

文章编号: 1671-6612 (2024) 05-705-10

既有数据中心机房节能改造方案研究

顾建兵

(中建安装集团有限公司 南京 210023)

【摘要】 为满足当前绿色高质量发展要求,需要对老旧的既有数据中心机房进行节能改造,在中国移动信息港一号地数据中心改造项目中针对原精密空调送风距离较远、易出现局部热点等问题,进行机房运行状态综合评估,并采用计算流体力学(CFD)模拟软件6SigmaRoom对三种拟采用的节能改造方案进行模拟研究,通过分析气流组织情况和空调节能效果,选取顶置式热管空调+封闭冷通道的方案对机房进行改造。通过模拟改造后144h内的耗电量,计算出空调末端PUE因子降至0.014,节电率约为92%。本文研究结果可为既有数据中心机房节能改造提供参考。

【关键词】 数据中心; 气流组织; 节能改造; CFD模拟

中图分类号 TU831.1 文献标志码 A

Research on Energy-saving Renovation Plan for Existing Data Center rooms

Gu Jianbing

(China Construction Industrial Group Co., Ltd, Nanjing, 210023)

【Abstract】 In order to meet the current requirements for green and high-quality development, it is necessary to carry out energy-saving renovation on the old existing data center computer room. In the China Mobile Information Port No.1 Data Center Renovation Project, a comprehensive evaluation of the operating status of the computer room was carried out to address issues such as the long distance of the original precision air conditioning supply and the susceptibility to local hotspots. Computational Fluid Dynamics (CFD) simulation software 6SigmaRoom was used to simulate and study three energy-saving renovation schemes. By analyzing the air flow organization and energy-saving effects of the air conditioning, the top mounted heat pipe air conditioning+enclosed cold channel scheme was selected to renovate the computer room. By simulating the power consumption within 144 hours after renovation, it was calculated that the PUE factor at the end of the air conditioning system decreased to 0.014, resulting in a power saving rate of approximately 92%. The research results of this article can provide reference for energy-saving transformation in existing data center computer rooms.

【Keywords】 Data center; Air distribution; Energy-saving Reform; CFD simulation

0 引言

随着数据中心容量和规模不断扩大,散热密度不断上升,数据中心的能耗问题日益严峻。据统计,在数据中心能耗结构中,主设备耗电占45%-55%,空调设备占35%-45%,电源及其他设备占10%-15%。空调设备的冷却系统能耗是数据中心的消耗大头^[1]。

早期投入使用的数据中心,IT设备更新后,热流密度增大,加之空调系统的老化,内部热环境水平往往难以满足高功率密度的服务器的散热需求,数据中心面临着节能和安全两方面挑战。对很多早期设计的数据中心开展节能改造,探究数据机房绿色节能改造技术,将成为降低数据中心PUE指标和助力我国“双碳”目标的重要技术手段。本文通过

计算流体力学 (CFD) 模拟软件6SigmaRoom对三种拟采用的节能改造方案进行模拟研究, 选定最终方案, 并计算该方案的节能效率^[2]。

1 工程简介

中国移动信息港一号地数据中心改造项位于北京市昌平区, 本文选取G11楼2001号机房开展

研究, 该机房分为IT设备机房和空调机房两部分。IT设备机房长34.5m, 宽16.8m, 地板架空高度0.7m, 无吊顶。共有13列机柜, 每列由12个机柜和1个列头柜组成, 每个机柜长×宽×高=1200mm×600mm×2200mm。精密空调位于IT设备机房南北两侧的空调机房, 采用地板下送风对冷空气进行送风分配^[3]。机柜布置情况如图1所示。

