



改进型诱导器冬季气流组织优化实验与模拟

李静凡¹, 王志毅¹, 郑娟²

(1. 浙江理工大学建筑工程学院, 杭州 310018; 2. 浙江盾安机电科技有限公司, 浙江诸暨 311835)

摘要: 为改善改进型诱导器在冬季应用时热气流不易下沉的问题, 优化气流组织状况, 采用计算流体力学分析(Computational fluid dynamics, CFD)模型对冬季不同回风口位置下房间气流组织进行模拟, 并通过实验验证CFD模型的可靠性, 得到在两种回风方式下房间的空气分布特性指标、温度场、速度场和不同送风参数房间的温度场。对比结果发现: 采用下回风方式较上回风方式房间垂直温差减小约 5℃; 该下回风方案能够提高改进型诱导器系统在冬季的制热效果, 优化其气流组织状况, 提高热舒适性。

关键词: 改进型诱导器; 舒适性; 气流组织优化; 送风参数; 数值模拟

中图分类号: TU831.3-5

文献标志码: A

文章编号: 1673-3851 (2021) 07-0543-08

Optimization experiment and numerical simulation of air distribution for improved induction unit in winter

LI Jingfan¹, WANG Zhiyi¹, ZHENG Juan²

(1. School of Civil Engineering and Architecture, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China; 2. Zhejiang DunAn Electro-Mechanical Technology Co., Ltd., Zhuji 311835, China)

Abstract: To improve the problem that hot air doesn't sink easily when an improved induction unit is used in winter and optimize the air distribution, a computational fluid dynamics (CFD) model is introduced to simulate air distribution in the room under different return air inlet positions in winter, and the reliability of the CFD model is verified experimentally. The air diffusion performance index (ADPI), temperature field, velocity field in the room under two return air modes, and temperature fields with different air supply parameters are obtained. By comparing the results, it is found that compared with the up-return air mode, the vertical temperature difference in the down-return air mode is reduced by about 5℃. The proposed down-return air scheme can improve the heating effect of the improved induction unit in winter, optimize the air distribution and enhance thermal comfort.

Key words: improved induction unit; comfort; optimization of air distribution; air supply parameter; numerical simulation

0 引言

诱导器是诱导空调系统的末端装置, 由外壳、喷嘴、静压箱和一次风管连接组成, 室内负荷全部由一次风承担^[1]。诱导器的原理及工作流程为: 一次风

经空气处理机组处理后由风机送至静压箱, 以高速射流形式经喷嘴喷出, 在诱导器内产生负压, 并吸入周围空气, 形成二次风(即回风), 混合后的空气由诱导器送风口送出^[2]。传统的诱导器风速高、噪声大, 其噪声源主要为经喷口高速喷出的一次风^[3]。目前

采用的改进型诱导器的送回风口采用长条形风口,相比于传统诱导器具有面积更大、诱导比更大的特点,同时噪声也因为空间的扩大而降低,表现出出风风速低、噪音小的优势。

目前关于改进型诱导器空调系统末端送风气流组织的研究以夏季工况居多,对冬季工况气流组织的研究较少。改进型诱导器在夏季工况使用时送风速度低,垂直温度梯度小,房间气流组织均匀^[4]。Rhee等^[5]通过实验和模拟研究证实,送风末端采用诱导器能够为室内提供舒适的热环境,由于空气诱导作用垂直方向温度梯度小,且能够在空气流量较小的情况下达到80.7%的空气分布特性指标(Air diffusion performance index, ADPI),温度分布均匀,满足人体的热舒适性。然而,改进型诱导器在冬季运行时存在一定的局限性:由于送回风口面积大,送风速度低,且热空气密度较小,冬季工况的热压作用明显,热气流无法下沉,气流组织垂直方向温度梯度大,呈现上部温度高、下部温度低的现象^[6];同时由于诱导器的诱导回风作用,诱导器风口处为以浮力主导的卷流,由于一部分空气返回诱导器回风口中,送入房间的热气流较普通送风口少,制热效果较差^[7]。

影响房间气流组织的因素主要有:送风参数(送风温度、送风速度),送(回)风口的数量、大小及位置,房间的几何尺寸及内部结构等^[8-9]。在送风参数不变的前提下,夏季工况下异侧上送上回的送回风方式人体舒适感最高,冬季工况下下送上回较舒适^[10]。除了集中供暖地区,一般夏热冬冷地区以夏季供冷为主,如果仍采用上部送风的方式,那么上送上回的送风方式可能导致热空气仍悬浮在上部^[11],故可考虑采用上送下回的措施改变气流组织状态。

由于改进型诱导器系统在冬季运行存在局限性,本文根据实验条件建立物理模型,采用计算流体力学分析(Computational fluid dynamics, CFD)数值模拟和实验研究相结合的方式,得到不同回风方式房间不同高度的平均温度,分析回风方式对室内温度场、速度场和舒适指标的影响,并采用经验证的CFD模型研究送风参数对冬季气流组织的影响,提出改进型诱导器系统冬季室内气流组织的优化方法。

