

引文格式:张梦帆,王珣璠,郭霖,等. 数据机房对流辐射耦合换热空调系统冷却效果影响研究[J]. 太原理工大学学报, 2026, 57(2): 433-442.

ZHANG Mengfan, WANG Yufan, GUO Lin, et al. Influences of cooling effect of convection-radiation-coupled heat transfer air-conditioning system in data room[J]. Journal of Taiyuan University of Technology, 2026, 57(2): 433-442.

数据机房对流辐射耦合换热空调系统冷却效果影响研究

张梦帆¹, 王珣璠¹, 郭霖², 张海云², 狄彦强³, 程远达¹

(1. 太原理工大学 土木工程学院, 山西 太原; 2. 山西建筑工程集团有限公司, 山西 太原;

3. 中国建筑科学研究院 中国建筑技术集团有限公司, 北京)

摘 要:【目的】为解决机柜服务器内部高温元件产生的局部热点问题,同时降低数据机房空调系统能耗,建立包含服务器元器件几何形状的数值模型,通过辐射导流板与高温元件辐射换热来缓解局部热点热像。【方法】对比研究辐射导流板机柜服务器冷却效果的影响因素,同时利用供热指数、回热指数、回风温度指数以及能量利用系数对机房热环境进行评价分析;在此基础上对新型对流辐射耦合换热空调系统的送风温度、辐射板安装角度及温度等关键参数进行优化。【结果】结果表明:包含服务器元器件几何形状的数值模型可以更好地反映机柜内部气流组织与温度分布;同一送风温度下采用45°辐射导流板的机房热环境最佳;新型对流辐射耦合换热空调系统送风温度可高达22℃,与传统对流空调系统设计送风温度相比提高了4℃,机房空调系统耗电量可节约12.95%;辐射导流板温度由16提高至21℃时,仍满足数据机房空调设计要求,此时空调系统耗电量可进一步降低1.05%。

关键词:数据机房;局部热点;对流辐射耦合换热;数值模拟;辐射导流板

中图分类号:TU831 **文献标识码:**A

DOI:10.16355/j.tyut.1007-9432.20230724

文章编号:1007-9432(2026)02-0433-10

Influences of Cooling Effect of Convection-Radiation-Coupled Heat Transfer Air-Conditioning System in Data Room

ZHANG Mengfan¹, WANG Yufan¹, GUO Lin², ZHANG Haiyun²,
DI Yanqiang³, CHENG Yuanda¹

(1. College of Civil Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan, Shanxi, China; 2. Shanxi Construction Engineering Group Co., Ltd, Taiyuan, Shanxi, China; 3. China Academy of Building Research, China Building Technique Group Co., Ltd, Beijing, China)

Abstract:【Purposes】It is meaningful to solve the local hot spot problem generated by high-temperature components inside cabinet server and at the same time to reduce the energy consumption of air conditioning system in data room. 【Methods】A numerical model containing the geometry of server components was established, and the local hot spot thermal image was mitigated by radiating heat exchange between radiant deflector plate and high-temperature component. The influencing factors of

收稿日期:2023-10-31;修回日期:2024-01-26

基金项目:山西省科技厅中央引导地方科技发展资金项目(YDZJSX2021A022)

第一作者:张梦帆,硕士研究生,(E-mail)852358963@qq.com

通信作者:程远达,博士,教授,主要从事建筑能源与室内环境,开展室内环境品质控制技术的研究,(E-mail)chengyuanda@tyut.edu.cn

the cooling effect of cabinet server with radiation deflector plate were studied comparatively, and the heat supply index, heat return index, return air temperature index, and energy utilization coefficient were used to evaluate and analyze the thermal environment of server room; on this basis, key parameters such as the air supply temperature, the installation angle, and the temperature of the radiation plate of the new convection-radiation-coupled heat exchanger air-conditioning system were optimized. **【Results】**The results show that the numerical model including the geometry of server components can better reflect the airflow organization and temperature distribution inside the cabinet. The thermal environment of the server room with 45° radiation deflector plate is the best at the same air supply temperature. The air supply temperature of the new convection-radiation-coupled heat exchanger and air conditioning system can be as high as 22 °C, which is 4 °C higher than that of the traditional convection air conditioning system, and the power consumption of the server room air conditioning system can be saved by 12.95%. When radiation deflector temperature rises from 16 to 21 °C, the system can still meet the data room air conditioning design requirements, and the air conditioning system power consumption can be further reduced by 1.05%.

Keywords: data room; local hot spot; convection-radiation-coupled heat transfer; numerical simulation; radiation deflector plate

随着我国云计算、大数据、人工智能、互联网、5G 的迅猛发展,作为数据承载体的数据中心建设规模不断扩大。按照标准机架 2.5 kW 统计,截止到 2021 年年底,我国在用数据中心机架规模达到 520 万架,近五年年均复合增速超过 30%^[1]。与此同时,数据中心的高能耗问题日益成为全球关注的焦点。据报道,2020 年我国数据中心用电量为 2 000 亿 kWh,其中空调系统的耗电量约占 40%^[2]。为了适应我国更严格的节能减排政策,有必要降低数据中心制冷系统能耗。

由于 IT 设备的特殊性,维持数据机房内的温度显得尤为重要。从数据机房空调系统的冷却调控范围来看,分为房间级、机架级和芯片级三种。房间级即对整个数据机房进行冷却,能耗较大且容易发生冷热气流掺混,造成局部热点的产生,影响设备安全运行^[3]。具有点对点模式的机架级和芯片级冷却系统可以更好地缓解局部热点现象。但芯片级的空调系统存在初投资高、制冷剂泄漏风险高等问题。因此,机架级的数据机房空调系统成为当前研究的热点方向之一^[4]。LING 等^[5]通过改变机架前后门的孔隙率提升机架内的冷却效果,发现随着孔隙率的增加,机架内设备产生的热量可以更有效地排出,从而提高机架的散热效率,并建议将孔隙率设置为 40%;RADMEHR^[6]等人通过计算流体动力学软件(CFD)模拟研究了高速射流对不同位置机架内气流组织的影响,结果显示高速射流会导致底部服务器冷空气流量减少,而对称配置的机架更

