

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2016.02.001

# 双开口室内热压自然对流模拟及热源分析

李林<sup>1</sup>, 肖婷<sup>1</sup>, 廖婉婷<sup>2</sup>, 赵福云<sup>1,2</sup>, 王汉青<sup>1</sup>

(1. 湖南工业大学 土木工程学院, 湖南 株洲 412007; 2. 武汉大学 动力与机械学院, 湖北 武汉 430072)

**摘要:** 以不同热源位置下的单侧双开口室内热压自然对流换热过程为研究对象, 采用 FVM 方法对质量守恒方程、能量守恒方程进行离散求解, 研究不同热瑞利数  $Ra$  ( $Ra=10^3\sim 10^6$ ) 和不同热源位置的情况下, 室内流体流线、等温线分布特征以及平均努赛尔数  $Nu_{av}$  的变化。研究表明: 随着  $Ra$  的增大, 室内空气对流强度增大, 对流热交换效果明显; 在高  $Ra$  下, 随着热源到左墙面距离与地面长度比  $D$  的增大, 室内出现的漩涡增多;  $D=0.25$  时,  $Nu_{av}$  在不同的  $Ra$  下均为最大值, 热源的位置对换热量的影响较大; 在同一  $Ra$  下, 随着  $D$  的增大, 室内对流换热效果越差; 在不同  $D$  下,  $Nu_{av}$  是以  $Ra$  为自变量的幂指数函数, 拟合后其线性相关性可达 96.2%。

**关键词:** 热压自然对流; 内部热源; 等温线; 平均努赛尔数

中图分类号: TU111

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2016)02-0001-07

## Simulation of Indoor Heat Press Natural Convection with Double Openings and Thermal Source Analysis

LI Lin<sup>1</sup>, XIAO Ting<sup>1</sup>, LIAO Wanting<sup>2</sup>, ZHAO Fuyun<sup>1,2</sup>, WANG Hanqing<sup>1</sup>

(1. School of Civil Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China;

2. School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China)

**Abstract:** The heat transfer process of unilateral double open indoor thermal press natural convection is taken as a research object. FVM method is used to solve the mass conservation equation and energy conservation equation. Streamlines, isotherms and variations of average Nusselt number  $Nu_{av}$  are studied under the conditions of different  $Ra$  ( $Ra=10^3\sim 10^6$ ) and different thermal source locations. Research indicates that: with the increase of  $Ra$ , indoor air convection intensifies and the convection heat exchange effect is obvious, and with high  $Ra$  and increasing  $D$ , the indoor swirl appears increasing. In the case of  $D=0.25$ ,  $Nu_{av}$  all reach maximum under different  $Ra$ , and the thermal location has great effect on heat exchange. Under the same  $Ra$ , indoor heat exchange effect is worse with increasing  $D$ , and under different  $D$ ,  $Nu_{av}$  is a power exponent function with  $Ra$  as the independent variable, and its linear correlation fitting reaches 96.2%.

**Keywords:** thermal press natural convection; internal thermal source; isotherm; average Nusselt number

## 1 研究背景

自然对流换热问题是计算流体力学与数值传热

学研究的重要课题之一。研究自然对流换热问题对改善室内空气环境、节约建筑能耗、抑制有害物扩

收稿日期: 2016-01-27

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51208192, 51304233), 湖南省杰出青年基金资助项目(14JJ1002), 科技部十二五科技支持计划基金资助项目(2011BAJ03B07)

