

# 地板送风终端单元空调房间速度场和温度场的数值模拟

华南理工大学 刘金平<sup>☆</sup> 邬燕芳

**摘要** 建立了数值模拟模型,通过实验验证了该模型在等温送风情况下的适用性。对非等温送风不同风量下房间内的速度场和温度场进行了数值模拟,结果表明,出口风速主要影响送风口附近区域的速度场,而对整个空调房间影响不大,室内空气流速分布较均匀,基本维持在 0.25 m/s 以下;出口风速对温度场的分布有很大影响,垂直平面温度梯度较大,水平平面温度分布均匀。为了保证地板送风的有效性和节能性,在满足风量的同时,必须严格控制出口风速,使射流高度在工作区域附近。

**关键词** 地板送风终端单元 速度场 温度场 非等温送风 出口风速 数值模拟

## Numerical simulation of velocity and temperature fields for an air conditioned room with underfloor air supply terminal units

By Liu Jinping<sup>★</sup> and Wu Yanfang

**Abstract** Develops a simulation model, experimentally validates its applicability under isothermal air supply. Numerically simulates the velocity and temperature fields in the room with non-isothermal air supply under different supply air rates. The results show that air outlet velocity mainly influences the velocity field in the area near the outlet and has insignificant influence on that of the whole room, and the velocity field is uniform which is below 0.25 m/s except the area near the outlet; that the effect of air outlet velocity on the temperature field is significant and the vertical temperature gradient is large, but the horizontal temperature difference is small. To ensure the availability and energy efficiency of under-floor air distribution, the outlet velocity should be strictly controlled to make the jet near the working area while the air flow rate is enough.

**Keywords** underfloor air supply terminal unit, velocity field, temperature field, non-isothermal air supply, air outlet velocity, numerical simulation

★ South China University of Technology, Guangzhou, China

①

### 0 引言

近几年,地板送风空调系统在欧洲及东南亚被广泛使用,比起变风量系统和风机盘管系统,它具有更高的经济效益和灵活性。设计良好的地板送风空调系统有以下优势:便于建筑物的重新装修;适合于局部气候环境的个人控制;提高了人员活动区的空气质量;节能;降低了新建筑物楼层高度等<sup>[1]</sup>。但同时也由于技术发展的不成熟,基础研究不足和缺乏完整的标准和准则等限制了地板送风

系统的进一步推广。

目前,国内外学者对地板送风空调系统的研究主要包括以下内容:送风口特性和室内气流、温度

①☆ 刘金平,男,1962年6月生,博士研究生,副教授  
510640 广州华南理工大学电力学院  
(020) 87110213 (0) 13501546214  
E-mail: mpjpliu@scut.edu.cn

收稿日期:2006-07-11

一次修回:2006-09-14

二次修回:2006-11-29

分布的研究<sup>[2-5]</sup>;地板送风的热舒适性研究<sup>[6]</sup>,研究结果表明各种方式的送风在一定参数下均能满足人体热舒适性的要求,当局部风速小于 0.25 m/s 时只要人体着装符合某一温度等级下的服装热阻要求,风速对人体风感的影响小于温度;地板送风的空气质量研究<sup>[7]</sup>,研究结果表明下送风时室内粉尘浓度比上送风低,下送风时换气效率和通风效率也要优于其他送风方式。室内气流组织预测方法主要有以下四种<sup>[8]</sup>:射流公式法,Zonal Model 法,CFD 法<sup>[9]</sup>和模型实验法<sup>[10]</sup>。射流公式法比较简单,但是适用性差;CFD 方法可以获得详细的分布信息,但可靠性较差;模型实验法最可靠,但昂贵又复杂。最理想的研究方法应是 CFD 方法和模型实验法相结合。笔者在不考虑相对湿度影响的情况下,利用 PHOENICS 软件对采用地板送风终端单元的空调房间的速度场和温度场进行了数值模拟,并通过实验对所用模型的适用性加以验证,得出了空调房间的速度场及温度场分布,并进行了影响因素的分析。

