

DOI: 10.13718/j.cnki.xdzk.2021.04.022

半集中式空调系统新风调适对酒店客房的热舒适性影响研究

钟思宇¹, 张永东¹, 黎强¹,
黄万乔¹, 袁小晴¹, 吴国睿²

1. 西南大学 工程技术学院, 重庆 400716; 2. 西南大学 后勤集团, 重庆 400716

摘要: 以重庆市某采用半集中式空调系统的酒店客房为研究对象, 经实测发现其存在因新风未达到设计值及末端盘管出力不够而产生的室内热舒适性较差的问题, 通过改变新风量并降低新风机组出口焓值以及调整室内送风状态点, 并利用 CFD(Computational Fluid Dynamics)对室内温度场、速度场及 PMV 指标进行了数值模拟, 得到了室内热舒适性较好的运行工况, 为酒店空调系统运行调适提供参考。

关键词: 半集中式空调系统; 热舒适性; 数值模拟

中图分类号: TU831

文献标志码: A

文章编号: 1673-9868(2021)04-0186-06

风机盘管加独立新风空调系统是一种典型的半集中式空调系统, 其具有布置灵活、占用空间少、可独立调节等优点, 在酒店、办公楼、医院等场合中被广泛应用。根据空调设计负荷合理地进行风机盘管及新风机组选型是保证空调房间热舒适性的关键^[1-2]。工程应用中, 通常采用将新风处理到室内空气焓值、风机盘管承担室内负荷的设计方式^[3], 但在实际使用过程中, 由于存在风机盘管选型不当以及风机盘管长期使用结垢等原因, 导致风机盘管出力偏小的情况。与此同时, 由于新风系统未进行充分的调适, 易出现系统所服务房间新风不均^[4], 相关学者采用数值计算等方法对半集中式空调系统所服务房间的室内热环境进行了较为深入地研究^[5-6], 而通过新风调适来改善室内热舒适性的研究尚需进一步深入。

本文以重庆某酒店顶层东向房间为研究对象, 实测发现在夏季运行工况下, 其室内相关参数偏离了设计工况, 研究拟采用空气温度、空气流速和 PMV 为评价指标, 通过增加房间的新风量、降低新风机组出口空气焓值等调适方法改善室内热舒适性, 以期达到设计状态, 为半集中式空调系统的工程运行调适提供指导。

1 设计概况与数值求解方法

1.1 设计概况

本文研究对象为采用风机盘管加独立新风空调系统的重庆某酒店顶层东北角标准客房, 其夏季室内空调设计温度 25 °C, 相对湿度 55%, 设计新风量 100 m³/h, 该房间夏季设计总冷负荷为 3.62 kW, 其中新

收稿日期: 2020-04-09

基金项目: 西南大学博士启动基金项目(SWU120015)。

作者简介: 钟思宇, 硕士研究生, 主要从事建筑环境与节能技术方面的研究。

通信作者: 黎强, 副教授, 硕士研究生导师。

风冷负荷为 0.91 kW. 设计选用了 1 台三排管风机盘管承担室内冷负荷, 其设计风量为 340 m³/h、冷量为 2.58 kW, 所选新风机组风量为 3 000 m³/h, 冷量为 42.3 kW, 担负了包括所研究房间在内的顶层客房的新风供给.

1.2 几何模型及数值算法

该客房实际尺寸为 4.2 m × 6.1 m × 2.6 m, 东、北面墙为外墙, 西、南面墙为内墙, 北外窗尺寸为 1.9 m × 2.6 m. 几何模型忽略除床以外物体, 卫生间门保持常闭状态, 如图 1 所示. 为简化计算, 假设室内气流为常温、低速的不可压缩牛顿流体的稳态湍流, 符合 Bossinesq 假设^[7-9]. 采用标准 *k-ε* 湍流双方程模型, 包括湍流动能方程、湍流能量耗散率输运方程. 其网格划分采用非结构四面体网格, 对进风口、送风口温度、速度变化较大处的网格进行了加密处理, 综合考虑迭代次数、计算资源及计算精密度, 将该模型划分为约 75 万个非结构网格单元, 13 万个网格节点, 采用一阶迎风格式的有限体积法进行离散, 离散后代数方程采用压力耦合方程组的半隐式迭代算法 (SIMPLE 算法) 进行计算收敛, 流动方程和能量方程的收敛标准分别控制在 10⁻³ 和 10⁻⁶ 数量级.

