

静压箱对地板送风气流组织与温度分层的影响

牛建磊¹, 沈 翀², 高乃平², 董 昆³

(1. 香港理工大学 屋宇设备工程系, 香港; 2. 同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804; 3. 上海市建筑科学研究院, 上海 201108)

摘要: 研究了地板送风系统在办公室的应用效果, 重点考虑了静压箱对室内空气流动和热力分层效果的影响。首先通过现场实测得到有静压箱存在时室内的实际温度分层效果, 然后采用数值模拟的方法定量分析了静压箱内得热对室内热环境的影响。发现静压箱内的空气温升承担了约 40% 左右的室内冷负荷, 导致送风温度偏高, 室内温度分层特性衰减, 人员工作区整体温度升高, 增大送风量会进一步减小竖直温度梯度。应当重视静压箱对室内热平衡和流场、温度场的影响, 做好架空地板的防漏和保温措施, 才能充分发挥地板送风的优势。

关键词: 地板送风; 静压箱; 热力分层; 空气流动

中图分类号: TU834.1

文献标志码: A

Impact of Plenum on Air Distribution and Thermal Stratification in Underfloor Air Distribution System

NIU Jianlei¹, SHEN Chong², GAO Naiping², DONG Kun³

(1. Department of Building Services Engineering, The Hongkong Polytechnic University, Hongkong, China; 2. College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China; 3. Shanghai Research Institute of Building Sciences, Shanghai 201108, China)

Abstract: The real performance of under-floor air distribution (UFAD) system in the office was studied by focusing on the impact of plenum on the indoor air motion and thermal stratification. The practical thermal stratification in an office with under-floor plenum was tested first. Numerical simulation was adopted to quantificationally analyze the impact of heat gains in the plenum on the indoor thermal environment. The results show that the air in the plenum undertakes approximately 40% of indoor cooling load. The supply air temperature from air diffusers increases, leading to the decay of thermal stratification. The increase of flow rate will decrease the vertical temperature gradient as well. More

attention should be paid to the influence of plenum on indoor thermal balance and flow field. The advantage of UFAD system depends on the good sealing and thermal insulation measure at the raised floor.

Key words: under-floor air distribution; plenum; thermal stratification; air motion

地板送风系统将处理过的空气通过位于架空地板下的静压箱送到工作空间, 吸收余热余湿后, 在浮升力的作用下逐渐上升并卷吸周围空气, 最终从位于上部空间的回风口排出。大量研究表明, 与传统的全混送风系统相比, 设计合理的地板送风系统能够减少空调能耗^[1-2], 提高热舒适性^[3], 并改善工作区域的空气品质^[4]。

空气温度分层是地板送风系统最主要的优点之一^[5]。然而, 由于架空地板下静压箱中的空气温度较低, 一般地板表面的温度也明显低于室内空气温度以及室内其他壁面温度, 导致该表面吸收室内空气和其他壁面的对流与辐射传热量, 这部分热量最终传递至静压箱内的空气中, 使送风温度升高, 分层特性衰减^[6-10]。也就是说, 部分室内负荷被地板下的静压箱内空气承担, 而不是全部由风口送风承担。Jim 等^[6]的现场实测和模拟研究发现, 静压箱的得热分为架空地板的对流和辐射得热以及静压箱内其他设备(如电缆)的散热, 最终导致送风口处送风温度的上升。Bauman 等^[11]研究发现静压箱的得热与架空地板的保温性能有很大关系, 在保温最不利的情况下静压箱内的得热可占室内总负荷的 40%。可见, 静压箱内的温升会直接影响地板送风的性能, 已有的研究大多关注地板送风系统室内的气流组织情况和能耗特性, 对静压箱内流动和传热的研究还远远不够。

收稿日期: 2013-04-09

基金项目: 香港 RGC 项目(PolyU 5282/09E); 中央高校基本科研业务费专项基金; 国家自然科学基金(51278348)

第一作者: 牛建磊(1962—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为建筑通风、室内空气品质。E-mail: bejlniu@polyu.edu.hk

通讯作者: 高乃平(1978—), 男, 教授, 工学博士, 主要研究方向为建筑通风、室内气流组织。E-mail: gaonaiping@tongji.edu.cn

静压箱是地板送风区别于置换送风和全混送风的显著特征. 本文首先通过现场实地测量得到有静压箱存在时室内的实际温度分层效果, 然后采用数值模拟的方法定量分析静压箱内得热对室内热环境的影响.

