

文章编号: 1671-6612 (2026) 03-381-07

北方冬季教室室内气流组织及热舒适分析

胡 尧¹ 王 潇² 吴兆龙² 项 亮² 高 远²

(1. 江苏省交通工程建设局 南京 210000;

2. 镇江蓝舶科技股份有限公司 镇江 212000)

【摘 要】 为改善冬季北方建筑室内空气质量, 分析冬季工况下教室室内热环境特性。通过建立三维数值模型, 对不同送风速度条件下 (0.8m/s、1.1m/s、1.4m/s) 的室内气流组织特性及预测平均投票 (PMV) 指标进行了对比分析。研究结果表明: 三种送风速度工况下, 室内热环境参数均能满足人体热舒适性基本要求。进一步分析发现, 当送风速度为 1.1m/s 时, 室内 PMV 指标达到最优平衡状态, 在保证热舒适度的同时, 有效降低了送风风速。研究结论为实现气流组织合理和舒适性高的热环境设计提供了理论依据。

【关键词】 气流组织; 热舒适; 冬季; 送风风速; 教室

中图分类号 TB61/TB64 文献标志码 A

CFD-Based Analysis of Winter Airflow Organization and Thermal Comfort under Different Supply Air Velocities in a Classroom

Hu Yao¹ Wang Xiao² Wu Zhaolong² Xiang Liang² Gao Yuan²

(1. Jiangsu Provincial Communications Engineering Construction Bureau, Nanjing, 210000;

2. Zhenjiang Lanbo Technology Co., Ltd, Zhenjiang, 212000)

【Abstract】 This study employs Computational Fluid Dynamics (CFD) numerical simulation to systematically investigate the thermal environment characteristics in a classroom during winter conditions. A three-dimensional numerical model was established to comparatively analyze indoor air distribution and the Predicted Mean Vote (PMV) index under three air supply velocities (0.8m/s, 1.1m/s, and 1.4m/s). The results demonstrate that indoor thermal environment parameters under all three air supply velocities meet the basic requirements for human thermal comfort. Further analysis reveals that an air supply velocity of 1.1m/s achieves an optimal balance in the PMV index, ensuring thermal comfort while effectively reducing the velocity for air supply. This provides a theoretical foundation for designing thermal environments that unify reasonable air distribution and thermal comfort.

【Keywords】 Air distribution; Thermal comfort; Winter; Air supply velocity; Classroom

0 引言

室内热环境质量不仅直接关系到室内人员的舒适度与健康状况, 还会显著影响其工作效率, 因此日益受到广泛关注。教室作为典型的高密度人员聚集场所, 其使用者往往需要长时间停留, 这就对室内环境提出了更高的健康性与舒适性要求。现有

研究表明, 针对教室热环境进行深入研究, 对于优化人体热舒适体验和促进建筑节能具有重要的实践价值^[1,2]。

对室内热环境进行科学、合理且高效的预测与评估, 在通风与空调工程的研究与设计领域具有重要意义。计算流体力学 (CFD) 数值模拟作为一种

作者简介: 胡 尧 (1975.06-), 男, 研究生, 正高级工程师, E-mail: xiaohui1116@163.com

通讯作者: 王 潇 (1987.01-), 男, 本科, 高级工程师, E-mail: 61988836@163.com

收稿日期: 2025-10-21

先进的研究方法,能够准确预测和评估室内热环境特性及气流组织分布。通过 CFD 软件进行数值模拟,不仅可以预测室内气流的速度场与温度场分布特征,还能为优化设计方案提供理论依据,从而在保证良好通风效果的同时,实现室内热环境的舒适性要求^[3]。

作为典型的高密度人员活动空间,教室环境的气流组织特性与热舒适水平对师生群体的学习效率与健康状态具有显著影响。现有研究表明,常规空调系统的气流组织设计多以夏季制冷工况为基准^[4,5],而冬季供暖工况下,受热压作用影响的热羽流现象会引发一系列热舒适性问题^[6,7]。鉴于此,开展针对教室供暖环境的气流组织特性研究具有重要现实意义。通过 CFD 数值模拟方法探究送风参数对室内热环境的影响机制,可为空调系统送风方案的优化改进提供理论支撑。