1 数值模拟模型的建立

采用某公司生产的地板送风终端单元为研究对象,该终端单元主要由送风口、回风口和离心风机三部分组成,送风口和回风口均采用格栅式,风量可以根据用户要求自动调节。

1.1 简化和假设

- 1) 整个流场为稳态,流场中的模型为湍流模型;
- 2) 根据实际结构,共有 14 个送风口和 14 个回风口。由于送风口对流场的影响较大,而回风口对流场的影响较小,为了减少计算时间,在保持风量不变的条件下,简化为 7 个送风口和 1 个回风口,如图 1 所示。

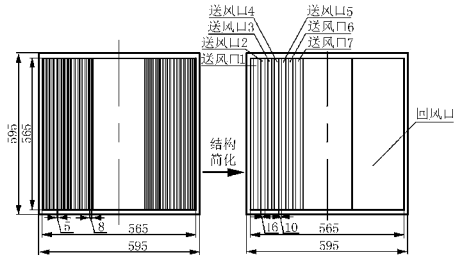


图 1 地板送风终端单元平面结构简化

为了提高模拟结果的准确性,用 IFV900A 型热线风速仪对送风口的送风速度进行了测量,并取

相邻两送风口的风速平均值作为数值模拟模型的入口边界条件。通过对处理后的实验数据的计算,得到的风量和设定风量的误差仅为 1.5%,故假设合理。

1.2 坐标系的选取和网格划分

采用直角坐标系, $x,y,z$  坐标轴分别与模型的长、宽、高相对应。模型空间尺寸为: $x=3.6\text{ m},y=4.2\text{ m},z=3\text{ m}$ 。 $x,y,z$  方向上的网格均采用非均匀网格,在送风口和回风口附近区域对网格进行加密。

1.3 边界条件的设定

入口给定  $x$  方向的速度分布(见表 1), $y,z$  方向的速度为 0;出口给定压力分布。

表 1 入口速度分布

|          | 送风口  |      |      |      |      |      |      |
|----------|------|------|------|------|------|------|------|
|          | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    |
| 风速/(m/s) | 1.13 | 4.03 | 3.66 | 2.98 | 2.47 | 2.26 | 0.93 |

1.4 基本算法

- 1) 压力与速度耦合采用 SIMPLEST 算法;
- 2) 把送风口的气流视为平行湍流射流,采用  $K-\epsilon$  湍流模型模拟湍流流动。

2 等温送风速度场的数值模拟及模型验证

2.1 速度场模拟结果及分析

图 2 为速度场分布的全局图和局部放大图。由于把送风口的气流视为平行射流,所以每一个送风口的气流送出后开始按照自由射流规律发展,即流速不断减小,局部放大 1 表现的即为此规律;当射流边界相交后,互相干扰并重叠,这时速度变化呈两种发展趋势,即送风速度最大的射流速度不断减小,而原来速度很小的射流,在此时由于其他气流的影响,风速反而增大。根据送风速度的不同,在距离送风口 1 m 高度处,风速保持在 1.2~3 m/s 之间;在距离送风口 2 m 处,风速的分布较为均匀,基本保持在 1 m/s 左右。气流离开送风口的很小一段距离内为风速衰减最大的区域,另外一个风速衰减较大的区域在距离送风口 1.5 m 高度以上。

2.2 模型适用性的验证

为了验证模型的适用性,采用 IFV900A 型热线风速仪测定地板送风终端单元的速度场。测试场所选在一个气流较稳定的房间内,尽量减少外界气流对实验的影响。在  $x$  方向上,按送风口分布