1 现场实测情况介绍

以西门子上海总部大楼第8层办公室作为研究对象. 该层办公室采用变风量地板送风空调系统, 保持送风温度不变, 通过调节送风量来维持室内温度水平. 系统分内外2个区: 内区采用圆形旋流送风口, 其位置靠近人员座椅, 内部开度可调, 附近人员可以根据冷热感觉拨动挡板来进行局部环境的微调节, 回风口位于侧墙顶部, 为下送上回的空气流型; 外区采用矩形格栅送风口, 为下送下回空气流型, 室内布置详见图1, 图中1为外区风口, 2为办公桌, 3为内区风口, A, B, C, D, E为测点, 外侧实线为外围护结构, 虚线为内外区假想分区线. 其中, 外区风口靠近外窗, 采用了带可调二次回风的送风末端; 内区风口靠近人员座椅, 如图2所示. 回风经处理混合新风后再送回静压箱, 静压箱的高度为0.35 m. 大楼的外围护结构主要为双层落地玻璃幕墙, 内置可根据阳光照射角度变化而自动调节的百叶. 通过百叶开闭角度和送风量的协调完成对室内热环境的控制.

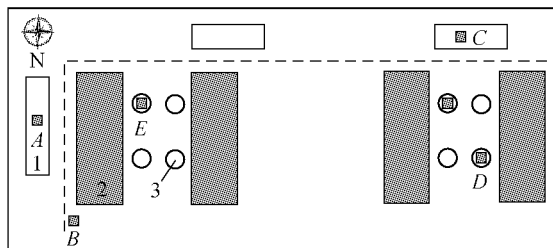
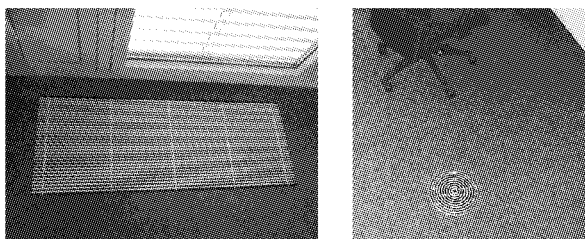


图1 办公室布置和测点位置示意

Fig.1 The configuration of office layout and measuring locations



a 外区长方形风口

b 内区圆形风口

图2 内外区送风风口

Fig.2 The rectangle diffuser in perimeter zone and round diffuser in inner zone

1.1 测量方案

共选取了5处测量地点, A, C, D, E位于送风口上方, B远离送风口, 详细位置见图1. 为了测量风速衰减情况, 在A, C, D, E位置的风口正上方布置了7个风速测点, 高度分别为0, 0.1, 0.3, 0.6, 0.9, 1.1和1.2 m; 为了测量室内温度分层效果, 在各测量处的0.1, 0.6, 1.1, 1.8, 2.4 m高度布置温度记录仪.

温度测量仪器为HOBO温湿度自动记录仪; 风速测量仪器为AMI300多功能手持风量风速仪, 误差为 $\pm 0.01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

测量时间为2011年9月2日7:00—19:00. 测试时段内室外温度为28~32℃, 天气为多云.

1.2 测量结果

1.2.1 送风温度

在本办公室中, 外区地板送风系统通过风机盘管控制送风温度; 对于内区地板送风系统, 经空调系统处理过的空气通过地板下静压箱后再由旋流型送风口送出, 存在温升现象.