容易出现流量不足的问题;YUAN^[7]提出了一种阶梯式的服务器布局方式,研究表明当相邻服务器之间存在 0.01 m 的水平差时,机架热点温度可降低 2.5 K;马千里等^[8]模拟研究了小型机房中,服务器水平、侧立、竖立三种不同布局时的冷量利用情况,结果表明当机架内服务器竖立摆放时,机房冷量利用率最高且出现局部热点的可能性最小;YUAN^[9]等人提出了一种新的气流优化方法,通过将柔性挡板布置于机架入口处以改善数据机房的气流组织和冷量分布,研究结果表明当柔性挡板与机架垂直方向成 75°角时,机房内热环境最佳,热点温度可降低 1.5 °C 左右;在后续研究中,他们还发现应用于服务器末端下侧的挡板可以有效减少机架热点,避免服务器损坏,而采用 45°角、尺寸为 8 cm×46 cm 的挡板可以降低 1.9~2.5 K 机架热点温度^[10]。

上述研究表明,通过优化数据机房机架结构和内部气流组织是解决数据机房局部热点问题的有效尝试,然而数据机房高能耗问题并未得到较好解决。因此,刘宏宇等^[11]提出了一种基于对流辐射耦合换热的新型数据机房空调系统。该系统通过辐射板和导流板对热源进行辐射与对流的耦合换热,在减少局部热点的同时还降低了空调系统能耗。在此基础上,赵志宏^[12]将对流与辐射传热集于导流板上,形成辐射导流板,并模拟对比了传统对流空调系统和新型对流辐射耦合系统下的机房热环境,结果表明,新型空调系统的机房冷却效果优于传统机房冷却效果,且当辐射导流板角度设为 30°时,空

调系统制冷效果最佳。然而,刘宏宇等与赵志宏等在研究的过程中均将服务器建模为简化的“黑箱”模型,难以详细分析辐射板与机架内部高温元件的辐射换热过程。因此,尝试通过建立包含服务器元件几何形状的数值模型,研究辐射导流板对高温元件辐射换热的影响,并进一步对新型空调系统的冷却效果进行评价分析。研究结果可以为数据机房热环境改善与空调系统节能设计提供一定理论参考。

1 数学模型及模型验证

1.1 数学模型

采用 Icepak 软件进行研究。由于数据机房内流速较小,空气被看作为不可压缩的理想气体,忽略由流体黏性力做功引起的耗散热;满足 Boussinesq 假设,即认为流体密度的变化仅影响浮升力。湍流模型采用在通风空调房间气流组织研究中常用的零方程模型,建立连续性方程、动量方程、能量方程, SIMPLE 算法求解方程。

1) 质量守恒方程

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

式中, ρ 为空气密度 kg/m^3 ; t 为时间, s ; u 为速度矢量在 x 方向的分量; v 为速度矢量在 y 方向的分量; w 为速度矢量在 z 方向的分量。

2) 动量守恒方程

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div}(uU) = \text{div}(v\text{grad}u) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \text{div}(vU) = \text{div}(v\text{grad}v) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}. \quad (3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \text{div}(wU) = \text{div}(v\text{grad}w) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (4)$$

式中, U 为合速度, m/s ; p 为静压, Pa ; v 为运动黏度。

3) 能量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho UT) = \text{div}\left(\frac{\lambda}{c_p} \text{grad}T\right) + S_T. \quad (5)$$

式中, T 为热力学温度, K ; λ 为空气的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; c_p 为比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; S_T 为流体内热源及由于黏性作用流体机械能转换为热能的部分, 简称黏性耗散项。

4) 零方程模型

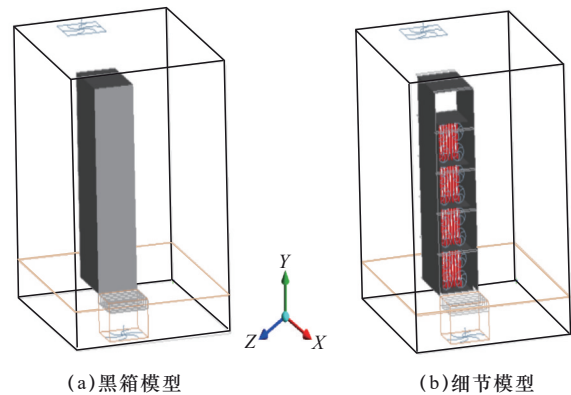
$$\mu_1 = l_m^2 \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right|. \quad (6)$$

式中, l_m 为混合长度, m ; μ_1 为湍流黏度, m^2/s 。

1.2 模型验证

参考文献^[13]中的数据机房模型简化边界条件的实验中所测得的数据, 对模型进行可靠性验证。文献^[13]中的数据机房为一个小型数据中心实验室, 设有一个总发热量为 4 kW 的机柜, 机柜前布置一块 $0.61 \text{ m} \times 0.61 \text{ m}$ 、开孔率为 25% 的送风孔板, 送风量为 $0.38 \text{ m}^3/\text{s}$, 机柜前后门格栅孔隙率约为 60% 。机柜内摆放 4 台 10U 模拟服务器, 每个服务器包含 4 个 6 英寸的风扇以及 7 个加热翅片原件。文献^[13]使用了 32 个 t 型热电偶来测量空间和机柜前后的温度, 使用热线风速仪对机柜出入口的气流流速进行测量。

在验证模型的过程中根据实验模型中的机房及设备尺寸, 分别用“黑箱”模型与“细节”模型两种建模方式进行模拟, 模型如图 1 所示。“黑箱”模型即将机柜设置为体热源, 固定体热流量, “细节”模型即将发热元件设置为面热源, 固定面热流密度; 风扇模型设置为 Internal fan, 设定其流量与压降。为了确保对比的严谨性, 其余物体尺寸及参数设置、边界条件均保持一致。在模拟结果中提取与实验相同的测点, 对比测点的温度值与速度值。



