

南京工业大学

“大学生创新创业与实践开放基金”项目

论文

项目名称 基于热分析建模 ANSYS 软件优化校园数据中心散热

项目负责人(学生) 陈健斌

指导教师 陈丽萍

学 年 2018-2019 学年

所在学院(部) 城市建设学院

2019 年 9 月

摘要

摘要

校园数据中心拥有大量计算机设备、服务器设备、网络设备及存储设备等关键设备。为实现这些关键设备的安全稳定运行，除了不间断的电力供给之外，还需要辅助系统（如空调系统、照明系统及安全监控系统等）的支持。但由于对机房热环境缺少重视和缺乏节能意识，校园机房在散热设计中往往存在不合理的地方，主要体现在散热结构不合理，散热方式不科学等。本项目利用 ANSYS 软件对南京工业大学数据中心进行数值仿真，通过速度云图和温度云图以及迹线图等处理手段得出现有数据中心气流组织形式，并从出风温度与出风风速等角度对数据机房进行了模拟实验，分析结果表明相较于传统的侧送侧回的气流组织方式，下送上回方式在制冷方面表现更好。另外，在侧送侧回的气流组织方式中，降低出风温度所取得的制冷效果比提高出风风速要好。

关键词：数值仿真，数据中心，气流组织，校园机房

目录

摘要	- 3 -
目录	- 5 -
第一章 绪论	- 6 -
1.1 项目研究背景	- 6 -
1.2 国内外研究现状	- 6 -
1.3 本论文主要工作	- 7 -
第二章 原始数据的收集与模型的建立	- 9 -
2.1 机房结构与设备概况	- 9 -
2.2 “侧送侧回”式机房的原始信息	- 9 -
2.3 “下送上回”式机房的原始信息	- 12 -
2.4 初步模型的建立	- 13 -
2.5 边界条件的设定	- 14 -
2.6 本章小结	- 15 -
第三章 改变空调送风参数对制冷效果的影响	- 16 -
3.1 Fluent 软件迭代前处理	- 16 -
3.2 “侧送侧回”式机房改变空调出风温度的影响	- 16 -
3.3 “侧送侧回”式机房改变空调出风风速的影响	- 18 -
3.4 “下送上回”式机房改变空调出风温度的影响	- 19 -
3.5 “下送上回”式机房改变空调出风风速的影响	- 24 -
3.6 机房的优化建议	- 27 -
3.7 本章小结	- 27 -
第四章 结论与展望	- 28 -
4.1 结论	- 28 -
4.2 展望	- 28 -
参考文献	- 30 -

第一章 绪论

1.1 项目研究背景

随着互联网时代的快速发展，作为互联网相关的数据中心产业也得到了迅速的扩张。在如今的大数据时代，对数据处理能力的需求迅速增加，机柜中电子设备的散热量也变得越来越大，数据中心机房的散热能力成为了衡量数据机房综合能力优劣的重要因素。

2017 年，全球各地约有 800 万个数据中心(从小型服务器机柜到大型数据中心)正在处理数据负载。这些数据中心消耗了 416.2 太瓦时(1 太瓦时约为 10 亿千瓦时)的电力。这相当于全球总用电量的 2%，预计到 2020 年将高达全球用电量的 5%。而据调查，数据中心空调设备用电量又占数据中心总耗电量的 50%以上，可见，在能源消耗上，数据中心的空调系统具有巨大节能潜力。

数据机房空调有别于传统舒适型空调，它在无人值守与温度控制上提出了更精确的要求，且需具备一定自动化能力，并能满足电子设备对室内环境的特殊需求。

于是，在现有条件不变的情况下寻找有效，合理的工况以及如何去优化机房资源配置成为了一个具有节能潜力的议题。

1.2 国内外研究现状

ANSYS 是一种能够融结构、热流体、电磁、声学于一体的大型通用有限元分析软件，其热分析可用于计算一个系统的温度等热物理量的分布及变化情况；其 FLOTTRAN CFD 分析功能能够进行二维及三维的流体瞬态和稳态动力学分析，层流、紊流分析，自由对流与强迫对流分析等。

目前，随着工业和民用建筑复杂化，现代化智能化的快速发展，CFD 技术与热分析技术在施工前对建筑的风场，温度场分析探讨方向中得到了广泛的应用，通过 CFD 技术对气流的可视化，热分析对温度的层次化，工程技术人员能够以此为依据对建筑的空调系统进行进一步优化设计。

以下简要介绍该技术在模拟空调系统应用方向的研究现状：

张俊梅^[1]等根据对简化模型的推导，提出了置换通风的设计参数，使设计的空调系统既能保证较高的室内空气品质，又能防止出现吹风感、垂直温差过大等现象。

刘玉峰^[2]等利用 CFD 软件模拟计算了两种气流组织方式下室内甲醛的浓度场，分析了室

内浓度场、无因次浓度、空气交换效率的分布规律，并与传统计算方法的结果进行了比较。

肖剑春^[3]从变化机房空调通风方式的角度，变化空调送风参数，同时改变通风口的位置进行模拟，通过数值模拟结果与机房高温区域实际测试结果进行分析对比，得出为达到有组织的气流分布，机房应该采用变量优化的方式进行调节。

康健^[4]研究桌面工位空调送风系统，运用 CFD 技术模拟房间内采用桌面工位送风后气流组织分布，分析温度场与速度场分布。

陈婷^[5]提出精确送风方式，利用模拟软件，分别对传统机房以及精确送风改造后的机房气流组织进行模拟，分析对比改造手段实施后，数据机房能耗降低，得出精确送风的节能性。

蒋雅靖^[6]通过 CFD 软件模拟分析了 3 种不同形式的地板下送风方式，并细化了机架内部结构，重点分析了速度场及温度场的分布情况，为数据机房节能改造提供建议。

Ishii 和 Kaneki^[7]利用流函数和涡旋公式数值求解非稳态一维流动方程，预测室内污染物浓度的分布，并研究了室内通风效率。

Chen Qingyan^{[8][9]}则利用 CFD 技术对建筑物能耗分析、室内空气流动、室内空气品质等问题进行了分析和研究。

Jones^{[10][11][12]}等报道了大量利用 CFD 技术对前庭、机场候机厅、洁净室以及办公室进行分析的实例，甚至提出利用 CFD 技术来指导设计，以避免办公室类建筑中病态建筑的出现。

陈文博^[13]通过搭建精确下送风模型试验台，结合 CFD 数值模拟，同时现场测试，得出机房整天温度场和速度矢量场，验证模拟准确性。

刘成^[14]全面分析机房空调气流组织形式，建立 CFD 计算模型，利用 Fluent 模拟得出两种空调气流组织形式下机房内环境的实际情况，得到机房内的温度场与速度场，同时通过比较得出该下送风机架内部，得出结论机架下送风能源利用率较高，当通讯机房在层高满足的条件下，应优先采用合理的机架下送风。

韩波^[15]应用 ANSYS 热分析软件，构造不同的工作方式，扫描自变量选择空调送风温度和送风量。

朱广乐^[16]对数据中心机柜采用传统弥散式送风方式与采用控制热风量送风方式机房模型进行了热分析，通过对比得出采用控制热区风量送风方式降温效率高，均匀性好。

赵盟和张建蓉^[17]通过已知高度温度风速和距空调位置几个参数，用 MATLAB 数学软件建立分布图，再画出气流分布和冷热通道热分布，得出控制风速调节机房室内温度的方案。

1.3 本文主要工作

本论文的主要研究内容包括以下几个部分：

(1) 对南京工业大学数据中心主机房进行了尺寸测量与实际工况监测，得到了机房内精密空调的送风参数及设备基本布局。

(2) 利用 Gambit 软件对南京工业大学数据中心主机房中行政楼机房与核心机房进行了 3D 建模，并将其导入 Fluent 软件中进行数值模拟计算，得到了机房的整体温度场与速度场以及不同高度截面上的温度与速度分布图，同时生成了迹线图来体现不同气流组织方式的实际运行状况。