图3给出了内外区送风温度的逐时变化规律. 可以看出, 内外区送风温度均从7:00开始逐渐升高, 从14:00左右开始逐渐下降. 但是, 两者的变化幅度和变化原因并不相同. 内区的送风温度变化较小, 一天内送风的最大温差仅为0.5℃, 主要是室内负荷变化和室内气温变化引起的. 而外区的送风温度一天内最大差异达3.4℃. 送入静压箱的空气温度相对恒定, 外区风口处温度的升高主要是因为静压箱吸热量不同造成的. 如果按照送回风温差10~13℃计算, 3.4℃的温度差异说明地板下得热占总负荷的分数较大. 该办公室从16:00开始结束了太阳光的直射, 辐射至静压箱的热量有所减少, 因此, 在16:00至17:00之间外区送风温度有1.4℃的下降.

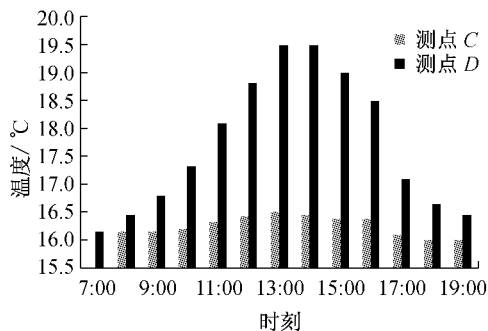


图3 送风温度随时间的变化

Fig.3 The change of supply air temperature with time

1.2.2 温度场

图4显示了测点B处温度分层效果随时间的变

化情况. 在各个时间段内上热下冷的温度分层现象确实存在, 其中最大的上下温差为 $1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 符合热舒适要求. 在 13:00—15:00 时间段, 最大竖直温差仅为 $0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$, 温度分层效果较差. 在该时间段, 静压箱内的空气温升占全部温升的 38.0%. 从 13:00—15:00 时间段至 17:00—19:00 时间段, 由于送风温度降低, 温度分层效果又逐渐恢复.

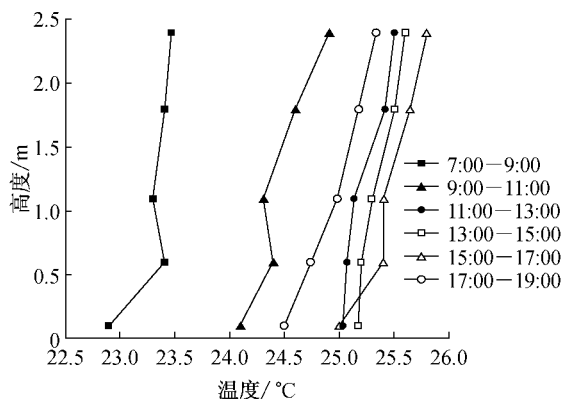


图4 测点B温度分层效果

Fig.4 The variation of stratified air distribution effect with time at the measuring point B

此外, 由于该系统采用了变风量调节, 即通过调节送风量来适应负荷的变化. 因此, 在负荷逐渐增大和静压箱送风温度逐渐升高的双重作用下, 送风量被调大, 进一步影响了温度分层效果.

1.2.3 速度场

图5给出了送风口正上方的风速衰减曲线. 可以看出在测点A、C 2个外区风口上方的送风速率较大, 均大于 $3\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, 这是因为该办公室外区承担了围护结构冷负荷与日射冷负荷. 不过由于湍流度较高, 速率衰减比较快, 在 1.0 m 高度处都衰减至 $0.5\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 以下, 而且外区离办公区域距离较远, 人员活动较少, 因此不会产生吹风感. 较大的初速率说明了

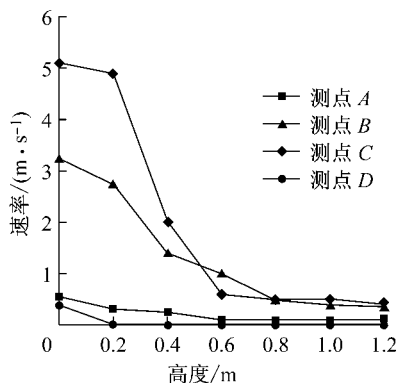


图5 风口上方风速变化曲线

Fig.5 The variation of air speed above the diffuser

较大的送风量和冷量, 较快的衰减速率说明送风气流与周围空气混合良好, 该办公室的外区送风运行效果比较理想.