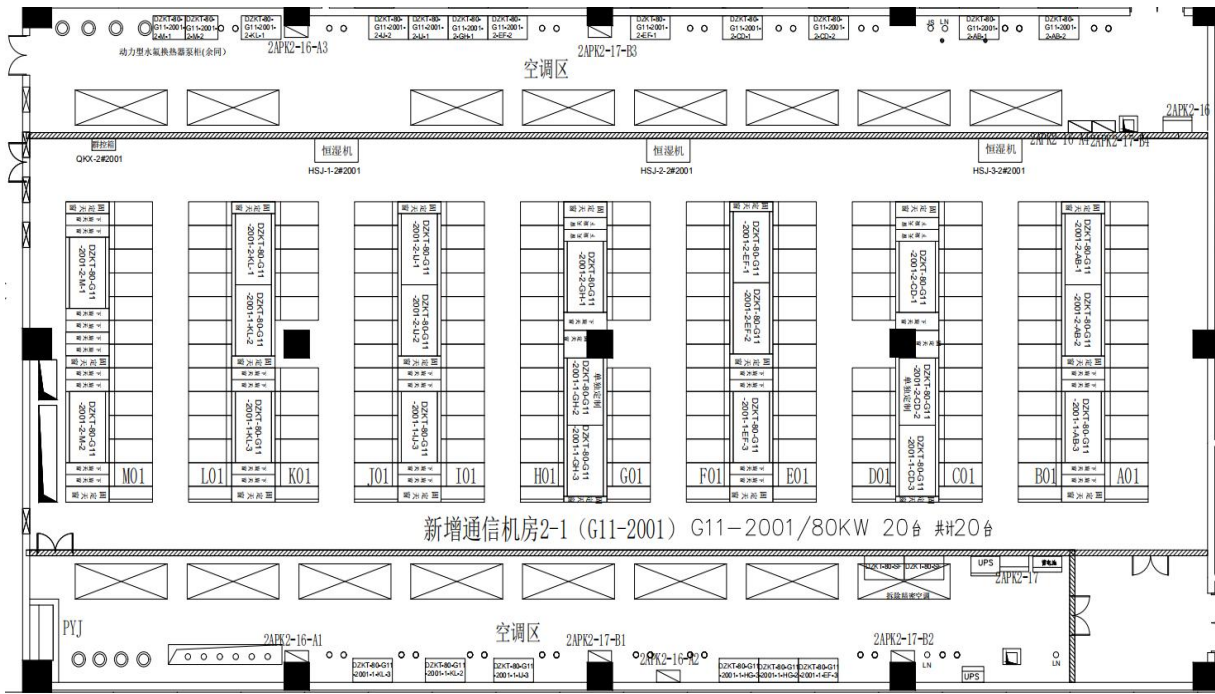


图1 数据中心机房平面图

Fig.1 Plan view of data center computer room

2 既有数据中心机房空调运行状态综合评估

2.1 测量仪器

对数据中心机房的气流组织进行详细的测试, 包括精密空调送回风口的温度和风速、IT设备机柜进出口的温度、内气流温度分布、室内温度场和速度场的测定。在测试过程中使用的仪器有热线风速仪、温湿度自记录仪、数据采集仪等。

2.2 测点布置

为了全面而客观地了解数据机房的温度分布特征, 我们在数据机房内的重要设备位置和关键结构节点设置了多处温度检测点。测温点规划可细分

为两大类: 第一类涵盖了数据中心空间的边界区域, 如长方体型机房的四角以及距离设备有一定距离的过道地带; 第二类则集中于精密空调装置及其周围, 包括机柜的周身各面(前、后、左、右)以及顶部, 以及其他重要构造部件的周边等细节位置。

在这些测温点中, 特别关注的温度测量内容主要有: 机柜的入风与出风温度, 以及数据中心空调系统的入风与回风温度。这种分层次、多方位的测温布局方式能够准确描绘数据机房内部的温度场全貌, 从而准确评估机房空调运行状态。测点布置位置如图2所示。

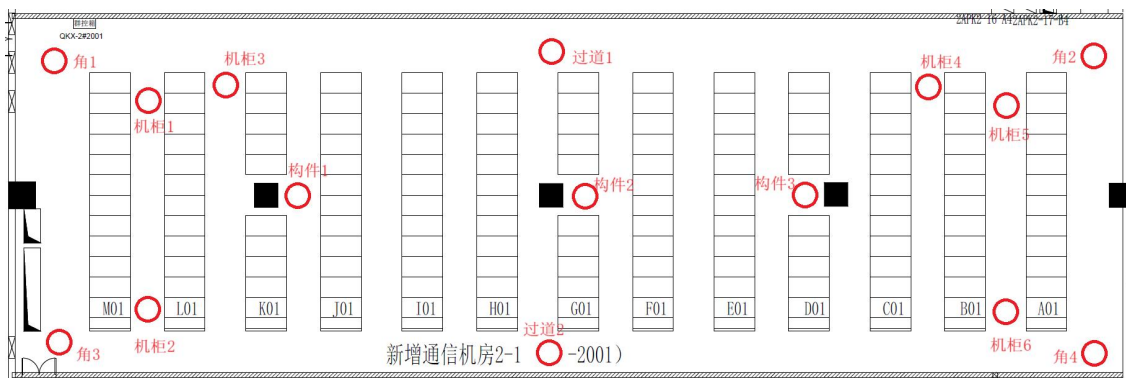


图 2 测点布置位置图

Fig.2 Layout and location map of measurement points

将精密空调送、回风口划分为8个大小相同的区域，在每个区域的中心测量出风口的速度和温度，取测量的平均值作为该送、回风口的速度和温度。

机柜进风口与排风口的温度作为研究核心，是评估IT设备工作区域环境合规性和气流组织冷却效能的关键指标，同时也是检验数值模拟精确性的参照依据。通过仪器在机柜入口和出口的不同垂直高度-上部1.6米、中部1.0米和下部0.4米处实施定点温度和风速测定^[4]。实验观察到，风速与机柜内服务器的实际布局及数量紧密相关，机柜内部气流运动机制主要依靠服务器内置风扇产生的强制对