作者简介: 李林(1991-), 女, 湖南邵阳人, 湖南工业大学硕士生, 主要研究方向为建筑环境 CFD 模拟与模型实验,

E-mail: 1213729227@qq.com

散等具有重要的理论和现实意义<sup>[1]</sup>。E. Bilgen<sup>[2-4]</sup>对方腔侧壁呈线性变化的自然对流换热模型进行了数值分析。J. Y. Oh 等<sup>[5]</sup>研究了既有温差又有热源的腔体自然对流过程,分析了瑞利数和温差比对流线、等温线、热线以及热冷壁上的平均努塞尔数的影响。Deng Q. H. 等<sup>[6]</sup>在插入固定的实心砌块的垂直腔体中,采用流线型和热线型来可视化自然对流/热传导问题的热传输结构。Zhao F. Y. 等<sup>[7]</sup>研究了存在内部和外部热源腔体的共轭自然对流过程,通过对不同热边界条件下的等温线、流线的分析,以及不同宽度内外部热源的热瑞利数 ( $Ra$ ) 下努塞尔数 ( $Nu$ ) 的分析,得到了共轭热传递与实际情况一致,单一温标比组合温标更灵活的结论。Zhao F. Y. 等<sup>[8]</sup>研究了在2个建筑构件中流体的流动和传热,通过流线、热线以及2个腔体的总传热率对流体流动和传热特性的分析,得出了2个腔体的总传热率是由体积比、热瑞利数和相对热导率组成的复变函数的结论。张敏等<sup>[9]</sup>对底部中心位置具有不同大小内热源的二维封闭方腔的自然对流换热问题进行了数值模拟,通过改变内热源高度和热瑞利数的大小,分析了不同工况对封闭方腔内温度场、流场结构和热源表面平均努塞尔数 ( $Nu_{av}$ ) 的影响。阳祥等<sup>[10]</sup>采用不引入人工扰动的直接数值模拟方法,对发生在高宽比为4的封闭腔内的自然对流流动与换热进行了研究,分析了平均温度、平均主流速度、涡量和局部努塞尔数的分布特性。

上述文献中,对有开口的腔体自然对流和自然通风的研究较少。实际上,很多情形下会有开放的空腔浮力驱动流动发生,例如:工业厂房、居住建筑、空调设备、太阳能收集器、核废料库、热虹吸管,电气元件的散热等<sup>[11-12]</sup>。一些学者通过实验等方法研究了完全开放或部分开放空腔的自然对流,考虑空腔几何形状、孔径的大小和位置、相对于重力的倾斜角度,流体性质、热边界条件、过渡状态和在敞开侧的动量条件以及其它传热过程的混合等因素对腔体温度场、流场的影响<sup>[13-19]</sup>,但并没有考虑热源位置。而对于有一定内部热源的建筑和设备,热压自然对流主要受内部热源的集中程度、布置情况以及建筑物和设备自身因素的影响。内部热源位置反映了内部热源的集中程度和布置情况,因此本文将考虑室内存在集中热源情况下的自然对流换热现象,采用有限容积数值方法,对质量守恒方程、能量守恒方程进行离散求解,分析在热源位置不同、 $Ra$  不同的情况下,单侧双开口的室内流体温度场、流场分布特征和平均努塞尔数的变化特征,以期为

工程设计和设备散热研究提供一定的参考。

## 2 物理模型与数值计算方法

### 2.1 物理模型

根据理论分析模型,将建筑室内单侧双开口热压自然对流物理模型,简化为二维非封闭矩形腔模型,如图1所示。模型室内为空气,考虑重力影响,设普朗特数  $Pr = 0.71$ ; 其几何尺寸为  $0.2 \text{ m} \times 0.1 \text{ m}$ , 左侧上下开口高度  $d = 0.03 \text{ m}$ , 2个开口之间的高度  $H = 0.17 \text{ m}$ , 热源长宽比  $A = 2$ ; 左右壁面、顶面和底面绝热; 底面热源温度为  $T_i$ , 外界环境温度为  $T_a$ , 重力加速度为  $g$ 。计算网格采用非均匀网格,内部热源、出风口、进风口网格划分较密,房间内网格划分较稀疏,房间周围的网格随着与房间的距离的增大逐渐稀疏。这种网格划分方法可减少节点,缩短计算时间。为验证网格数对计算结果的影响,增加网格总数10%及20%,计算得到结果偏差均在1.0%之内,说明采用的网格具有独立性。

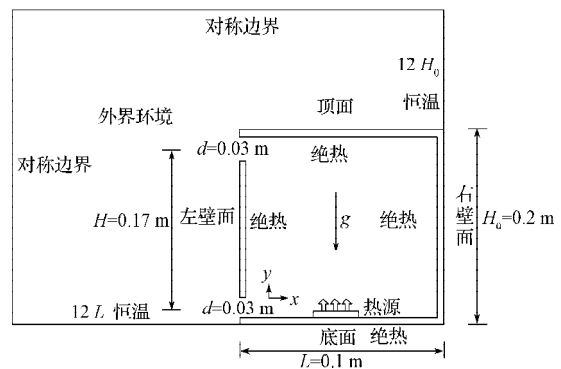


图1 单侧双开口室内热压自然对流模型示意图

Fig. 1 The schematic model of indoor thermal press natural convection with unilateral double openings

### 2.2 数值计算方法

为简化分析,作如下假设:将空气流动视为层流、稳态、不可压缩;不考虑辐射作用,室内空气热物性为常数,密度符合 Boussinesq 假设。压力和速度耦合项采用压力耦合方程组的半隐式方法 (SIMPLE 算法),压力项采用 body weighted force 格式,其余项采用二阶迎风格式。稳态层流下质量、动量、能量方程如下:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial y} \right), \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \rho g, \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho c_p Tu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho c_p Tv)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right). \quad (4)$$

