

施工方在空调系统舒适度控制中的正向反馈

曾凡森, 冯权利, 韦国笠, 周 磊, 代陶陶

(中建新疆建工(集团)有限公司, 乌鲁木齐 830011)

摘要: 对于大空间内暖通空调(HVAC)系统的气流组织及热舒适性评估进行深入分析,对于提升室内热舒适水平及减少能源消耗具有显著价值。为了提高不规则大空间空调的使用舒适度,降低空调室内机安装位置对空调舒适度的影响,施工方借助计算流体动力学(CFD)模拟软件 Fluent 对广元市某游客中心内二层服务大厅进行软件模拟测试,并对该区域进行深化设计。模拟中发现服务大厅舒适度虽达到了规范要求,但是仍有较大的优化空间,故根据CFD软件模拟结果对图纸进行深化设计,深化设计后模拟结果由局部区域Ⅲ级、大面积Ⅱ级,提高到局部区域Ⅱ级、大面积Ⅰ级。最后对服务大厅的实际风速和温度模拟结果进行对比,结果显示,除了小部分因门窗和人员流动影响温度和风速外,其他区域与模拟结果误差较小。借助具体实例,打开了施工方对空调系统舒适度控制的正向反馈思路,提升了施工方在项目施工中的科学性,为施工方提出深化设计提供了一些思路和经验。

关键词: 施工方控制; 不规则排布; 仿真模拟; 舒适性空调; 深化设计; 正向反馈

中图分类号: TU831.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-1807(2025)11-0023-09

大部分公共建筑设计造型各异,部分房间靠近外墙的室内空间呈现不规则的情况,公共建筑内空调设计末端经常采用空调室内机的设计方案,设计会根据负荷和风速要求进行空调室内机布置,会存在空调区局部冷热不均、温差较大、能耗高等问题^[1-2]。施工图纸设计时,传统末端空调室内机气流组织设计方法是按照规范设计工作区流速,并根据公式计算其对于人体是否适宜。此方法实际上是基于室内负荷均匀分布的情形,并经过适当简化,因而在室内负荷分布明显不均匀时,会存在较大误差甚至失效^[3-6]。施工方作为空调系统成型的最后一关,对空调系统的舒适性负有责任,施工方采用了计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)技术对室内气流组织状况进行模拟,在模拟时充分考虑当地气候环境特点,设置室内外环境交换的条件,基于热舒适度对室内环境进行调控,再根据模拟情况对空调系统设计进行深化。CFD方法对比传统方法,适用范围更加广泛,对室内气流分布预测更准确^[7-8],对空调系统深化设计起到了指导性的作用,经过深

化排布后的施工方案也能减少建筑形状对室内空调冷负荷的影响^[9-10]。

1 图纸设计及图纸问题研究

1.1 案例概况

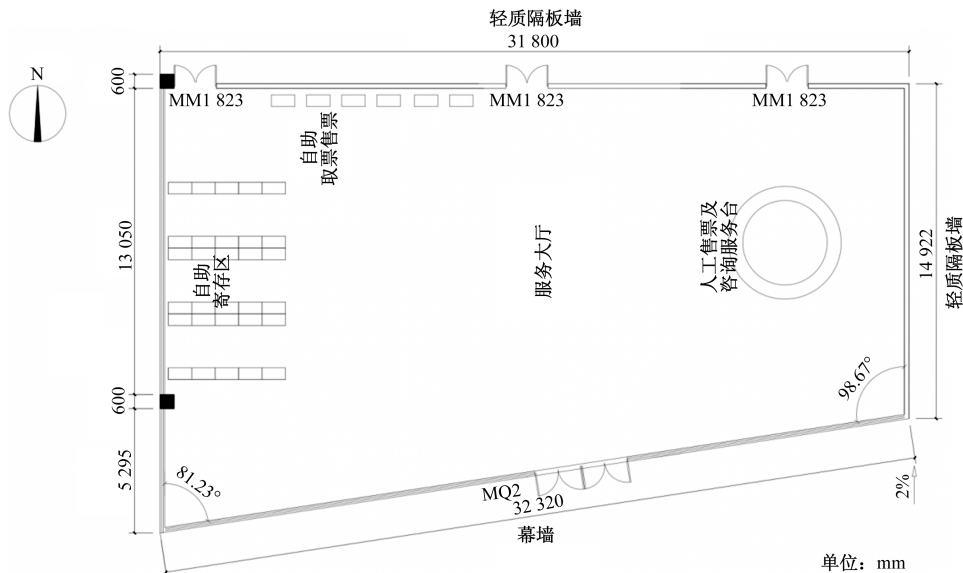
为了说明不规则空间内空调室内机等距设计可能存在的问题,以下通过实例进行分析。

以广元市大蜀道剑门关项目游客中心建筑内服务大厅(图1)为研究对象,对其进行围护结构负荷分析,有助于控制房间内的负荷分布,达到降低能源、减少碳排放的效果^[11]。房间整体形状为梯形,北侧轻质隔墙长31.8 m,东侧幕墙长14.922 m,南墙幕墙长32.32 m,西侧幕墙长19.545 m,层高为6 m,服务大厅为吊顶区域,吊顶高度为4 m。此设计中幕墙传热系数为 $0.72 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,轻质隔板墙传热系数为 $1.86 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,外门窗传热系数为 $2.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。按服务大厅各项逐时冷负荷最大值计算,室内总冷负荷为125 659.4 W。其中,人体冷负荷为15 561.82 W,照明冷负荷为9 979.41 W,设备冷负荷为1 009.31 W,新风负荷为8 425.43 W,西外墙与西外墙门窗冷负荷为29 645.75 W,南外墙与南外墙门窗冷负荷为

收稿日期: 2024-11-16

基金项目: 高新技术企业维护基金-大蜀道项目(65000022859700240054)

