

Analysis of the Influence of Wind Speed on Air Distribution Uniformity in Air Conditioning Laboratory

Pan Han, Zhengtao Li, Kun Lu, Zhiming Yang, Weifeng Tian

School of Energy and Power, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai
Email: 1004129161@qq.com

Received: Jul. 27th, 2020; accepted: Aug. 7th, 2020; published: Aug. 14th, 2020

Abstract

The research on the uniformity of temperature field and velocity field in the air conditioning laboratory is of great significance to the performance test of the side machine. In this paper, the laboratory that has been built in an enterprise is taken as the research object; CFD (Computational Fluid Dynamics) modeling was used to compare the simulated data with the experimental data, in which the relative error of the velocity field is basically less than 10%, and the difference between the actual measured value of the temperature field and the simulated calculated value is controlled between 0.05 K~0.25 K. The comprehensive consideration of the model can be used for optimization analysis. This paper proposes to improve the uniformity of the temperature field in the laboratory by changing the air supply speed. It is found by simulation that when the air supply speed is 3.5 atm/s, the uniformity of the flow field in the laboratory increases obviously, but when the air supply speed continues to increase, the temperature field changes gradually. Therefore, a small increase in the wind speed will make the flow field in the laboratory more uniform, but when the wind speed reaches a certain value, the uniformity of the temperature field in the laboratory will decrease.

Keywords

Air Conditioning Laboratory, CFD, Uniformity, Wind

风速对空调实验室气流分布均匀性的影响分析

韩盼, 李征涛, 路坤, 杨志明, 田炜丰

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海
Email: 1004129161@qq.com

收稿日期: 2020年7月27日; 录用日期: 2020年8月7日; 发布日期: 2020年8月14日

摘要

空调实验室温度场、速度场的均匀性的研究对被侧机的性能测试有着重要意义, 本文以某企业已建成的实验室为研究对象, 通过CFD (Computational Fluid Dynamics)建模将模拟的数据与实验数据进行对比, 其中速度场的相对误差基本在10%以下, 温度场实际测量值与模拟计算值差值控制在0.05 K~0.25 K, 综合考虑模型是可以用做优化分析。本文提出通过改变送风速度来改善实验室内部温度场均匀性, 通过模拟发现当送风速度为3.5 m/s时, 实验室内部流场均匀性明显提升, 但当继续增大送风速度时, 温度场变化逐渐剧烈, 因此, 小幅度地提高风速会使实验室内部流场更加均匀, 但当风速达到一定值时, 就会使实验室温度场均匀性下降。

关键词

空调实验室, CFD, 均匀性, 风速

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

空调在我们的生活中变成了不可或缺的一部分, 空调实验室就是专门用来检测新研发的空调的性能。实验室能为需要检测的制冷设备提供国家标准规定的实验工况, 温度场分布的均匀性将会影响到制冷设备测试的稳定性和精确性。对于环境实验室的实时流场的检测比较复杂, 检测周期较长, 同时由于环境室内空气流速比较小, 室内轻微的扰动都有可能影响到最后的测试结果, 不利于实验室内的气流组织结构的分析与改进[1]。同时气流组织的分布情况又会影响到被测机工作周围环境的温湿度精度、风速以及局部温差等的主要参数的变化。CFD (Computational Fluid Dynamics)即计算流体力学, 余晓明等[2]用 CFD 模拟软件针对焓差实验室内气流组织的分布情况进行数值模拟研究, 在此基础上对测试环境室内的气流组织结构进行优化设计; 宋金蔚等[3]运用 CFD 模拟计算、定性理论分析和实验测试研究三种方法, 针对某高速列车内气流组织的分布及送风均匀性进行了深入研究。CFD 方法可方便快速地对各种工况进行模拟[4], 被应用于暖通空调等领域进行模拟分析[5] [6]。

