

复合式空气载能辐射空调供暖性能试验研究

龚光彩[†], 刘隽薇, 彭佩, 韩婕

(湖南大学 土木工程学院, 湖南 长沙 410082)

摘要:提出了一种顶板与侧墙结合的复合式空气载能辐射末端新形式,以某办公建筑作为研究对象,通过试验方法研究了这种复合式空气载能辐射末端在冬冷高湿地区的冬季供暖性能.结果表明,该复合式空气载能辐射空调系统在开启后 30 min 内可达到稳定状态,相比于传统空调供暖速率更快,稳定性更强,且稳定后室内温度变化相对均匀.该系统在冬季供暖性能较好,在人体活动范围内(距地 0.2 m 至 2.2 m 处)室内空气温度为 16.5 °C ~ 18.2 °C,相对湿度为 33% ~ 36%.当设定温度为 16 °C 时,可基本满足冬季供暖要求.同时,该系统可有效改善由于物体遮挡而引起的地板温度过低情况,从而有效避免局部不舒适感.这种顶板与侧墙结合的复合式空气载能辐射末端满足冬季供暖需求,同时具备节能舒适的特点.试验结果可为未来空气载能辐射空调系统在冬冷高湿地区的实践应用提供一定的指导作用.

关键词:冬冷高湿;空气载能辐射空调;供暖性能;试验研究

中图分类号: TU831

文献标志码: A

Experimental Research on Heating Performance of Composite Air Carry Energy Radiant Air-conditioning

GONG Guangcai[†], LIU Juanwei, PENG Pei, HAN Jie

(College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China)

Abstract: A new form of composite air carry energy radiant end combined with roof and sidewall is proposed. An office building is taken as the research object and the heating performance of the composite air carry energy radiant end in cold-winter and high-humidity climate zone is studied by an experimental method. The results show that the composite air carry energy radiant air-conditioning system can reach a stable state within 30 minutes after opening. Compared with traditional air-conditioning system, it has faster heating rate and stronger stability, and the indoor temperature change is relatively uniform after stabilization. The system has good heating performance in winter. In the range of human activity (0.2 m to 2.2 m from the ground), the indoor air temperature is 16.5 °C ~ 18.2 °C, and the relative humidity is 33% ~ 36%. The heating requirement in winter can be met when the temperature is set at 16 °C. In addition, the system can effectively improve the situation that floor temperature is too low due to the occlusion of objects, thereby effectively avoiding local discomfort. The composite air carry energy radiant end combined with roof and

* 收稿日期: 2019-07-09

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51378186), National Natural Science Foundation of China (51378186); 国家科技支撑计划项目 (2015BAJ03B00), National Key Technology Support Program (2015BAJ03B00); 国际合作与交流专项项目 (2010DFB63830), The International Science and Technology Cooperativein Project of China (2010DFB63830)

作者简介: 龚光彩 (1965—), 男, 湖南澧县人, 湖南大学教授, 博士生导师

[†] 通讯联系人, E-mail: gcgong@hnu.edu.cn

sidewall can meet the demand of heating in winter and has the characteristics of energy saving and comfort. The results can provide some guidance for the practical application of air carry energy radiant air-conditioning system in cold-winter and high-humidity climate zone in the future.

Key words: cold-winter and high-humidity, air carry energy radiant air-conditioning system, heating performance, experimental research

冬冷高湿地区处于非集中供暖地区,具有冬季潮湿多雨、围护结构保温性能差等特点,且在冬季室内外温差小,室内热湿环境舒适性差,因此当地人民的供暖需求十分迫切。目前该地区常用供暖方式包括对流式空调、低温辐射空调等,但冬季室内实际供暖效果不佳。相比于传统空调系统,辐射空调具有舒适性好、节能性强等优势^[1-4]。在国外,Kilkis等^[5]设计了一种供热辐射板简化计算模型,Rahimi等^[6]以住宅建筑作为研究对象,研究分析了辐射空调系统与自然式空调的传能过程。在国内,马良栋、陶文铨等^[7]研究了冬季工况下地板辐射采暖空调系统的室内热环境分布,同济大学的隋学敏、张旭等^[8]对比分析了在室内设计工况下,辐射空调系统以及风机盘管空调系统的火用分析。目前应用最广泛的是以水作为载体的低温冷/热水辐射空调系统,但由于该系统所需水管的管材初投资成本高,管道易发生渗漏及腐蚀、室内围护结构发霉等问题,导致其在推广应用中受到一定限制。

空气载能辐射空调系统是近年来新出现的一种辐射末端形式,该系统不仅具有传统辐射空调的优势,而且由于其无需安装管道,有效避免了管道渗漏、腐蚀等问题,目前已有一些学者对其进行研究。湖南大学杨昌智、乔小壮等^[9]论证了“辐射板+自然通风”的复合式空调系统适用于普通住宅。王玉平、连之伟等^[10]分析了辐射吊顶+地板送风复合空调系统在夏热冬冷地区的适用性。湖南大学龚光彩、杨厚伟等^[11]研究了空气载能辐射空调系统辐射传热简化算法,张朝霞^[12]对空气载能辐射空调系统负荷计算方法进行了研究,龚光彩、尹丹^[13]提出了一种空气载能空调房间中输入焓计算方法,龚光彩、刘佳^[14]研究了稳态和非稳态工况下空气载能辐射空调的特性。但尚未有人对该类辐射空调系统在冬冷高湿地区冬季运行时的供暖性能和合理性进行深入研究。本文提出了一种顶板与侧墙结合的空气载能复合式辐射末端新形式。通过对某办公建筑进行试验研究,分析了这