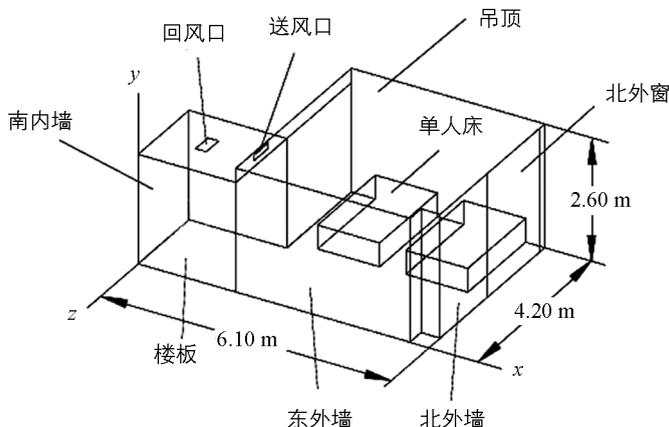


图 1 房间模型图

1.3 边界条件

各壁面及送风口温度采用室内实测温度计算平均值, 假定室内人员负荷、照明负荷、设备负荷均匀分布, 经计算其和为 515 W, 故添加室内体热源为 10 W/m³, 各边界类型及边界参数见表 1.

表 1 边界条件

| 边界名称 | 边界类型 | 参 数 | 边界名称 | 边界类型 | 参 数 |
|------|---------|------|------|---------|--------|
| 北外墙 | 壁面温度/°C | 29.4 | 床 | 绝热界面 | / |
| 北外窗 | 壁面温度/°C | 30.0 | 楼板 | 壁面温度/°C | 29.0 |
| 东外墙 | 壁面温度/°C | 29.6 | 送风口 | 送风角度/° | 30(朝下) |
| 吊顶 | 壁面温度/°C | 31.3 | | 送风温度/°C | 16.0 |
| 南内墙 | 壁面温度/°C | 28.6 | 回风口 | 压力出口 | 0 |
| 西内墙 | 壁面温度/°C | 30.1 | | | |

2 实测与模拟计算分析

2.1 实测内容

本研究对东北角客房的空气温湿度、空气流速及围护结构的壁面温度进行了测试. 采用 TES-1360A 温湿度两用仪测量送风口温度、湿度及室内测点温度, 并通过 SIN-R960 多接口无纸记录仪记录房间温度数据. 同时通过 ZRQF-F30HJ 型热球式风速计和手持红外测温仪分别测量并记录送风口、室内测点风速和壁面温度. 室内温度场、速度场实测选择 *y* = 1 m 和 *y* = 1.5 m 两个典型横截

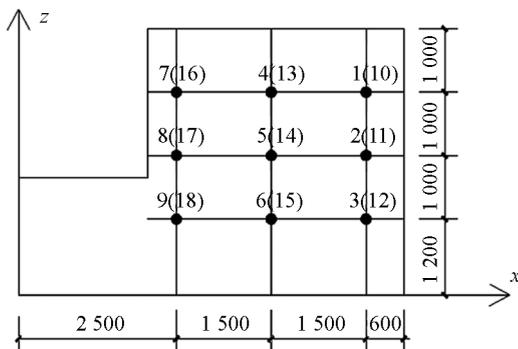


图 2 测点布置示意图

面的 18 个测点, 测点分布如图 2 所示. 各壁面、外窗及送风口均布置 9 个测点, 每个测点记录 3 次数据, 保证数据准确性.

2.2 实测值与模拟结果对比

现场检测发现, 该房间新风管道的阀门开度极小, 导致房间未有新风补入, 故采用无新风状态边界条件数值模拟结果与实测结果进行对比. 图 3、图 4 为各测点温度、风速实测值与模拟值的对比图, 由图 3 可知, 各测点温度实测值与模拟值平均相对误差为 1.59%, 最大绝对误差为 1.23 °C, 两者温度分布基本吻合. 由图 4 可知, 各测点风速实测值与模拟值平均相对误差为 19.3%, 最大绝对误差为 0.05 m/s, 相对误差较大原因为模拟计算中将风量均匀分布于送风口各测点, 而实际运行中送风口各测点风速分布不均, 风口中央测点风速较大, 气流较为集中, 且实测时室内气流受到了人员活动的影响, 风速相对误差处于可接受范围内, 模拟值基本符合实际风速分布情况, 上述分析验证了采用的数值模型及计算方法是可靠的.