(3) 根据软件模拟结果进行统计分析，分析不同送风温度与不同送风风速对机房制冷效果的影响，并根据分析结果为机房提供优化建议。

第二章 原始数据的收集与模型的建立

2.1 机房结构与设备概况

本次调研对象为位于南京工业大学江浦校区逸夫图书馆五楼的南京工业大学数据中心主机房，该机房主要分为五个功能区，分别为行政楼机房，核心机房，核心托管机房，监控室和 UPS 室，其中本次的主要调研区域为行政楼机房和核心机房。机房的整体平面图如下图 2-1 所示：



图 2-1 机房整体平面图

2.2 “侧送侧回”式机房的原始信息

南京工业大学数据中心主机房中行政楼机房采用的是“侧送侧回”的气流组织形式，该机房采用可装配式机柜，该机柜共有 13 个模组化位置，空调位于第 3,7,11 号位。空调与机柜均为模组化尺寸，可随时进行空调设备与电子设备的增减。该机房采用三台施耐德 ACRD602 风冷式空调，输入功率为 14600W，机柜中尚有未使用的模块。

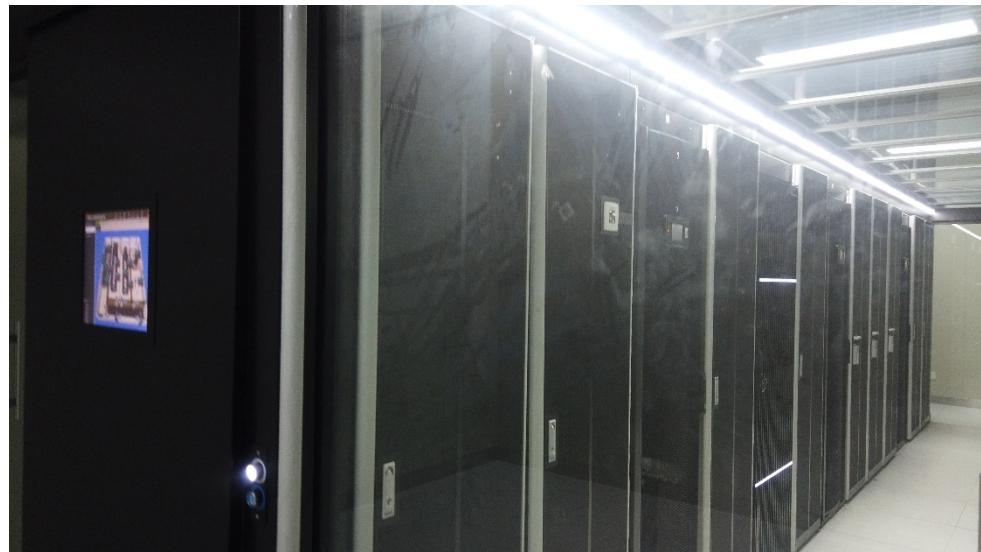
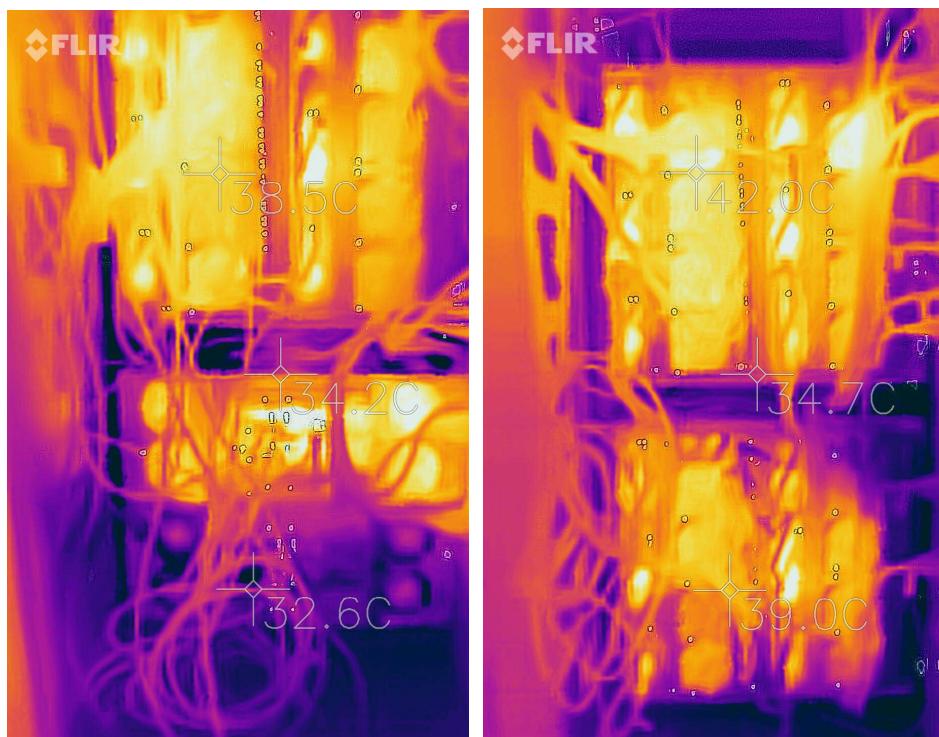


图 2-2-1 行政楼机房整体图

其中，机柜背后的热成像图如下：



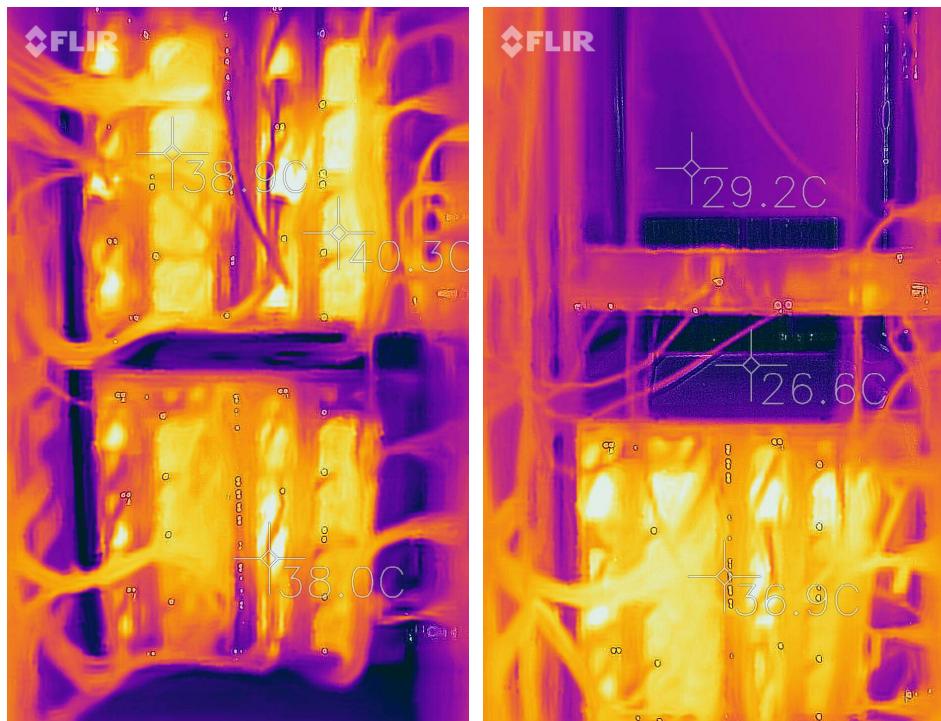


图 2-2-2 机柜后方热成像图

机柜的尺寸原始信息如下：

表 2-2 机柜原始尺寸表

	X 起点	X 长度	Y 起点	Y 长度	Z 起点	Z 长度
机房	0.00	8.10	0.00	3.50	0.00	2.00
空调 1	1.30	0.60	1.25	1.20	0.00	2.00
空调 2	3.70	0.60	1.25	1.20	0.00	2.00
空调 3	6.10	0.60	1.25	1.20	0.00	2.00
#1 机柜墙面	0.42	0.01	1.25	1.20	0.00	2.00
#2 机柜墙面	0.84	0.01	1.25	1.20	0.00	2.00
#3 机柜墙面	2.34	0.01	1.25	1.20	0.00	2.00
#4 机柜墙面	2.78	0.01	1.25	1.20	0.00	2.00
#5 机柜墙面	3.22	0.01	1.25	1.20	0.00	2.00
#6 机柜墙面	4.72	0.01	1.25	1.20	0.00	2.00
#7 机柜墙面	5.16	0.01	1.25	1.20	0.00	2.00
#8 机柜墙面	5.60	0.01	1.25	1.20	0.00	2.00
#9 机柜墙面	7.10	0.01	1.25	1.20	0.00	2.00
#10 机柜墙面	7.54	0.01	1.25	1.20	0.00	2.00

