

大型气候实验室气流组织仿真分析

马建军, 姜亚军

(中国飞机强度研究所, 西安 710065)

摘要: **目的** 对大型气候实验室气流组织进行仿真分析, 获得合理的气流组织设计方案。**方法** 首先通过分析旋流风口的特性, 建立旋流风口 CFD 简化模型, 然后设计大型气候实验室气流组织形式, 最后对极端低温和极端高温工况下不同温度、送风量和送风角度时的气流组织进行 CFD 仿真分析。**结果** 低温工况时, 地面温度升高将导致室内温度和温度不均匀度整体上升; 高温工况时, 气流难以抵达地面, 且地面温度对高度 5 m 以下区域有显著影响, 对 5 m 以上空间影响不显著, 应增大送风角度, 使送风射流方向尽可能向下, 以改善地面附近温度均匀性。**结论** 气流组织仿真分析方法和气流组织设计方案适用于大型气候实验室设计。

关键词: 大型气候实验室; 气流组织; CFD

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2019.11.011

中图分类号: TG172.5

文献标识码: A

文章编号: 1672-9242(2019)11-0056-08

Airflow Distribution for Large Climatic Test Laboratory

MA Jian-jun, JIANG Ya-jun

(Aircraft Strength Research Institute of China, Xi'an 710065, China)

ABSTRACT: Objective To have simulated analysis on airflow distribution of large climatic test laboratory and obtain a reasonable designing scheme for airflow distribution. **Methods** First, a simplified vortex diffuser CFD model was studied based on the flow characters; then the airflow distribution of large climatic test laboratory was designed. At last, two conditions: extreme low temperature and extreme high temperature under different floor temperature, air flow rate and air jet flow angle were studied using CFD method. **Results** For low temperature test, the rise of floor temperature would lead to overall increase of chamber temperature and un-uniformity. For high temperature test, it's difficult for air jet flow to reach the floor. The ground temperature had significant influences on the area lower than 5m and had no significant influences on the space higher than 5m. It was better to change the air jet flow angle to allow the air jet flow to reach the floor to improve the temperature uniformity near the ground. **Conclusion** The air flow distribution simulated analysis and design scheme are applicable to design of large climatic laboratory.

KEY WORDS: large climatic test laboratory; airflow distribution; CFD

大型气候实验室可模拟极端低温、高温、湿热、降雪、冻雨、太阳辐照、淋雨等综合气候环境, 满足大型装备的综合气候环境试验需求^[1-2]。在这些气候环境中, 温度是最基本的因素之一, 试验温度允差应在 $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内(对于大于 5 m^3 的试件, 温度允差可以为 $\pm 3\text{ }^{\circ}\text{C}$)^[3]。此外, 不同气候试验项目对风速还有

要求^[4], 如 GJB 150A 中的高温、低温试验规定试件附近风速不超过 1.7 m/s , 太阳辐照试验风速应尽可能小, 通常保持在 $0.25\sim 1.5\text{ m/s}$ 。实验室的温度和速度场是气流组织决定的。由于实验室尺寸较大, 层高超过 22 m , 有效试验容积近 $10\ 000\text{ m}^3$, 属于高大空间^[5], 需要有效的的设计气流组织, 以满足试验温度均

匀性和风速要求。

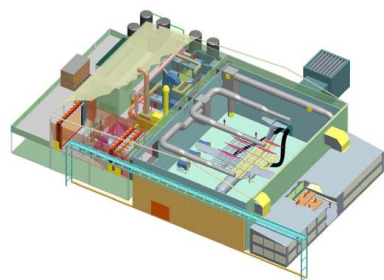
气流组织设计方法主要有四种：射流公式法、Zonal Model 模型、模型实验和 CFD 数值模拟。前三种方法在适应性、计算准确度、投资、周期等方面存在问题。自 1974 年丹麦 P. V. Nielsen 首次将 CFD 技术应用于室内气流 CFD 数值模拟以来，CFD 在气流组织设计上越来越成熟^[6]，并且已应用于小型实验箱的气流组织设计研究^[7-8]。文中采用 CFD 方法对大型气候实验室气流组织进行数值分析，以获得合理的气流组织设计方案。

1 气流组织形式

一般环境实验室气流组织形式主要有三种：侧送侧回、上送下回、下送上回。小型环境实验箱/实验室多采用侧送侧回和上送下回（孔板送风）的形式。侧送侧回送风射流射程比较长，送风气流在到达工作区之前已充分混合，速度场和温度场都趋于均匀和稳定。对于大型气候实验室，送风速度很高。上送下回气流组织常见的是全面孔板送风和密布散流器送风，全面孔板送风射流的扩散和混合性较好，射流的混合过程很短，温差和风速衰减快，不适用于高大空间实验室；散流器送风则可根据降温或加热需求，改变送风射流的方向，降温时水平送风，加热时竖直向下送风，以抵消浮力作用。国外大型气候实验室如美国麦金利气候实验室和韩国 ADD 气候实验室均采用上送下回的散流器送风气流组织形式，如图 1 所示。



a 美国麦金利实验室



b 韩国 ADD 实验室

图 1 国外大型气候环境实验

美国麦金利气候实验室宽 76 m、深 61 m，中心高为 21 m，下沿高度为 11 m，容积为 93 000 m³，实

验室顶部有 24 个散流器送风，回风口在实验室右侧壁面下部。韩国 ADD 实验室宽 42 m，深 32 m，高 15 m，顶部有 9 个散流器送风，回风口在实验室后侧壁面下部。