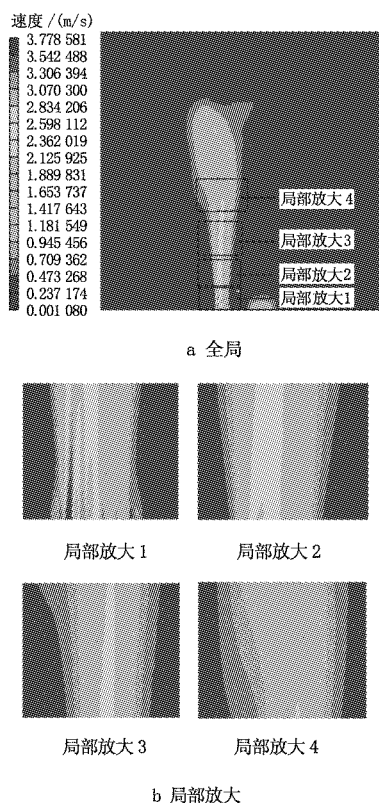


图2 速度场分布的全局图和局部放大图

每隔 0.013 m 布置一个测点,一共布置了 A~N14 个测点; y 方向上,每隔 0.05 m 布置一个测点,一共布置 11 个测点。即每个平面上共布置测点 154 个,如图 3 所示。高度方向从离送风口 0.070 m 到

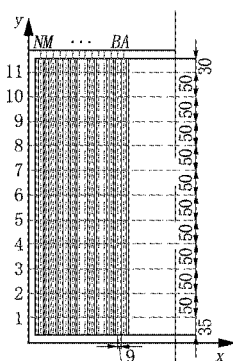
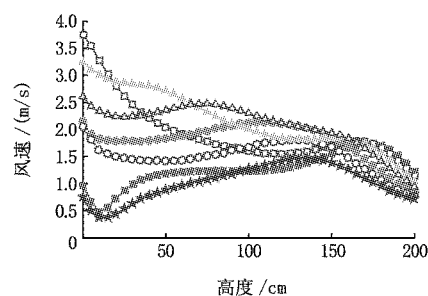


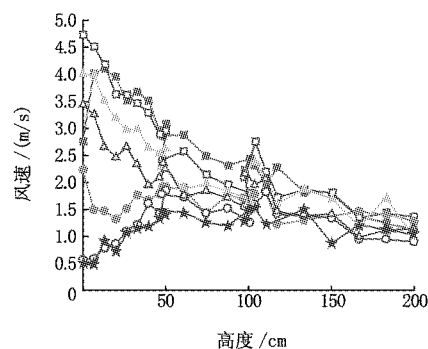
图3 测点布置

2.068 m 共测 23 组数据。此外采取多次测量求平均值的方法,每个测点测量 5 次,取其平均值,以保证测试结果的准确性。为便于和数值模拟结果进行比较,把原有的 14 个送风口分为 7 组,每 2 个出风口风速取平均

作为其出口风速。图 4 给出了 y 方向测点 6 所在截面速度场的模拟结果和实验测量结果。由图 4 可知,距离送风口 0.05 m 处,两者差异较大,这是由于送风口附近的流场比较复杂,在模拟中简化为平行射流,所以误差较大;在其他区域,数值模拟结果和实验数据吻合得较好。风速由一开始的极度不均匀,到最后基本趋于一致。



a 数值模拟结果



b 实验测量结果

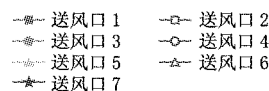


图4 y 方向测点 6 所在截面速度场的数值模拟结果和实验测量结果

数值模拟结果和实验测量结果基本吻合,说明了该模型的适用性。

### 3 非等温送风的数值模拟

在模拟有送风温差房间内的速度场和温度场时,设定送风温度为 18℃,室内设计温度为 23℃。空调房间内的布置如图 5 所示。由于房间空间分布的对称性,为了便于计算和分析,取其中具有代表性的区域为计算区域。在选取的计算区域中,忽略围护结构的热负荷,简化热源形状,房间尺寸及内部热源的尺寸和发热量如表 2 所示,具体热源分布情况见图 6。在房间顶部加入 4 个排风口,在终端单元自带的回风口中,设定 30% 的回风量。

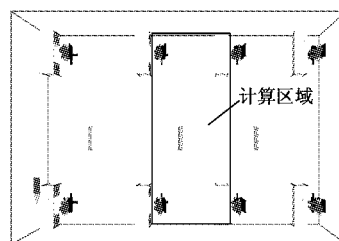


图5 空调房间示意图

表 2 房间尺寸及内部热源的尺寸和发热量

|         | 尺寸(长×宽×高)/m | 发热量/W |
|---------|-------------|-------|
| 房间      | 3.6×4.2×3   |       |
| 人(2个)   | 0.3×0.3×1.2 | 100   |
| 计算机(2台) | 0.6×0.6×1.2 | 300   |
| 灯(4盏)   | 0.1×1×0.1   | 60    |