2.3 “下送上回”式机房的原始信息

南京工业大学数据中心主机房中核心机房采用的是“下送上回”的气流组织形式，该机房同样采用可装配式机柜，空调柜为独立单元，其中机柜共两排，每排有九个模组化空位，空调有一排，每排有六个模组化空位，现空调柜中有两台施耐德 TDAR1822 下送风式空调，单台总冷量为 65.8KW，分别位于空调柜中的 3 号位和 6 号位，机柜布局采用了冷热通道隔离的方式，将机柜的四面用玻璃墙与室内分隔开，另外在机柜的下方架空地板，架空高度为 0.35m，机房概况图如下：



图 2-3-1 核心机房内部图



图 2-3-2 核心机房空调柜



图 2-3-3 核心机房机柜图

2.4 初步模型的建立

根据从上述两机房中获取的原始数据，在 Gambit 软件中完成了对行政楼机房与核心机房的三维建模，其中为了使气流能在后处理软件 Fluent 中能够穿过机柜内部，在 Gambit 中将机柜整体理想化成机柜的两个壁面，在实际机柜中为通过电子设备中的小风扇进行排热，故模拟结果与实际情况具有一定差异。

Gambit 中的三维模型如下图：

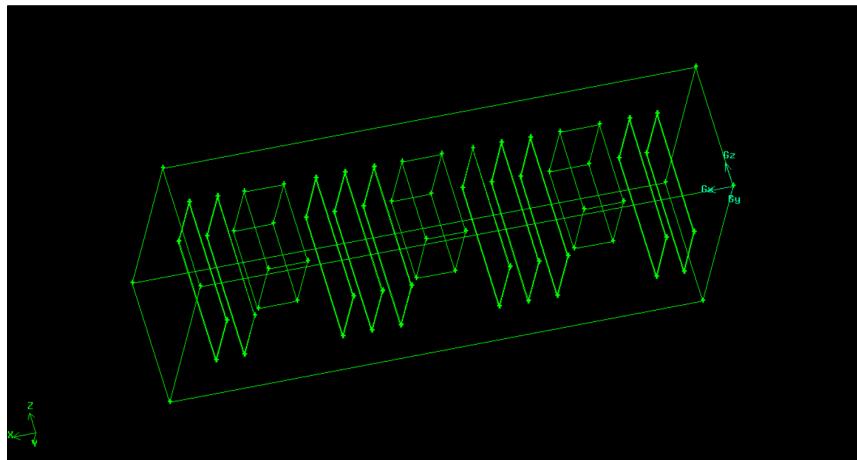


图 2-4-1 行政楼机房的三维建模

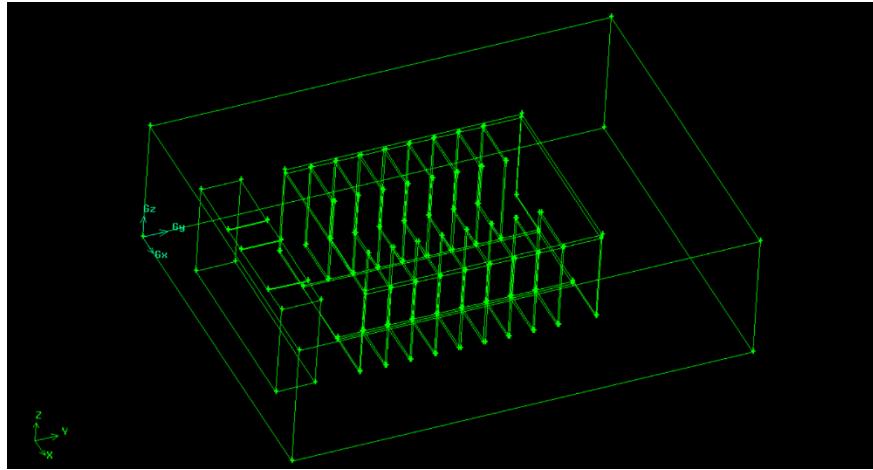


图 2-4-3 核心机房的三维建模

采用内置 T-Grid 法画出网格，核心机房网格数量为 1030896。

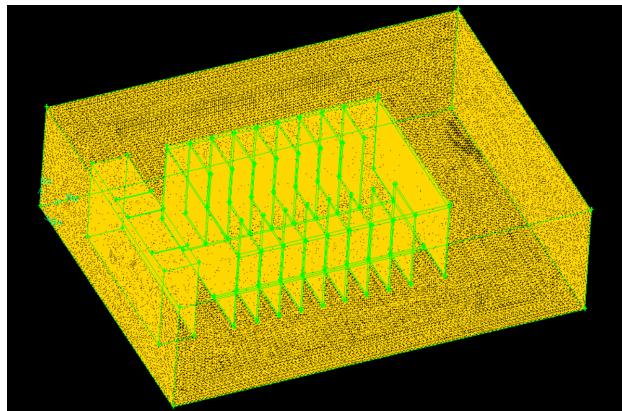


图 2-4-4 核心机房的网格划分

2.5 边界条件的设定

要完成进一步的模拟计算，还需设置边界条件，边界条件中包括建筑边界条件，设备边界条件与空调边界条件。

由于机房为封闭式结构，机柜内部的发热量远大于外界传入机房的能量，故设定建筑的外墙为绝热条件。

机柜的两个壁面为发热体，设置为对流换热条件（Convection），设置热传导系数为 5W/(m · K)，自由流温度为 338.15K，热量产生率为 500,000W/m³。

空调的出风口为速度出口条件（Velocity-inlet），回风口为自由出流条件（Outflow）。

2.6 本章小结

本章介绍了研究对象的概况以及如何利用 Gambit 软件完成实物模型的建模，同时也介绍了在 Gambit 前处理中，网格的划分方法，以及如何为对应的壁面设置不同的边界条件。

第三章 改变空调送风参数对制冷效果的影响

3.1 Fluent 软件迭代前处理

在使用 Fluent 软件进行数值迭代前，需对一些参数进行设置。

由于在计算过程中涉及能量的计算，所以需激活能量方程。

在机房的模拟中，空气的流速较快，雷诺数大，故选用 k- ϵ 模型进行求解运算。

收敛准则为当各项流动项残差小于 10^{-3} 且能量项残差小于 10^{-6} 。

3.2 “侧送侧回”式机房改变空调出风温度的影响

在完成前处理的操作后，对模型进行迭代操作。（以风速为 4m/s，送风温度为 293.15K 为例）。

迭代计算至 543 次时，各项残差满足收敛条件，残差曲线如下图所示：

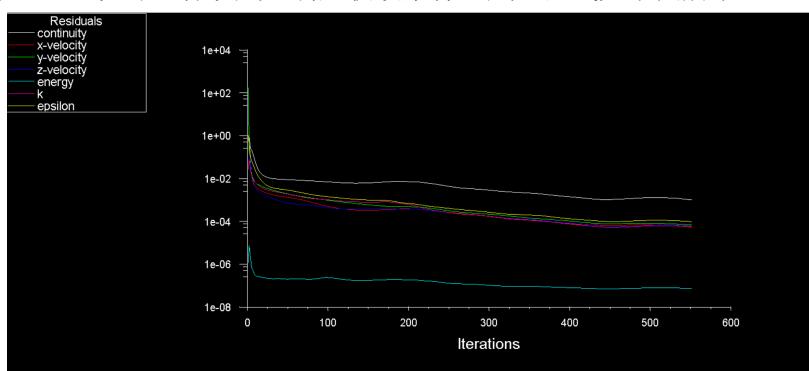


图 3-2-1 迭代残差曲线

其中横坐标为迭代次数，纵坐标为实际误差。

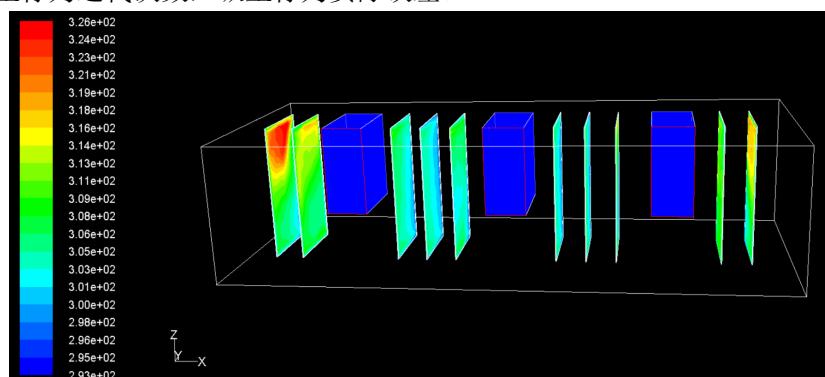


图 3-2-2 行政楼机房模拟结果

由图 3-2-2 可以看出在贴近房间边界的两个机柜壁面中出现了局部高温区，而位于中间部位的六个机柜冷却良好，这是由于靠近房间边界的机柜只能受到周围一台空调的影响，而位于中间的六个机柜可受到三台空调的影响，这在迹线图和速度云图中可以明显的观察到。