种空气载能复合式辐射末端在冬冷高湿地区的冬季供暖性能,为未来空气载能辐射空调应用于冬冷高湿地区的可行性提供一定的参考。

1 试验研究

1.1 末端系统安装形式

复合式辐射板末端由孔板+侧墙辐射板组成,分别安装于顶板吊顶以及侧墙内嵌。当系统运行时,载能空气先进入侧板蓄能区内,通过对流换热加热侧板辐射板表面温度。然后载能空气全部流入顶板缓冲蓄能区内,一部分载能空气通过孔板与室内空气进行对流换热,另一部分载能空气通过对流的形式提升孔板温度,孔板通过辐射换热降低室内空调区空气温度,然后经过侧墙回风口流入侧墙空腔内,最后进入风机盘管回风口,其运行原理见图1。

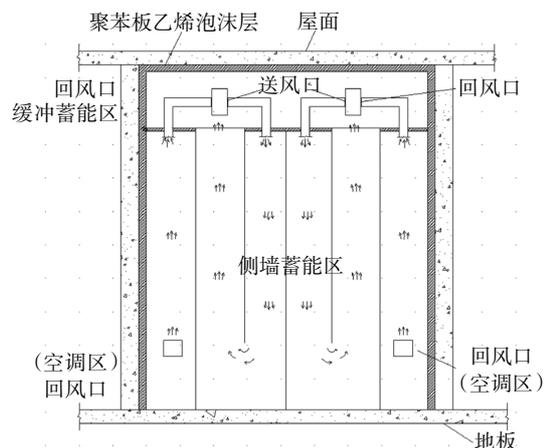


图1 复合式辐射末端系统原理图

Fig.1 Schematic of the air carry energy composite radiant end system

1.2 试验测试房间

本文作者于2018年1月对长株潭地区某室内安装有空气载能复合式辐射末端的办公室进行试验测试。试验房间平面分布图如图2所示。

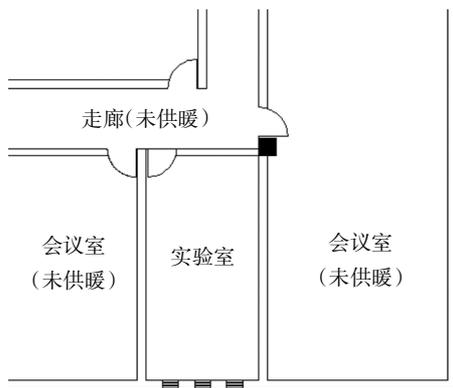


图 2 试验测试房间平面分布图
Fig.2 Plan of experimental room

1.3 试验对象

本次试验对象是某会议室（内设空气载能复合式辐射板末端空调系统），房间面积为 31.6 m²，高 2.7 m。孔板上部为蓄能缓冲区，东侧墙内侧为侧墙蓄能区，厚度均为 300 mm，在房间顶板以及侧墙均敷设保温层。设在房间顶板处的孔板辐射板的开孔率为 0.07，孔径大小为 1.5 mm；内墙辐射空调板材料为蓄能型 CCA 净化板，侧墙面、顶部和地面均采用酚醛彩钢板保温封闭。试验房间南侧为南外墙，共有 6 扇外窗；北墙外侧为走廊，视为外墙，附有一扇外门；东西墙均与空调房间相邻。在试验房间中间位置（距离东内墙 1 m 处）摆放有一套办公桌椅，其试验房间测点布置图见图 3。



图 3 试验房间测点布置图
Fig.3 Arrangement of observation points in experimental room

本文截取了模拟结果中同一水平面、统一垂直高度上的温度数值进行了模拟分析；垂直方向截取高度为： $Z = 0.2\text{ m}$ 、 $Z = 1.5\text{ m}$ 、 $Z = 2.2\text{ m}$ ，分别代表人体坐立时脚踝、头部以及活动区域顶部处所对应的温度。水平方向所取截面为办公桌 $y = 3\text{ m}$ 以及 $x = 4\text{ m}$ ，即人体坐立时呼吸部位所对应的温度分布。

1.4 测量仪器和方法

在试验过程中，关闭门窗。测试数据采集时，将系统已运行各项参数趋于稳定时视为稳定状态。另外，尽量减少人员走动以确保试验准确性。

本试验采用 PT100 铂电阻热电阻 A 级，精度误差等级为 $\pm 0.15\text{ }^\circ\text{C}$ 。通过连接 X6032C 系列无纸记录仪进行数据记录其余的室内空气温度、送风口温度、孔板以及围护结构表面温度。采用两台 32 通道的 X6032C 系列无纸记录仪，主要用来记录试验房间围护结构壁面、空气温度值。设置时间间隔为 2 min，在测量结束后对数据进行处理。采用温湿度自记录仪，精度误差等级为 $\pm 0.5\text{ }^\circ\text{C}$ 。室外空气温湿度以及室内 $Z = 1.5\text{ m}$ 处的空气温湿度均采用 testo 型温湿度记录仪。在同时刻开启记录仪，每间隔 5 min 记录一组数据。采用风速仪测量风速，每隔 15 min 测量室外风速，每次测试进行多组测量，以保证测量数据的可靠性和尽可能少的人员误差。

1.5 温度测点布置

1) 墙壁及外门、外窗温度测量：房间共有南外墙、北外墙以及南外窗，外门（北），在其内壁面中心处各布置一个热电阻，测量值作为内表面温度。

2) 孔板、地面表面温度测量：测点布置采用等面积法，均匀布置 6 个热电偶于孔板表面，取平均值。

3) 室内空气温度测量：在空调区水平方向均匀设置 6 组测点，垂直方向设置 3 组温度测点。距地面上方 0.2 m、2.2 m（距孔板下表面 0.2 m）处测点采用热电偶测量。距地面 1.5 m 处采用温湿度自记录仪测量。试验房间各测点布置如图 4、图 5 所示。