1 实验概况

实验样板房平面布置图见图1,其中:样板房长、宽、高分别为5500、3700、2750 mm,一面墙壁上开有离地600 mm的双层塑钢玻璃窗户,窗户尺寸

为1200 mm×1500 mm。诱导器为YZ 25 A型,均匀分布在样板房吊顶处,尺寸均为1658 mm×601 mm;上回风口尺寸为800 mm×400 mm,位于吊顶处;下回风口尺寸为400 mm×400 mm,布置在离地高度200 mm处。实验室温度测点布置如图2所示,均分成7排,每排分3列,每列从高到低各布置5个温度探头(高度分别为2600、2000、1400、800、200 mm),共布置探头105个,取每个高度21个温度探头测量值的平均值作为该水平高度的温度实测值。通过控制回风口的启闭来分析不同回风方式对房间的速度场、温度场、空气品质和舒适性的影响。实验工况如表1所示。

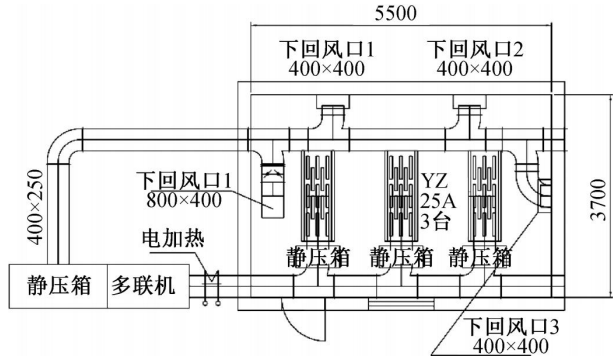


图1 实验样板房平面布置图(单位:mm)

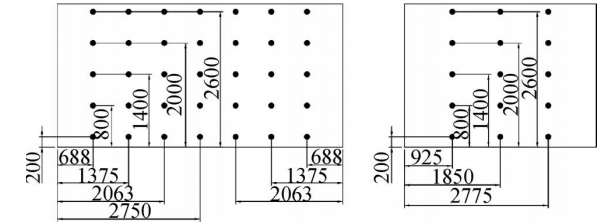


图2 温度测点布置图(单位:mm)

表1 实验工况

工况	回风口启闭情况	送风温度/℃	测试时间
工况一	仅上回风口开	37.4	7:50—8:45
工况二	仅下回风口1开	37.7	11:00—12:50
工况三	仅下回风口2开	36.1	13:00—14:50
工况四	仅下回风口3开	35.8	9:50—10:50
工况五	下回风口123全开	35.6	8:50—9:45

YZ 25 A型改进型诱导器的空气处理参数见表2,其中:YZ为诱导器代号,25代表额定风量,A代表安装方式为暗装。

2 CFD模型构建

2.1 物理模型与网格划分

2.1.1 物理模型

本文以一实验样板房为研究对象(见图1),房间尺寸为:长 $X=5500$ mm,宽 $Z=3700$ mm,高

表 2 YZ 25 A 型改进型诱导器空气处理参数表

参数	数值	参数	数值
送风温度/℃	冷:13.0~16.0;暖:40.0~42.0	标准冷量/kW	冷:1.7;暖:1.5
标准风量(范围)/(m³·h ⁻¹)	250(225~300)	诱导混合后温升/℃	冷:+6.0~+5.0;暖:-4.0~-6.0
诱导混合风量/(m³·h ⁻¹)	约 420	静压/Pa	17~30

Y=2750 mm。回风口和窗户的位置、尺寸如图 1 所示。实验样板房采用 3 台 YZ 25 A 诱导机组。房间简化模型见图 3。诱导器物理模型见图 4。测试时冬季室外温度为 2.0~9.0℃。

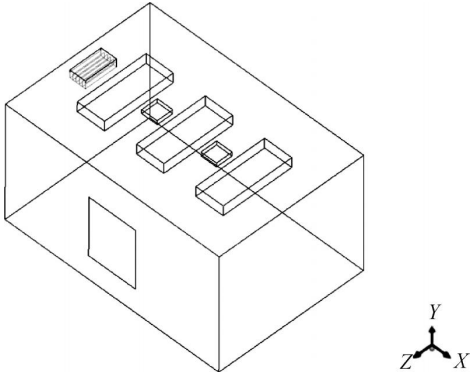


图 3 采用改进型诱导器的房间简化模型

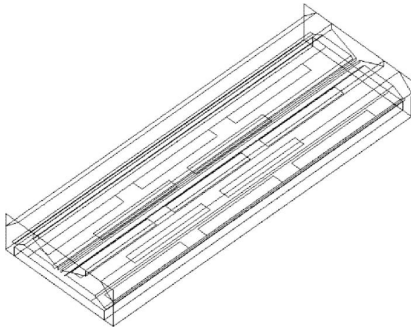


图 4 诱导器结构模型

2.1.2 网格划分

网格的划分采用六面体网格,为了增加计算速度,房间里的网格相对稀疏,对诱导器内部和送回风口等温度梯度、速度梯度比较大的地方采用网格加密。图 5 为典型面 Z=1850 mm 网格划分截图,网格数为 5497141。