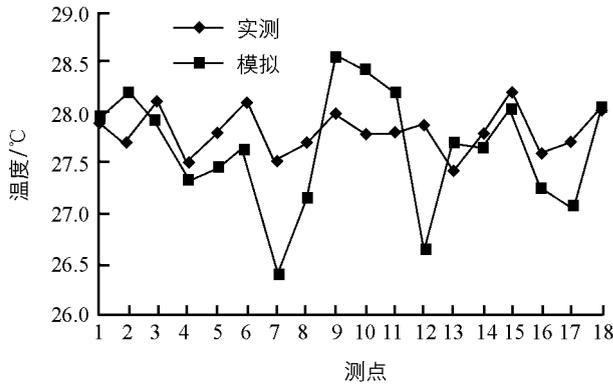


图 3 房间温度实测值与模拟值对比

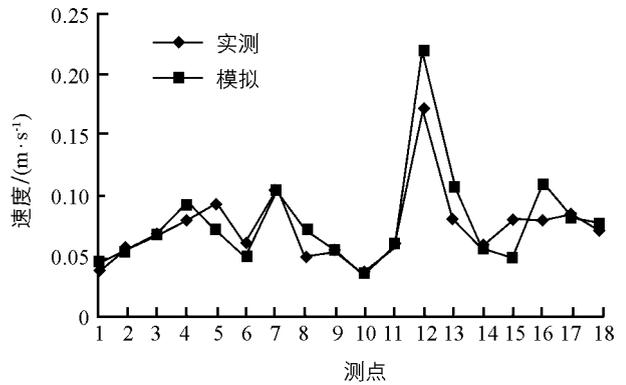


图 4 房间风速实测值与模拟值对比

为更全面地评价室内热舒适性, 以下引入 ISO7730 标准中预测平均投票数 PMV 指标, 该指标综合考虑了人体活动程度、衣着情况、空气温度、平均辐射温度、空气流动速度和空气湿度 6 种因素, ISO7730 中 PMV 指标推荐值范围为 $-0.5 \sim 0.5$ [10-11].

图 5—图 7 为房间无新风补入、高度为 1 m 处的温度场、速度场、 PMV 指标模拟结果. 由图可知室内平均温度为 27.48 °C, 最高温度为 29.01 °C, 室内温度大于 26.5 °C 的区域面积占比为 83.94%; 室内平均风速为 0.08 m/s, 最高风速为 0.36 m/s, 人体无冷吹风感; PMV 指标最高值为 1.38, $-0.5 < PMV < 0.5$ 的面积占比仅为 24.21%, 故室内热舒适度情况较差.

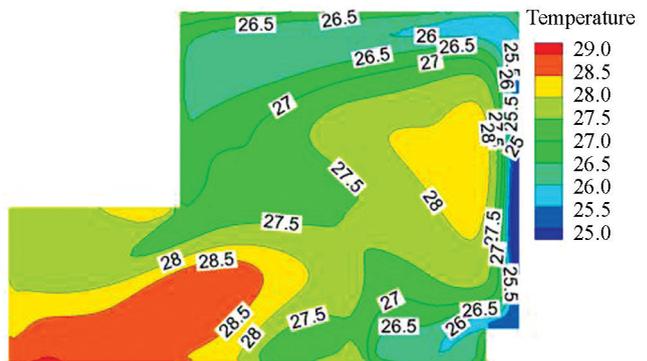


图 5 无新风状态高度 1 m 处室内温度场模拟结果(°C)

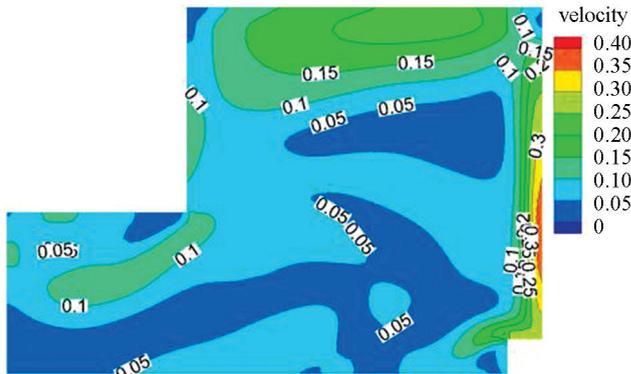


图 6 无新风状态高度 1 m 处室内速度场模拟结果 (m/s)