大型气候实验室尺寸与麦金利实验室相当，但其为平顶结构，有效高度超过麦金利实验室，如图 2 所示。气流组织形式同样采用上送下回的形式，采用 30 个送风口均匀分布，右侧壁面下部均匀分布 5 个回风口。由于散流器送风射流角度通常只有两种形式（水平或竖直），旋流器却可以通过调节动叶片来连续调整送风射流角度，且掺混效果比散流器好^[9]，因此采用旋流器作为送风口。

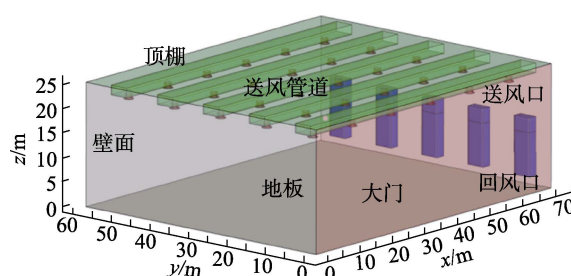


图 2 大型气候实验室

实验室空舱条件下的速度场和温度场分布是最基本的气流组织设计内容，若气流组织设计满足极端低温和极端高温两个极端温度工况，可以认为气流组织也将满足中间温度工况。文中主要分析极端低温和极端高温两种空舱状态下实验室的气流组织。

2 模型建立

2.1 数值方法

室内的空气流动和温度分布要满足连续性方程、动量方程和能量方程，这些方程可以表示成式（1）所示的通用形式。

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla(\rho\phi\mathbf{v}) = \nabla(\Gamma_\phi \cdot \nabla\phi) + S_\phi \quad (1)$$

式中： ρ 为空气密度； t 为时间；对于连续性方程 $\phi=1$ ，对于动量方程 $\phi=V_j$ ($j=1,2,3$)，对于能量方程 $\phi=T$ ； $\mathbf{v}$ 是速度矢量； Γ_ϕ 为扩散系数； S_ϕ 为源项。

采用 FLUENTL 软件进行分析，湍流模型采用常用的 $k-\epsilon$ 两方程模型^[10-11]，近壁面采用标准壁面函数，考虑浮力的影响开启重力选项。为简化计算，忽略对结果影响不大的因素，对计算模型进行简化如下：忽略壁面、大门、顶棚的接缝和泄漏，认为其是大平板结构；空气采用不可压缩理想气体模型，仅考虑温度对密度的影响；空气的黏性采用萨特兰公式；由于壁面温度相差很小，忽略壁面间的辐射换热。

大空间气流组织计算由于重力的作用,收敛较为困难,为达到快速收敛的目的,采用如下的计算策略:压力差分采用 Body Force Weighted,其余均采用二阶迎风差分格式;首先进行稳态计算,不开启重力选项,直到达到稳定状态,获得初步稳定流场与温度场;然后进行瞬态计算,开启重力选项,步长为 5 s,逐渐逼近,直到达到稳定状态,完成计算。

2.2 旋流器简化模型

典型的旋流器结构如图 3 所示,主要包括静叶片、动叶片(深色部分)和外壳。通过调节动叶片,改变其与静叶片之间的夹角 α ,即可实现送风射流角度从水平到竖直的连续变化。

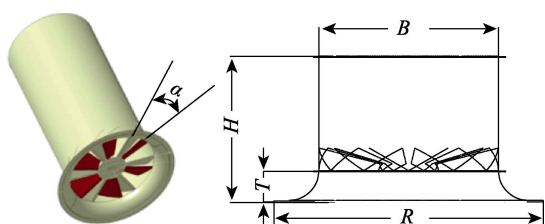


图3 旋流器结构

数值分析时,如果对口进行详细几何建模,由于风口的尺寸与计算空间相比很小,而风口需要较细的网格才能准确模拟流动状态,将导致网格繁多,计算周期大大延长。通常采用风口简化模型来模拟风口的流动^[12-13],对于旋流器,采用指定速度法进行模拟,如图 4 所示。旋流风口的叶片出风平面简化为一个圆形面,将其等分为 12 个扇形区域,其中 6 块阴影部分为出风面,其余为封闭区域。送风特性由三个参数决定:外径 R_2 、内径 R_1 以及切向角 θ ,送风轴向速度 v_{axis} 按式 (2) 计算。

$$v_{axis} = \frac{2\dot{V}}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} \quad (2)$$