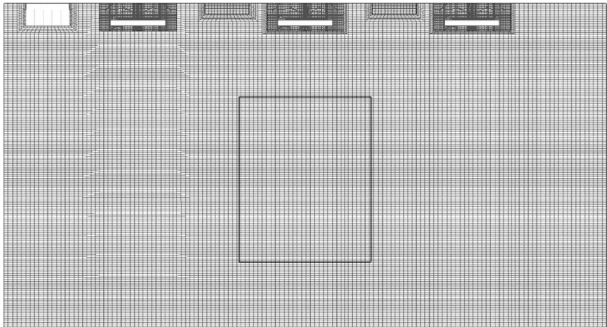


图 5 Z=1850 mm 截面网格划分图

2.2 数学模型及边界条件

2.2.1 控制方程的选择

假定室内送风气流为定常、不可压缩流动。Chen 等^[12]于 1998 年提出了零方程模型,与通常采用的标准 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型相比,零方程模型计算占用更少的计算机内存,计算速度比标准 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型至少快 10 倍。该房间内部的流动为自然对流和强迫对流并存的混合对流流动。对于混合对流来说,零方程模型的预测结果优于 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型的结果,尤其是对温度场的预测^[13],因此本文的湍流模型选择零方程模型,以连续性方程、能量方程、动量方程以及零方程模型为控制方程。

在模拟过程中做如下假设:a) 忽略黏性力做功引起的耗散热,空气在房间内为稳态湍流流动;b) 房间内空气为常温常压下不可压缩的黏性流动,且符合 Boussinesq 假设,即认为空气密度仅对浮升力产生影响;c) 室内空气为辐射透明介质,忽略固体壁面之间的辐射;d) 房间送风口处送风射流参数均匀;e) 不考虑房间漏风的影响。

2.2.2 边界条件的设置

本文的边界条件为:

- a) 送风温度和送风速度均由实测数据给出,送风温度如表 1 所示,送风速度为 0.8 m/s,送风口设为速度入口条件。环境温度设为 2.0℃。
- b) 回风口采用自由出流边界条件,Y 方向重力加速度为 $-9.8\text{ m}^2/\text{s}$,诱导回风口的流速权重因子设为 0.4,单层百叶回风口权重因子设为 0.6。
- c) 外墙设置为第三类边界条件,近壁面区域的空气对流传热采用标准壁面函数法描述,设置对应墙体材料的热工性能参数及室外环境实测温度,吊顶和地面按照绝热考虑。

3 结果分析

3.1 模型验证

本文对改进型诱导器冬季气流组织优化进行实验研究,一方面测量送风温度和风量作为边界条件的风口参数;另一方面将模拟出来的结果与采用温度探头测得的 5 个高度的温度数据进行对比,验证 CFD 模型的可靠性,从而进行温度场速度场分析。

本次实验仅对温度值进行测量,因为改进型诱导器室内风速太小,故测量误差会较大,因此仅采用实测的温度值对模型进行验证。通过控制上回风口、下回风口的启闭研究不同回风方式对气流组织的影响。

改进型诱导器系统冬季不同回风方式室内温度场模拟值和实测值对比如图6所示。工况一的实验测试时间为7:50—8:45,环境温度较低,故实测值小于模拟值;工况二的实验测试时间为11:00—

12:50,工况三的实验测试时间为13:00—14:50,环境温度较高,故实测值高于模拟值。对比模拟值和实验值,模拟值与实验值平均误差为6.49%,且各测点温度的实测值和模拟值在图中所呈现的变化趋势大致相同,排除测量误差和人员活动对测量带来的扰动,考虑环境温度、墙体和窗户的传热系数在实际情况与模拟条件下的差异,证明所采用的模型与求解方法对于诱导器冬季气流组织模拟是适用的。

