

[9] 张桂兰,李增玲. 城镇住宅新供暖系统的发展现状 [J]. 中国新技术新产品,2009(16):44-44.

[10] 胡文举,刘琴,金占勇,等.不同供暖模式下居 住建筑热环境与能耗分析[J].暖通空调,2017(9):120-124.

[11] S.L. Sinha, R.C. Arora, S. Roy, Numerical simulation of two-dimensional room air flow with and without buoyancy, Energy Build. 32(1)(2000)121–129.

[12] H. Amai, A. Novoselac, Experimental study on air change effectiveness in mixing ventilation, Build. Environ. 109(2016)101–111.

[13] Z. Lin, T. Yao, T.T. Chow, et al., Performance evaluation and design guidelines for stratum ventilation, Build. Environ. 46(11)(2011)2267–2279.

[14] Y. Cheng, Z. Lin, Experimental study of airflow characteristics of stratum ventilation in a multi-occupant room with comparison to mixing ventilation and displacement ventilation, Indoor Air 25 (6)(2015) 662–671.

[15] T. Yao, Z. Lin, An investigation into the performance of fabric diffusers used in stratum ventilation, Build. Environ. 81(2014)103–111.

[16] 孟亚东, 孙洪磊. 京津冀地区"煤改气"发展探讨 [J]. 国际石油经济, 2014, 22(11):84-90.

[17] 李永,王智超,李效禹,等.住宅通风方式对 建筑采暖能耗影响的研究 [J].建筑热能通风空调, 2010, 29(1):45-47.

遗址文物赋存环境蒸发冷却调控实验研究

常 斌, 雷仕林, 罗昔联

(西安交通大学, 人居环境与建筑工程学院, 陕西西安 710049)

[摘 要] 馆藏遗址文物的保存环境调控面临空调系统运行能耗过高和土壤 - 空气耦合的复杂保存环境两个 重要的挑战,导致很多遗址文物得不到妥善的保存。本文提出一种采用间接 - 直接蒸发冷却对送风空气进行预 处理,然后再用超声波加湿将送风空气处理到"过饱和"状态的调控策略,抑制由土环境失水所导致的文物干 裂和盐分富集病害,并满足遗址文物稳定保存的环境需求,该系统可以为不同需求的遗址文物提供高效节能的 环境调控措施,相比传统的回风运行系统,该蒸发冷却系统可以节约运行能耗 40%。

[关键词]遗址博物馆; 文物保护; 蒸发冷却; 超声波加湿; 干裂

0 前言

遗址文物是古代人类活动的遗迹,在气候变化、 大气污染与人类经济活动等的共同影响下,很多遗 址文物并没有得到妥善的保存,以中国为例,目前 已经发现的遗址文物超过 77 万处,其中保存状况较 差的占 17.77%,每年消失的遗址达到 2000 多处。 在遗址文物出土原址建立博物馆,将文物保存环境 从室外露天变成室内环境,可以有效缓解室外自然 环境对文物本体的危害,但还需要进一步借助环境 调控系统改善文物保存微环境,才能确保遗址文物 的妥善保存。

目前遗址博物馆的环境调控还面临很多挑战, 主要表现在以下两个方面:

(1)遗址博物馆展厅大部分为开放式大空间建筑,具有建筑密封性差、围护结构热阻小、外墙面积大等不利于节能的特点。

(2)遗址文物赋存环境涉及土壤与空气两种环境介质,现有文物保存环境调控技术与标准都是以 空气环境为主,忽略了文物的需求,导致很多遗址 出现土隔梁开裂、局部表面风化、局部泛碱等病害。

为了以经济节能的手段为遗址文物提供"洁净、 稳定"的保存环境,在我们的前期研究中,我们采 用毛细管辐射系统^[1]、空气幕系统^[2]以及置换通风 系统^[3]等多种方式,实现了对大空间遗址展厅文物 区局部环境调控,并大幅度降低了空调区域面积和 环境调控能耗。这些系统通过将文物保存区相对湿 度提高到 80% 以上^[3],甚至接近饱和状态^[1],虽然 可以降低土遗址失水干裂的速度,但并不能完全解 决由土壤 - 空气耦合环境之间水分迁移所导致的文 物干裂与盐分富集破坏,这主要是因为水分从土壤 向空气迁移的过程是一个自发单向过程,单纯通过 提高空气相对湿度,难以阻止该过程的发生^[4],因此, 抑制土遗址干裂病害的发生需要直接对土环境补充 液态水。 针对遗址文物环境调控和加湿需求,本文提出 利用间接-直接相结合的蒸发冷却系统,在降低送 风温度的同时将湿度提高接近100%,并进一步通过 超声波加湿将送风空气处理到"过饱和"状态后送 入文物保存区,实现对文物保存环境的调控和对遗 址文物土环境补水,同时,搭建了实验台对该系统 的不同运行模式进行了对比验证。

1 实验原理及系统

1.1 实验原理

为了实现对遗址文物土环境的补水和"洁净、 稳定"的保存环境要求,本文提出采用蒸发冷却方 式对遗址文物保存环境进行调控,具体方案如下:

(1)当遗址文物只需要维持相对稳定的保存 环境和对土环境进行补水,对空气环境的温度控制 范围没有具体要求时,系统先采用间接蒸发冷却方 式将室外空气进行等湿降温,并将相对湿度降低到 80%左右,然后利用直接蒸发冷却将空气相对湿度 提高接近100%的饱和状态,送入文物区,最后利 用超声波产生细雾补充到饱和送风空气,再送入文 物保存区,整个过程如图1(a)所示。

(2)当遗址文物既需要对保存环境的温度进行 精确控制,还需要满足土环境进行补水时,系统先 利用间接蒸发冷却对室外新风进行等湿降温,将送 风空气相对湿度处理到80%左右,然后利用表冷器 对空气进行冷却,处理到设定温度值,最后利用超 声波产生细雾补充到送风空气,再送入文物保存区, 实现对遗址文物保存区的环境调控和对土遗址的补 水加湿,整个过程如图1(b)所示。

1.2 实验系统

本文针搭建了一个面积为100m²实验展厅,并 且参照兵马俑的葬坑尺寸挖掘了一个模拟葬坑,模 拟葬坑在长度、宽度和深度方向的尺寸分别为4.0m、 2.8m 以及2.0m。图2所示为实验系统流程图。图中 送风口布置在文物区底部,由送风静压箱和孔板组



成,静压箱的作用主要是通过增加送风口前管道的 面积,将送风动能转化为压能,提高送风的均匀性, 送风孔板孔口直径是2mm,开孔率为25%。回风口 布置在葬坑上部靠近游客区的位置,当该系统采用 全新风运行模式时,回风口处于关闭状态,当系统 采用回风运行时,回风口开启。制冷为空气源热泵, 系统额定制冷量为5100W。

1.3 传感器的布置

图 3 (a) 为实验展示厅内空间温湿度测点分布 情况,其中 T1~T7 布置在模拟葬坑中心位置,各传 感器离葬坑底部的高度分别为 0.2m、0.5m、0.7m、 1.3m、1.7m、2.0m 以及 2.8m,用于记录温湿度在 垂直方向的分布规律。T9、T10 布置在葬坑两侧, 高度与 T3 相同,均为 0.7m,用于评估文物区水平 方向的温湿度分布特性。图 2 (b) 为空气处理机组 内不同位置的温湿度传感器,其中 Ta 位于进风口, Te 位于蒸发冷却段出口位置,Tc 位于表冷器出口位 置,Ts 位于超声波加湿器出口段,也就是送风参数。 实验所用仪器为日本 Thermo-recorder TR-72WF 型温





图 3 传感器的布置

湿度记录仪,采样时间间隔为 5min,温度测量精度 0.3℃,相对湿度测量精度为 5%。

1.4 实验工况

表1所示本文在以上实验系统上所开展的实验 工况,其中工况1中系统采用全新风模式运行,并 且表冷器关闭,送风空气全部依靠间接-直接蒸发 冷却单元处理。工况2中采用全新风模式运行,表 冷器和间接-直接蒸发冷却单元全部开启,该工况 下文物区环境控制温度设置为21±1℃,当采样温度 超过22℃时,表冷器和间接-直接冷却单元全部开 启运行,当采样温度低于20℃时,关闭表冷器,由 间接-直接冷却系统单独运行;工况3采用回风运 行模式,是目前博物馆常规环境调控系统常见的调 控运行模式,主要用于与工况1和2对比分析,该 工况下,文物区环境控制温度也设置为21±1℃。

表1 实验工况总结

工况	系统运行模式	换气次数	实验时间
1	间接 - 直接蒸发冷却运行模式(全新风)	10.9 次	2018/07/24- 2018/07/25
2	间接 - 直接蒸发冷却 + 表冷器冷却运行 模式(全新风)	10.9 次	2018/08/04- 2018/08/05
3	表冷器单独冷却运行模式(回风循环)	10.9 次	2018/08/06- 2018/08/08

2 实验结果分析

2.1 垂直方向温湿度分布

图 4 所示为工况 1~3 下展厅空间温度的分布情况,其中每个图左边部分为温度随时间的变化情况, 而右边部分为温度的三线统计图,包括每个温度的 平均值以及上偏差和下偏差,偏差主要反映在实验

时间内温度的波动特性。在三个实验工况下,葬坑 中心位置的温度都是随着高度的升高而升高,呈现 "下冷上热"的稳定热力分层特性,这主要是因为 送风温度和文物保存区周边土壤温度都低于游客区 温度的原因,这种稳定的热力分层特性是我们利用 置换通风实现文物保存区局部环境调控的关键。三 个工况下文物区测点(T1~T3)温度值都保持稳定, 短期波动值分别为±1.7℃,±0.5℃和±1.3℃、都达 到 ASHRAE 标准规定 AA 级要求小于 ±2℃ 的限制 值。工况1由于只有间接-直接蒸发冷却系统单独 运行,没有任何冷却系统和温度控制系统,因此文 物区环境波动值要大于工况2和工况3。同时, 文 物区三个测点的温度在空间分布上也十分接近,T1 和T3之间温差在三个工况下分别为0.5℃、0.1℃ 和0.1℃,这主要是因为葬坑结构的文物保存区几 乎没有内热源。在高于送风口高度以上的过渡区内 (T4~T6),由于受游客区环境和室内空气运动的 影响,温度梯度和温度波动值都显著增加。 在三个 工况下,位于游客区的 T7 和 T8 测点之间的温度基 本重合,在三个工况下的平均值都完全相同,表明 葬坑内局部环境调控对游客区的影响很小。

在工况2和工况3中,文物区(T1~T3)的平 均温度分别为20.8℃和21.1℃,达到系统运行设 定值范围(21℃±1℃),可以为对环境要求高的 珍贵脆弱的遗址文物提供稳定的保存环境,而工 况1的环境调控完全通过蒸发冷却系统实验,虽然 没有采取任何辅助冷却系统,但文物保存区的温度



图 4 温度分布图及平均值

分布也相对比较稳定,文物区三个测点的平均值为 24.4℃,可以为对环境温度要求控制精度相对较低 的遗址文物,如土遗址、陶质文物以及石质文物等, 提供相对稳定的保存环境。

图5所示为三个工况下空间相对湿度分布特性, 相对湿度的分布特性与温度分布基本一致,在三个 实验工况下,工况1和工况2在文物区的三个测点 (T1~T3)的相对湿度都稳定维持在100%,而工况 3由于没有运行蒸发冷却系统对空气进行加湿,因 此文物区的相对湿度要低于工况1和工况2,只有 T1测点相对湿度稳定维持在100%,在下午室外温 度相对较高的时间段内,T2和T3点的湿度并没有 达到饱和,两个测点相对湿度平均值分别为99.3% 和98.8%。

2.2 文物保存区水平方向温湿度分布

图 6 所示为水平方向 0.7m 高度处三个测点 T9,T3、T10 的温湿度分布曲线,其中工况 1 水平 方向三个测点的温度和相对湿度分布基本重合,温 度平均值都是 24.6℃,相对湿度均为 100%,而工 况 2 三个测点 T9,T3、T10 的温度分别为 20.4℃, 20.8℃ 以及 21.1℃,空气温度随着测点与送风口 的距离增加而升高,这主要是因为送入的新风温度 只有 19.5℃,比土壤和文物区温度都低,在扩散过 程中会发生热质交换,随着扩散距离的增加,温度 逐渐升高。工况 2 中三个测点的相对湿度同样都维 持在 100% 的饱和状态,这主要是因为送风中携带 较多的超声波水雾所致。工况 3 中三个测点 T9, T3、T10的温度分别为20.8℃,21.1℃,21.7℃, 同样存在测点与送风口的距离增加而出现一定的温 升,同时相对湿度平均值分别为99.3%,98.8%以及 96.9%,这主要是因为该运行模式下,系统的蒸发冷 却单元没有开启,送风中并没有达到饱和状态,因 此当沿程温度升高时,相对湿度相应的降低。

2.3 空气处理过程及能耗分析

表 2 所示为三个实验工况下空气处理机组各段的启停情况,图 7 为各测点的平均值分布情况。经过直接蒸发段和间接蒸发段冷却和加湿处理后,工况 1 和 2 在测点 *Te* 的平均温度分别降低到 23.4℃和 22.9℃度,相对湿度都达到 100% 饱和状态,由于表冷器的冷冻水供水温度设置为 15℃,因此工况 2 和 3 在 *Tc* 测点的值比较接近,都维持在 18℃左右,相对湿度维持在 98% 以上,此外,送风空气测点 *Ts* 的相对湿度在超声波加湿作用下湿度都达到了 100%。由于本实验的空气处理机组直接布置在室外高温外环境中,因此送风空气在风管和空调机箱中流动与循环过程中都上存在较大的热损失。

表 2 空气处理段的运行情况

工况	系统运行模式	间接 - 直接 蒸发冷却段	表冷段	超声波 加湿段	
1	间接 - 直接蒸发冷却运行模 式(全新风)	on	off	on	
2	间接 - 直接蒸发冷却 + 表冷 器冷却运行模式(全新风)	on	on	on	
3	表冷器单独冷却运行模式(回 风循环)	off	on	on	
备注: on 表示该段开启运行, off 表示该段停止					









2019年全国通风技术学术年会论文集

105

100

95

RH/%

Proceedings of National Biennial Academic Conference on Ventilation Technology, 2019



T9 — ● — T3 — ▲ — T10 — ☆ RH9 — ○ — RH3 — △ — RH10

RH9, RH3, RH10

40

36 32

 $T^{\circ}C$

本文实验系统所消耗的能源主要包括:

(1) 水泵和风机输送功;

(2)制冷机组提供冷冻水所消耗电能。

由于三个实验工况的送风量相同,输送功大致 相同,因此只选择三个工况下由制冷机组承担的负 荷进队对比,制冷机组通过消耗电能,驱动压缩机 做功产生低温冷冻水,并且在表冷器中将冷量传递 给送风空气。因此,由制冷机组所承担的负荷可以 通过计算空气与表冷器之间的换热量(*Q*)得到

$$Q = L_m (h_e - h_c) = L_m \Delta h \tag{1}$$

式中: Q(kW)空气流过表冷器时与表冷器 之间的换热量, $L_m(kg/s)$ 为送风空气质量流量, h_e 、 $h_c(kg/s)$ 分别为送风空气在 Te 和 Tc 测点的平 均比焓,可以根据测点 Te 和测点 Tc 平均温度和平 均相对湿度,查询湿空气的焓湿图得到。根据送风 换气次数为 10.9 次,葬坑区域的体积为 22.4m³,取 空气密度 1.2kg/m³,可以计算得到空气的质量流量 $L_m=0.078kg/s$ 。表 3 所示为三个工况下表冷器所承担 的冷负荷。在工况 1 中,由于系统运行过程中并没 有开启表冷器,不需要额外消耗电能提供冷源,因 此通过表冷器承担的负荷为 0,工况 2 和 3 都开启 了表冷器,但由于工况 2 中开启了间接 – 直接蒸发 冷却系统进行预冷却,在室外气候条件相近的情况 下,工况 2 需要的表冷器负荷为 1.2kw,比工况 3 要 低 40%。

工况	流量 /(kg/s)	$\Delta h/(kJ/kg)$	表冷器负荷 /kW				
1	0.078	0.0	0.0				
2	0.078	15.4	1.26				
3	0.078	26.3	2.12				

表 3 表冷器承担冷负荷

3 结论

土壤 - 空气多介质耦合环境中保存的遗址文物 既需要维持稳定的保存环境,又需要抑制土环境失 水所引起的干裂与盐分富集病害,本文针对遗址文 物的特殊环境需求,提出了一种蒸发冷却与超声波 雾化相结合的环境调控策略,并搭建实验系统对该 控制策略在不同运行模式下的调控效果进行了评估。 结果表明

(1)通过测量实验展厅空间温湿度分布特性 和变化规律,结果表明本文所提的系统在间接-直 接蒸发冷却模式下运行时,虽然文物区温度的具体 控制值受室外环境变化的影响,但温度和相对湿度 的短期波动值分别维持在±1.7℃和±0.0%,达到了 ASHRAE的AA级标准,可以满足陶质、石质等无 机类遗址文物的保存需求;系统在间接-直接蒸发 冷却+表冷器冷却模式下运行时,既可以满足设定 的温度控制要求,而且温度的短期波动值进一步降 低到±0.5℃,可以满足对环境要求高的珍贵脆弱的 遗址文物的保存需求。

(2)实验获得了系统在不同运行模式下表冷器 所承担的末端负荷,当系统在间接-直接蒸发冷却 模式下运行时,除了需要消耗输送功以外,不需要 额外消耗电力提供冷源,系统在间接-直接蒸发冷 却+表冷器冷却模式下运行时,本文实验工况下表 冷器承担的冷负荷为1.26kW,在控制温度相同,室 外气候条件相近的情况下,冷负荷比表冷器单独运 行的回风系统要低40%,具有很好的节能效果;

参考文献

[1] Luo XL, Gu ZL, Li TY, et al. Yu. Environmental control strategies for the in situ preservation of unearthed relics in archaeology museums. J Cult Herit 2015;16:790–797.

[2] Luo XL, Gu ZL, Yu C, et al. Efficacy of an air curtain system for local pit environmental control for relic preservation in Archaeology Museums. Indoor Built Environ 2016; 25:29–40.

[3] Luo XL, Gu ZL, Tian W, et al. Experimental study of a local ventilation strategy to protect semi-exposed relics in a site museum. Energ Buildings 2018; 159:558–571.

[4] Luo XL, Gu ZL, Yu C. Desiccation cracking of earthen sites in archaeology museum-a viewpoint of chemical potential difference of water content. Indoor Built Environ 2015; 24:147–152.