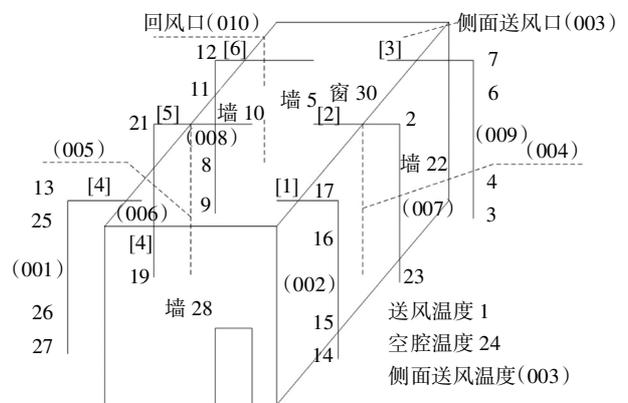


图 4 试验房间测点空间分布图
[数字]表示水平面测点序号；(数字)表示温湿度自记录仪；数字表示热电偶

图 4 试验房间测点空间分布图
Fig.4 Spatial distribution of observation points in experimental room

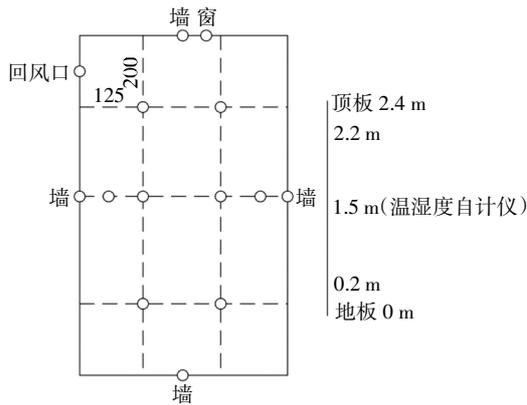


图5 试验房间测点分布图
Fig.5 Distribution of observation points in experimental room

4)桌子表面及内部空气温度测量:本次试验为标准会议办公桌,长×宽×高=1.2 m×0.45 m×0.7 m,在桌子表面布置测点3个,桌子下方地面表面均匀布置测点3个,桌子空腔内距地面0.35 m处测点1个,共7个,均为热电偶,测点分布图如图6所示。

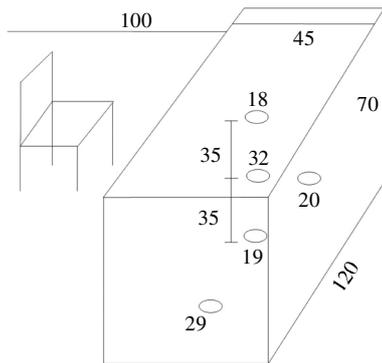


图6 办公桌测点分布图
Fig.6 Arrangement of observation points of the desk

5)围护结构外表面温度测定:由于条件限制,南外墙、南外窗仅布置一个热电偶测量其表面温度。

6)送风温度、缓冲蓄能区空腔空气温度测量:在风机盘管出风口、缓冲蓄能区空腔处分别布置1个热电偶。测点分布图如图4、图5、图6所示。

2 结果分析

2.1 16℃、18℃工况下室内热环境分布

2.1.1 室内温度设定形式以及送风温度

在本次试验中分为4个工况。其中20:00-22:00,09:30-12:00为不开空调状态。22:00-次日08:30,12:00-20:00为开启空调状态,分别设定温度为16℃、18℃。具体时间段如图7所示。本次试验测量的

送风温度是风机出风口温度。从图7可看出,当空调设定温度为16℃(工况一)时,送风温度出现骤升,送风温差可达18℃,经过30 min后系统趋于稳态,然后以19℃~22℃进行送风。当设定温度为18℃(工况二),送风温度在12:00-16:00时间段内剧烈波动,温差可达12℃,这是由于该时间段人员扰动较大,从而导致室内负荷增大。在16:00-20:00时间段,系统趋于稳定,温差波动减小至2℃,平均温度为20℃~23℃。

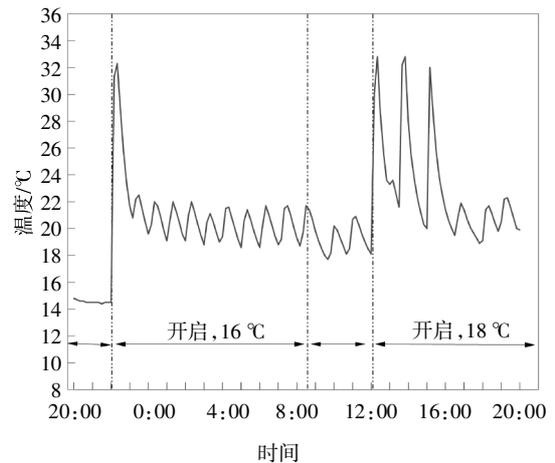


图7 开启空调状态送风温度
Fig.7 Air supply temperature when air conditioner is on

2.1.2 室内空气温湿度分布

1)垂直方向空气温度分析

图8为#1-#6测点在系统稳定后沿Z轴方向的平均垂直温度分布图。从图8可看出,当设定温度为16℃(工况一)与18℃(工况二)时,人体活动范围内(距地0.2 m至2.2 m处)的空气温度分别介于15.5℃~18℃与16.5℃~19.2℃,垂直方向温差分别为1.25℃/m与1.35℃/m,符合冬季室内热舒适要求。