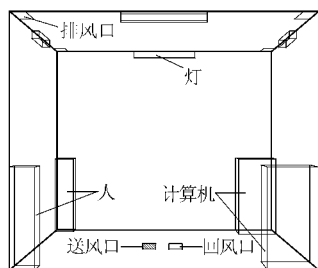


图 6 空调房间简化图

## 3.1 不同送风量下的数值模拟结果及分析

该送风终端单元自带三挡风量调节,分别为 300 m<sup>3</sup>/h, 420 m<sup>3</sup>/h 和 560 m<sup>3</sup>/h, 对三挡风量分别进行模拟。表 3 给出了由 IFV900A 型热线风速仪测得的不同风量下各送风口的风速, 测点布置如图 3 所示。由表 3 可知, 该地板送风终端单元的送风口风速分布极不均匀。

表 3 不同风量下的送风口风速

| 风量/(m <sup>3</sup> /h) | 送风口风速/(m/s)     |      |      |      |      |      |      |
|------------------------|-----------------|------|------|------|------|------|------|
|                        | 1 <sup>1)</sup> | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    |
| 300                    | 0.82            | 1.68 | 1.91 | 2.17 | 1.79 | 0.83 | 0.38 |
| 420                    | 1.51            | 2.21 | 2.62 | 2.83 | 2.27 | 1.13 | 0.43 |
| 560                    | 1.40            | 3.10 | 3.56 | 3.91 | 3.07 | 1.61 | 0.73 |

1) 该行数据为送风口编号。

图 7 为房间中间垂直截面处, 风量为 300 m<sup>3</sup>/h, 420 m<sup>3</sup>/h 和 560 m<sup>3</sup>/h 时的速度场分布矢量图, 由于回风口风速相对于出风口要小得多, 所以在图中显示不明显。由图 7 可知, 送风量的增大导致了出口风速的增加, 从而使射流高度也增加, 气流回返高度增加, 气流的扰动加剧。送风量为 300 m<sup>3</sup>/h 时, 射流高度为 1.7 m, 射流解体后, 由于重力作用, 气流向下运动, 并向四周扩散; 送风量为 560 m<sup>3</sup>/h 时, 最大出口风速接近 4 m/s, 送风气流与室内空气迅速混合, 气流冲顶并形成了贴附射流。同

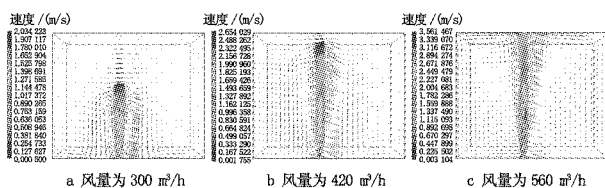


图 7 不同风量下的速度场分布矢量图

时, 除送风口附近区域之外, 无论是垂直平面还是水平平面上, 空气流速分布都比较均匀, 并且基本维持在 0.25 m/s 以下。因此, 地板送风时出口风速的大小只会影响送风口附近区域的速度场, 而对整个空调房间的速度场影响不大。

图 8 为房间中间垂直截面处, 风量为 300 m<sup>3</sup>/h, 420 m<sup>3</sup>/h 和 560 m<sup>3</sup>/h 时的温度场分布云图。图 9 为不同风量下, 高度为 0.1 m, 1.1 m 和 2.1 m 水平截面的温度场分布云图。图 10 为不同点的温