单元式蒸发冷却空调的实验研究与适用性分析

许晶晶,黄 翔,寇 凡,贺红霞,李朝阳,常 江

(西安工程大学,陕西西安 710048)

[摘 要]现有单元式蒸发冷却空调种类很多,但仍缺乏较为系统的分类,通过不同分类方式,对现有单 元式蒸发冷却设备进行较详细的分类。通过归纳总结得出对于很多大空间场所,仍存在局部热点、降温难的问 题。对产学研合作的单元式直接蒸发冷却设备样机在天津地铁站、重庆购物中心进行实验测试,通过对比冷风 式、冷雾式、冷风与冷雾复合式三种送风方式进行对比总结,分析其舒适性,得出该单元式蒸发冷却空调在大 空间场所的适用性。

[关键词]单元式蒸发冷却空调;大空间;实验测试;舒适性;适用性

0 前言

蒸发冷却技术是一种环保、低碳、经济、健康 的冷却方式,它具有较低的冷却设备成本,能大幅 度降低用电量和用电高峰期对电能的要求;减少温 室气体和 CFC 的排放量^[1]。随着我国节能减排政策 的深化,蒸发冷却技术在各行各业的应用得到越多 的肯定。尤其单元式蒸发冷却空调,因其形式多样, 技术成熟,结构简单,可同时满足降温、加湿、净 化功能等特点,在工业、农业、民用各方面都有应 用^[2,3,4,5],但对于大空间场所的应用研究仍较少,对 "产学研"共同研发的单元式蒸发冷却空调在天津

地铁、重庆大型购物中心进行实验研究,分析其大空间场所的适用性。

1 单元式蒸发冷却空调的分类

现有单元式蒸发冷却空调形式很多,但缺乏较 系统的分类,笔者通过归纳总结,从换热器形式、 冷却形式、降温范围、应用场所、气流组织形式、 送风方式进行的系统分类。

(1) 按照换热器形式

蒸发冷却换热器主要有三大类:直接蒸发冷却 换热器、间接蒸发冷却换热器及露点蒸发冷却换热 器。则按换热器形式不同,单元式蒸发冷却空调可 分为单元式直接蒸发冷却空调、单元式间接蒸发冷 却空调、单元式露点蒸发冷却空调,其中,单元式 直接蒸发冷却设备应用最广泛,因此本文主要对这 种形式的单元式蒸发冷却设备进行分析与研究。

(2) 按照冷却形式

单元式蒸发冷却按冷却形式可分为:冷风式、 冷雾式及冷风与冷雾复合式。

(3) 按照降温范围

依据单元式蒸发冷却空调降温范围进行分类,

基金项目:"十三五"国家重点研发计划项目课题 (2016YFC0700407);西安工程大学研究生创新 基金资助项目 chx2019068)。 包括全面送风和局部送风。

(4) 按照应用场所

单元式蒸发冷却空调因其构造简单、形式多样、 经济有效的优势,已经渗透到人类生活的方方面面。 依据应用场所可分为:民用建筑用、工业建筑用、 农业建筑用及大型公共场所用,可满足不同形式的 需要。

(5) 按照设备气流组织分类

针对不同的应用形式,设备存在不同的气流组 织形式。按照设备自身气流组织形式可分为:侧进 侧出风形式、下进上出风形式。

(6) 按照送风方式分类

针对应用场所的要求,单元式蒸发冷却空调可 实现不同的送风形式的通风降温,主要包括风管送 风型、风口直吹型。

对于大空间场所,仍存在高热量、降温难、局 部热点、热舒适性低的问题,传统机械空调经济性 低并不适用。通过某单元式蒸发冷却空调进行实验 测试,分析其在大空间场所的适用性。

2 单元式蒸发冷却空调的原理

单元式蒸发冷却空调的原理图如图 1,四面进 风设置,热空气由下部进风口进入,依次通过初效



图1 单元式蒸发冷却空调的原理图

过滤器, 直接蒸发冷却填料, 经过挡水板在轴流风 机的作用下由上部球形喷口送出。过程中,直接蒸 发冷却填料淋水时,空气与水发生热湿交换,水分 蒸发吸收空气的显热,空气失去显热温度降低,空 气获得潜热湿度增加,理论上认为空气与水换热充 分,显热与潜热数值相等,即等焓降温加湿过程, 其焓湿图如图2。



图 2 单元式蒸发冷却空调焓湿图

3 单元式蒸发冷却空调实验研究

3.1 单元式蒸发冷却空调在天津地铁的实验研究

3.1.1 工程概况

天津是中蒙俄经济走廊主要节点、海上丝绸之 路的战略支点、"一带一路"交汇点、亚欧大陆桥 最近的东部起点。天津地处华北平原北部,东临渤 海、北依燕山, 位于东经 116°43′至 118°04′, 北纬 38°34′至40°15′之间。市中心位于东经117°10′,北







纬 39°10′。天津地处北温带位于中纬度亚欧大陆东 岸,主要受季风环流的支配,是东亚季风盛行的地区, 属暖温带半湿润季风性气候。

单元式蒸发冷却空调应用于华山里高架站,华 山里高架站位于天津市河西区微山路与珠江道交口 以北,设有2个侧式站台(站台宽度3.5m),并设 有半高安全门。由位于道路东西两侧的出入口、站 房和位于道路中心的高架站台和站厅组成。站厅位 于车站地上2层,站台位于车站地上3层。1台单 元式广告牌蒸发冷却空调放置于该地铁站高架站站 台,测试时间为2019年7月23日~25日。站台侧 立面全部为玻璃幕墙结构封闭,含可开启通风窗口, 两端为地铁列车进出口,是开放边界,顶棚采用铝 合金屋面板,设有自然通风天窗,属于半开放场所, 现场布置图及实物图如图 3。

3.1.2 测试准备

测试内容为:测试单元式广告牌蒸发冷却空调 的性能参数(包括进出风气象参数、耗水量、送风 射程、循环水箱水温等);测试高架站站台内环境 参数、测试温度、相对湿度,测点布置情况如图4, 对于进风量的测试,分别测量各机组进、出风口、 及排风口的截面尺寸,对矩形风口截面进行划分, 使各小截面尽可能接近于正方形,其面积为0.03m², 测点位于各个小截面的中心处,进行风速的测量, 最后取平均值为各风口的风速。出风口风速取球形 喷口中心位置。

表 1 测试仪器衣							
测试内容	测量仪器	测量范围	测量精度				
测量温度、 相对湿度	Testo174H 温湿度自记仪	-30°C~70°C 0~100%RH	0.1°C				
进出风口风速、 水平风速衰减	手持式 叶轮风速仪	0.4m/s~30m/s	0.1m/s				
大气压力	大气压力计	700~1100hPa	±3hPa				
循环水水温	水温测试仪	−50°C~+70°C	±1°C				
温度分布情况	红外线热成像仪						



图 5 进风口风速测点示意图

3.1.3 测试结果分析

主

衣 2 气豕 参奴衣										
它旦	站	台	进历	え口 しょうしょう	出风口					
厅与	干球温度	相对湿度	干球温度	相对湿度	干球温度	相对湿度				
1	38.80	38.80	38.30	39.20	28.90	84.60				
2	39.40	37.60	37.70	40.00	28.70	84.70				
3	40.10	37.20	38.20	39.80	29.00	85.00				
4	40.00	37.50	39.10	39.00	29.30	83.90				
5	40.10	37.80	39.30	38.00	29.50	84.70				
6	39.80	39.20	38.70	39.60	29.40	85.40				
7	39.40	39.20	38.60	39.40	29.50	85.80				
8	39.40	41.50	38.60	40.10	29.50	86.10				
9	38.90	44.20	38.30	40.40	29.30	85.30				
10	38.70	45.70	38.50	43.60	31.90	75.70				
平均	39.46	39.87	38.53	39.91	29.5	84.12				
	大与压力,100070Pa									



图 6 单元式蒸发冷却空调应用效果

测试显示,高架站站台最高温度已突破40℃, 对工作人员及出行者带来极大地不舒适感受。分析 数据得该设备平均温降可达9℃,蒸发冷却效率为 80%,温降效果显著。

对环境及设备温度分布情况进行热成像分析如 图 7,顶棚最高温度达 70℃,热负荷显著;设备出 风均匀,无局部热点。



图 7 顶棚及单元式蒸发冷却空调温度分布情况 3.2 单元式蒸发冷却空调在重庆购物中心的实验测试 3.2.1 工程概况

重庆是西部大开发重要的战略支点、"一带 一路"和长江经济带重要联结点以及内陆开放高 地。位于中国西南部、长江上游地区,地跨东经 105°11′~110°11′、北纬 28°10′~32°13′之间的青藏高 原与长江中下游平原的过渡地带。东邻湖北、湖南, 南靠贵州,西接四川,北连陕西;辖区东西长470 公里,南北宽450公里,幅员面积8.24万平方公里。 重庆气候温和,属亚热带季风性湿润气候,夏季较 热,7月至8月份气温最高,多在27℃~38℃之间, 最高极限气温可达43.8℃。

重庆龙湖北城天街位于重庆江北区观音桥,是 一座集购物、休闲、餐饮、娱乐为一体的购物中心。 该商场位于观音桥商业圈,建筑面积约14万m², 是目前重庆规模最大、功能最完善的超大型购物中 心之一,共7层,地下2层,地上5层,是重庆时 尚人群休闲、购物的首选之地。整个大楼属于回廊 环绕式,顶棚采用玻璃幕墙结构,热负荷主要来源 于顶棚及周围玻璃墙结构等。3层共计使用单元式 蒸发冷却空调4台,本次测试主要针对回廊用单元 式蒸发冷却空调进行实际应用测试。该设备采用直 接蒸发冷却降温原理,重点对其风机不同功率下的 运行状况进行测试分析,测试时间为9月9日~11日。 单元式蒸发冷却空调布置情况如图8。



图 8 单元式蒸发冷却空调布置情况

3.2.2 测试结果分析

表3 气象参数表

	站	台		进风口	出风口		
序号	干球 温度	相对 湿度	干球 温度	相对 湿度	湿球 温度	干球 温度	相对 湿度
1	29.80	38.80	28.80	71.60	24.7	25.60	93.30
2	29.90	37.60	28.90	70.90	24.6	25.80	93.40
3	29.90	37.20	28.90	71.50	24.6	26.30	94.00
4	28.90	37.50	28.90	71.40	24.7	26.10	93.80
5	30.00	37.80	29.00	72.10	24.7	26.10	94.20
6	30.20	39.20	29.20	72.30	24.9	26.20	94.30
7	30.30	39.20	29.30	72.10	25.1	26.40	93.90
8	30.30	41.50	29.30	72.10	25.1	26.40	93.80
9	30.40	44.20	29.40	71.70	25.1	26.40	93.80
10	30.20	45.70	29.20	70.80	24.8	26.40	94.10
平均	30	39.87	29.09	71.81	24.9	26.2	93.92

测试显示,重庆过渡季节单元式蒸发冷却空调 的效率为67%左右,测试期处于已属于过渡季节, 平均干球温度接近 30℃,湿球温度为 25℃ 左右,加之雨水较多,相对湿度大,因此蒸发冷却效率较低。按照同样的降温规律推算,设计状态下,蒸发冷却效率可达到 78% 左右,满足设计要求。

使用空气质量检测对该单元式蒸发冷却空调 的过滤效果进行测试,整理数据如表6,重点对 PM₂₅、PM₁₀、TSP进行分析。

表4 空气质量检测

	进风1	出风 1	进风 2	出风 2	进风 3	出风 3		
PM _{2.5}	75.2	88.4	75.4	100.4	77.4	91.8		
PM ₁₀	126.9	111.8	129.8	136.5	124.8	114.1		
TSP	142.3	130.3	135.3	122.4	134	121.5		

数据显示,该单元式蒸发冷却空调对 PM₁₀、 TSP 的过滤效果较好,但 PM₂₅ 呈增加趋势。分析 PM₂₅ 增加的主要原因为,水蒸发产生的部分小粒径 水蒸气导致。

4 经济性分析

对该公共空间单元式蒸发冷却空调机进行经济 性分析,降温面积以 10m 直径的面积,需用风量为: 5²×π×113.4=8906.41,选用 9000m³/h 风量的设备, 额定电功率为 0.8kW,耗水量为 15L/h。以单元式蒸 发冷却空调日运行时间为 14h,电费为 1 元 / 度,使 用时间为 5 月~10 月,对其能耗费用分析如下。

日用电时间	电费	电费		水费	额定耗电量		耗水量		
/h	/(元/周	度) / ()		元/吨)	/kW		/(吨/时)	
14	1			2.45	0.8		0.015		
表6 能耗费用分析									
月份	5月	6月		7月	8月	9	月	10月	
当月天数	31	30		31	31	3	0	31	
用电比例	60%	90%		100%	100%	90	%	60%	
日用电量/度	6.72	10.08		11.2	11.2	10	.08	6.72	
日用水量 / 吨	0.126	0.1	89	0.21	0.21	0.1	89	0.126	
月用电量 / 元	208.3	30	2.4	347.2	347.2	30	2.4	208.3	
月用水量 / 元	9.57	13	.89	15.95	15.95	13	.89	9.57	
月度合计/元	217.9	316.3		363.1	363.1	31	6.3	217.9	
年度总费用为 1794.66+60 (清洗用水)=1854.66 (元)									

表5 基本参数设置



图 9 5 月~10 月单元式蒸发冷却空调能耗费用表

通过计算得出本设备全年运行费用约为1900 元,经济性良好。

5 适用性分析

目前,在大空间场所应用较多的两种蒸发冷却 空调形式为冷风式、冷雾式及冷风与冷雾复合式设 备,通过对比总结3种冷却形式,分析冷风式设备 的适用性。

表 7 三种送风形式的单元式蒸发冷却空调的对比分析

形式	降温范围	舒适性	降温效果	户外使用	水质要求
冷风式	可调节 范围大	高	冷风受气 流影响小	无安全隐患	相对 较低
冷风与冷 雾复合式	中等	中等	冷风受气流 影响较小	较易漏湿,有 一定安全隐患	高
冷雾式	降温幅 度有限	低	水雾过轻易产 生飘雾现象	容易漏湿,造成 地面湿滑,且易 影响监控效果	高

综合考虑,对于地铁车站、大型购物商场,冷 风式单元式蒸发冷却空调最适用。

经测试计算可知:单元式蒸发冷却空调出风 口干球温度(送风温度)为28℃左右,相对湿度 为85% 左右,经球形送风口送至人员活动区的空 气平均气流约为 1m/s, 经处理后送至公共区的空气 温度比进风口温度低 9~10℃,相对湿度较高。根据 ASHRAE 新标准, 室内温度控制在 27.1~29℃, 相 对湿度在 84%~90%,风速在 0.05~0.2m/s 范围内, 生理感觉是舒适的^[6]。LARRY G. BER-GLUND^[7] 和田元媛等^[8]指出,温度在28~32℃,相对湿度 在 70%~90% 范围内, 人体感到满意的空气流速为 1.0~1.2m/s 之间,也就是说在此温湿度范围内,若 控制空气流动速度在1.0~1.2m/s之间时,体感觉也 是舒适的。且地铁高架站和大型商场均属于半开放 场所, 在列车运行活塞风及人流量的作用下, 空间 内空气一直与室外空气存在一定的对流,因此,送 入到站台公共区的空气不会出现湿度过高引起的不 舒适性。

6 结论

(1)球形送风口相较于格栅型风口,出风射程远,适合大空间场所使用。

(2)天津、重庆均属于半干旱地区,测试得出, 该单元式蒸发冷却空调在夏季炎热季节可满足的温 降为 9~10 度左右,在过渡季节可满足的温降为 5 度 左右。可为大空间场所提供过渡性舒适环境。

(3)经过热舒适性分析得,在温度 28~32℃, 相对湿度在 70%~90% 范围内,人体感到满意的空气 流速为 1.0~1.2m/s 之间,也就是说在此温湿度范围 内,若控制空气流动速度在 1.0~1.2m/s 之间时,体 感也是舒适的。

参考文献

[1] 黄翔.国内外蒸发冷却空调技术研究进展(1)[J]. 暖通空调,2007,(2):24-30. [2] 檀志恒.湿膜直接蒸发冷却在工业热车间通风降 温的应用研究 [D]. 东华大学, 2005.

[3] 吴生,黄翔等.高压喷气+直接蒸发冷却在工业 厂房的应用[J].流体机械,2012,(5):75-79.

[4] 段满清, 邹声华, 李刚. 蒸发冷却技术的应用现状 与展望 [J]. 建筑热能通风空调, 2007,(4):21-25.

[5] 赵红英. 西北干旱地区空调系统节能研究 [D]. 西

南交通大学, 2007.

[6] 黄翔,梁才航,狄育慧.热舒适与蒸发冷却空调[J]. 筑热能通风空调, 2004,23(2):13-16.

[7] LARRY G BERGLUND.Comfort and humidity. ASHRAE, Journal, 1998(9):428.

[8] 田元媛, 许为全. 热湿环境下人体热反应的实验 研究 [J]. 暖通空调, 2003, 33(4):27–30.

城市地下道路风机失效情况下火灾烟气 对人员疏散耦合影响

王珂珂¹, 邵晓亮¹, 苏 赛¹, 毕 强², 王 霞², 柳 靖¹, 李先庭³ (1. 北京科技大学 土木与资源工程学院, 北京 100083; 2. 北京市市政工程设计研究总院有限公司,

北京 100082; 3. 清华大学 建筑学院, 北京 100084)

[摘 要]利用 FDS 和 Pathfinder 软件,考虑火灾烟气能见度对人员疏散速度的影响,分析了风机失效情况下明挖城市地下道路在不同横通道间距下的耦合疏散过程。通过与不考虑耦合的情况比较,发现横通道间距为 250m 时,烟气能见度对人员疏散过程影响不显著;横通道间距为 500m 时,烟气能见度对疏散过程产生显著影响,忽略烟气能见度影响将引起较大的预测偏差。

[关键词] 城市地下道路; 能见度; 人员疏散; 耦合影响; 自然排烟; 数值模拟

0 引言

伴随近年来城市地下道路建设的快速发展, 地下道路运营安全性日益成为需要重视的关键问题 [1,2],一旦发生火灾,有毒烟气将迅速在隧道中散布, 严重威胁人员生命安全。如何有效排除火灾烟气, 引导人员快速逃生,是需要研究的核心问题。多位 学者针对地下道路的火灾和人员疏散开展了系列研 究,但侧重点有所不同,部分学者重点针对不同通 风排烟策略的烟气控制效果开展研究^[3,4],为人员疏 散争取时间;另有部分学者重点关注不同隧道疏散 结构下的人员疏散时间^[5.6],以使人群尽快逃离隧道。 而同时考虑火灾烟气传播和人员疏散过程的研究开 展较少。实际上,火灾发生后,烟气能见度降低至 一定程度将影响人员疏散速度,而烟气中含有的有 毒气体的剂量累积到一定值时,也将显著影响人员 逃生行为,甚至致死。上述原因导致火灾烟气对人 员疏散行为产生影响,进而对人群在隧道中的整个 疏散过程产生耦合影响。Fridolfa 等人^[7] 通过基础实 验和对 Seike^[8]、Ronchi^[9]等的研究结果进行整理, 获得了能见度在 0~3m 范围内变化时对人员行走速 度的影响,为能见度对人员疏散行为的影响提供了 基础条件,但在实际地下道路疏散过程中,受排烟 方式、人员数量、隧道结构、疏散通道配置、人员 行走速度等多种因素的综合影响,烟气能见度对特 定隧道参数下整个疏散过程的耦合影响程度尚不清 晰,相关研究有待开展。本文对风机失效情况(对 应自然排烟工况)下,明挖型城市地下道路的火灾

基金项目:北京市市政工程设计研究总院有限公司工程项 目(2015J360);北京市首都公路发展集团有限 公司课题,北京市市政工程设计研究总院有限公 司平台级课题(2019-KYSD-34)。 与疏散过程进行耦合模拟分析,初步揭示考虑烟气 耦合作用对疏散结果的影响。

1 工况设计

基于某待建明挖型城市地下道路建模,隧道断 面结构见图 1。隧道为双洞六车道结构,可通行大 小货车和客车,全程无匝道,单线宽度为 12.25m, 全长 6.1km,本文选取 1000m 长隧道段作为研究对象, 重点考虑疏散结构仅为人行横通道的情况。



图 1 明挖型城市地下道路横断面 采用 FDS 建立火灾模型,采用 Pathfinder 建立 人员疏散模型,建立的模型图见图 2。



(a) FDS 模型



(b) Patilinder 模型 图 2 隧道计算模型

在隧道中间位置设置火源,强度 50MW,遵循 非稳态 t² 火源模型,火源尺寸为 10m×2m,距离地 面 1m。隧道内侧壁面材料为混凝土,外侧壁面采用 绝热条件。重点分析风机失效的不利工况,此时对 应无机排烟的自然排烟工况,隧道两端的风口边界 条件设置为 open。

人员疏散方面,人员疏散速度为 0.8m/s,人员 预动时间为 150s,取横通道间距为 250m 和 500m 进 行比较。取疏散最不利情况,即车辆充满隧道的情 况进行模拟计算,根据所研究地下道路 2030 年各车 型通行数量预测,对地下道路的车辆和人员进行设 计,见表 1。

表1 车型比例、尺寸、数量及载客数

参数	小型车	中型车	大型车					
设计比例 /%	88	10	2					
车辆尺寸(长×宽)/m	5×2	12×2.5	18×2.5					
隧道车辆数/辆	204	24	5					
载客数/(人/辆)	5	20	180					