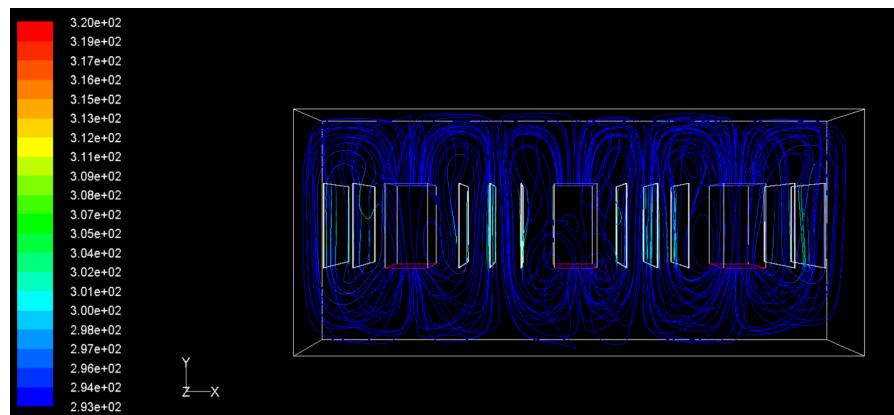


图 3-2-3 行政楼机房迹线俯视图

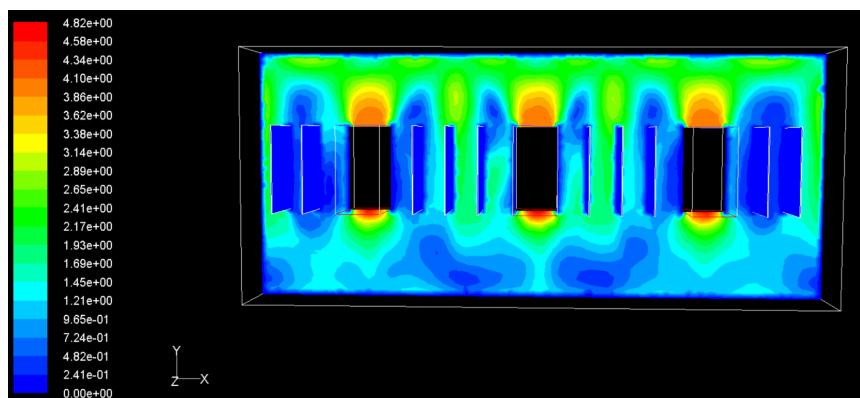


图 3-2-4 Z=1 截面速度云图

改变行政楼机房空调出风口出风温度，所得结果如下表 3-2 所示：

表 3-2 送风温度与各截面温度

送风温度	288.15K	293.15K	298.15K
$z=0.5$			
最高温度	307.7126	310.7565	313.7089
最低温度	288.1632	293.1619	298.1607
最高风速	2.800904	2.800904	2.800904
最低风速	0	0	0
$z=1$			
最高温度	310.837	313.5683	316.2177
最低温度	288.15	293.15	298.15

最高风速	4.823479	4.823479	4.823479
最低风速	0	0	0
$z=1.5$			
最高温度	321.7188	323.3619	324.9558
最低温度	288.15	293.15	298.15
最高风速	4.930116	4.930116	4.930116
最低风速	0	0	0

各截面壁面最高温度与送风温度的关系

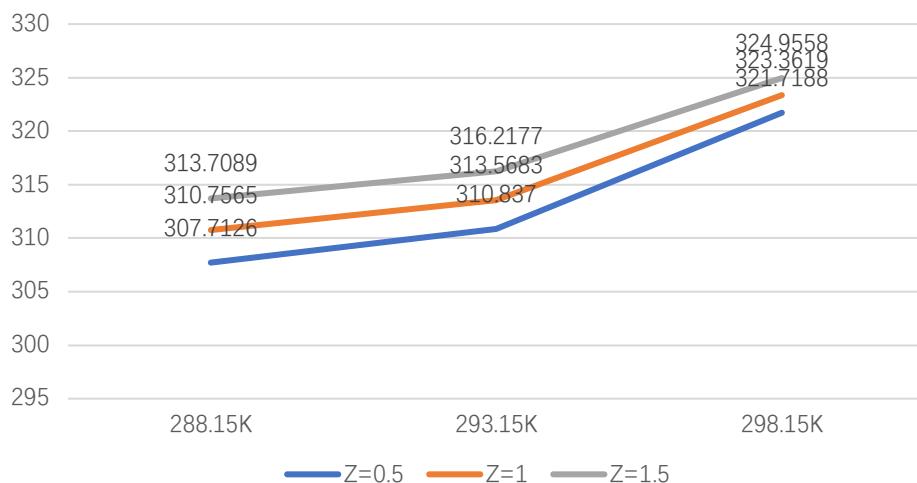


图 3-2-5 各截面壁面高度与送风温度的关系

由上述数据可见，当送风温度为 288.15K 时，在壁面的局部高温区温度均满足电子设备对热环境的需求，可见 288.15K 为较理想工况。

3.3 “侧送侧回”式机房改变空调出风风速的影响

改变行政楼机房空调出风口出风风速，所得结果如下表 3-3 所示：

表 3-3 送风风速与各截面风速

送风风速	3m/s	4m/s	5m/s
$z=0.5$			
最高温度	319.2993	310.7565	308.7857
最低温度	293.2216	293.1619	293.1639
最高风速	2.039982	2.800904	3.552277
最低风速	0	0	0
$z=1$			