基于数值模拟方法,重点探讨不同送风速度条件下教室环境的气流组织特征与热舒适性表现。通过不同工况对比分析,旨在为教室空调系统的优化设计提供科学依据。

1 计算方法

采用 CFD 进行搭建物理模型及网格划分,使用 fluent 2021a 进行流体流动的数值模拟计算。

1.1 物理模型

模拟的环境设定为教室环境,并进行相应模型的搭建。相应的物品设置、尺寸参数参考已有文献^[6,8,9]进行科学设计,充分利用了送风供暖优势,具备可行性,并进行了简化调整,房间物理模型如图 1 所示。

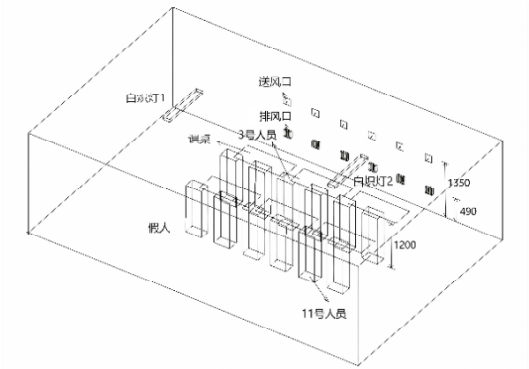


图 1 房间物理模型 (mm)

Fig.1 Room physical model (mm)

该教室环境房间尺寸为 8.4m (长)×5.4m (宽)

×2.6m (高)。将右墙、天花板设定为外墙,其余墙为绝热内墙。进排风口各设置六个,尺寸均为 0.17m×0.17m。送风口在距离地面 1.35m 处供给暖风,同时,排风口布置在对应送风口下侧距地 0.49m 处;共设置 12 个假人模型,模拟静止的学生,单个假人尺寸为 0.4m×0.25m×1.2m。天花板上设置有 两组白炽灯。书桌视作平板进行搭建,尺寸分为 1.25m×0.5m。房间平面布置尺寸如图 2 所示。物理模型尺寸如表 1 所示。

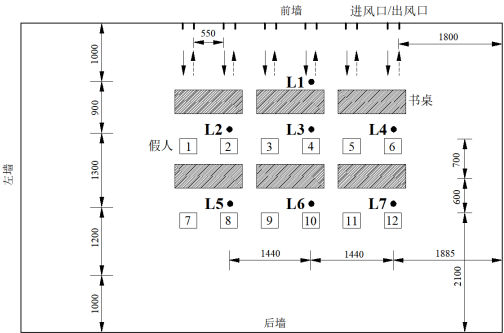


图 2 物理模型平面图 (mm)

Fig.2 Physical model floor plan (mm)

表 1 物理模型尺寸设置表

Table 1 Physical model dimensions setting table

实验设置	尺寸参数/m
教室	8.4×5.4×2.6
进风口×6	0.17×0.17
回风口×6	0.17×0.17
人体热模型×12	0.4×0.25×1.2
白炽灯×2	0.17×1.24×0.07
书桌×6	1.25×0.5

1.2 数学模型

假定该物理模型内流体处于稳态、不可压缩且为湍流。过往研究表明,对于室内气流模拟的湍流模型的选择,standard k-ε模型广泛适用于湍流的建模,比起 RNG k-ε、SST k-ω模型,能较好地模拟通风供暖室内的气流组织运动情况^[10]。因此,综合考虑模拟实验的精确性和效率,选择 standard k-ε模型进行模拟探究。

