

文章编号:0253-4339(2018)03-0013-09

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2018.03.013

## 风道结构对地板下送风型数据中心气流组织的影响(2) 实验验证

胡雨<sup>1</sup> 耿云<sup>1</sup> 张忠斌<sup>1,2</sup> 张萌<sup>1</sup> 姚喻晨<sup>1</sup> 黄虎<sup>1</sup> 黄毅<sup>2</sup> 蒋贇昱<sup>2</sup>

(1 南京师范大学能源与机械工程学院 江苏省能源系统过程转化与减排技术工程实验室 南京 210042;

2 江苏省邮电规划设计院有限责任公司 南京 210019)

**摘要** 为研究数据中心合理的气流组织,使服务器运行环境更加安全可靠,本文在数值设计的基础上,以数据中心奇数列子模块为实测对象,通过对比机柜前门送风速度及温度两个关键参数,改变地板穿孔率和挡板角度,验证了包含最优模型在内的 6 组模型。实测与模拟速度相对误差最大为 17%,温度相对误差最大为 5%,实测与模拟的速度场、温度场吻合。结合该数据中心热流密度与能耗水平,改变机房冷却系统送风温度工况条件,对比分析各送风温度工况下的实测温度场,并采用回风温度指数(RTI)评价指标加以评析,得出合理送风温度范围为 16~19℃,为地板下送风型数据中心的设计提供参考。

**关键词** 数据中心;风道结构;实验验证;送风温度;回风温度指数(RTI)

中图分类号:TU831.3; TP308; TP391.9

文献标识码:A

### Effect of Air Duct Layout on the Airflow in Data Center Using Under-floor Air Distribution (2) Experimental Verification

Hu Yu<sup>1</sup> Geng Yun<sup>1</sup> Zhang Zhongbin<sup>1,2</sup> Zhang Meng<sup>1</sup> Yao Yuchen<sup>1</sup> Huang Hu<sup>1</sup>  
Huang Yi<sup>2</sup> Jiang Yunyu<sup>2</sup>

(1. Jiangsu Province Energy System Process Transformation and Emission Reduction Technology Engineering Laboratory, School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing, 210042, China; 2. Jiangsu Posts and Telecommunications Planning and Designing Institute Company Limited, Nanjing, 210019, China)

**Abstract** The huge amount of energy consumed in data centers has prompted researchers to continue studying how to improve their energy efficiency, and according to a US Environmental Protection Agency report, the energy consumption in data centers is doubling every five years; in contrast, the energy consumption in data centers in China have a growth rate significantly higher than the average level globally. Improving the efficiency of the refrigeration system and optimizing the data center airflow pattern will minimize the energy consumption. This paper is the second part of an investigation aiming to find a more satisfying airflow pattern in a data center and to help provide servers with a safer and more reliable operating environment. Based on the simulation described in Part I, the optimal model, including six groups of duct structures, is verified. The odd-numbered sub-modules of the data center were taken as the measured objects, changing the perforation rate of the floor, and the angle of the baffle, to obtain the six groups of reasonable airflow patterns. A comparison of the two key parameters of the front door air supply, namely, the speed and temperature, proves the reliability of the simulated airflow. The maximum relative deviation between the measured and simulated velocity is 17%, and the maximum relative deviation of temperature is 5%, which shows that the simulated temperature and velocity fields are in agreement with the measurement. Concerning the data center heat flux density and energy consumption, the air supply conditions of the cooling system are changed to achieve a comparative analysis of the temperature field under various working conditions. The return air temperature index (RTI) is employed as an evaluation indicator to find that the recommended air supply temperature range, which is 16-19℃. The results of this investigation can provide reference for the design of a data center using an under-floor air distribution.

**Keywords** data center; air duct layout; experimental verification; air-supply temperature; return temperature index(RTI)

随着大数据时代的到来,我国数据中心建设已进入高速发展时期,机房热密度日益增大,数据中心能

耗日益增加。数据中心机房是典型的高密度耗电电子设备集成区。随着数量与规模的增长,数据中心的

能耗不容忽视<sup>[1-2]</sup>。研究表明,数据中心冷却系统的能耗约占总能耗的 45%<sup>[3]</sup>。有效利用能量并提升数据中心冷却系统能效水平,是数据中心领域面临的关键问题<sup>[4]</sup>。数据中心热环境品质不仅对数据设备的安全运行至关重要,还直接关系到冷却系统能耗,是整个数据中心换热体系性能的综合体现<sup>[5]</sup>。

Y. Joshi 等<sup>[6-7]</sup>通过 CFD 模型模拟研究了不同静压层高度对送风的影响;V. K. Arghode 等<sup>[8]</sup>研究了穿孔率对数据中心气流组织的影响,并确定了各项参数的取值范畴;Y. Fulpagare 等<sup>[9]</sup>研究了穿孔率分别为 25%、36% 和 50% 的穿孔地板的热剖面,发现在低穿孔率区域热气流更容易与冷气流混合;Y. Fulpagare 等<sup>[10]</sup>模拟了 7 种地板下障碍物情况,发现障碍物可以导致空气流量减少 80%、温度增加 2.5 °C。虽然他们对各影响因素作了较为详尽的研究,但对模拟的实测验证还不够充分,模拟结果与实际工程中的数据中心运行情况是否一致还有待进一步研究。

本文首先以数据中心奇数列子模块为研究对象(以下简称数据中心),采用数值分析的方法建立数据中心模型,从地板下静压层高度、地板穿孔率、地板下有利障碍物的位置 3 个因素入手,分析这 3 个因素对数据中心气流组织及温度分布的影响。但此物理模型建立时基于 Boussinesq 假设、忽略了黏性力做功,而机房实际运行时,这些假设因素不可忽略。因此需要进一步实验验证各个区域的温度、速度情况是否与模拟结果一致。此外,数值设计时选取的冷却系统送风温度是否适宜有待商榷,并进行测试分析。