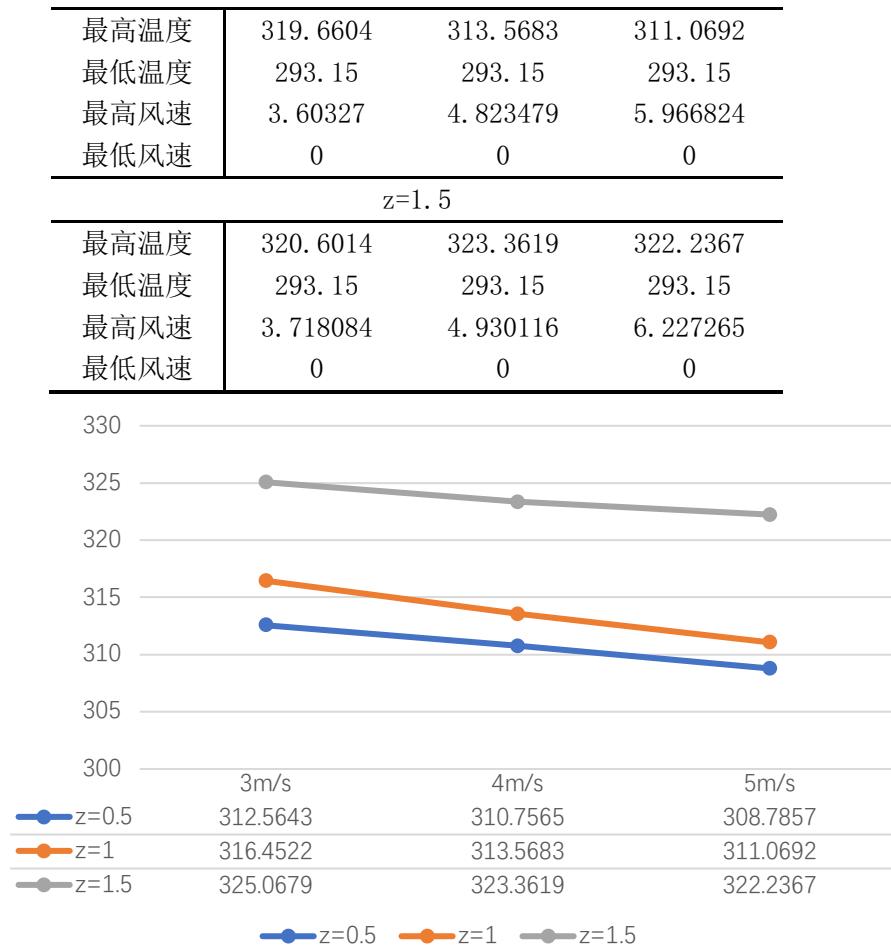


图 3-3-1 各截面最高温度与送风风速的关系

表 3-3 表明风速对壁面最高温度的影响是相对较小的，其中一个原因就是该机房规模较小，提高风速带来的额外的降温效果有限，机柜壁面与空气来不及充分换热。

3.4 “下送上回”式机房改变空调出风温度的影响

在完成前处理的操作后，对模型进行迭代操作。（以风速为 0.75m/s，送风温度为 293.15K 为例）。

迭代计算至 438 次时，各项残差满足收敛条件，残差曲线如下图所示：

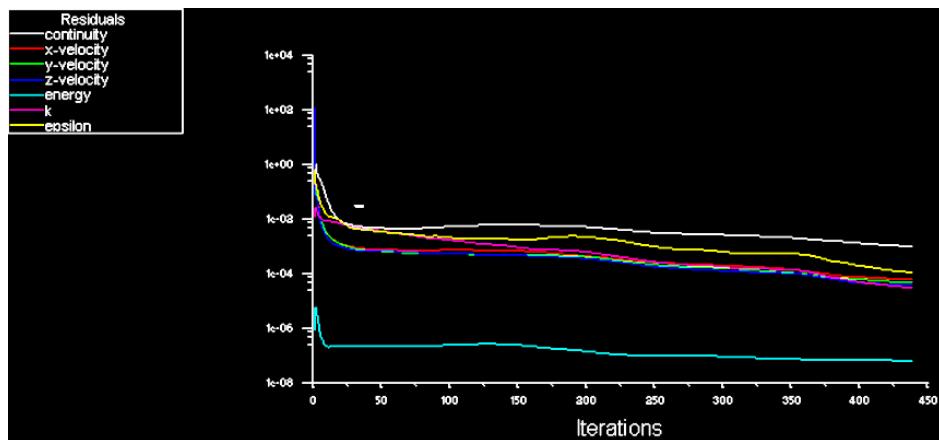


图 3-4-1 迭代残差曲线

其中横坐标为迭代次数，纵坐标为实际误差。

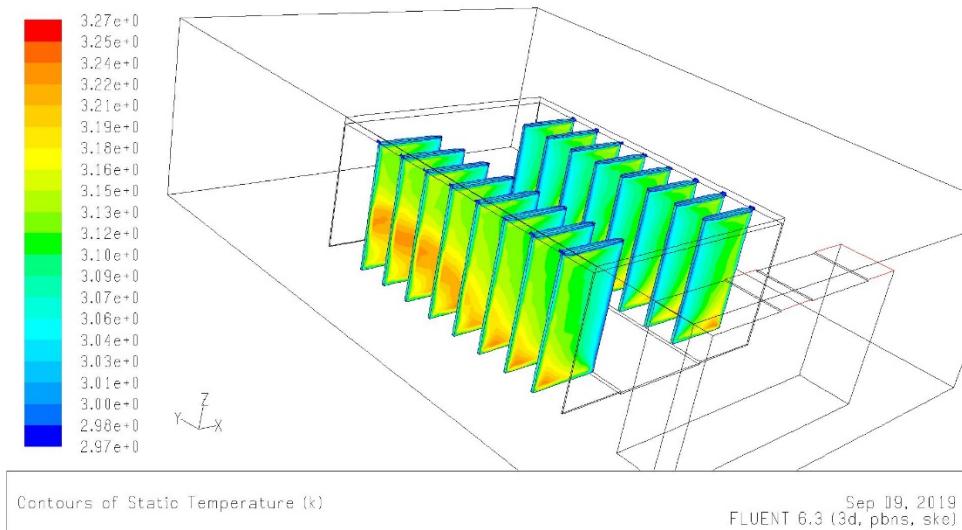


图 3-4-2 核心机房模拟结果

从图 3-4-2 中可以看出，当送风温度为 293.15K，风速为 0.75m/s 时，机柜壁面靠近出风口的部分达到了很好的降温效果，但是下部远离空调出风口的部分出现了效果欠佳的现象，而且越远离回风口，效果欠佳的面积就越大。

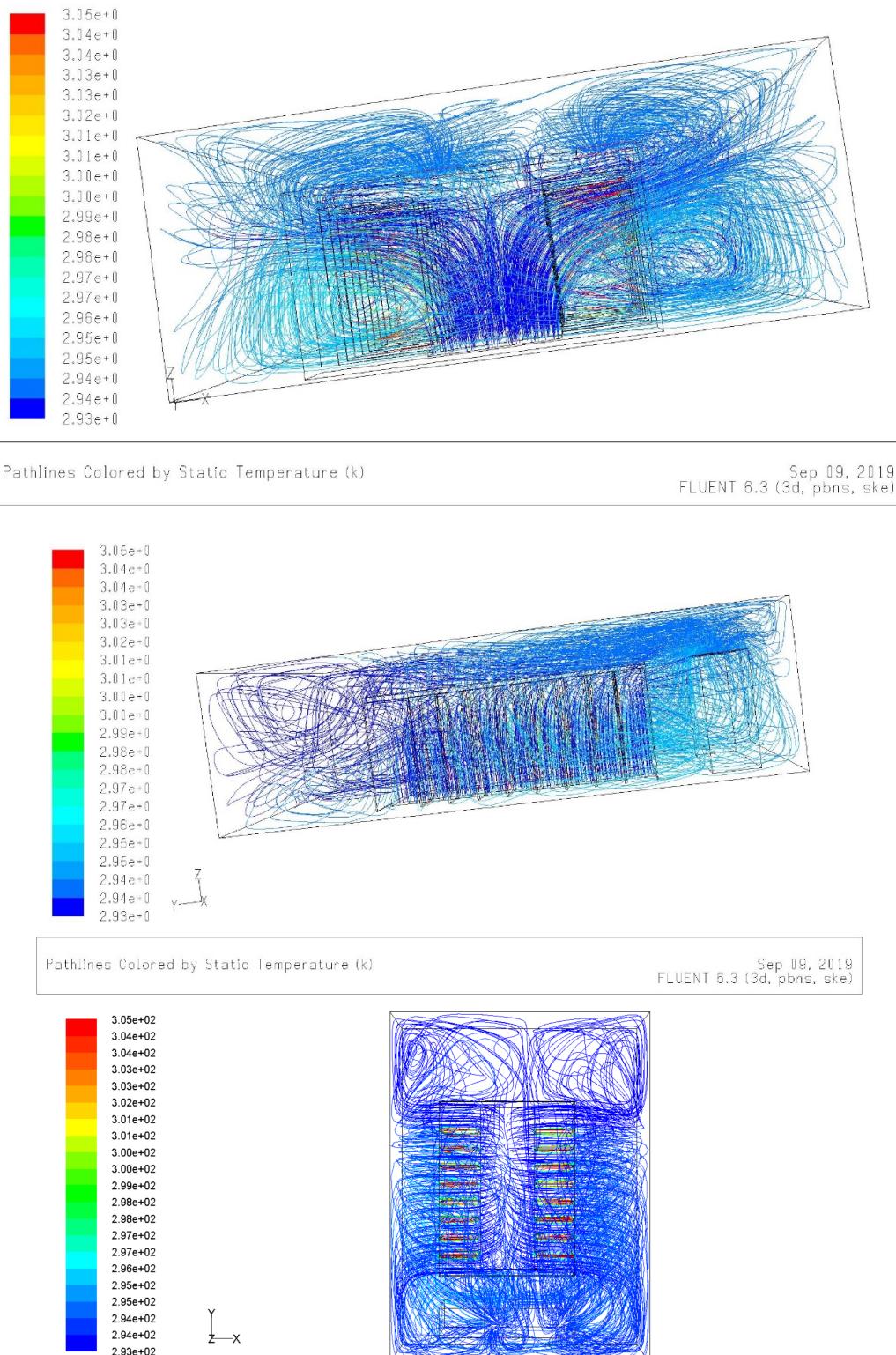
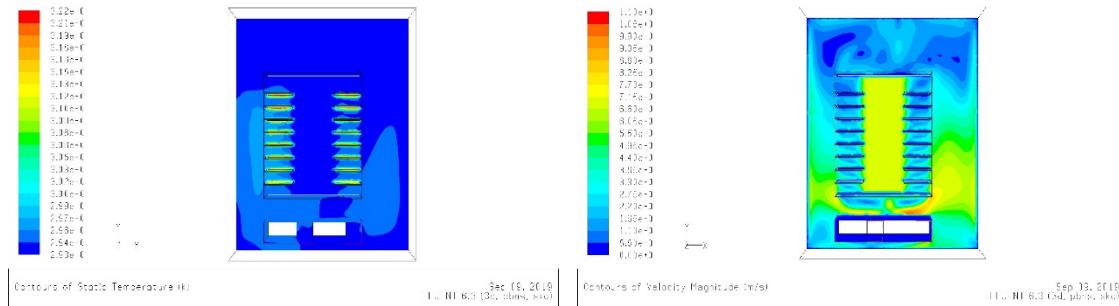