作者简介: 曾凡森(1998—),男,四川泸州人,助理工程师,研究方向为暖通工程施工技术;通信作者冯权利(1972—),男,陕西户县人,教授级高级工程师,研究方向为安装工程施工技术;韦国笠(1996—),男,布依族,贵州荔波人,工程师,研究方向为通风空调安装施工;周磊(1998—),男,重庆人,助理工程师,研究方向为通风空调安装施工;代陶陶(1996—),男,新疆阿拉尔人,工程师,研究方向为给排水安装施工。



MQ表示维护结构为幕墙;MM表示门

图1 服务大厅维护结构图

61 037.68 W,因北侧和东侧紧临空调房,所以北外墙与东外墙冷负荷为0 W。根据以上数据可知,服务大厅各侧围护结构和室内负荷分布不均匀。

1.2 服务大厅内空调设计说明

游客中心暖通空调图纸已审核完成,并准备投入施工。根据计算得出室内总冷负荷(不含新风/全热)为125 659.42 W,设计选型为DKFP90空调室内机,设备型号规格为:制冷量9 kW,制热量/10 kW,中档风量为1 440 m³/h,风机功率为241 W,中档噪声值为350 dB(A),机外静压为60 Pa,送风口为600 mm×320 mm的方形散流器,回风口为600 mm×400 mm的单层百叶,服务大厅内共设计14台空调室内机,每台制冷功率为9 kW,合计制冷总功率为126 kW,达到服务大厅室内总冷负荷要求。设计中DKFP90空调室内机制热功率为10 kW,14台空调室内机制热总功率为140 kW,远大于设计热负荷69.28 kW,故本文不考虑冬天制热情况。空调室内机布置如图2所示。

1.3 服务大厅设计方案的气流组织分析

采用Fluent软件对服务大厅内的气流组织进行数值模拟,并分析了服务大厅内温度分布、风速分布和热舒适性指标。

1.3.1 物理模型简化和模型算法确认

对于服务大厅内空气流动的特性,进行模拟时采用CFD软件。在模拟前,基于以下假设简化了物理模型:①将室内空气被视作不可压缩的牛顿流体;②假设温度的变化对空气的比热容、动力黏度

和导热系数不产生影响;③设定夏季室内环境温度恒定为25℃,既室内空气温度和围护结构内侧表面的温度统一为25℃;④忽略空气的辐射和吸收特性。模型算法确认:①湍流模型选择 $K-\epsilon$ 模型;②辐射模型选择S2S(表面到表面)模型;③压力的空间离散采用PRESTO!格式;④求解压力速度耦合采用Couple算法;⑤其他项的空间离散格式均采用二阶迎风格式^[12-13]。这些假设和算法使得计算过程更加可控和准确。

1.3.2 模拟数值条件

本文中的送风口送风温差为5℃。送风口设定为速度入口,送风温度设置为相对较低的20℃,此外,送风口的风速根据图纸确定为2.09 m/s;回风口则被设置为压力出口,维持室内气压和气流的平衡。考虑到服务大厅内的热源分布,人体、设备、照明的热量被转化为模拟的显热散热。为此,使用“矩形家具”作为显热散热的物理模型,其尺寸为5 000 mm×1 000 mm×1 000 mm,放置于人员流动密集的地方,如图3所示。这种设置有助于将复杂多变的热源简化为易于建模和计算的热源物。通过对这些热源的显热散热量进行计算,并除以热源的总表面积,得出的壁面热流密度为230.22 W/m²。

关于围护结构的边界条件设置,针对没有冷负荷的围护结构,设定为恒温壁面,这些壁面的温度被维持在一个恒定的值,这是第一类边界条件。而对于有冷负荷的围护结构,则根据冷负荷的需求来设定边界条件,使用常热流作为第二类边界条件。

