

文章编号: 1671-6612 (2024) 06-807-08

# 地板送风系统室内热环境研究

杨孝鹏

(合肥工业大学设计院(集团)有限公司 合肥 230009)

**【摘要】** 通过实验研究了地板送风系统的室内环境特性。研究了三种不同送风风量下室内不同位置的温度分布情况。实验结果表明,送风口位置和送风量的大小都会影响室内垂直温度分布。当送风口风量增大时,送风动量也随之增大,垂直温度分布梯度变缓。室内温度分层高度随室内送风量的增大而增加。通过两组不同送风量实验对比,结果得出,送风口流速相同时,其送风射流所能达到的最大高度相近。

**【关键词】** 地板送风系统;热分层;温度分布;分层高度

中图分类号 TU5 文献标志码 A

## Research on Indoor Thermal Environment of Variable Air Flow Rate in Under-floor Air Distribution System Room

Yang Xiaopeng

(HFUT Design Institute (Group) Co., Ltd, Hefei, 230009)

**【Abstract】** In this paper, the indoor environment characteristics of floor air supply system are studied by experiments. The temperature distribution of different locations in the room under three different supply air volumes was studied. The experimental results show that the location of air supply outlet and the volume of air supply affect the vertical temperature distribution in the room. When the air volume of the air supply outlet increases, the air supply momentum also increases, and the vertical temperature distribution gradient slows down. The stratified height of indoor temperature increases with the increase of indoor air supply volume. Through the comparison of two groups of different air supply volume experiments, the results show that the maximum height of the air supply jet is similar when the flow velocity is the same.

**【Keywords】** Under-Floor Air Distribution (UFAD) system; Thermal stratification; Temperature distribution; Stratification height

## 0 概述

混合通风在建筑中被广泛应用。混合通风系统是一种向室内送入新风使得新风与室内污染物完全混合并使得室内污染物浓度水平降低到可接受水平的一种通风方式。然而由于新风和污染物的混合难以完全,使得室内某些位置的污染物浓度水平可能超过允许浓度范围 Lin 等<sup>[1]</sup>。此外,由于室内存在内部空气循环,新风与污染物的完全混合会增加室内人员之间的交叉感染。

20 世纪 70 年代左右,办公楼中开始兴起使用地板送风系统(UFAD)。地板送风系统是利用楼板与地板之间的空间作为静压箱,室外空气经过空调设备处理后直接向室内负荷区提供新鲜空气。通过人体、设备等产生的热羽流将活动区的污染物带到室内上层区域,并通过房间上部的回风口排出室内的污染空气。

Chen<sup>[2]</sup>等调查了美国五个气候地区大型工业车间地板送风系统和混合通风系统的能耗情况。研

究结果显示地板送风系统相比于混合通风系统可以消耗更少的能耗。而 Akimoto<sup>[3]</sup>等估计,板送风系统相对于混合通风系统而言可减少多达 15% 的冷负荷。另外,由于地板送风系统使用的送风温度较高(约 16-19℃),空调机组中蒸发温度随之提高,因此提高了冷水机组效率。

Alajmi<sup>[4]</sup>等研究了炎热气候条件下办公楼使用地板送风系统能耗。通过 Energy Plus 将地板送风系统运行能耗与传统混合通风系统进行对比,模拟结果发现地板送风系统耗电量在炎热季节比混合通风系统耗电量低 40% 左右,地板送风系统有显著的节能效果。

Webster<sup>[5]</sup>等通过实验测量,研究了室内空气和送风温度对室内空间热分层的影响,结果表明,当给定室内负荷下送风气流减少时,室内空气分层增加。当送风温度变化时,温度分布曲线的形状不变,但是整体温度有升高或降低的趋势。

Lin<sup>[6]</sup>等研究了有热源的地板送风系统,该模型采用热羽流理论研究了室内热源的卷吸作用,对送风口气流流动采用射流模型,并假设室内空气根据温度变化为稳定的上下分层。研究表明,影响流动的参数最主要是热源的热通量、送风体积和送风速度。当空气垂直动量较小时,温度分层界面处夹带机制不显著;当空气垂直动量增加时,送风卷吸影响越发明显,此时下层温度升高。界面分层高度主要由送风量和送风速度控制,两层之间的温差主要由送风速度决定。