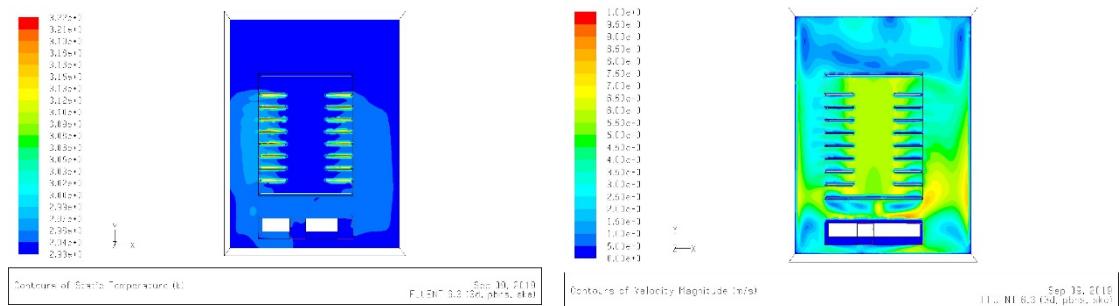
图 3-4-3 核心机房迹线图

从上述迹线图中可以更清晰的观察到气流的组织情况，在机房的左视图的左下方和右下方产生了气流的回流，使得机柜壁面出现了局部高温区。另外，在机柜正视图中也可以观察到由于左边缺少回风口导致的风速较慢的现象。

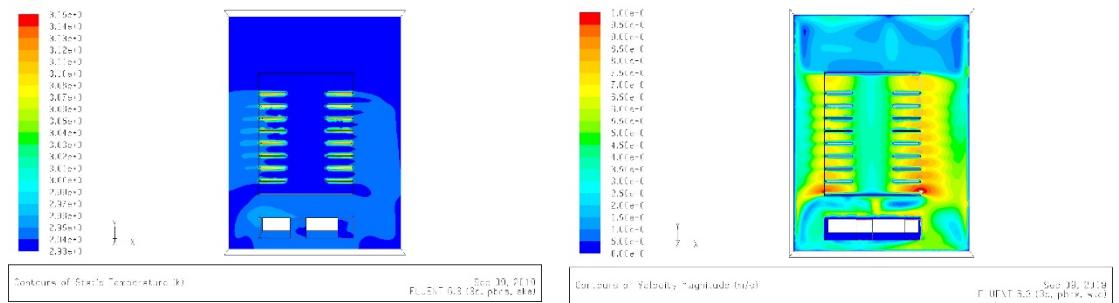
在 Z 轴上选取 Z=0.5, Z=1, Z=1.5, Z=2, Z=2.5 五个截面，得到的温度云图与速度云图如下：



(Z=0.75)



(Z=1)



(Z=1.5)

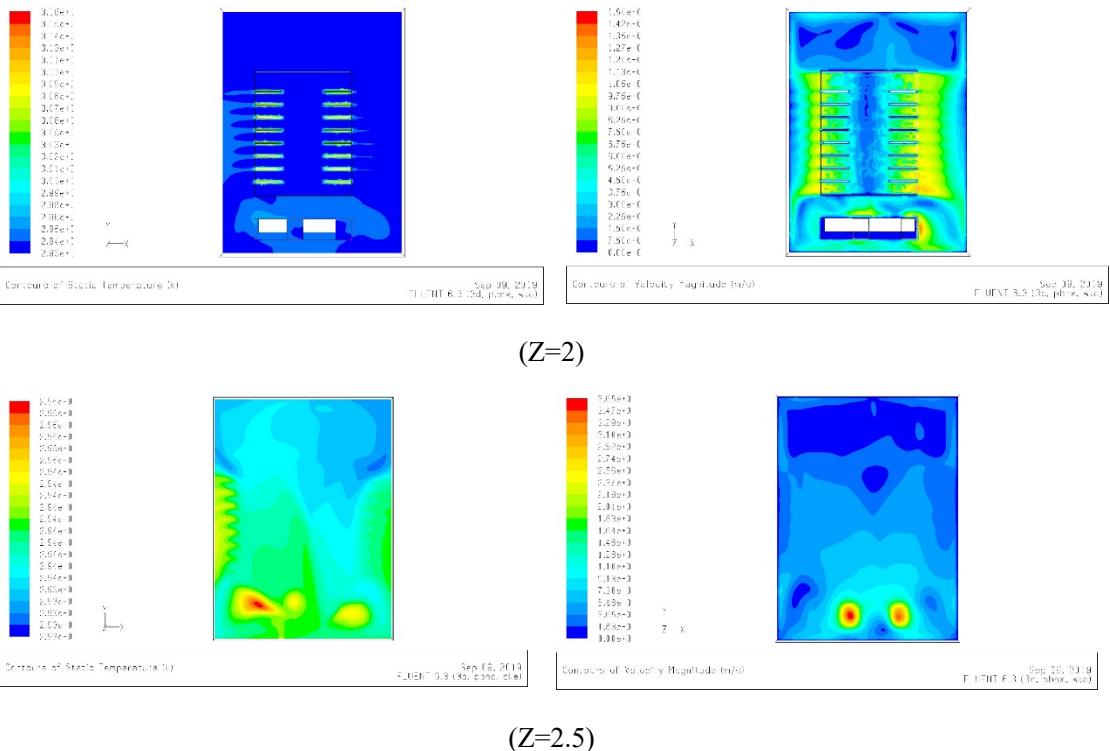


图 3-4-4 各截面温度云图与速度云图

可见，在距出风口较低的机柜壁面中，制冷效果较差。

改变机房空调出风口温度条件，所得的结果如下表 3-4 所示：

表 3-4 出风温度与各截面温度表

出风温度					
15 摄氏度		20 摄氏度		25 摄氏度	
最低温度	最高温度	最低温度	最高温度	最低温度	最高温度
$z=0.5$					
288.001	316.6316	293.0011	309.4279	298.0015	312.3927
$z=1$					
288.0008	316.7528	293.0145	311.6382	298.0125	312.7258
$z=1.5$					
288.0042	313.4237	293.0801	311.1752	298.049	316.4106
$z=2$					
288.015	309.8304	293.3992	314.5987	298.2429	315.6856
$z=2.5$					
288.1674	289.7625	293.6454	294.6313	298.5349	299.4498