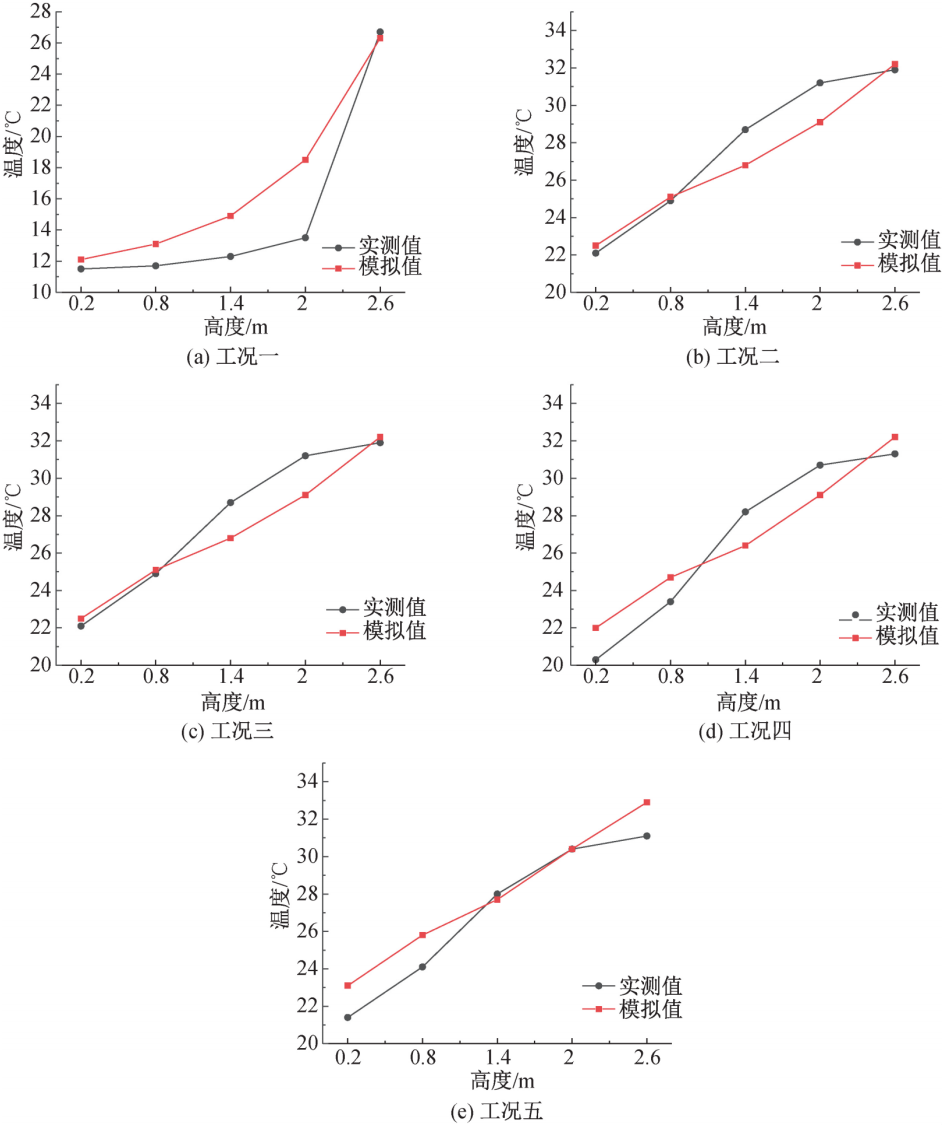


图6 5种工况下室内不同高度温度曲线

3.2 ADPI 指标结果对比分析

ADPI 是用于评价空气温度和风速对人体综合作用下的热舒适程度,它可以定义为满足风速和温度要求的测点数与总测点数之比。本文利用 ADPI 来评价热舒适性,ADPI 值为工作区域高度为 800 mm 水平面内有效温度介于-1.7~1.1 °C 的测点与总测点数之比^[6,14-15]。不同工况下人员工作区 ADPI 值见表 3。

表 3 不同工况下工作区 ADPI

工况	ADPI/%
工况一	0
工况二	94.4
工况三	94.4
工况四	83.3
工况五	94.4

从表 3 可以看出,上回风方式 ADPI 值为 0,工作区有效温度很低,达不到人体热舒适;下回风方式室内温度提升,有效温度接近于 0,ADPI 值增大,能达到推荐的舒适标准 80%^[16-17],有较好的热舒适性。

3.3 不同回风方式温度场对比分析

为直观显示 5 个工况下房间内的温度场的分布状况,选取房间典型截面($Z=1850\text{ mm}$)进行对比分析(见图 7)。

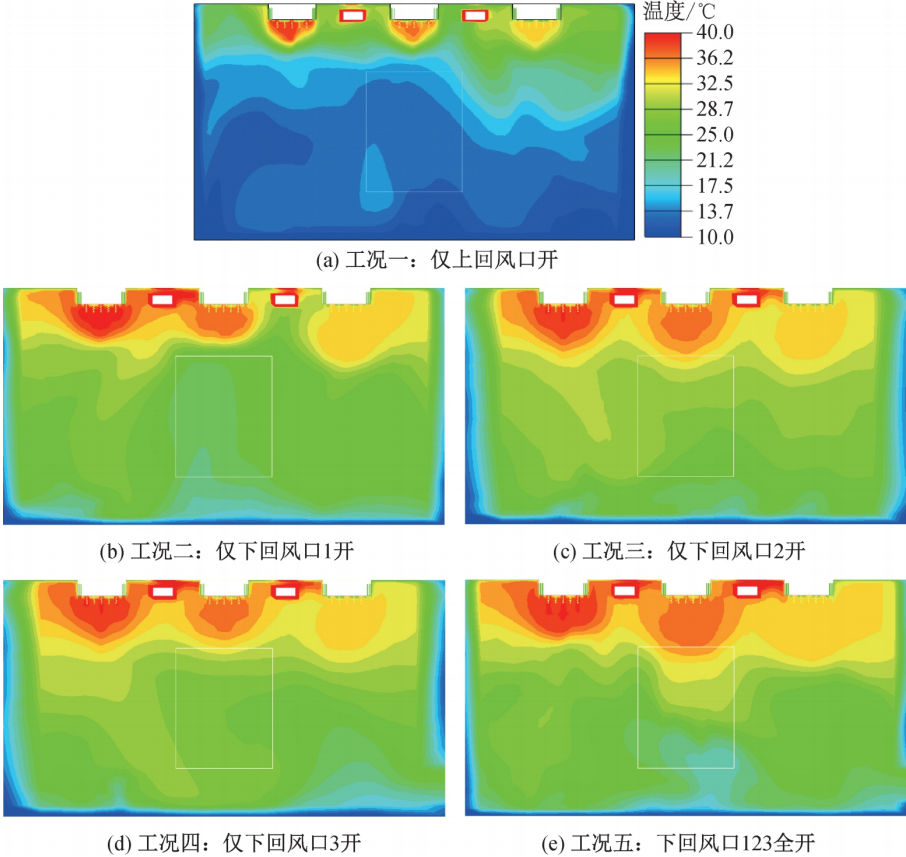


图 7 不同回风方式室内 $Z=1850\text{ mm}$ 截面温度场分布云图

通过图 7(a)—(e)对比发现,将改进型诱导器系统冬季送回风方式由上送上回改为上送下回后,人员活动区域平均温度提升了 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右,不同工况在不同水平面平均温度和垂直温差模拟值见表 4。