式(1)~(4)中:  $u, v$  为流体分别在  $x$  和  $y$  方向的速度, m/s;

$T$  为室内平均温度, K;

$\rho$  为平均温度  $T$  对应的空气密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$\tau$  为时间, s;

$p$  为压力, Pa;

$\mu$  为动力粘度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;

$g$  为重力加速度,  $\text{m}/\text{s}^2$ ;

$c_p$  为比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;

$\lambda$  为导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

引入  $Pr, Ra$  作为无量纲控制参数, 分别定义为:

$$Pr = \nu / \alpha, \quad (5)$$

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T L_y^3}{\nu \alpha}, \quad (6)$$

$$Nu_i = h_i l / \lambda, \quad (7)$$

$$Nu_{av} = \frac{1}{n} \sum Nu_{i0}. \quad (8)$$

式(5)~(8)中:  $\nu$  为运动粘度,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;

$\alpha$  为热扩散率,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;

$\beta$  为热膨胀系数,  $1/\text{K}$ ;

$\Delta T$  为室内温度与平均温度的差值, K;

$L_y$  为特征长度, m;

$Nu_i$  为局部努赛尔数;

$h_i$  为对流换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;

$l$  为当量长度, m;

$Nu_{av}$  为平均努赛尔数;

$n$  为边数。

对于非封闭室内的热压自然对流, 由于通风口风速和风向无法预定, 因此数值计算时, 边界处理成为难点。非封闭室内热压自然对流, 是在大气压环境作用下进行的, 其开口边界条件复杂, 通过简单定义压力进口边界或压力出口边界以及自由出流边界, 很难得到精确的计算结果。计算区域的大小会影响计算结果的准确性和计算量。本研究模型的计算区域是将底面和右壁面所在界面作为固定面向外扩大 5, 8, 10, 12, 15 倍, 得到平均努赛尔数  $Nu_{av}$

和热分层高度  $H_t$  与扩大倍数之间的关系, 分别如图 2 和图 3 所示。

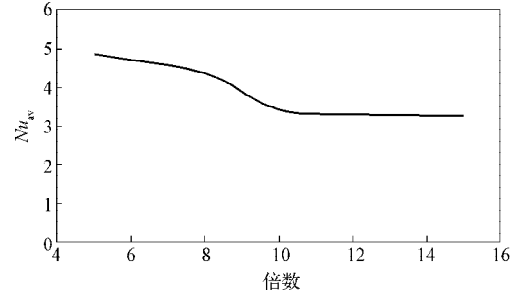


图2  $Nu_{av}$  随扩大区域倍数的变化

Fig. 2  $Nu_{av}$  varying with expand regional multiple

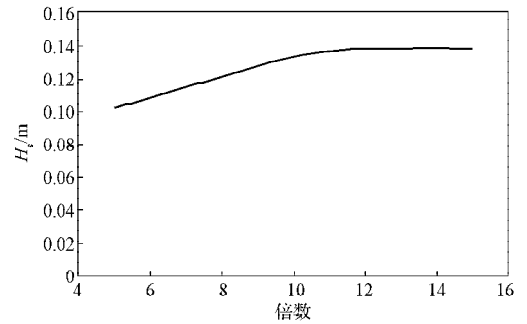


图3 热分层高度随扩大区域倍数的变化

Fig. 3 Thermal stratification height varying with expand regional multiples

由图 2 和图 3 可知, 当扩大倍数大于等于 12 时, 平均努赛尔数和热分层高度基本不变, 因此本研究模型的计算域选择扩大 12 倍。如图 1 所示, 左壁面上下开口融入到整个扩大计算区域, 这样既避免了非封闭室内热压自然对流开口边界条件难以确定的问题, 也大大提高了数值计算的精度。

### 3 方法验证

为了验证本文的方法, 将 Chan Y. L. 等<sup>[20]</sup>研究的一个水平放置完全开放有等温墙的方腔作为验证模型。通过应用扩大域的计算方法, 得到不同热瑞利数下的平均努赛尔数  $Nu_{av}$  和体积流量  $V$ , 并与文献 [20] 的结果作比较, 如表 1 所示。

表1 不同热瑞利数下的平均努赛尔数和体积流量的结果比较

Table 1 The result comparison of average Nusselt number and volume flow under different thermal Rayleigh number