Kong<sup>[7]</sup>等研究表明,热负荷、送风流量和送风速度等 3 个参数对地板送风室内温度分层的影响可以归纳为送风射流的长度。数值模拟的结果表明,当室内只有一个局部热源时,会在垂直方向形成一个分层界面。分层界面高度约为射流长度的 1.42 倍。送风射流的最大高度约为射流长度的 1.56 倍。

地板送风系统形成的温度分层有助于维持人员呼吸区较好的空气质量<sup>[5]</sup>,但是当室内温度分层梯度过大时,会造成室内人员的不舒适感<sup>[8]</sup>。实用供热空调设计手册<sup>[9]</sup>建议分层环境中坐姿人员头脚温差不大于 2℃,站姿人员头脚温差不大于 3℃。因此对影响温度分层的因素进行量化研究有助于对地板送风室内热环境进行控制。在本文中,我们将通过实验测量研究送风参数变化对室内温度分

布及热分层的影响。

## 1 实验

### 1.1 实验室介绍

本次实验是某单位的实验室进行的。测试房间中没有家具,测试房间示意图如图 1 所示。测试房间空间尺寸为 8.1m(长)×6.25m(宽)×3.25m(高),测试房间总面积为 50.6m<sup>2</sup>。

地板下部设置空调 1(位于房间西侧,记为 AC 1)和空调 2(位于房间中间,记为 AC 2),地板安装 8 个送风口,送风口与空调系统通过风管连接。如图 1 所示,送风口靠边墙设置,送风口大小为 400mm(长)×200mm(宽);房间顶部天花板设置两个方形回风口,回风口大小为 600mm(长)×600mm(宽),侧墙为回风夹道。气流由空调处理后经送风口进入房间,再由回风口进入回风夹道,最后重新返回空调器中,形成循环。

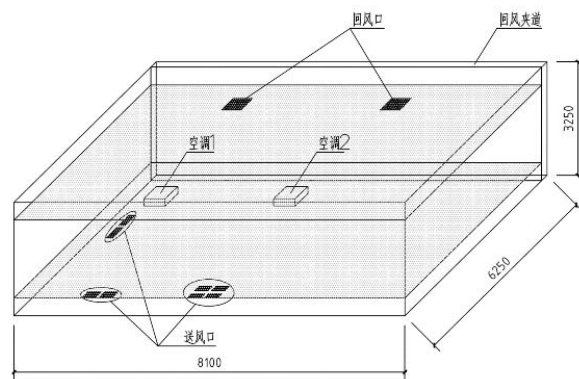


图 1 实验房间示意图(单位:mm)

Fig.1 Schematic diagram of the experimental room

### 1.2 实验仪器

实验仪器包括用于测量气流速度的热线风速计 TESTO 480,热敏电阻 PT100 用于测量室外环境温度和送风温度,同时用于测量不同垂直高度的室内温度,通时使用安捷伦数据采集仪用来采集温度数据。经校准,本实验所用的热敏电阻测量偏差均小于 0.5℃,大多数偏差为 0.3℃。

通过测量送风口的风速来确定和调节送风口风速的变化,如图 2(a)所示,送风口上均匀布置 6 个测点。实验测量分别采用人员读数和数据采集器记录的方法,测试共记录 3min 时间内测点的速度变化,最终利用 6 个测点的时间平均速度来计算送风口风量。

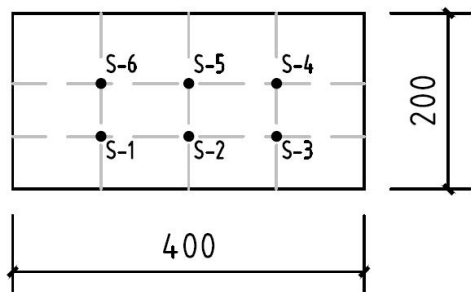


图 2 (a) 风口测点分布 (单位: mm)

Fig.2(a) Distribution of measurement points on supply diffuser



图 2 (b) 风口实物图

Fig.2(b) A photo of the diffuser

为了减少外界对室内环境的辐射影响,我们在夜间进行实验,同时在窗户上设置百叶窗。室外温度由放置在室外的热电阻温度计测量,室内送风温度由放置在送风管道中的热电阻温度计测量。热电阻 PT100 测量室内垂直高度上的温度,热电阻测量间隔时间为 2s,室内垂直高度被划分为 0.1、0.3、0.5、0.7、0.9、1.1、1.3、1.5、1.7、1.9、2.1、2.3、2.5、2.7、2.9、3.1m 等 16 个高度。