截面	平均温度/ $^{\circ}\text{C}$				
	工况一	工况二	工况三	工况四	工况五
$Y=200\text{ mm}$	12.1	22.8	22.5	22.0	23.1
$Y=800\text{ mm}$	13.1	25.0	25.1	24.7	25.8
$Y=1800\text{ mm}$	17.1	28.9	28.1	28.0	29.4
$Y=2600\text{ mm}$	26.3	33.8	32.2	32.2	32.9
垂直温差	14.2	11.0	9.7	10.2	9.8

由图 7(a)—(e)可以看出,热气流从整流板送出的过程中,不断卷吸与加热周围冷空气,速度降低,温度也不断降低。热空气浮升力作用较明显,无法与房间下部的冷空气混合。采用上回风方式时(工况一),诱导器末端附近等温线较密集,温度梯度很大,人体脚踝处($Y=200\text{ mm}$)平均温度为 $12.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,活动区域($800\sim 1800\text{ mm}$)温度为 $13.1\sim$

$17.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,无法达到冬季室内设计温度,房间上部($Y=2600\text{ mm}$)平均温度为 $26.3\text{ }^{\circ}\text{C}$,房间垂直温差达 $14.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,意味着采用上回风方式时,冬季供暖的大部分热量都集中在房间上部。采用下回风方式时,房间整体温度显著提高,仅开启下回风口 1 时(工况二—工况五),以工况三为例,人体脚踝处($Y=200\text{ mm}$)平均温度为 $22.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,活动区域($800\sim 1800\text{ mm}$)温度为 $25.1\sim 28.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,能满足冬季人体舒适温度要求,房间上部($Y=2600\text{ mm}$)平均温度为 $32.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,房间垂直温差为 $9.7\text{ }^{\circ}\text{C}$,较上回风方式温差小 $4.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。说明下回风方式对改善系统冬季运行温差大有一定的作用,由于诱导器的空气诱导作用,若采用上回风方式,更多热能直接通过诱导回风口和上回风口排出,无法到达人员活动区域。根据实测和模拟结果,采用下回风方式能够缓解温度分层现象,室内温度能够达到冬季室内设计温度要求,满足人体热舒适性要求。

对比工况二—工况四,回风口布置在室内中间

比布置在旁边温差相差 $0.5\sim 1.3\text{ }^{\circ}\text{C}$,说明下回风口布置在室内中间效果更好。对比工况二—工况四和工况五,下回风口全开时房间同一高度平均温度较仅开启一个回风高 $0.3\sim 1.4\text{ }^{\circ}\text{C}$,说明增加回风口数量能够改善诱导器制热效果。

3.4 不同回风方式速度场分析

图 8 为改进型诱导器风口处速度场矢量图,空气受惯性力、粘性力和浮力的作用,一次风经过喷嘴通过整流板送入室内,在送风初始阶段,风速较高,主导为惯性力作用,射流边界与周围空气不断进行能量交换。混合时,射流和风口之间的距离增加,惯性力减少,浮升力超过惯性力,射流的向上漂移更加明显,最终发展成为浮力主导的卷流,其中一些空气分散在空间两侧,一些返回上方诱导器回风口。

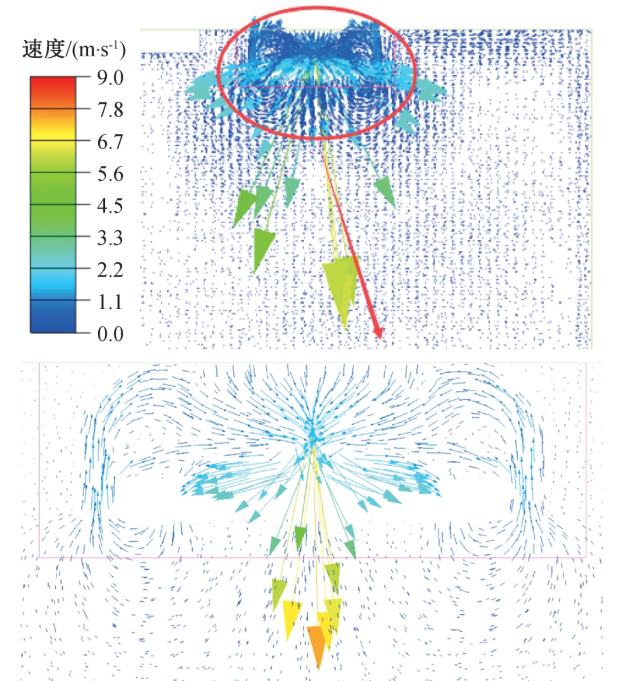


图 8 诱导器风口处速度场矢量图

图 9 为采用不同回风方式下改进型诱导器系统冬季室内 $Z=1850\text{ mm}$ 处截面速度场矢量图,由图 9(a)—(c)可以看出,不论采取何种回风方式,采用改进型诱导器系统送风房间内空气流速均很小,人员活动区域流场速度基本小于 0.1 m/s ,小于《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB/T 50736—2012)中关于舒适性空调供热工况下风速 0.2 m/s 的要求。送风口下的风速随房间高度降低而逐渐变小,在房高 2000 mm 以下速度基本保持稳定。回风口处风速较大,超过 0.5 m/s ,对比工况四和工况五,仅开启一个下回风口时的风速大于三个下回风口全开的工况。