流作用。服务器数量增加会加剧气流的流动速率和覆盖范围，进而促进热量交换过程的有效进行。而在未配备服务器的空机柜区域，主要依靠自然对流，由于缺乏设备散热，该区域出入口温度受周边环境影响较大，风速变化较小，不具备代表性。

机房内同列机柜进风和排风方向的一致性，冷热通道界限分明。针对此类设计特点采用整体环境冷却策略的测试机房，其区域内温度波动相对较小，因此，在冷热通道的温度测试中，选择4台机柜两侧对应的高度进行测量就足以反映情况。每一列机柜实际消耗的功率可通过各自列头柜的控制面板实时获取，机柜额定功率如表1所示。

表1 机柜额定功率

Table 1 Rated power of the cabinet

编号	负载名称	电压 (V)	电流 (A)	负载率 (%)	有功功率 (kW)	有功电能 (kWh)
1	1QF01	220.3	5.29	8.4	1.05	59625.3
2	1QF02	220.2	10.65	16.9	2.11	106858.7
3	1QF03	220.3	7.15	11.3	1.48	69401.2
4	1QF04	220.1	6.89	10.9	1.46	66437.7
5	1QF05	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
6	1QF06	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
7	1QF07	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
8	1QF08	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
9	1QF09	220.6	7.62	12.1	1.59	78849.4
10	1QF10	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
11	1QF11	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
12	1QF12	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

2.3 测量结果与分析

现场空间、设备测量结果如表2所示。

表2 现场空间、设备测量结果

Table 2 Measurement results of on-site dimensions and equipment

序号	测量项目	测量数据
1	单台空调整冷量	120kW
2	空调尺寸	1830 (宽) × 980 (深) × 1980 (高)
3	空调送风口尺寸	1830 × 980
4	空调回风口尺寸	2000 × 400 / 800 × 800 / 1000 × 400
5	送风量	25000CMH
6	架空地板高度	700
7	房间高度	5400
8	房间尺寸	34500 × 16800
9	柱的尺寸	800 × 800
10	冷通道宽度	1200
11	热通道宽度	1200
12	送风地板数量	24 块
13	送风地板尺寸	600 × 600
14	送风地板开口直径	方形开口
15	送风地板开口率	90%
16	机柜尺寸	600 (宽) × 2200 (高) × 1200 (深)

各测点测量结果如表3所示。

表3 各测点测量结果

Table 3 Measurement results of each measuring point

测点名称	温度 (°C)			速度 (m/s)		
	上	中	下	上	中	下
角 1	21.3	20.8	20.3	1.75	2.15	2.21
角 2	21.0	20.5	20.1	1.59	1.97	1.99
角 3	21.2	20.7	20.2	1.57	1.94	1.96
角 4	21.4	20.9	20.2	1.65	2.25	2.31
过道 1	21.4	21.2	20.8	1.49	2.07	2.19
过道 2	21.6	21.1	20.7	1.47	2.04	2.16
构件 1	24.5	23.9	23.3	1.39	1.97	2.01
构件 2	24.9	24.4	23.8	1.37	1.94	2.05
构件 3	25.1	24.7	24.1	1.36	1.91	2.08
机柜 1	24.2	23.9	23.4	1.81	1.86	1.89
机柜 2	24.1	23.5	23.1	1.80	1.85	1.87
机柜 3	18.5	18.4	18.1	1.97	2.01	2.09
机柜 4	18.6	18.5	18.2	1.95	2.05	2.11
机柜 5	24.3	23.8	23.3	1.79	1.87	1.89
机柜 6	24.1	23.6	23.2	1.77	1.84	1.86

由测试数据可得精密空调平均送风速度为 1.86m/s, 平均温度为 22°C, 总送风量为 23558m³/h,

额定风量为 25000m³/h。十六台空调的送风量为 375724m³/h, 额定风量为 400000m³/h。

根据测量的速度场分析发现，房间精密空调送风距离较远、冷量衰减较大。建筑结构柱附近，气流组织不畅，易出现局部热点。冷通道两边机架的进风温度与机架的使用率之间存在着明显的相互关系。当机架使用率增高时，相应冷通道内机架的进风区域温度也会呈现上升趋势，这就更容易导致局部高温区域的形成，进一步引发了机房内各区域