实验在稳态下进行,因此不考虑时间项影响,采取的控制方程如式 (1) - (5) ^[11]所示。

(1) 连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \tag{1}$$

式中: ρ 为密度; u 、 v 、 w 为速度矢量 $\vec{u}$ 分别在 x 、 y 、 z 方向上的投影分量。

(2) 动量守恒方程:

$$\text{div}(\rho u \vec{u}) = \text{div}(\mu \text{grad} u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (2)$$

$$\text{div}(\rho v \vec{u}) = \text{div}(\mu \text{grad} v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \quad (3)$$

$$\text{div}(\rho w \vec{u}) = \text{div}(\mu \text{grad} w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \quad (4)$$

式中: μ 为动力黏度; p 为作用于流体微元上的压力; S_u 、 S_v 、 S_w 为方程中的广义源项。

(3) 能量守恒方程:

$$\text{div}(\rho \vec{u} T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (5)$$

式中: T 为温度; c_p 为比热容; k 为流体传热系数; S_T 为粘性耗散项, 即流体内热源及因粘性作用使机械能转化为热能的部分。

1.3 边界条件

送风口定义为均匀速度入口边界, 将送风温度设置为 25°C , 角度设置为水平向下 30° ; 排风口定义为自由出流; 右墙及天花板设定为外墙, 设定为恒壁温 16°C [6], 以模拟冬季室外寒冷环境对室内环境造成的影响。其余各墙均为绝热墙体; 假人及白炽灯散发热量, 因此设定为恒定热流边界, 热流密度分别为 $58.2\text{W}/\text{m}^2$ 和 $71.04\text{W}/\text{m}^2$ 。具体边界条件设置如表 2 所示。

表 2 CFD 模拟边界条件

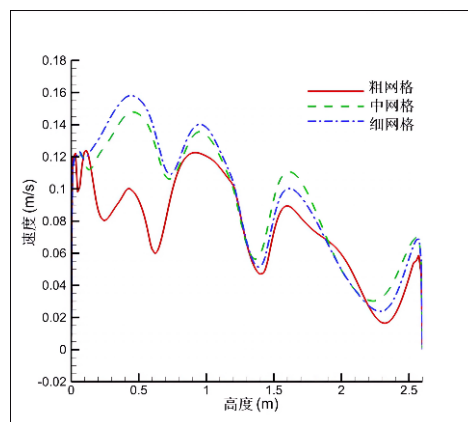
Table 2 Boundary conditions of CFD simulation

边界名称	边界类型	数值参数
送风口×6	均匀速度入口	送风温度 25°C ; 送风角度 30°
排风口×6	自由出流	——
右墙 (外墙)	定壁温	壁温 16°C
天花板 (外墙)	定壁温	壁温 16°C
内墙	绝热	——
书桌×6	绝热	——
人员×12	恒定热流量	热流密度 $58.2\text{W}/\text{m}^2$
白炽灯×2	恒定热流量	热流密度 $71.04\text{W}/\text{m}^2$

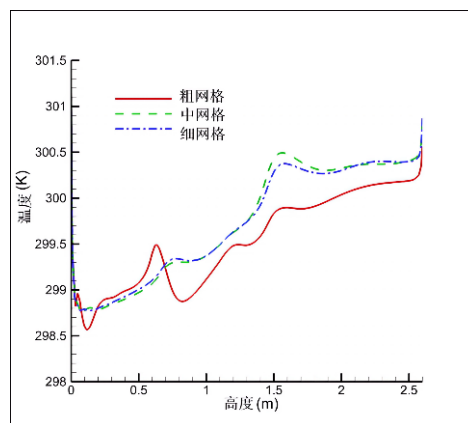
1.4 网格划分与无关性检验

适当的网格数量在准确预测的基础上, 可以节省计算资源。模拟共生成了 69 万 (粗网格)、108

万 (中网格)、150 万 (细网格) 三种数量的网格, 网格质量均高于 0.90。对不同网格数量下的 L2 测线的速度、温度进行监测, 相应对比结果如图 3 所示。中网格和细网格下的温度、速度趋势一致, 差异不大, 而粗网格则存在显著差别。因此, 选取 108 万的中网格进行进一步模拟计算。