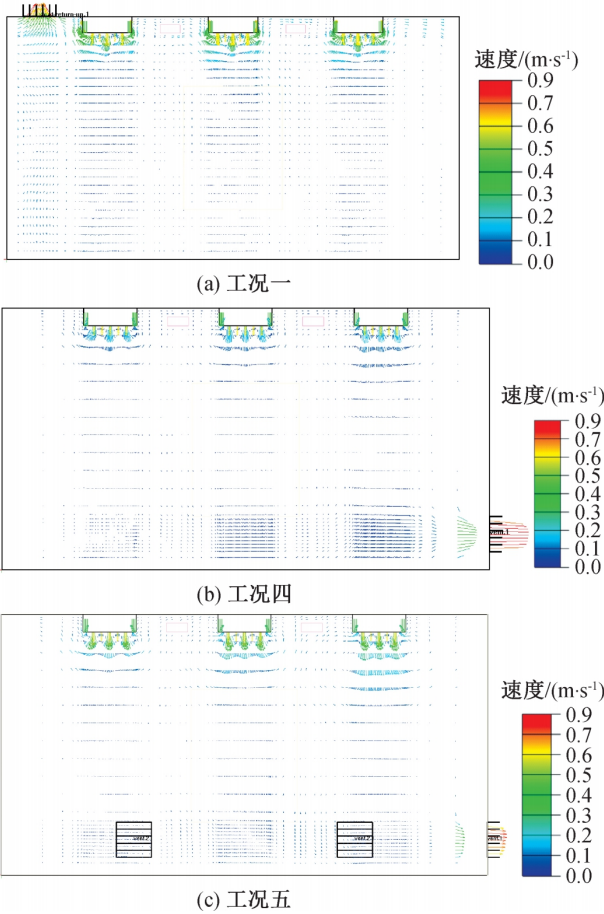
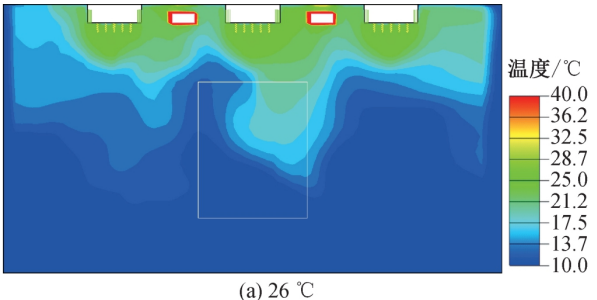


图 9 不同回风方式室内 $Z=1850\text{ mm}$ 截面速度场矢量图

3.5 不同送风参数温度场分析

图 10 为上送上回情况下不同送风温度室内 $Z=1850\text{ mm}$ 截面温度场分布云图,送风温度从 $26.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 增加到 $28.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,温度分布云图中的高温区域的高度上升且范围逐渐减小;送风温度从 $28.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 增加到 $34.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,温度分布云图中的高温区域范围逐渐扩大;送风温度从 $34.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 增加到 $36.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,高温区域的范围又有所减少。在送风温度为 $26.0、28.0、30.0、32.0、34.0、36.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,房间高度 1400 mm 处平均温度分别为 $11.6、11.8、12.6、13.0、14.7、14.7\text{ }^{\circ}\text{C}$,房间高度 200 mm 处平均温度分别为 $8.4、9.5、9.1、10.9、11.4、11.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。送风温度越高,房间内温度越高,但仅提高送风温度难以达到舒适性的要求。