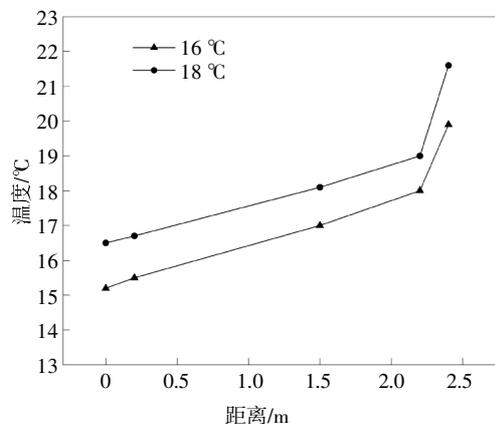
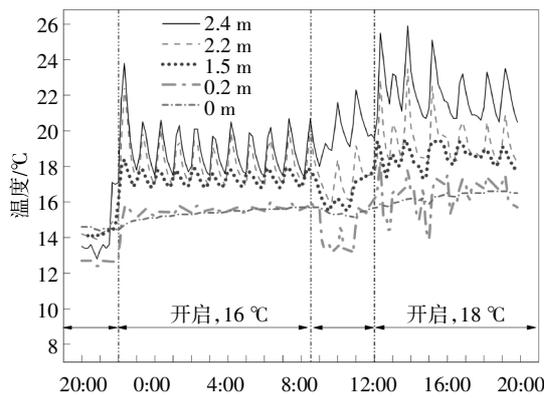
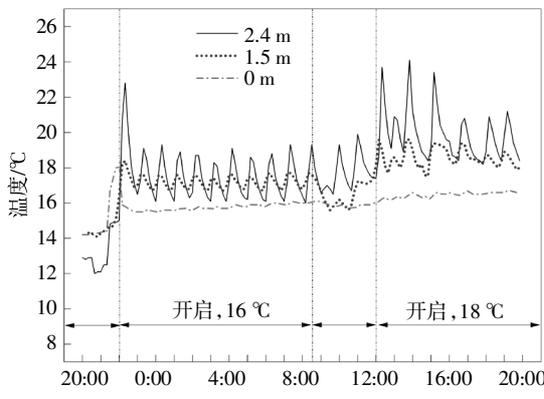


图8 设定温度16℃、18℃工况下室内平均垂直温度分布
Fig.8 Indoor average vertical temperature distribution at set temperature of 16℃ and 18℃

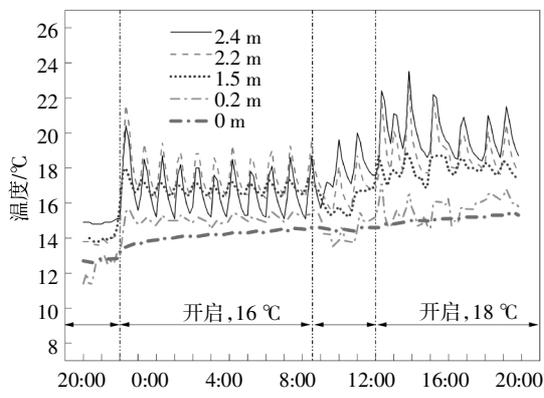
图9为#1-#6测点沿Z轴方向的垂直温度分布图.对比测点#4、测点#6与测点#1、测点#3的垂直方向温度分布.测点#3平均垂直温度介于14℃~17℃,测点#6介于15℃~19℃,这是由于测点#6更靠近侧墙辐射板,受侧墙辐射传热影响较大,使得该测点周边空气温度比侧点#3更高.测点#4与测点#6距离地面0.2 m处的空气温度低于地板表面温度,这是因为回风口距离地面仅30 cm,测点#4与#6分别靠近左右两侧回风口,而回风口距离地面仅



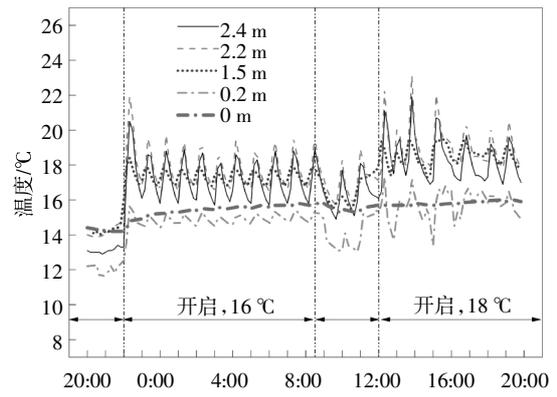
(a)测点#1



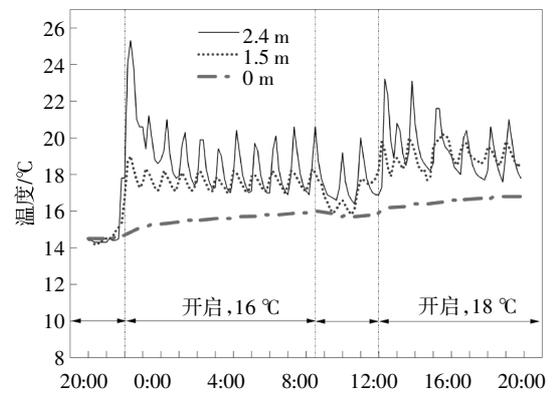
(b)测点#2



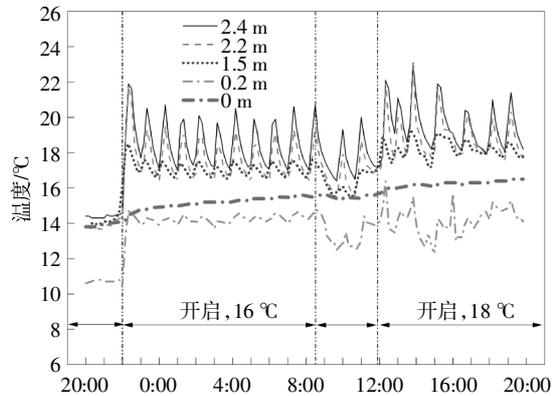
(c)测点#3



(d)测点#4



(e)测点#5



(f)测点#6

图9 #1-#6测点垂直温度分布

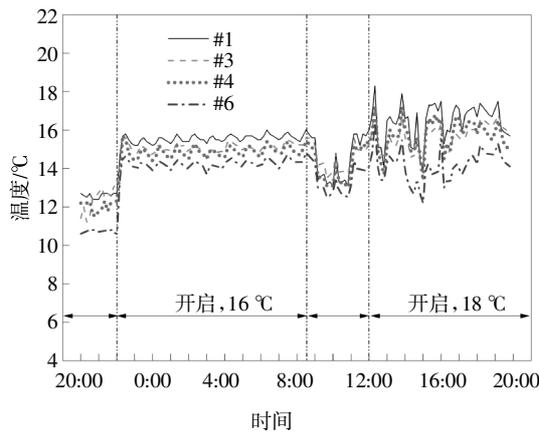
Fig.9 Vertical temperature distribution of observation points #1-#6