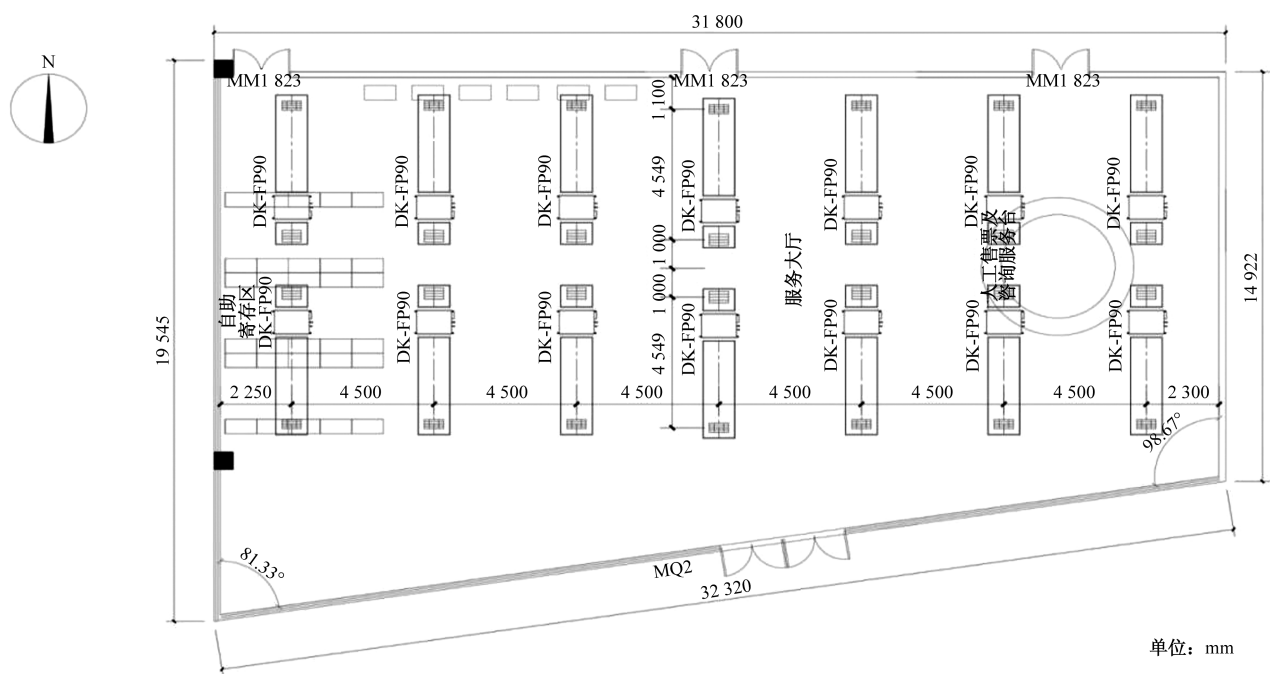


图 2 服务大厅室内空调机布置图

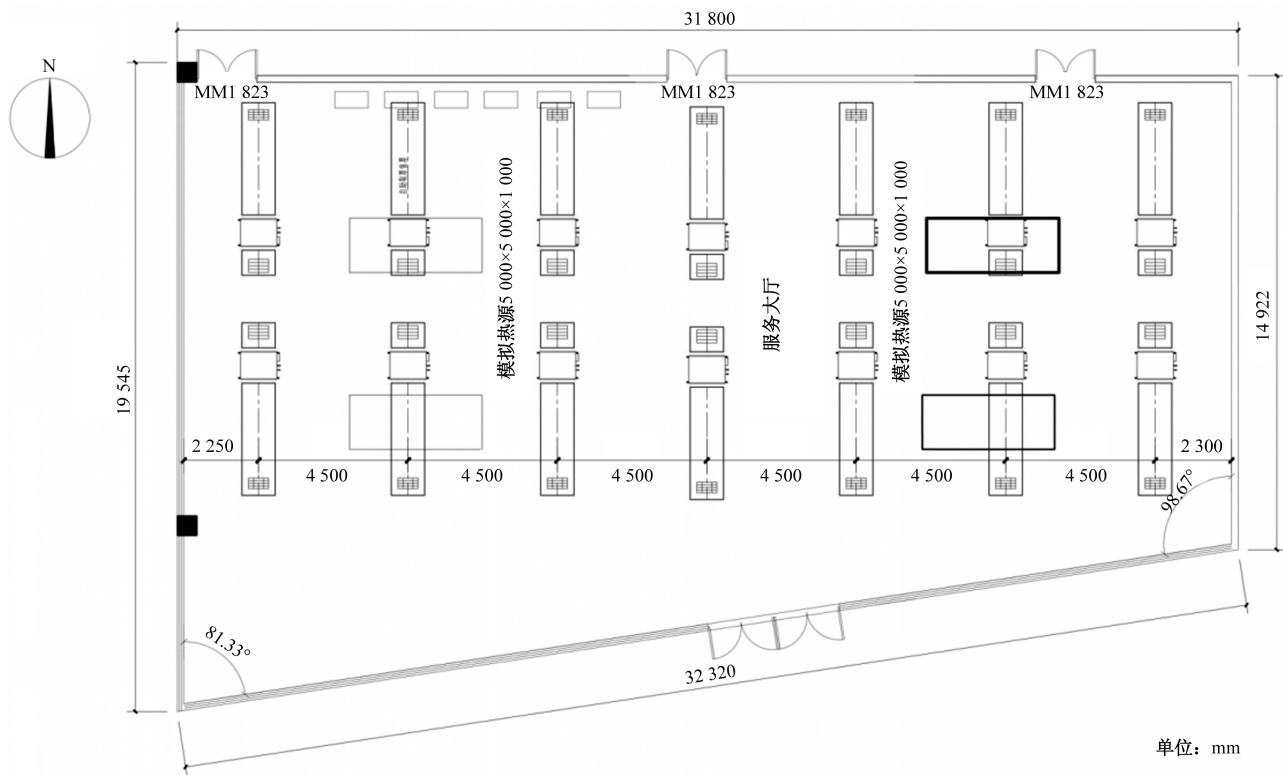


图 3 模拟热源设置

这种方法的采用有助于通过模型对多功能厅内的热环境进行较为准确的模拟。边界条件设置见表 1。

根据安装平面图及建筑平面图建立模型,导入模拟数值,采用六面体结构化网格。

1.3.3 原设计模拟分析

根据 1.3.2 建立的模型,对服务大厅内原设计方案的温度分布、风速分布进行详细模拟,模拟计算结果取 1.8 m 温度分布云图和 1.8 m 风速分布云图,如图 4、图 5 所示。得出结果后,将热舒适性指

表1 边界条件设置

边界名称	边界性质	参数	取值
北墙及北门窗	壁面	温度/ $^{\circ}\text{C}$	25
南墙及南门窗	壁面	热流密度/ $(\text{W}\cdot\text{m}^{-2})$	317.91
西墙及西门窗	壁面	热流密度/ $(\text{W}\cdot\text{m}^{-2})$	252.86
东墙及南门窗	壁面	温度/ $^{\circ}\text{C}$	25
天花板	壁面	热流密度/ $(\text{W}\cdot\text{m}^{-2})$	6.96
地面	壁面	温度/ $^{\circ}\text{C}$	25
模拟热源	壁面	热流密度/ $(\text{W}\cdot\text{m}^{-2})$	230.22
送风口	速度入口	风速/ $(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	2.09
		温度/ $^{\circ}\text{C}$	20
回风口	压力入口	温度/ $^{\circ}\text{C}$	20