实测研究了以最优模型(静压层高度 0.6 m,地板穿孔率 20%,挡板角度 15°)建造的数据中心(以下简称实勘数据中心),验证了地板出风速度、温度,机柜前送风速度、温度,机柜后出风速度、温度等重要参数,对比实测与模拟的速度场、温度场是否一致。结合能耗情况,改变冷却系统送风温度再进行多组实测,对比各组气流组织及整体热环境的变化,以期得到最优模型对应数据中心合理的送风温度范围,有效避免局部热点的产生,为数据中心的设计建造提供参考。

## 1 实勘数据中心奇数列子模块

如图 1 所示,实勘数据中心奇数列子模块长为 10 974 mm,宽为 7 300 mm,高为 2 500 mm(不含地板高度),分布 3 列机柜,每列由 11 个机柜构成,单个机柜的尺寸为 600 mm × 1 100 mm × 2 000 mm。每列机柜末端的两台机柜用于放置其他用电设备,所以每列实际有 9 个服务器机柜。两列机柜前门之间以及前

门与房间内墙之间的送风通道为冷通道,两列机柜后门之间以及后门与另一子模块的机柜后门之间的排风通道为热通道(两个模块间的通道已隔断,图中未显示)。空调机组的两个送风口尺寸为 471 mm × 350 mm,两个回风口尺寸为 475 mm × 350 mm。三维模型如图 1 所示。

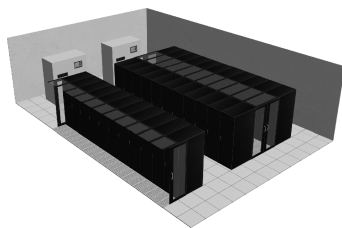


图 1 奇数列子模块三维视图  
Fig.1 Odd-scale sub-module 3D view

## 2 测量内容及仪器仪表

为了验证优化结果的准确性,并为进一步工况调节提供数据参考,实测过程中对 4 个特征区域的温度、速度进行测量:穿孔地板出风口、机柜前门送风处、机柜后门出风处、空调机组回风口。

风速的测量采用 Testo416 风速计。该仪器配备固定式 16 mm 直径叶轮探头,连接伸缩手柄,最长 890 mm。它可测量速度、直接显示风量,仅需输入管道截面积即可精确计算多点及时间段平均风量。

温度的测量采用 Testo425 热敏风速仪。该仪器固定连接热敏风速探头,带伸缩式手柄,同时可直接测量温度与风速。此热敏风速仪还能随意切换至当前的温度读数,它带有多点和时间段平均值计算功能,能够计算出风量、风速和温度的平均值。

考虑到机房内各测点出风速度均不超过 5 m/s、同一立面同一水平高度上温差小等特点,选择以上两款仪器对此类微小风速和小温差场合进行测量,仪器较高的精度可以减小测量误差。

## 3 测点布置

模型的 CFD 优化设计简化了繁杂的数据中心实际设计过程<sup>[11]</sup>。但模型是基于多种特定假设建立的,实际运行时,需要实验验证机房内温度变化是否与模拟结果一致。

本文参考张杰等<sup>[12-16]</sup>的实测方案,得到空调机组送风口温度和速度、机柜出入口的温度和速度这几个边界条件的精确程度对实测结果影响较大,测量误差导致实测结果与模拟结果有较大出入,从而影响结论的正确性,因此测点布置尤其重要。

### 3.1 穿孔地板出风口送风参数测量

测量每个穿孔地板上方测点的温度和速度值,在每个穿孔地板上 50 mm 处取 5 个测量点,如图 2 所示,考虑到出风口气流不稳定的情况,每个测点测量 3 次,每次间隔 10 s,取平均值得到每块穿孔地板的出风参数。

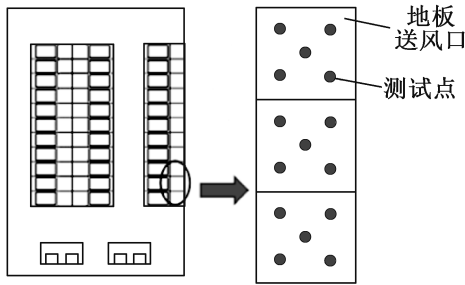


图 2 出风口测点布置

Fig. 2 Layout of measuring points for air outlet

### 3.2 机柜出入口送风参数测量

对于机柜进风温度和速度的测量,国内外学者做过较多研究,但在测点的布置上大多以对称形式布置,根据热流密度不同,测点密集程度有所调整<sup>[17-21]</sup>。本实验在机柜正面和机柜背面上、中、下位置布置测点,如图 3 所示,测点的垂直高度  $Z$  分别为 500、1 000、1 500 mm(从架空地板表面算起),部分服务器带有散热风机,为避免机架中散热风机的气流对测试数据的影响,测试时测量点与柜门相距 100 mm。同样,每个测点测量 3 次,每次间隔 10 s,取平均值得到机柜出入口送风参数。

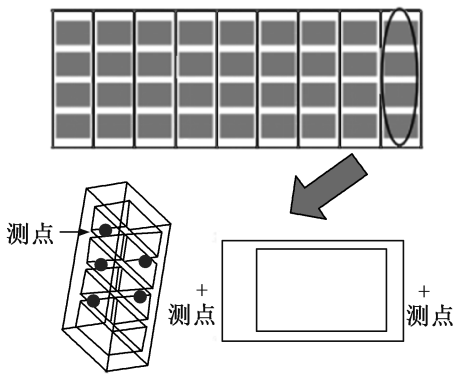


图 3 机柜进风、出风口测点布置

Fig. 3 Layout of measuring points for air inlet and outlet of cabinet

## 4 测试结果与数据分析

由于冷通道内的温度工况能直观反映冷量分布,而热通道内的气流环境可以较好地检验冷量利用情

况,预测局部热点产生区域<sup>[22-23]</sup>。本文通过比较各列机柜前门进风温度和速度来验证模型,对比变温度工况时,选取各列机柜后门出风的温度参数进行分析。