本文以某企业已建成的空调实验室为研究对象, 布置合适的测点测量速度和温度值, 建立模型利用 CFD 软件对该实验室不同送风速度下的温度场和速度场进行模拟。

2. 模型的建立

2.1. 物理模型

实验室总体尺寸为 5300 mm (宽) × 6700 mm (长) × 4550 mm (高), 如图 1 所示, 同时设置双开平门, 尺寸大小为: (1000 + 1000) mm (宽) × 2200 mm (高), 门上带防雾中空观察窗。另外房间设有两个风阀, 风阀 1 尺寸 2500 mm (宽) × 1250 mm (高)、风阀 2 尺寸 2000 mm (宽) × 2500 mm (高), 送风腔尺寸为 800 mm (宽) × 6700 mm (长) × 1050 mm 高 × 2。

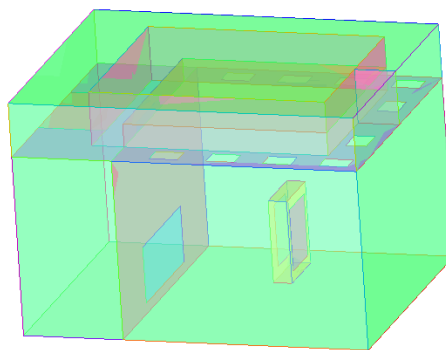


Figure 1. Structural diagram of side air outlet form (air duct supply)

图 1. 侧出风形式结构示意图(风道送风)

2.2. 数学模型

大量试验表明：空调室内的气流绝大部分是湍流。基于此本文采用湍流模型对室内的气流组织进行模拟，标准 $k-\varepsilon$ 方程模拟精度高，相对符合实际情况。标准 $k-\varepsilon$ 模型一般只用于完全湍流的流动过程的模拟，通常情况下忽略分子黏性的影响。其湍动能与耗散率方程如下：

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M \quad (1)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

式中： G ——湍动能产生；

Y_M ——可压湍流膨胀影响耗散率的大小；

μ_t ——湍流粘性系数；

其中默认值常数： $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ， $C_\mu = 0.09$ ， $\partial_k = 1.0$ ， $\sigma_\varepsilon = 0.09$ 。

2.3. 边界条件

- 1) 进口边界速度入口边界条件；
- 2) 出口边界压力出口边界条件；
- 3) 壁面边界条件壁面上对速度取无滑移条件，绝热壁面。

本文所用到的边界条件为 velocity-inlet、pressure-outlet、wall、porous-jump。循环风机出口(即实验室入口)和被测机进、出口均选择 Magnitude, Normal to Boundary 定义入口流速，输入速度矢量的大小就可以定义速度，速度值以实测为准。选择 pressure-outlet 作为实验室回风口处的边界条件，出口压力设为一个大气压。实验室内四周壁面以及室内隔板等均选择 wall 边界条件，因不直接与室外进行热交换，视为绝热面，wall 并不需要指定任何参数，只需默认即可。

3. 模型验证

实验室区域距离地面 0.8 m、1.6 m 定义 A、B 两平面，这两个平面是放置被测机的主要空间，也是在测试中对温度以及速度的均匀性要求较高的区域，因此本文对实验室区域内所选取的这两个平面进行分析。由于本文后面的优化主要针对制冷工况[7] ($T = 35^\circ\text{C}$)下的侧出风被测机实验室内部温度场及速度

场的分布,所以模型验证也只针对制冷工况($T = 35^{\circ}\text{C}$)的送风模型。将模拟得到速度分布云图的数据与实验室相同测点的数据进行对比,来验证模拟方法是否可以用于对实验室温度场均匀性优化。

图 2 是制冷工况下($T = 35^{\circ}\text{C}$)现有风道送风结构下侧出风被测机的模拟结果云图,分别显示了 A、B 平面上的温度场、速度场分布情况。A、B 内平面内被测机出风口附近温度变化比较明显,主测试区域温度梯度变化 A 平面比较平缓,B 平面内温度变化梯度较大。由于本实验是在被测机运行状态下进行测试,被测机出风温度较高,与室内空气的换热也会影响实验室内温度场的分布。在实际的实验过程中,需要保证被测机入口侧的温度场分布的均匀性;从图 2 可以看出 A、B 平面内墙角处温度偏低,虽然 A、B 平面温度波动范围较大,但是被测机进风口平面处测点温度波动范围均在 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 之间。对图 2(c)、图 2(d) A、B 平面内的速度云图分析, A 平面内的空气流动相对稳定, B 平面速度变化梯度比 A 平面大,两平面内主测试区域速度均在 $0.52\text{ m/s}\sim 1.56\text{ m/s}$ 区间内变化,符合国标要求。