隧道内车辆间距设为3m,按照道路堵塞情况人员载荷的计算方法^[10],计算得总人数为2400人; 所有车辆按照车型随机布置在各车道中心,见图2。 不考虑人员下车过程(包含在预动时间中),人员 随机分布在隧道内。

2 模拟方法

火灾模拟采用 FDS (fire dynamics simulator)软件进行,采用大涡模拟(LES)处理湍流和浮力的相互作用。人员疏散模拟采用基于 Agent 模型的人员疏散仿真软件 Pathfinder 进行,人员运动模式采用Steering 模式,人员的行动由一个成本函数控制,人员的每个行为都会产生一个成本值,当前的速度和状态决定了成本值的大小,人员会向成本最小的方向行动。根据 Fridolfa 等^[7]的研究,人员疏散速度与能见度满足式(1)的关系。能见度下降到 3m 以下后,疏散变化是一个线性下降的过程,最终到达最小值,根据式(1)建立能见度对人员行走速度的修正系数。疏散过程中,对人员途径区域随时间变化的能见度进行监测,得出该区域随时间变化的速度修正系数*f*,当人员疏散到该区域时,其真实疏散速度为初始疏

散速度与修正系数的乘积,从而实现能见度对人员 疏散过程的耦合影响。

 $f = \min(1; \max(0.2; 1 - 0.34(3 - vis)))$ (1)

式中: *f* 为能见度引起的速度修正系数; vis 为 能见度(m)。

此外,人员疏散速度除了受到能见度影响,还 与人员密度之间存在着如下关系^[11,-12](2):

$$f(D) = \begin{cases} 1, D < 0.55 \text{ /m}^2 \\ \max[f(D)_{\min}\frac{1}{85}(1-0.266D)], D \ge 3.28 \text{ /m}^2 \end{cases}$$
(2)

式中: f(D) 为人员密度引起的疏散速度修正系数; D 为人员密度, $(/ m^2)$; $f(D)_{min}$ 为因密度引起的最小的速度修正系数, 默认取 0.15。

根据式(1),当隧道内能见度低至一定程度 时,仅受能见度影响时,人员疏散速度将维持在0.2 倍正常速度的水平;而根据式(2)当人员周围密度 ≥ 3.28人/m²时,仅受人员密度影响时,人员疏散 速度将维持在0.15倍正常速度的水平。如同时出现 上述两种情况,则同时进行能见度和人员密度的修 正将使人员行走速度严重偏离实际情况(能见度极 低且人员密度极大的情况一般发生在疏散口附近), 因此,当全部疏散人员在横通道疏散口聚集,且形 成大于等于3.28人/m²的高密度的人群时,仅考虑 人员密度对疏散速度的影响,不再对疏散速度进行 基于能见度影响的修正。

实际进行耦合模拟操作时,将隧道分为10个区段,每个区段长度100m,选取各区中间位置处的动态能见度作为该区能见度水平。火源前后10m用薄墙隔断,防止计算过程中出现火源上、下游人员穿越火区的现象。

3 结果分析与讨论

3.1 火灾烟气与人员疏散动态分布

不同横通道间距下,选取典型段(500m~750m)的烟气蔓延以及人员疏散动态过程进行展示,结果见图 4。



图 3 隧道疏散模型分区



(g)间距250m,400s

图 4 烟气与人员疏散耦合动态分布

受预动时间影响,100s时人员尚未疏散,此时烟气虽已开始蔓延,但未下落至人员活动区域。 200s时,人员开始疏散的时间较短,烟气层逐渐加厚至人员活动区,后部人员头部已处于浓烟之中。 300s时,对于横通道间距为250m的情况,人员已集中至通道口排队,并处于浓烟之中;而对于500m间距情况,人员继续向疏散口行进,但后部人员处于浓烟之中,受到影响。400s时,两种间距下均笼罩在浓烟之中,但不同之处在于,250m间距下,人员在疏散口排队;而500m间距下,人员并未全部聚集到疏散口。

3.2 各区能见度见度与人员数随时间的变化

取火源下游 6~10 区进行分析,各区能见度与人数随时间的变化见图 5。BSDD240 建议能见度小于 10 m 应该作为大空间建筑内人员疏散出现危险的限值^[13,14],而 3m 会影响人员行走速度,因此图中给 出了 3m 和 10m 作为参考。作为对比,图中给出了 无烟气影响的非耦合结果。

对于横通道间距为 250m 情况而言(图 4a, c, e, g, i),耦合疏散模拟与非耦合疏散模拟结果一 致,表明烟气可见度降低未对人员在隧道中行走时 的行走速度产生影响,这是因为 250m 间距下设置 的横通道数量较多,人们与最近横通道的距离均较 近,容易快速聚集到横通道口处排队离开。但应注意, 在 6 区 200s 开始,7 区 300s 开始,区域内能见度下 降至 10m 以下,而此时区域内仍有人存在,此时虽 能见度对人员行走速度影响无影响,但因能见度的 降低,人员出现危险的可能性提高对于横通道间距为500m情况而言,6区在能见度下降到3m之前, 人员已经疏散到前面其他区域,因此该区未受烟气 耦合影响;7区、8区人员受到烟气的显著耦合影响。 对于7区而言,在400s时,对于耦合计算结果,区 域内仍有142人;而对于非耦合计算结果,仅有36 人存在,二者之间的偏差维持了400s。对于8区而言, 由于横通道位于该区,是人员聚集的地方,其疏散 过程更为复杂,耦合计算与非耦合计算结果的偏差 维持了900s。因此,忽略烟气的耦合作用,将导致7、 8区的疏散过程出现显著偏差。9、10区由于距离火 源较远,在烟气能见度显著降低之前,区域内已无 人员存在。

(h) 间距 500m, 400s

3.3 各区人员 FED

火灾模拟中采用聚氨酯为燃料,进行有毒气体的浓度模拟。6~10区内,每个区域随机选择5名人员, 追踪其疏散过程中接触的各种有毒气体量,计算每 个人的有效剂量 FED,结果见图 6。

横通道间距为250m时,各区内能见度对人员 行走速度基本无影响,因此,每个人接触的FED在 耦合和非耦合计算下,保持一致。横通道间距为500 时,6区与10区的人离横通道口最远,在行走过程 中受烟气能见度影响最大,行走速度的减慢加剧了 有毒气体的吸取,因此,耦合模拟中,可见FED值 显著高于7~9区内的人员FED;而如采用非耦合 模拟,不考虑烟气能见度的影响,则6、10区域的 FED与其他区域FED差别较小。因此,不采用耦合

2019 年全国通风技术学术年会论文集

Proceedings of National Biennial Academic Conference on Ventilation Technology, 2019



图 5 能见度与各区人员数量动态变化



图 7 横通道人流量变化

模拟,将显著低估部分区域内的人员受伤害水平。 3.4 横通道人员流量随时间的变化

不同间距下,横通道人流量变化见图 7。

横通道间距为250m,采用耦合与非耦合模拟, 得到的各横通道人流量结果相同。横通道间距为 500m时,受烟气耦合影响,从450s开始通过横通 道的人流量开始大幅度下降,且维持了500s左右, 耦合模拟获得的动态人流量与非耦合模拟具有显著 差别,因此,需要考虑烟气耦合影响。

4 结论

横通道间距为 250m 时,烟气能见度对人员疏 散过程耦合影响不显著。横通道间距为 500m 时, 烟气能见度对隧道部分区域内的剩余人员数、横通 道逐时人流量、部分区域内人员的 FED 均产生显著 的影响,忽略烟气能见度对人员疏散的影响,将引 起较大的疏散过程预测偏差。

参考文献

[1] 俞明健,游克思.我国城市地下道路建设进展与 趋势[J].城乡建设,2017(01):60-62

[2] 赵慧. 我国城市地下道路研究现状及发展刍议[J]. 城市道桥与防洪,2016(02):5-8+24+6

[3] 钟艳华.不同排烟方式隧道火灾及人员安全研究 [D].北方工业大学,2018.

[4] 曹镠. 城市地下公路隧道火灾烟气扩散特性及烟 气控制关键步骤研究 [A]. 中国消防协会 .2012 中国 消防协会科学技术年会论文集(下)[C]. 中国消防 协会:中国消防协会 ,2012:5.

[5] 陈智聪.城市地下道路逃生救援系统有效性研究 [D].北京交通大学,2016.

[6] 王霞.地下道路逃生救援系统有效性研究 [D].北 京交通大学,2014.

[7] K. Fridolf, E. Ronchi, D. Nilsson, H. Frantzich. The

representation of evacuation movement in smoke-filled underground transportation systems[J]. Tunnelling and Underground Space Technology incorporating Trenchless Technology Research,2019,90.

[8] M. Seike, N. Kawabata, M. Hasegawa. Experiments of evacuation speed in smoke-filled tunnel[J]. Tunnelling and Underground Space Technology incorporating Trenchless Technology Research, 2016.

[9] E. Ronchi, K. Fridolf, H. Frantzich, D. Nilsson, A.L. Walter, H. Modig. A tunnel evacuation experiment on movement speed and exit choice in smoke[J]. Fire Safe-ty Journal,2018,97.

[10] 李亚清,张善竹,马玲芝.城市水下盾构隧 道火灾蔓延及人员安全疏散研究[J].武警学院学 报,2012,28(04):8-10.

[11] Thunderhead Engineering Consultants, Inc. Pathfinder Technical Reference,2018.

[12] SFPE. The SFPE Handbook of Fire Engineering.Society of Fire Protection Engineers, Fifth Edition,2016.[13] BSDD240: Fire Safety Engineering in Buildings, 1997.

[14] 许镇, 唐方勤, 任爱珠. 建筑火灾烟气危害评价 模型及应用 [J]. 消防科学与技术, 2010, 29(08):651-655.

基于图像的室内人员定位系统

王 欢^{1,2}, 王贵锦¹, 李先庭²

(1.清华大学电子工程系,北京 100084; 2.清华大学建筑技术科学系,北京 100084)

[摘 要]人员是建筑室内环境保障的主要目标,同时也是影响室内环境的主要因素。室内人员的数量、 位置以及活动方式的变化形成了多种室内环境应用场景,并对空调系统的运行与能耗产生显著影响。而目前还 缺乏针对人员数量和位置的准确与非接触测量方法。本文提出并搭建了一种新型基于图像的室内人员定位系统。 其包括多台布置在不同角度的相机,将同步采集的不同角度的实时图像作为信息输入,通过图像分析,提取出 人体关键节点的二维位置信息。再根据各相机的三维关系重构出人员在建筑空间内的三维位置,同时可以得到 人员的身体朝向和高度信息。在多场景的现场实验中该系统体现出精度高、响应时间短的优点。该系统可以为 房间的实际使用场景测量提供丰富的信息,为面向人员的高效环境营造提供了数据基础。

[关键词]人员定位;图像分析;环境营造;机器视觉;机器学习

0 引言

人的一生有 90% 在室内度过¹¹, 室内环境对人员的健康有重要意义, 而室内环境营造中的空调系统消耗了 40% 以上的建筑用能¹²。因此提升建筑空调系统的能效水平和人员舒适度成为该领域研究的重点方向。作为建筑环境营造所主要保障的对象, 人员对建筑能耗产生着重要的影响, 被认为是实现建筑节能的重要因素。建筑内人员的数量和停留时间变化很明显¹³, 一般的基于日程表的控制方法很难预测和匹配好冷热需求¹⁴。而人员所占据的室内空间相当有限, 因此如果获知人员的准确位置信息将能够在室内空间营造非均匀的环境并根据人员的位置进行调整, 从而大幅度节约能耗¹⁵。所以人员定位系统对于室内建筑的节能具有重要意义。

根据数据精度和解析度的不同,建筑人员信息 可以分为不同的类型如:人员的检测、计数和人员 定位^[6],其中人员定位能够提供最高精度的室内位 置信息。很多传感器和算法已经用于人员检测。温 度和 CO₂ 已经广泛用于室内环境的检测和控制^[7]。 但它们只能对人员的数量提供简单的估计。红外热 释电传感器 (PIR) 能够在较大视角范围内检测到人 员的位置变化,但对于静止人员的检测并不灵敏^[8]。 无线信标系统 (RFID) 能够准确的得到人员的坐标信 息^[9],但是系统效果比较依赖室内的电磁环境^[10], 并且人员需要携带专用的信标。蓝牙网络 (BLE) 能 够用于较大空间内人员的分布估计^[11],但是定位精 度还不甚理想^[12]。需要指出的是基于无线定位的系 统需要人员一直佩戴定位标签,这也限制了系统的 更广泛应用。

基金项目:博士后创新人才支持计划资助(编号: BX20180176)。

基于图像的人员定位系统的显著优势是非接触 式,并可以准确的提供区域内人员的数量^[13]。得益 于机器学习技术的快速进步,采用卷积神经网络的 识别算法能够利用监控视频实现对人员头肩目标高 达 95.3% 的检出率 [14]。由于单个相机的覆盖范围有 限,可以在主要出入口以及房间内部布置相机^[15], 再通过利用贝叶斯估计进行数据融合,从而能够提 高检测精度^[16]。进一步的,通过使用有重叠视角的 多个标定相机,基于概率密度的人员定位方法可以 提供多个人员的数量与网格化位置的信息^[17]。但是 当前的人员定位系统所适用的人员数量还很有限, 并且无法获得更详细的人员姿态信息。而人员姿态 信息对于房间的使用模式的认识有非常重要的意义。 随着机器视觉技术的快速进步、基于神经网络的二 维人员关键节点的识别和提取方法得到快速的发展, 已经能够在桌面计算平台上提供准确和近乎实时的 人员关键节点信息[18,19]。这些信息的获得一方面为 人员的状态判读提供了依据,另一方面也人员在空 间内的三维位置确定提供了基础数据支持。

综上所述,用于室内尤其是较大空间的人员定 位还是一项难题^[20]。本文以此为题开展研究,提出 了一种基于图像的人员定位系统新方法,能够准确 提供较大室内空间内人员的位置分布信息。在此基 础上搭建了实验系统,通过多种工况下的实际运行 情况证明该系统具有测量精度高、响应速度快的特 点,为面向需求的高效室内环境营造提供了关键技 术基础。

1 系统与算法介绍

1.1 系统硬件构成

基于图像的室内人员定位系统主要由四台相机 和处理计算机组成。考虑到房间在使用过程中人员 分布比较随机而人员间的相互遮挡将显著影响到人 体关键点的提取,本研究采用了四台广角相机获取 图像。为了方便安装,相机布置在房间的四角并指 向房间的中心,如图1所示。本研究采用的是500 万像素的网络监控摄像头,选用4mm广角镜头,视 场角为79°,使得房间的绝大部分区域均能被多个相 机从不同角度拍摄到,从而解决人员相互遮挡问题。



图1 四个相机在房间内的布置

网络监控摄像机通过网线连接到局域网中,计 算机通过局域网实时获取拍摄的图像。该方案采用 了较为常用的网络监控摄像头作为图像信息的来源, 一方面降低了系统搭建的成本,另一方面为与既有 监控系统的结合提供了可能。

1.2 算法介绍

基于图像关键点的室内人员定位系统的基本算 法如图 2 所示。其主要包括三个主要模块:采集图 像、处理图像和信息融合。

采集图像模块是利用房间内不同位置和角度的 摄像机,获取房间内人员分布的实时图像。处理图 像模块是通过人体关键点的提取算法计算得到从不 同角度看到的人体关键点二维坐标,从而将多视角 下人体关键节点的图片信息转化成了相机二维平面 内的语义信息,提供了三维重构的基本素材。但由 于人员在空间内的分布可能发生叠加以及相机投影 关系,还需要进一步通过三维重构和数据融合来实 现最终位置信息的提取和确认。

三维重构和数据融合模块包括了一系列的匹配 算法和检查,是系统中最为核心的部分。从相机成 像和三维重构的角度来说,任意两个相机均能够记 录并重构出空间人员的位置信息,难点在于如何确 定不同角度下拍摄的两张图像内的人体关键点对应 同一个人,这需要复杂的算法进行计算和匹配。具



图 2 基于图像关键点的室内人员定位系统的基本算法

体来说, 対极约束是利用相机标定数据计算一组相 机内人体关键点的三维匹配误差。由于这里的人体 关键节点是基于图像特征的提取结果, 在不同视角 下图像的提取结果可能略有差异, 与常规的三维重 构时一般为特定点不同, 因此这里的对极约束检查 通常取较大的阈值以保证所有潜在的匹配对象能进 入后续筛查。进一步考虑到人体的各个部分由于姿 态的关系很难在一张照片中被都看到, 因此本研究 中只针对了左右肩和脖子的位置进行识别和匹配分 析。采用多个点进行匹配判断的好处是可以为了减 少随机误差保证比配的可靠性。

由于对极约束的阈值较大,还需要采用其他约 束关系来检查匹配的合理性。这里主要针对数据的 合理性以及匹配的唯一性来开展。由于人的肩部和 脖子能够在绝大部分时间被拍摄到,因此检查主要 针对的肩部和脖子进行。肩膀高度检查是根据人在 房间内的肩膀位置为依据进行匹配判断,本研究的 取值区间是 0.2~2m, 超出此范围的认为是错误的匹 配。肩宽检查是根据人的肩宽范围筛除错误的匹配, 本研究的取值区间是 0.3~0.5m, 超出此范围的匹配 将删除。匹配的唯一性是指某个相机里的人员一组 关键点数据只能和其他相机的一组关键点数据匹配, 不能重复匹配。多点重复匹配是针对多个相机重构 出来重叠的点进行检查,判断各个匹配是否满足唯 一性,然后将确认的结果保存。为了将只有一组相 机拍照到的人体关键点的结果考虑进来,本研究还 利用已经确认过的匹配对剩余的单组的匹配结果进 行匹配唯一性检查,经过筛选和确认后的单组匹配 结果也计入到合格的匹配中。

2 实验平台搭建

2.1 实验环境介绍

为了验证系统在实际的环境中的精度情况,本研究在一座多功能教室内搭建了该系统并进行了测试。该教室的长 9.5m,宽 9m,高 2.8m,教室内桌椅可以根据不同使用功能而调整。摄像头的安装高度 2.6m,位于房间的四个角落指向房间中心,房间内部情况如图 3 所示。



图 3 测试房间内部布置图

2.2 软件构架

根据 2.2 节所述的算法思路,本文采用 python 语言编写了包括图像获取图像处理,匹配计算、数 据融合以及结果显示的多线程处理软件,如图4所 示。为了保障图像获取的及时性,采用了四个线程 同时获取实时的室内图像,然后交给人体关键节点 提取线程提取得到对应视角的节点信息,再由三维 重构和数据融合线程计算得到最终结果并交由显示 线程进行显示,并通过同步线程启动下一个时刻的 同步图像采集。整个过程中,人体关键节点的提取 所画时间相对较长, 达到 1s, 而一个循环的整体时 间在1.5s左右。能够提供实时的室内人员定位结果。



图 4 软件技术框架

3 实验结果分析

完成上述系统的软硬件搭建后,本研究在该平 台上进行了不同工况下系统实际运行效果的测试。 包括人员较分散的自习教室模式以及人员相对集中 的会议模式,以下分别进行介绍。

3.1 自习教室模式

该模式下人员比较分散,但相对位置关系与姿 态更为复杂,各个相机得到模式下室内图像和人体 关键点提取结果如图5所示。此时室内共有7个人, 有相互讨论的人员,也有正在走动的人员。从人体 关键点的提取结果来看,绝大部分的提取结果都是



相机1





图 5 自习教室模式下室内图像和人体关键点提取结果

准确, 这为后续的三维重构和融合算法提供了良好 的基础。

最终的定位结果图6所示。这里将房间的中心 作为坐标系的中心, 取面向讲台的方向为向上的方 向,采用同种颜色的三个点表示一组(两台)相机 所获得的人员左右肩和脖子的水平位置。由于任意 两台相机均可能重构出空间内三维点的坐标, 这里 采用不同颜色的点表征不同组相机所提供的定位结 果。如果多个彩色点重叠证明该处的人员的定位结 果可以被多组相机所确认,所以非常精准。从结果 图中,可以看到大部分结果能够得到多组相机的确 认,同时还可以得到人员的位置和身体方向信息, 比如场景中左下角的两位讨论的同学的身体角度就 准确的呈现了出来。场景中正在行走的同学也被准 确的重构和表达。因此该系统在人员分布比较疏松 并且姿态比较复杂的工况中取得了良好的应用效果。



3.2 会议模式

为了进一步测试在人员较密集情况下的系统表 现,本研究进行了会议模式下的测试。该工况下各 个相机得到的室内图像和人体关键点提取结果如图 7 所示。此时室内共有 12 个人,正在进行会议讨论,





图 7 会议模式下室内图像和人体关键点提取结果

座位相对集中,而坐姿有较大不同。从人体关键点的提取结果来看效果较好(由于人数较多并没有将 所有识别到的人都标记出来)。

从最终匹配的结果图 8 来看,绝大多数定位结 果能够得到多组相机的确认证明系统精度非常高。 从结果图中甚至能够分辨出人员坐姿的不同。而对 比两种模式下人员姿态的不同,可以很容易的分辨 出建筑空间内使用模式的变化,结合准确的人员分 布数据,为面向需求的高效环境营造提供了基础。



4 总结

本研究针对室内人员定位方法开展研究,提出 了基于图像的室内人员定位方法,构建了图像信息 提取与数据融合算法,并在实际建筑环境中进行了 系统搭建和运行测试。通过测试表明,该方法能够 完成多人、大尺度室内环境下的人员定位,并且能 够提供人员身体方向信息,为面向需求的高效室内 环境营造提供了基础数据。

参考文献

[1] A. McCreddin, L. Gill, B. Broderick, A. McNabola, Personal exposure to air pollution in office workers in Ireland: Measurement, analysis and implications, Toxics. 1 (2013) 60–76. doi:10.3390/toxics1010060.