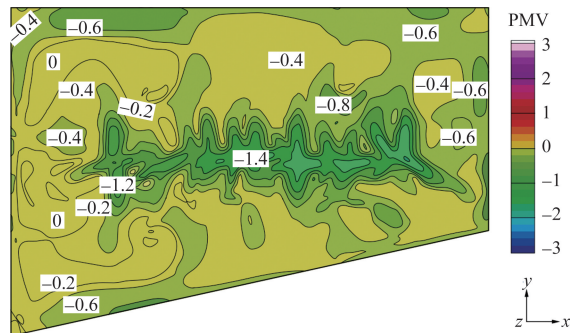


图6 原设计 1.8 m PMV 云图

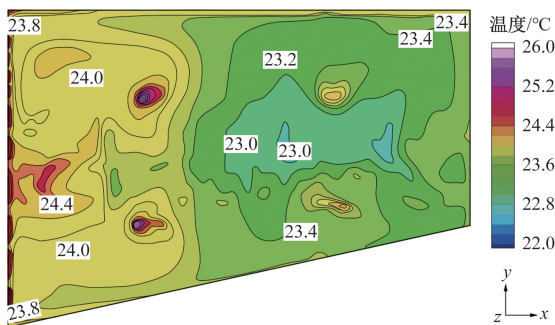


图4 原设计 1.8 m 温度云图

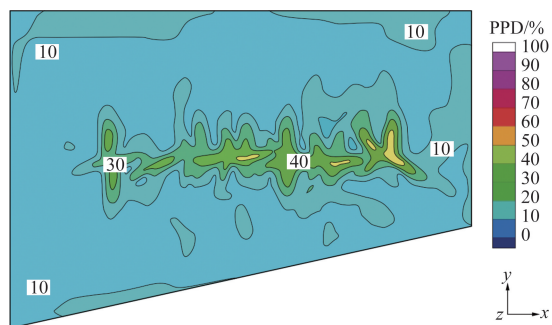


图7 原设计 1.8 m PPD 云图

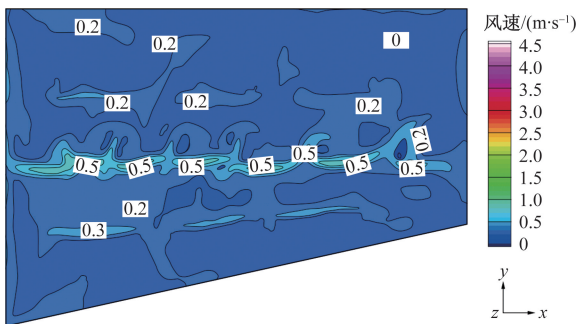


图5 原设计 1.8 m 风速云图

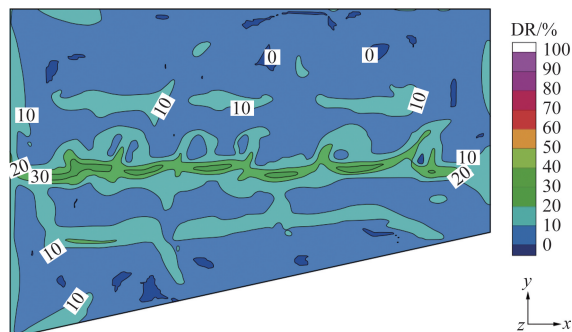


图8 原设计 1.8 m DR 云图

标函数导入 Fluent 软件,得出 1.8 m 热舒适性指标(预测平均投票数 PMV、预测不满意百分数 PPD、吹风指数 DR)分布云图,如图 6~图 8 所示,并根据规范对热舒适性指标的要求进行舒适度分析。

对图 4~图 8 模拟结果进行分析,结果如下。

(1)温度云图分布特征。如图 4 所示,在 1.8 m 高度的横截面上,温度相对均衡地分布。然而,值得注意的是,房间的西侧的平均温度达到了 24.6°C ,这明显比东侧的平均温度 23.4°C 要高。通过对室内负荷分布进行分析,可以推断出东西方位之间的温度差异可能主要受到以下几个因素的影响:房间西侧和南侧的围护结构较容易出现较大的冷负荷,而东侧和西侧的围护结构因为紧临空调房间的原因,则相对没有产生显著的冷负荷。这种

差异可能是由于围护结构的隔热性能不同,或者是围护结构不规则性所致。

(2)风速云图分布特征。由图 5 和图 8 可见,空调区域的风速基本保持在 0.2 m/s 以内,并且 DR 总体保持在 10% 以内,符合《民用建筑工程室内环境评价标准》(GB/T 50785—2012)的吹风感要求,舒适性良好。故下文不再对服务大厅风速影响进行分析。如果经过风速模拟分析发现达不到舒适度要求,可根《实用供热空调设计手册》计算该空间内风速需求,在保证使用功能的情况下,扩大出风口,调整出风速度,达到较好的风速要求。

(3)热舒适性指标(PMV、PPD、DR)云图分布特征。根据图 6~图 8 所提供的数据,可以观察到在 1.8 m 高度的平面上,PMV 和 PPD 这两个衡量

热舒适性的指标呈现出分布上的不一致。依据 GB/T 50785—2012,当前的热舒适等级评定为Ⅲ级^[14],见表2。空调室内机送风口影响使局部区域 PMV 降至-1.4,而 PPD 增至 40%,此部分空间内受影响的区域没有得到妥善处理 and 限制。虽然室内热舒适度的评价总体符合标准,但是其等级并未达到较高水平。特别是在房间中部,PMV 和 PPD 的分布不均更加显著,而且这种不均匀现象所覆盖面积较大,说明当前的热环境调节还需要进一步优化和改善。