(a) 黑箱模型

(b) 细节模型

图 1 基于不同机柜模型的机房实验室物理模型

Fig.1 Physical modes of server room labs with different cabinet models

由图 2 中实测值与模拟值数据对比发现, “黑箱”模型与“细节”模型的机柜进出口温度与速度的模拟值与实测值的趋势基本一致。分别计算两种模型机柜进出口温度及速度的平均误差得到: “黑箱”模型机柜进出口温度的平均误差为 2.75% , 速度的平均误差为 8.03% , 而“细节”模型机柜进出口温度的平均误差为 1.45% , 速度的平均误差为 3.33% , 因此“细节”模型的模拟结果更接近实测值。考虑到误差产生的原因可能是因为模拟假设条件与实际情况有偏差, 且误差小于 15% , 能满足工程

所需,因此认为研究采用的“细节”模型、计算方法以

及在此基础上进行的数值模拟具有一定的可靠性。

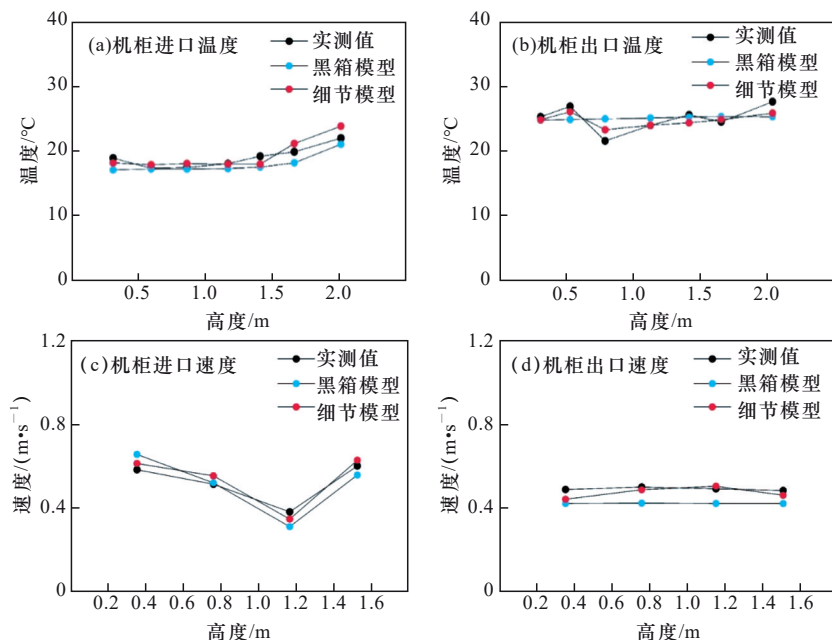


图2 实测值与模拟值对比

Fig.2 Comparison of measured and simulated values

2 模拟工况设置与评价指标确定

2.1 物理模型

传统机房模型整体尺寸为 $8.2\text{ m}\times 5.6\text{ m}\times 3\text{ m}$,采用典型的下送上回、冷热通道分离的送风方式,冷热通道宽度为 1.2 m 。机房“面对面”布置两排机柜,每排7个机柜,机柜尺寸为 $0.6\text{ m}\times 1.0\text{ m}\times 2.0\text{ m}$ 。每台机柜均匀布置10台2U服务器,服务器的发热

量均为 $350\text{ W}/\text{台}$,并且在各服务器间隔处设置挡板,防止热回流。在传统对流空调系统的基础上提出一种基于对流辐射耦合换热的新型空调系统,即在每个机柜服务器进口处设置辐射导流板,导流板尺寸为 $0.6\text{ m}\times 0.1\text{ m}$ 。由于所研究的模型在空间上完全对称,因此为了提高计算效率,建立了二分之一数据机房模型,模型如图3所示。

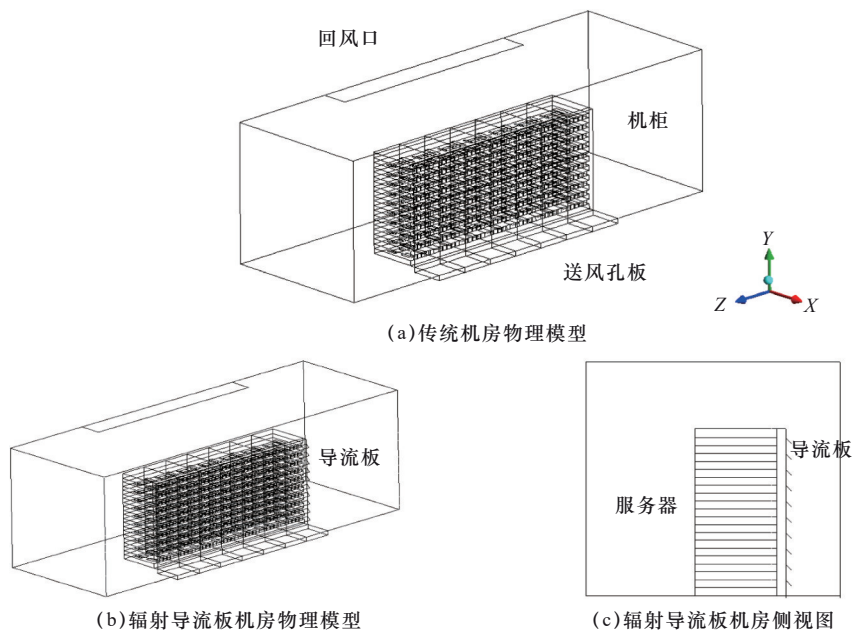


图3 机房模型

Fig.3 Server room models

2.2 模拟设置

在Fluent中开启DO模型,辐射导流板设置为恒壁温边界。由于研究的重点为送风孔板以上的温度及速度场,因此在模拟时不考虑地板静压箱内的气流流动。送风口为送风孔板,总送风质量为5.6 kg/s,送风温度18℃,辐射板温度16℃。回风口设置在热通道上方的天花板,出口边界条件为质量流量出口。