[2] L. Pérez-Lombard, J. Ortiz, C. Pout, A review on buildings energy consumption information, Energy Build. 40 (2008) 394–398. doi:10.1016/j.enbuild.2007.03.007.

[3] M.S. Gul, S. Patidar, Understanding the energy consumption and occupancy of a multi-purpose academic building, Energy Build. 87 (2015) 155–165. doi:10.1016/j.enbuild.2014.11.027.

[4] S. Goyal, H.A. Ingley, P. Barooah, Occupancy-based zone-climate control for energy-efficient buildings: Complexity vs. performance, Appl. Energy. 106 (2013) 209–221. doi:10.1016/j.apenergy.2013.01.039.

[5] X. Shao, X. Li, X. Ma, C. Liang, Multi-mode ven-

tilation: An efficient ventilation strategy for changeable scenarios and energy saving, Build. Environ. 115 (2017) 332–344. doi:10.1016/j.buildenv.2017.01.032.

[6] W. Jung, F. Jazizadeh, Human-in-the-loop HVAC operations: A quantitative review on occupancy, comfort, and energy-efficiency dimensions, Appl. Energy. 239 (2019) 1471–1508. doi:10.1016/j.apenergy.2019.01.070.
[7] P. Zhou, G. Huang, Z. Li, Demand-based temperature control of large-scale rooms aided by wireless sensor network: Energy saving potential analysis, Energy Build. 68 (2014) 532–540. doi:10.1016/j.enbuild.2013.10.005.

[8] Y. Benezeth, H. Laurent, B. Emile, C. Rosenberger, Towards a sensor for detecting human presence and characterizing activity, Energy Build. 43 (2011) 305– 314. doi:10.1016/j.enbuild.2010.09.014.

[9] N. Li, G. Calis, B. Becerik-Gerber, Measuring and monitoring occupancy with an RFID based system for demand-driven HVAC operations, Autom. Constr. 24 (2012) 89–99. doi:10.1016/j.autcon.2012.02.013.

[10] J. Yang, M. Santamouris, S.E. Lee, Review of occupancy sensing systems and occupancy modeling methodologies for the application in institutional buildings, Energy Build. 121 (2016) 344–349. doi:10.1016/j.enbuild.2015.12.019.

[11] T.M. Ng, From "where i am" to "here i am": Accuracy study on location-based services with iBeacon technology, HKIE Trans. Hong Kong Inst. Eng. 22 (2015) 23–31. doi:10.1080/1023697X.2015.1009411.

[12] W. Wang, J. Chen, G. Huang, Y. Lu, Energy efficient HVAC control for an IPS-enabled large space in commercial buildings through dynamic spatial occupancy distribution, Appl. Energy. 207 (2017) 305–323. doi:10.1016/j.apenergy.2017.06.060.

[13] L. Walmsley-Eyre, R. Cardell-Oliver, Hierarchical Classification of Low Resolution Thermal Images for Occupancy Estimation, Proc. - 2017 IEEE 42nd Conf. Local Comput. Networks Work. LCN Work. 2017.
(2017) 9–17. doi:10.1109/LCN.Workshops.2017.59.

[14] J. Zou, Q. Zhao, W. Yang, F. Wang, Occupancy detection in the office by analyzing surveillance videos and its application to building energy conservation, Energy Build. 152 (2017) 385–398. doi:10.1016/j.en-build.2017.07.064.

[15] S. Petersen, T.H. Pedersen, K.U. Nielsen, M.D. Knudsen, Establishing an image-based ground truth for

validation of sensor data-based room occupancy detection, Energy Build. 130 (2016) 787–793. doi:10.1016/ j.enbuild.2016.09.009.

[16] D. Liu, X. Guan, Y. Du, Q. Zhao, Measuring indoor occupancy in intelligent buildings using the fusion of vision sensors, Meas. Sci. Technol. 24 (2013). doi:10.1088/0957-0233/24/7/074023.

[17] F. Fleuret, J. Berclaz, R. Lengagne, P. Fua, Multicamera People Tracking with a Probabilistic Occupancy Map, IEEE Trans. Pattern Anal. Mach. Intell. 30 (2008) 267–282. doi:10.1109/TPAMI.2007.1174.

[18] Z. Cao, T. Simon, S.E. Wei, Y. Sheikh, Realtime multi-person 2D pose estimation using part affinity

fields, Proc. - 30th IEEE Conf. Comput. Vis. Pattern Recognition, CVPR 2017. 2017-Janua (2017) 1302– 1310. doi:10.1109/CVPR.2017.143.

[19] H.S. Fang, S. Xie, Y.W. Tai, C. Lu, RMPE: Regional Multi-person Pose Estimation, Proc. IEEE Int. Conf. Comput. Vis. 2017-October (2017) 2353–2362. doi:10.1109/ICCV.2017.256.

[20] N. Li, Z. Yang, B. Becerik-Gerber, C. Tang, N. Chen, Why is the reliability of building simulation limited as a tool for evaluating energy conservation measures?, Appl. Energy. 159 (2015) 196–205. doi:10.1016/j.apenergy.2015.09.001.

基于有限监测数据和快速预测模型的 人工智能通风控制系统

曹世杰,任 宸

(广州大学土木工程学院,广东省建筑节能与应用技术重点实验室,广东广州 510006)

[摘 要]由于室内环境分布具有不均匀和不稳定性,本工作开发了人工智能动态通风控制系统用于实现 换气次数动态调节,以期提升室内空气品质的同时降低建筑通风能耗。该系统的核心部分是基于智能监测技术 的快速预测模型,其中快速预测模型包括低维线性通风模型和人工神经网络方法。以监测数据作为输入,快速 预测模型可实现室内污染物分布快速预测,并用于最优通风评价和控制。本文对于发展智能通风系统和绿色、 可持续建筑具有重要意义。

[关键词]智能通风控制;室内空气品质;通风能耗;人工神经网络;低维线性通风模型

0 引言

目前机械通风系统在各类建筑中得到了广泛应 用,包括住宅建筑,公共建筑和工业建筑等^[1]。为 了维持健康安全的室内空气品质,机械通风系统一 般需要提供足够的换气次数,而过大的换气次数将 导致通风能耗显著增加^[2-4]。以工业建筑为例,每年 80~90%的工业能源消费增长可归因于室内通风,且 过量通风能耗也使温室气体排放增加21%,经济损 失增长约2500亿美元^[5.6]。面对如此巨大的通风能 耗损失,坚持使用恒定换气次数的机械通风系统已 经无法满足建筑可持续发展的需求。考虑到室内环 境参数分布的不均匀和不稳定性,开发一套基于智 能动态通风控制系统将有效地解决室内环境质量和 建筑能耗之间的优化问题。

1 动态通风控制

基于动态环境的智能通风控制系统主要包括三 个关键部分:监测、预测和控制。监测系统可利用 有限传感器自动记录目标污染物浓度,为预测模型 提供输入。结合监测数据,预测模型可快速获取不 同通风方式或换气次数下室内污染物分布信息。作 为动态通风控制核心部分,预测模型需要同时兼顾 两大特性:准确性和超实时性。其中,"超实时" 可定义为模型预测时间远小于实际污染物扩散时间。 基于快速预测结果,最优通风评价策略可有助于实 现智能通风控制,以期提高室内空气品质的同时, 最大限度地降低通风能耗,优化建筑能源结构。

根据上述关键部分,动态通风控制系统必须解 决几个主要问题:

(1)如何实现室内环境超实时预测。计算流体 力学(CFD)作为有力的数值模拟方法,可以准确 地预测室内污染物分布^[7],但考虑到计算时间和成 本的局限性,从业人员正致力于开发更快的预测方 法,例如多区域模型和快速流体力学(FFD)^[8-10]。 多区域模型通过将计算区域简化为几个节点,使室 内环境预测时间缩短到几秒以内,FFD通过快速求 解通过快速求解控制方程将 CFD 模拟速度提升了近 50 倍^[11]。然而,由于忽略了动量方程或湍流特性, 上述两种模型目前还无法满足室内污染物浓度高精 度的需求。因此为了同时兼顾预测精度和速度要求, 部分研究人员考虑将机器学习方法运用于室内污染 物快速预测,以期获得良好的预测效果。Cao等采 用基于 CFD 人工神经网络方法(ANN)对低维形式 CO₂浓度数据库进行训练和扩充,使预测时间控制 在 0.1 秒以内,预测误差低于 15%^[12]。

(2)如何利用监测技术有效地获取室内环境非 均匀分布。目前需求控制通风系统(DCV)可以根 据测量传感器来获得室内污染物信息,将获取浓度 与标准阈值进行比对后可进行换气次数或送风量控 制。然而在大部分研究中,DCV系统均采用排风口 处单传感器数据进行阈值比较和通风控制,这将导 致通风系统无法根据动态污染物分布信息做出最有 效的决策。为解决这一问题,Ren等提出了一种利 用有限传感器快速获取室内污染物分布的理论模型, 将监测数据作为输入,通过 ANN 方法实现室内污染 物浓度场快速重构^[13]。

综上所述,有效的动态通风控制系统需要耦合监测技术与预测模型,这将涉及建筑室内环境、 CFD模拟、ZigBee无线通信与监测以及控制逻辑等 多学科技术。本工作将首次建立完整的智能动态通 风控制系统(如图1所示),以有限点监测数据作 为输入,使用低维线性通风模型(LLVM)对CFD 数据库进行构建,利用人工神经网络方法(ANN)"超 实时"预测室内污染物浓度最终根据通风评价指标 实现通风系统在线控制。本工作将有助于营造安全 健康和低碳节能的建筑环境,并进一步推动智能通 风系统在可持续建筑领域的发展和应用。



图1 人工智能动态通风控制系统示意图

2 研究方法

2.1 数值模拟

本工作采用计算流体力学(CFD)方法计算室 内污染物浓度场,用于构建关于污染物浓数据库。 计算模型统一采用 RNG *k*-*ε* 模型。入口边界条件设 置为 velocity-inlet,湍流强度为 5%,湍流粘度比为 10,出口边界条件采用 outlet,墙壁使用壁面增强函 数。此外,模拟中的污染源释放可通过用户自定义 函数(UDF)来实现,每个污染源释放速率保持一致。 2.2 低维线性通风模型

基于 CFD 数据库,本工作将采用低维线性通风 模型(LLVM)对数据库进行重构。LLVM 模型主 要包括线性通风模型(LVM)和低维离散化方法^[14]。 LVM 基本原理是假设室内气流稳定,对室内污染物 浓度场进行线性叠加^[15]。例如当室内有多污染源时, 这些污染源作用产生的浓度场等同于单个污染源分 别作用产生的浓度场的线性叠加。通过使用 LVM, 污染物数据库能够得到迅速扩充。然而对于庞大的 数据库,本工作还需要利用低维离散化方法有效地 减少数据容量,并保持可接受的数据精度。图 2 所 示为低维离散化过程示意图。



图 2 低维离散化过程示意图

2.3 基于低维线性通风模型的人工神经网络

基于低维线性通风模型(LLVM),本工作继续结合人工神经网络(ANN)方法快速预测室内污染物浓度分布。人工神经网络是一种基于神经系统的复杂模型,它可以构建大量输入和输出之间的映射关系。常见的神经网络由输入层、隐藏层和输出层组成。通过增加隐藏层单元数量,输入与输出关联方程的可靠性和复杂性也会相应增加。本工作利用人工神经网络中较常见的径向基函数(*RBF*),

用于污染物浓度数据的训练和预测。图3所示为基 于低维线性通风模型的人工神经网络模型示意图。 其中,该模型以有限监测数据作为输入,经过 RBF 函数训练和预测,可以快速、有效地得到低维形式 污染物浓度分布结果。



图 3 基于低维线性通风模型的人工神经网络模型示意图 2.4 动态通风控制系统评价指标

通过人工神经网络模型预测出室内污染物浓度 分布结果,可进一步用于动态通风评价和控制。据 研究显示,随着换气次数增加,室内污染物去除效 果会逐渐改善,然而当换气次数达到一定等级后, 室内污染物去除性能不再明显增加,而通风能耗却 显著提升^[16]。因此,为了使室内空气质量(污染物 浓度)与通风能耗达到最佳平衡状态,通风系统综 合评价指标对于通风控制至关重要。如下所示为本 工作提出的动态通风控制系统评价指标 *E*_r。

$$E_V = w_1 \frac{ACH}{Max(ACH)} + w_2 \frac{P_{mean}}{Max(P_{mean})} (1)$$

式中: w₁和 w₂分别为换气次数(ACH)和污染物浓度(P)的权重系数,由变异系数法确定。 P_{mean}代表呼吸区污染物平均浓度,评价指标 E_v的最小值终将对应最优通风策略(换气次数)。

3 案例研究

下面以某一环境舱为例进行动态通风控制 系统详细分析。如图4所示,该环境舱尺寸为 1.5m(X)×1.2m(Y)×1.0m(Z),采用上送下回通风方式。 根据风机转速范围,换气次数值设定为7、9、11、 13、15和17。环境舱内部共设计了6个CO₂污染 源,其坐标分别为A(1.05,0.45,0.33)m、B(0.75,0.45, 0.33)m、C(0.45,0.45,0.33)m、D(1.05,0.75,0.33)m、 E(0.75,0.75,0.33)m和F(0.45,0.75,0.33)m。CO₂由 干冰桶生成,其释放速率为5×10kg/s,CO₂背景浓 度测定为440ppm。根据Ren等得出的室内最优传 感器布置策略,该环境舱内共设置了3个传感器, 其坐标分别为传感器1(1.38,0.60,0.67)m,传感器 2(0.08,0.82,0.10)m和传感器3(0.08,0.38,0.10)m, 传感器型号为MH-Z19B,每20s记录一次数据。



(a) 实际环境舱图片

图 4

3.1 数值模拟结果分析

基于实际环境舱尺寸,本案例选取,本案例选 取 CFD 模拟网格数为 1512000,并定义 CO₂ 释放速 率与干冰桶设定值保持一致,数值模拟结果可由 3 个传感器监测数据(连续监测 20min)进行验证, 验证结果如表 1 所示。由表可知,当换气次数为 11 时,对于三种污染源情况,CO₂浓度监测值(平均值) 与相应数值模拟结果之间最大误差约为 17.5%,这 足以满工程应用需求。

表1 三种污染源情况下数值模拟结果与传感器监测数据

污染源位置	А			AB			ABE		
传感器位置	1	2	3	1	2	3	1	2	3
数值模拟结果 /ppm	544	496	504	563	525	668	643	631	692
监测数据 /ppm	505	531	611	647	579	603	716	645	658
误差 /ppm	+39	-35	-107	-84	-54	+65	-73	-14	+34

3.2 低维线性通风模型结果分析

1.0

0.8

0.6

0.4

0.2

0

1.2

Ζ

本案例利用低维线性通风模型(LLVM)对 CFD数据库进行扩充和重构(低维离散化处理), 通过将网格体积均匀划分为3×3×3个立方体(块),



对低维离散化误差进行有效控制。图 5 显示了换气 次数为换气次数为 11 时数值模拟结果与低维离散化 结果之间的比较情况(污染源位于 AB 位置)。由 图可知,与 CFD 结果相比,低维离散化结果相比, 低维离散化 CO₂浓度场的最大误差的最大误差可小 于 13%(除污染源区域外),这足以说明低维线性 通风模型能够很好地满工程应用需求。

3.3 基于低维线性通风模型的人工神经网络预测结 果分析

为了实现污染物浓度快速预测,本案例采用了 基于低维线性通风模型的人工神经网络方法,其中 以有限监测数据作为输入,低维离散化数据作为输 出。污染物浓度预测结果可由 CFD 数值模拟结果进 行验证,如图 6 所示。在换气次数为 11 的情况下, 相比于数值模拟结果,低维离散化 CO₂ 浓度预测误 差最大为 10ppm,这直接验证了上述快速预测模型 的有效性。

3.4 实际动态通风控制系统及控制效果 以污染物浓度预测结果为基础,本案例将进一



图 5 数值模拟结果与低维离散化比较情况(换气次数为11,污染源位于AB位置)

步结合评价指标 EV 对上述环境舱通风系统进行最 优动态控制。在该评价指标中,室内污染物指标 P 选取典型 CO₂ 作为代表, ACH 和 P 的权重系数分别 确定为 0.74 和 0.26。表 2 列出了多种情况下最优换 气次数 (ACH)的选择结果。在实际应用中,室内 污染源的位置可以是未知状态,而表 2 中列出污染 源位置是为了更好地理解每种情况所对应的污染源 强度(数量和位置)。由表 2 可以看出,不同污染 源强度下的最优换气次数在 7 和 13 之间存在显著差 异,这也就表明了通风控制系统的必要性。

结合通风评价策略,本案例在上述环境舱的基 础上搭建了一套智能通风控制系统。该控制系统可 通过传感器实时监测数据,将数据转换为控制信号 传输到风机端,进行送风量(换气次数)自动调节。 其中, 传感器和风机端之间的信号传输均由单片机 板(STC12C5A60S2)来实现,采用了 2.4GHz Zig Bee 无线通信模式,风机端控制指令可由 PCF8591 风机驱动模块进行传输,实际单片机控制板如图7 所示。为了直观显示通风系统的实际控制效果,本 案例采用可视化装置(发烟器)和彩色纸条,对 CO,释放和换气次数变化进行可视化(参照图4)。 图 8 显示了最优换气次数(ACH)的实际控制过程。 对于污染源位于 AB 位置的情况,本案例选取换气 次数为7作为一种初始状态,用于表现通风控制系 统的精准性能。由图可知,当传感器获取到 CO2 浓 度数据,风机端迅速发出控制指令将初始换气次数

调整成最优值,最终实现通风系统智能控制。为了 进一步凸显控制效果,本案例还分析了 CO₂ 去除效 果和通风节能效果(假设风机以两种换气次数进行 运行:恒定换气次数 *ACH*=11 和最优换气次数,风 机每日运行时间为 8h),结果如图 9 所示。随着污 染源数量增加,呼吸区 CO₂ 去除效果逐渐提升,通 风系统最高可降低 8% 呼吸区浓度值,通风能耗也 有明显改善,最高可减少 24%。

应且	污染源位置							
厅写	А	В	С	D	Е	F	气次数	
1	☆	-	-	-	-	-	7	
2	☆	☆	-	-	-	-	9	
3	☆	<u>क</u>	-	-	<u>क</u>	-	11	
4	4	☆	-	4	☆	-	12	
5	4	☆	☆	4	☆	_	11	
6	☆	☆	☆	☆	☆	☆	13	

表2 不同污染源强度下最优换气次数选择结果

4 结论与分析

综上所述,结合有限监测数据和快速预模型(基 于低维线性通风模型的人工神经网络方法),人工 智能动态通风控制系统可以精准实现换气次数自动 调节,提高室内空气品质的同时尽可能降低通风耗。 研究结果表明:低维线性通风模型可以有效地实现 CFD浓度场离散化,最大误差小于13%;以有限监 测数据作为输入,基于低维线性通风模型的人工神 经网络方法可快速实现 CO₂浓度场预测,最大误差 小于10ppm;基于环境舱的动态通风控制系统可以



图 7 单片机控制板


图 8 最优换气次数控制过程 (污染源位于 AB 位置)



图 9 恒定换气次数 (ACH=11) 和最优换气次数作用下 CO, 去除效果和通风节能比较

大幅降低 8% 呼吸区 CO₂ 浓度和 24% 通风能耗;该 智控制系统可以为室内空气品质和建筑通风能耗的 平衡提供技术参考和重要指导,并进一步推动绿色 可持续建筑发展。

参考文献

[1] 王智超. 机械通风是解决住宅室内通风问题的适 宜方法 [J]. 建筑科学, 2006.