(a) 速度对比图



(b) 温度对比图

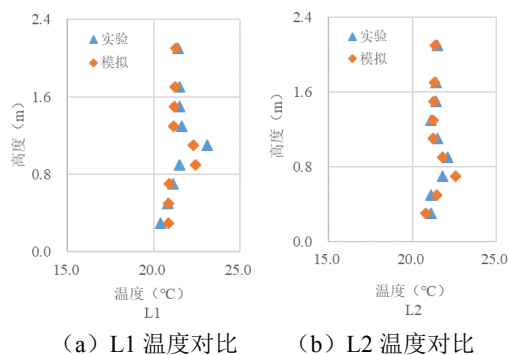
图 3 对比结果图

Fig.3 Comparisons of results

2 模拟结果

2.1 模型验证

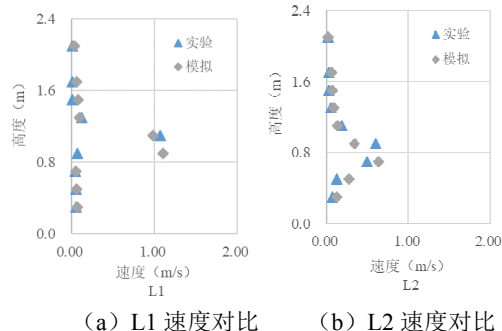
为了探究模拟的可行性、准确性, 需要对实验进行模拟验证。参考文献数据 [6], 利用与文献相同的物理模型及边界条件进行建模验证。对应各测线验证结果如图 4、图 5 所示。温度、速度的均方根误差分别为 0.031、0.575, 平均标准绝对误差分别为 0.026、0.438, 均在可接受的范围内, 实测数据与模拟数据吻合程度较好。总体而言, 该模拟方法能较好预测室内流场。



(a) L1 温度对比 (b) L2 温度对比

图 4 实测数据与模拟数据温度对比图

Fig.4 Temperature Comparisons of experimental data and simulation data



(a) L1 速度对比 (b) L2 速度对比

图 5 实测数据与模拟数据速度对比图

Fig.5 Velocity Comparisons of experimental data and simulation data

2.2 模拟计算

为了保证计算的精确性及收敛,模拟计算时能量残差设置为 1×10^{-6} ,其余残差设置为小于等于 1×10^{-4} 。为探究教室内不同换气次数下室内气流组织及热舒适情况,将采用三种不同送风速度,即 0.8 m/s (换气次数 4.2 h^{-1})、 1.1 m/s (换气次数 5.8 h^{-1})、 1.4 m/s (换气次数 7.4 h^{-1}),进行对比分析研究。

3 讨论与分析

3.1 流场结果及分析

由于实验设置时,送风口布置与人员的位置一一对应,同排水平方向的同高度测点在速度、温度上具有相似性。因此,选取具有代表性的三条测线,即 L1、L3、L6 测线,分别表征工作区前部、靠近送风口一排人员处、远离送风口一排人员处位置,以获取其不同高度上的速度及温度数据。

(1) 速度分布

如图 6 所示,展示了距送风口位置不同的测线的垂直速度分布情况。可以发现,不同测线的速度

分布具有明显差异。在距离送风口较近的位置,如测线 L1,三个工况下的最大速度均出现在 0.9 m 高度附近。而距离送风口越远的位置,最大速度点出现在更高的高度,如三个工况下 L3 测线最高速度位于 1.2 m 高度附近; L6 测线在 $v=0.8 \text{ m/s}$ 工况下最大速度在 2.3 m 高度及以上,在 $v=1.1 \text{ m/s}$ 工况和 $v=1.4 \text{ m/s}$ 工况下最高速度出现在 1.5 m 左右。因此,说明随送风距离的增加,垂直面上的最高速度点的高度随之增加。而这是由于供给热风时,热风以 30° 的向下偏转角送入 1.1 m 及以下的呼吸区,因此热风射流对于较近距离处,如 L1 测线 0.9 m 高度附近的影响较大。随着送风距离的增加,非等温射流受到热浮升力的影响,会向上偏转而影响房间上部的气流组织,所以较远垂直面处的最大速度点会随之升高。