式中: $\dot{V}$ 为风口体积流量, m^3/s 。送风切向速度 v_{tan} 按式 (3) 计算。

$$v_{tan} = v_{axis} / \tan \theta \quad (3)$$

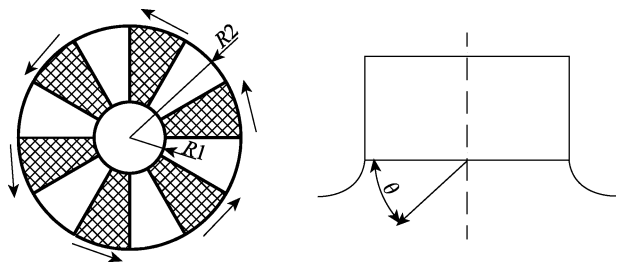


图4 旋流风口简化模型

根据坐标变换得到直角坐标系下的速度分量,再通过 UDF 附加到出风面当作边界条件。为验证简化模型的可行性,对详细模型和简化模型进行了数值分

析对比。旋流器尺寸为 $B=1.5\text{ m}$, $R=1.9\text{ m}$, $R_1=0.5\text{ m}$, $R_2=1.5\text{ m}$, $T=0.2\text{ m}$ 。如图 5 所示,将旋流器安装在一个直径 40 m、高度 40 m 的空间内,风口悬挂在空间顶部圆心处,出风口平面与空间顶部 3.5 m,计算网格划分如图 5 所示。

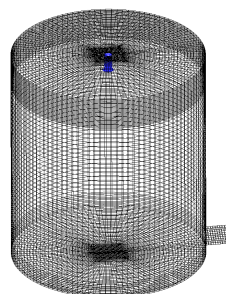


图5 旋流风口数值分析计算网格

详细模型和简化模型的送风射流轨迹如图 6 和图 7 所示。可见 θ 与 α 存在对应关系,通过改变 θ 的值可以近似模拟实际的流动状态,可以模拟 α 的范围为 $5^\circ \sim 25^\circ$ 。

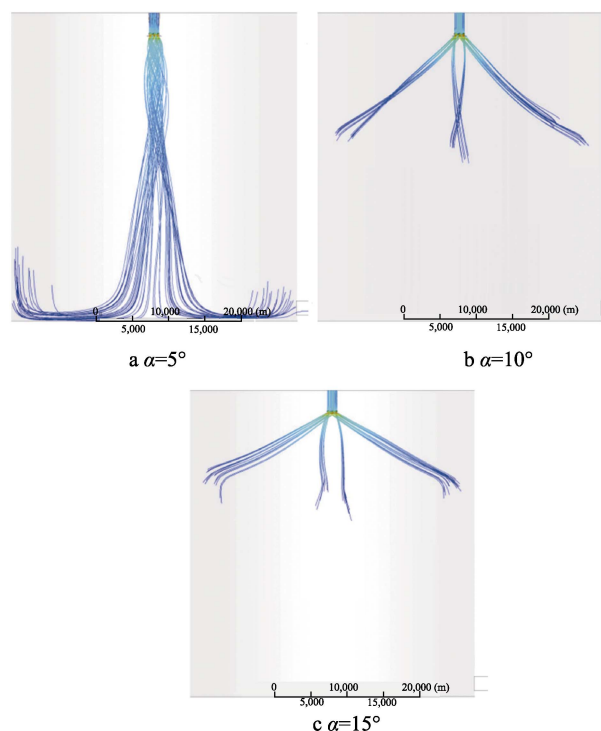


图6 真实模型流动轨迹

简化模型与详细模型的流动分布对比见表 1,其中流量为 $8\text{ m}^3/\text{s}$ 。表 1 中 Model_r 和 Model_s 分别指真实模型和简化模型, v_{smax} 为风口出风面最大风速, $L_{1.7}$ 、 $L_{1.0}$ 分别表示送风射流末端速度为 1.7、1.0 m/s 时的射程。从表 1 中可以看出,可以根据实际风口叶片夹角 α 的流动状态来确定简化模型的切向角 θ 。最大面风速因为简化模型的先天缺陷而与详细模型存在一定差异,但在射程上则差别很小,可以准确复现

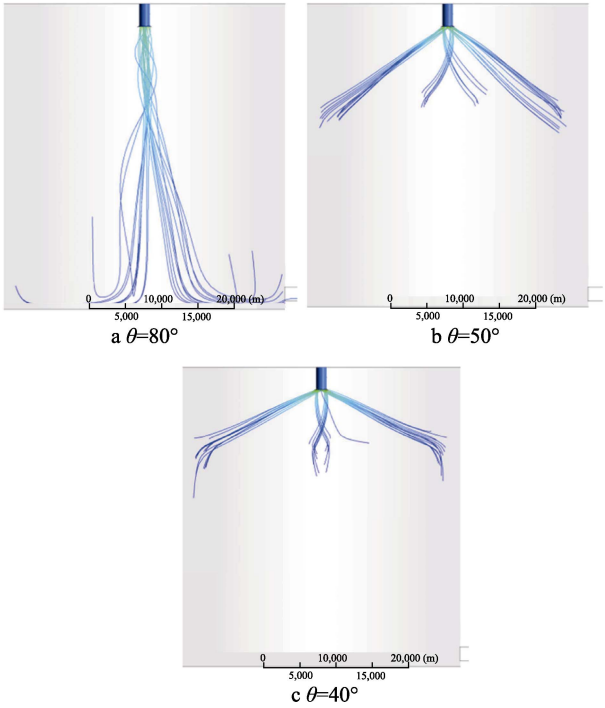


图 7 简化模型流动轨迹

送风气流在室内的流动，简化模型是可行的。下面将采用这种简化模型对大空间气候实验室的气流组织进行分析与优化。

2.3 计算网格和边界条件

由于送风口出风流动复杂，为准确反应流动同时降低计算量，在风口附近、地坪、天花板、大门、保温壁面附近网格同样进行加密处理。第一层网格高度为 10 mm，并在计算过程中动态调整网格尺寸，以满足壁面 $30<y^+<300$ ，避免不合理的传热^[14-15]。最终网格数量为 200 万，网格划分如图 8 所示。