2.3 网格无关性验证

使用Icepak软件对几何模型进行结构化网格划分。在保证计算精度的前提下,为了降低计算成本,选取3种不同数量的单元进行网格独立性检验,网格数量分别为77万、123万和178万。在房间内从低到高间隔0.2 m依次取10个点($x=1.7$ m, $z=1$ m),提取各点的温度与速度值作为验证标准。计算结果如图4所示,网格数从77万提高到123万时误差较大,从123万提高到178万时误差相对较小,因此123万的网格可以满足计算精度要求,同时提高计算效率,最终选用123万的网格。

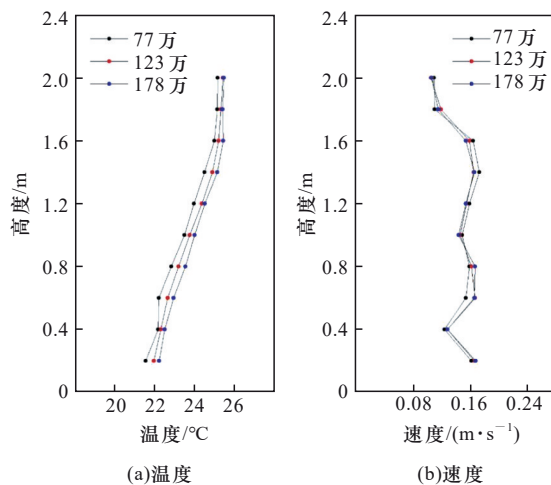


图4 网格无关性验证

Fig.4 Grid-independence verifications

2.4 模拟方案

模拟方案见表1,共设置了17个方案。首先研究辐射导流板对机柜服务器冷却效果的影响;在此基础上对新型对流辐射耦合换热空调系统的送风温度及辐射板表面温度进行优化。方案一至方案四采用传统对流空调系统,其中方案二至方案四在方案一的基础上布置导流板,并对导流板不同角度进行对比;方案五至方案七采用新型空调系统,在不同角度导流板上增设辐射系统,研究新型对流辐射耦合换热空调系统对机柜冷却效果的影响;方案八至方案十一将不同送风温度作为研究变量,在保

证方案七条件下机房的冷却效果,优化了增设辐射导流板的新型空调系统送风温度;方案十二采用传统空调系统作为对比工况;方案十三至方案十七在保证方案十一条件下机房的冷却效果,将辐射导流板表面温度作为研究对象,优化了辐射板表面温度。

表1 模拟方案
Table 1 Simulation scenarios

模拟方案	送风温度/℃	导流板角度/(°)	辐射温度/℃
方案一	18	/	/
方案二	18	30	/
方案三	18	45	/
方案四	18	60	/
方案五	18	30	16
方案六	18	45	16
方案七	18	60	16
方案八	19	45	16
方案九	20	45	16
方案十	21	45	16
方案十一	22	45	16
方案十二	22	45	/
方案十三	22	45	17
方案十四	22	45	18
方案十五	22	45	19
方案十六	22	45	20
方案十七	22	45	21

2.5 评价指标

2.5.1 供热指数SHI和回热指数RHI

SHARMA^[14]等在论文中提出了两个指标,分别是供热指数SHI、回热指数RHI。SHI表征冷气流在进入机柜前的冷量损失与空调总冷量损失之比,比值越小,表明冷量利用率越高,最佳SHI值为0;RHI表征冷气流用于冷却服务器所损失的冷量与冷气流从地板送风口到机柜排风口处总冷量损失之比,比值越大,表明冷量利用率越高,最佳RHI值为1。SHI、RHI具体定义如下:

$$SHI = \frac{\delta Q}{Q + \delta Q} \quad (7)$$

$$RHI = \frac{Q}{Q + \delta Q} \quad (8)$$

$$\delta Q = \sum_j \sum_i m_{i,j}^r c_p \left[(T_{in}^r)_{i,j} - T_{ref} \right] \quad (9)$$

$$Q = \sum_j \sum_i m_{i,j}^r c_p \left[(T_{out}^r)_{i,j} - (T_{in}^r)_{i,j} \right] \quad (10)$$

式中 Q 为机房总散热量,kW; δQ 为送风气流的冷损失,kW; $(T_{in}^r)_{i,j}$ 为第 i 列第 j 个机架的进风温度,℃;

$(T_{\text{out}}^r)_{i,j}$ 为第 i 列第 j 个机架的出风温度, $^{\circ}\text{C}$; T_{ref} 为空调送风温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

2.5.2 回风温度指数 RTI

RTI 等表征空调机组与 IT 设备的平均进排风温差之比, 可用于判断机柜是否处于冷气流旁通或热气流再循环的状态^[15]。RTI 具体定义如下:

$$\text{RTI} = \frac{T_r - T_s}{\Delta T_{\text{equipment}}} \quad (11)$$

式中 T_r 、 T_s 、 $\Delta T_{\text{equipment}}$ 分别为机房回风温度、机房送风温度、机柜进排风平均温差, $^{\circ}\text{C}$ 。RTI > 1, 表示机房存在热气流再循环现象; RTI < 1, 表示机房存在冷气流旁通现象; RTI = 1, 表示机房气流组织处于理想状态。

2.5.3 能量利用系数 η_r

η_r ^[15] 值用于评价机柜内部气流分布特性, 其值越大, 冷量利用率越高。 η_r 具体定义如下:

$$\eta_r = \frac{T_{\text{out}} - T_{\text{ref}}}{\frac{T_{\text{out}} + T_{\text{in}}}{2} - T_{\text{ref}}} \quad (12)$$

式中 T_{out} 、 T_{in} 、 T_{ref} 分别为机柜排风温度、机柜进风温度、空调送风温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