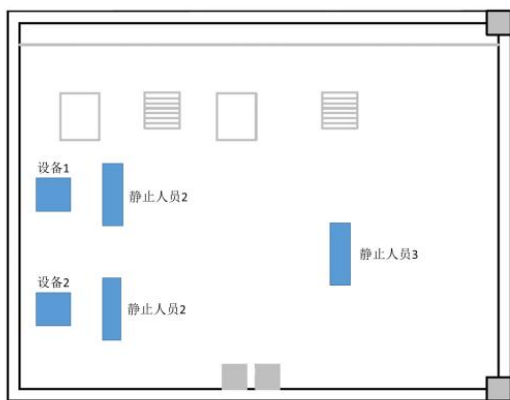


图 3 室内热源布置图

Fig.3 The layout of indoor heat source

室内热源布置图如图 3 所示,室内由两台设备与三个静止人员构成,单个设备散热量为 100W,单个静止人员散热量为 75W,室内共计 425W 的热量。

### 1.3 实验设置

根据实际空调使用情况,将实验分为两组:(1)空调 1 和空调 2 共同开启(下文用 AC 1&2 表示),此时房间测点如图 4 所示;(2)空调 2 单独开启(下文用 AC 2 表示),此时房间测点如图 5 所示。

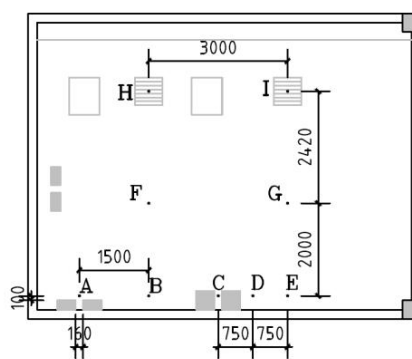


图 4 AC 1&2 组实验测点布置

Fig.4 The measuring locations in the AC 1&2

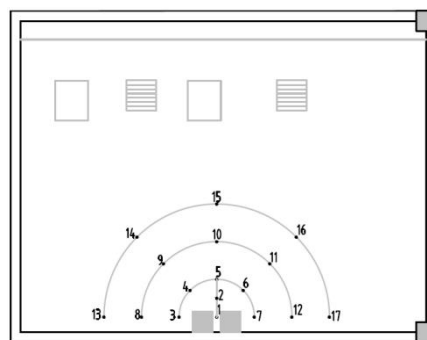


图 5 AC 2 组实验测点布置

Fig.5 The measuring locations in the AC 2

AC 1&2 组实验中共有 9 个测点,如图 4 所示,其中 A、C、D 在送风口附近,H 和 I 在回风口附近,B、E、F、G 不靠近风口。AC 2 组主要研究不同送风量下,距离送风口 75cm 内、150cm、225cm 时,垂直温度分布情况,因此 AC 2 组中的测点呈现弧形分布。

经过测量,室内温度在空调开启 1~2h 后达到稳定,因此,实验前我们提前开启空调使的室内达到稳定。表 1 给出了两组实验环境条件下室外及室内的平均温度。

表 1 不同工况下的送风边界条件

Table 1 Supply air temperature and outdoor temperature under different working conditions

实验组	编号	平均送风温度/°C	室外平均温度/°C
AC 1&2	Q <sub>1</sub>	11.6	29.2
	Q <sub>2</sub>	11.5	27.8
	Q <sub>3</sub>	14.2	28.5
AC 2	Q <sub>1</sub>	9.8	22.6
	Q <sub>2</sub>	12.4	25.5
	Q <sub>3</sub>	14.6	23.9

## 2 结果和讨论

### 2.1 送风量

通过测量送风口处的风速可得到单个送风口的风量，通过一次可以计算得到送入房间的总风量。通过读数可得到的三组单个风口风量工况： $Q_1=0.022\text{m}^3/\text{s}$ ； $Q_2=0.024\text{m}^3/\text{s}$ ； $Q_3=0.033\text{m}^3/\text{s}$ 。采用数据采集仪得到的结果与读数结果偏差小于 10%，详见表 2。房间总共设置 8 个送风口，则估算房间总送风量为  $Q_1=0.18\text{m}^3/\text{s}$ ； $Q_2=0.2\text{m}^3/\text{s}$ ； $Q_3=0.27\text{m}^3/\text{s}$ 。