$Ra$	$Nu_{av}$		$V$	
	本研究	文献[20]	本研究	文献[20]
$10^3$	1.16	1.07	2.28	1.95
$10^4$	3.55	3.41	8.97	8.02
$10^5$	7.76	7.69	21.73	21.10
$10^6$	15.09	15.00	47.10	47.30

由表1的结果计算可得,当 $Ra=10^3$ 时, $Nu_{av}$ 的偏差为8.4%,体积流量 $V$ 的偏差为16.9%;当 $Ra=10^6$ 时, $Nu_{av}$ 的偏差为0.6%,体流量的偏差为0.4%。在低 $Ra$ 下产生大偏差的原因是因为腔内以热传导为主,上下壁面有2个开口,其温度与扩大域的温差都为0,温度梯度更高, $Nu_{av}$ 也更高;当传热变成以对流为主时,在高 $Ra$ 下这种效应逐渐消失。因此,在误差允许范围内,本研究与文献[20]的结果相当吻合,这充分说明本文数值模拟计算方法的准确性和可靠性。

## 4 结果与讨论

本文采用的热源形式为温度热源,室内热源温度为298 K,室外温度为313 K,设 $D=X/L$ ,其中 $X$ 为热源距左壁面距离, $L$ 为底面长度。为了研究不同内部热源位置下非封闭室内热压自然对流换热效果,对 $D=0.25, 0.50, 0.75, 1.00$ 的4种情形下,热压自然对流情况进行数值模拟计算。

### 4.1 等温线和流场特征

$D$ 为0.25, 0.50, 0.75时,不同 $Ra$ 下腔体内的温度场分别如图4~6所示。从图4~6的温度场可以看出,随着 $Ra$ 的增大,热分层高度变小。这说明室内空

气受热浮升力影响变大,室内空气对流强度增大,热交换效果明显。靠近热源位置的温度梯度较大,等温线随着热源位置的改变而改变,但基本规律不变:室内空间等温线垂直方向分层明显,下部空间温度低,上部空间温度高,且下部空间温度梯度明显高于上部空间。这是因为在热浮升力作用下,外界热空气从上部开口进入室内,占据室内绝大部分空间,与室内空气发生了对流热交换,上部空间温度趋于均匀;而下部空间热源与室内空气的热交换以传导为主,热传递作用不明显,导致室内下部空间温度梯度较大。

$D$ 为0.25, 0.50, 0.75时,不同 $Ra$ 下的室内空气流场分别如图7~9所示。从图7~9的空气流场可以看出,室外热空气从上部开口进入室内,受向下的热浮升力作用,从下部开口流出室内,流线在垂直方向分层分布明显。低 $Ra$ 时,整个流场只在右下角形成逆时针涡旋,随着 $D$ 的增大,涡旋区域变小,强度减弱,其形成是因为热源离开口越远,室内空气受热浮升力影响越小,对流换热量减少。当 $Ra=10^5$ 时,室内上部开口下侧开始形成顺时针涡旋; $Ra=10^6$ 时, $D=0.50$ 和 $D=0.75$ 情况下室内出现了3个不同尺寸涡旋。这种现象的产生与热源的位置有关,随着 $Ra$ 的增大,流场右下角形成的涡旋中心位置逐渐下降。