30 cm 且附近空气是室内温度最低的,从而使得这两个测点温度分布偏低,甚至低于地板表面温度.从孔板表面温度(距地2.4 m)可发现,孔板表面温度最高,这是因为系统通过对流和辐射,与孔板表面充分换热,使得孔板表面温度上升.但部分时刻会出现距地2.2 m处温度局部升高,甚至高于孔板表面温度,

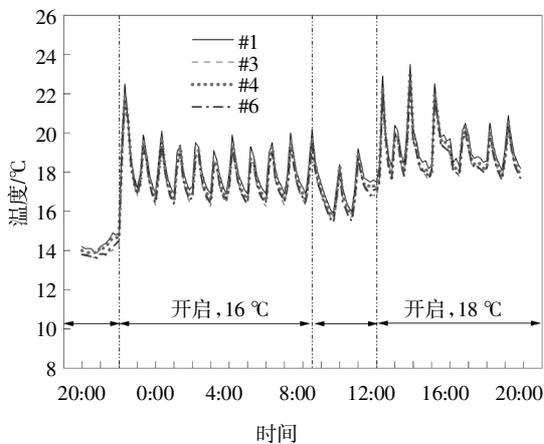
这是因为当房间温度达到设定值时,空调系统自动停机,室内热空气升至孔板下表面区域,使得距地2.2 m处温度较高.

2)水平方向空气温度分析

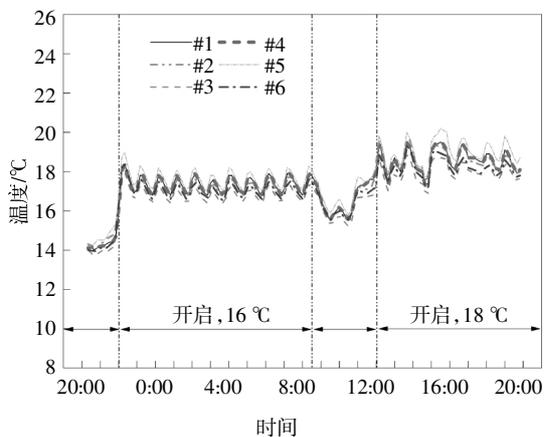
图10为室内各测点空气温度及湿度水平分布.水平方向各测点温度变化趋势相同,分布较为均匀,同一时间内纵横方向最大温差不超过1℃.在空调运行期间,该系统可完全满足室内供暖需求.因此当室内空气温度达到空调设定温度时,机组自动启停,温



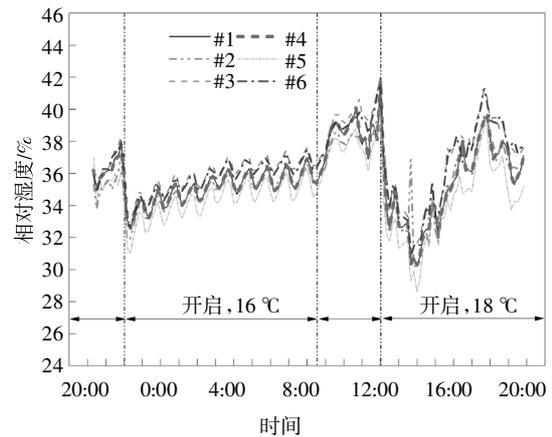
(a) Z = 0.2 m 处空气温度分布图



(b) Z = 2.2 m 处空气温度分布图



(c) Z = 1.5 m 处空气温度分布图



(d) Z = 1.5 m 处空气湿度分布图

图10 水平方向空气温度及湿度分布

Fig.10 Horizontal air temperature and humidity distribution

度分布曲线呈规律性波动.在距地 Z = 0.2 m 处测点 #1 与测点 #6 的温差可达 2℃,这是由于测点 #6 靠近南外窗与回风口,受到外围护结构冷辐射及回风口对流影响,导致该测点温度较低.

从 Z = 1.5 m 及 Z = 2.2 m 空气温度水平分布可看出,未开启空调时,室内空气温度保持在 14℃左右.空调开启为 16℃(工况一)时,可在 30 min 内达到稳定状态,相比于传统空调供暖速率更快.在 Z = 1.5 m 处平均温度介于 16.5℃~18.2℃,相对湿度介于 33%~36%.在 Z = 2.2 m 处平均温度处于 16.5℃~19.5℃,基本满足冬季舒适性空调室内供暖需求.这是由于在同样的室内外气象条件且室内风速小于 0.05 m/s 时,辐射供暖可有效提高室内平均辐射温度,而平均辐射温度的提高可使人体辐射热损失减少,从而在室内设计温度为 16℃时仍可达到人体热舒适要求.空调开启为 18℃(工况二)时,在 Z = 1.5 m 处平均温度介于 18℃~20℃,相对湿度 30%~40%,完全满足冬季供暖需求.由于 Z = 2.2 m 距离孔板表面较近,易受缓冲蓄能区内热空气影响,因此该平面空气温度变化趋势与送风空气温度变化趋势一致.在 12:00~16:00 时间段室内负荷增大,送风温差呈现较大波动,导致 Z = 2.2 m 处空气温度波动较大,温差可达 5℃.但由于该系统稳定性较强,进入室内空气风速较低且换热方式以辐射换热为主,使得室内空气在 Z = 1.5 m 处温度分布波动均匀,未出现突变.