综上可知,在原设计空调室内机的分布方案下,室内 1.8 m 标高处的平均温度基本满足夏季服务大厅内空调舒适度的要求,但热舒适等级较低,吹风感 DR 达到要求,但其他室内热舒适性指标 (PMV、PPD) 的分布明显不均匀。经初步分析,分布明显不均的原因在于该房间的负荷分布不均及房间的维护结构不规则。

表 2 热舒适性指标

等级	整体评价指标	
I 级	$PDD \leq 10\%$	$-0.5 \leq PMV \leq 0.5$
II 级	$10\% < PPD \leq 25\%$	$-1 \leq PMV < -0.5$ 或 $0.5 < PMV \leq 1$
III 级	$PPD > 25\%$	$PMV < -1$ 或 $PMV > 1$

2 深化设计方案及模拟分析

针对原设计模拟计算结果简要分析发现的问题,提出一种针对不规则大空间内和负荷不均匀情况的深化设计方法,并对该方法进行模拟验证。模拟验证时,应全面考虑各种冷负荷的影响,以游客中心服务大厅为例,验证了该方法的可行性。

深化设计方法与原设计区别在于该方法会综合考虑不规则大空间情况和负荷不均匀的情况。空调室内机的分布如图 2 所示,根据南北方向两台空调室内机的分布,调整空调室内机送风口位置,使空调室内机送风口均分在南北向的空间内(图 7),并且保证东西朝向负荷较大的区域空调室内机分布间距更近,负荷较小的区域空调室内机分布间距更远。下面具体阐述不规则大空间深化设计方法。

步骤 1:区域划分需根据图纸具体情况划分,服务大厅图纸内空调室内机呈东西向分布,故将服务大厅沿着图纸沿北侧等距均分为 7 个区域(图 9),区域划分可根据经验进行,一般将图纸分为 4~10 个区域。

步骤 2:区域划分好之后,计算出划分区域负荷大小,然后根据负荷情况计算空调室内机的需用数量(按照 DKFP90 进行计算,见表 3)。

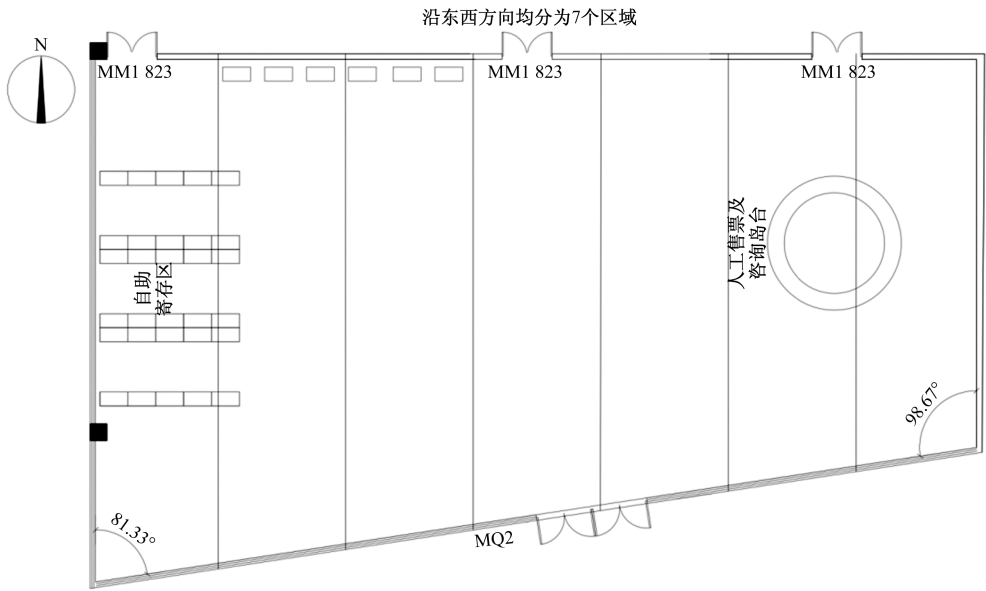


图 9 区域划分

表 3 区域空调室内机数量计算

项目	区域 1	区域 2	区域 3	区域 4	区域 5	区域 6	区域 7
区域负荷/W	38 365.42	17 463.56	17 463.56	8 719.67	17 463.56	17 463.56	8 719.67
空调室内机数量	4.26	1.94	1.94	0.97	1.94	1.94	0.97
合并后区域数量	8			6			

步骤3:将相邻区域内较多或较少数量的空调室内机进行适当合并,得出的数量四舍五入,即可得出新分区内空调室内机的数量,同时保证空调室内机的总功率不超过服务大厅总负荷,合并后数量见表3。

步骤4:根据重新合并后各分区的负荷情况,各合并分区适当布置空调室内机,布置示意图如图10所示。

步骤5:根据1.3.2节数值模拟条件及服务大厅内空调室内机实际分布情况,利用Fluent软件对步骤4中新的设计方案进行数值模拟,根据模拟结果从温度场和热舒适度两个方面,分析空调室内机布置方案的效果。具体模拟结果(图11~图13)及简要分析如下。

(1)温度云图分布情况。由图11可见,室内平均温度保持在 24.3°C ,这是一个舒适的室内温度,能够有效满足人员的舒适度要求。另外,靠近围护结构的位置虽然温度较高,但是模拟热源区的温度分布相对均匀,这意味着通过采用当前的深化设计方案,已经较好地处理了室内负荷分布不均及房间的维护结构不规则的问题。并且空调区在水平方向上的温差较小,最大温差不超过 1°C 。这种小温差对于维护室内环境的一致性和

舒适度至关重要,因为它确保了所有场所的温度感知都接近目标设计温度。此外,在 1.8 m 标高内的温度分布均匀性相较于原有送风方案有显著提升,这进一步突出了优化方案的优势。这种提升表明了,在低层空间,即人们活动较多的区域,温度控制更加有效,从而为建筑物的用户带来了更好的舒适体验。总体来看,通过CFD软件的模拟分析,在温度控制和均匀性方面表现得十分出色,为服务大厅提供了一个适宜的室内环境。这种详细的模拟和优化是确保设计成功并满足最终用户需求的重要步骤。