冷热分布的不均衡问题。

3 气流组织模拟

3.1 几何模型的生成

采用6Sigmaroom软件根据数据中心机房的房间形状和内部设备布置的具体位置和尺寸，按等比例对IT设备机房建立计算模型，如图3所示。

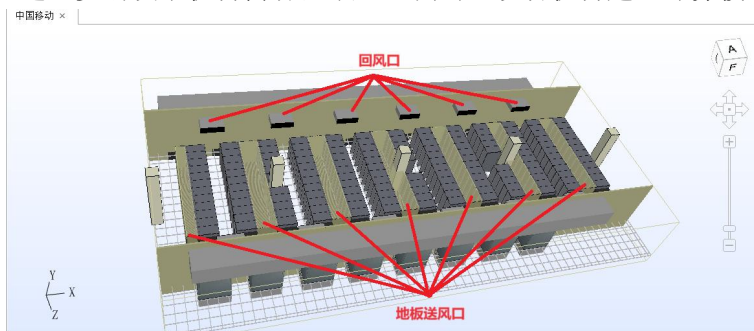


图 3 数据中心机房几何模型

Fig.3 Geometric model of data center computer room

模型简化处理可能会影响到对特定属性参数的预测精度，进而弱化了对机架垂直方向温度梯度分布及气流流量动态变化的刻画效果。完全按照100%理想上架率构建的简化模型，未能充分考虑现实场景中机房内热源的具体位置及其散热量的变化幅度，这将对局部温度预测值的准确性产生不利影响。为此，本文在原有机架模型基础上进行了深化优化，一方面强化了对机架内部服务器详细结

构的模拟，另一方面结合实际运行状态下数据中心机房内各列机架不同的上架率及服务器布局情况，依据实测数据进行细致建模，如图4所示。在模型中纳入了各种上架率下的机架内部散热量、热源个数、风扇配置等因素，旨在使模拟结果更加细腻、精确地体现机房的多种特性参数，从而提高模拟结果的贴近度和精准度。



图 4 机柜实物与几何模型

Fig.4 Cabinet and geometric models

3.2 数值模拟的假设

本文借助6Sigmaroom软件平台对数据中心机房的热环境进行了详细的数值模拟，其中采用了

SIMPLE算法来处理压力与速度间的耦合关系，并采用二阶迎风差分格式进行离散化处理。在启动CFD（计算流体动力学）建模与求解过程前，有必

要对数据中心的空间结构以及流体属性作出合理且简化的预设,力求在确保模拟结果准确性的前提下提升计算效率,具体设定涵盖以下几个方面^[5]:

(1) 基于数据中心内空气压力波动相对较小的事实,采纳Boussinesq近似原理,将室内空气视为不可压缩流体;

(2) 将室内的所有墙体表面设定为对流边界条件,即假定其为绝热壁面,不考虑辐射传热效应;

(3) 按照室内空气处于稳态湍流状态进行模拟;

(4) 在初步模拟阶段,暂时忽略由黏性力导致的热量耗散效应;

(5) 在所考察的时间段内,将服务器产生的热量视作恒定不变的热源;

(6) 对空调机组内部及风管的复杂流动不予详述,仅在模型中设置风管的送风口作为气流入口;

(7) 考虑到房间具有良好的密封性能,暂时忽略了空气微小泄漏的影响。

3.3 边界条件

针对数据机房中的发热元件及空调等关键设备,进行了详细的数据监测与性能分析。在模拟过程中,将空调的送风口和回风口视为自由边界,而数据机房的墙壁与隔断设定为理想的绝热界面,同时在此模型中暂不考虑设备自身厚度对热传递的影响,并关闭了辐射热交换模型,将问题简化为稳态热力学问题进行求解。机房总共配置了16台空调设备,它们的送风边界条件均为一致:每台空凋制冷能力为120kW,送风量为23558m³/h,设定的送风温度为18℃。

3.4 网格划分

网格划分总体上分为结构网格和非结构网格,室内分析通常选择结构网格,户外分析通常选择非结构网格。因为非结构网格只在关键的设备区生成密集的网格,其它区域生成相对稀疏的网格,这样可显著降低网格的数量,对于庞大的户外模型非常有益。

网格控制方法如下:

- (a) 设置目标网格数量;
- (b) 设置为结构网格或者非结构网格;
- (c) 生成边界层网格;
- (d) 控制网格长宽比与膨胀率;

(e) 自定义局部加密网格。

本文模型分别采用非结构化六面体网格、六面体占优网格、六面体结构化网格,网格数量分别为1534842、1722943、1923487,对不同单元类型的网格进行面对齐率、网络体积值、网络偏移度质量检查。三种网格划分方式均能满足计算要求。非结构化六面体网格,网格不垂直相交,适用于对原始几何体如立方体、圆柱等进行划分,对规则的几何体进行贴体划分。单元数、节点数在满足仿真的精度的前提下,数值最小。因此课题选用非结构化六面体网格对数据机房进行模拟仿真,关键设备区域加密网格,模型的初始网格结构如图5所示。