### 4.1 变地板穿孔率和挡板角度数据中心的实测对比分析

数据中心静压层高度以最优模型 600 mm 为基准,改变地板穿孔率和挡板角度两个几何因素,对包含最优模型在内的 6 组典型几何结构(表 1)进行实测,同最优模型进行对比验证。

表 1 各风道结构几何尺寸

Tab. 1 Geometric dimensions of each duct

结构编号	静压层高度/mm	地板穿孔率/%	挡板角度/(°)
I	600	40	—
II	600	50	—
III	600	60	—
IV	600	20	0
V	600	20	15
VI	600	20	30

鉴于 A 列机柜中存在空置的情况,导致模拟和实测有差别,并影响共用冷通道的 B 列机柜气流组织,因此主要考虑 C 列机柜的进风温度和速度。由数值设计的模拟分析结果可知,同列机柜中间及偏后位置孔板送风较稳定均匀,故选定 C 列 7#机柜作为验证对象,对 7#机柜前门  $Z$  分别为 500、1 000、1 500 mm 高度各参数进行测量,模拟和实验结果如图 4 ~ 图 5 所示。

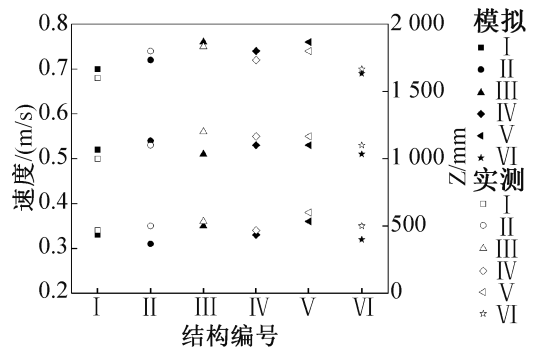


图 4 各风道结构 C 列 7#送风速度对比

Fig. 4 Comparison of air velocity for each air duct structure's 7# C cabinet

由图 4 ~ 图 5 可知,实测与模拟速度相对误差最大为 17%,温度相对误差最大为 5%,未出现明显偏

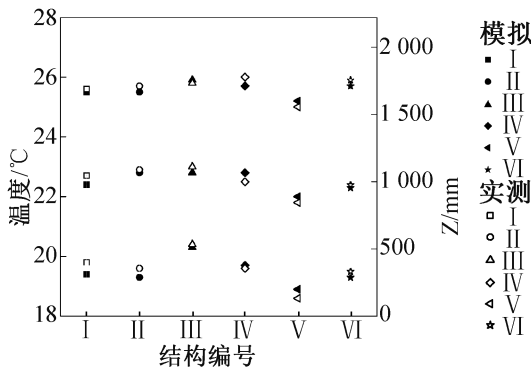


图 5 各风道结构 C 列 7# 送风温度对比

Fig. 5 Comparison of air supply temperature for each air duct structure's 7# C cabinet

差的测点, 实测与模拟结果吻合程度较高, 模拟结果可靠。对比 6 组风道结构的测试结果, V 号风道结构的各测点速度、温度最优。下文以 V 号风道结构作为实勘数据中心研究对象, 进一步对其速度场、温度场及变送风温度工况的适应性进行实测分析。

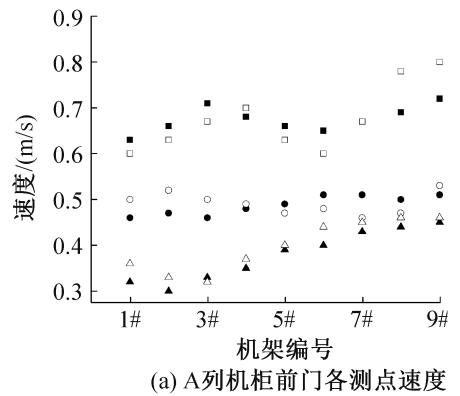
#### 4.2 实勘数据中心速度场实测分析

从图 6 分析各列机柜前门进风方向的气流速度, 同一水平高度上气流速度差值(由低到高)分别为: A 列 0.17、0.10、0.16 m/s; B 列 0.11、0.09、0.12 m/s; C 列 0.12、0.10、0.11 m/s; 最大差值不超过 0.17 m/s。对比分析 3 列机柜, B、C 两列机柜各水平高度上气流走向的一致性更佳, 气流组织更稳定。靠近冷却系统送风口的机柜进风速度普遍略小于远离送风口的机柜(下文将冷却系统送风口简称送风口; 靠近送风口的机柜简称近端机柜; 远离送风口的机柜简称远端机柜), 这是由于沿着送风方向气流动压减小, 静压增大, 孔板出风量随之增加, 因此近端出风量较小。

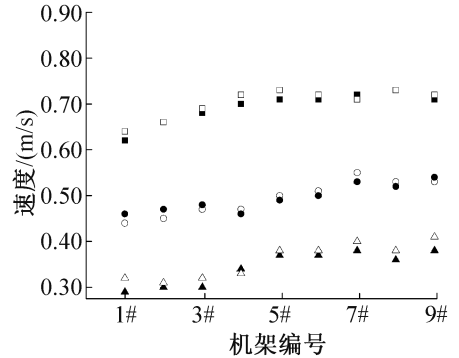
竖直方向上,  $Z = 500$  mm 时速度最大, 最大值为 0.80 m/s;  $Z = 1000$  mm、 $Z = 1500$  mm 时风速很小, 最小的测量值仅 0.31 m/s。可见随着高度的增大, 风速逐渐减小, 这主要是因为该数据中心采用地板下送风, 距离送风口越近, 风速越大, 随着送风距离的增加, 气流速度逐渐衰减。另外, A 列机柜  $Z = 1000$  mm 的实测值在前一段走势与模拟值有较大偏差, 原因是实测过程中, 空置机架没有放置服务器, 也没有增设挡板, 导致气流直接穿过机柜前、后门的网孔到达热通道, 影响机柜中部到上部的气流流速测量。