AC 2 组房间内使用 4 个风口，所以总送风量为 AC 1&2 组总送风量的一半。

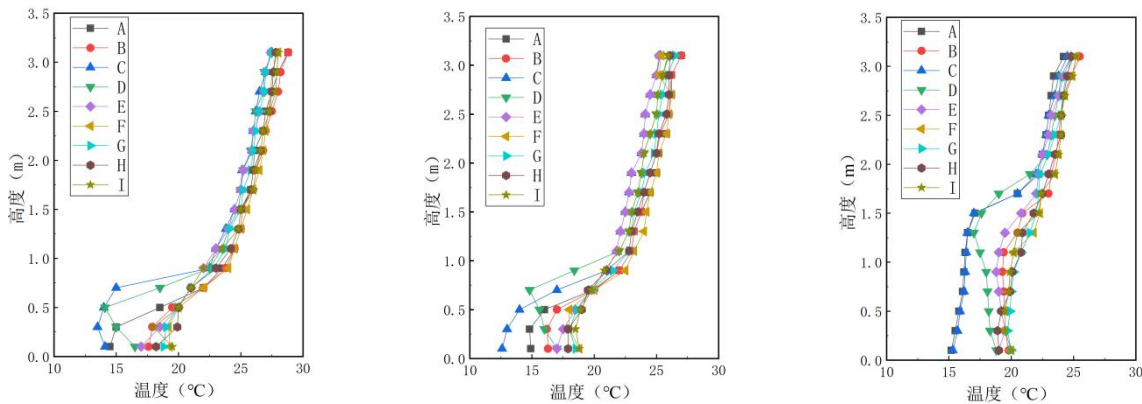
表 2 AC 1&2 组工况时实验测得单个风口风速和计算室内风量

Table 2 Experimental measurement of single supply diffuser velocity and calculated indoor air flow rate under AC 1&2 condition

实验方法	编号	单个风口		AC 1&2
		平均速度 /(m/s)	风量 /(m <sup>3</sup> /s)	总风量 /(m <sup>3</sup> /s)
人员读数	Q <sub>1</sub>	0.56	0.022	0.18
	Q <sub>2</sub>	0.61	0.024	0.20
	Q <sub>3</sub>	0.83	0.033	0.27
数据采集 仪记录	Q <sub>1</sub>	0.52	0.021	0.17
	Q <sub>2</sub>	0.55	0.022	0.18
	Q <sub>3</sub>	0.82	0.033	0.27

### 2.2 室内垂直温度分布图

图 6 显示了 AC 1&2 组在三种送风量工况下，室内垂直温度分布情况。实验数据皆为稳定状态下测得。



(a) Q<sub>1</sub> 风量时室内温度的垂直分布 (b) Q<sub>2</sub> 风量时室内温度的垂直分布 (c) Q<sub>3</sub> 风量时室内温度的垂直分布

图 6 AC 1&2 组在不同送风量时室内温度的垂直分布

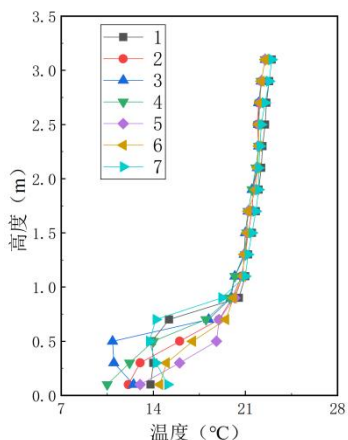
Fig.6 Vertical temperature profiles of the AC 1&2 condition

研究发现垂直高度上温度会形成明显的分层，风量越小，温度分层曲线越陡峭。并且，越靠近送风口的位置（A、C 或 D 测点），温度受气流影响越明显，相对于空旷区（B、E、F、G 测点）和靠近回风口（H、I 测点）的位置，靠近送风口的测点温度曲线变化更突出。

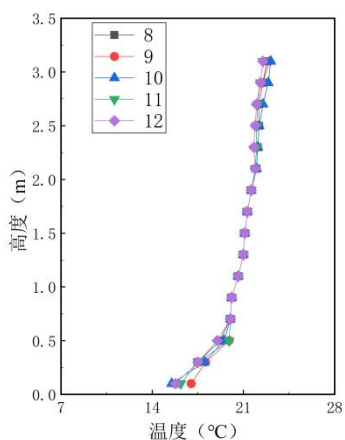
图 7 为 AC 2 组实验，不同风量情况下，观察距离送风口不同距离的测点垂直温度分布的情况。