(2)热舒适性指标云图分布情况。根据深化设计后服务大厅的热舒适性模拟数据显示(图12、图13),大部分区域能够达到Ⅰ级标准,这意味着这些区域为人员提供了最佳的热量感受条件,大多数人在这里会感觉非常舒适。尽管中部很小的区域受到气流影响,但热舒适等级降低到Ⅱ级,这仍然在可以接受的舒适范围内,只有少数人可能会感到不舒服。这样的热舒适性等级分布表明,除了一部分区域外,整个服务大厅的舒适度是良好的。PMV指标基本处于 ± 0.2 ,PPD指标在 10% 以内,这是一个相对较低的比例,表明服务大厅内舒适度很高。相比于原来的设计,即热舒适等级大面积为Ⅲ级的

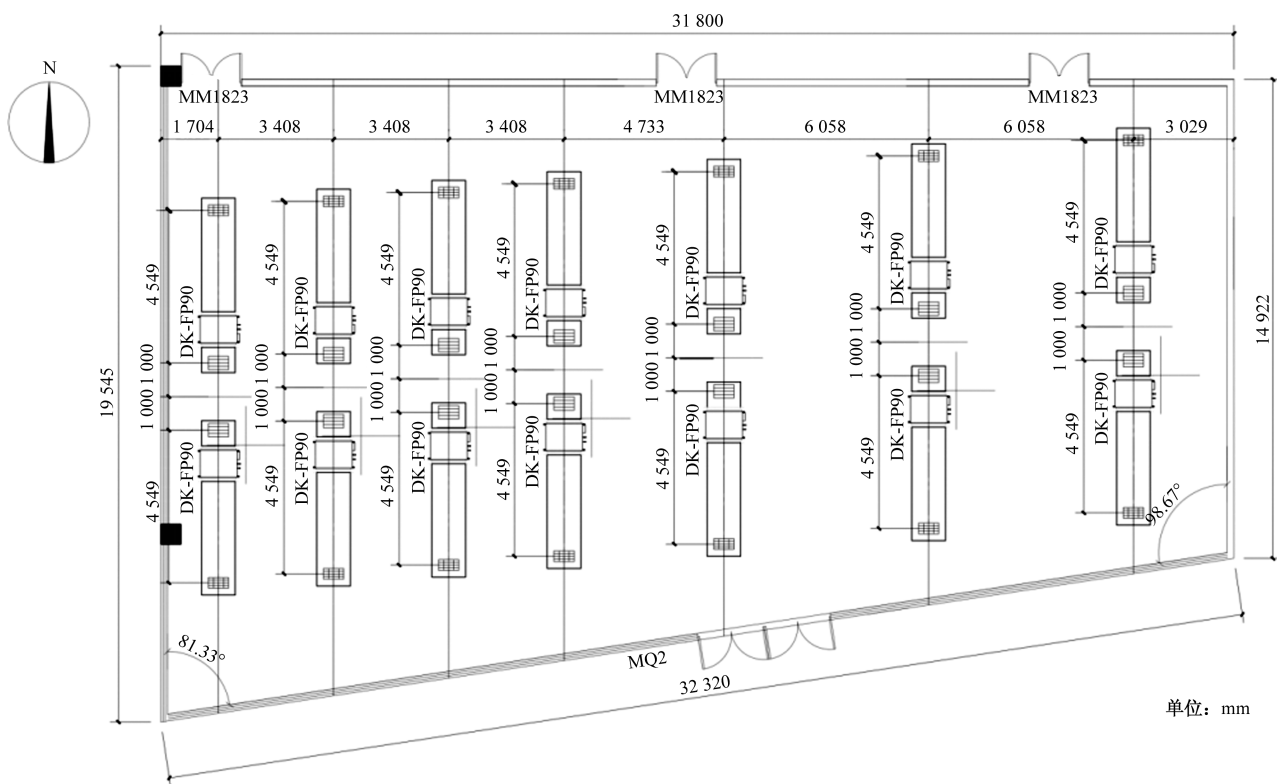


图10 深化设计后空调室内机布置图

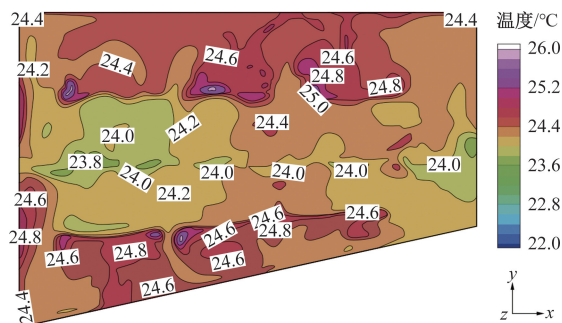


图 11 深化设计后 1.8 m 温度分布云图

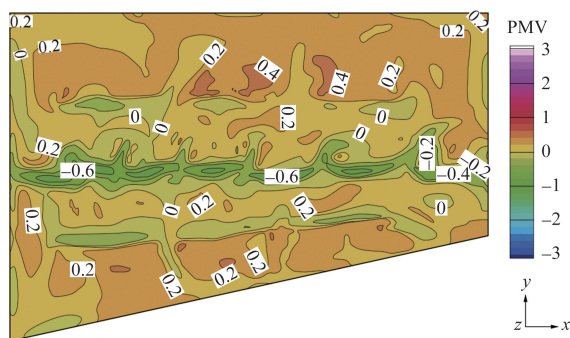


图 12 深化设计后 1.8 m PMV 云图

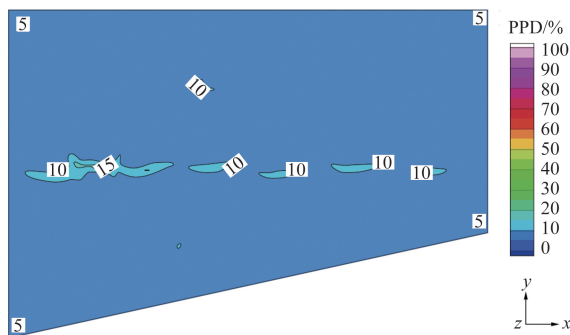


图 13 深化设计后 1.8 m PPD 云图

室内机布置方案,通过深化设计之后,空调室内机的布置得到了明显优化,室内的热舒适指标都有了显著的提升。这为游客和工作人员提供了一个更加舒适的环境。这些改善对于赢得客户满意度和提高员工工作舒适度有着重要的影响。深化设计所做的调整显然是朝着正面效果的方向发展,并且提供了一个可以进一步优化类似室内环境的系统性方法。

步骤 6 若经过步骤 5 软件模拟得出的舒适度达不到要求,需重复步骤 3~步骤 5,重新进行分区组合。一般 1~3 次会得出理想结果,本文为一次得出,且经过设计单位确认后,用于现场施工。

3 试验验证

为了验证游客中心服务大厅深化设计的正确