#### 4.3 实勘数据中心温度场实测分析

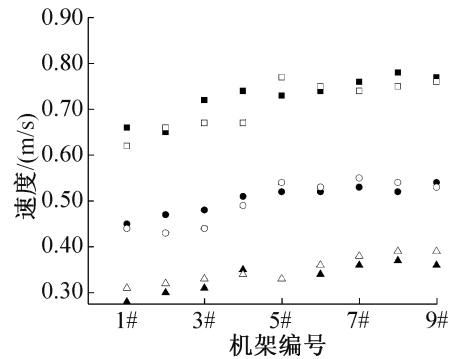
图 7 所示为各列机柜前门进风温度的对比, 实测数据的总体趋势和模拟值相同, 实测值和模拟值各点的温度值基本吻合。总体而言, 实测值整体偏高, 原因是实际机房中冷通道封闭处的缝隙有渗漏, 及机



(a) A 列机柜前门各测点速度



(b) B 列机柜前门各测点速度



(c) C 列机柜前门各测点速度

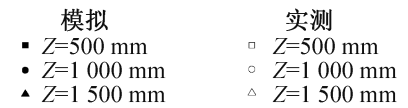


图 6 各列机柜前门进风速度的对比

Fig. 6 The comparison of the front door air velocity in each cabinet

柜、机架等设施的传热问题, 导致实测温度略高于模拟值。图 7(a) 中, 2# 机架  $Z = 1000$  mm 的实测送风温度明显低于模拟值约  $1^\circ\text{C}$ , 因为实测时 2# 机架中部有一排机架空置, 导致中部  $Z = 1000$  mm 处的温度测量与模拟值差别较大, 同时, 2# 机架下方的冷气流上升到中部也对两侧(1# 和 3#) 机架的温度测量有一定影响。在靠近送风口的 1# 机架附近, 由于靠近空调机组的地方动压较大而静压较小, 导致送风温度较高; 另一方面, 该处靠近冷却系统回风口, 高温回风也对 1# 机柜的温度有一定影响。



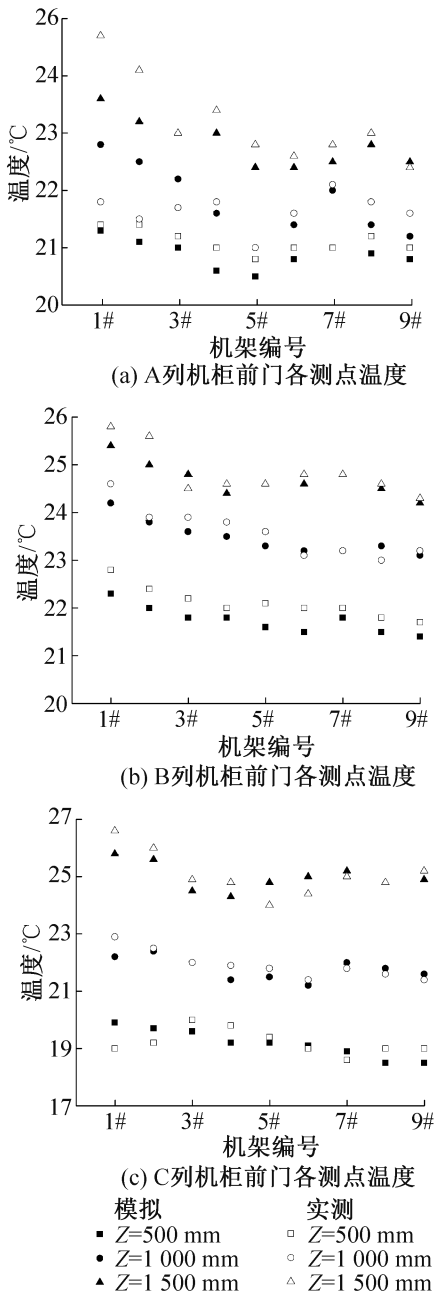


图 7 各列机柜前门进风温度的对比

Fig. 7 Comparison of forward air temperature of various cabinets

分析单列机柜的温度折线图可知:随着高度增加,服务器获得的冷量减少,位于机柜顶部的服务器进风口处空气温度较高,处于最不利位置。由于浮升力的作用,热空气呈向上运动的趋势,且回风口的水平高度与机柜高度接近,下部服务器排出的热流向上堆积,造成机柜出风界面上部温度高于下部温度。综合 3 列机柜来看,  $Z = 1\ 500\ \text{mm}$  最高温度与  $Z = 500\ \text{mm}$  最低温度跨度达  $7.6\ ^\circ\text{C}$ 。

在每个测量高度平面,进风温度基本保持一致,由表 2 可知,水平高度上最小水平温差为  $0.6\ ^\circ\text{C}$ ,最

大温差跨度不超过  $2.6\ ^\circ\text{C}$ 。三列机柜的每个水平高度上温度走势大致相同,每列中间位置和远离送风口的末端位置送风温度相对较低,近冷却系统的位置送风温度相对较高,可见同列机柜中间及偏后位置地板格栅送风量稳定均匀,可在中间偏后的机柜上放置大功率服务器。