由表 3-4 可知，当出风温度为 20 摄氏度时，所取得的效果较好，能满足电子设备的温度

需求，且耗能较低，是一个较为理想的方案。

3.5 “下送上回”式机房改变空调出风风速的影响

改变机房空调出风口温度条件，所得的结果如下表 3-5 所示：

表 3-5 出风速度与各截面温度表

出风速度									
0.5m/s		0.75m/s		1m/s		1.5m/s		2m/s	
最低温度	最高温度								
$z=0.5$									
293.1518	325.6058	293.1504	322.8497	293.1501	320.6908	293.1501	317.0252	293.15	314.5375
$z=1$									
293.1574	325.8233	293.1523	322.7328	293.1508	320.8104	293.1501	317.6335	293.1501	315.4483
$z=1.5$									
293.1689	318.094	293.157	314.8788	293.1529	312.8338	293.1508	309.9571	293.1502	308.3171
$z=2$									
293.1868	318.4918	293.1667	315.0389	293.1585	312.7127	293.1515	309.3421	293.1512	307.246
$z=2.5$									
293.3966	295.608	293.3171	294.9716	293.2774	294.8158	293.2337	294.3055	293.2118	294.2368

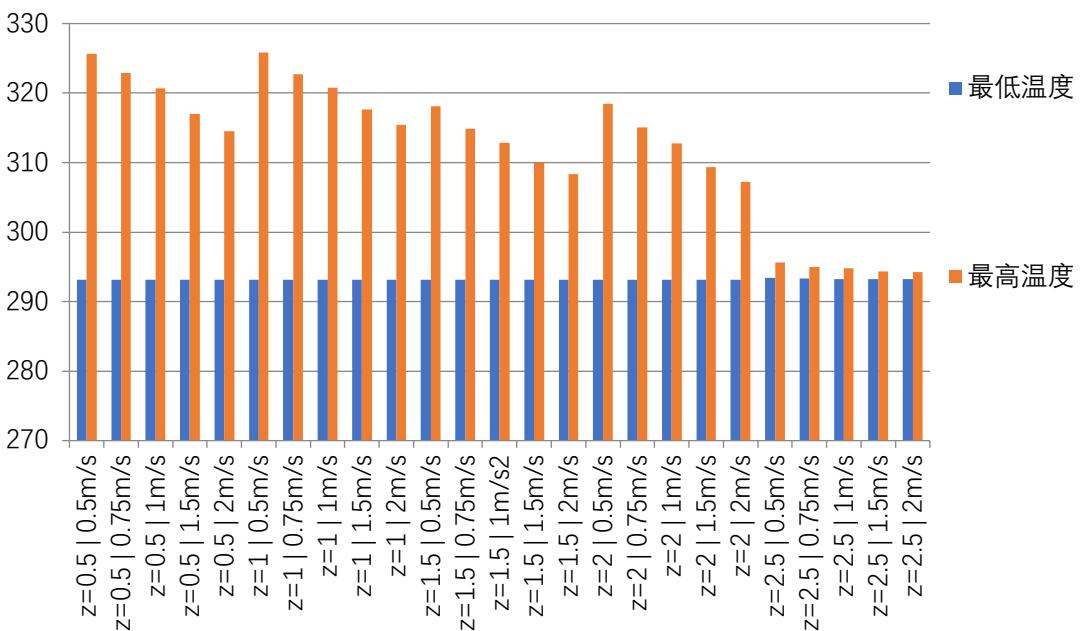


图 3-5-1 不同截面上各最高温度与最低温度

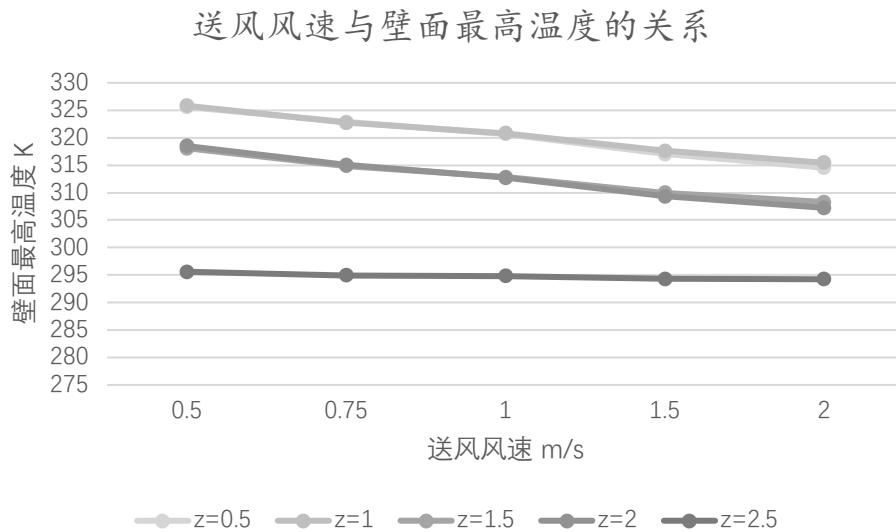


图 3-5-1 送风风速与壁面最高温度关系图

由上述图表可知，壁面最高温度随着送风风速的增高而降低，而这其中一个主要的原因就是由于风速较高时碰到房间壁面造成回流的再次冷却，在下图中可较为清晰地观察：

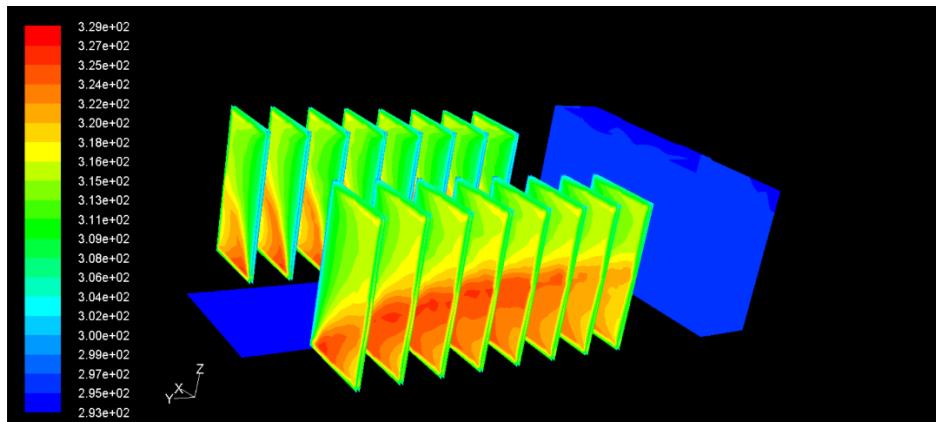


图 3-5-2 送风风速=0.5m/s 时壁面温度云图

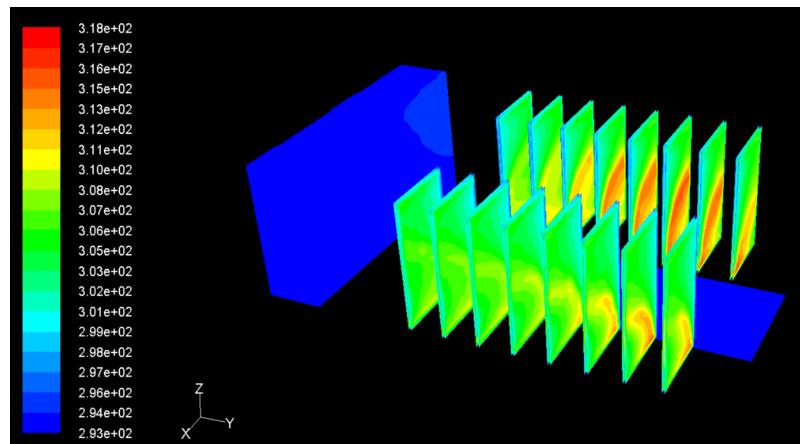


图 3-5-3 送风风速=2m/s 时壁面温度云图

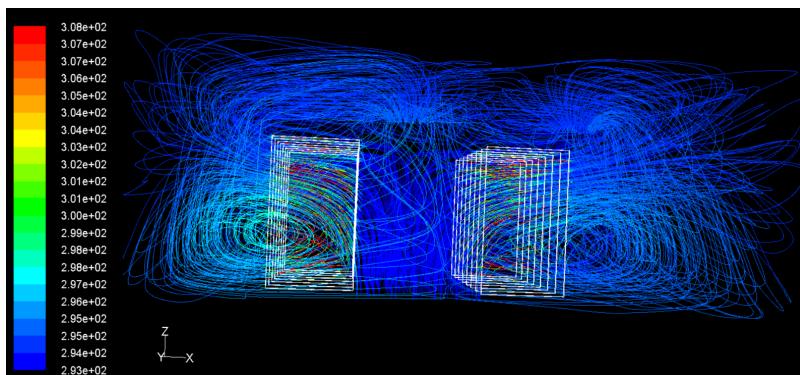


图 3-5-4 送风风速=0.5m/s 时左视迹线图

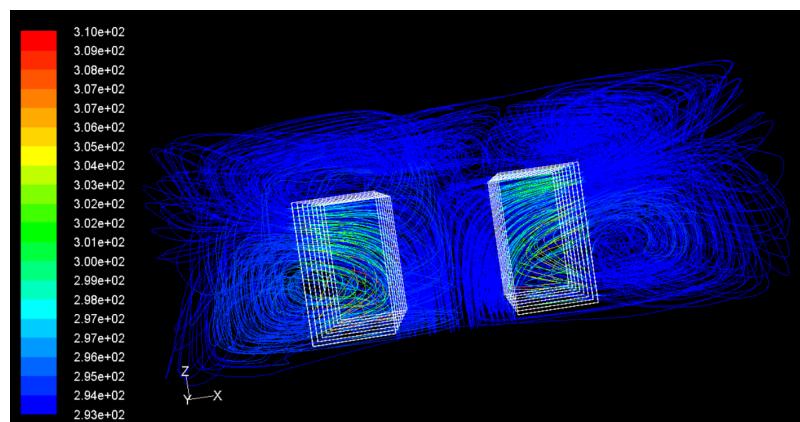


图 3-5-5 送风风速=2m/s 时左视迹线图

由上述分析可知，送风风速对气流组织的影响主要体现在与壁面碰撞后回流的冷却效能上，同时也说明了在实际环境中有较大的制冷性能被耗散了。

3.6 机房的优化建议

(1) 对于行政楼机房，在满足电子设备对热环境需求的情况下，可适当降低出风温度与出风风速，且降低出风温度带来的额外的制冷效果大于降低出风风速带来的制冷效果。

(2) 对于行政楼机房，可对机柜中的三台空调分别调速，可令位于机房两边的两台空调适当提高出风风速，令中间的一台空调适当降低风速，以达到节能，散热均匀的目的。

(3) 对于核心机房，由于在高度较低的机柜壁面中制冷能力较差，可以尽量将电子设备放置在较高高度的位置，或者为出风口增加导流板，以缓解高度较低壁面局部高温区的现象，另外，提高风速所带来的效果是明显的，但是也会造成巨大的资源浪费，可以适当减小机柜与房间边界的距离，使与房间壁面碰撞后的回流冷气能再次冷却高度较低部分的机柜壁面。

(4) 对于核心机房，在靠近回风口的部分制冷效果良好，而远离回风口的部分气流流速慢，主要是空气难以形成流动造成的，要缓解这种现象，可在机柜的另一端也摆放一条同样规格的空调，这样对于机柜壁面来说散热会更加均匀，制冷性能才可以被充分利用。

3.7 本章小结

本章介绍了如何在 Fluent 软件中进行前处理，随后对行政楼机房与核心机房进行了数值模拟分析，在模拟的结果中观察到了局部高温区的存在，并分析了其背后的深层次原因，最后为解决这一现象提出了对机房的优化建议。

第四章 结论与展望

4.1 结论

数据机房的热负荷较大，如何去合理分配设备资源，合理组织气流运动，成为了一个值得讨论的议题。而随着模组化机房的普及，在模组中各设备的运行情况，摆放位置等是影响机房制冷效果的重要因素。

本论文在这样的背景下，对两种不同的气流组织形式进行了探讨，并在数值分析上取得了一定成果，主要的结论如下：