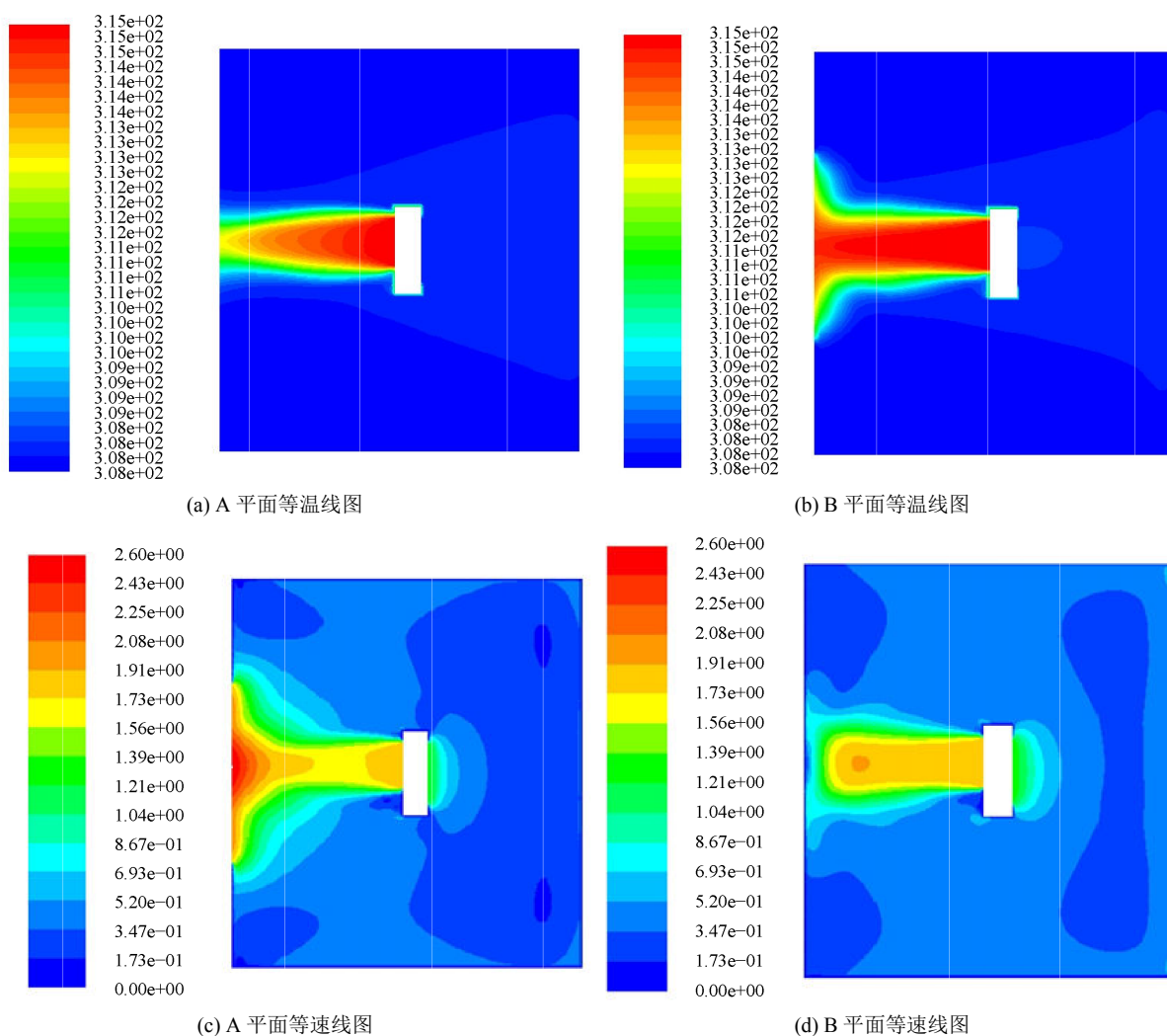


Figure 2. Isotherms and isotherms of each plane under the air model of $T = 35^{\circ}\text{C}$ orifice side