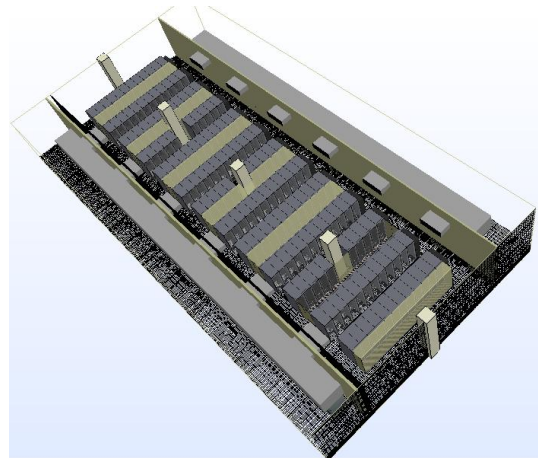


图5 模型初始网格结构

Fig.5 Initial grid structure of model

3.5 仿真求解与数值结果

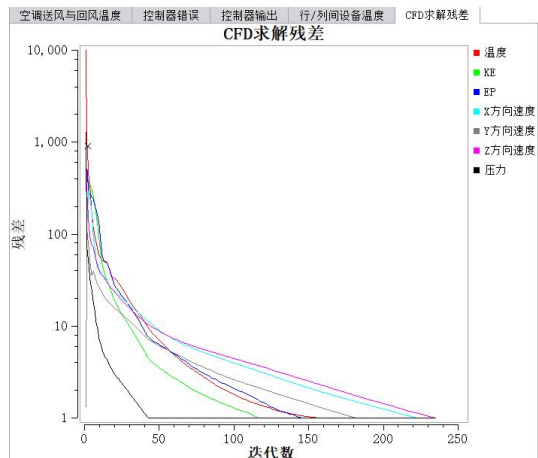


图6 仿真的收敛曲线

Fig.6 Convergence curve of simulation

仿真的收敛曲线如图6所示,在235步时满足残差标准。通过对进口和出口的质量流量、体积流量差异进行统计分析,若所得差值趋于较小,则可初步判定

模型计算已达到收敛状态。选定数据中心空调出风口的中心位置为监测点，并选用温度作为主要监测变量。当模拟结果显示机房出风口的温度在求解迭代过

程中保持稳定，不再发生显著变化时，即可认为该数据中心机房模型的计算已经成功收敛。

各测点仿真结果如表4所示。

表4 各测点仿真结果

Table 4 Simulation results of each measuring point

测点名称	温度 (°C)			速度 (m/s)		
	上	中	下	上	中	下
角 1	20.9	20.4	19.9	1.72	2.11	2.17
角 2	20.6	20.1	19.7	1.56	1.93	1.95
角 3	20.8	20.3	19.8	1.54	1.90	1.92
角 4	21.0	20.5	19.8	1.62	2.21	2.26
过道 1	21.0	20.8	20.4	1.46	2.03	2.15
过道 2	21.2	20.7	20.3	1.44	2.00	2.12
构件 1	24.0	23.4	22.8	1.36	1.93	1.97
构件 2	24.4	23.9	23.3	1.34	1.90	2.01
构件 3	24.6	24.2	23.6	1.33	1.87	2.04
机柜 1	23.7	21.5	22.9	1.77	1.82	1.85
机柜 2	23.6	23.0	22.6	1.76	1.81	1.83
机柜 3	18.1	18.0	17.7	1.93	1.97	2.05
机柜 4	18.2	18.1	17.8	1.91	2.01	2.07
机柜 5	23.8	23.6	22.8	1.75	1.83	1.85
机柜 6	23.6	23.3	22.7	1.73	1.66	1.82

角 1 测点中部测量温度 20.8 °C，模拟温度 20.4 °C，误差 -1.9%；过道 1 中部测量温度 21.2 °C，模拟温度 20.8 °C，误差 -1.8%；机柜 2 中部测量温度 23.5 °C，模拟温度 23.0 °C，误差 -1.7%。