2.1.3 孔板、侧墙表面温度分布

辐射表面温度可直接影响室内空气温度分布及人体热舒适性,因此本试验监测了辐射孔板表面及

侧墙辐射表面温度分布,如图 11、图 12 所示.由图可知,孔板与侧墙的表面温度分布与送风温度变化曲线趋于一致.当设定温度为 16℃时,侧墙表面温度介于 18℃~21℃,孔板温度处于 16℃~20℃.当设定温度为 18℃时,侧墙表面温度介于 19℃~22℃,孔板表面温度处于 18℃~26℃.侧墙表面温度分布较高,这是由于送风口将处理后的热空气通向侧墙空腔内,随后经过循环进入顶板缓冲蓄能区内,从而侧墙空腔内空气温度高于顶板缓冲蓄能区内空气温度.

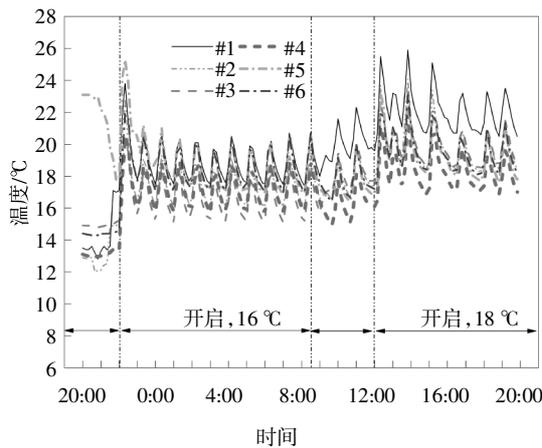


图 11 孔板表面空气温度分布

Fig.11 Orifice surface air temperature distribution

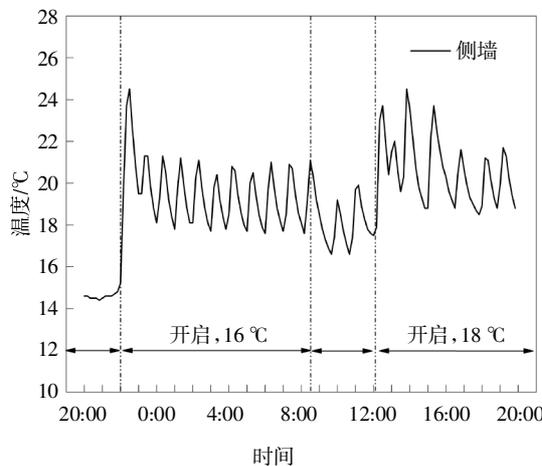


图 12 侧板表面空气温度分布

Fig.12 Side wall surface air temperature distribution

2.1.4 地板以及桌子表面温度分布

图 13 与图 14 分别为地板、桌子表面及空腔内空气温度分布图.当空调设定温度为 16℃、18℃时,地板表面平均温度分别为 15.5℃、16.5℃.地板表面温度受室内空气温度影响不明显.空调开启后,空气温度缓慢上升且与设定温度值差值小于 1℃,可有效避免传统空调系统由于地板温度过低,出现“脚

冷”现象而引起的局部不舒适感.由图 14 可知,桌子下方地板表面温度分布与地板其余测点温度分布接近.因此该空气载能复合式末端形式可有效改善由于桌面遮挡而引起地板温度过低的情况,大大提升人体在办公时的热舒适性.同时,桌子空腔内温度基本保持与室内温度差值为-0.5℃,这是由于冷空气下沉导致,该温差不影响人体舒适感.

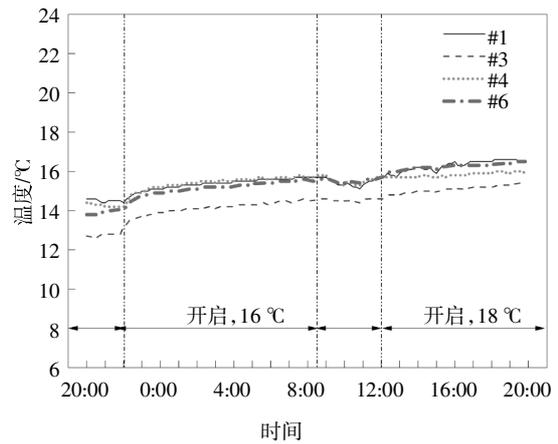


图 13 地板表面温度图

Fig.13 Temperature distribution of floor surface

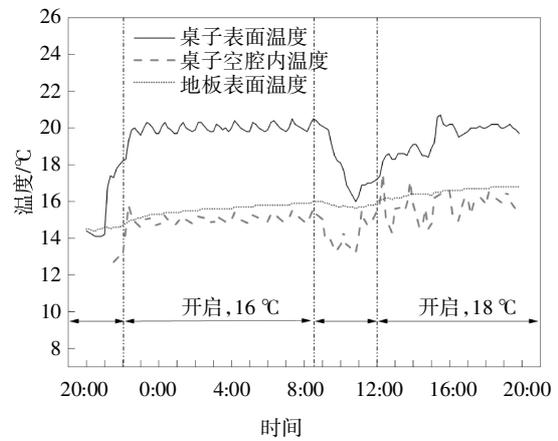


图 14 桌子垂直方向温度

Fig.14 Vertical temperature distribution of the table

2.2 不同送风温度下室内热环境分布

2018 年 1 月 30 日 14:00 至 21:00,每隔 2 小时改变室内温度设定情况,室内设计温度分别为 20℃、22℃、24℃,监测在不同室内温度设定情况下的室内热环境分布及系统达到稳定的时间.

2.2.1 送风温度以及辐射表面温度分布

图 15 为送风温度分布图,图 16 为辐射孔板及侧墙表面温度分布图.三者变化趋势基本一致,但相较于送风温度分布,辐射表面温度分布随时间变化波动较均匀,充分体现了在室内供暖中,辐射板具有

一定的稳定性. 随着室内设定温度上升, 侧墙表面温度与孔板表面温度的温差逐渐增大, 这是由于随着送风温度上升, 侧墙表面受热空气对流影响温度升高, 从而导致系统辐射传热占比增大, 人体热舒适性增强.