图 2. $T = 35^{\circ}\text{C}$ 孔板侧出风模型下各平面的等温线和等速线图

此次实验采用精度较高的美国 TSI 风速仪 VELOCICALC 9535 进行温度和速度测量。在 A、B 平面,进行测点布置,每个平面平均布置 17 个测点。1~8 号测点布置在靠近被测机进风口处的位置,空气流动

速度在 0.6 m/s~1.4 m/s 内波动, 9~16 号测点布置在靠近墙壁的位置, 该区域空气流动速度大, 而且有明显的波动, 但空气流动速度基本在 1.8 m/s 以内变化; 由表 1 可看出, 模拟计算得到的数据与实验测得的数据误差很小, 绝对误差的最大值为 0.11, 除 3 号和 7 号测点绝对误差超过 0.1, 大部分绝对误差控制在 0.02 m/s~0.07 m/s 内, 相对误差基本在 10% 以下。综合考虑各方面因素, 模拟计算应用在实际试验过程中是可行的, 模拟计算得到的结果基本可以如实反映实际试验中实验室内部温度场和速度场的分布。

由于本文测量数据较多, 只选取 B 平面部分测点测得的实验数据与模拟结果中相应测点的数据进行对比分析。被测机进风口处选择 1、3、5、6 和 8 号测点, 靠近墙壁处的位置选取 9、11、13、15 和 17 号测点。从图 3 中我们可以看出 B 平面相同位置的测点温度存在温差, 温差最大值为 1.4 K, 位于被测机出风口的 1 号测点, 在被测机进风口处两平面温差最小。而且, B 平面靠近墙壁的位置温度梯度均大于靠近被测机位置, 温度变化更加明显。B 平面实际测量值与模拟计算值差值控制在 0.05 K~0.25 K, 由于实际试验测量存在误差, 因此认为应用的物理模型和计算方法可以应用于实验室温度场与速度场的优化研究, 并且最后得到的计算结果与实际情况相似。此次对比分析对模拟计算的可行性进行了验证, 可以使用该物理模型和计算方法对实验室内部的温度场和速度场进行验证分析, 模拟结果基本与试验情况相似。