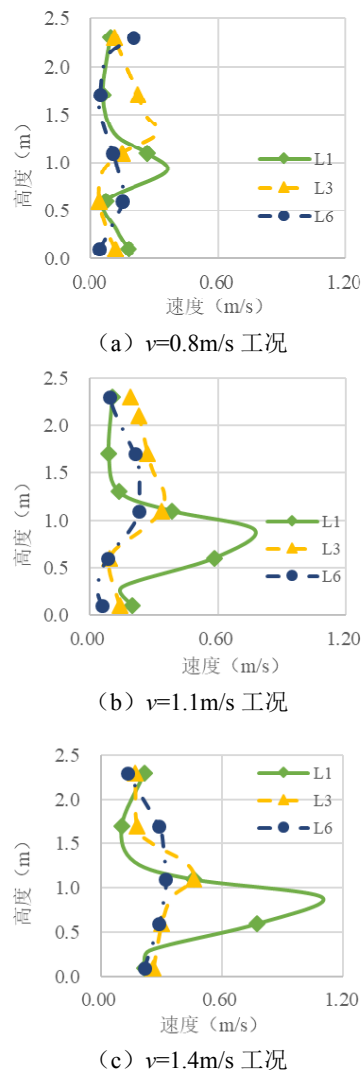


图 6 速度分布曲线图

Fig.6 Velocity distribution curve

另外, 对整个工作区的速度分布进行分析。图 7 展示了三种工况下不同高度的空气速度分布情况。随着换气次数的增加, 同一高度下, 工作区整体风速呈现上升趋势, $v=0.8\text{m/s}$ 工况、 $v=1.1\text{m/s}$ 工况、 $v=1.4\text{m/s}$ 工况下 1.1m 高度下的中位气流速度分别为 0.16m/s 、 0.27m/s 、 0.34m/s , 气流速度随换气次数的增加而呈现上升趋势。0.1m、0.6m、1.1m、1.7m 的平均风速范围分别为 $0.10\sim 0.23\text{m/s}$ 、 $0.09\sim 0.31\text{m/s}$ 、 $0.16\sim 0.34\text{m/s}$ 、 $0.13\sim 0.16\text{m/s}$ 之间。可以发现 1.1m 处风速略高于其余高度, 说明送风射流向下偏转一定角度, 先送入 1.1m 附近高度的呼吸区, 随后随热浮力而上升。

另外, 除了具有较高送风速度的 $v=1.1\text{m/s}$ 工况和 $v=1.4\text{m/s}$ 工况的 1.1m 高度处, 其余情况下绝大部分速度均低于 0.2m/s , 满足供热工况室内人体热舒适度要求。

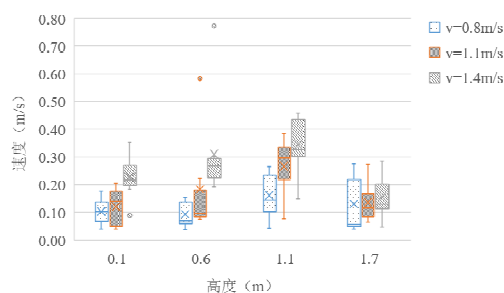
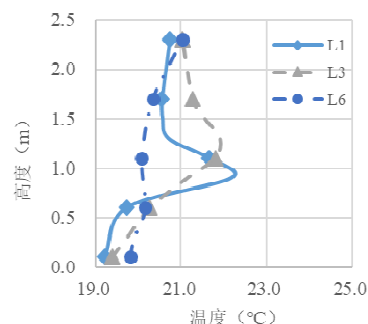


图 7 不同高度速度分布箱图

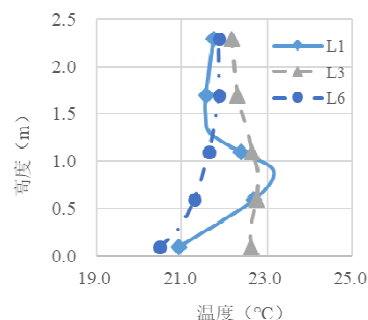
Fig.7 Box plots of velocity distribution at different heights