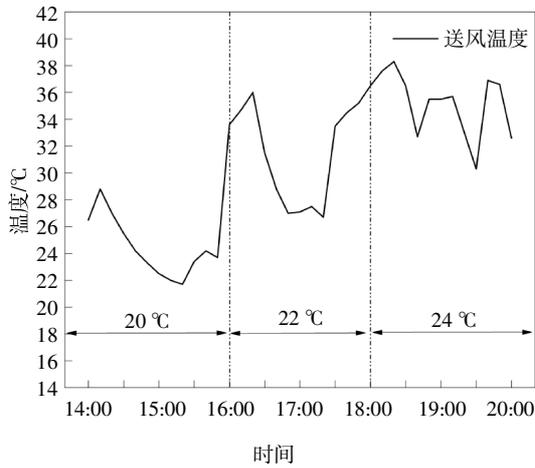


图 15 送风温度分布图

Fig.15 Distribution of air supply temperature

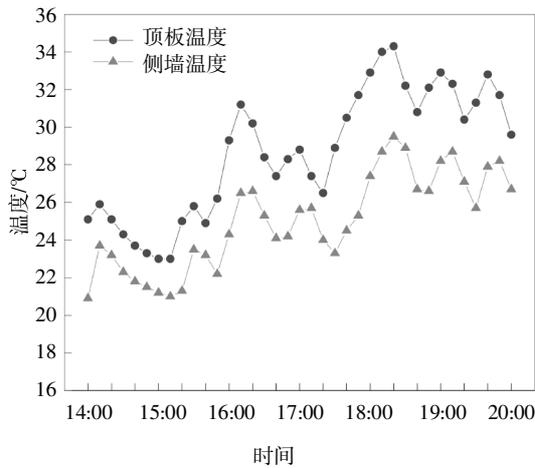
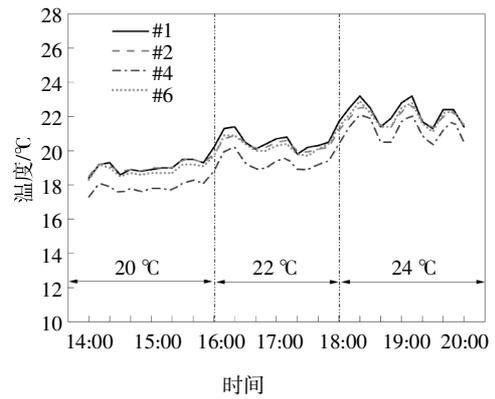


图 16 辐射孔板、侧墙表面温度分布图

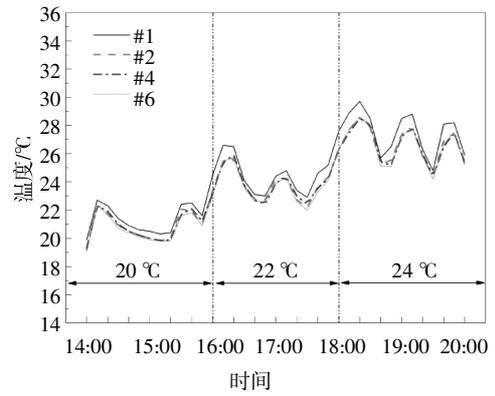
Fig.16 Temperature distribution of radiation orifice and side wall surface

2.2.2 室内水平方向空气温度分布

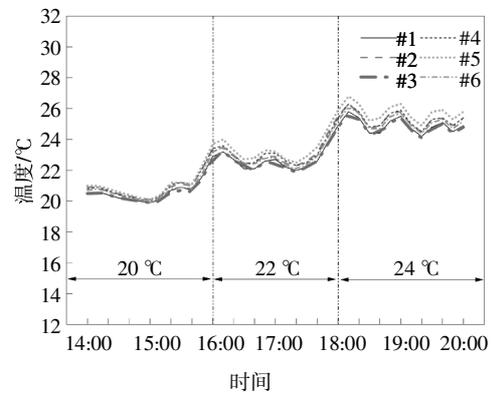
图 17 为室内空气水平温度及湿度分布. 等梯度改变空调设定温度, 系统可在 ≤ 30 min 趋于稳定, 且在 $Z = 1.5$ m 处空气温度甚至会超过设定值. 当设定温度分别为 20 °C、22 °C、24 °C 时, 人体活动范围内空气温度为 20 °C~22 °C、22 °C~24 °C、24 °C~26 °C, 相对湿度均保持在 30%~40%. 由此可得该种辐射空调复合式末端系统运行反应速度快, 供暖效果完全能达到设定需求, 满足人体热舒适性, 供暖效果较好.



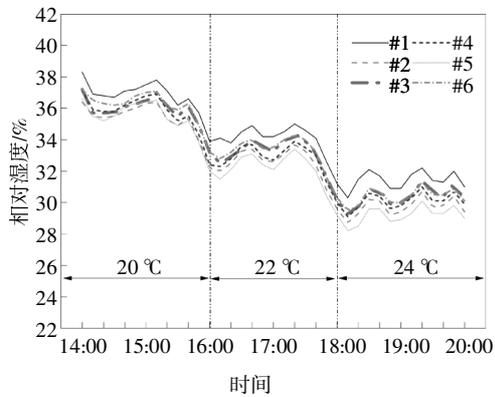
(a) $Z = 0.2$ m 处空气温度



(b) $Z = 2.2$ m 处空气温度



(c) $Z = 1.5$ m 处空气温度



(d) $Z = 1.5$ m 处空气湿度

图 17 室内水平方向空气温度及湿度分布
Fig.17 Horizontal air temperature and humidity distribution in indoor

3 结论

通过设定不同室内温度,对比分析空气载能复合式辐射空调系统在运行时的室内空气温湿度分布及系统运行状态,验证了该系统用于冬冷高湿地区冬季供暖的优势.主要结论如下:

1)该系统在空调开启阶段送风温度出现骤升,温差可达 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $15\text{ }^{\circ}\text{C}$,系统稳定后保持 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的温差进行送风.系统可在 30 min 内达到稳定,相较于传统空调供暖速率更快,且稳定后室内温度变化相对均匀.