(a) $26\text{ }^{\circ}\text{C}$

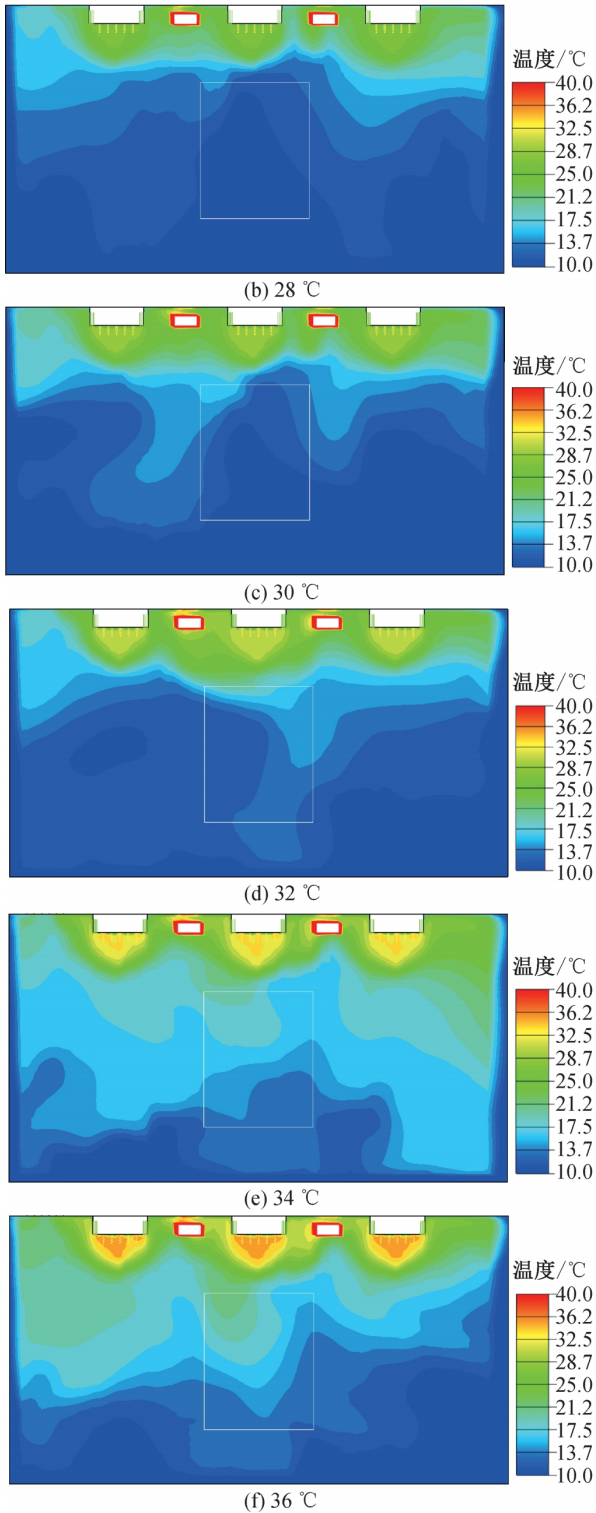
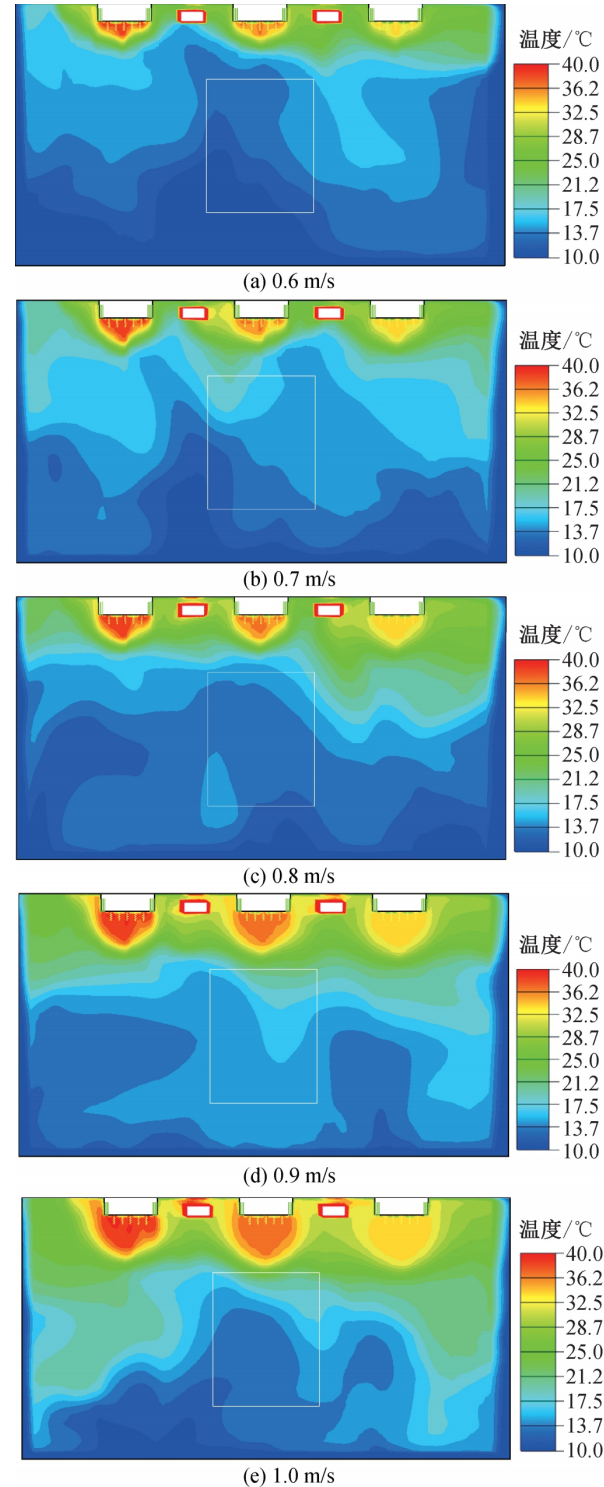


图 10 不同送风温度室内 $Z=1850\text{ mm}$ 截面的温度场分布云图

图 11 为上送上回情况下不同送风速度室内 $Z=1850\text{ mm}$ 截面温度场分布云图,从图中可以看出:随着送风速度的增加,温度分布云图中的高温区域范围逐渐扩大。在送风速度为 0.6、0.7、0.8、