Table 1. Comparison of measured and simulated values of wind speed in each plane

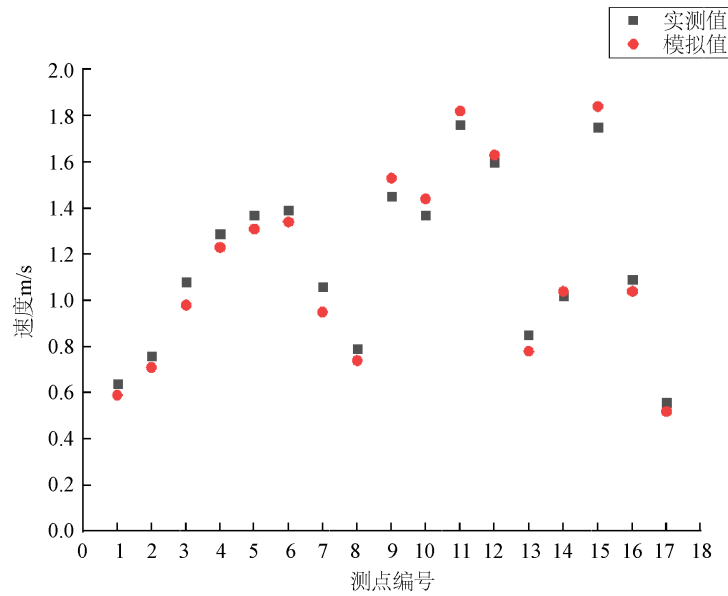
表 1. 各平面风速实测值与模拟值对比

测点编号	A 平面实测值 (m/s)	A 平面模拟值 (m/s)	绝对误差 (m/s)	相对误差 (%)	B 平面实测值 (m/s)	B 平面模拟值 (m/s)	绝对误差 (m/s)	相对误差 (%)
测点 1	0.65	0.69	0.04	6.2	0.64	0.59	0.05	7.8
测点 2	0.71	0.73	0.02	2.8	0.76	0.71	0.05	6.6
测点 3	0.85	0.82	0.03	3.5	1.08	0.98	0.1	9.3
测点 4	1.09	1.13	0.04	3.7	1.29	1.23	0.06	4.7
测点 5	1.18	1.21	0.03	2.5	1.37	1.31	0.06	4.4
测点 6	1.16	1.13	0.03	2.6	1.39	1.34	0.05	3.6
测点 8	0.96	0.92	0.04	4.2	1.06	0.95	0.11	10.4
测点 9	0.67	0.71	0.04	6.0	0.79	0.74	0.05	6.3
测点 10	1.49	1.56	0.07	4.7	1.45	1.53	0.08	5.5
测点 11	1.25	1.32	0.07	5.6	1.37	1.44	0.07	5.1
测点 12	0.95	0.91	0.04	4.2	1.76	1.82	0.06	3.4
测点 13	1.58	1.54	0.04	2.5	1.60	1.63	0.03	1.9
测点 14	0.69	0.63	0.06	8.7	0.85	0.78	0.07	8.2
测点 15	0.76	0.71	0.05	6.6	1.02	1.04	0.02	2.0
测点 16	1.53	1.49	0.04	0.026	1.75	1.84	0.09	0.051
测点 17	1.36	1.31	0.05	0.037	1.09	1.04	0.05	0.046

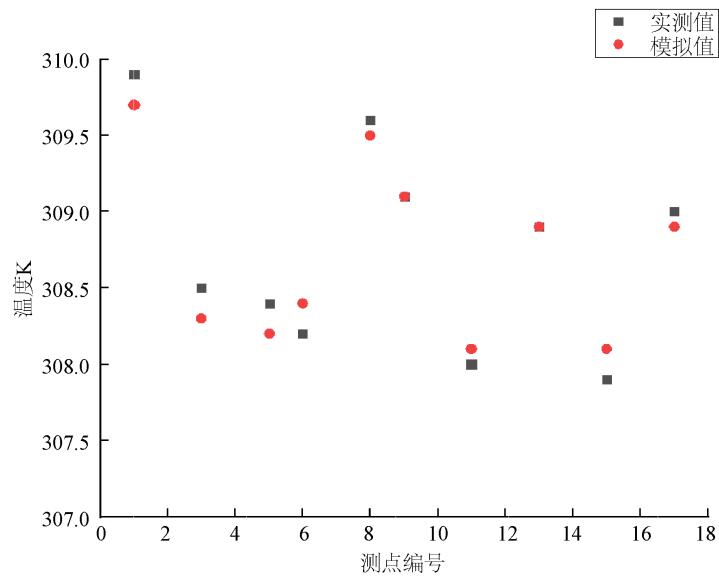
4. 数值计算结果及分析

对于实验室内空气流场的分布而言, 风速的大小是影响室内流场均匀度分布的一个重要参数。通过改变空柜送风速度, 使实验室测试区域风速产生变化, 进而改变实验室温度场均匀性。原送风口的风速为 3 m/s, 在 A 平面内的测量区域内风速最低到 0.4 m/s, 清华大学的朱颖心教授提出测试区域的风速在

0.5 m/s 以上时,机械送风的效果才与实际送风的效果基本相同[8],但测试区域的风速最高不宜超过 2 m/s。在第一个变化模型中将风口面积缩小 12%,将风速由 3 m/s 提高到 3.5 m/s,在第二个变化模型中将风口面积缩小 20%,将风速由 3 m/s 提高到 4 m/s。



(a) A 平面速度



(b) B 平面温度

Figure 3. Comparison of measured and simulated values of velocity and temperature in plane a and plane B

图 3. A 平面及 B 平面速度和温度实测值和模拟值得比较

图 4 是制冷工况下($T = 35^{\circ}\text{C}$)送风速度为 3.5 m/s 时侧出风被测机的模拟计算结果云图;图 5 是制冷工况下($T = 35^{\circ}\text{C}$)送风速度为 4 m/s 时,侧出风被测机的模拟计算结果云图,分别对不同风速时 A、B 两个平面上的温度场、速度场进行分析。结果如下图所示:

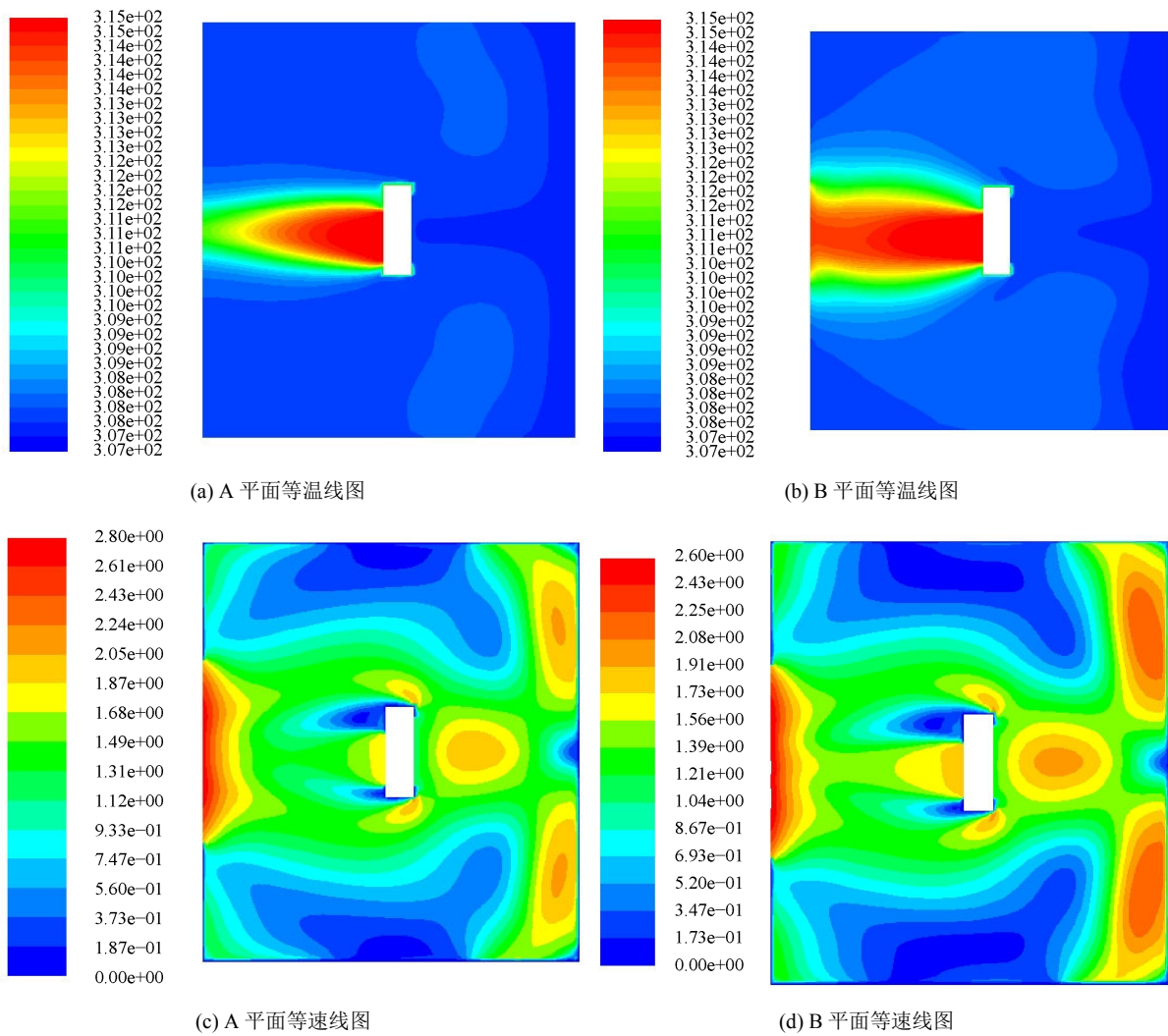
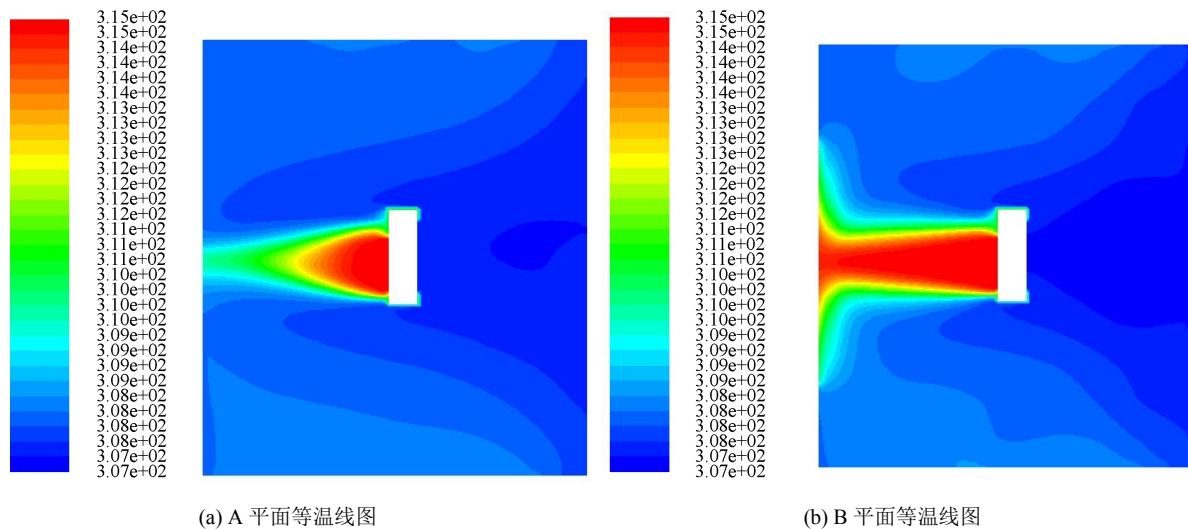