位于冷通道的机柜 5 和机柜 6 测点，中部测量温度 23.8 °C、23.6 °C，模拟温度 23.6 °C、23.3 °C，误差

-0.8%、-1.3%。

将仿真数据与测量数据进行对比分析，计算得到的最高温度误差为 -0.41%、平均温度的误差为 -1.7%，仿真结果与实验结果较接近。

3.6 仿真结果分析

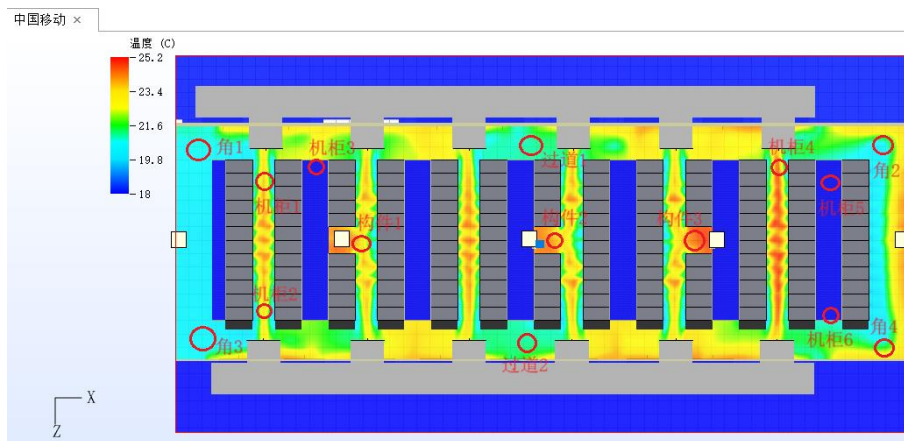


图 7 温度云图

Fig.7 Temperature cloud map

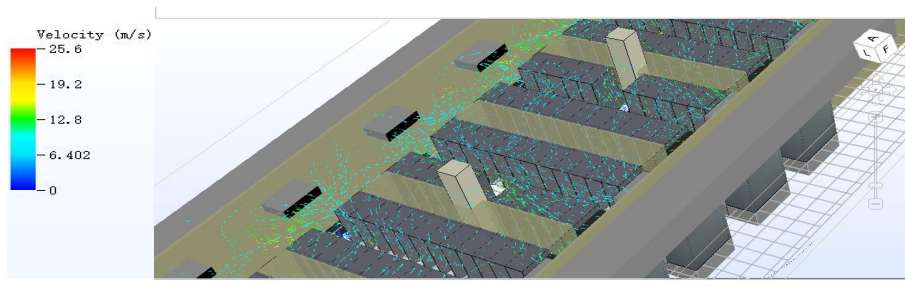


图 8 速度图 1

Fig.8 Velocity chart 1

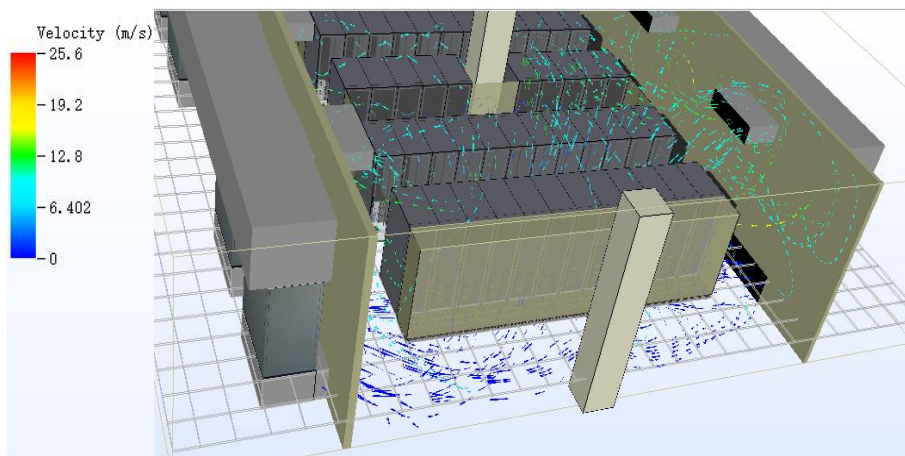


图 9 速度图 2

Fig.9 Velocity chart 2

通过软件自带的后处理模块，将仿真计算结果输出为机房内温度云图（见图 7）、速度图（见图 8、图 9），分析数据机房气流组织。

从温度云图中可以看出，由于供冷精度不足，建筑结构柱附近存在局部热点。从速度图中可以看出，空调回风从热通道返回回风口的过程中，由于精密空调送风距离较远，导致精密空调的回风口与热通道之间，冷量衰减较大。

4 改造方案比选

项目拟采用以下三种方案进行改造。

4.1 热通道风扇引流

鉴于机房空间局限性，目前难以实现热通道完全封闭以促使热气流顺利流向回风口，而且单纯对热通道进行封闭的改造措施成效并不显著，无法有效地解决热空气滞留引发的热量扩散问题。为应对这一挑战，本方案提议在每个热通道对应机架前方增设风扇系统，以此增强热通道至回风口之间的气流驱动，以期改善热空气的排出效率。