(1) “下送上回”的气流组织形式相对于传统“侧送侧回”的气流组织形式能取得更好的制冷效果，且更具节能潜力，在取得同样的制冷效果条件下，“下送上回”的气流组织形式所需冷空气流量更小。

(2) 在“侧送侧回”的气流组织形式中，降低出风温度所带来的制冷效果优于提高出风风速所带来的制冷效果，这是由于风速在较快的情况下机柜壁面与冷空气不能进行充分换热造成的。

(3) 在“侧送侧回”的气流组织形式中，高度较低部分的机柜壁面会出现局部高温区，这是由于初始速度垂直于水平壁面造成的，要改善这种现象，可通过为出风口增加导流板或减小机柜与房间壁面的距离以增强回流等手段。

(4) 在“侧送侧回”的气流组织形式中，靠近上回风口的部分制冷性能较好，但远离上回风口的制冷性能却不佳，这是由于远离回风口部分气流流速慢，缺少气流交换造成的，要改善这种问题，应考虑对称式的回风口。

4.2 展望

本论文主要基于 ANSYS 软件对实际机房的数值模拟，在本论文的基础上可展开下列工作：

(1) 本次模型建模利用了机柜壁面替代机柜的理想模型，但在实际情况中利用的是电子设备中的小风扇进行气流交换，在后期的工作中可进一步优化模型，减少模型与实际机房的误差。

(2) 本次模型主要进行的是数值上的模拟，缺乏实际数据的验证，希望在接下来的研究工作中进一步提高数据的可靠程度。

(3) 本论文主要分析了气流组织形式与送风风速和送风温度对制冷效果的影响，但影响制冷效果的因素远远不止这些，可在后期的研究中增加其他因素，如出风口，回风口的位置以及“下送上回”机房中架空地板高度等变量。

参考文献

- [1]张俊梅, 沈国民, 谢军龙, 王笑航.应用 CFD 方法确定置换通风系统的设计参数.建筑热能通风空调 2001,
- [2]刘玉峰, 许永清.房间气流组织对污染物空间分布的影响.山东科技大学学报(自然科学版).2004,
- [3]肖剑春。通讯机房空调气流组织模拟及参数调节, 哈尔滨工业大学硕士学位论文, 2008
- [4]康健, 桌面工位空调送风系统的送风性能及热舒适性的研究, 重庆大学, 2006
- [5]陈婷, 数据机房精确送风方式的应用研究, 南京师范大学工程硕士学位论文, 2014
- [6]蒋雅靖,刘刚,数据机房不同下送风方式的模拟分析及对比,东华大学, 暖通与空调, 2011 年, 第 239 期
- [7]K. Kaneti, K. Ishii. Capillary flow through the porous media undermicrogravity. Materials and process. 1999
- [8]Qingyan Chen, W. Xu. A zero-equation turbulence model for indoor air flow simulation. Energy and Buildings. 1998
- [9]Qingyan Chen, J. Srebric. Simplified diffuser boundary conditions for numerical room air flow models. ASHRAE RP-1009, 2000
- [10]J. W. Jones, N. P. Weatherill. A flexible approach to expression evaluation within a computational engineering environment. International Journal for Numerical Methods in Fluids. 1998
- [11]J. W. Jones, M. Gerndt. CFD simulation of deflagration-detonation processes using vector and parallel computing systems. Applied Mathematical Modelling.1998
- [12]J. W. Jones, P. E. Wood. An iterative CFD and mechanical brush seal model and comparison with experimental
- [13]陈文博, 典型通讯机房空调精确送风方式研究, 广州大学在职攻读硕士人员学位论文, 2012
- [14]刘成, 陈乐天, 王颖, 通信机房空调气流组织合理化研究[J], 第 29 卷第 5 期, 2010 年, 80-84
- [15]韩波, 应用 ANSYS 热分析软件优化 IDC 机房散热设计, 苏州大学硕士专业学位论文, 2013
- [16]朱广乐, 数据中心机柜温度控制过程模拟及实验研究, 沈阳大学硕士学位论文, 2018
- [17]赵盟, 张建蓉, 机房空调流体分布建模研究, 昆明理工大学, 软件导刊, 2018 年 4 月, 第 17 卷第四期, 58-63