当距离送风口大于 1500mm 时，即使增大送风量，垂直温度分布不受影响；距离送风口距离越远，送风口对垂直温度分布的影响也越小。

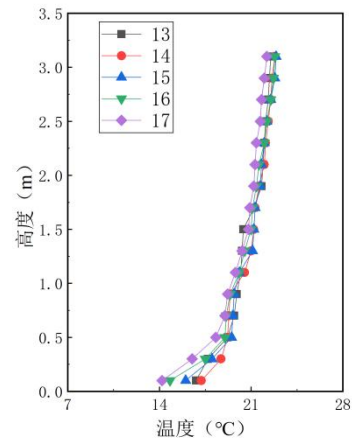
实验结果表明，送风量相同时，靠近送风口的测点有相似的垂直温度分布。图 6 和图 7 中可以看出，房间上部区域具有较小的温度梯度，一般在下部区域，温度变化明显，并且送风量越小，下部区域温度变化越剧烈。



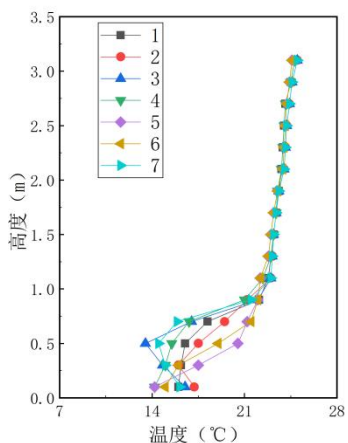
(a)  $Q_1$  风量距送风口  $\le 750\text{mm}$  时垂直温度分布



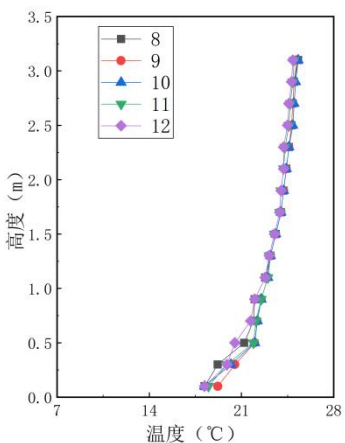
(b)  $Q_1$  风量距送风口 1500mm 时垂直温度分布



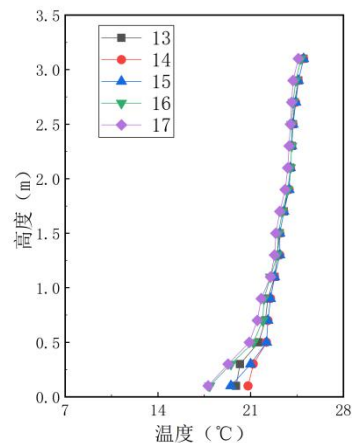
(c)  $Q_1$  风量距送风口 2250mm 时垂直温度分布



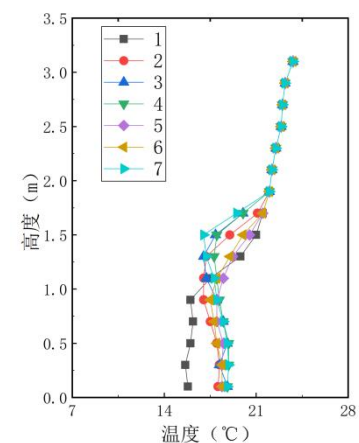
(d)  $Q_2$  风量距送风口  $\le 750\text{mm}$  时垂直温度分布



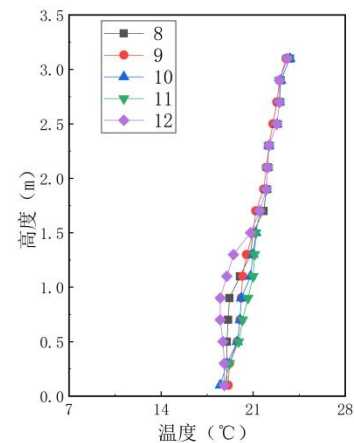
(e)  $Q_2$  风量距送风口 1500mm 时垂直温度分布



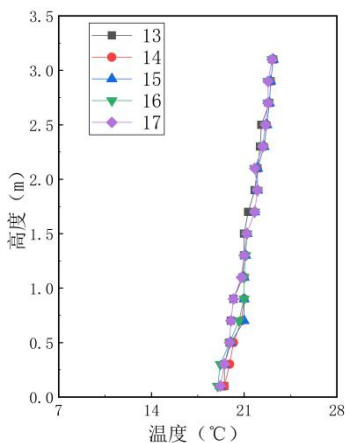
(f)  $Q_3$  风量距送风口 2250mm 时垂直温度分布



(g)  $Q_3$  风量距送风口  $\le 750\text{mm}$  时垂直温度分布



(h)  $Q_3$  风量距送风口 1500mm 时垂直温度分布



(i)  $Q_3$  风量距送风口 2250mm 时垂直温度分布

图 7 AC 2 组在三种送风量工况下距送风口不同测量距离时垂直温度分布情况

Fig.7 Vertical temperature profiles of the AC 2 under different measuring distance