内区主要承担了照明和人员冷负荷, 负荷较小, 因此送风速率较小, 在 0.3 m 高度就已经衰减至 $0.2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 以下. 因此, 虽然靠近人员工作区域, 但是也不会引起吹风感.

1.3 实测总结

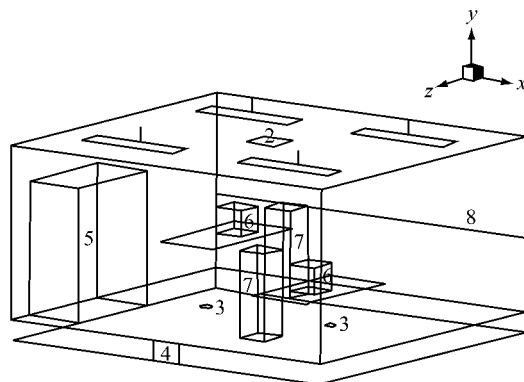
通过对已经投入使用的地板送风工程实例进行测量分析发现, 在实际应用中静压箱内空气温升明显, 约占总温升的 38.0%, 在设计中不能忽略. 温度分层效果与整体温度水平受到送风温度与送风量的影响, 送风温度越高、送风量越大时分层效果越差、整体温度越高. 合理的内外分区调节营造出了良好的气流组织, 避免了吹风感.

2 数值模拟

为了进一步深入研究静压箱对室内空气流动与热力分层的影响, 建立办公室模型进行数值模拟分析, 考察静压箱对室内热平衡、空气流动和温度场的影响.

2.1 物理模型

如图6, 建立一个采用地板送风的典型办公室模型, 长、宽、高分别为 $5.0, 4.5, 2.6\text{ m}$, 其中静压箱高度为 0.3 m , 办公室朝南开窗, 窗长 5.0 m 、高 1.5 m , 室内布置有 1 只柜子、4 只顶灯(每盏 60 W)、2 台电脑(每台 100 W)、2 名人员(人体发热按 75 W 计), 各热源强度参照 ASHRAE 标准^[12], 综合考虑外墙得热后热负荷指标为 $35\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$. 送风口均为圆形旋流散流器. 边界条件设置见表1.



1—灯具; 2—回风口; 3—地板送风口; 4—静压箱空气入口; 5—柜子; 6—电脑; 7—人员; 8—外窗

图6 模拟办公室示意图

Fig.6 Configuration of the simulated office

表1 边界条件设置

Tab.1 The settings of boundary condition

名称	设置
地板送风口	有静压箱时定义为风机形式;无静压箱时定义为速度入口
顶部回风口	压力出口
架空地板层	厚度为 0.03 m, 材料导热系数为 $0.14 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$
静压箱入口	速度入口, 共有 3 个工况, 速率和温度分别为 $0.40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 和 16.0°C , $0.54 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 和 16.0°C , $0.54 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 和 17.5°C
静压箱下楼板	绝热边界
侧墙与天花板	绝热边界
南墙	第三类边界条件, 对流换热系数为 $4 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$, 室外温度为 36°C
窗户	第三类边界条件, 对流换热系数为 $4 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$, 室外温度为 36°C
人员	定热流边界条件, 热流密度为 $33.48 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$
照明灯具	定热流边界条件, 热流密度为 $100.00 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$
电脑设备	定热流边界条件, 热流密度为 $125.00 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$