边界条件的设置如下所述。

- 1) 旋流器：速度分布按 2.2 节中的简化模型通过 UDF 施加，送风温度极端低温时为-60 ℃，极端高温时为+79 ℃。
- 2) 回风口：压力出口条件。
- 3) 地板：地板为混凝土结构，蓄热能力较强，且与气流组织耦合传热，很难预测其达到温度稳定的时间，因此地板设置为温度边界条件，分析地板温度与空气目标温度差 10、20、30 ℃时的气流组织。

表 1 简化模型与详细模型流动参数对比

$\alpha(^{\circ})$	$\theta(^{\circ})$	$v_{\text{max}}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$		$L_{1.7}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$		$\text{Err}_{1.7}/\%$	$L_{1.0}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$		$\text{Err}_{1.0}/\%$
Model _r	Model _s	Model _r	Model _s	Model _r	Model _s		Model _r	Model _s	
5	80	15.92	10.74	17.5	18.4	+5.1	29.8	28.5	−4.3
10	50	18.19	16.31	9.5	8.0	−15.0	16.9	14.6	−13.9
15	40	19.09	19.78	10.7	10.3	−3.5	18.1	17.4	−3.9

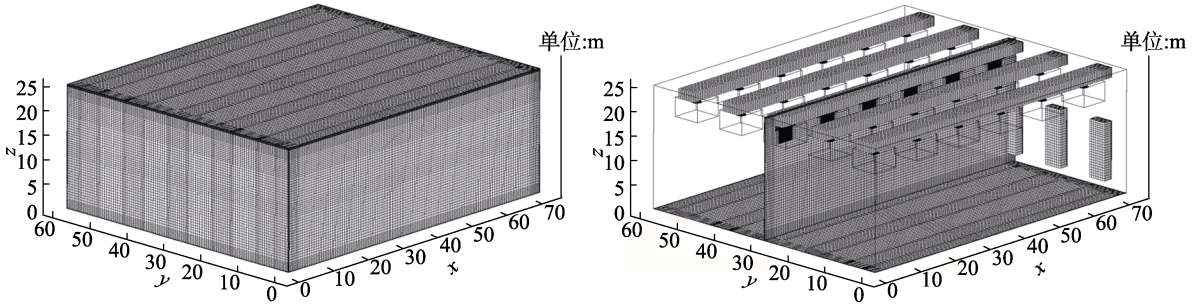


图 8 网格划分

4) 壁面、大门、顶棚：均设置为对流换热边界，固体域为 0.2 m 厚聚氨酯泡沫（导热系数为 0.0237 W/(m·K)），自由来流温度在极端低温工况时为 35 ℃，极端高温工况时为-10 ℃，对流换热系数为 10 W/(m²·K)。

2.4 评价方法

为评估气流组织的效果，引入温度不均匀度 σ ，其按式（4）计算。

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (t_i - \bar{t})^2}{n}}$$
 (4)

式中： t_i 为监测点温度，℃； $\bar{t}$ 为监测点温度平均值，℃； n 为监测点数量。

监测点即为工作区内网格的中心点，工作区指距离室内壁面 2 m，离地面 1 m，离风口 2 m 的有效试验空间。

3 结果分析

3.1 极端低温

极端低温时，送风量按换气次数 6 次/h 给定，送风角度 $\theta=65^{\circ}$ 。当地面温度为-35 ℃（地面与目标室

温差 $\Delta t_f = 20^\circ\text{C}$) 时的室内流动迹线如图 9 所示。可见低温工况下, 送风射流一出送风口便快速与周围空气混合, 同时在浮力作用下到达地面, 整个空间流动较为均匀, 没有因为回风口都在侧面而出现流动的不均匀性。回风口附近有较高的风速, 但其影响范围较小。

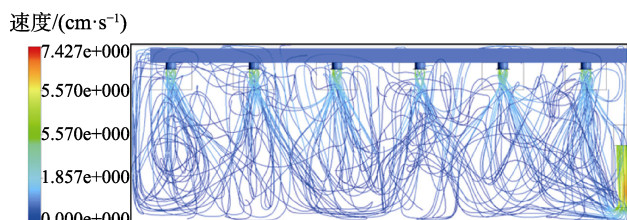


图 9 $\Delta t_f = 20^\circ\text{C}$ 时极端低温工况流线

实验室中部 ($y = 30\text{ m}$) 处的速度和温度场分布情况如图 10 所示。可以看出, 得益于旋流风口良好的掺混效果, 送风射流速度衰减很快, 大部分区域风速在 $0.3 \sim 0.7\text{ m/s}$ 之间, 满足低温试验要求的不大于 1.7 m/s 的要求。温度分布同样比较均匀, 整个工作区内温度介于 $-57.5 \sim -56.0^\circ\text{C}$ 之间, 没有明显的温度梯度。垂直方向在地表附近温度梯度较为明显, 但处于工作区外。