3 结果分析

3.1 辐射导流板对冷却效果的影响

3.1.1 速度场分析

由于机柜底部和顶部易产生局部热点, 取机柜底部 $y=0.2\text{ m}$ 及机柜顶部 $y=1.8\text{ m}$ 处的截面分析速度分布, 观察机房气流组织的变化。由于辐射系统基本不影响气流组织分布, 故此处仅分析导流板角度对气流组织的影响。由图 5 观察发现, 传统机房底部服务器存在较为严重的热回流现象, 且两端机柜底部入口处出现小范围的涡流。分析原因可能是由于机柜底部送风速度大, 气流在此处形成低压区, 绕过服务器, 导致底部冷量不足而吸入热回流, 回流碰到机柜壁产生涡流。布置导流板后底部热回流减少、冷量增多, 且机柜排风可以较好地流向空调回风口。传统机房与布置导流板的机房气流在机柜顶部两侧的回风口附近均产生了涡流, 导流板角度设置为 45° 时涡流较小。根据底部及顶部截面速度流线图得出, 机房内布置 45° 导流板时, 气流组织分布最为均匀、热环境最好。

3.1.2 温度场分析

取相同截面进行温度场分析。由图 6 可知, 各方案下机房冷通道内的平均温度在 $18\sim 23.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范

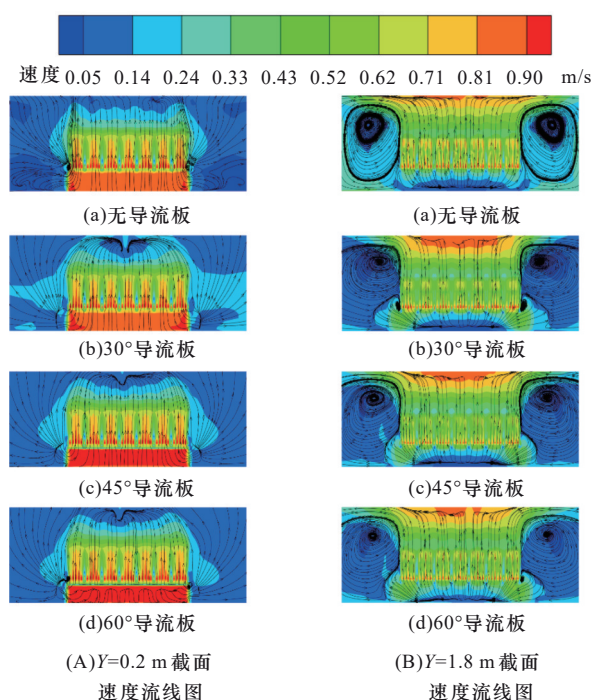


图 5 不同截面速度流线图

Fig.5 Velocity flows for different cross sections

围内, 满足 GB 50174-2017《数据中心设计规范》^[16] 对冷通道或机柜进风区域的温度要求。

3.1.3 供热指数 SHI 和回热指数 RHI

图 7 对比了方案一、方案三、方案六的 SHI 值和 RHI 值。由图可以看出导流板角度设置为 45° 时, 两个指标最佳。方案六的 SHI 值最低为 0.026, RHI 值最高为 0.974; 方案三次之, SHI 值为 0.029, RHI 值为 0.971; 方案一的 SHI 值最高为 0.044, RHI 值最低为 0.956, 两指标最高与最低值相差 1.8%。这主要是因为布置导流板可以将更多的冷气流导入机柜中, 此外在导流板上增设辐射系统进一步冷却送风气流。

观察图 6(a) 可知, 传统机房底部及顶部服务器发热元件均存在局部热点。对比图 6(a) 和 6(e) 可以发现, 增设导流板后热源温度降低, 这是由于导流板促使服务器冷空气流量增多, 强化了发热元件与气流间的对流换热。观察图 6(c) 和 6(e) 可以发现, 增设辐射系统进一步降低了发热元件的温度, 这是因为低温辐射板与高温元件进行了辐射换热, 服务器的冷却效果大大提升。对比图 6(b)、6(c)、6(d) 可知, 当辐射导流板角度设置为 45° 时, 机柜内局部热点的面积显著减小, 此时空调系统的制冷性能最佳。提高了机房的冷量利用率。因此, 布置 45° 辐射导流板机房的冷却效果最好。