Figure 4. Isotherms and isotherms of each plane when the air supply speed is 3.5 m/s

图 4. 送风速度为 3.5 m/s 时各平面等温线和等速线图



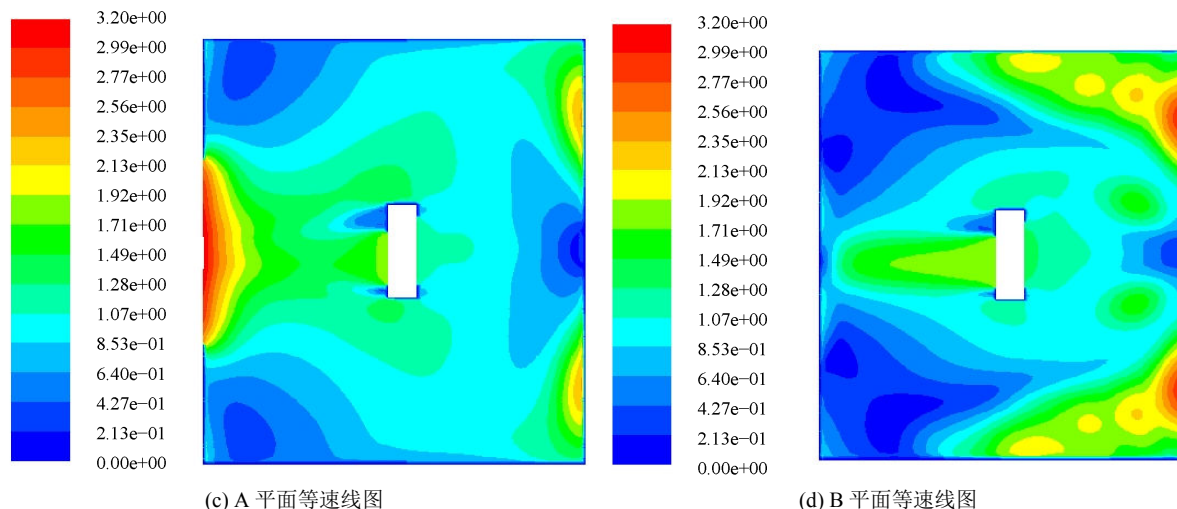


Figure 5. Isotherms and isotherms of each plane when the air supply speed is 4 m/s