(2) 温度分布

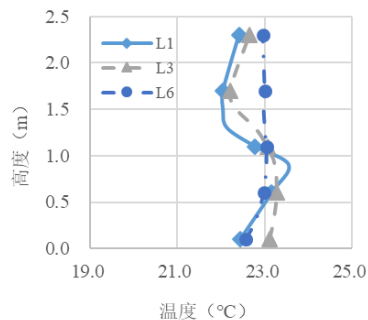
图 8 展示了距送风口位置不同的测线的温度分布情况。温度与速度变化趋势类似, 在距离送风口较近的位置, 如测线 L1, 三个工况下的最高温度点均出现在 1.0m 高度附近。而距离送风口越远的位置, 最高温度点出现在更高的高度, 如 $v=0.8\text{m/s}$ 工况下 L3 测线最高温度位于 1.3m 附近, L6 测线的最高温度出现在房间顶部附近。温度场与速度场的分布具有相似性, 由于供给热风以 30° 的向下偏转角送入 1.1m 及以下的工作区, 因而热射流对于 1.1m 工作区高度及以下附近的影响较大, 呈现出较高的空气温度。但随着送风距离的增加, 热射流由于热浮力, 会向上偏转而影响房间上部的气流组织, 因而较远垂直面处的最高温度点会相对而言升高, 因而热空气积聚在房间上部。



(a) $v=0.8\text{m/s}$ 工况



(b) $v=1.1\text{m/s}$ 工况



(c) $v=1.4\text{m/s}$ 工况

图 8 温度分布曲线图

Fig.8 Temperature distribution curve

图 9 展示了三种工况下不同高度的空气温度分布情况。随着换气次数, 即送风速度的增加, 室内整体环境温度呈现梯级上升趋势, 如在 1.1m 高度下, $v=0.8\text{m/s}$ 工况、 $v=1.1\text{m/s}$ 工况、 $v=1.4\text{m/s}$ 工况的中位气温分别为 21.13°C 、 21.94°C 、 22.54°C 。同一高度下, 气温存在随换气次数增加而升高的趋势。0.1m、0.6m、1.1m、1.7m 的平均气温范围分别为 $19.36\sim 22.69^\circ\text{C}$ 、 $19.94\sim 22.75^\circ\text{C}$ 、 $21.13\sim 22.54^\circ\text{C}$ 、 $20.74\sim 22.20^\circ\text{C}$, 可见热射流先送入 1.1m 及以下工作区, 随后上浮导致房间上部温度升高, 与风速变化趋势类似。

由图 9 可见, 工作区内温度满足 GB 50736-2012 所规定的供暖室内人体舒适范围, 即

18~24℃, 如表 3 所示, 表明该设定环境下热射流能有效加热室内, 提供适宜环境。

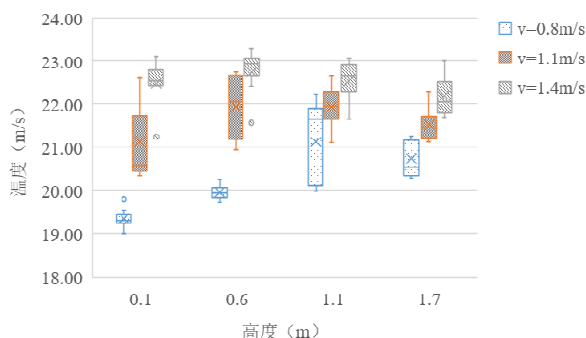


图 9 不同高度温度分布箱图

Fig.9 Box plots of velocity distribution at different heights

表 3 供热工况下人员长期逗留区域空调室内设计参数
Table 3 Indoor design parameters of air conditioning in areas where people stay for a long time under heating conditions