表 2 各水平高度的最大温差

Tab. 2 The maximum temperature difference of each horizontal height

MAX( $\Delta T$ )/ $^\circ\text{C}$	A 列 机柜	B 列 机柜	C 列 机柜
MAX( $\Delta T_{Z=500\ \text{mm}}$ )	0.6	1.1	1.4
MAX( $\Delta T_{Z=1\ 000\ \text{mm}}$ )	0.8	1.6	1.5
MAX( $\Delta T_{Z=1\ 500\ \text{mm}}$ )	2.3	1.5	2.6

注:MAX( $\Delta T_{Z=x\ \text{mm}}$ )为  $Z = x\ \text{mm}$  时水平方向上温差最大值。

#### 4.4 实测数据中心变送风温度工况实测分析

送风温度为  $18\ ^\circ\text{C}$  时,实测了 3 列机柜整体温度分布情况,发现各列机柜总体温度趋势一致,随着垂直高度增加,温度逐渐上升,但 B、C 两列机柜顶端温度略高,尤其靠近送风口一侧的机柜,局部区域温度近  $35\ ^\circ\text{C}$ ,不利于服务器运行,且有产生局部热点的趋势。因此在后续测量中,要调节冷却系统送风温度,实测多组机柜后门的出风温度。目的是当不出现局部热点、机柜内热环境稳定、各服务器正常运行时,通过测量得出该数据中心冷却系统合理送风温度范围,使冷量得到充分利用。

在  $18\ ^\circ\text{C}$  送风温度下数据中心整体温度稳定,且未出现局部热点,参考 N. M. S. Hassan 等<sup>[24]</sup>对送风温度的选取,本文选取  $18\ ^\circ\text{C}$  上下各  $2\ ^\circ\text{C}$  作为温度变化步长,即  $16、18、20\ ^\circ\text{C}$  的送风温度进行测试,观测气流组织及温度分布的变化,得出最佳送风温度范围。当保证其他参数不变时,改变数据中心冷却系统送风温度,选取机柜背面距离柜门  $100\ \text{mm}$  的垂直截面的温度场进行对比,分析不同送风温度对气流组织及热环境的影响,各立面温度场对比见表 3,横坐标为沿各列机柜方向的距离  $L(\text{mm})$ ,纵坐标为沿机柜高度方向的距离  $Z(\text{mm})$ 。

由表 3 可知,冷却系统送风温度为  $16\ ^\circ\text{C}$  时,A、B、C 3 列机柜整体出风温度为  $21 \sim 30\ ^\circ\text{C}$ ,从地板出风至  $Z = 1\ 500\ \text{mm}$  高度区间,温度基本不超过  $29\ ^\circ\text{C}$ ,冷量利用充分,各列机柜出风温度均匀,气流组织合理。

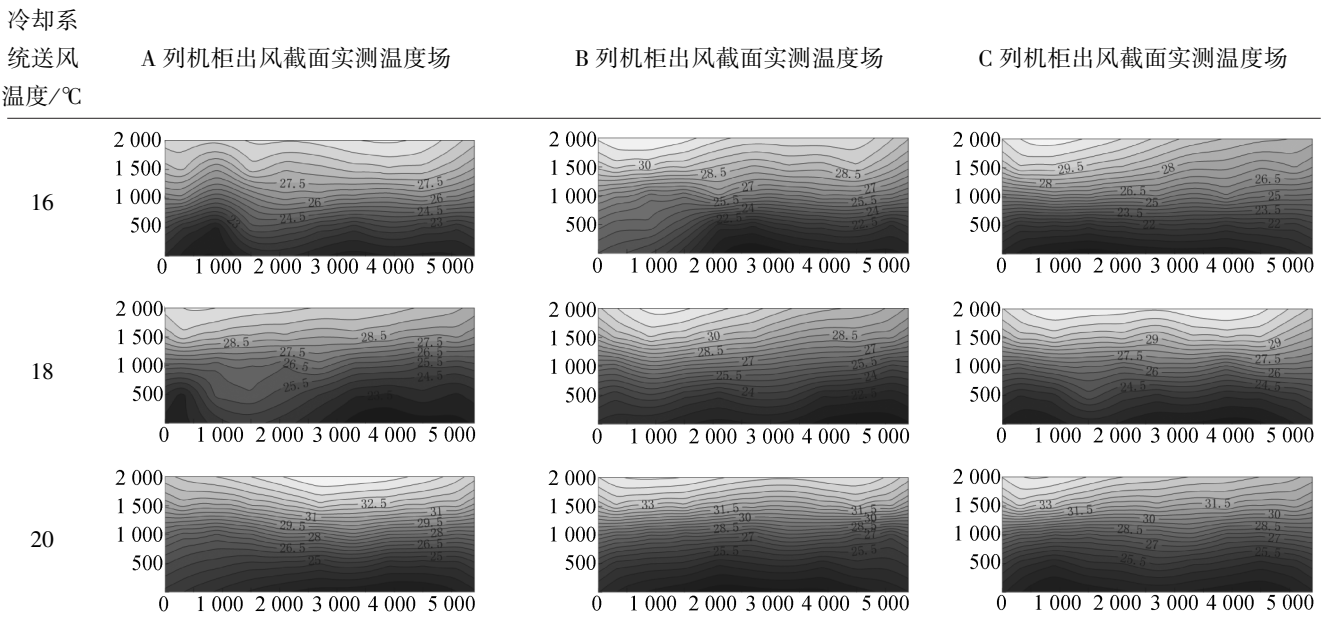
当送风温度为  $18\ ^\circ\text{C}$  时,机柜整体出风温度在  $23$

~31 ℃,冷量利用较好,根据云图可以直观看到,B 列机柜近端产生局部热点趋势,由于送风温度较低,

在近端并未真正产生局部热点,虽不影响服务器运行,但日常维护检测需多加注意。

表 3 不同送风温度下的机柜后门出风温度对比

Tab. 3 Comparison of outlet air temperature of cabinet door with different air supply temperature