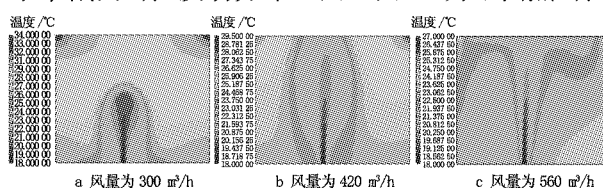


图 8 不同风量下垂直截面温度场分布

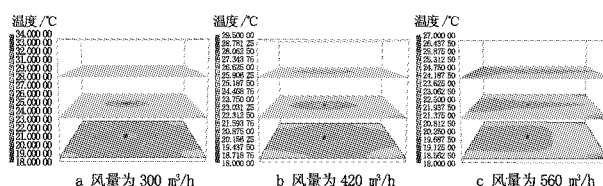
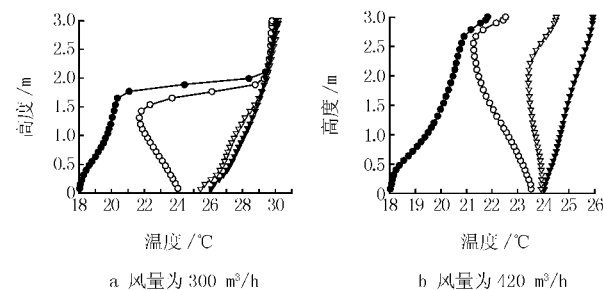
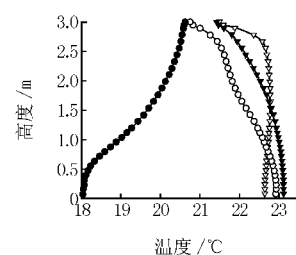


图 9 不同风量下水平截面温度场分布

a 风量为 300 m<sup>3</sup>/h b 风量为 420 m<sup>3</sup>/hc 风量为 560 m<sup>3</sup>/h

— 曲线 1 — 曲线 2 — 曲线 3 — 曲线 4

图 10 不同风量下不同点的温度随高度的变化

度随高度变化的曲线图, 曲线 1, 2, 3, 4 分别对应图 11(温度测点示意图)中点 1, 2, 3, 4。由图 8, 9 可知, 尽管送风量不同, 但地板送风时室内水平(风口附近除外)温度分布都比较均匀; 送风量和出口

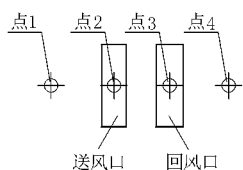


图 11 温度测点示意图

风速的大小对垂直温度分布的影响较大。由图 10 可知,在室内负荷一定的情况下,随着送风量的增加,室内垂直温度梯度减小,送风量为 300 m<sup>3</sup>/h 时,房间垂直温差为 5℃;而送风量为 560 m<sup>3</sup>/h 时,房间垂直温差仅为 1℃。风量为 300 m<sup>3</sup>/h 时,由于出口风速较小,射流高度也比较低,房间内温度分层比较明显,图 10a 中的曲线 2 在高度为 1.7~2.0 m 之间温度突然增加,由 20.5℃升为 29℃,这是由于曲线 2 对应的点处于送风口垂直高度上,在 1.7 m 高度左右,射流起始动量耗尽,射流解体并返回向下,从而引起了较大的温差;同样,由于回风口的位置与送风口接近,送入房间的低温空气有一部分便直接从回风口排出,导致了曲线 3 也有一段温度突然升高;由曲线 1 和曲线 4 可以看出,房间的温度随着高度的增加而升高,基本呈现地板送风特性,但是由于送风量过小,不能达到设计要求。由图 7c,8c 可知,风量为 560 m<sup>3</sup>/h 时,气流已经充分混合,整个房间的温度场基本达到一致,温度分层不明显,已没有地板送风的特性,而呈现了混合通风的特性。

由以上分析可知,在地板送风的设计中,送风量和出口风速的控制尤为重要。出口风速过大,射流高度超过工作区域,送风气流直接进入房间上部,此时地板送风无异于混合通风,整个空间几乎不存在温度梯度,送风负担整个空间的负荷,并无节能优势可言。