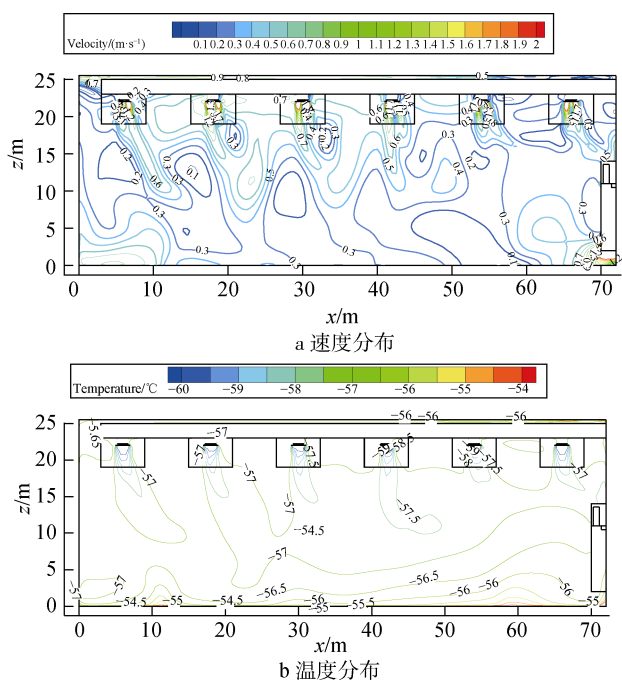


图 10 $\Delta t_f = 20^\circ\text{C}$ 时 $y = 30\text{ m}$ 剖面速度和温度分布

工作区内, 不同地面温度或 Δt_f 时, 宽度 (x 方向) 和高度 (z 方向) 剖面平均温度 t_a 和温度不均匀度 σ 如图 11 所示。可以看出, 地面温度升高导致 t_a 和 σ 同时增大, 这是上送下回的气流组织形式决定的。在浮力作用下, 冷气流下沉, 热气流上升, Δt_f 的增大不仅会导致地面散热量的增大, 还会进一步增

强浮力作用, 引起实验室整体温度的上升。实验室整体温度上升也意味着送、回风温差的变大, 导致温度均匀性变差。

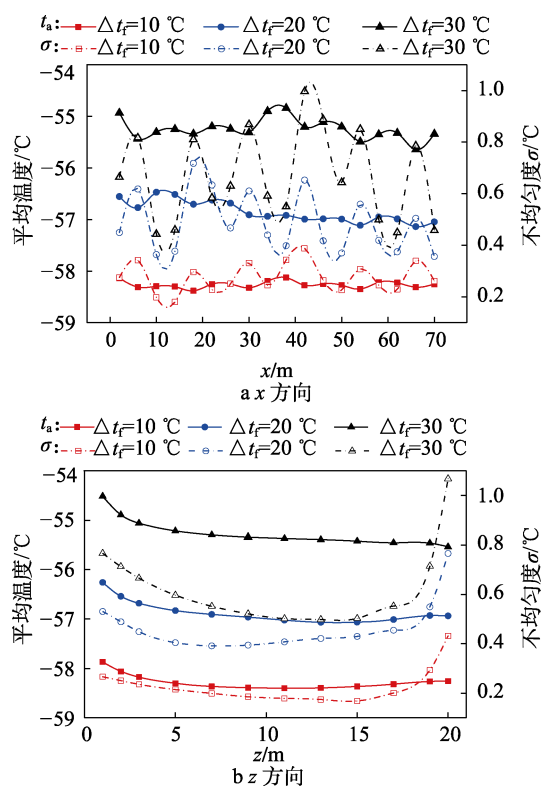


图 11 不同地面温度下剖面平均温度和温度不均匀度分布

Fig.11 Section plane average temperature and un-uniformity under different floor temperature

地面温度的影响见表 2。从表 2 中可知, 地面温度每升高 10°C , 室内平均温度 t_a 升高 1.54°C , 回风温度 t_r 升高 1.33°C 。同时由于浮力作用增强, 室内平均速度 v_a 相应增大 0.1 m/s 。 Δt_f 增大到 30°C 时, 回风口的温度甚至低于室内平均温度, 这说明送风射流与周围空气换热不充分, 出现了气流短路的现象。

表 2 极端低温时不同地面温度下室内参数

$\Delta t_f / ^\circ\text{C}$	$t_a / ^\circ\text{C}$	$t_r / ^\circ\text{C}$	$\sigma / ^\circ\text{C}$	$v_a / (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$
30	-55.09	-55.39	0.71	0.52
20	-56.78	-56.74	0.53	0.42
10	-58.17	-58.06	0.28	0.33

3.2 极端高温

极端高温时, 考虑空气密度变小和浮力作用, 将送风体积流量提高 50% , 换气次数提高到 9 次/h , 这时保持送风角度 $\theta = 65^\circ$ 。地面温度为 54°C ($\Delta t_f = 20^\circ\text{C}$) 时室内的流动迹线如图 12 所示, 送风射流受浮力作用而很难到达地面。