当送风温度为 20 ℃时, Z = 1 500 mm 的温度测量普遍超过 32 ℃,机柜背面的热通道内出现大面积出风温度高于 32 ℃,各列机柜上方有多处明显出现局部热点,且 Z = 1 500 mm 的送风温度有多处达到 25 ℃。如果送风温度超过 25 ℃,通常假定服务器过热<sup>[25]</sup>。鉴于 20 ℃送风情况下温度分布不利于服务器散热,因此不建议设置此送风温度。

考虑数据中心自身的特殊性,对安全性的要求高于效率。因此在建设及使用中,必须首先保障数据中心的安全性。3 种送风温度工况下的机房热工环境优劣,还需参考评价指标进一步分析。

ASHRAE<sup>[26]</sup>根据机柜入风口空气温湿度衡量空气冷却散热设备的数据中心热环境质量。但是 ASHRAE 的结果不能反映单个机柜“不健康的程度”,即不便于分析单个机柜局部过热等情况。

本文采用 M. K. Herrlin<sup>[27]</sup>提出的回风温度指数

RTI(return temperature index)来分析 3 种送风温度下的服务器运行情况。回风温度指数是冷却系统与 IT 设备的平均进排风温差之比,用于表征某个机柜的气流组织的能量特性。通过 RTI 能够有效判断机柜是否处于空气短路或者空气再循环的状态。RTI > 100% 说明存在气流再循环现象,RTI = 100% 为理想情况,RTI < 100% 说明存在气流短路现象。

回风温度指数的计算式:

$$RTI = [T_R - T_S] / \Delta T_E \times 100\% \quad (1)$$

式中:  $T_R$  为机房回风温度, ℃;  $T_S$  为地板送风温度, ℃;  $\Delta T_E$  为 IT 设备机柜在进出口空气的温差, ℃; RTI 为回风温度指数。

结合实测与模拟情况来看, B 列机柜顶部温度相对偏高,出现局部热点的可能性更大,所以选取 B 列机柜计算 RTI,结果如表 4 所示。

表 4 B 列 1#~9#机柜的 RTI

Tab. 4 The RTI of the 1#-9# frame B cabinet

送风温度/℃	RTI <sub>1#</sub> /%	RTI <sub>2#</sub> /%	RTI <sub>3#</sub> /%	RTI <sub>4#</sub> /%	RTI <sub>5#</sub> /%	RTI <sub>6#</sub> /%	RTI <sub>7#</sub> /%	RTI <sub>8#</sub> /%	RTI <sub>9#</sub> /%
16	96.1	94.6	92.0	100.3	95.5	97.6	97.0	100.8	99.2
18	92.7	83.8	94.3	108.4	84.9	95.9	92.1	107.4	89.3
20	95.3	86.4	91.2	119.4	84.3	94.2	89.6	115.5	84.6

由表 4 可知,大部分机柜的 RTI < 100%,说明冷通道封闭的风道几何结构对数据中心而言,可以有效避免气流再循环。16 °C 的 RTI 最接近理想值 100%,平均差值最小,其次是 18 °C 的 RTI,再次是 20 °C 的 RTI。送风温度为 16 °C 时,服务器运行的热工环境最佳,18 °C 时的能耗较少,服务器运行环境的整体温度相比 16 °C 送风时略高,但在可接受范围内,这与前面对比温度场得出的结论一致。为验证该数据中心可接受送风温度上限,本文在送风温度为 19 °C 时,测量了机柜后门出风温度场并计算 RTI。发现送风温度为 19 °C 时,数据中心整体热环境与 18 °C 时的热环境相差不大,仍在可接受范围,故认为送风温度上限为 19 °C。

综上所述,送风温度的变化对气流组织的稳定有一定影响,送风温度提高,机柜平均出风温度随之提高。送风温度不合理,使机柜热环境产生波动,进而影响机组冷量的充分利用、产生局部热点等问题。送风温度在 16 ~ 19 °C 时,机房整体环境温度符合数据中心设计规范的推荐值<sup>[28]</sup>,服务器运行环境的温度较低,避免了局部热点的产生,热工环境良好;由于送风温度为 20 °C 时,局部热点较多,因此不予考虑。综上所述,该数据中心推荐送风温度为 16 ~ 19 °C。

## 5 测量的不确定度分析

我国的测量行业标准<sup>[29-30]</sup>对测量不确定度表示指南<sup>[31]</sup>的等同采用,对科学研究、工程技术及商贸中大量存在的数据的处理和表示均具有适用性。测量不确定度的定义<sup>[29-31]</sup>:与测量结果相关联的一个参数,用于表征合理地赋予被测量值的分散性。不确定度指导致测量结果偏离的程度,用分散性尺度来评价测量结果质量,综合了全部误差因素对实验结果的影响。

不确定度分析理论是误差理论的进一步发展,主要按不确定度来源分为系统不确定度和随机不确定度,系统不确定度可以根据经验、资料、仪器说明书评定,而随机不确定度可以根据直接测量样本标准差来获得<sup>[32]</sup>。

本实验使用的仪器:1) Testo425 热敏风速仪,温度测量不确定度为 ± (0.5 °C ± 0.7% 测量值);2) Testo416 风速计,风速量程为 1 ~ 40 m/s,风速测量不确定度为 ± (0.2 m/s ± 1.5% 测量值)。

不确定度根据估计方法不同,分为按统计分布估计的 A 类不确定度和按非统计分布估计的 B 类不确定度两类。A 类不确定度采用贝塞尔公式计算得到;样本均值即测量结果,样本标准差即测量结果的

标准不确定度;对 B 类不确定度,常以仪器误差  $\Delta_{\text{仪}}$  乘以与其分布有关的因子  $K_p$  简化表示,但因  $\Delta_{\text{仪}}$  为仪器的允许误差,则应有接近 100% 的置信概率,因而大多数实验可简化将  $\Delta_{\text{仪}}$  当作 B 类不确定度<sup>[32]</sup>。文中以 B 列机柜 5# 为例,对风速和温度进行不确定度分析,其他机柜分析方法相同,不再赘述。