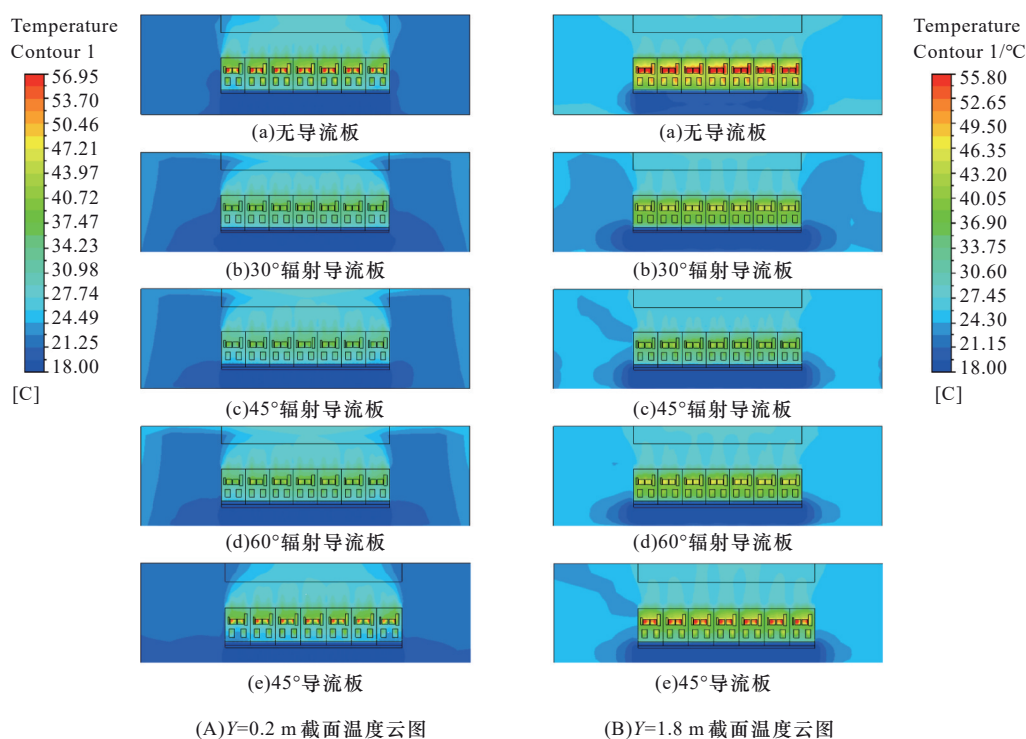


图 6 不同截面温度云图

Fig.6 Temperature maps of different cross sections

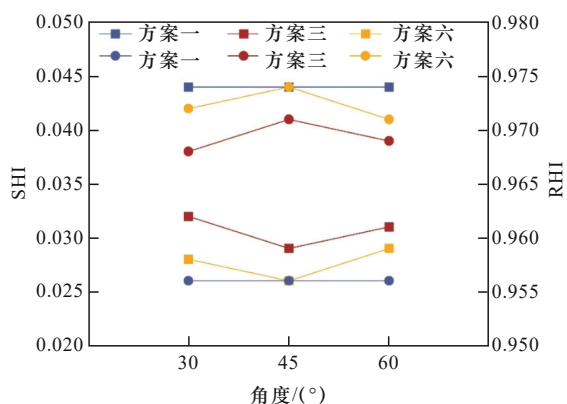


图 7 不同角度 SHI、RHI

Fig.7 SHI and RHI with different angles

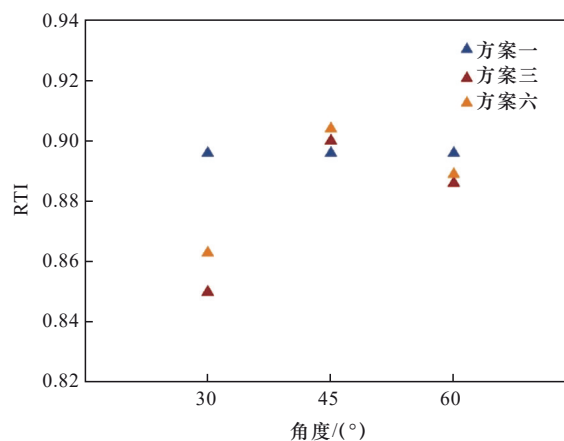


图 8 不同角度 RTI

Fig.8 RTI with different angles

3.1.4 回风温度指数 RTI

图 8 对比了三种方案的 RTI 值。方案一采用传统对流空调系统,在此基础上方案三增加了导流板,方案六采用新型对流辐射耦合空调系统。从导流板角度看,45°导流板的 RTI 值较高,其中方案六的 RTI 值最高为 0.904,方案一最低为 0.896,二者相差 0.8%,说明布置辐射导流板有助于送风气流流入机柜,减少机柜的冷气流旁通现象。

3.1.5 能量利用系数 η_r

图 9 对比了七种方案的 η_r 值。由图可知,除方案四以外,其他方案中各机柜的 η_r 值均高于方案一,方案四中 1、7 机柜的 η_r 值低于方案一。七个方案

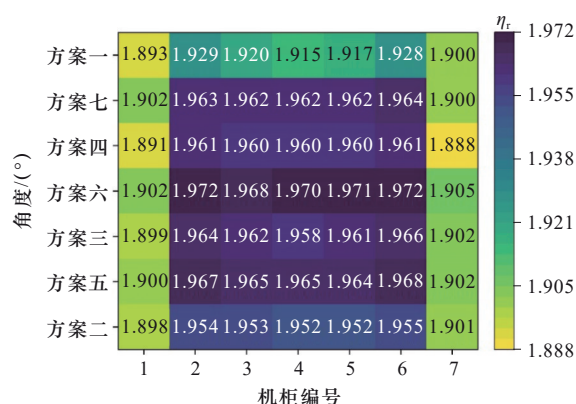
中,方案五的平均 η_r 值比方案一高 1.71%,方案六的平均 η_r 值比方案一高 1.93%,方案七的平均 η_r 值比方案一高 1.6%,这说明增设辐射系统促使服务器冷量增多,强化了冷却效果,同时表明将导流板角度设置为 45°时机房的冷量利用率最高。

综上,根据四个热环境评价指标表明,数据机房冷却效果程度为:辐射导流板机房>导流板机房>传统无导流板机房,且布置 45°辐射导流板的机房冷却效果最优。

3.2 送风温度及辐射板温度参数优化研究

3.2.1 送风温度优化研究

由图 10 可知将送风温度从 18 °C 提高至 23 °C 的

图9 不同角度 η_r Fig.9 Data of η_r with different angles

过程中,布置辐射导流板机房的SHI值逐渐降低,RHI值逐渐升高,且均优于无导流板的情况;RTI值逐渐降低,当送风温度提高至23℃时,RTI值低于无导流板的情况,说明布置辐射导流板机房的冷气流旁通现象比无导流板的情况严重,此时布置辐射导流板无法改善机房热环境; η_r 值基本呈上升趋势,且高于无导流板的情况,说明在提高送风温度的过程中冷量利用率也不断提高。综合四个热环境评价指标得出:当送风温度提高至22℃时,布置辐射导流板机房的热环境仍优于无导流板机房。同时由表2可知,当送风温度提高至22℃时,布置辐射导流板机房的各截面及整体温度远低于传统机房温度,故采用新型对流辐射耦合换热空调系统可将数据机房的送风温度提高4℃。理论研究表明,空调的蒸发温度相应提高,制冷系数提高,机房回风温度每提高1℃,机房空调的耗电量节约2%~5%^[17],取中间值3.5%,采用新型空调系统后机房的回风温度从27.02℃提高到30.72℃,回风温度提高了3.7℃,空调耗电量可以节约12.95%。

3.2.2 辐射板温度优化研究

在送风温度为22℃的情况下进一步优化低温辐射板温度。由图11可知将辐射温度从16℃提高至22℃的过程中,辐射导流板机房的SHI值逐渐升高,RHI值逐渐降低,当辐射温度提高到22℃时,机房的SHI值高于布置导流板的情况,RHI值低于布置导流板的情况;RTI值逐渐升高且小于1,说明提高辐射温度可以减轻机房冷气流旁通现象; η_r 值呈下降趋势,当辐射温度提高至22℃时, η_r 值低于布置导流板的情况,此时增设辐射系统对机房热环境将不再起改善作用。由表3可知,当辐射板温度提高至21℃时,布置辐射导流板机房的各截面及整体温度远低于仅布置导流板的机房温度,同时发现提