0.9、1.0、1.1 m/s 下,房间高度 1400 mm 处平均温度分别为 13.5、14.3、14.9、15.0、16.3、17.4 °C,房间高度 200 mm 处平均温度分别为 10.8、11.7、12.1、12.3、12.9、13.6 °C。增大诱导器送风速度,热风往房间下部的流动加强,对流换热能力增强,相同高度的温度增加,但仅提高送风速度无法达到冬季热舒适性要求。



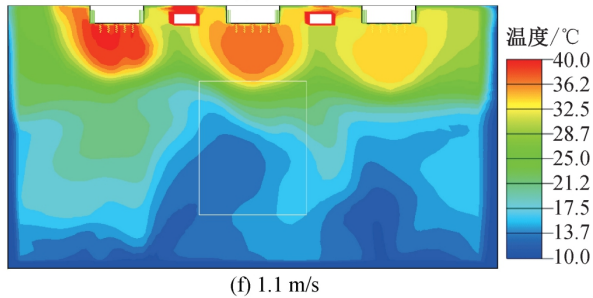


图 11 不同送风速度室内 $Z=1850$ mm 截面的温度场分布云图

4 结 论

改进型诱导器系统在冬季运行时存在上部温度高、下部温度低,垂直方向温差大的问题,本文通过实验研究与数值模拟对气流组织进行优化,得到以下结论:

a) 改进型诱导器系统冬季两种送回风方式对比,上送下回的制热效果优于上送上回,采用下回风方式人员活动区域平均温度高于采用上回风方式,能够满足冬季室内设计温度,且垂直温差较小,相差 $4\sim 5$ $^{\circ}\text{C}$ 。

b) 下回风口设于房间中部较设于旁边冬季制热效果更好,能获得更小的垂直温差和更高的舒适性;增加下回风口数量能提高冬季制热时室内平均温度。

c) 在 $28\sim 34$ $^{\circ}\text{C}$ 内提高送风温度和满足冬季热舒适性条件下提高送风速度能够增加相同高度的房间温度,改善冬季制热效果,但对改善垂直温差没有太大作用。

综上所述,改进型诱导器系统采用下回风方式且回风口设于房间中部能改善改进型诱导器系统冬季运行时垂直温差大的问题,获得较好的气流组织形式。

参考文献:

- [1] 任夫磊. 改进型诱导空调系统能源应用与气流组织研究[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2015: 12-15.
- [2] 宋应乾, 龙惟定, 吴玉涛. 冷梁技术在办公建筑中的应用与设计[J]. 暖通空调, 2010, 40(11): 52-56.
- [3] 曹志坤, 胡松涛, 谷波, 等. 低噪空调诱导器的优化研究

- [C]//中国制冷学会 2009 年学术年会论文集. 天津: 中国制冷学会, 2009: 107-112.
- [4] 王志毅, 罗晨娴, 王高远, 等. 改进型诱导器系统室内空气流组织模拟与实验研究[J]. 低温与超导, 2017, 45(1): 57-64.
- [5] Rhee K N, Shin M S, Choi S H. Thermal uniformity in an open plan room with an active chilled beam system and conventional air distribution systems[J]. Energy and Buildings, 2015, 93: 236-248.
- [6] 张艳霞, 亢燕铭, 钟珂. 顶送风供暖房间人员热舒适的实验研究[J]. 建筑热能通风空调, 2014, 33(1): 14-16.
- [7] 丁伟翔. 改进型诱导空调系统空调箱传热与冬季气流组织研究[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2017: 37-39.
- [8] 袁东升, 田慧玲, 高建成. 气流组织对空调房间空气环境影响的数值模拟[J]. 建筑节能, 2008, 36(9): 9-13.
- [9] 鲜沐希, 牛彦旭, 王倩, 等. 某空调办公室不同气流组织形式的模拟分析[J]. 河北建筑工程学院学报, 2017, 35(3): 60-64.
- [10] 谢东, 王汉青, 熊军. 不同气流组织下冬季空调室内热舒适环境的数值模拟[J]. 制冷空调与电力机械, 2008, 29(6): 12-15.
- [11] Baskaya S, Eken E. Investigation of room air flow regarding effects of occupants, inlet/outlet locations, inlet velocity, and winter/summer conditions[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2003, 30(8): 1147-1156.
- [12] Chen Q Y, Xu W R. A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation[J]. Energy and Buildings, 1998, 28(2): 137-144.
- [13] 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(8): 19-24.
- [14] 胡定科, 荣先成, 罗勇. 大空间建筑室内空气流组织数值模拟与舒适性分析[J]. 暖通空调, 2006, 36(5): 12-16.
- [15] Wu B J, Cai W J, Ji K. Heat source effects on thermal comfort for active chilled beam systems[J]. Building and Environment, 2018, 141: 91-102.
- [16] John D A. Designing air-distribution systems to maximize comfort[J]. Ashrae Journal, 2012, 54(9): 20-26.
- [17] 冯劲梅, 唐斐骁, 朱倩翎. 基于 CFD 的低温送风辐射吊顶空调系统设计研究[J]. 流体机械, 2020, 48(8): 71-77.

(责任编辑: 康 锋)