2)该系统在冬季供暖性能较好,设定温度为 $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时可基本满足冬季供暖要求.在人体活动范围内(距地 0.2 m 至 2.2 m 处)室内空气温度为 $16.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $18.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度为 33% – 36% ,垂直平面温差为 $1.41\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$.但由于空调辐射板末端形式及敷设方式的多样性与各地区气候条件不同,辐射板末端的适用效果还有待于通过大量试验验证.

3)空气载能复合式辐射末端空调系统可有效改善由于桌面等物体遮挡而引起地板温度过低的情况,从而有效避免局部不舒适感(“脚冷”现象),大大提升人体热舒适性,具有一定的优势.

4)通过等梯度改变室内设定温度,可发现该系统稳定性较强,满足人体热舒适性要求.当送风温度波动较大时,辐射板表面温度仍均匀分布.随着室内设定温度的上升,侧墙表面温度与孔板表面温度的温差逐渐增大,系统辐射传热占比增大,人体热舒适性增强.

参考文献

- [1] IMANARI T, OMORI T, BOGAKI K. Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system. Comparison with the conventional all-air system [J]. *Energy & Buildings*, 1999, 30(2): 167–175.
- [2] CONCEIÇÃO E Z E, LÚCIO MA M J R. Evaluation of thermal comfort conditions in a classroom equipped with radiant cooling systems and subjected to uniform convective environment [J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2011, 35(3): 1292–1305.
- [3] OXIZIDIS S, PAPAPOPOULOS A M. Performance of radiant cooling surfaces with respect to energy consumption and thermal comfort [J]. *Energy & Buildings*, 2013, 57(2): 99–209.
- [4] 于向东, 刘学智, 贾温池. 金属低温辐射板与油水换热在厂房供暖系统中的应用[J]. *暖通空调*, 1999, 29(2): 52–54.
YU X D, LIU X Z, JIA W C. Metal radiant panel heating and oil-water heat exchange in a workshop [J]. *HV&AC*, 1999, 29(2): 52–54. (In Chinese)
- [5] KILKIS Í B, SAGER S S, ULUDAG M. A simplified model for radiant heating and cooling panels [J]. *Simulation Practice and Theory*, 1994, 2(2): 61–76.
- [6] RAHIMI M, SABERNAEEMI A. Experimental study of radiation and free convection in an enclosure with under-floor heating system [J]. *Energy Conversion & Management*, 2011, 52(7): 2752–2757.
- [7] 马良栋, 陶文铨, 戴颖, 等. 室内低温地板辐射采暖的温度分布及湍流流动数值模拟 [J]. *工程热物理学报*, 2005, 26(3): 501–503.
MA L D, TAO W Q, DAI Y, *et al.* Numerical simulation of temperature distribution and turbulent flow in the radiant floor heating room [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2005, 26(3): 501–50. (In Chinese)
- [8] 隋学敏, 张旭. 辐射空调末端的(火用)分析与评价 [J]. *流体机械*, 2010, 38(4): 1–73.
SUI X M, ZHANG X. Exergy analysis and evaluation of the radiant air conditioning terminal device [J]. *Fluid Machinery*, 2010, 38(4): 1–73. (In Chinese)
- [9] 乔小壮, 杨昌智. 一种适用于长江流域冬季的新型空调方式——辐射板+自然通风 [J]. *建筑热能通风空调*, 2003, 22(1): 20–23.
QIAO X Z, YANG C Z. One new type of air conditioning applicable at the Yangtze drainage area in the winter—radiant heating + natural ventilation [J]. *Building Energy & Environment*, 2003, 22(1): 20–23. (In Chinese)
- [10] 王玉平, 连之伟. 辐射吊顶与地板送风复合系统在办公建筑中的应用探讨 [J]. *制冷技术*, 2008, 28(4): 49–53.
WANG Y P, LIAN Z W. Discussion on application of a combined chilled ceiling and underfloor air supply system in an office building [J]. *Refrigeration Technology*, 2008, 28(4): 49–53. (In Chinese)
- [11] 龚光彩, 杨厚伟, 苏欢, 等. 空气载能辐射空调末端系统辐射传热简化算法研究 [J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2013, 40(12): 31–38.
GONG G C, YANG H W, SU H, *et al.* The research on simplified algorithm of radiative heat transfer for air carry energy radiant air-conditioning terminal system [J]. *Journal of Hunan University (Natural Sciences)*, 2013, 40(12): 31–38. (In Chinese)
- [12] 张朝霞. 空气载能辐射空调系统负荷计算方法的研究 [D]. 长沙: 湖南大学土木工程学院, 2014: 20–23.
ZHANG Z X. Study on the calculation method of the air carry energy radiant air-conditioning load [D]. Changsha: College of Civil engineering, Hunan University, 2014: 20–23. (In Chinese)
- [13] 龚光彩, 尹丹. 空气载能空调房间输入算法及系统焓成本应用分析 [J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2019, 46(1): 138–145
GONG G C, YIN D. Algorithm of room input exergy and application analysis of exergy cost for air carrying energy radiant air-conditioning system [J]. *Journal of Hunan University (Natural Sciences)*, 2019, 46(1): 138–145. (In Chinese)
- [14] 龚光彩, 刘佳. 空气载能辐射空调混合通风协同运行研究 [J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2019, 46(5): 148–156.
GONG G C, LIU J. Research on synergistic operation of mixing ventilation for air carrying energy radiant air-conditioning system [J]. *Journal of Hunan University (Natural Sciences)*, 2019, 46(5): 148–156. (In Chinese)