考虑不同送风温度、送风速率和有无静压箱的影响, 一共设置了 6 个工况, 详细设置见表 2。

表2 各工况的风口温度、送风速率和回风温度

Tab.2 The supply air temperature, supply air speed and return air temperature of each condition

工况	送风温度/ $^\circ\text{C}$	换气频率/(次· h^{-1})	静压箱	风口温度/ $^\circ\text{C}$		风口速率/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$		回风温度/ $^\circ\text{C}$
				左	右	左	右	
1a	16.0	3	无	16.0	16.0	0.87	0.87	28.8
1b	16.0	3	有	21.9	21.9	0.85	0.86	29.3
2a	16.0	4	无	16.0	16.0	1.20	1.20	26.2
2b	16.0	4	有	21.1	21.3	1.20	1.11	26.7
3a	17.5	4	无	17.5	17.5	1.20	1.20	27.3
3b	17.5	4	有	22.0	22.5	1.15	1.16	27.8

2.2 数值模型

采用 RNG $k-\epsilon$ 模型模拟室内湍流、SIMPLEC 算法耦合压力与速率、二阶上风差分对对流项进行离散、二阶中心差分对扩散项进行离散、S2S(surface to surface)模型计算辐射传热。经网格独立性验证, 采用约 58 万个网格进行计算, 以非结构化网格为主。

2.3 模拟结果

2.3.1 热平衡

表 2 给出了不同工况下的送风温度、速率和回风温度。对于没有静压箱的工况, 空气直接从地板送风口送出, 送风温度即为空气经空调系统处理后进入室内的温度; 而对于有静压箱的工况, 送风温度因空气在静压箱内吸热而升高, 在 3 种工况下分别升高了 5.9°C , 5.1°C 和 4.5°C 。流入静压箱的空气温度越低, 则温升越明显; 流量越小、流速越慢, 温升亦

越明显。送入室内的空气在静压箱内有明显的温升, 表明静压箱自身承担了一定的冷负荷, 其占总负荷的分数分别为 44.4%(工况 1)、47.7%(工况 2) 和 43.7%(工况 3)。对比现场实测得到的 38.0%, 模拟工况中静压箱承担的负荷分数更高, 部分原因在于模拟中受到太阳直接辐射的地板面积占总面积的分数比现场实测时大。

对比有无静压箱工况的回风温度, 发现有静压箱的工况其回风温度均比同类型无静压箱的工况高 0.5°C 。这说明静压箱的存在导致了办公室整体负荷稍稍增大。3 种工况负荷增大的分数(即回风温升占总温升的分数)分别为 3.9%, 4.8% 和 5.1%。该部分增加的负荷主要来自于静压箱侧的外墙得热, 占总负荷的 5% 左右。