热舒适度等级	温度	风速
I	22~24℃	≤0.2m/s
II	18~22℃	≤0.2m/s

3.2 热舒适结果及分析

Fanger 教授^[12]在 20 世纪 70 年代提出了预测平均投票 (PMV) 指标, 广泛应用于室内环境评估。PMV 计算式如式 (6) 所示。

$$\begin{aligned}
 PMV = & [0.303 \exp(-0.036M) + 0.0275] \\
 & \times \{M - W - 3.05[5.733 - 0.007(M - W) - P_a] \\
 & - 0.42(M - W - 58.2) - 0.0173M(5.867 - P_a) \\
 & - 0.0014M(34 - t_a) - 3.96 \\
 & \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)\} \quad (6)
 \end{aligned}$$

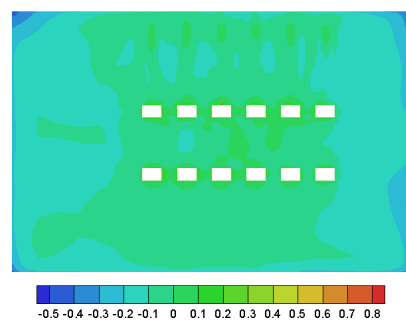
式中: M 为人体能量代谢率, Met; W 为人体所作的机械功; P_a 为人体周围的水蒸气分压力, Pa; t_a 为室内空气温度, °C; t_r 为房间平均辐射温度, °C; f_{cl} 为服装面积系数; t_{cl} 为衣服外表面温度, °C; h_c 为服装表面传热系数, W/m²; v_a 为室内空气流速, m/s。

在冬季环境条件下, 依据现有文献研究成果, 室内典型着装情形下人体所对应的服装热阻取值为 1.0clo, 人体能量代谢率取值为 1.2met^[13]。在相关计算过程中, 遵循文献^[13,14]所采用的方法, 将平均辐射温度设定为与空气温度相等进行计算。此

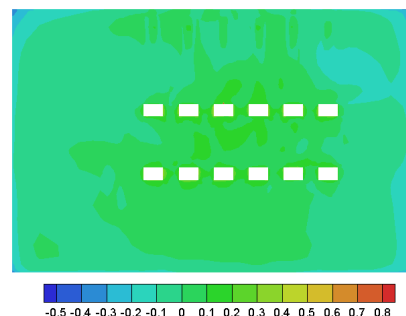
外, 鉴于冬季空气相对湿度通常处于较低水平, 在本研究的计算环节, 将相对湿度统一设定为 40%开展后续运算。

PMV 指标作为国际范围内认可度高的热环境评估标准, 在室内环境品质评价领域得到了广泛应用。既有研究通过实证分析验证了该指标在室内环境热舒适评估中的适用性^[6,7,13,14], 其量化结果能够科学表征人体热舒适状态, 为热环境优化设计提供可靠依据。聚焦人员呼吸关键区域, 即距地 1.1m 高度平面的热舒适情况进行对比分析, 探讨不同换气次数下的人体呼吸平面热舒适 PMV 情况, 具有研究价值。

由图 10 可看出, 房间内呼吸平面的绝大部分 PMV 值在 -0.5~0.8 之间波动, 靠近外墙区域部分温度偏低。三种换气次数下, PMV 值绝大部分都处于 -0.2~0.4 之间, 符合 ISO7730 对 PMV 的要求, 室内人员对教室内部的热环境较为满意。另外, 随着换气次数的增加, 送入教室房间的热气流增加, 使房间的整体热感觉偏暖。因此, 合理地调整换气次数, 可以使得房间处于良好的热环境下, 由图可知, 在 $v=1.1\text{m/s}$ 工况下, 房间整体 PMV 较好, 既保持了热舒适, 又使得送风速度不过高。