4.2 局部风口控制优化

基于先前的实验测试结果及对数据中心机房气流布局优化的探讨，可以确定局部高温区通常出现在设备上架率较高的机架区域。尽管通过机房整体气流管理的改进能够在某种程度上改良机房的整体热环境状况，但依然无法彻底解决因上架率差异导致的温度分布不均匀问题。在冷通道风量平均供给的前提下，机架上架率越高，其进风温度便越高。

为此，本方案提出了一个创新思路，即根据机架的实际使用率进行冷量的精细配给。采用按比例分配法则，根据机架的确切上架率调整冷通道局部送风口的数量，通过精确调控冷量供应以适应不同机架的上架率需求，从而达成数据中心机房内各列机架温度分布趋于均匀的目标。

4.3 精密空调改造为冷池顶置式热管空调

共新装 26 台顶置式热管空调，安装位置在 7 个微模块通道内。顶置式热管空调系统机组组主要由框架、蒸发器盘管、进出风温湿度传感器、控制系

统、氟利昂管路等组成。顶置式热管空调安装位置为服务器机柜顶部位置。此外，配置有群控系统、封闭冷通道、恒湿机等。

顶置式热管空调末端的液态制冷剂在末端内被热风加热蒸发变成气态，通过上部的制冷剂管路流向机房外的热管冷凝器，并在热管冷凝器中冷凝成液态。液态制冷剂在重力的作用下，沿制冷剂管路（液管）回流至空调末端，运行原理图如图10所示。

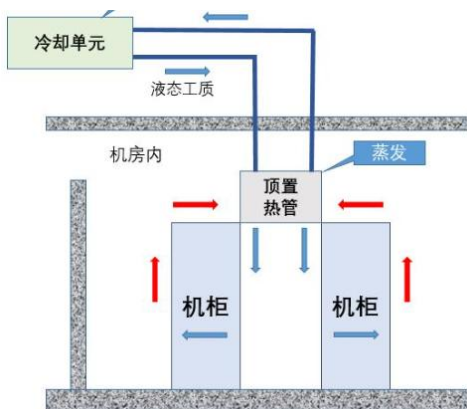


图 10 顶置式热管运行原理图

Fig.10 Operating principle diagram of overhead heat pipe

回风侧位于热通道；送风侧位于冷通道。顶置式热管将热通道的热风吸入，并处理成冷风后吹入冷通道。冷风用于冷却服务器机柜。

4.4 方案比选

通过对上述三种方案分别建模分析后发现，热通道风扇引流方案，虽解决了精密空调的回风口与热通道之间距离较远，冷量衰减较大的问题，但PUE降低效果不佳。局部风口控制优化，虽解决了机柜局部过热，但易导致冷量分配不均，且未解决冷量衰减的问题。将精密空调改造为顶置热管空调，气体输送距离缩短，可显著降低风机功耗。同时封闭冷通道，可减少混风时的损失。

业主综合考虑了工期、成本、PUE降低效果及以机房在线改造等因素，从以上三种方案中选取了第三种方案对机房进行改造。

5 改造效果分析

通过6SigmaRoom软件基于优化方案按等比例

建立了机柜与顶置空调的气流组织模型。数据机房顶置空调模型如图11所示，温度云图如图12所示，速度图如图13所示。

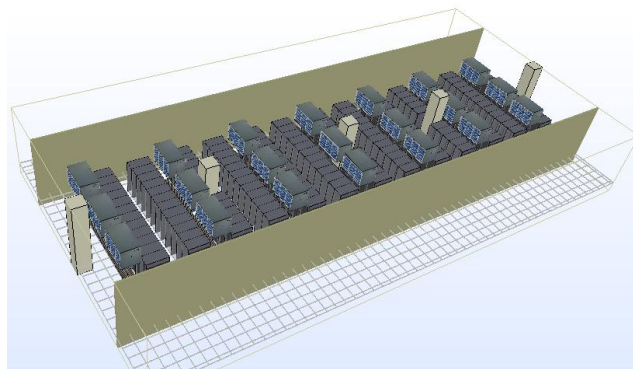


图 11 数据机房顶置空调模型

Fig.11 Top mounted air conditioning model

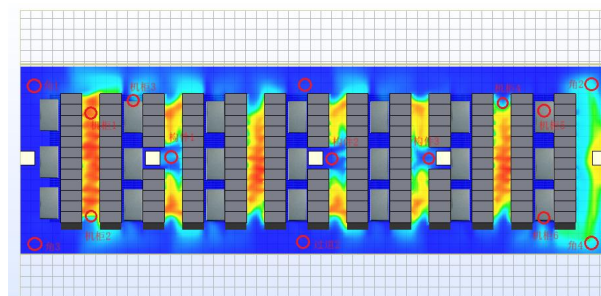


图 12 顶置空调气流组织模拟温度云图

Fig.12 Simulated temperature cloud map of air flow organization for overhead air conditioning