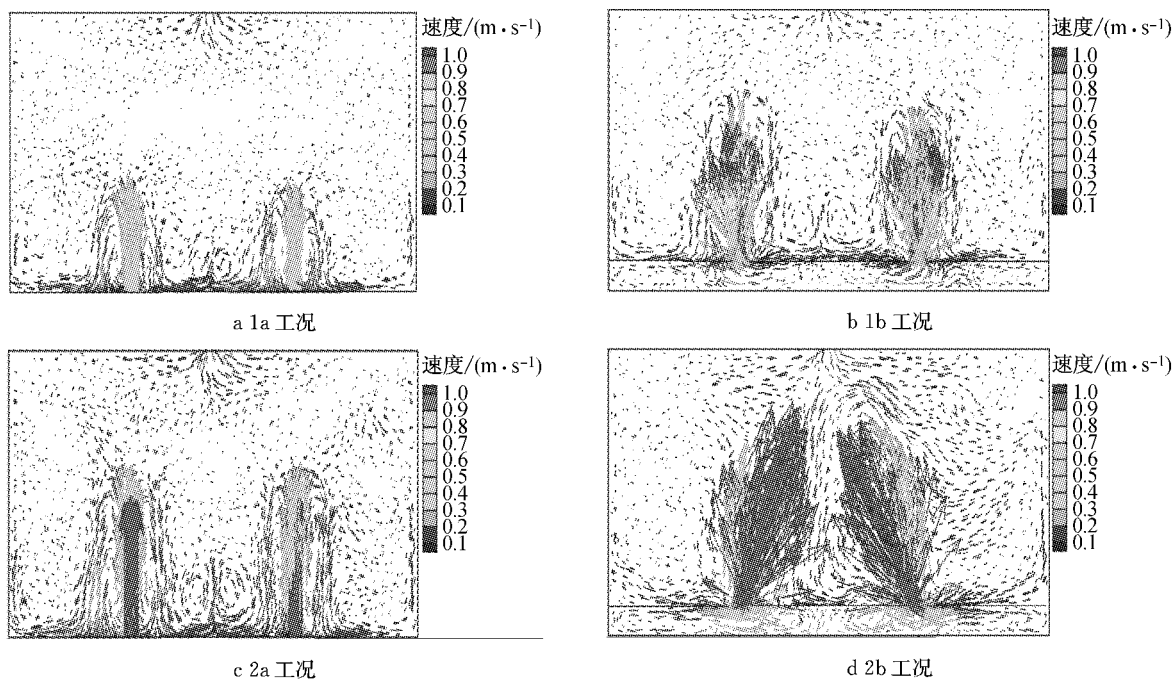
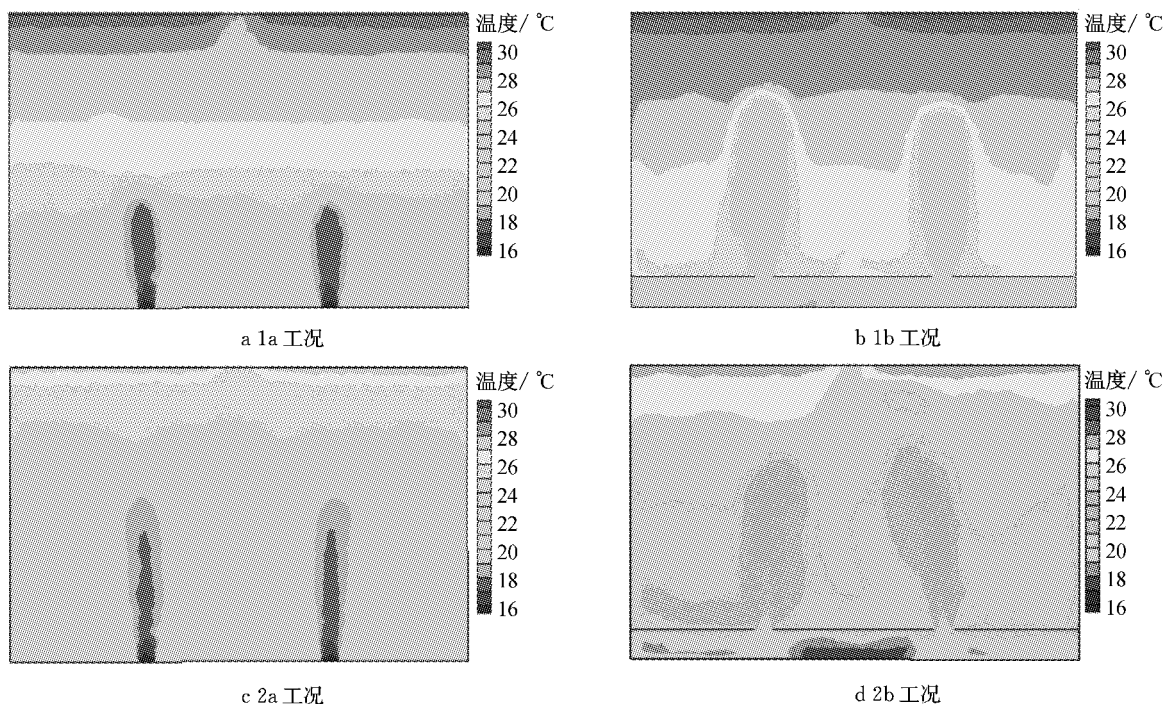
2.3.2 速度场和温度场