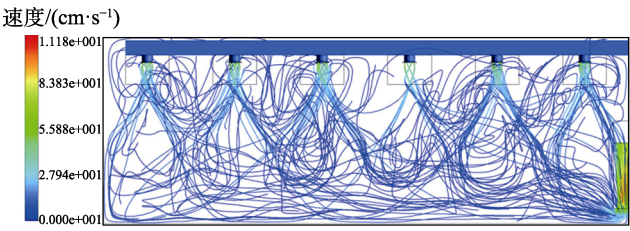


图 12 $\Delta t_f = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时极端高温工况流线

实验室中部 ($y=30\text{ m}$) 处的速度和温度场分布情况如图 13 所示。虽然送风体积流量加大, 但工作区内大部分区域的风速仅为 0.3 m/s 左右。离地面 5 m

以下的空间存在明显的温度梯度, 达到了 $0.6\text{ }^{\circ}\text{C/m}$; 地面 5 m 以上的空间温度分布很均匀, 整个区域温差仅 $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

工作区内不同地面温度或 Δt_f 时, 宽度 (x 方向) 和高度 (z 方向) 剖面平均温度 t_a 和温度不均匀度 σ 如图 14 所示。地面温度降低导致平均温度 t_a 的降低和 σ 增大, 但变化幅度远比低温时小。地面温度对地面 5 m 以下区域高度方向的温度影响非常明显, 对 5 m 以上的空间影响不大。这是因为与低温工况相反, 高温时送风温度较高, 而呈现出向上流动的趋势, 地面温度较低, 导致地面附近空气温度降低而向下流

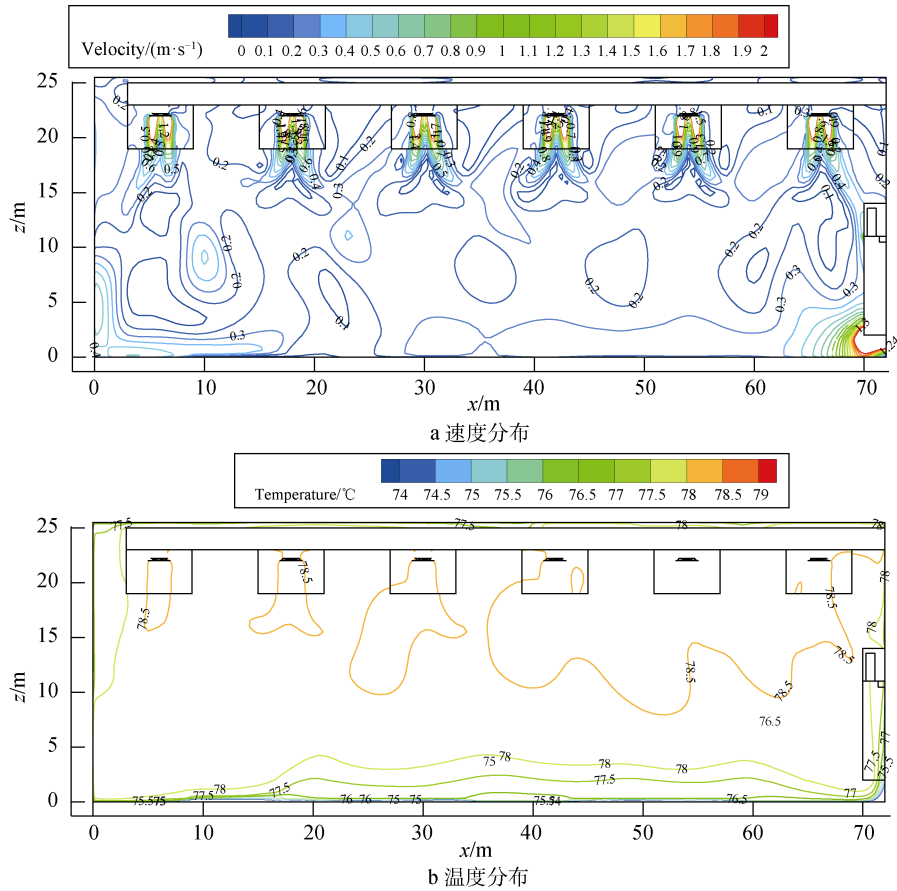


图 13 $\Delta t_f = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时 $y=30\text{ m}$ 剖面速度和温度分布