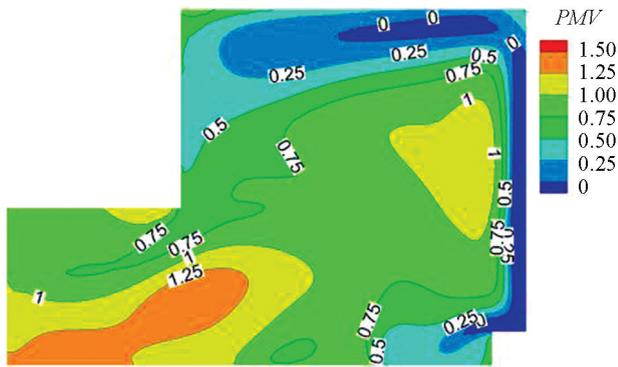


图 7 无新风状态高度 1 m 处室内 PMV 指标模拟结果

3 优化分析

根据温度场和 PMV 分布情况可知, 所测房间室内空气参数未达到设计状态, 其主要原因为风机盘管选型偏小及盘管结垢等原因导致盘管冷量不足, 已经不能完全承担室内负荷. 除此之外, 由于房间未有新风补入, 不能满足人员的卫生需求并使室内换气次数下降, 进一步降低了室内的热舒适性. 为达到设计预期, 并节约更换风机盘管等设备的改造费用, 本文优先通过降低新风机组出口焓值、增加房间新风量等调适方法来改善室内热舒适状况.

新风机组出口的新风焓值按照新风承担部分室内显热负荷来确定, 通过增大新风机组冷水阀的开度来降低处理后的新风焓值, 根据风机盘管冷量不足的情况(测试日新风需承担的室内显冷负荷为 0.21kW)和 7~9 °C 的冷水供水温度, 拟定新风机组的出口新风焓值为 47.6 kJ/kg, 对应新风温度为 17.5 °C, 相对湿度为 90%. 结合《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736-2012)中给出的 30 m³/(h·人)的客房最小新风量需求, 本文拟增设电动对开多叶调节阀调节客房新风补入并选取设计新风量的 60%, 80%, 100% 等 3 个工况进行分析(客房人数按 2 人计), 各工况下混合风机盘管送风后的送风状态点如表 2 所示.

表 2 送风状态点

| 新风量(m ³ /h) | 送风温度/°C | 送风速度/(m·s ⁻¹) |
|------------------------|---------|---------------------------|
| 60 | 16.23 | 1.816 |
| 80 | 16.27 | 1.906 |
| 100 | 16.34 | 1.997 |

图 8、图 9 为各测点在不同新风量工况下的 PMV 模拟值, 由图可知, 同一测点 PMV 值随新风量增加近似呈线性变化. 根据 ISO7730 标准中 PMV 指标推荐值, 由图中 PMV 变化曲线得出各测点 PMV = 0.5 时所需新风量, 结果如表 3 所示, 对小于 60 m³/h 最低新风量需求的测点按照 60 m³/h 取值, 大于 100 m³/h 设计新风量的测点按照 100 m³/h 取值, 可得所有测点的新风量均值即目标新风量为 72 m³/h, 此新风量下 1 m 高度处温度场、速度场、PMV 模拟结果如图 10—图 12 所示. 由图分析可知, 该高度截面空气平均温度为 26.57 °C, 较无新风状态降低 0.91 °C, 降温效果明显; 该高度截面空气速度分布较无新风状态的变化较小, 其平均风速为 0.096 m/s, 最高风速为 0.44 m/s; 此高度截面相应的平均 PMV 值为 0.267, -0.5 < PMV < 0.5 的面积占比为 70.68%, 较无新风状态提升 46.47%, 此焓值新风的补入可明显改善室内温度分布及 PMV 值分布.