取房间中部($Z=2.25 \text{ m}$) 竖直截面作为典型研究对象, 图 7 与图 8 分别给出了其在工况 1、工况 2 中的速度分布与温度分布。

对比有无静压箱时同一工况的速度矢量图, 可以看出在没有静压箱时, 气流从送风口射出后, 在上升过程中不断卷吸周围空气, 进行热量、动量交换并逐渐衰减, 室内流场分布比较规则, 射流核心清晰可见, 方向竖直向上。而在有静压箱时, 空气不再规则地竖直向上射出, 而是呈放射状向四周流出, 类似于倒锥形。有静压箱时左右 2 个送风射流速度矢量图也并不完全对称, 说明左右 2 个风口附近静压箱内的流动不一致, 架空地板下方几何结构对称而流场并不对称。对比有无静压箱时同一工况的温度场, 发现有静压箱时温度分层效果被衰减, 而且工作区整体温度高于无静压箱时的工况。在静压箱内部, 靠近上层的空气温度较高, 显然受到了地板传入的热量影响。对比工况 1 与工况 2 的温度场, 发现随着送风速率的升高, 竖直温度梯度减小。

图 9 进一步给出了各工况中水平截面的平均温度随高度的变化关系。对于没有静压箱的工况, 室内呈现明显的竖直温度分层, 而在采用了静压箱后, 不仅温度分层特性被衰减, 低层工作空间的温度也整体升高 2°C 以上。同时提高送风温度和送风量时分层特性也会减弱, 这与现场实测结果及其他学者^[6-10] 的观点相符。

综合室内速度矢量图与温度场可以发现, 当静压箱存在时地板送风口送风温度升高, 从而导致人员工作区的温度也相应升高, 进而使上热下冷的竖直温度梯度减小。当送风量增大时, 送风速率增大, 动能增大、湍流度升高, 使室内空气混合作用加强,

图 7 $Z=2.25$ m 竖直截面速度矢量Fig.7 Vector diagrams of the vertical section $Z=2.25$ m图 8 $Z=2.25$ m 竖直截面温度场Fig.8 Temperature field of the vertical section $Z=2.25$ m

也导致了温度分层特性衰减。

从静压箱的温度场来看,在流速较低的工况 1b 中,静压箱内存在明显的上热下冷温度梯度,而在流量较大的工况 2b 中,仅在静压箱中间偏下位置存在低温区,说明随着流量流速增大,静压箱内空气的混合作用加强。工况 2b 比工况 1b 的流量增加了 1/3,

但是两者最终的送风温度为 21.9°C 和 21.2°C ,仅相差 0.7°C ;而两者的回风温度为 29.3°C 和 26.7°C ,相差 2.6°C ,这说明流量、流速的增加对于送风温度、人员工作区域的温度降低效果并不显著。对比工况 2b 与工况 3b,两者的流量相同,而工况 3 送入静压箱的温度比工况 2 高 1.5°C ,两者的送风温度

分别为 21.2 °C 和 22.3 °C, 相差 1.1 °C; 两者的回风温度分别为 26.7 °C 与 27.8 °C, 也相差 1.1 °C, 这说明改变空气处理温度对于静压箱内的空气混合度影响较小, 室内整体温度发生改变, 温度曲线近似平移, 梯度变化不大。

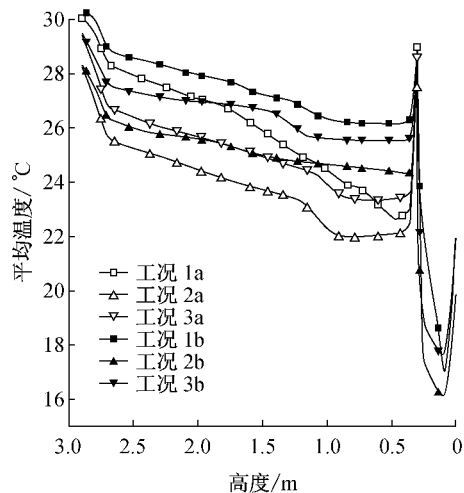


图9 水平截面平均温度随高度变化曲线

Fig.9 The variation of average temperature of horizontal sections at different heights