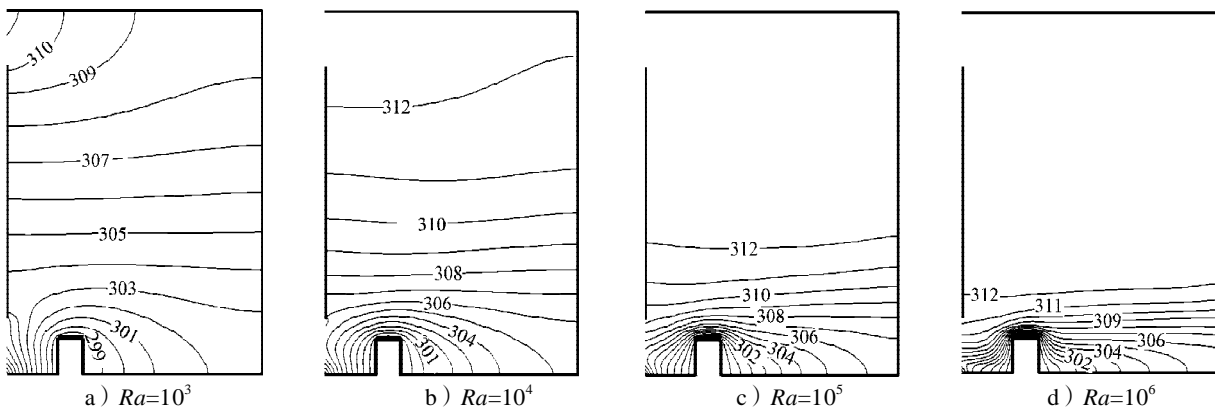


图4  $D=0.25$ 时不同 $Ra$ 下的腔体内的温度场

Fig. 4 The cavity temperature field under different  $Ra$  at  $D=0.25$

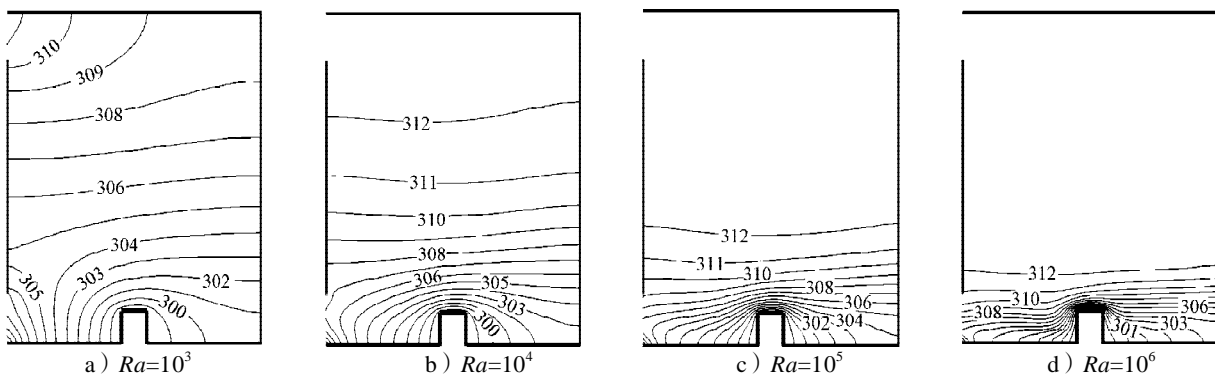


图5  $D=0.50$ 时不同 $Ra$ 下的腔体内的温度场

Fig. 5 The cavity temperature field under different  $Ra$  at  $D=0.50$

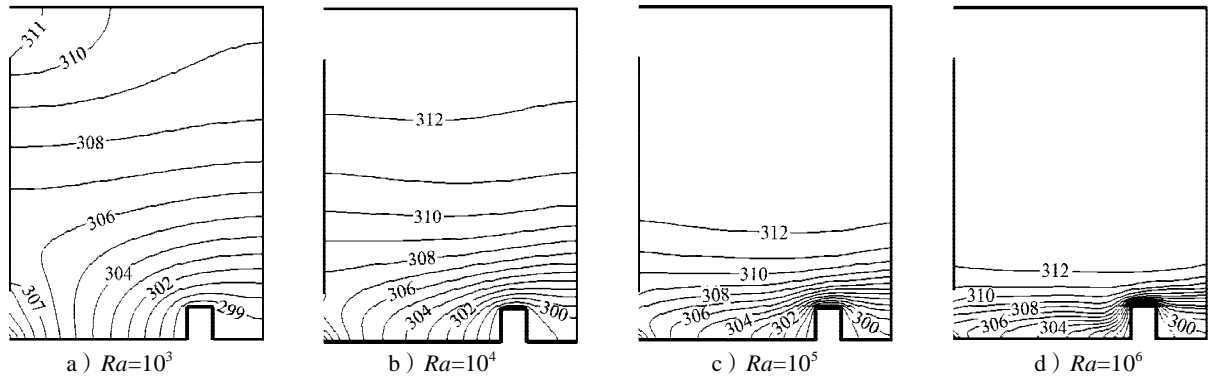


图6  $D=0.75$  时不同  $Ra$  下的腔体内的温度场

Fig. 6 The cavity temperature field under different  $Ra$  at  $D=0.75$

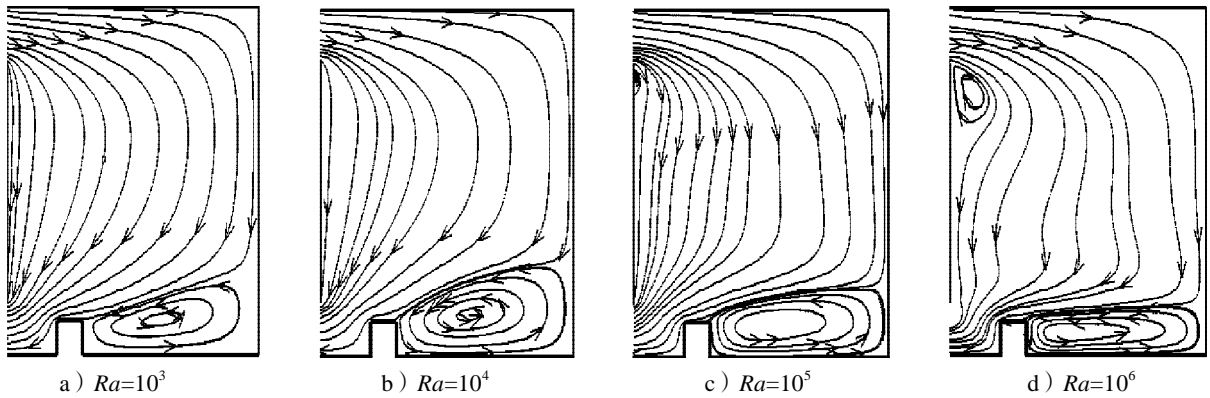


图7  $D=0.25$  时不同  $Ra$  下的空气流场