性,设计了针对深化设计施工完成的服务大厅进行检测试验和问卷调查,并对检测试验和问卷调查的数据进行分析。下面具体介绍试验及问卷的设计方法。

采用高精度温度计和风速仪器对服务大厅 1.8 m 高度区域进行监控,温度计和风速仪的设置原则为每个区域两个,并且离墙边 2 m,人员密集区域设置在柜台旁,人员密集区域一共设置 4 台。设备具体布置位置如图 14 所示。

监测时间为连续 7 d(8 月 30 日至 9 月 5 日)中温度最高的 6 h(10:00—16:00),室外平均温度为 34 °C,室内设置温度为 25 °C。表 4 为温度监测设备 18 h 记录温度的平均值和风速监测设备 18 h 记录风速的平均值。

根据表 4 做简要分析如下。

(1)温度实测情况。表 4 中的温度数据与图 11 模拟结果对比,监测设备 11 和设备 12 受室外温度影响最大,实测数据与模拟结果相差 1.2 °C;设备 15~设备 18 受游客聚集温度影响,实测数据与模拟结果相差 1 °C;其他区域影响均在 ± 0.1 。虽然室外温度和游客聚集对模拟结果产生了影响,但是整体舒适度并未降级。

(2)风速实测情况。设备 1、4、6 受开关门和空间内外压力不同产生的风速影响,较模拟结果风速增加了 0.1~0.2 m/s;设备 11、设备 12 受开关门和空间内外温度压力不同产生的风速影响,较模拟结果风速增加了 0.1~0.3 m/s。未对整体的舒适度产生影响。

4 结论

(1)施工方对空调舒适度优化方面起到了正向反馈的作用,通过提出深化设计的方法,提高了用户的使用体验。

(2)利用 CFD 软件对服务大厅原设计和深化设计后布置方案下的气流组织效果进行评估,具体从服务大厅内的空气温度和热舒适性指标(PMV、PPD)分布方面分别进行了对比。结果显示,在深化设计后的空调室内机布置方案下,这些指标均得到明显的改进,从而验证了本文提出的深化设计空调室内机布置方案的可行性,可为类似工程的空调室内机深化设计提供指导和帮助。