[2] Deng H Y, Feng Z B, Cao S J. Influence of air change rates on indoor CO_2 stratification in terms of Richardson number and vorticity [J]. Building And Environment, 2018, 129:74–84.

[3] Cao S J, Deng H Y. Investigation of temperature regulation effects on indoor thermal comfort, air quality, and energy savings toward green residential buildings [J]. Science And Technology for the Built Environment, 2019, 25(3):309–321.

[4] 刘炜, 刘俊杰, 马群. 非单向流洁净室净室度的理论计算与实验研究 [J]. 建筑科学, 2010, 26(10):76-83.

[5] Huang Y Q, Wang Y, Ren X F, et al. Ventilation guidelines for controlling smoke, dust, droplets and waste heat: Four representative case studies in Chinese industrial buildings [J]. Energy And Buildings, 2016, 128:834–844.

[6] Lee H, Eom J, Cho C, et al. A bottom-up model of industrial energy system with positive mathematical programming [J]. Energy, 2019, 173:679–690.

[7] Cao S J, Cen D D, Zhang W R, et al. Study on the impacts of human walking on indoor particles dispersion using momentum theory method [J]. Building And Environment, 2017, 126:195–206.

[8] Cao S J. Challenges of using CFD simulation for the design and online control of ventilation systems [J]. Indoor And Built Environment, 2019, 28(1):3–6.

[9] Zhou Y, Deng Y L, Wu P, et al. The effects of ventilation and floor heating systems on the dispersion and deposition of fine particles in an enclosed environment [J]. Building And Environment, 2017, 125: 192–205.

[10] Wu P, Feng Z B, Cao S J. Fast and accurate prediction of airflow and drag force for duct ventilation using wall-modeled large-eddy simulation [J]. Building And Environment, 2018, 141:226–235.

[11] Feng Z B, Yu C W, Cao S J. Fast prediction for indoor environment: Models assessment [J]. Indoor And Built Environment, 2019, 28(6):727–730.

[12] Cao S J, Ren C. Ventilation control strategy using low-dimensional linear ventilation models and artificial neural network [J]. Building And Environment, 2018, 144:316–333.

[13] Ren J, Cao S J. Incorporating online monitoring data into fast prediction models towards the development of artificial intelligent ventilation systems [J]. Sustainable Cities And Society, 2019, 47.

[14] Cao S J, Meyers J. On the construction and use of linear low-dimensional ventilation models [J]. Indoor Air, 2012, 22(5):427–441.

[15] Cao S J, Meyers J. Asymptotic conditions for the use of linear ventilation models in the presence of buoyancy forces [J]. Building Simulation, 2014, 7(2): 131–136.

[16] Cao S J, Zhu D H, Yang Y B. Associated relationship between ventilation rates and indoor air quality [J]. Rsc Advances, 2016, 6(112): 111427–111435.

基于抗扰动的典型制药洁净室压差控制策略

黄春娥, 马晓均, 李春旺

(北京联合大学生物化学工程学院,北京 100023)

[摘要]本文以一个洁净室和一个气闸组成的正压医药洁净室系统为研究对象,将系统扰动分为阶跃扰动、 斜坡扰动和正弦扰动,设计该系统的定风量压差控制、基于 PID 及自抗扰控制算法的排风量压差控制策略。利 用 Matlab/Simulink 工具包搭建系统模型,进行仿真实验。仿真结果表明,针对不同种类的扰动,基于自抗扰 控制算法的压差控制策略在响应时间和超调量抗扰动性方面明显优于其它两种控制方法,表现出响应快、精度 高及抗扰性强的良好控制性能。

[关键词]洁净室;抗扰动;压差

0 前言

随着精密制造和清洁生产需求的快速发展,洁 净室的数量及规模均快速增加,美国洁净室面积从 1993年的4.2百万m²增加到2015年的15.5百万 m^{2[1]},年平均增长率约11.7%;在我国,据《2018-2024年中国洁净室工程行业市场现状分析及未来前 景预测报告》我国洁净室的规模从2010年的328.4 亿元增加到2017年的1021.2亿元,年均增长率为 26.4%,其中制药洁净室的规模最大。制药洁净室保 障环境压差是药品生产质量控制的重点工作之一。 通过保持洁净室中相邻不同洁净等级或不同功能隔 间的相对压差,防止发生气流逆转所造成污染物扩 散或交叉感染^[2-5]。

目前制药洁净室压差控制主要采用两种方法。 一是定风量压差控制,即:洁净室的送、回和排风 量都为定值,通过手动风量调节阀使得新风量和排 风量之间的风量差保持恒定,从而达到所需压差, 一次性手动调节风量后固定,当受室外环境、系统 重启等扰动影响时,需要重新手动调节风量来保障 洁净室的压差^[3,7,8]。另一种是变风量控制,在固定 送风量(保持房间的换气次数)前提下,借助 PID 自动控制装置实时调整回风或排风量,将洁净室内 的压差控制在设定值附近^[4,8]。

然而,在工程实际中,上述制药洁净室压差控 制方法存在诸多问题,表现为如下三个方面,制药 洁净室门关闭情形下,受室内温湿度、相邻洁净室 压力变化等扰动影响,上述两种压差控制方法压差 频繁震荡,超调量大,导致系统能耗偏大^[9];由于 上述方法压差控制精度低,为保障洁净室正压或负 压状态,通常采取提高设计压差的方法,造成风量 过度冗余,从而提升建筑能耗。因此,在制药洁净 室中,压差控制过程中的抗扰动及控制精度的问题 引人关注。

自抗扰控制思想[10]是由中科院系统所韩京清研

究员提出的新型控制思想,其核心是将系统内部的 不确定性(无论是定常或时变,线性还是非线性) 和外部不确定性(外部扰动)一起作为"总扰动", 通过构造扩张状态观测器对"总扰动"进行估计, 并通过控制律实时补偿,从而获得较强的抗扰动 能力^[11, 12]。2003年,美国 Cleveland 州立大学 Gao Zhiqiang 教授提出线性自抗扰控制^[13],克服了最初 自抗扰控制结构复杂、整定参数多的问题,大大简 化了自抗扰控制的设计和整定参数过程, 使自抗扰 控制技术的应用和理论快速发展。在应用上,国内 学者们将自抗扰控制技术应用于火力发电系统[1417]、 空调系统^[18],航空航天^[19]、磁悬浮^[20]、系统散热^[21]等; 国外以 Gao Zhiqiang 教授为核心的研究团队, 2010 年将自抗扰控制技术首次在10条尼龙管挤压生产线 取代 PID 获得成功^[22], 2011 年与德州仪器公司签约 [23], 2013年4月, 德州仪器开始在全球发布以自抗 扰技术为核心的运动控制芯片^[24]。

本文通调研将制药洁净室运行过程中所受扰动 分为阶跃扰动(导致系统压力突然瞬间增加或减少 的扰动)、斜坡扰动(导致系统压力缓慢增加或减 少的扰动)以及周期扰动(生产模式周期性的切换 等产生的扰动);建立由一个洁净室和一个气闸组 成的典型医药洁净室模型,并利用 Matlab/Simulink 工具包搭建系统模型;设计该系统的定风量压差控 制、基于 PID 及自抗扰控制算法的排风量压差控制 策略。仿真试验表明,基于自抗扰控制算法的压差 控制策略在响应时间和抗扰动性方面明显优于其它 两种控制方法,表现出响应快、精度高及抗扰性强 的良好控制性能。

系统模型

本文研究的是由一个洁净室和一个气闸组成的 正压制药洁净室,洁净室和气闸设定的压差(与大气 之间的压差)分别为正压 30Pa 和 15Pa,框图如图 1 所示,其中*p*₀,*p*₁,*p*₂分别为室外、洁净室和气闸的压力。



图1 正压制药洁净室框图 由质量守恒定理可得洁净室的模型:

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} \tag{1}$$

 $\sum \dot{m}_{in}$ 和 $\sum \dot{m}_{out}$ 分别为进入和流出洁净室的空气 质量变化率(kg/s)。由理想气体的 Boyle-Gay Lussac 方程可得:

$$p(t) = \frac{m(t)RT}{V} \tag{2}$$

其中 R 为气体常数; V 为房间的体积; T 为房 间的温度,因温度变化非常小,本文中假设为常数。 设洁净室气流为湍流,由洁净室压差导致的缝隙气 流泄露量为

$$\dot{m} = k \sqrt{P_I - P_I}$$
(3)
其中 k 为泄露系数。

由(1)(3)式可得洁净室质量变化率的方程

如下:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in_clean} - k_{sp12} \sqrt{P_1 - P_2} - k_{dr} \sqrt{P_1 - P_2} - k_{sp10} \sqrt{P_1 - P_0} - \dot{m}_{out_clean}$$
(4)

其中 \dot{m}_{in_clean} , \dot{m}_{out_clean} 分别为洁净室的送风量和 排风量, k_{sp10} , k_{sp12} , k_{dr} 分别为洁净室与室外、洁净室 与气闸之间的墙壁和门的泄露系数。由(1)(3) 式可以得到气闸的模型:



其中 \dot{m}_{in_air} , \dot{m}_{out_air} 分别为气闸的送风量和排风量。联立(2)(3)(5)式,可获得该洁净室的模型,模型中的参数如表1所示。

主	1	4	42	甘刑	th,	44	长	**	Εσ	估
农	1	厼	犹	保空	Ψ	E	沵	釵	収	111

参数	取值(单位)	参数	取值(单位)	参数	取值(单位)
R	287 J/(kg·K)	m _{in_air}	0.09904kg/s	k _{sp10}	0.00792kg/s
Т	293.15K	m _{out_air}	0.11291kg/s	k _{sp12}	0.00792kg/s
p_0	10 ⁵ Pa	m _{in_clean}	0.79238kg/s	k _{dr}	0.00792kg/s
<i>m</i> _{clean}	142.67kg	m_{out_clean}	0.76861kg/s	k _{sp20}	0.00099kg/s
m _{air}	17.83kg	V_{clean}	120m ³	Vair	15m ³

2 洁净系统扰动的分类

在洁净室运行过程中,室内压力受不同扰动的 影响。根据调研,我们将洁净室所受的扰动分为如 下三种类型:第一种是阶跃扰动,这种扰动是由于 运行环境的突然变化导致压力出现瞬间的增加或者 减少,阶跃的幅度根据具体扰动影响的程度确定, 如突然间开关门、工艺排风的突然开启或者关闭等; 第二种为斜坡扰动,表现为导致洁净室压力出现逐 渐的增加或减少的扰动,变化的斜率根据具体情况 而定,如空调系统阻力的变化,缓慢开关门,温度、 湿度、洁净度的变化所引起排风量的缓慢调整等; 第三种是周期扰动,系统运行过程中压力出现周期 性的波动,扰动的周期由具体情况确定,如生产模 式和值班模式切换,风量周期性变化等。

3 压差控制仿真实验

3.1 定风量控制

定风量(CAV)是一种被动式的控制方法,它 使用手动风量调节阀,通过简单的送风和排风平衡, 送风比排风多一定的量,来达到系统设定的压差。 定风量控制情形下,受气闸压力变化扰动影响,观 察洁净室压力的变化情况:

(1) 阶跃扰动

实验条件: 气闸的压力在 *t*=70s 时突然上升 5Pa, 洁净室压差的变化, 如图 2 (a) 所示。

实验条件: 从 *t*=70s 开始至 80s 结束, 气闸压 力逐渐增加了 5Pa(线性), 洁净室压差变化如图 2 (b)所示。



图 2 阶跃和斜坡扰动下定风量控制系统压差的变化情况

(2)周期性扰动(正弦扰动)

实验条件:气闸压力周期性波动,t=70s时加入振幅为5Pa的正弦周期扰动,洁净室压差波动如图3所示。



图 3 正弦扰动下定风量控制系统压差的变化情况 3.2 变风量压差控制方法

压差传感器测量室内与参照区域的压差,与设 定压差比较后,控制器根据偏差按 PID 算法或自抗 扰算法对排风量进行控制,从而达到要求的压差, 该系统的变风量压差控制框图如图 4 所示。



⁵ 50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100 图 6 正弦扰动下基于 PID 算法控制的系统压差变化情况 根据图示可以建立压差和风量差之间的方程:

$$SA - RA = \Delta V = \sum Q$$

= $k_{10} \sqrt{P_1 - P_0} + k_{12} \sqrt{P_1 - P_2} + k_{d12} \sqrt{P_1 - P_2}$ (6)
从而排风量:

$$RA = SA - (k_{10}\sqrt{P_1 - P_0} + k_{12}\sqrt{P_1 - P_2} + k_{d12}\sqrt{P_1 - P_2}) \quad (7)$$

3.2.1 PID 压差控制算法

搭建基于 PID 算法的排风量压差控制模型,进 行仿真,并验证系统抗扰动的能力,实验条件与定 风量的条件完全一致,其受阶跃扰动、斜坡扰动和 周期扰动时压差的响应曲线如图 5、6 所示。

通过控制器控制排风量的压差控制方法在抑制 扰动方面优于定风量方法,压差在更短时间内复原, 压差调整精度较高。

3.2.2 自抗扰压差控制算法

本文中选用三阶的线性自抗扰控制(LADRC) 算法替代 4.2.1 中的 PID 算法,其扩张状态观测器 (LESO)表达式如下:

$$\int \dot{z}_1 = z_2 + \beta_1(-z_1 + y) + b_0 u$$

$$\dot{z}_2 = \beta_2(-z_1 + y)$$

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:

$$\int u = (-z_2 + u_0)/b_0$$

$$\int u_0 = k_p (T_r - z_1)$$

LADRC 的框图如图 7 所示。

系统受扰动影响的响应曲线如图 8、9 所示。



图 5 阶跃和斜坡扰动下基于 PID 算法控制的系统压差变化情况



图 7 LADRC 框图

10



图 8 阶跃和斜坡扰动下基于 LADRC 算法控制的系统压差变化情况



图 9 正弦扰动下基于 LADRC 算法控制的系统压差变化情况

4 结论

根据建立的典型制药洁净系统模型和其压差的 定风量、PID 及自抗扰控制算法的仿真结果,针对 三种不同类型的扰动,对比分析在不同扰动下,洁 净室与气闸以及洁净室与室外压差的响应时间、超 调量,如表2所示。

力 (Pa)	响应指标	定风量控制	PID 控制	自抗扰控制		
+5	响应时间 /s	15	5	3		
	超调量 /%	4.67 (2.80)	4.63(2.80)	0.33(3.87)		
0~5	响应时间 /s	15	12	11		
	超调量 /%	4.43(2.80)	4.63(2.80)	0.17(3.87)		
振幅 5	振幅 /Pa	0.35(1.4)	2.84(0.69)	0.12(1.51)		
	カ (Pa) +5 0~5 振幅 5	小(Pa) 响应指标 +5 响应时间 /s 0~5 超调量 /% 振幅 5 振幅 /Pa	水口 時気 おおやりやろく h(Pa) 响应指标 定风量控制 +5 响应时间 /s 15 超调量 /% 4.67 (2.80) 0~5 適应时间 /s 15 超调量 /% 4.43(2.80) 振幅 5 振幅 /Pa 0.35(1.4)	水2 均(x) = 1/2 (x) + 1/2 (

表2 仿真结果对比分析

表2中仿真结果对比分析表明,在响应时间上 加入控制算法的压差控制策略优于定风量控制方法, 基于自抗扰控制算法的控制策略在响应时间、超调 量优于前两种方法,表现出了较强的抗扰动能力。

参考文献

[1] Kircher K, Shi X, Patil S, Zhang KM, Cleanroom energy efficiency strategies: modeling and simulation [J], Energy Build, 2010, 42, 282–289.

[2] 徐光备,制药工业的洁净与空调 [M],北京:中国建筑工业出版社,1999.

[3] 徐仲麟, 空气洁净技术原理(第四版) [M], 科学 出版社, 2014.

[4] A. H. T. M. van den Brink, A.W.M. van Schijndel, Improved control of the pressure in a cleanroom environment [J], Building Simulation, 2012, 5 (1), 61—72. [5] Piroz Zamankhan, Risk assessment in a damaged cleanroom by using the entropic Lattice Boltzmann method [J], Journal of Aerosol Science, 2013, 66, 150– 163.

[6] Yu Wang, Yanju Li, Lingchang Zhou, Pressure Gradient Control and Energy-saving Operation Strategy Study on a Multi-zone Cleanroom, Procedia Engineering[J], 2015, 121, 1998–2005.

[7] Wen J, Sun W, Dost S, Impact of pressurization on energy consumption for laboratories and cleanrooms [J], ASHRAE Transactions, 2009, 115(PART 1), 496–506.

[8] 刘俊杰,赵歆治,王斌,生物洁净室的负压控制 [J],暖通空调,2007,37(10),85-57.

[9] K. Shan, S. Wang, Energy efficient design and control of cleanroom environment control systems in subtropical regions – A comparative analysis and on-site validation[J], Applied Energy, 2017, 204, 582–595.

[10] 韩京清, 自抗扰控制器及其应用[J], 控制与决策, 1998, 13(1): 19-23.

[11] Gao Z., Huang Y., Han J., An alternative paradigm for control system design [J], Proc. Of IEEE Conference on Decision and Control, 2001, 4578–4585.

[12] Han, J., From PID to Active Disturbance Rejection Control [J], IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2009, 56(3), 900–906.

[13] Gao Z., Scaling and bandwidth parametrization based controller tuning [C], American Control Conference, 2003.

[14] 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.

[15] Sun L, Li D, Hu K, et al. On tuning and practical implementation of active disturbance rejection control-

ler: a case study from a regenerative heater in a 1000 MW power plant [J]. Industrial & Engineering Chemistry Research, 2016, 55(23), 6686–6695.

[16] Huang Chun-E, Liu zhongli, Multi-objective optimization for decentralized PI control of the ALSTOM Benchmark Problem[C], Chinese Control Conference, Hangzhou, 2015, 07.

[17] Huang Chun-E, Li Donghai, Multi-objective optimization for active disturbance rejection control for the ALSTOM benchmark problem[C], Chinese Control and Decision Conference, Qingdao, 2015, 05.23–25.

[18] Huang Chun-E, Li Chunwang, Ma Xiaojun, Active-disturbance-rejection-control for temperature control of the HVAC system [J], Intelligent Control and Automation, 2018, 9, 1–9.

[19] 薛文超,黄朝东,黄一,飞行制导控制一体化 设计方法综述 [J]. 控制理论与应用,2013,30(12), 1511-1520.

[20] Wei Wei, Wenchao Xue, Donghai Li, On distur-

bance rejection in magnetic levitation [J]. Control Engineering Practice, 2018, 82: 24–35.

[21] Qinling Zheng, Zhan Ping, Simone Soares, Yu Hu, Zhiqiang Gao. An optimized active disturbance rejection approach to fan control in server [J]. Control Engineering Practice, 2018, 79: 154–169.