3 结论

采用现场实测和数值模拟的方法研究架空地板下静压箱对地板送风系统室内速度场、温度场和热平衡的影响, 得到以下结论:

(1) 静压箱会导致送风温度偏高, 温度分层特性衰减, 人员工作区整体温度升高, 从而削弱地板送风相对于全混送风的优势。

(2) 静压箱内的空气温升承担了约 40% 左右的室内冷负荷, 架空地板的防漏和保温尤其重要。

(3) 增大送风量会同时增强静压箱内以及室内的空气混合度, 导致竖直温度梯度减小。

(4) 合理的内外分区调节使气流组织更加合理, 有效避免吹风感。

在现有的研究和工程设计中大多忽略了静压箱对室内热平衡和流场、温度场的影响, 导致实际应用效果与设计时不符, 室内气流组织的效果不如预期。

有必要在本文基础上进一步分析架空地板上下表面的传热特性, 明确其在实际工程中的保温要求, 以保证地板送风的整体性能。

参考文献:

- [1] Lau J, Chen Q. Energy analysis for workshops with floor-supply displacement ventilation under US climates [J]. Energy and Buildings, 2006, 38(10): 1212.
- [2] Lau J, Chen Q. Floor-supply displacement ventilation for workshops [J]. Building and Environment, 2007, 42(4): 1718.
- [3] Bauman F, Daly A. Underfloor air distribution (UFAD) design guide [M]. Atlanta: ASHRAE, 2003.
- [4] Lee K S, Zhang T, Jiang J, et al. Comparison of airflow and contaminant distributions in rooms with traditional displacement ventilation and under-floor air distribution systems [J]. ASHRAE Transactions, 2009, 115(2): 306.
- [5] 董昆, 曹旭明, 胡伟, 等. 地板送风房间内流场温度场及负荷特性的研究 [J]. 建筑科学, 2011, 27(12): 87.
DONG Kun, CAO Xuming, HU Wei, et al. Study on air flow and temperature fields and cooling load characteristics in a room equipped with underfloor air distribution system [J]. Building Science, 2011, 27(12): 87.
- [6] Jin H, Bauman F, Webster T. Testing and modeling of underfloor air supply plenums [J]. ASHRAE Transactions, 2006, 112(2): 581.
- [7] 孔琼香, 俞炳丰, 潘振. 地板送风室内温度不均匀分布特性的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2006, 40(9): 1074.
KONG Qiongxiang, YUE Bingfeng, PAN Zhen. Numerical simulation on airflow in plenum of underfloor air supply and experiment on characteristics of plenum's outlets [J]. Journal of Xi'an University, 2006, 40(9): 1074.
- [8] Di Tommaso R M, Nino E, Fracastorom G V. Influence of the boundary thermal conditions on the air change efficiency indexes [J]. Indoor Air, 1999, 9: 63.
- [9] Xu M, Yamanaka T, Kotani H. Vertical profiles of temperature and contaminant concentration in rooms ventilated by displacement with heat loss through room envelopes [J]. Indoor Air, 2001, 11: 111.
- [10] Lin Z, Chow T T, Fong K F, et al. Comparison of performances of displacement and mixing ventilations. part I: thermal comfort [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28: 276.
- [11] Bauman F, Jin H, Webster T. Heat transfer pathways in underfloor air distribution (UFAD) system [J]. ASHRAE Transactions, 2006, 112(2): 567.
- [12] ASHRAE. ASHRAE handbook [M]. Atlanta: [s. n.], 2009.