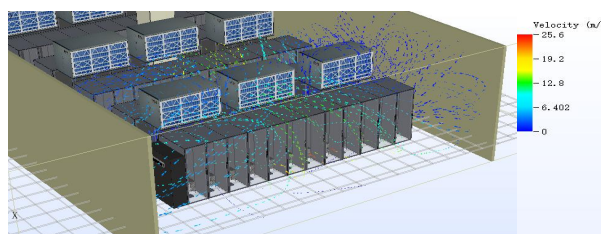


图 13 改造后顶置空调送回风速度图

Fig.13 Diagram of air supply and return speed for overhead air conditioning after renovation

从图中可以看出南北两侧过道不再有空调回风经过，过热情况有所改善。供冷精度明显提高，改善了气流组织不合理的部分，同时热通道与回风口之间的距离缩短。

通过模拟改造后144h内的耗电量，计算得出空调末端PUE因子降至0.014，节电率约为92%。改造前后空调用电量对比如表5所示。

表5 改造前后空调用电量对比表

Table 5 Comparison table of air conditioning electricity consumption before and after renovation

用电时间段	改造前用电量		改造后用电量		空调末端用电减少/kWh	节电率
	IT 设备用电量 /kWh	空调末端用电量 /kWh	IT 设备用电量 /kWh	空调末端用电量 /kWh		
1~24h	5851.89	1062.08	5978.77	88.55	973.53	92%
24~48h	5871.95	1057.83	6028.36	82.02	975.81	92%
48~72h	5878.55	1058.40	6024.87	79.90	978.50	92%
72~96h	5840.98	1041.33	5933.84	86.94	954.39	92%
96~120h	5800.72	991.65	5970.23	76.54	915.10	92%
120~144h	5868.47	968.53	5946.23	88.37	880.16	91%
平均	5852.09	1029.97	5980.38	83.72	946.25	92%

6 结论

通过顶置式热管空调+封闭冷通道的方案，对既有数据中心机房进行改造可明显提高制冷效果，大幅提升节电率，如数据中心全部使用该方案进行改造，PUE将降低0.1以上，对绿色低碳发展起到重要推动作用。同时本方案有较强的通用性和灵活性，可确保机房在线改造，可为既有数据中心机房节能改造提供参考。

参考文献：

[1] 杨超,黄赞,丁聪.采用CFD仿真优化数据中心气流组织

[J].电信工程技术与标准化,2018,31(9):89-92.

[2] 胡超,杜贤开,王超.基于CFD 6Sigma的数据机房能耗优化与研究[J].赤峰学院学报(自然科学版),2021,37(1):33-36.
 [3] 房电伟,邢哲理,李宗新,等.某数据机房地板送风+封闭冷通道方案研究[J].制冷与空调,2023,37(2):292-296.
 [4] 徐志立.基于CFD仿真的上送风数据中心气流组织优化与节能潜力分析[D].广州:华南理工大学,2021.
 [5] 石健宇.中小型数据机房气流组织模拟及冷却技术研究[D].武汉:武汉理工大学,2021.

(上接第 654 页)

参考文献：

[1] 龚胜强,刘勇,谢东,等.某大型地下水电站厂房通风空调系统气流组织数值模拟分析[J].暖通空调,2017,47(11):112-117.
 [2] 边之豪,李超顺,丁嘉奇.水电站地下建筑通风系统数值模拟及节能研究[J].能源与节能,2021,(12):2-8.
 [3] 丁嘉奇,李超顺,边之豪.水电站地下厂房热湿环境分布规律的数值模拟研究[J].中国农村水利水电,2023,(7):292-298.
 [4] 莫凡,李超顺,何葵东,等.基于CFD的水电站地下厂房热湿环境模拟研究[J].水力发电,2022,48(7):44-51.

[5] Gao X, Zhang Z, Xiao Y. Modelling and thermo-hygrometric performance study of an underground chamber with a long vertical earth-air heat exchanger system[J]. Applied Thermal Engineering, 2020,180:115773.
 [6] Yu Y, Cao L, Li X, et al. Modeling of heat and mass transfer of tunnel ventilation in hydropower station[J]. Applied Thermal Engineering, 2015,90:45-53.
 [7] 俞洲,肖益民.地下水电站交通进风洞热湿环境测试与分析[J].制冷与空调,2011,25,(B10):222-226.
 [8] 田国栋,肖益民.某抽水蓄能电站地下厂房热湿环境测试分析[J].制冷与空调,2013,13(9):72-77.