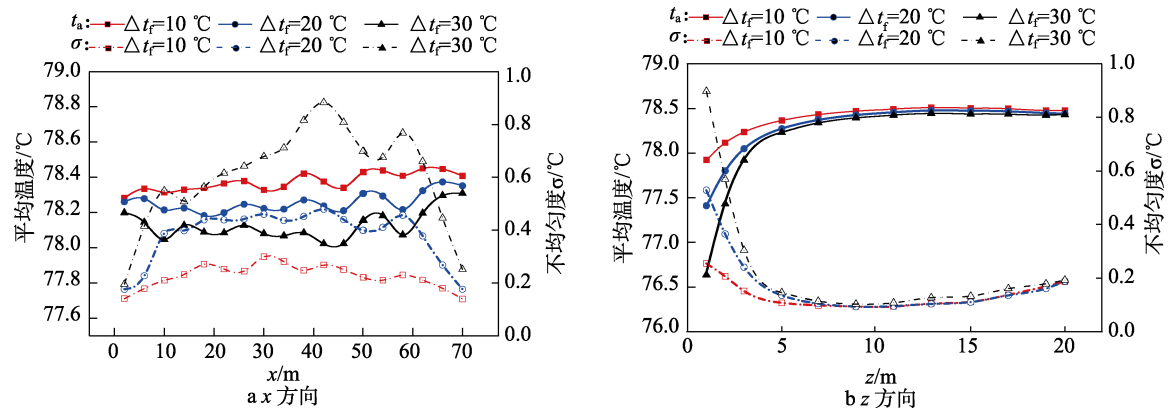


图 14 不同地面温度下剖面平均温度和温度不均匀度分布

动。又因送风速度衰减较快无法到达地面,导致地面温度的影响仅限于地面附近区域。

地面温度的影响见表3,地面温度对室内平均温度、回风温度和平均速度的影响并不显著,但对地面附近区域温度影响很大,导致不均匀度随地面温度降低而显著增大。

表3 极端高温时不同地面温度下室内参数

$\Delta t_f/^\circ\text{C}$	$t_a/^\circ\text{C}$	$t_r/^\circ\text{C}$	$\sigma/^\circ\text{C}$	$v_a/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$
-10	78.35	78.20	0.23	0.34
-20	78.24	78.03	0.40	0.33
-30	78.15	77.77	0.64	0.33

3.3 气流组织优化

极端高温工况面临的主要问题是送风射流无法有效抵达地面,调整送风角度 $\theta=75^\circ$,使送风射流方向尽可能竖直向下。当地面温度为 44°C ($\Delta t_f=-30^\circ\text{C}$)时室内流动迹线如图15所示,可见气流流动得到有效改善,送风射流可以有效抵达地面。这也导致送风射流速度衰减较慢,离出风口9 m处送风射流速度才降至1.7 m/s以下,对于高度较高的大型试件存在风速超标的风险。地面附近区域高度方向温度梯度明显改善,地面1~5 m空间内,温度在 $77.0\sim 77.5^\circ\text{C}$ 之间,如图16所示。

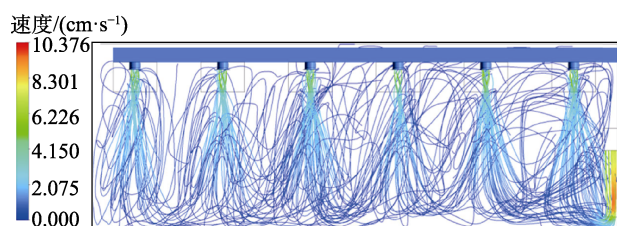


图15 $\theta=75^\circ$ 和 $\Delta t_f=-30^\circ\text{C}$ 时极端高温工况流线

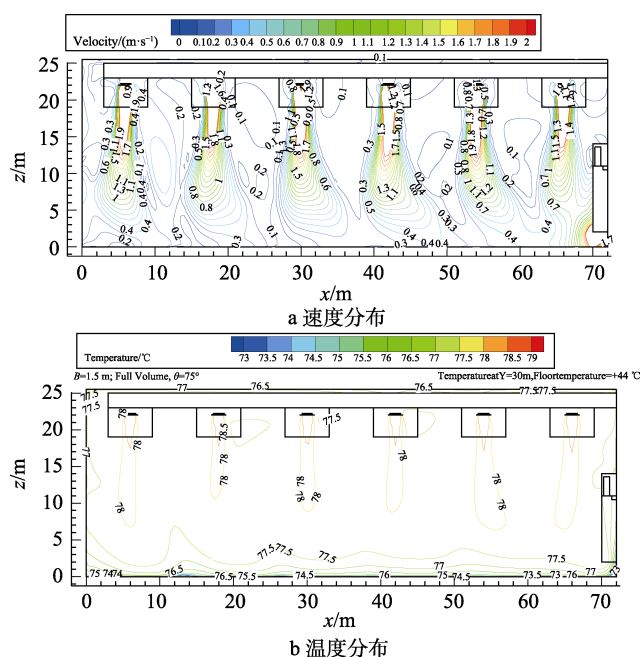


图16 $\theta=75^\circ$ 和 $\Delta t_f=-30^\circ\text{C}$ 时 $y=30\text{ m}$ 剖面速度和温度分布

送风角度的改变,使得送风气流到达地面,工作区平均风速增大至 0.38 m/s ,增大了与地面的换热量。室内温度($t_a=77.48^\circ\text{C}$)和回风温度($t_r=77.23^\circ\text{C}$)有所降低,但工作区温度不均匀度降低至 0.38°C ,甚至优于调整送风角度前 $\Delta t_f=-20^\circ\text{C}$ 时的 0.40°C 。地面附近高度方向温度梯度明显改善, 5 m 高度以上的空间由于送风射流掺混作用降低,不均匀度略增大,如图17所示。