[22] ZHENG Q, GAO Z Q. An energy saving, factory-validated disturbance decoupling control design for extrusion process [C] //World Congress on Intelligent Control and Automation. Beijing: IEEE, 2012: 2891– 2896.

[23] Line Stream Technologies signs licensing deal with Texas Instruments, The Plain Dealer, July 12th, 2011.

[24] Achieve improved motion and efficiency for advanced motor control designs in minutes with TI's new Insta SPIN(TM)–MOTION technology, The Wall Street Journal, April 18, 2013 at http://online.wsj. com/article/ PR – CO – 20130418 – 907338.html ? mod = googlenewswsj.

顺序匹配热环境和热偏好的热舒适调控方法

张 胜,林 章

(香港城市大学,香港)

[摘 要]气流组织广泛地用于营造舒适的室内热环境。气流组织的非均匀性是普遍存在的,即工作区内 各子区的热环境的冷热程度是不一致的。同时,人员热偏好的差异性也是普遍存在的,如男生相对女生喜欢更 冷的环境。现有热舒适调空方法不考虑热环境与热偏好的匹配性,如偏好热的环境的人员可能坐在冷子区里, 导致气流组织的非均匀性降低了人员的热舒适。本文开发了顺序匹配热环境和热偏好的热舒适调空方法,以提 升人员热偏好的满足率。新开发方法首先确定热环境状态,即利用概率分析将各子区从冷到热排序;然后将 热环境状态和人员热偏好顺序匹配,并调控送风参数使得各子区的热环境与热偏好的热偏差最小化。因此, 新开发方法利用适应性热舒适理论(即人员调节热舒适的主动性)实现偏好冷环境的人员坐在冷子区内、偏 好热环境的人员坐在热的子区,并利用气流组织的非均匀性实现热偏好满足率的最大化。基于层式通风教室 实验的 100,000 个案例验证了新开发方法的有效性。相比现有方法,新开发方法使得热偏好满足率平均提升了 40.1%。

[关键词] 非均匀热环境; 差异性热偏好; 概率分析; 顺序匹配

0 引言

热舒适是室内环境品质的主要要求^[1]。实际建 筑中热不舒适的抱怨普遍存在。这主要是因为传统 实践旨在营造均匀的室内热环境、而人员对热环境 的偏好是差异性的。传统实践利用气流组织性能指 标来提升室内热环境的均匀性^[2]。人员热偏好的差 异性是普遍存在的。在一个房间里,有的人喜欢偏 热的环境,有的人喜欢偏冷的环境^[3]。热偏好的差 异性是由年龄,性别,健康程度,热适应性程度等 因素的差异性引起的。利用 ASHRAE7 点标尺,不 同人员热偏好的差异性可超过 1,相当于偏好温度 的差异性超过 3℃^[1]。

现有研究提出利用非均匀气流组织来满足差异 性的热偏好。邵等人^[4]提出利用多模式气流组织来 营造非均匀热环境,以满足工作区各子区不同的热 偏好。进一步地,证明层式通风被证明可以通过解 耦各送风口营造满足各子区热偏好的非均匀热环境 ^[5]。相比于利用个性化通风方式来满足热偏好,非均 匀气流组织可以更好地平衡系统简易性、灵活性、 成本、热偏好满足率等。因此,非均匀气流组织的 工程实践性更强。

尽管利用非均匀气流组织满足热偏好的技术可 行性已得到了论证,能够实现这一想法的热舒适调 控方法仍缺乏。最近,张等人³¹提出的分区热舒适 调控方法(在下文中称为现有方法),将工作区分 为多个子区,并控制送风参数使得各子区的热环境 尽可能地接近相应的热偏好。相比传统热舒适调控 方法(忽略气流组织的非均匀性和热偏好的差异性), 现有方法可提升热偏好满足率 17.6~41.5%^[3]。但是 现有方法忽略热环境与热偏好的匹配性^[6],有风险 导致气流组织的非均匀性降低热舒适,解释如下。 由于气流组织的非均匀性降低热舒适,解释如下。 由于气流组织的非均匀性降低热舒适,解释如下。 由于气流组织的非均匀性。有的子区的热环境会比 其他子区的热环境更冷。现有方法忽略热环境与热 偏好的匹配性,即人员随机选择座位。这会导致偏 好热的环境的人员坐在冷的子区里、偏好冷的环境 的人员坐在热的子区,从而降低了热舒适。

本文开发了顺序匹配热环境和热偏好的热舒适 调空方法。新开发方法可以实现热环境与热偏好的 匹配,使得喜欢更冷环境的人员坐在更冷的子区里; 并利用气流组织的非均匀性最大化热偏好满足率。 新开发方法的具体介绍及有效性验证见下文。

1 新开发的方法

1.1 顺序匹配热环境和热偏好的热舒适调控机理

图1对比了新开发方法和现有方法的调控机理。 对于一个划分成若干个子区的工作区(如图2中 A~D四个子区),新开发方法和现有方法控制送风 参数使得每个子区的热环境尽可能地接近每个子区 的热偏好。但是现有方法忽略了热环境与热偏好的 匹配性,即人员是在不知道每个子区相对冷热程度 的情况下去选择坐在哪个子区的。这导致偏好热的 环境的人员可能坐在冷的子区;冷的子区降低偏好 热的环境的人员的热舒适。反之,热的子区降低偏 好冷的环境的人员的热舒适。新开发方法顺序匹配 热环境和热偏好,使得偏好热的环境的人员坐在热 的子区、偏好冷的环境的人员坐在冷的子区。因此,

基金项目:深圳科技委基础创新基金 (编号:JCYJ20170818095706389)。

新开发方法可以利用气流组织的非均匀性最大化热 偏好的满足率。



(注: S1~S4 是送风口; E1~E4 是回风口; M1~M8 是距地板 1.1m 高度的测量点。)

图2 层式通风教室实验仓示意图 热环境与热偏好的顺序匹配可以由管理人员执 行,即管理人员安排喜欢冷的环境的人员坐在冷的 子区、喜欢热的环境的人员坐在热的子区。顺序匹 配也可以有人员自主完成。适应性热舒适理论表明 人员会采取积极的调节措施以实现热舒适^[7]。在告 知各个子区相对冷暖的情况下,人员会自发地倾向 于选择匹配自己热偏好的子区。因此,新开发方法 也利用人员调节热舒适的主动性来提升热舒适。

1.2 第一步:确定热环境状态

新开发方法主要包括两步(图3)。第一步是 确定热环境状态。第二步是基于顺序匹配热环境和 热偏好,确定送风参数以最大化热偏好满足率。

由新开发方法的调控机理(1.1小节)可知,第



图 3 新开发的顺序匹配热环境和热偏好的热舒适调控方法

一步(确定热环境状态)是新开发方法的关键。确 定热环境状态是确定各子区热环境的冷热排序。热 环境状态随冷负荷和送风参数等变化而变化^[8]。变 化的热环境状态意味着热环境与热偏好需要频繁地 重新匹配(如小时级别),即人员需要反复换位置。 但是高频率地换位置是不切实际的。因此,热环境 状态的确定需要考虑冷负荷和送风参数的影响,以 避免热环境与热偏好的反复匹配。

新开方法提出一种鲁棒的(即可靠的)手段来确 定热环境状态。鲁棒的手段能够考虑冷负荷和送风参 数对热环境状态的影响。鲁棒的手段随机采样足够多 的冷负荷和送风参数的组合,如100,000种^[6];基于 所采样的组合,利用概率分析的方法确定热环境状 态。根据现有研究^[9],冷负荷从正态分布中随机采样。 为了考虑所有可能的运行方案,送风参数从均匀分 布中随机采样^[8]。针对每一组采样的冷负荷和送风 参数,计算各个子区的热环境(Predicted Mean Vote - PMV)。子区热环境的PMV根据送回风参数预测(图 3中的 f_A, f_B, f_C)^[3]。根据这些热环境结果,计算每 个子区的冷热排序指标。子区某个特定冷热排序值 的概率根据式1计算。基于特定冷热排序值的概率, 子区的冷热排序指标按式 2 计算。譬如,在 100,000 次采样中,图 2 子区 A 有 10,000 次采样排第一冷(即 10%的概率第一冷),50,000 次采样排第二冷(即 50%的概率第二冷),30,000 次采样排第 3 冷(即 30%的概率排第三冷),10,000 次采样排第 3 冷(即 10%的概率排第四冷),则子区 A 的冷热排序指标 为 2.4 (10%×1+50%×2+30%×3+10%×4=2.4)。子区 的冷热排序指标越小,该子区的热环境越冷。因为 子区的冷热排序指标起小,该子区的热环境越冷。因为 子区的冷热排序指标是基于概率分析得到,所确定 热环境状态是可靠的。

$$P(ij) = \frac{N(ij)}{N_{total}} \tag{1}$$

$$R(TC_i) = \sum_{i=1}^{m} P(ij)j \tag{2}$$

式中: *N*(*ij*) 指子区 *i* 为第 *j* 冷的采样数目; *N*_{total} 为总采样数; *m* 指子区的总数目; *P*(*ij*) 指子区 *i* 为 第 *j* 冷的概率; *R*(*TC*_{*i*}) 指子区的热环境冷热排序指标。 1.3 第二步: 确定送风参数最大化热偏好满足率

在第二步中(图3),首先顺序匹配热环境和 热偏好。热偏好可以利用智能设备采集,或利用现 有模型预测(如基于贝叶斯推断的热偏好模型)^[10]。 将采集的热偏好从冷到热排序,即热偏好越冷,排 序越小。然后,将热环境与热偏好顺序匹配,即排 序小的热偏好与热冷排序指标小的子区匹配。譬如, 若子区A冷热排序指标最小(A子区有四个位置, 如图2),则热偏好前四小的人员坐在子区A;依此 类推,实现偏好冷的环境的人坐在冷的子区、偏好 热的环境的人坐在热的子区。

进一步的,基于监测的送回风参数,利用 PMV 模型评估各子区的热舒适状态(式3)。如果每个 子区都是热舒适的,保持送风参数不变。否则,更 新送风参数最大化热偏好满足率,即最小化热偏差 (式4)。热偏差为热环境与热偏好的偏差。热偏 差越小,热偏好满足率越高^[8]。同时,更新的送风 参数应满足限制条件,即每个子区都是热舒适的(式 5)。因为 PMV 模型是高计算效率的多项式模型^[3], 送风参数的更新采用全局寻优算法。

$$TC_i = f_i(V_s, T_s, T_e) \in [TP_i + \alpha_i, TP_i + \alpha'_i]$$
(3)

$$D = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{j=1}^{m} |TC'_{R_j} - TP_{R_j}|^2}$$
(4)

$$TC'_{R_{j}} = f_{R_{j}}(V'_{s}, T'_{s}, T'_{e}) \in [TP_{R_{j}} + \alpha_{i}, TP_{R_{j}} + \alpha'_{i}] \quad (5)$$

式中: a_i (<0)和 a'_i (>0)指根据热舒适区 确定的上下限;D指热偏差; f_i 是子区i的热环境模 型; f_{a_i} 指冷热排序指标第j小的子区的热环境模型(以 更新后的送风流量 V's,送风温度 T's和回风温度 T'e 为输入); TC'_{Bj}指冷热排序指标第 j 小的子区的热 环境; TP_i是子区 i 的热偏好; TP_{Bj}指坐在冷热排序 指标第 j 小的子区的人员的平均热偏好。

2 验证新开发方法

2.1 子区热环境 PMV 模型

新开发方法的验证层式通风教室的实验仓内展 开(图2)。该实验仓位于香港城市大学,尺寸为8.8 m(长)×6.1 m(宽)×2.4m(高),可容纳16个学生。 工作区均分为A~D四个子区。层式通风从前墙中部 水平送风(S1~S4送风口)。送风直接进入人体呼 吸区,在呼吸区形成新鲜空气层,保证吸入空气品 质^[8]。同时,水平送风形成头部高风速低温度的"三 明治"流场,从而利用高风速低温度的协同冷却效 果冷却人体热舒适最敏感部位(即头部),实现高 效提供热舒适^[6]。

A~D 四个子区 PMV 模型分别如式 6~9 所示。 A~D 四个子区 PMV 模型的回归系数分别为 0.998, 0.945, 0.993 和 0.995, 平均绝对误差分别为 0.14, 0.11, 0.07 和 0.05; 且所有包含项的 *p* 值都小于 0.05。因此,所得的 PMV 模型是可靠的。具体的建 立 PMV模型的实验过程和模型验证过程见文献[3]。

 $PMV_{A} = 0.390\overline{T}_{s} + 1.090\overline{T}_{e} - 0.160 \tag{6}$

$$PMV_B = 0.650\overline{T}_s + 0.500\overline{T}_e - 0.440$$
 (7)

$$PMV_{c} = -0.240\overline{V}_{s} + 1.430\overline{T}_{e} + 0.490 \tag{8}$$

 $PMV_{D} = -0.190\overline{V}_{s} + 0.340\overline{T}_{s} + 0.980\overline{T}_{e} - 0.079 \qquad (9)$

$$\overline{x} = \frac{2(x - x_{min})}{x_{max} - x_{min}} - 1 \tag{10}$$

式中: \bar{T}_e 和 \bar{T}_s 分别为无量纲化的回风温度和送风温度(式 10); \bar{V}_s 为无量纲化的送风流量; \bar{x} 是无量纲化的参数;x是原始参数; x_{min} 和 x_{max} 分别是原始参数的最小值和最大值。

2.2 确定热环境状态

冷负荷正太分布的平均值为 2.4kW(即图 2 教 室的设计冷负荷)^[3],标准差为平均值的 10%(即 0.24kW)^[8]。从该正太分布中采样的 100,000 个冷 负荷在 1.4kW 和 3.4kW 之间变化(图 4 (a))。考 虑到图 2 教室的空气品质及热舒适要求,从平均分 布中采样的 100,000 个送风流量和温度分别限制在 0.201~0.373m³/s(图 4 (b))及 20~26°C 之间(图 4 (c))^[8]。

根据采样的100,000冷负荷和送风参数的组合,

2019年第12期 | 建筑环境与能源 | 187



利用 PMV 模型(公式 6~9)计算得到子区 A~D 的 100,000 个热环境。图 5显示冷负荷和送风参数的变 化导致各子区的热环境显著的变化。子区 A~D 的热 环境 PMV 变化范围分别为 -1.6~1.1, -1.6~0.3, -1~2.2 和 -1.5~1.2。且各子区的 PMV 平均值和标准差是不 一样的,表明了热环境变化的复杂性。子区 A~D 的 PMV 平均值分别为 0.04, -0.55, 0.94 和 0.08;标准 差分别为 0.54, 0.39, 0.64 和 0.52。各子区热环境 显著且复杂的变化表明热环境状态的确定必须考虑 冷负荷和送风参数的影响。

图 6 表 明 在 100,000 次 采 样 中,子 区 A 有 62.54% 的概率排第二冷,37.46% 的概率排第三冷; 子 区 B 有 100% 概率排第一冷;子 区 C 有 100% 的 概率排第四冷;子区 D 有 37.46% 的概率排第二冷, 62.54% 的概率排第三冷(式 1)。因此子区 B 和 C 的热环境明显地和其他子区区分;但子区 A 和 D 的 热环境是相似的。根据式 2 计算得到子区 A~D 的冷 热排序指标分别为 2.37、1、4 和 2.63。排序指标表 明第一排的座位比第二排的座位更冷(子区 A 的排 序指标小于子区 C 的排序指标,子区 B 的排序指标 小于子区 D 的排序指标)。这是因为第一排的座位 更靠近送风口。同时,教室右侧座位比左侧座位冷(子 区 B 的排序指标小于子区 A 的排序指标,子区 D 的



图 5 子区的热环境直方图

排序指标小于子区 C 的排序指标)。这是因为教室 左侧的得热量更大^[3]。排序指标表明子区 B 最冷, 子区 C 最热。子区 A 比子区 D 更冷,即送风口的作 用比得热量的作用更显著。因此,冷热排序指标可 靠地确定了热环境状态,即考虑冷负荷和送风参数 的影响将子区热环境从冷到热排序。





2.3 热偏好满足率的提升

新开发方法的有效性在 100,000 个随机采样的 冷负荷和热偏好案例下验证。100,000 个热偏好从正 太分布中采样^[10]。正太分布的平均值和标准差分别 为*PMV*=0 和 *PMV*=0.23;这样,热偏好有 99.73% 的概率是 -0.7 < *PMV* < 0.7。虽然四个子区的热偏 好服从同样的正太分布,但是独立采样的四个子区 的热偏好可以是不同的。图 7 (a)显示,在新开发 方法的顺序匹配下,偏好最冷的人坐在热环境最冷 的 B 区,偏好第二冷的人坐在热环境第二冷的 A 区, 偏好第三冷的人坐在热环境第三冷的 D 去,及偏好 第四冷的人坐在热环境第四冷的 C 区。图 7 (b)显示,

> 0.9 子区A 子区 B ■ 子区 D 0.7 0.5 0.3 热偏好 0.1 -0.1 -0.3 -0.5-0.7 0 10 15 20 25 采样编号 (a) 新开发方法

现有方法不考虑热环境与热偏好的匹配性,会导致 偏好最热的人坐在最冷的子区(如采样编号 9~11 的 B子区),偏好最冷的人坐在最热的子区(如采样 编号 2,11 和 12 的 C 子区)。100,000 个验证案例 的冷负荷是从正太分布中随机采样的(3.2 小节)。

针对每一个验证案例,新开发方法(图3)和 现有方法^[3]分别确定送风参数以实现尽可能小的热 偏差(式4)。热偏差越小,热偏好满足率越高^[8]。 图 8 显示,100,000 个验证案例下,新开发方法的热 偏差在 0~0.6 变化,平均值为 0.25,标准差为 0.06; 现有方法的热偏差在 0~0.9 变化,平均值为 0.42, 标准差为 0.11。相比现有方法,新开发方法可平均 提升热偏好满足率 40.1%(式 11)。

$$Improvement = \frac{D_{previous} - D_{proposed}}{D_{previous}} \times 100\%$$
(11)

式中: *D*_{proposed} 和 *D*_{previous} 分别指新开发方法和现 有方法的热偏差; *Improvement* 指热偏好满足率的提 升百分比。

3 讨论

由博弈论可知^[11],当人员自主选择位置时,热 环境与热偏好无法实现完美匹配。热偏好相似的人 员处于利益冲突的境况,热偏好差异大的人员处于 合作的境况。根据博弈论,一群理性的人在冲突和 合作的境况下最终会做出非最优的行为^[11]。在第 3.3 小节的 100,000 个案例下,图 9 显示,随着热环境 与热偏好匹配程度的降低,新开发方法的热偏差增 大,即热偏好满足率降低。当热环境与热偏好匹配 程度由 100%降低到 50%时(即顺序匹配的概率是 50%),新开发方法的热偏差由 0.25 增大到 0.33。 但相比现有方法(图 8 (b)),新开发方法仍能平 均提升热偏好满足率 19.9%。因此,新开发方法能 够可靠地提升热偏好满足率。



图 7 子区的热偏好采样



4 结论

现有方法忽略热环境与热偏好的匹配性,会使 得偏好热的环境的人坐在冷的子区里、偏好冷的环 境的人员坐在热的子区里;从而导致气流组织的非 均匀性降低热舒适。本文新开发的热舒适调控方法, 顺序匹配热环境与热偏好,使得偏好冷的环境的人 坐在冷的子区、偏好热的环境的人坐在热的子区, 从而利用气流组织的非均匀性和人员调节热舒适的 积极性,最大化热偏好满足率。新开发方法采用概 率分析鲁棒地(可靠地)确定热环境状态;基于确 定的热环境状态,将热环境与热偏好顺序匹配,并 确定送风参数最大化热偏好满足率。基于层式通风 教室实验的100,000 验证案例表明,热环境与热偏 好的匹配程度越高,新开发方法的热偏好满足率越 高。相比现有方法,新开方法可以平均提升热偏好 满足率 40.1%。

参考文献

[1] Wang Z, et al. 2018. Individual difference in thermal comfort: A literature review. Building and Environment, 138, 181–193.