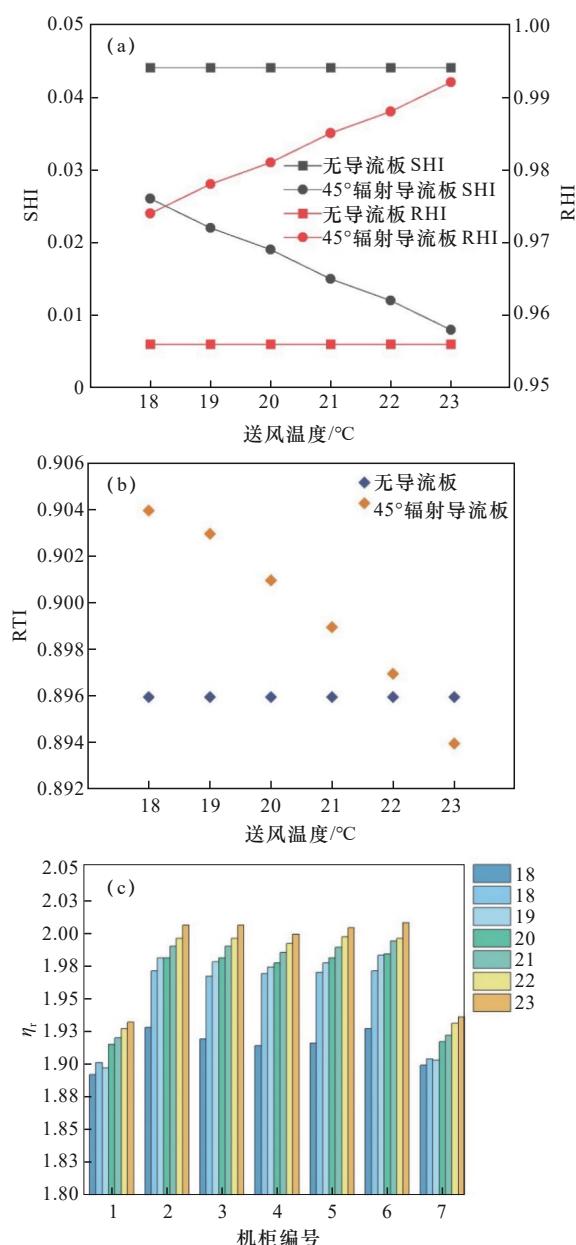


图10 不同送风温度下机房热环境评价指标

Fig.10 Evaluation indices of thermal environment of server room at different air supply temperatures

表2 不同送风温度下机房不同截面最高温度值(℃)

Table 2 Maximum temperature values of different sections of server room at different air supply temperatures(℃)

模拟方案	送风温度	辐射温度	机柜底部 (y=0.2)	机柜顶部 (y=1.8)	机房整体区域
方案一	18	/	56.95	55.80	59.61
方案六	18	16	41.74	43.71	51.52
方案八	19	16	42.66	44.49	52.44
方案九	20	16	43.65	45.44	53.46
方案十	21	16	44.51	46.26	53.71
方案十一	22	16	45.50	47.16	54.48

高辐射板温度对于各截面的温度变化较小。综合四个热环境评价指标及最高截面温度得出:当辐射

温度提高至 21℃时,新型对流辐射耦合换热空调系统的冷却效果仍优于传统对流空调系统,故低温辐射

板温度可提高 5℃。此时机房回风温度由 30.72℃提高至 31.02℃,空调耗电量进一步节约 1.05%。

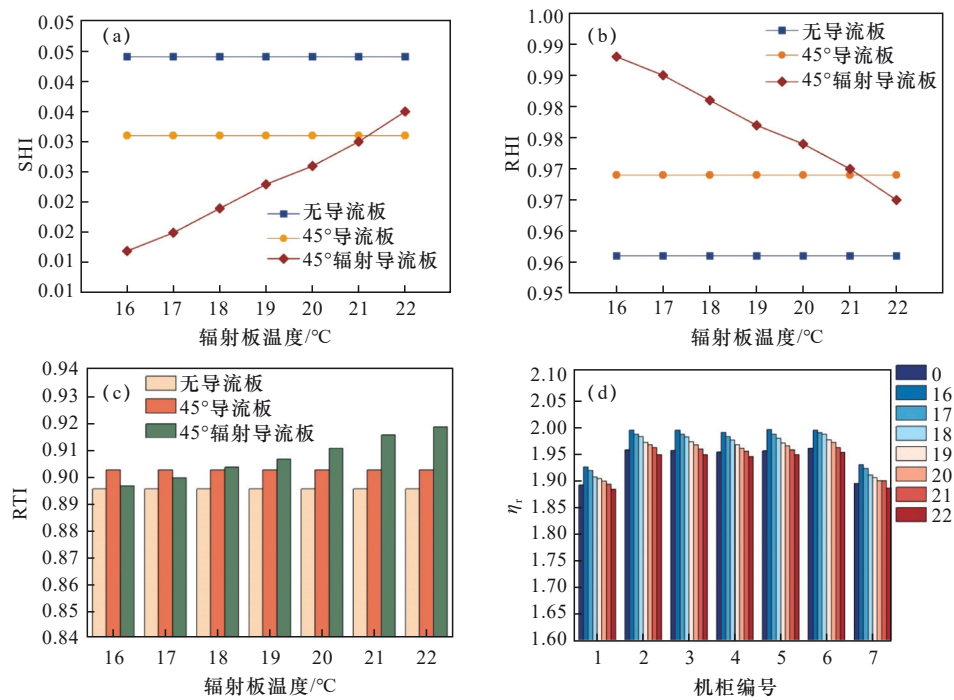


图 11 不同辐射板温度下机房热环境评价指标

Fig.11 Evaluation indices of the thermal environment of server room with different radiation plate temperatures