### 3.2 房间送风量的确定

由以上分析可知,必须要选择合适的送风量和送风速度,才能保证节能效果和空气质量。

由于地板送风室内存在垂直方向的温度梯度,为了满足人体热舒适性的要求,必须保证人体的头脚温差(即地面以上 1.1 m 处和 0.1 m 处的温差)小于 2℃,送风量按下式计算<sup>[11]</sup>。

$$G = \frac{3600Q_y}{\rho c_p \Delta t} \quad (1)$$

式中  $G$  为消除冷负荷所需要的总送风量, m<sup>3</sup>/h; 3600 为换算系数, s/h;  $Q_y$  为人员停留区的综合显热冷负荷, 根据实验或经验确定, kW;  $\rho$  为空气密度, kg/m<sup>3</sup>;  $c_p$  为空气的比定压热容, kJ/(kg·℃);

$\Delta t$  为人体头脚温差,℃。

$Q_y$  的值很难确定,对于一般的办公类建筑房间,可以用下式进行计算<sup>[11]</sup>。

$$Q_y = \alpha_1 Q_1 + \alpha_2 Q_2 + \alpha_3 Q_3 \quad (2)$$

式中  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  分别为 0.295, 0.132 和 0.185, 分别代表相应冷负荷  $Q_1, Q_2$  和  $Q_3$  进入工作区的比例;  $Q_1, Q_2, Q_3$  分别为工作区人员及设备的冷负荷、工作区以上照明冷负荷、建筑围护结构与太阳辐射冷负荷, kW。

经以上计算可得,本文空调房间所需的风量为 400 m<sup>3</sup>/h。该送风终端单元提供的中挡风量为 420 m<sup>3</sup>/h,可以满足负荷要求。但由图 7~10 可知,虽然温度呈现分层现象,但由于送风速度过大,导致射流高度远远超过工作区域。鉴于此,在空调房间内布置了两个送风终端单元,如图 12 所示,每个送风终端单元的送风量为 200 m<sup>3</sup>/h,且每个送风口的出风速度相同,接近 1 m/s。

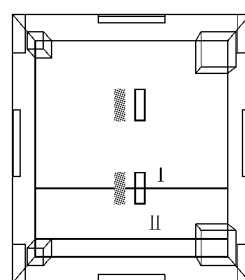
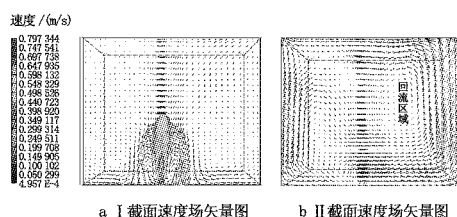
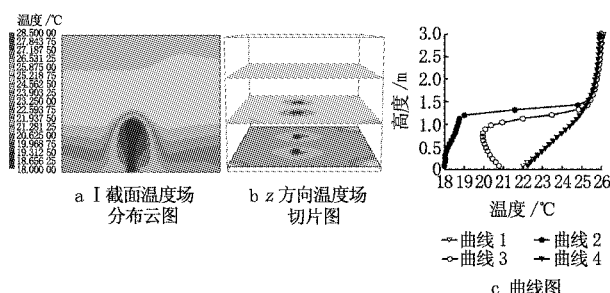


图 12 两个送风终端单元布置图

计算结果如图 13, 14 所示。由图 13 可知,室内气流分为上、下两个区,上部为有回流的混合区,

图 13 风量为 400 m<sup>3</sup>/h 时的速度场图 14 风量为 400 m<sup>3</sup>/h 时的温度场

下部为近似于气流活塞式的工作区,送风和工作区的空气掺混,两个区域的分层高度在 1.25 m 左右,这个区域接近于工作区高度,因此,送风只负担了工作区的负荷,达到了节能目的。由图 14 可以看出,工作区域温度垂直梯度较大,而水平平面速度分布均匀,温差保持在 0.5 °C 之内(送、回风口附近除外);由曲线 1 和曲线 4 可知,地面以上 0.1 m 处的温度为 22.5 °C,地面以上 1.1 m 处的温度为 24.5 °C,人体头脚温差不超过 2 °C,根据 ISO 7730 标准<sup>[12]</sup>,人员停留区垂直温度梯度应小于 3 °C/m,所以满足人体舒适性要求。