[2] Gao R, et al. 2019. A new evaluation indicator of air distribution in buildings. Sustainable Cities and Society,



图 8 热偏差直方图

101836, https://doi.org/10.1016/j.scs.2019.101836 [3] Zhang S, et al. 2019. Subzone control method of stratum ventilation for thermal comfort improvement. Building and Environment, 149, 39–47.

[4] Shao X, et al. 2017. Multi-mode ventilation: An efficient ventilation strategy for changeable scenarios and energy saving. Building and Environment, 115, 332–344.
[5] Shao X, et al. 2018. Potential of stratum ventilation to satisfy differentiated comfort requirements in multi-occupied zones. Building and Environment, 143, 329–338.

[6] Zhang S, et al. 2019. Subzone control optimization of air distribution for thermal comfort and energy efficiency under cooling load uncertainty. Applied Energy, 251, 113378.

[7] Yao R, et al. 2009. A theoretical adaptive model of thermal comfort–Adaptive Predicted Mean Vote (aPMV). Building and environment, 44(10), 2089–2096.

[8] Zhang S, et al. 2019. Robust evaluation method of thermal deviation of air distribution. Building and Environment, 158, 217–225.

[9] Gang W, et al. 2015. Robust optimal design of building cooling systems considering cooling load uncertainty and equipment reliability. Applied Energy, 159, 265–275.[10] Lee S, et al.. 2017. A Bayesian approach for proba-

bilistic classification and inference of occupant thermal preferences in office buildings. Building and Environment, 118, 323–343.

[11] Cohen C, et al. 2017. A game theory-based assessment of the implementation of green building in Israel. Building and Environment, 125, 122–128.

不同末端结合供冷室内热环境监测及热舒适测试分析

文佳岚,刘 东,田亚斌,胥海伦,周浩天 (西南科技大学土木工程与建筑学院,四川绵阳 621010)

[摘 要]针对室内供冷问题,笔者自行设计一套以空气源热泵为冷源,并进行对流末端和辐射末端结合 供冷所作用的室内热环境进行连续性测试,研究表明:室内相对湿度在 50%~75% 之间波动,室内空气温度在 22℃~28℃ 之间波动,纵向温度梯度变化小,能够满足室内的舒适度要求,且室内舒适性处于微凉的状态。

[关键词]空气源热泵;对流;辐射;热环境;舒适度

0 引言

随着人们生活水平的提高,人们对室内舒适度 的要求也越来越高,在夏热冬冷地区(四川、湖北、 江苏、浙江、上海等),基于空气源热泵的对流辐 射末端系统可以同时解决冷暖问题,加之该系统具 有较高的舒适性,自推出以来很快受到了大家的青 睐,目前其市场以每年 50% 以上的速度递增,前景 广阔^[1-2]。该系统集成了对流和辐射两种末端,其中 对流末端被广泛应用于舒适空调的制冷中,比如住 房、办公室、影剧院、商场、体育馆等,而辐射末 端主要用于供暖,最初人类利用辐射换热方式满足 基本的生存需求^[3-5],但是将辐射用于供冷的方式的 发展较短^[6-7]。

从两种末端的形式来看,其分别具有不同的优 缺点,比如对流末端可以快速调节室内温湿度,而 辐射末端对于室内舒适度的营造较好。Babiak^[8]等 的研究表明,辐射系统相比全空气系统可以在更高 的供冷温度情况下达到相同的舒适度环境。Liang C H^[9]等提出了一种新型的太阳能辅助空气源热泵系 统,该系统具有灵活的运行方式,提高了供热系统 的性能。曾章传^[10]针对空气源热泵制冷剂直接地板 辐射采暖系统,建立热力分析模型,对比分析评价 了不同采暖系统综合热力性能。

如果将对流和辐射末端同时应用到一个系统中, 从而发挥各自的优缺点,从理论上可以增加室内的 舒适度。为了验证该想法,本文自行设计基于空气 源热泵的对流辐射末端冷暖系统,并对其进行监测, 分析其室内温湿度、舒适度等性能,为小型空气源 热泵为冷热源,辐射末端和对流末端结合运行系统 室内热环境舒适性的优化提供依据。

1 实验概况

笔者建立了不同末端结合供冷的实验室,实验 室房间面积为60.34m²,由于实验空间条件的限制, 以及考虑到戸式空气源热泵的优势,以空气源热泵 作为本套系统的冷源。我们以风机盘管作为对流 末端装置,风机盘管的制冷量为5.6kW,以嵌入式 PE-RT 管为地板辐射末端。同时,在室内布置两台 实验室内部水循环管路上安装了温度传感器、涡轮 流量计、单项电子式电能表,为了测量水循环系统 的供回水温度、流量。实验室的系统图如图1所示, 空气源热泵的额定参数如表1所示。在现有的实验 条件下测量了实验室的物理参数,包括空气温度、 空气湿度、各壁面表面温度和空气速度,计算室内 热舒适性。同时,我们在室内沿中心位置分别布置 了测量纵向温度的测点,分别用来测量靠门、靠窗、 中心位置的垂直温度。同时,我们对系统循环管路 温度和流量、室内直温度进行实时存储。



图1 风机盘管联合地板辐射供冷系统图

表1 空气源热泵的额定参数

制冷量 kW	COP /IPLV	电源电压 V/ 频率 Hz	制冷输 入功率 kW	最大输入 功率 Kw / 电流 A	换热器最 大工作 压力 MPa	吸 / 排气 过压 MPa	高低压 测最大 允许压 力 MPa
12.6	2.95/4.30	220/50	3.8	5.2/24	4.15	2.0/4.15	4.15

2 数据处理方法

人体通过自身的热平衡和感觉到的环境状况, 综合起来获得舒适的感觉。热舒适表示人体对热环 境满意的意识状态。估计空间热舒适有两种方式: (a)基于实验室的研究, Fanger 教授的 PMV-PPD 模型以及之后的 ASHRAE 舒适区评价标准。(b) 由基于地域性研究产生的自适应模型描述的随机方 法,如热感觉投票 TSV,后者更适合评估在自由活动、 自然通风的建筑物中的热舒适条件,特别是在没有 使用机械冷却的冷却时期。但是,对于目前热湿环境, 夏热冬冷地区气候的特点,后者的重要性也在增加。 本实验研究基于 Fanger 教授的 PMV-PPD 模型评价 室内热环境人体的热舒适。 预测平均评价 PMV^[11] 计算式如下:

$$PMV = [0.303e^{(-0.036M)} + 0.0275] \times \{M - W - 3.05[5.733 - 0.007(M - W) - P_a] - 0.42(M - W - 58.2) - 0.0173M(5.867 - P_a) - 0.0014M(34 - t_a) - R - C\}$$
(1)

式中: M 为人体能量代谢率,决定于人体的活动量大小(W/m^2); W 为人体所做的机械功; 一般为 0(W/m^2); t_a 为人体周围空气温度($^{\circ}C$); P_a 为人体周围空气温度($^{\circ}C$); P_a 为人体周围水蒸气分压力(Pa); R 为人体与外界的辐射散热量(W/m^2); C 为人体与外界的对流散热量(W/m^2)。

由于 PMV 指标并不能完全代表所有个人的感觉, fanger 提出的预测不满意百分比 PPD^[11]、PMV 与 PPD 之间的关系式:

$$PPD = 100 - 95e^{[-(0.03353PMV^4 + 0.2179PMV^2)]}$$
(2)

3 结果及讨论

该系统运行测试阶段,由于系统本身和作用房 间存在滞后性特点,本试验 24h 时运行。设置空气 源热泵机组的供水温度为 7℃,开启一个风机盘管 中档风速运行,风机盘管设置的目标温度为 26℃, 同时设置系统室内目标温度为 26℃。在试验期间, 室内均有 2 人正常办公。

3.1 室内温湿度及系统温度变化



图 2 所示给出系统运行期间,室内外温湿度随时间的变化关系,从图中可以看出,室外相对湿度在 35%~95% 之间波动,室内相对湿度在 50%~75% 之间浮动。室外空气温度在 22℃~40℃ 之间波动, 室内空气温度在 22℃~28℃ 之间浮动。经过分析可 以得出,室内的温湿度随室外温湿度的变化,室内 温湿度波动范围较小,始终保持较稳定的状态。这 说明,风机盘管运行时,处理室内的潜热负荷,使 得室内湿度较为稳定,同时风机盘管联合地板辐射 制冷处理室内显热负荷,进而营造室内温度恒定。 3.2 室内热环境纵向温度梯度

采用风机盘管联合地板辐射供冷时,室内温度 的最低点为贴近地板表面,垂直方向上温度梯度整 体呈现出"上热下冷"的趋势。为了研究室内纵向 温度梯度的对室内热舒适的影响,将系统运行时, 分别绘制了A、B、C点的纵向温度变化如图3、4、5。 A、B、C分别为房间中位线三点,A点表示实验房 间中心点、B点表示靠西窗点、C点表示靠门点。

从图 3、4、5 可以看出, A1 点纵向温度在 21.5℃~25℃上下浮动, A2 点纵向温度在 22℃~26℃ 上下浮动, A3 点纵向温度在 22℃~27.5℃上下浮动。 A4 点纵向温度在 22.5℃~28℃上下浮动, A5 点纵 向温度在 23℃~29℃上下浮动。可以看出, A、B、 C 点三点变化趋势一致。





图 6 PMV 和室外温度随时间的变化

图 3、4、5 表明,室内纵向温度的变化都在 5℃ 范围内,纵向温度梯度小,对人员期望的"上冷下热" 的温度分布存在差异,但是由于其纵向温度梯度的 变化范围不大,可以说明风机盘管联合地板辐射制 冷系统运行能够满足热舒适性。

3.3 热舒适分析

图 6 为两天测试的 PMV 随室外温度的时间变化 关系。从图6发现,随室外温度的起伏变化,室内 舒适度 PMV 在 -1.2~-0.5 之间上下波动, 波动范围 小,处于中性偏凉的状态。室外温度在 14:00~18:00 时,室外温度达到最高,而室内PMV在下午18:00 时才达到峰值。这是由于室外气候以及太阳辐射作 用于围护结构,而围护结构存在一定的蓄热能力以 及瞬时负荷释放滞后性,这时候,室内瞬时冷负荷 达到最大,系统运行受到一定的影响,随室内温度 升高,人员的体感温度也就升高,PMV 值达到峰 值状态。同时,图7为两天测试的PPD 随室外温度 的时间变化关系。从图中可以看出, 随室外温度的 起伏变化, PPD 在 5%~35% 之间波动。1982 年, fanger 提出人员处于热中性状态,任然有 5% 的人员 感到不满意。从图6分析得出,室内热环境处于大 部分处于偏凉状态,人员的预测不满意百分比最大 达到35%。

这表明,以《室内空气质量标准》GB/T 18883-2002 中给出规定夏季空调温度标准值为 22~28℃, 对流末端结合辐射末端运行所作用的热环境,室内 舒适度偏凉。

4 结论

笔者自行设计了对流末端结合辐射末端的供冷 系统,并对其测试分析,得出以下结论:

(1)以空气源热泵为冷源,对流末端和辐射末端结合运行能够保证室内温度维持平稳状态,室内纵向温度的变化都在5℃范围内,纵向温度梯度小,能够满足室内的舒适度要求。



图 7 PPD 和室外温度随时间的变化

(2)对流末端和辐射末端结合运行,室内舒适 度 PMV 在 -1.2~-0.5 之间, PPD 在 5%~35% 之间, 作用热环境处于微凉状态。

参考文献

[1] 刘晓华,谢晓云,张涛,江亿.建筑热湿环境营造过程的热学原理.北京:中国建筑工业出版社, 2016.

[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 2018.北京:中国建筑工业出版社, 2018.

[3] Bean R, Olesen BW, Kim KW. Part1: History of radiant heating&cooling systems.ASHRAE Journal,2010,52:40–47.

[4] Bean R, Olesen BW, Kim KW. Part2:History of radiant heating&cooling systems.ASHRAE Journal,2010 ,52:50–55.

[5] Bernard CI, edgerton SY. Jr. Benjamin Franklin's Science.Cambridge, MA: Harvard UP,1996.

[6] Vall S, Castell A . Radiative cooling as low-grade energy source: A literature review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 77:803–820.

[7] 王子介. 低温辐射供暖与辐射供冷 [M]. 机械工业 出版社, 2004.

[8] Olesen B W . Low temperature heating, high temperature cooling[J]. 2006.

[9] Han D , Chang Y S , Kim Y . Performance analysis of air source heat pump system for office building[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(11):5257–5268.

[10] 曾章传,吴锦京,魏新利.空气源热泵直接地板 辐射采暖系统实验研究及热力性能分析 [J]. 太阳能 学报,2011,32(8).

[11] P.O. Fanger, Thermal Comfort, Robert E. Krieger Publishing Company, Mala- bar, FL,1982.

住宅建筑通风对儿童过敏性疾病的影响

侯 静,孙越霞

(天津大学环境科学与工程学院,天津 300350)

[摘 要]建筑通风和居住者的健康之间存在密切关联。在 2013~2016 年期间,笔者测量了天津城市和沧州农村共 399 个住宅的室内二氧化碳浓度,并利用人体呼出的二氧化碳作为示踪气体计算换气次数。研究结果表明,低换气次数是儿童鼻炎的危险因素,低换气次数对儿童曾经患有鼻炎的调整比值比为 1.59 (95% 置信区间: 1.01~2.48),儿童最近患有鼻炎的调整比值比为 1.65 (95% 置信区间: 1.05~2.58),儿童经医生确诊鼻炎的调整比值比为 2.13 (95% 置信区间: 1.15~3.94)。

[关键词]通风;住宅;儿童;哮喘;鼻炎;湿疹

0 引言

室内空气中存在多种污染物,多数污染物由室 内污染源排放,且并不存在于室外空气中。已有研 究表明,室内空气污染物对人体健康有显著影响^[1-3]。 现代人平均有超过 80% 的时间在室内,且 65% 的时 间在住宅内度过,住宅的室内空气品质对人体健康 至关重要。通风是去除或稀释室内污染物的基本手 段,通过影响室内污染物而间接影响居住者舒适和 健康。

大部分的通风健康效应研究针对办公建筑^[47]和学校^[8,9]。Wargocki等对欧洲办公建筑的通风健康研究进行综述,并得出如下结论,通风量低于每人251/s 会导致病态建筑综合症的风险增加^[10]。学校的通风健康研究发现,增加通风量可以提高学生的学习成绩,改善呼吸健康^[11,12]。住宅建筑的通风健康研究较少,且多数在北欧国家^[13-16]。人们在住宅度过的时间往往比办公建筑或学校更长,因而住宅建筑通风对健康的效应可能会更大^[17-19]。

为了揭示住宅建筑通风与儿童过敏性疾病的关 系,笔者对天津和沧州的住宅建筑进行了调查和研 究。

1 研究方法

本研究包括两个阶段,第一阶段为横断面研究 (cross-sectional study),第二阶段为病例对照研究 (case-control study)。第一阶段的横断面研究通过 问卷的形式,调查儿童健康状况、住宅建筑特征等, 调查涉及 7865 名 0~8 岁的儿童。调查问卷内容的细 节在其他论文中已做描述^[20]。问卷中有关儿童过敏 性疾病的问题如表 1 所示。

第二阶段的病例 - 对照研究是基于第一阶段的 调查数据,挑选"病例"组和"对照"组,测试其 住宅的二氧化碳等环境参数。天津和沧州地区共有 399户住宅参与了视察和测试。

表1 调查问卷中关于儿童过敏性疾病的问题

疾病	问题
	过去任何时候,孩子是否曾出现过呼吸困难,发出像哮鸣一样的 声音
市本市山	过去12个月里,孩子是否有过呼吸困难,发出像哮鸣一样的声音
哮响	过去12个月里,在没有感冒或胸腔感染的情况下,孩子是否有夜晚干咳超过两周的现象
	孩子是否被医生确诊过患有哮喘
	过去任何时候,孩子在没有感冒的情况下是否曾有打喷嚏、鼻塞、 流鼻涕的问题
鼻炎	过去12个月里,您的孩子在没有感冒的情况下是否有打喷嚏、鼻塞、流鼻涕的问题
	孩子是否被诊断出患有花粉症或过敏性鼻炎
湿疹	过去任何时候,孩子是否出现过湿疹症状,如皮肤发红、刺痒, 出现皮疹,继而皮肤发糙、脱屑或出现水泡,脂水渗溢
	过去12个月里,孩子是否有上述皮肤问题
	孩子是否被医生确诊过患有湿疹

2 换气次数测量与计算

示踪气体是测量住宅建筑换气次数的方法之一, 本文以人体呼出的 CO₂ 作为示踪气体测试卧室夜间 换气次数。

室内 CO₂浓度有二氧化碳浓度记录仪测得,记录仪如图 1 所示。



图1 CO2浓度测量仪器

具体测试和数据采集过程如下:

(1)绘制居室平面图,标注房间尺寸,记录在 室人员的数量、身高和体重。记录门窗开闭情况。

(2) 在各房间放置 CO₂ 浓度测量仪器。并测量 20 min 室外 CO₂ 浓度。

(3)24h后,测试完毕,取回仪器并下载数据。

基于质量守恒原理,利用 CO₂ 浓度数据及人员 呼出 CO₂ 速率计算换气次数。具体公式如下所示。

$$\Delta c = \frac{\Delta \tau}{V_{zone}} \cdot [10^6 F - N \cdot V_{zone} \cdot (c_1 - c_{out})]$$
(1)
其中,人体产生的CO₂释放率F_{CO₂}为:

$$F = RQ \quad \frac{0.00202 \cdot H^{0.725} \cdot W^{0.425} \cdot M}{0.23 \cdot RQ + 0.77} \tag{2}$$

式中, Δc 为 $\Delta \tau$ 时间内测试空间的 CO₂ 浓度变 化(ppm); $\Delta \tau$ 为单位时间间隔(h); V_{zone} 为测 试空间体积(m³);F 为测试空间 CO₂ 源的释放 率(m³/h);N 为换气次数(h^{-1}); c_1 为 $\Delta \tau$ 时间段 的开始时刻测试空间 CO₂ 浓度(ppm); c_{out} 为室外 CO₂ 浓度(ppm);RQ 为呼吸商,一般取为 0.83; H 为人员身高(m);W 为人员体重(kg);M 为 单位体表面积的新陈代谢率(met)。

经过迭代计算,基于最小二乘法原理,对CO₂ 测量值拟合后,得出换气次数。

3 研究结果

换气次数的测试时间为 2013 年 9 月~2016 年 1 月,期间共测试了 399 户住宅,涉及 410 个儿童。 排除超过 8 岁的儿童及无效换气次数测量的住宅, 本文的分析基于 374 个儿童对应的健康及换气次数 数据进行。儿童的性别、年龄及家庭患病史的信息 如表 2 所示。第二阶段研究中儿童患有哮喘、鼻炎 和湿疹的百分比如表 3 所示。儿童卧室的夜间换气 次数和 CO₂ 浓度平均值如表 4 所示。

采用 logistic 回归模型分析换气次数与儿童过敏 性疾病的关系,结果如表 5 所示。以中位数划分, 高于卧室夜间换气次数中位数为参考,卧室换气次 数低的儿童患过敏性疾病的风险更高。其中,儿童 曾经患有鼻炎、儿童最近患有鼻炎及儿童经医生确 诊鼻炎和低换气次数具有统计学意义的显著关联。 没有发现儿童过敏性疾病和儿童卧室夜间平均 CO₂ 浓度之间的关联。

4 结论

在中国住宅建筑中,低换气次数和儿童患鼻炎 显著相关,通风不足是儿童过敏性疾病的潜在危险 因素。

参考文献

[1] Andersson K, Bakke JV, Bjørseth O, et al. TVOC

表2 第二阶段研究中被调查儿童的人员信息

	人数	百分比(%)				
年龄						
< 3	56	15.0				
3~6	244	65.2				
7~8	74	19.8				
男	179	47.9				
女	190	50.8				
家庭患病史						
有 112 29.9						
无	250	66.8				

表3	第二阶段研究	中被调查儿	童患有哮喘、	鼻炎和湿疹
----	--------	-------	--------	-------

的百分比

	H1 H /1 /3	
	人数	百分比 /%
哮喘		
曾经患有哮喘	77	21.3
最近患有哮喘	45	12.6
最近患有干咳	76	20.9
医生确诊哮喘	40	11.1
鼻炎		
曾经患有鼻炎	212	58.4
最近患有鼻炎	176	48.5
医生确诊鼻炎	65	18.1
湿疹		
曾经患有湿疹	211	57.3
最近患有湿疹	115	31.8
医生确诊湿疹	197	54.6

表4 第二阶段研究中被调查儿童的夜间卧室换气次数

(h⁻¹)和CO₂浓度(ppm)

	数量	25%	50%	75%
换气次数	374	0.21	0.37	0.70
0:00~7:00 平均 CO2 浓度	374	803	1208	1734
表5 儿童卧室夜间换气次数及 CO2 浓度和儿童过敏性病				过敏性疾

病关联性分析结果

	调整比值比°				
	换气》	大数 ^b	0:00~7:00 平均 CO ₂ 浓度 ^b		
	$< 0.37 h^{-1}$	$\ge 0.37 h^{-1}$	< 1208ppm	≥ 1208ppm	
曾经患有哮喘	0.98(0.57,1.69)	1	1	0.51(0.29,1.01)	
最近患有哮喘	1.03(0.52,2.06)	1	1	0.85(0.42,1.74)	
最近患有干咳	1.09(0.63,1.87)	1	1	0.84(0.48,1.45)	
医生确诊哮喘	0.63(0.30,1.31)	1	1	0.65(0.31,1.37)	
曾经患有鼻炎	1.59(1.01,2.48)	1	1	1.37(0.87,2.16)	
最近患有鼻炎	1.65(1.05,2.58)	1	1	1.20(0.76,1.89)	
医生确诊鼻炎	2.13(1.15,3.94)	1	1	0.96(0.53,1.76)	
曾经患有湿疹	0.96(0.61,1.50)	1	1	0.85(0.54,1.34)	
最近患有湿疹	0.71(0.43,1.16)	1	1	0.72(0.44,1.18)	
医生确诊湿疹	1.02(0.66,1.60)	1	1	0.99(0.63,1.55)	

and health in non- industrial indoor environments[J]. Indoor Air, 1997, 7:78–91.