(1) $v=0.8\text{m/s}$ 工况



(2) $v=1.1\text{m/s}$ 工况

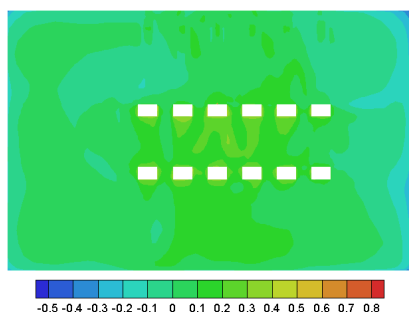
(3) $v=1.4\text{m/s}$ 工况

图10 不同工况下 PMV 分布

Fig.10 PMV distribution under different cases

4 总结

运用 Fluent 数值模拟软件对某教室的室内热环境进行了数值模拟,通过对换气次数 4.2h^{-1} (送风速度 0.8m/s)、 5.8h^{-1} (送风速度 1.1m/s)、 7.4h^{-1} (送风速度 1.4m/s) 三个工况下的气流组织速度场、温度场、PMV 进行数值模拟及分析,可以总结得出该教室的热环境符合设计要求和人体的舒适性要求。结果对比分析,可得到以下结论:

(1) 通风供暖时,由于热浮力,速度场会呈现出最高速度点高度随送风距离增大而增高的特点,使用一定的向下送风角度可以使热风更有效地送入工作区。三种换气次数下,除了风速较高的 $v=1.1\text{m/s}$ 和 $v=1.4\text{m/s}$ 工况下的 1.1m 高度平面,其余房间环境绝大部分速度低于 0.2m/s ,满足热舒适度需求。

(2) 通风供暖时,由于热浮力,温度场会呈现出最高速度点高度随送风距离增大而增高的特点,使得热空气积聚在房间上部。随着换气次数的增加,房间整体温度升高,三种换气次数下的房间温度均满足热舒适需求。

(3) 随着换气次数的增加,房间的整体 PMV 升高,增加了人体热感觉。送风速度 $v=1.1\text{m/s}$ 时,房间整体 PMV 较好,既保持了热舒适,又使得送风速度不过高。

参考文献:

[1] 赵雪.北方地区某高校教学建筑室内热环境研究[D].天

津:天津大学,2010.

[2] 张淼.高校教室气流组织模拟及舒适性分析[D].沈阳:沈阳建筑大学,2016.

[3] 秦怡,李丽,周孝清,等.送风速度对层式通风房间空气品质影响的数值模拟[J].制冷与空调,2016,30(3):350-354.

[4] 林天磊,李国建,何宇航,等.基于教室舒适性的送风参数寻优及感染风险分析[J].建筑节能(中英文),2023,51(11):79-85.

[5] 李继路,费良旭.教室中央空调联合风扇运行人体热舒适模拟分析[J].制冷与空调,2020,20(12):25-29,33.

[6] Zhang S, Lin S, Ai Z T. Multi-criteria performance optimization for operation of stratum ventilation under heating mode[J]. Applied Energy, 2019,239(1):969-980.

[7] 李博铮.层式通风供暖热舒适性及送风参数优化研究[D].重庆:重庆大学,2019.

[8] Cheng F H, Zhang S, Gao S S, et al. Experimental investigation of airflow pattern and turbulence characteristics of stratum ventilation in heating mode[J]. Building and Environment, 2020,186:107339.

[9] Su W, Yang B, Melikov A, et al. Infection probability under different air distribution patterns[J]. Building and Environment, 2022,207:108555.

[10] 程勇,李博铮,方赵嵩.送风角度对送回风口同侧布置的层式通风冬季供暖效果的影响[J].建筑科学,2017,33(10):120-127.

[11] 李翩.不同通风方式对室内空气品质的影响[D].南京:南京理工大学,2017.

[12] Fanger P O. Calculation of Thermal Comfort: Introduction of a Basic comfort Equation[J]. ASHRAE Transactions, 1967,73(2):III4.1-III4.20.

[13] Li T, Essah E A., Wu Y X, et al. Evaluation of heating performances of different ventilation methods in an office[J]. Indoor and Built Environment, 2024,33(3):465-488.

[14] 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 & Technology for the Built Environment, 2019,25(3):309-321.