表 3 不同辐射温度下机房不同截面最高温度值(℃)

Table 3 Maximum temperature values of different sections of the server room with different radiation temperatures(℃)

模拟方案	送风温度	辐射温度	机柜底部 (y=0.2)	机柜顶部 (y=1.8)	机房整体区域
方案一	18	/	56.95	55.80	59.61
方案十一	22	16	52.33	53.84	57.20
方案十二	22	/	45.50	47.16	54.48
方案十三	22	17	45.52	47.25	54.56
方案十四	22	18	45.55	47.35	54.73
方案十五	22	19	45.58	47.43	54.76
方案十六	22	20	45.60	47.49	55.10
方案十七	22	21	45.61	47.52	55.13

4 结论

1)将服务器元器件几何形状体现在机柜模型中,可以更好地反映机柜内部气流组织与温度分布。

2)在同一送风温度下,基于对流辐射耦合换热的新型空调系统的冷却效果优于传统对流空调系统,服务器内发热元件温度大幅下降。在机柜进口处设置 45°辐射导流板,机房气流组织分布较为均匀,冷量利用率高,机柜内部局部热点的面积显著减小,因此建议将导流板角度设置为 45°。

3)与传统对流空调系统相比,在满足 GB 50174—2017《数据中心设计规范》标准及服务器冷却效果下,采用新型对流辐射耦合换热空调系统可将送风温度提高 4℃,空调耗电量可节约 12.95%。

4)在送风温度为 22℃的前提下,将辐射导流板的温度从 16 提高至 21℃,对于热源的冷却效果差别不大,但有利于减少冷气流旁通。当辐射温度提高至 22℃时,在导流板上增设辐射系统的机房冷量利用率低于仅布置导流板的机房。因此建议将辐射温度提高至 21℃,此时空调耗电量进一步降低 1.05%。

参考文献:

- [1] 中国信息通信研究院. 数据中心白皮书(2022 年)[R]. 2022 年 4 月. [2026-03-01]. <http://www.caict.ac.cn/kxyl/qufb/bps/202204/P020220422707354529853.pdf>.
- [2] ZHANG Y, DONG J, ZHANG C, et al. Dynamic model based study on mode switching characteristics and reliability analysis of data center composite air conditioning system[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 227: 120442.
- [3] 吴俊. 关于解决数据中心局部热点问题的研究[J]. 洁净与空调技术, 2023(1): 110-112.

- WU J. Research on solving local hot issues in data center[J]. Contamination Control & Air-Conditioning Technology, 2023(1): 110-112.
- [4] SUN X, ZHANG C, HAN Z, et al. Experimental study on a novel pump-driven heat pipe/vapor compression system for rack-level cooling of data centers[J]. Energy, 2023, 274: 127335.
- [5] LING Y, ZHANG X, LI S, et al. The numerical simulation and experimental study on rack cooling effect in data center with UFAD system[J]. International Journal of Low-Carbon Technologies, 2015, 10(4): 446-451.
- [6] RADMEHR A, KARKI K C, PATANKAR S V. Analysis of airflow distribution across a front-to-rear server rack[C]//International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition. 2007, 42770: 837-843.
- [7] YUAN X, LIANG Y, PAN Y, et al. Airflow management and energy saving potentials at a high-density data center with stepped-like server placement[J]. International Journal of Green Energy, 2022, 19(14): 1554-1567.
- [8] 马千里, 李灿, 陈泉, 等. 数据机房机架内几何结构对冷却性能影响分析[J]. 建筑节能, 2019, 47(11): 144-147, 165.
- MA Q L, LI C, CHEN Q, et al. Analysis of influence of geometric structure in data room rack on cooling performance [J]. Building Energy Efficiency, 2019, 47(11): 144-147, 165.
- [9] YUAN X, WANG Y, LIU J, et al. Experimental and numerical study of airflow distribution optimisation in high-density data centre with flexible baffles[J]. Building and Environment, 2018, 140: 128-139.
- [10] YUAN X, ZHOU X, LIU J, et al. Experimental and numerical investigation of an airflow management system in data center with lower-side terminal baffles for servers[J]. Building and Environment, 2019, 155: 308-319.
- [11] 刘宏宇, 程远达, 杜震宇, 等. 基于对流辐射耦合换热的新型数据机房空调系统[J]. 暖通空调, 2019, 49(10): 105-112.
- LIU H Y, CHENG Y D, DU Z Y, et al. New type of data room air conditioning system based on coupled convective and radiative heat transfer[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2019, 49(10): 105-112.
- [12] 赵志宏. 新型数据机房空调系统冷却特性研究[C]//第二十三届全国暖通空调制冷学术年会文集. 北京: 建筑环境与能源, 2022: 138-143.
- [13] HERMANSEN K A. Validation of simplified rack boundary conditions for numerical data center models[D]. Colorado: Colorado University of Colorado at Boulder, 2011.
- [14] SHARMA R K, BASH C E, PATEL C D. Dimensionless parameters for evaluation of thermal design and performance of large-scale data centers[J]. Asme/Aiaa Joint Thermophysics & Heat transfer conf, 2002: 3091.
- [15] ABBAS A M, HUZAYYIN A S, MOUNEER T A, et al. Effect of data center servers' power density on the decision of using in-row cooling or perimeter cooling[J]. Alexandria Engineering Journal, 2021, 60(4): 3855-3867.
- [16] 中华人民共和国住房和城乡建设部, 中华人民共和国质量监督检验检疫总局: 数据中心设计规范[S]: GB 50174-2017, 北京: 中国计划出版社, 2017.
- [17] 毛路, 王伟, 曹连华, 等. 中国人寿数据中心水冷空调系统的节能方案及实施[J]. 建筑技术, 2016, 47(2): 126-130.
- MAO L, WANG W, CAO L H, et al. Energy conservation of water-cooling air-conditioning system for data center [J]. Architecture Technology, 2016, 47(2): 126-130.

(编辑: 万 佳)