[2] Sundell J. Reflections on the history of indoor air science, focusing on the last 50 years[J]. Indoor Air, 2017, 27(4):708-724.

[3] Sun Y, Sundell J. Early Daycare Attendance Increase the Risk for Respiratory Infections and Asthma of Children[J]. Journal of Asthma, 2011, 48(8):790–796.
[4] Sundell J. On the association between building ventilation characteristics, some indoor environmental exposures, some allergic manifestation and subjective symptom reports[J]. Indoor Air, 1994, 4(S2):7–49.

[5] Wargocki P, Wyon DP, Baik YK, et al. Perceived air quality, Sick Building Syndrome (SBS) symptoms and productivity in an office with two different pollution loads[J]. Indoor Air, 1999, 9:165–179.

[6] Apte MG, Fisk WJ and Daisey JM. Associations between indoor CO_2 concentrations and sick building syndrome symptoms in US office buildings: an analysis of the 1994-1996 BASE study data[J]. Indoor Air, 2000, 10:246–257.

[7] Berardi BM, Leoni E, Marchesini B, et al. Indoor climate and air quality in new offices: effects of a reduced air-exchange rate[J]. Int. Arch. Occup. Environ. Health, 1991, 63:233–239.

[8] Smedje G and Norbäck D. New ventilation systems at select schools in Sweden - effects on asthma and exposure[J]. Arch. Environ. Health, 2000, 55:18–25.

[9] Wålinder R, Norbäck D, Wieslander G, et al. Nasal mucosal swelling in relation to low air exchange rate in schools[J]. Indoor Air, 1997, 7:198–205.

[10] Wargocki P, Sundell J, Bischof W, et al. Hanssen, P. Harrison, A. Pickering, O. Seppanen, P. Wouters, Ventilation and health in non-industrial indoor environments: report from a European Multidisciplinary Scientific Consensus Meeting (EUROVEN)[J]. Indoor Air, 2002, 12(2):113–128.

[11] Sundell J, Levin H, Nazaroff WW, et al. Ventilation rates and health: multidisciplinary review of the scientific literature[J]. Indoor Air, 2011, 21(3):191–204.
[12] Fisk WJ. The ventilation problem in schools: literature review[J]. Indoor Air, 2017, 27:1039–1051.

[13]Bornehag CG, Sundell J, Hägerhed-Engman L, et al. Association between ventilation rates in 390 Swedish homes and allergic symptoms in children[J]. Indoor Air, 2005, 15(4):275–280.

[14]Emenius G., Svartengren M., Korsgaard J., et al. Building characteristics, indoor air quality and recurrent wheezing in very young children (BAMSE)[J]. Indoor Air, 2004, 14:34–42.

[15]Callesen M, Bekö G, Weschler CJ, et al. Associations between selected allergens, phthalates, nicotine, polycyclic aromatic hydrocarbons, and bedroom ventilation and clinically confirmed asthma, rhinoconjunctivitis, and atopic dermatitis in preschool children[J]. Indoor Air, 2014, 24(2):136–147.

[16]Øie L, Nafstad P, Botten G, et al. Ventilation in homes and bronchial obstruction in young children[J]. Epidemiology, 1999, 10:294–299.

[17]Klepeis NE, Nelson WC, Ott WR, et al. The National Human Activity Pattern Survey (NHAPS): a resource for assessing exposure to environmental pollutants[J]. J Expo Anal Environ Epidemiol, 2001, 11:231–252.

[18] Schweizer C, Edwards RD, Bayeroglesby L, et al. Indoor time-microenvironment-activity patterns in seven regions of Europe[J]. J Expo Sci Environ Epidemiol, 2007, 17:170–181.

[19] Odeh I, and Hussein T. Activity Pattern of Urban Adult Students in an Eastern Mediterranean Society[J]. International Journal of Environmental Research & Public Health, 2016, 13(10): 960.

[20] Sun Y, Hou J, Sheng Y, et al. Modern life makes children allergic. A cross-sectional study: associations of home environment and lifestyles with asthma and allergy among children in Tianjin region, China[J]. International Archives of Occupational and Environmental Health, 2019, 92(4):587–598.

不同通风方式的对比分析及应用拓展分析

陶 钰, 狄育慧

(西安工程大学,陕西西安 710048)

[摘 要]本文针对7种不同的通风方式,分别对其原理进行介绍,对送风温度、应用场合、送风动力、 覆盖范围等进行了对比分析,总结了3种分层通风方式的应用特性。并针对地板辐射供冷与工位送风相结合, 层式通风、太阳能烟囱通风方式结合其他空调技术以及垂直通风系统拓展了其应用形式。

[关键词]通风方式;对比分析;应用形式拓展

0 引言

随着空调行业的发展以及人们对建筑环境的要求的不断提高,根据建筑物用途对空气调节区内温湿度参数、允许风速、空气质量等要求的不同,出现了各种各样的通风方式。目前对于这些通风方式的综合对比方面的内容较少,因此本文针对不同的通风方式结合其原理及应用能力进行了对比分析。

1 不同通风方式原理

1.1 顶部送风

顶部送风系统(Overhead Air Distribution System, OH 系统),又称传统的顶部混合系统,简称混合式 送(通)风。它是将调节好的空气通常以高于室内 人员舒适所能接受的速度从房间上部(顶棚或侧墙 高处)送出。送风温度既可以低于,也可以高于房 间设定温度。顶部送风又分为上送下回、上送上回、 中送风的送风方式。

上送下回是将送风口设在房间的上部(如顶棚 或侧墙)、回风口设在下部(如地板或侧墙),气 流从上部送出,由下部排出的一种方式。

上送上回是指将送风口和回风口均设在房间上 部(如顶棚或侧墙处),气流从上部流出,进入空 调区后再从上部回风口排出。

对于某些高大空间,实际的空调区处在房间的 下部,没有必要将整个空间作为控制调节的对象, 因此可采用中送风的方式。这种送风方式在满足室 内温湿度要求的前提下,有明显的节能效果,就竖 向空间而言,存在着温度"分层"现象。

1.2 置换通风^[1]

置换通风系统是将经过热湿处理的新鲜空气直 接送入室内人员活动区,并在地板上形成一层较薄的 空气湖。空气湖是由较冷的新鲜空气扩散而成。室内 人员及设备等内部热源产生向上的对流气流。新鲜空 气随对流气流向室内上部流动形成室内空气运动的主 导气流。排风口设置在房间的顶部,将热浊的污染空 气排出,属于"下送上排"的气流分布形式。



1.3 地板下送风^[2]

地板下送风系统(Underfloor Air Distribution System, UFAD系统)是利用结构地板和架空地板 系统底面构成的无遮挡空间,即地板下的静压室, 将调好的空气输送到设在人员活动区(高度为1.8m) 内或人员活动区附近的地板平面上的送风口(地面 散流器处),在吸收了空调的余热、余湿后,从顶 棚上的回风口排出,如图2所示。



图 2 地板下送风示意图

1.4 工位送风^[3]

工位与环境相结合的调节系统(Task/Ambient Conditioning System, TAC系统),该系统可由邻近 室内人员单独控制较小的局部区域(即经常占用的 工作位置)的热微气候,而在建筑物的环境空间(即 走廊、经常占用的工作位置意外的其他区域),仍 然自动维持可接受得到环境状态,它是空气分布系 统的一种特殊类型。



图 3 工位送风实物图

1.5 太阳能烟囱通风^[4]

太阳能烟囱装置运行的基本原理是利用太阳能 辐射的能量,提高玻璃板与集热板之间的空气热能, 使得太阳能烟囱的进风口与出风口处的空气形成温 度差与密度差,从而强化引导自然通风。室内通风 量也因为空气流动的产生而提升,通风效果因此提 升。在太阳能烟囱的作用下,无论是有害气体的排 除,还是降温和除湿,都可以较好地得以实现。太 阳能烟囱形式多种,在结构上,其中常见的除了通 风窗式和倾斜屋顶式以及竖直贯通式,还有外墙式。 复合 Trombe 墙体式和 Trombe 墙体式。



图 4 太阳能烟囱通风示意图

1.6 层式通风^[5]

层式通风是一种区别于传统混合通风、置换通风、工位通风得到新型通风方式,其工作原理方式如图 5 所示。层式通风送风口布置在墙体 0.8m~1.4m的高度上,即坐姿人胸腔至头部的高度,它通过在房间墙体中部送风的方式将新鲜空气直接送到人呼吸的区域,在该区域形成一个新鲜的空气层。



1.7 垂直通风 [6]

由于垂直通风模式基本上都是采取持续通风的 方式,在冷热气流不断混合的作用下,屋顶风机做 排出的空气温度比横向排风和纵向排风的方式低得 多,大约在10~20°C之间,带走的热量较少,从而 节省了能源。



图6 垂直通风

1.8 竖壁贴附射流通风^[7]

竖壁贴服射流通风模式结合了混合通风和置换 通风的优点。其原理是送风口布置在房间的上部靠 近竖壁的区域,射流由风口送出后因康达效应而与 竖直壁面形成贴服现象,此后射流主体将沿壁面垂 直向下流动,撞击地面后转为水平扩散流动,送风 进入工作区前类似于传统混合(顶部)送风,但由 于竖直壁面的"扶持"效应,能够较好地将新鲜空 气和冷/热量下送至人员工作区中,然后射流以辐 射流动方式沿地板向前延伸扩散,在工作区形成类 似于置换通风的空气湖,有效提高了室内空气品质 和通风效率。



图 7 竖壁贴附射流通风

2 不同通风方式的应用对比

2.1 分层送风方式的区别

前面已经提到,置换通风、中送风、层式通风 的通风方式都会使空间产生分层的现象。就以上3 种通风方式对其进行对比。

(1) 适用场合

置换通风:一般适用于有热源或热源与污染源 伴生,人员活动区空气质量要求严格,房间高度不 低于 2.4m,建筑、工艺及装修条件许可且技术经济 比较合理的区域。

中送风:主要适用于高大空间,如需设空调的 工业厂房等。

层式通风:适用于办公楼,学校,零售商场等 中小型建筑,将人的舒适度作为主要考虑因素。 (2)风速

置换通风:送风速度约为0.25m/s左右,送风 动量很低,以致对室内主导气流无任何实际的影响。

层式通风:室内空气流速约为 0.8m/s 左右。

(3)送风温度

置换通风:送风温度不宜低于18℃。

中送风:其送风温度视空调负荷区域的送回风 温差而定。

层式通风:因为送风区域以人生活区域为主, 所以其送风温度一般为 21℃。

(4)送风湿度

置换通风:因其送风温度高于空气露点温度, 所以无法对空气除湿,需另设除湿设备。

中送风:因其送风温度根据空调负荷区域的送 回风温差而定,有可能低于空气的露点温度,所以 可以对空气进行除湿。

层式通风:因其送风温度高于空气露点温度, 所以无法对空气除湿,需另设除湿设备。

2.2 各种通风方式对比

对前文所述六种通风方式的送风风速、除湿能力、应用场合等进行了对比分析,结果如表1所示:

		1		1 36 1 10	
通风 方式	送风 风速	能否 除湿	送风 动力	覆盖 范围	应用 场合
顶部送风	高	能	机械送风	整体、 下部	大部分民用建筑、 工业建筑
置换通风	低	否	空气密度差	下部	民用建筑,如: 办公室、会议室、 剧院等
地板下送 风	申	否	机械送风	申下部	余热量较高的空间, 如:计算机房、控 制中心和实验室等
工位送风	中	能	机械送风	局部	经常占用的 工作位置
太阳能 烟囱通风	低	否	空气压差	整体	高大型建筑物。
层式通风	低	否	机械送风	申下部	中小型室内环境, 如:办公楼、 学校、零售商场等
竖壁贴服 射流通风	低	能	机械送风	下部	地铁车站、 办公楼等

3 不同通风方式的应用拓展探讨

3.1 地板辐射供冷与工位送风相结合

地板辐射供冷通过辐射板与维护结构内表面和 人体进行辐射换热。该系统将一定温度的冷水输送 到地盘管中,屋内地板表面的温度就会随之降低, 此时地板会大量吸收屋内其他墙壁以及其他物体表 面发射出的电磁波能,达到降低各物体表面温度的 目的。与此同时,辐射地板还与周围的空气进行对 流换热,这些换热过程最终有效的降低了室内空气 温度。

工位送风的主要应用人群是办公室内的工作人

员,按照送风方式不同主要有4种形式,地板式、 隔断式、桌面式和顶部工位送风系统,桌面式工位 送风系统是目前研究最广的一种工位送风形式,也 是这种相结合的系统所采用的送风形式。该系统最 显著的特点是它的送风口安装在工作人员的桌面上。 使得送风能快速有效地消除工作附近的负荷,保证 工作区域的空气品质。

将地板辐射供冷与工位送风相结合运行,可达 到取长补短的效果。采用该复合系统时,地板辐射 供冷承担房间内大部分冷负荷,工位送风则主要承 担新风供给,除掉室内湿负荷,并可消除小部分冷 负荷。相对于工位送风系统独立运行来说,复合后 的系统需向房间供给的送风量减少,有效地减小了 设备尺寸。在地板辐射制冷系统单独运行的过程中, 为防止地面附近空气出现结露现象,地板表面的温 度一般控制在18℃及以上。在该复合系统中,仍需 控制在18℃及以上。这种复合系统的应用,既能满 足室内人体热舒适性要求,又能起到显著的节能效 果。



图 8 地板辐射供冷与工位送风相结合示意图

3.2 太阳能烟囱通风方式与被动式蒸发冷却技术的 结合

被动冷风式蒸发冷却是指以冷风为冷却介质从 需要降温的空间中移走热量,多应用在住宅建筑或 户外局部空间的降温。其主要指利用水的直接蒸发 冷却对空气进行降温,根据热力学原理,密度大的 冷空气下沉,密度小的热空气上升,从而利用冷空 气的重力自然下沉对室内空间降温,实现了不使用 风机驱动气流的高效率被动式降温。

太阳能烟囱装置运行的基本原理是利用太阳能 辐射的能量,提高玻璃板与集热板之间的空气热能, 它具有强化室内通风、改善室内空气品质的优点。 利用太阳能烟囱效应以及被动式蒸发冷却技术中冷 热空气密度差作用,促进室内通风降温,无需风机, 节能效果显著。



图 9 太阳能烟囱通风方式与被动式蒸发冷却技术 的结合示意图

3.3 层式通风方式与蒸发冷却技术的结合

由于层式通风的送风温度更高,蒸发冷却技术 的出风温度一般在 20℃ 左右,正好满足其要求。将 蒸发冷却空调与层式通风结合,可以在满足较高舒 适性的前提下,解决由于其过大的送风量和风管、 机房占地面积而限制该空调技术应用于商场等类似 无法为空调机组和风管提供足够面积和空间的建筑, 增加蒸发冷却空调技术应用的广泛性。



图 10 层式通风方式与蒸发冷却技术的结合示意图 3.4 未来乘用车的垂直通风系统应用

为了提高未来轿车的热舒适性和能源利用率, 提出将3种不同的垂直通风系统应用于汽车座舱室 内的概念,分别为:座舱内置换通风(CDV),低 动量顶棚通风(LMCV)和多元通风(HV),这3 种方式既可以单独使用,也可以组合使用。

座舱内置换通风(CDV)是通过在座椅下方安装空气分配袋来实现的,以允许低动量空气的喷射,进入的空气在地板上形成一个"空气湖",空气从中加热,并由热源处的浮力而上升。在顶棚处,热空气通过反向作用的低动量顶棚通风(LMCV)出口离开座舱。



图 11 座舱内置换通风 (CDV) 示意图

低动量顶棚通风(LMCV),其中顶棚出风口 可同时向座舱内提供低动量新风,并通过顶棚抽取 再循环空气。



图 12 低动量顶棚通风(LMCV)示意图 通过组合座舱内置换通风(CDV)和低动量顶 棚通风(LMCV)结合来实现的多元通风(HV)。



图 13 多元通风 (HV) 示意图

低动量顶棚通风(LMCV)和多元通风(HV) 能提供最高的热舒适度,特别是多元通风(HV)使 得乘客的热舒适度进一步提升,而 MV 和 CDV 在夏 季条件下为乘客提供最高的制冷效率。

参考文献

[1] 曹建伟.置换通风空调室内空气品质的数值模拟研究 [D].北京交通大学,2007.

[2] 吴瑞雪. 地板送风系统的运行 [J]. 建设科技, 2019 (09):34--37+46.

[3] 任雨婷.工位空调非均匀热环境人体热感觉评价研究 [D].大连理工大学,2016.

[4] 查新彧.太阳能烟囱的通风效果与节能效果研究 [D].南京大学,2017.

[5] 林章,周天泰,曾志宽.层式通风 —— 高温空调 下的出路 [J]. 化工学报,2008,59(S2):235-241.

[6] 李安桂,刘旺兴,要聪聪,曹雅蕊,尹海国.竖 壁贴附射流加导流板呼吸区送风气流组织 CFD 及 试验研究 [J]. 西安建筑科技大学学报(自然科学 版),2016,48(05):738-744.

[7] 熊孟,马文涓,吴志湘.蒸发冷却结合层式通风送 风方式的应用分析 [J]. 洁净与空调技术,2015(04):98-100+103.

[8] 甄路杰. 地板辐射供冷与工位送风复合系统热环 境模拟与能耗分析 [D]. 哈尔滨工程大学,2014.

[9] Tobias Dehne, Pascal Lange, André Volkmann, Daniel Schmeling, Mikhail Konstantinov, Johannes Bosbach. Vertical ventilation concepts for future passenger cars. Building and Environment, 2018.



本刊由中国建筑科学研究院有限公司建筑环境与能源研究院主办,暖通空调产业技术创新联盟、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有限公司建筑环境与能源研究院 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