不确定度计算公式:

$$\Delta A = \frac{t_p(n-1)}{\sqrt{n}} S_x \quad (2)$$

式中: $t_p(n-1)$  为  $n$  次测试所对应的  $t$  分布概率; $S_x$  为由贝塞尔公式计算得出的标准偏差; $n$  为测试取点数量; $\Delta A$  为 A 类不确定度。

$$\Delta B = \Delta_{\text{仪}} \quad (3)$$

式中: $\Delta_{\text{仪}}$  为仪器误差; $\Delta B$  为 B 类不确定度。

$$\Delta X = \sqrt{\Delta A^2 + \Delta B^2} \quad (4)$$

式中: $\Delta X$  为合成不确定度,即最终不确定度。

根据表 5 中实验数据得出 B 列机柜 5# 各水平高度的风速不确定度为: $u_{z=500} = 0.017$ ;  $u_{z=1000} = 0.023$ ;  $u_{z=1500} = 0.017$ 。

表 5 B 列机柜 5# 各水平高度的风速

Tab. 5 Each horizontal height wind speed of the 5# B cabinet

水平高度 Z/mm	$v_1/(m/s)$	$v_2/(m/s)$	$v_3/(m/s)$
500	0.72	0.74	0.73
1 000	0.65	0.62	0.62
1 500	0.63	0.64	0.62

表 6 B 列机柜 5# 各水平高度的温度

Tab. 6 Each horizontal height temperature of the 5# B cabinet

水平高度 Z/mm	$t_1/^\circ\text{C}$	$t_2/^\circ\text{C}$	$t_3/^\circ\text{C}$
500	23.2	23.1	23.0
1 000	23.5	23.5	23.8
1 500	24.6	24.7	24.7

根据表 6 中实验数据得出 B 列机柜 5# 各水平高度的温度不确定度为: $u_{z=500} = 0.099$ ;  $u_{z=1000} = 0.172$ ;  $u_{z=1500} = 0.057$ 。

因此,B 列机柜 5# 的风速和环境温度的不确定度较小,可见测量结果的离散性小,测量结果的准确度高。

## 6 结论

本文首先应用 CFD 数值模拟方法设计出最优的



地板下送风数据中心几何结构,然后改变地板穿孔率和挡板角度,验证了包含最优模型在内的 6 组风道结构,实测与模拟速度相对误差最大为 17%,温度相对误差最大为 5%,速度场、温度场吻合程度较高。在此基础上,结合数据中心实际能耗现状,调节冷却系统送风温度观测气流组织的变化,得出最适送风温度区间,使数据中心气流组织与温度分布更合理,避免冷量浪费,主要结论如下:

1) 通过对比实测与模拟中各列机柜前门进风温度和速度这两个关键参数,实验验证了第一部分模拟优化风道结构的正确性,为地板下送风型数据中心的设计提供参考。

2) 在变送风温度工况下,对该数据中心奇数列子模块的实测分析表明:结合该数据中心热流密度与能耗水平,送风温度为 16~19℃时,机房热工环境良好;当优先考虑服务器安全性时,建议采用 16℃送风,当优先考虑数据中心节能降耗时,建议采用 19℃送风,对于一般数据中心,送风温度可在 16~19℃之间选取。

3) 送风温度变化对数据中心热环境及气流组织产生一定影响,但机组能耗情况也会变化。文中采用回风温度指数 RTI 加以评价数据中心的热工环境,虽然能够反映各机柜温度分布不均匀程度,但还不能全面地分析该温度分布差异对整个机房换热性能的影响,后续研究可以将送风温度与数据中心能耗变化及气流组织的多项评价指标综合考虑,通过数值模拟得出最佳送风温度与最优能耗的结合点。

本文受江苏省教育厅高校自然科学基金(15KJD470001)和江苏省研究生实践创新计划(SJCX17\_0341)项目资助。(The project was supported by the Higher Education Institutions of Jiangsu Province (No. 15KJD470001) and Graduate Practical Innovation Projects of Jiangsu Province (No. SJCX17\_0341).)

### 参考文献

[1] 张海南,邵双全,田长青. 数据中心自然冷却技术研究进展[J]. 制冷学报, 2016, 37(4):46-57. (ZHANG Hainan, SHAO Shuangquan, TIAN Changqing. Research progress of natural cooling technology in data center[J]. Journal of Refrigeration, 2016, 37(4):46-57.)

[2] 吕继祥,王铁军,赵丽,等. 基于自然冷却技术应用的数据中心空调节能分析[J]. 制冷学报, 2016, 37(3):113-118. (LYU Jixiang, WANG Tiejun, ZHAO Li, et al. Energy saving analysis of air conditioning in data center based on natural cooling technology[J]. Journal of Refrigeration, 2016, 37(3):113-118.)

[3] MEIJER G I. Cooling energy-hungry data centers[J]. Sci-

ence, 2010, 328(5976):318-319.

[4] CAPOZZOLI A, SERALE G, LIUZZO L, et al. Thermal metrics for data centers: a critical review[J]. Energy Procedia, 2014, 62:391-400.

[5] 田浩,李震,刘晓华,等. 数据中心热环境评价指标研究[J]. 制冷学报,2012,33(5):5-9. (TIAN Hao, LI Zhen, LIU Xiaohua, et al. Study on thermal environment evaluation in data centers[J]. Journal of Refrigeration, 2012,33(5):5-9.)

[6] JOSHI Y, KUMAR P. Energy efficient thermal management of data centers[M]. Springer US, 2012:898-919.

[7] WANG I N, TSUI Y Y, WANG C C. Improvements of air-flow distribution in a container data center[J]. Energy Procedia, 2015, 75:1819-1824.