Fig. 7 The airflow field under different  $Ra$  at  $D=0.25$

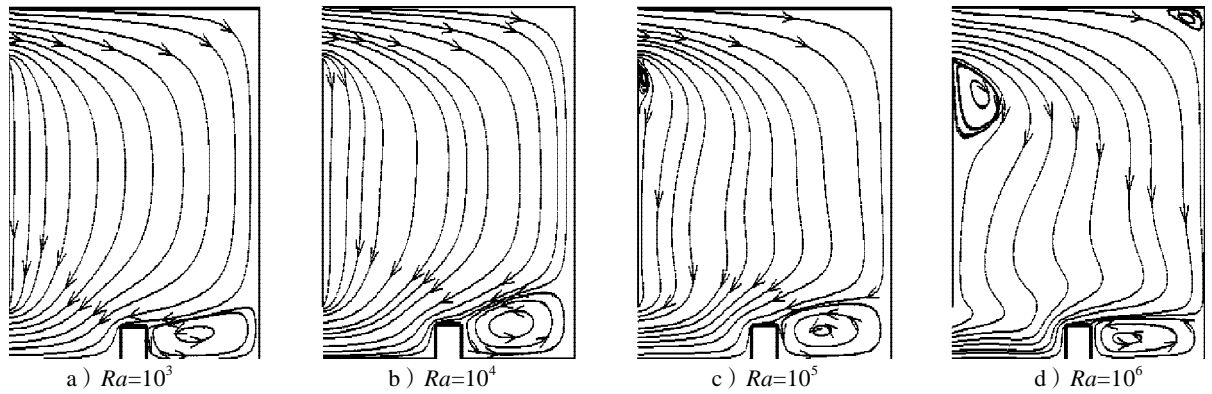


图8  $D=0.50$  时不同  $Ra$  下的空气流场

Fig. 8 The airflow field under different  $Ra$  at  $D=0.50$

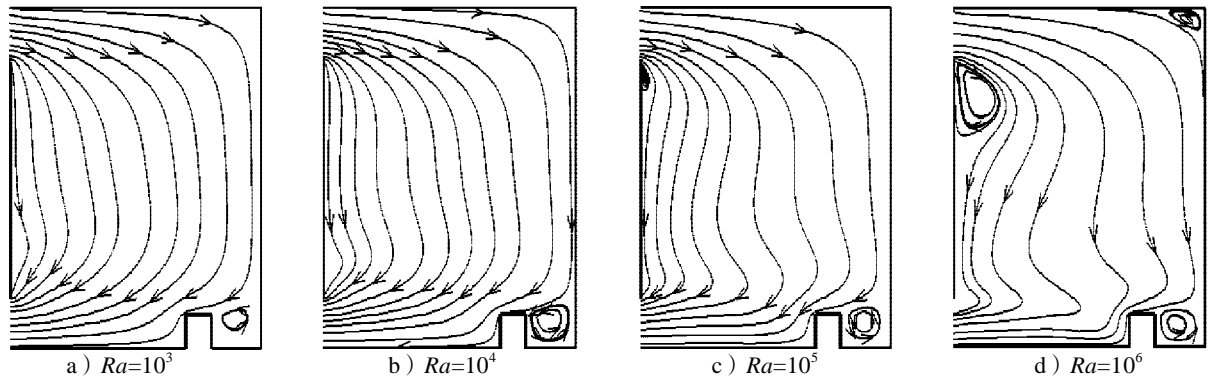


图9  $D=0.75$  时不同  $Ra$  下的空气流场

Fig. 9 The airflow field under different  $Ra$  at  $D=0.75$

室内空气温度在截面  $x=0.05\text{ m}$  上的分布如图 10 所示。当腔体高度  $H_0$  在  $0\sim 0.05\text{ m}$  范围时,  $D=0.50$  的情况下, 室内温度为最小值,  $D=1.00$  时室内温度为最大值,  $D=0.25$  和  $D=0.75$  时的室内温度几乎一致; 温度梯度在垂直方向上越来越小。这是因为外界热空气从上部开口进入室内, 与室内空气发生了对流热交换, 上部空间温度趋于均匀。