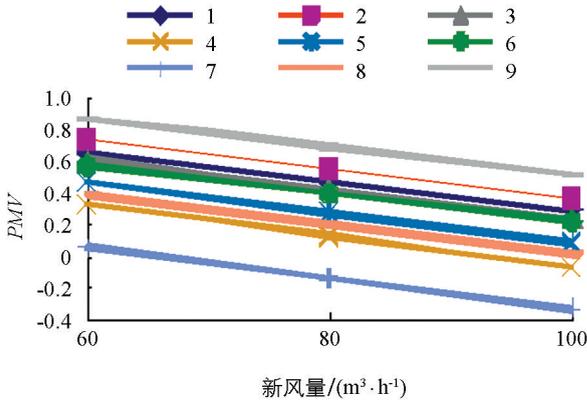


图 8 高度 1 m 处测点各新风量工况下 PMV 模拟值

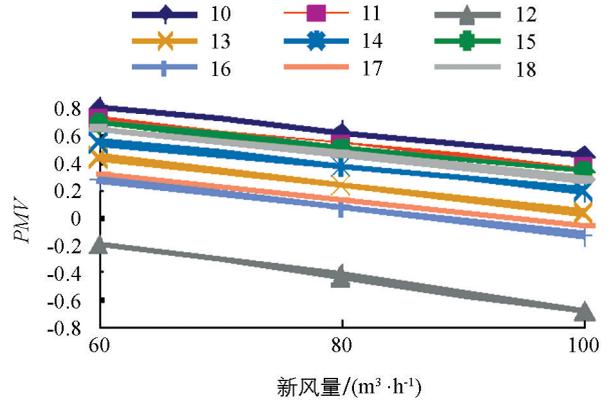


图 9 高度 1.5 m 处测点各新风量工况下 PMV 模拟值

表 3 各测点 PMV=0.5 时新风量

m³/h

| | | | | | | | | | |
|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|
| 测点 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 新风量 | 76.9 | 85.7 | 72.5 | 43.7 | 56.6 | 68.4 | 15.1 | 48.8 | 102.8 |
| 测点 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 |
| 新风量 | 96.0 | 86.5 | 5.0 | 54.8 | 67.4 | 83.1 | 38.7 | 42.4 | 77.4 |

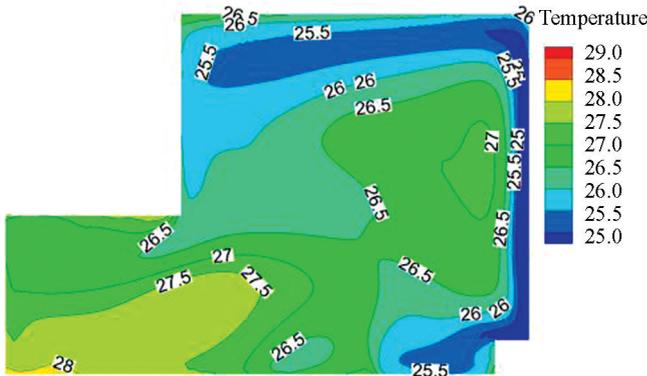


图 10 目标新风量下高度 1 m 处室内温度场模拟结果(°C)

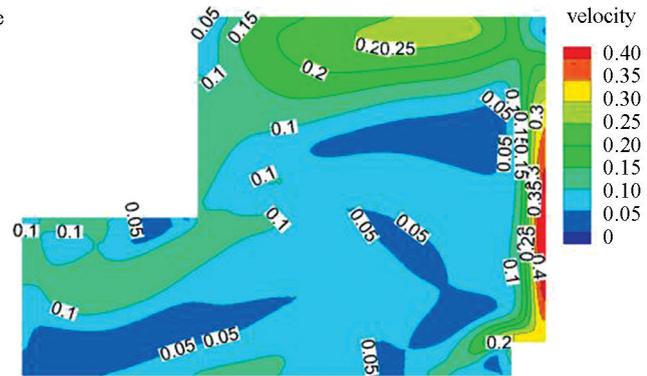


图 11 目标新风量下高度 1 m 处室内速度场模拟结果(m/s)

当前针对新型冠状病毒引发的疫情,客房新风调适尤为重要,建议空调系统运行时加大新风量,同时将新风机组的冷水阀全开,尽可能降低新风机组的出风温度,让新风尽可能多地承担室内冷负荷并尽量减少室内风机盘管的开启时间。