图 5. 送风速度为 4 m/s 时各平面等温线和等速线图

通过图 4(a)、图 4(b)与图 5(a)、图 5(b)对不同送风速度时实验室温度场变化进行对比分析。当送风速度提高到 3.5 m/s 时, A、B 平面测试区域的温度场更加均匀, 根据此变化可以认为适当的提高风速, 可以对实验室温度场产生影响, 使得温度场更加均匀。但当送风速度达到 4 m/s 时, A、B 平面的温度波动相对于 3.5 m/s 时又变大, 均匀性降低。该现象证明, 当送风速度提高时, 温度场的变化并不是一个均匀变化的过程, 而是在风速提高到一定程度后, 温度变化的情况由不太均匀到均匀, 然后再到变化剧烈的过程。

通过图 4(c)、图 4(d)与图 5(c)、图 5(d)对不同送风速度时实验室速度场变化进行对比分析。当送风速度为 3.5m/s 时, 测试区域风速相对于之前有所提高, 主要测试区域风速在 0.5 m/s~2 m/s 之间波动, 气流速度完全符合实验室要求。但当送风速度提高到 4 m/s 时, 在 B 平面靠近墙壁处部分区域风速远远超过了 2.5 m/s, 已经不符合对被测机进行测试的要求。

5. 结论

本文以现有的风道送风焓差实验室为基础, 在实验室内部两个不同高度的平面上布置测点, 在制冷工况下进行测试, 运用 CFD 软件对实验室稳定后的工况进行模拟, 将模拟结果与之前实际测得的实验室温度和速度数据进行对比, 验证该数值模拟计算方法的可行性。对于实验室内气流组织而言, 风速的大小是影响室内流场均匀度分布的一个重要参数, 因此提出改变风速来优化温度场和速度场的均匀性, 通过前面的实验和模拟可得出以下结论:

1) 根据现有实验室的结构, 建立相对应的三维模型, 并运用数值模拟软件进行仿真计算, 将得到的模拟云图结果与实验测试数据进行对比。通过对比结果的分析, 验证了模拟方法的可行性,

2) 通过改变送风速度来改善实验室内部温度场均匀性时发现当送风速度为 3.5 m/s 时, 实验室内部流场均匀性与元送风速度 3 m/s 相比得到明显提升, 但当继续增大送风速度时, 温度场变化逐渐剧烈, 速度也会超出实验室要求的最大风速。因此, 小幅度地提高风速会使实验室内部流场更加均匀, 但当风速达到一定值时, 就会使实验室温度场均匀性下降。

参考文献

- [1] Shen, C., Cirone, C. and Wang, X.L. (2015) Uncertainty Analysis: Design of a Fouling Test Device for the Liq-

uid-to-Refrigerant Heat Exchangers. *Applied Thermal Engineering*, **85**, 148-159.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.03.028>

- [2] 余晓明, 何如, 李洪福, 等. 焓差法实验室气流组织数值模拟及优化改进[J]. 流体机械, 2006, 34(1): 74-76, 46.
- [3] 宋金蔚, 刘国丹, 李亮. 某列车送风系统及车室内气流组织优化研究[J]. 青岛理工大学学报, 2015, 36(3): 72-78.
- [4] 刘猛, 李骊, 王浚, 等. 基于 CFD 方法的孔板送风气流组织优化研究[J]. 低温工程, 2015(1): 23-28.
- [5] 黄珍珍. CFD 技术在暖通空调制冷工程中的应用研究[J]. 中国高新区, 2018(2): 15.
- [6] 张玉忠. CFD 技术在暖通空调制冷工程中的应用[J]. 住宅与房地产, 2018(25): 180-203.
- [7] GB/T17758-2010 单元式空气调节机[S]. 北京: 中国标准出版社, 2010.
- [8] 朱颖心. 建筑环境学[M]. 第二版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.