2.3 送风射流所能达到的最大高度和温度分层高度

图 8 为 AC 1&2 组在三种送风量工况时，在送风口区域和无风口区域的垂直方向上温度分布。

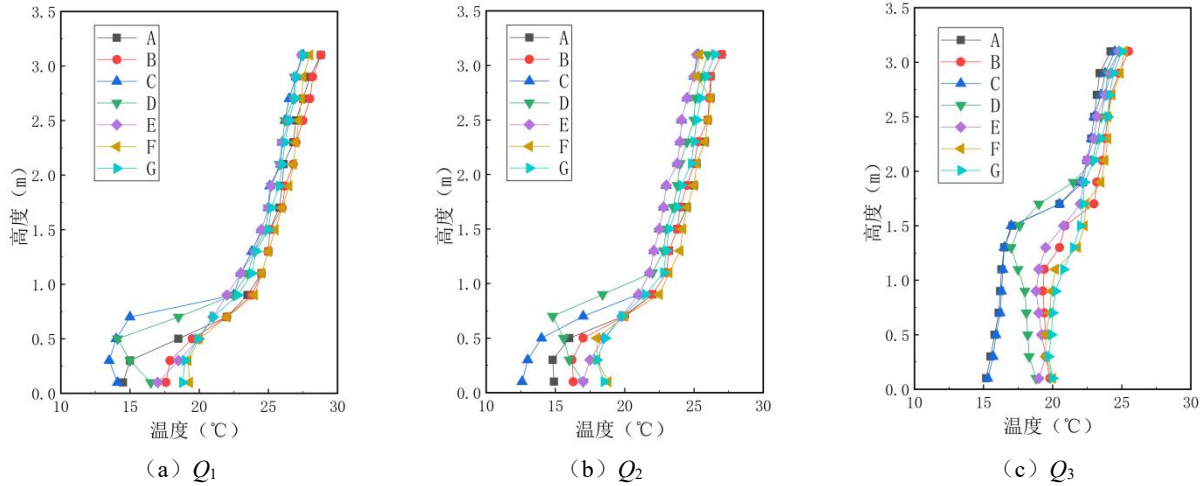


图 8 AC 1&2 组在三种送风量工况时，在送风口区域和无风口区域垂直方向的温度分布

Fig.8 The temperature profiles of the AC 1&2 set in the air supply area and the free area with three different flow rate options

从图中可以看出， $Q_1$  工况时，送风射流所能达到的最大高度为 0.9m， $Q_2$  工况时，送风射流所能达到的最大高度也为 0.9m， $Q_3$  工况时，送风射流所能达到的最大高度为 1.9m。从参考文献[10]引入射流长度公式。

$$M_0 = Q_0 u_0 = \frac{Q_0^2}{A_e} \quad (1)$$

$$B_0 = \frac{\Delta T_0 Q_0}{T_r} g = g_0' Q_0 \quad (2)$$

$$L = Q_0 \rho_r C_p \Delta T_0 \quad (3)$$

式中： $Q_0$  为送风射流的初始体积流量； $u_0$  为送风速度； $A_e$  为送风口的有效面积； $g$  为重力加速度； $\Delta T_0$  为空调送风温度与室内空气的温差； $T_r$  为参考空气温度； $\rho_r$  为参考空气密度； $L$  为空间热

负荷； $C_p$  为定压空气比热容。

对于浮力射流，可以定义一个长度尺度  $l_m$  来表征其性质<sup>[11]</sup>：

$$l_m = \frac{M_0^{\frac{3}{4}}}{|F_0|^{\frac{1}{2}}} \quad (4)$$

文献[12]中介绍的射流模型，计算送风射流所能达到的最大高度：

$$T.H. = K_t l_m \quad (5)$$

其中： $K_t$  为比例常数，参考文献[7]中  $K_t = 1.56$ ，文献[12]中  $K_t = 1.85$ ，如表 3 中数据所示。

根据计算，理论计算方法与实验结果有一定的 consistency。

表 3 对于 AC 1&2 组实验测量与理论计算送风射流所能达到的最大高度统计

Table 3 Statistics of projection altitude for AC 1&2 experimental measurements and theoretical calculations