4 结论

1) 本文依据实测工况模拟了研究的温度场和速度场。与实测数据相比,室内温度和风速模拟结果的平均相对误差分别为 1.59% 和 19.3%,验证了数值模型的可靠性。

2) 通过增大新风机组冷水阀的开度降低新风机组出口空气焓值,并选取设计新风量的 60%,80%,100%等 3 个工况进行分析,得出了各测点满足 PMV=0.5 时对应的目标新风量为 72 m³/h。

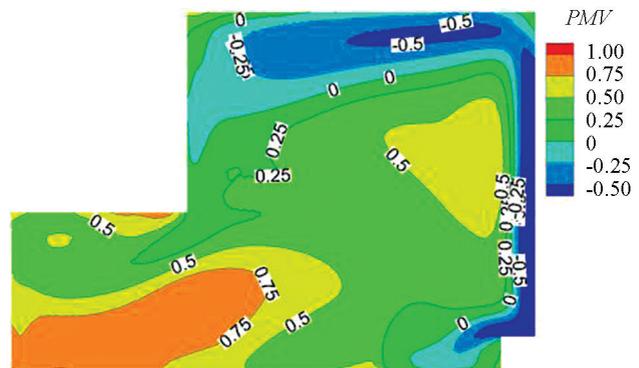


图 12 目标新风量下高度 1 m 处室内 PMV 模拟结果

3) 模拟结果表明,新风调适后室内平均温度降低了 $0.91\text{ }^{\circ}\text{C}$,在高度 1 m 处的 PMV 分布图中,满足 $-0.5 < PMV < 0.5$ 的面积增加了 46.47% ,明显提高了室内热舒适程度。

参考文献:

- [1] 吴志湘,张敏腊,陶红菲. 风机盘管加新风空调系统设计的关键问题研究 [J]. 西安工程大学学报, 2018, 32(2): 191-196.
- [2] 吕焕田. 风机盘管选型及系统设计中的一些问题 [J]. 山西建筑, 2002, 28(3): 109-110.
- [3] 马最良,姚 杨. 民用建筑空调设计 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2003.
- [4] SUNDELL J. On the History of Indoor Air Quality and Health [J]. Indoor Air, 2004, 14(7): 51-58.
- [5] 吕 洁,王 旭,斌邱旭,等. 基于CFD模拟的阅览室空调方案优选 [J]. 沈阳工业大学学报, 2019, 41(2): 223-229.
- [6] 谢 华,刘中平,王 奕. 客房空调舒适度的数值分析 [J]. 制冷与空调(四川), 2004, 18(1): 4-7.
- [7] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [8] SHIH T H, LIOU W W, SHABBIR A, et al. A New $k-\epsilon$ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows [J]. Computers & Fluids, 1995, 24(3): 227-238.
- [9] 熊伟成,夏光义,黎 强,等. 某办公建筑热舒适及能耗的正交法优化 [J]. 西南师范大学学报(自然科学版), 2018, 43(8): 116-120.
- [10] 昭 俊,赵加宁,刘 京. 室内空气环境 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2006.
- [11] Moderate Thermal Environments-Determination of the PMV and PPD Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort: ISO 7730 [S/OL]. [2018-10-15]. <https://www.doc88.com/p-9502577850084.html>.

Study on the Influence of Fresh Air Commissioning of the Semi-centralized Air Conditioning System on the Thermal Comfort of Hotel Rooms

ZHONG Si-yu¹, ZHANG Yong-dong¹, LI Qiang¹,
HUANG Wang-qiao¹, YUAN Xiao-qing¹, WU Guo-ru²

1. School of Engineering and Technology, Southwest University, Chongqing 400716, China;

2. Logistics Group, Southwest University, Chongqing 400716, China

Abstract: In order provide reference for improvement of hotel air conditioning system operation adjustment. An on-the-spot test was made of a hotel room with semi-centralized air conditioning system in Chongqing. The results showed that it had poor indoor thermal comfort caused by the failure of fresh air and fan coil to reach the design value. Through changing the fresh air volume and reducing the enthalpy of the fresh air outlet to change the indoor air supply state point, and using the CFD to carry out a numerical simulation of the indoor temperature field, the speed field and the PMV index, a good operating condition of the indoor thermal comfort was achieved.

Key words: semi-centralized air conditioning system; thermal comfort; numerical simulation