[8] ARGHODE V K, JOSHI Y. Experimental investigation of air flow through a perforated tile in a raised floor data center [J]. Journal of Electronic Packaging, 2015, 137(1):011011.

[9] FULPAGARE Y, BHARGAV A. Advances in data center thermal management[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2015, 43:981-996.

[10] FULPAGARE Y, MAHAMUNI G, BHARGAV A. Effect of plenum chamber obstructions on data center performance [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 80:187-195.

[11] 张忠斌,黄虎,杜垵,等. 隔板装置对恒温水箱的性能影响分析(2)试验验证[J]. 太阳能学报, 2016, 37(3):651-657. (ZHANG Zhongbin, HUANG Hu, DU Kai, et al. Effect of baffle configurations on the performance of thermostatic water tank(II) experimental verification[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2016, 37(3):651-657.)

[12] 张杰,周浩,冯壮波,等. 小型数据中心气流组织及能耗优化[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2014, 47(7):647-652. (ZHANG Jie, ZHOU Hao, FENG Zhuangbo, et al. Optimization on air distribution and energy consumption of a small data center[J]. Journal of Tianjin University (Science and Technology), 2014, 47(7):647-652.)

[13] 张恺,张小松,李舒宏. 地板送风数据机房空调系统气流组织的优化[J]. 东南大学学报(自然科学版), 2016,46(1):62-69. (ZHANG Kai, ZHANG Xiaosong, LI Shuhong. Optimization on airflow distribution in data room air-conditioning system with underfloor air distribution[J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition), 2016, 46(1):62-69.)

[14] ALISSA H A, NEMATI K, SAMMAKIA B G, et al. Chip to facility ramifications of containment solution on IT airflow and uptime[J]. IEEE Transactions on Components Packaging & Manufacturing Technology, 2016, 6(1):1-12.

[15] ALISSA H A, NEMATI K, PUVVADI U L N, et al. Anal-



- ysis of airflow imbalances in an open compute high density storage data center [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 108:937-950.
- [16] TATCHELL-EVANS M, KAPUR N, SUMMERS J, et al. An experimental and theoretical investigation of the extent of bypass air within data centres employing aisle containment, and its impact on power consumption [J]. *Applied Energy*, 2016, 186:457-469.
- [17] 原世杰, 鹿世化. 基于热环境评价指标的数据中心气流组织模拟研究 [J]. *暖通空调*, 2016, 46(1):66-72. (YUAN Shijie, LU Shihua. Simulation of air distribution in data center based on thermal environment evaluation indexes [J]. *Journal of HV & AC*, 2016, 46(1):66-72.)
- [18] SHRIVASTAVA S, SAMMAKIA B, SCHMIDT R, et al. Comparative analysis of different data center airflow management configurations [C]//ASME 2005 Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Integration and Packaging of MEMS, NEMS, and Electronic Systems collocated with the ASME 2005 Heat Transfer Summer Conference. 2005:329-336.
- [19] HAM S W, PARK J S, JEONG J W. Optimum supply air temperature ranges of various air-side economizers in a modular data center [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 77:163-179.
- [20] NADA S A, ATTIA A M A, ELFEKY K E. Experimental study of solving thermal heterogeneity problem of data center servers [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 109:466-474.
- [21] NI Jiacheng, BAI Xuelian. A review of air conditioning energy performance in data centers [J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2017, 67:625-640.
- [22] NADA S A, ELFEKY K E. Experimental investigations of thermal managements solutions in data centers buildings for different arrangements of cold aisles containments [J]. *Journal of Building Engineering*, 2016, 5:41-49.
- [23] WANG C H, TSUI Y Y, WANG C C. On cold-aisle containment of a container datacenter [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 112:133-142.
- [24] HASSAN N M S, KHAN M M K, RASUL M G. Temperature monitoring and CFD analysis of data centre [J]. *Procedia Engineering*, 2013, 56(6):551-559.
- [25] WU K. A comparative study of various high density data center cooling technologies [D]. New York: Stony Brook University, 2008.
- [26] ASHRAE. Thermal guidelines for data processing environments [S]. Atlanta: ASHRAE, 2011.
- [27] HERRLIN M K. Improved data center energy efficiency and thermal performance by advanced airflow analysis [C]//Digital Power Forum. 2007:10-12.
- [28] 电子信息系统机房设计规范: GB 50174—2008 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008. (Code for design of electronic information system room; GB 50174—2008 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2008.)
- [29] 通用计量术语及定义: JJF 1001—2011 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2011. (General terms in metrology and their definitions; JJF 1001—2011 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2011.)
- [30] 测量不确定度评定与表示: JJF 1059.1—2012 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2012. (The state bureau of quality and technical supervision national metrology standard of China—evaluation and expression of uncertainty in measurement. JJF 1059—2012 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2012.)
- [31] ISO/IEC. Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM) [S]. Geneva: ISO, 1995.
- [32] 李小燕, 钟志锋, 王磊, 等. 基于第二制冷剂热量器法的压缩机制冷量测量不确定度分析 [J]. *流体机械*, 2015(2):32-36. (LI Xiaoyan, ZHONG Zhifeng, WANG Lei, et al. Uncertainty analysis for compressor refrigerating capacity measurement based on secondary fluid calorimeter method [J]. *Fluid Machinery*, 2015(2):32-36.)

**通信作者简介**

张忠斌,男,博士,副教授,南京师范大学能源与机械工程学院,13515112510, E-mail: zhangzhongbin@163.com。研究方向:新型换热器、制冷空调设备性能优化和试验新方法。

**About the corresponding author**

Zhang Zhongbin, male, doctor, associate professor, School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, + 86 13515112510, E-mail: zhangzhongbin@163.com. Research fields: new approaches on experiments and optimization of heat-exchangers and refrigeration equipments performance.