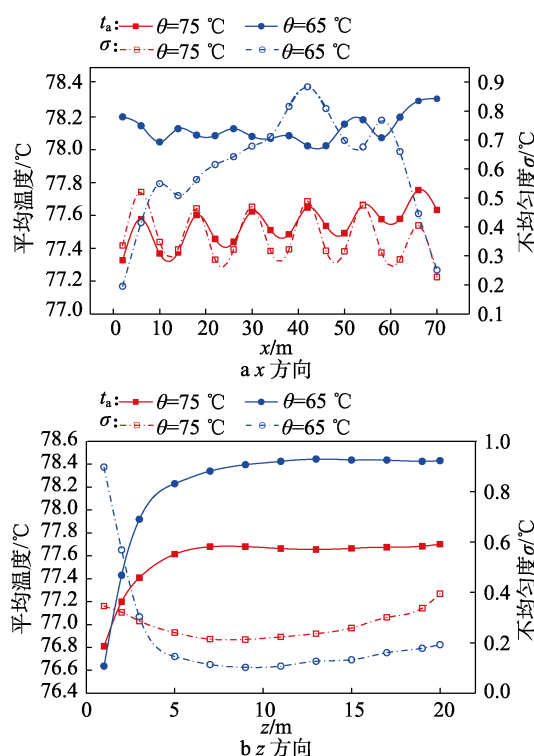


图17 $\theta=75^\circ$ 和 $\Delta t_f=-30^\circ\text{C}$ 时剖面平均温度和温度不均匀度分布对比

5 结论

文中主要对大型气候实验室的气流组织进行了仿真分析,设计了旋流风口几何模型,并提出了一种简化风口CFD仿真模型。根据国内外气候实验室现状,设计了上送下回的气流组织形式。对两种最极端的试验工况极端低温和极端高温下的气流组织进行了仿真分析,研究了送风量、送风角度、地面温度对室内温度场和速度场的影响,得出以下结论。

1) 采用旋流器作为送风口和上送下回的气流组织形式适用于高度较高的大型气候实验室。

2) 受浮力影响,极端低温和极端高温工况应采用不同的送风角度,以使送风气流抵达地面,降低地面附近的温度梯度,高温时还应提高送风量。

3) 极端低温工况下,地面温度升高将导致室内温度和温度不均匀度整体上升,甚至出现气流短路现象。

4) 极端高温工况下,地面温度对地面附近区域的温度场影响较大,对5 m以上的空间影响不显著。高温工况时,增大送风角度 θ ,使气流方向尽可能向下,将改善地面附近的温度场,但导致送风速度衰减较慢,对于高度较高的试件,试验风速有可能超标,此时应减小 θ 并延长高温持续时间,使地面温度上升到合理值。

参考文献:

- [1] 唐虎,李喜明.飞机气候试验[J].装备环境工程,2012,9(1): 60-65.
- [2] 张昭,唐虎,成竹.军用飞机实验室气候环境试验项目分析[J].装备环境工程,2017,14(10): 87-91.
- [3] GJB 150A,军用装备实验室环境试验方法[S].
- [4] 赵金龙.气候试验方法中对试验箱内风速要求的分析[J].航天器环境工程,2012,29(3): 323-330.
- [5] 赵彬,李先庭,马晓钧,等.体育馆类高大空间的气流组织设计难点及对策[J].制冷与空调,2002,2(2): 10-14.
- [6] NIELSEN P V. Computational Fluid Dynamics and Room Air Movement[J]. Indoor Air, 2004, 14(S7): 134-143.
- [7] 马建军,孙侠生,李喜明.环境实验室温度均匀性的数值分析研究[J].装备环境工程,2014,11(1): 48-52.
- [8] 刘海燕,马建军.环境实验箱气流组织与围护结构耦合传热研究[J].装备环境工程,2016,13(2): 44-51.
- [9] HU S C. Airflow Characteristics in the Outlet Region of a Vortex Room Air Diffuser[J]. Building and Environment, 2003, 38: 553-561.
- [10] ZHAI Zhi-qiang, ZHANG Zhao, ZHANG Wei, et al. Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environment by CFD: Part-1: Summary of Prevalent Turbulence Models[J]. HVAC&R Research, 2007, 13(6): 853-870.
- [11] 陈晓春,朱颖心,王元.零方程模型用于空调通风房间气流组织数值模拟的研究[J].暖通空调,2006,36(6): 19-24.
- [12] 赵彬,李先庭,彦启森.室内空气流动数值模拟的风口模型综述[J].暖通空调,2000,30(5): 33-37.
- [13] HUO Y, HAGHIGHAT F, ZHANG J S, et al. A Systematic Approach to Describe the Air Terminal Device in CFD Simulation for Room Air Distribution Analysis[J]. Building and Environment, 2000, 35: 563-576.
- [14] ZHAI Zhi-qiang, CHEN Qing-yan. Numerical Determination and Treatment of Convective Heat Transfer Coefficient in the Coupled Building Energy and CFD Simulation[J]. Building and Environment, 2004, 39: 1001-1009.
- [15] 覃文洁,胡春光,郭良平,等.近壁面网格尺寸对湍流计算的影响[J].北京理工大学学报,2006,26(5): 388-392.