依据科学的方法,提出了通风空调系统舒适性深化设计方案,打开了施工方对建筑用户使用体验主动控制的更多思路。

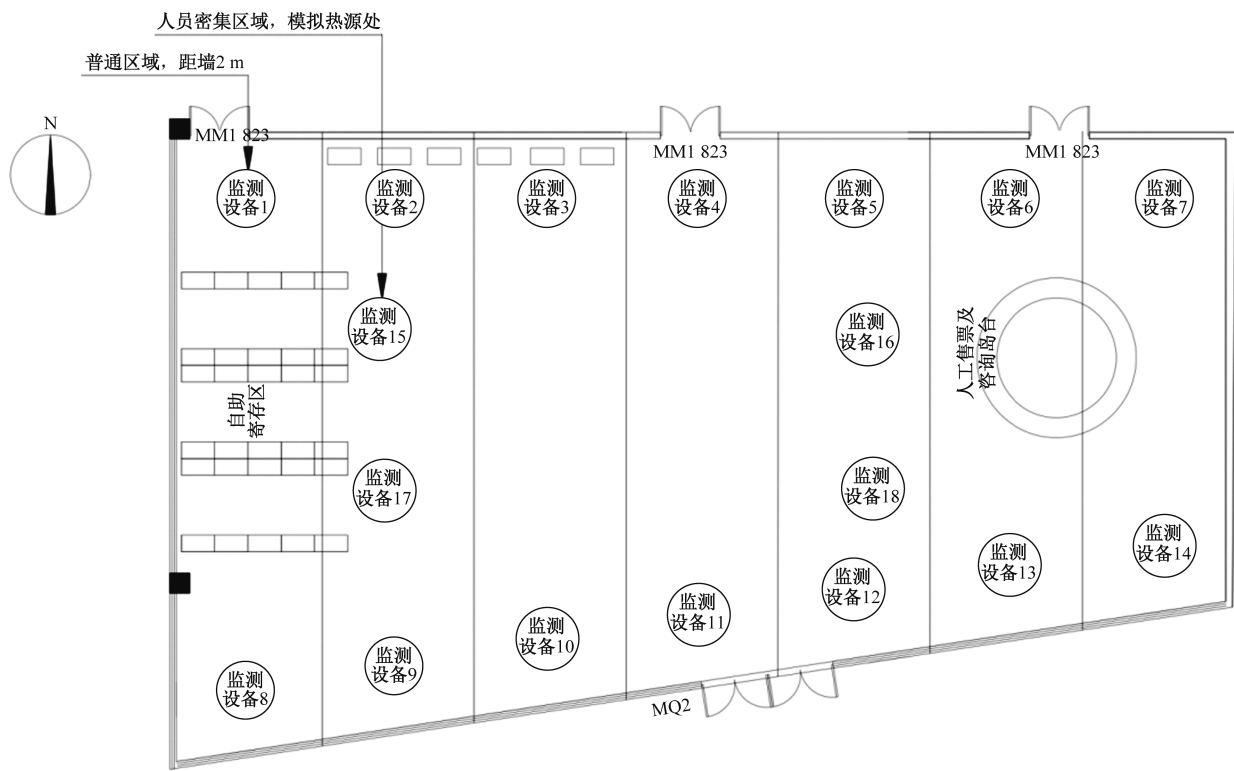


图 14 温度计和风速仪设置

表 4 监测数据平均值

监测设备编号	温度/℃	风速/(m·s ⁻¹)	检测设备编号	温度/℃	风速/(m·s ⁻¹)
1	24.4	0.4	10	24.6	0.1
2	24.6	0.2	11	25.8	0.4
3	24.3	0.3	12	25.6	0.3
4	24.8	0.5	13	24.1	0.1
5	24.6	0.2	14	24.2	0.0
6	24.8	0.2	15	25.0	0.1
7	24.4	0.1	16	24.8	0.3
8	24.4	0.2	17	24.8	0.2
9	24.5	0.2	18	24.6	0.4

参考文献

[1] 王晓辉, 邱映, 杨亚龙. 基于热舒适度和焓值的室内环境联控策略[J]. 科学技术与工程, 2022, 22(15): 6270-6277.

[2] 张慎, 程明, 王义凡, 等. 基于 RANS 和 LES 的高大空间建筑气流组织仿真和热舒适度评价方法[J]. 系统仿真学报, 2023, 35(10): 2212-2222.

[3] 于欣. 运用 CFD 对大型办公建筑高大中庭空间空调的数值模拟研究[D]. 北京: 北京建筑大学, 2017.

[4] 蔡宁, 王梦迪, 李志浩, 等. 大空间建筑夏季喷口送风工况下室内空气垂直温度分布试验研究[J]. 南京理工大学学报, 2019, 43(5): 600-606.

[5] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008: 1916-1922.

[6] 谭良才, 陈沛霖. 高大空间恒温空调气流组织设计方法研究[J]. 暖通空调, 2002, 32(2): 1-4.

[7] 汪君, 刘东, 吴利瑞, 等. 某高大空间宴会厅空调气流组织的模拟研究[J]. 建筑热能通风空调, 2014, 33(6): 43-47.

[8] SHUKLA V, KAVITI A K, SCHOLAR P G. Different analysis on wind turbine blade: a review[J]. International Journal for Scientific Research & Development, 2015, 3(9): 321-326.

[9] 端木琳, 王振江, 李祥立, 等. 区域建筑形状对围护结构冷负荷的影响分析[J]. 土木建筑与环境工程, 2011, 33(S1): 1-5.

[10] 马添水, 高岩. 建筑冷负荷对综合能源系统运行优化的影响[J]. 科学技术与工程, 2022, 22(27): 12124-12130.

[11] 蒙慧玲, 蒙陈昱, 巩敬超, 等. 基于评价指标的超低能耗建筑围护结构设计研究[J]. 河南大学学报(自然科学版), 2024, 54(6): 738-747.

[12] 舒海文, 马天驰, 高进. 大跨度空间非等间距喷口送风空调设计方法[J]. 暖通空调, 2024, 54(3): 39-44.

[13] 舒海文, 马天驰, 高进. 大跨度空间非等间距喷口送风空调设计方法[J]. 暖通空调, 2022, 54(3): 39-44.

[14] 民用建筑室内热湿环境评价标准: GB/T 50785—2012[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.

Positive Feedback from the Construction Party in the Comfort Control of the Air-conditioning System

ZENG Fansen, FENG Quanli, WEI Guoli, ZHOU Lei, DAI Taotao

(China Construction Xinjiang Construction Engineering (Group) Co, LTD. , Urumqi 830011, China)

Abstract: A comprehensive analysis of air distribution and thermal comfort assessment within large-scale heating, ventilation, and air conditioning(HVAC) systems holds significant value in enhancing indoor thermal comfort levels and reducing energy consumption. In order to improve the use comfort of irregular large space air conditioning and reduce the impact of the installation position of air conditioning indoor unit on the comfort of air conditioning, the construction party carried out software simulation test on the service hall on the second floor of a tourist center in Guangyuan City with the help of computational fluid dynamics (CFD) simulation software Fluent, and deepened the design of the area. In the simulation, it is found that although the comfort level of the service hall meets the standard requirements, there is still a large space for optimization. Therefore, the drawings were further designed according to the simulation results of the CFD software. After the deepening design, the simulation results were improved from local regional level and large area level to local regional level and large area level I. Finally, the actual wind speed and temperature of the service hall are compared with the simulation results. The results show that, except for a small part of the temperature and wind speed affected by the doors and Windows and personnel flow, other areas have less error with the simulation results. With the help of specific examples, the positive feedback idea of the construction party on the comfort control of the air conditioning system is opened, the scientific nature of the construction party in the project construction is improved, which provides some ideas and experience for the construction party to put forward the deepening design.

Keywords: construction party control; irregular layout; simulation; comfort air conditioning; deepening design; positive feedback