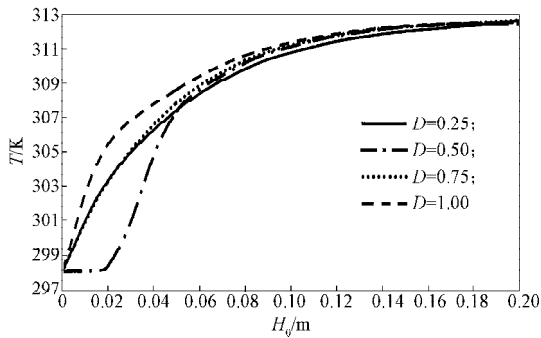


图 10  $x=0.05\text{ m}$  处垂直方向上温度分布随内部热源位置的变化

Fig. 10 The vertical temperature distribution varying with internal thermal source location at  $x = 0.05\text{ m}$

室内空气流速在截面  $x=0.05\text{ m}$  上的分布如图 11 所示。由图可知, 室内中心空气流速沿垂直方向有 2 个峰值, 前一个峰值的位置随着  $D$  减小而右移, 后一个峰值的位置基本都在  $H_0=0.16\text{ m}$  处。在  $D=0.25$  的情况下, 2 个峰值大致一样, 均约为  $0.0006\text{ m/s}$ ; 而其他热源位置的前一峰值大于后一个峰值, 其差值均约为  $0.0003\text{ m/s}$ 。随着  $D$  增大, 室内空气流动强度减弱, 空气容易带着污染物上扬或形成污染物死角, 因此应注意漩涡部位的清洁。

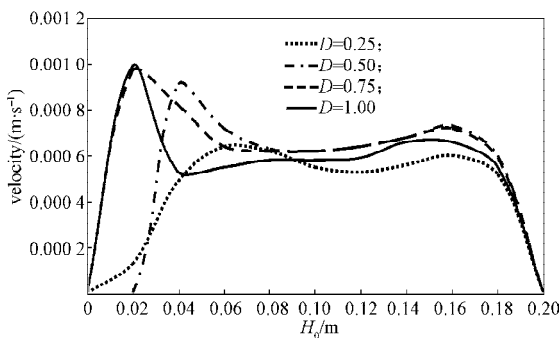


图 11  $x=0.05\text{ m}$  处垂直方向上的空气流速分布随内部热源位置的变化

Fig. 11 The vertical air velocity distribution varying with internal thermal source location at  $x = 0.05\text{ m}$

#### 4.2 自然通风换热效果比较

$Nu$  是表示高温壁面向低温壁面对流换热强烈程度的一个准数, 它是度量系统总体传热效果的评判标准。 $Nu$  能表征单位热源面积换热的经济性, 也能表征加热或冷却的效果。因此, 通过比较  $Nu_{av}$  的大

小来对比换热效果的优劣。为全面分析  $Ra$  和热源位置对单侧开口室内对流传热的影响, 将  $Ra$  和  $D$  分别取不同值时的  $Nu_{av}$  进行比较, 可得到  $Nu_{av}$  与  $Ra$  之间的关系, 如图 12 所示。再用数学公式对计算结果进行拟合, 拟合结果如表 2 所示。拟合公式的拟合优度可达 96.2%, 拟合结果理想。

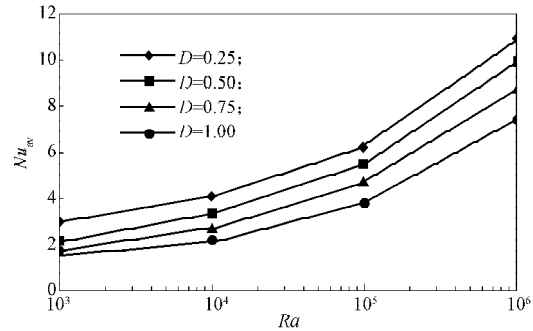


图 12  $Nu_{av}$  随  $Ra$  的变化关系图

Fig. 12 Diagram of the  $Nu_{av}$  number varying with  $Ra$

表 2 不同热源位置时的  $Nu_{av}$  拟合公式

Table 2  $Nu_{av}$  fitting formula of different thermal source locations

热源位置 $D$	拟合公式
0.25	$Nu_{av} = 0.78Ra^{0.42}$
0.50	$Nu_{av} = 0.43Ra^{0.51}$
0.75	$Nu_{av} = 0.32Ra^{0.54}$
1.00	$Nu_{av} = 0.27Ra^{0.53}$