工况	实验结果			理论计算			
	$B_0(\text{m}^4/\text{s}^3)$	$M_0(\text{m}^4/\text{s}^2)$	$T.H.(\text{m})$	$K_t$	$T.H.(\text{m})$	$K_t$	$T.H.(\text{m})$
$Q_1$	-0.0069	0.0123	0.90		0.82		0.70
$Q_2$	-0.0063	0.0146	0.90	1.85	0.98	1.56	0.83
$Q_3$	-0.0072	0.0274	1.90		1.47		1.24

结合图 6 (a) 中，垂直高度上，温度达到稳定变化的高度约为 0.9m；图 6 (b) 中，温度达到

稳定变化的高度约为 1.1m；图 6 (c) 中，温度达到稳定变化的高度约为 1.9m。同样的，在图 7 (a)

中，温度达到稳定变化的高度约为 0.9m；图 7 (e) 中，温度达到稳定变化的高度约为 1.1m；图 7 (h) 中，温度达到稳定变化的高度约为 1.9m。这种现象主要是由送风特性形成的。然而，AC 2 组风量是 AC 1&2 组风量的一半，这就说明即使风量不同，送风口风速相同时，靠近送风口位置的垂直高度上的温度有相近的送风射流所能达到的最大高度。

图 9 显示了在 3 种送风量工况下，在无风口区和回风口区平均温度对应的温度梯度。具有最大垂直温度梯度的水平高度被认为是分层高度，分层高

度将房间温度分为两个区域，分层高度以上的温度较均匀，温度梯度平缓，分层高度以下的温度受气流影响明显。下层的温度分布很大程度上取决于送风条件，如第 2.2 节中描述。从图 9 中可知， $Q_1$  风量下分层高度约为 0.7m， $Q_2$  风量下分层高度约为 0.7m， $Q_3$  风量下分层高度约为 1.3m。送风量增大时，分层高度也随之增大。

送风流量增大时，分层高度增大，射流最大高度增大。本研究 AC 1&2 的分层高度与送风射流所能达到的最大高度之比在 0.68~0.78 之间，略小于文献[7]中得到的 0.9。

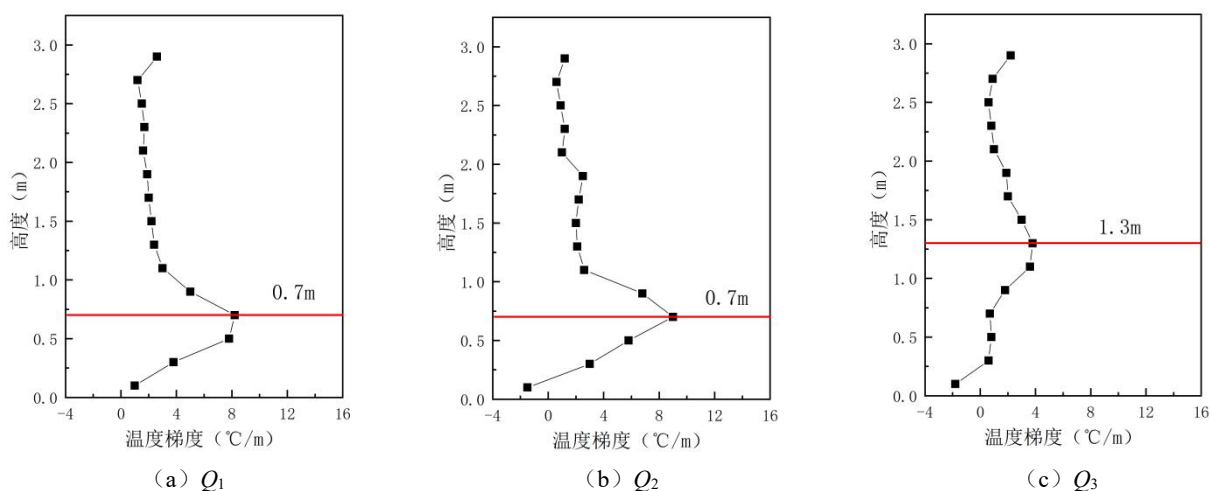


图 9 三种流量工况下无风口区和回风口区平均温度的温度梯度分布

Fig.9 The average temperature gradient profiles in the free area and the air return area with three different flow rate options