#### 4 结论

4.1 对等温送风情况下地板送风终端单元速度场进行了数值模拟,其结果与实验测试结果基本吻合,证明  $K-\epsilon$  模型适用于空调房间流场模拟。

4.2 对非等温情况下地板送风终端单元速度场和温度场进行了数值模拟,结果显示风量和出口风速的不同对室内速度场的影响主要在送风口附近区域,对整个空调房间的速度场影响不大,但对温度场的分布有很大影响。为了确保地板送风效果,在满足风量的同时,必须控制出口风速,使得射流高度在工作区域附近。

4.3 地板送风时,除送风口附近区域外,室内空气流速分布较均匀,基本维持在 0.25 m/s 以下;水平平面上温度分布均匀,垂直温度梯度较大。为了保证人体的舒适性要求,垂直方向头脚温差不宜超过 2 °C。

#### 参考文献

[1] 孔琼香,俞炳丰. 办公楼地板送风系统应用与研究现状[J]. 暖通空调,2004, 34(4)

- [2] 张莉. 地板送风系统对热流转移量的数值研究[D]. 西安:西安建筑科技大学,2003
- [3] Chao C Y H, Wan M P. Airflow and air temperature distribution in the occupied region of an underfloor ventilation system[J]. Building and Environment, 2004, 39(7): 749-762
- [4] 赵彬,李先庭,彦启森. 百叶风口送风射流的数值模拟[J]. 暖通空调,2001,31(6)
- [5] 吴玉涛,李强民,邓时凯. 办公建筑中旋流风口地板送风系统的设计及实验研究[J]. 暖通空调,2006,36(2)
- [6] 连之伟,王同军,马仁民. 下送风房间热分布系数影响因素的方差分析[J]. 暖通空调,1996,26(2):17-20
- [7] Tsuzuki K, Arens E A, Bauman F S, et al. Individual thermal comfort control with desk-mounted and floor-mounted task/ambient conditioning (TAC) system[C]//Proceedings of Indoor Air,1999(2):368-373
- [8] 赵彬,林波荣,李先庭,等. 室内空气分布的预测方法及比较[J]. 暖通空调,2001,31(4)
- [9] Chow W K. Numerical studies of airflows induced by mechanical ventilation and air-conditioning (MVAC) systems[J]. Applied Energy,2001,68(2):135-139
- [10] Bauman F S, Johnston L P, Zhang H, et al. Performance testing of a floor-based, occupant-controlled, office ventilation system[G]//ASHRAE Trans, 1991, 97(1):553-565
- [11] 王昭俊,赵加宁,刘京. 室内空气质量[M]. 北京:化学工业出版社,2006:141-143
- [12] ISO. International Standard 7730 Moderate thermal environments—determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort [S]. Geneva: International Standards Organization,1984

(上接第 8 页)

有一定的指导意义。参会代表就颗粒物与人的健康关系的获得方法、颗粒物源的辨识方法等内容进行了深入交流。

参会人员对各自目前研究的内容进行了交流,并对中国建筑环境模拟的进一步发展提出了各自的看法和想法,主要内容如下。

1) 应充分重视数值模拟结果的验证问题。在目前条件下,可将国内外的实验结果收集汇总,供更多的研究者尤其是一些初学者使用。

2) 可进一步加强商用软件使用上的交流,以便更好地借鉴他人软件使用过程中的成功经验和教训。

3) 除数值模拟技术应用外,还应注重数值模拟技术方法本身的研究和开发。

4) 撰写建筑环境仿真方面的文章时,应详细给出计算

对象的物理模型,以便他人能够更清楚知道计算对象。

为进一步加强交流,促进我国建筑环境模拟技术的发展,参会代表提出如下建议措施。

1) 建立从事建筑环境仿真的教师和研究生通讯录,以便大家更方便地相互联系和沟通;

2) 在条件具备时出台行业自律规则,如所有数值模拟的文章必须标明全部的边界条件、计算网格和方法等内容,以便他人阅读,甚至能够保证他人重复进行有关模拟计算,从而督促所有研究者能够认真进行数值模拟和撰写报告、文章;

3) 充分利用行业已有交流平台,如暖通空调制冷网站,将从事建筑环境仿真人员的发表文章,目前从事的研究、遇到的问题等内容进行交流,从而提高整个行业的水平。