### 3 讨论

地板送风会在室内形成稳定的热分层，这种热分层的存在可以提高室内空气品质，并可以用较小的送风量达到较好的通风效果。在本文中我们研究了送风参数的变化对室内温度分层的影响，并使用理论预测了分层高度。尽管热分层的存在可以带来诸多好处，但是仍然存在许多可能影响热分层的参数并未纳入考虑。

第一，我们的研究并未考虑贴壁射流对结果的影响。在本研究中存在送风口靠近壁面的现象，这会导致送风气流在流动的过程中倾向于沿着墙壁附着和流动。一方面贴壁现象的存在会使得气流贴着墙壁对外扩散，可能会导致房间局部地区温度分层被破坏。另一方面气流沿着墙面流动时，由于摩擦力的作用，气流速度衰减会更加剧烈。这可能会

使得送风高度受到限制。但是研究发现送风高度降低可能会有利于重力流的形成。因此贴壁射流对结果的影响可能需要进一步的研究。

第二，我们的研究并未考虑一些动态因素的影响，例如人员移动和门的开关。人员移动作为室内最大的扰动源，毫无疑问会对室内热分层产生较大的影响，现有一些研究已经明确了置换通风室内温度分层与人员移动之间的相关关系，但是现有研究仍然欠缺人员移动与地板送风室内温度分层之间的关系。这可能使的在实际运行时，地板送风会偏离设计工况，这可能会导致室内空气质量与换气效率不能满足设计要求。这可能是下一阶段的研究重点。

### 4 结论

本文对地板送风系统进行了实验研究，研究了

不同送风量条件下,室内温度在垂直高度上的分布。实验结果表明:

(1) 送风量对室内温度分层影响较大。当送风量增大时,室内垂直温度梯度变缓,室内空气分层高度降低,因此温度分层高度的变化随送风量的增大而增高。

(2) 垂直温度分布与距离送风口的距离远近相关。越靠近送风口,垂直温度分布变化越明显。

(3) 垂直温度分布受回风口位置的影响不明显,受重力流的影响更显著。建议在实际设计时采用大风量,低送风速度的方式从地板向室内送入低温空气,有助于室内形成稳定的温度分层。

#### 参考文献:

- [1] Lin Z, Chow T T, Fong K F. Comparison of performances of displacement and mixing ventilations. Part ii: indoor air quality[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2005,28(2):288-305.
- [2] Lau J, Chen Q. Energy analysis for workshops with floor-supply displacement ventilation under the u.s. Climates[J]. *Energy and Buildings*, 2006,38(10):1212-1219.
- [3] Akimoto T, Nobe T, Tanabe S. Floor-supply displacement air-conditioning: Laboratory experiments [J]. *ASHRAE Transactions*, 1999,105:739.
- [4] Alajmi A F, Abou-Ziyan H Z, El-Amer W. Energy analysis of under-floor air distribution ( UFAD ) system: an office building case study[J]. *Energy Conversion and Management*, 2013,73(6):78-85.
- [5] Webster T, Bauman F, Shi M, et al. Thermal stratification performance of underfloor air distribution ( UFAD ) systems[J]. *Talent development & excellence*, 2002, 45(5):48-54.
- [6] Lin YJP, PF Linden. A model for an under floor air distribution system[J]. *Energy and Buildings*, 2005,37(4): 399-409.
- [7] Kong Q, B Yu. Numerical study on temperature stratification in a room with underfloor air distribution system[J]. *Energy and Buildings*, 2008,40(4):495-502.
- [8] Cheng Y. Investigation on the thermal comfort and energy efficiency of stratified air distribution systems[J]. *Energy for Sustainable Development*, 2015,28(6):1-9.
- [9] 陆耀庆.实用供热空调设计手册[M].北京:中国建筑工业出版社,1993.
- [10] Etheridge D W, Sandberg M. Building ventilation: theory and measurement[J]. Chichester, UK: John Wiley & Sons, 1996,87(8):606-626.
- [11] Cao Y, Ooi A, Philip J. Characteristics of planar buoyant jets and plumes in a turbulent channel crossflow from direct numerical simulations[J]. *Environmental Fluid Mechanics*, 2024,42(8):1-28.
- [12] Turner JS, ER Benton. Buoyancy Effects in Fluids[J]. *Physics Today*, 1974,27(3):52-53.