由图 12 可以看出, 随着  $Ra$  的增加, 曲线呈上升趋势, 即系统中对流换热强度得到明显增强。这说明  $Ra$  在温度热源中对系统的传热特性影响较大,  $Ra$  的增加使其传热能力得到迅速提高。在  $D=0.25$  的情况下,  $Nu_{av}$  在不同的  $Ra$  下均为最大值, 换热效果最明显; 当  $Ra$  不变时,  $Nu_{av}$  随着  $D$  减小而增大。这说明热源位置离开口越近, 传热效果越佳; 不同  $D$  下  $Nu_{av}$  与  $Ra$  的关系曲线形状大致相同, 都是以  $Ra$  为自变量的幂指数函数。这一结论可为建筑环境、电子器件和食物冷却的设计和研发提供一定的参考。

## 5 结论

由前文的分析和讨论可得如下结论。

1) 随  $Ra$  的增大, 室内空气受热浮升力的影响变大, 室内空气对流强度增大, 热交换效果明显。

2) 高  $Ra$  下, 随着  $D$  的增大, 室内出现的漩涡增多, 空气容易带着污染物上扬或形成污染物死角, 应注意漩涡部位的清洁。

3) 同一  $Ra$  下, 随着  $D$  的增大, 室内对流换热效果越差。

4) 热源的位置对换热量的影响较大,  $D=0.25$  时  $Nu_{av}$  在不同的  $Ra$  下均为最大值。

5) 不同  $D$  下  $Nu_{av}$  与  $Ra$  的关系曲线形状大致相同, 都是以  $Ra$  为自变量的幂指数函数。

#### 参考文献:

- [1] 赵福云. 室内空气多态模拟及对流反演[D]. 长沙: 湖南大学, 2008.  
ZHAO Fuyun. Multiple Solutions and Inverse Problem of Indoor Air Convection[D]. Changsha: Hunan University, 2008.
- [2] BILGEN E, BEN YEDDER R. Natural Convection in Enclosure with Heating and Cooling by Sinusoidal Temperature Profiles on One Side[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(1/2): 139-150.
- [3] BILGEN E. Natural Convection in Cavities with a Thin Fin on the Hot Wall[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(17): 3493-3505.
- [4] BASAK T, ROY S, BALAK RISHNAN A R. Effects of Thermal Boundary Conditions on Natural Convection Flows Within a Square Cavity[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(23/24): 4525-4535.
- [5] OH J Y, HA M Y, KIM K C. Numerical Study of Heat Transfer and Flow of Natural Convection in an Enclosure with a Heat-Generating Conducting Body[J]. Numerical Heat Transfer, 1997, 31(3): 289-304.
- [6] DENG Q H, TANG G F. Numerical Visualization of Mass and Heat Transport for Conjugate Natural Convection/Heat Conduction by Streamline and Heatline[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(11): 2373-2385.
- [7] ZHAO F Y, TANG G F, LIU D. Conjugate Natural Convection in Enclosures with External and Internal Heat Sources[J]. International Journal of Engineering Science, 2006, 44(3/4): 148-165.
- [8] ZHAO F Y, LIU D, TANG G F. Conjugate Heat Transfer in Square Enclosures[J]. Heat Mass Transfer, 2007, 43: 907-922.
- [9] 张 敏, 晏 刚, 陶 锴. 内置发热体的封闭方腔自然对流换热数值模拟[J]. 化工学报, 2010, 61(6): 1373-1378.  
ZHANG Min, YAN Gang, TAO Kai. Numerical Simulation of Natural Convection in Rectangular Cavities with a Heater of Variable Dimension[J]. CIESC Journal, 2010, 61(6): 1373-1378.
- [10] 阳 祥, 陶文铨. 高瑞利数下封闭腔内自然对流的数值模拟[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(5): 27-31.  
YANG Xiang, TAO Wenquan. Numerical Simulations for Natural Convection with High Rayleigh Number in a Tall Rectangular Cavity[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(5): 27-31.
- [11] TGE BHAR B, JALURIA Y, MAHAJAN R L, et al. Buoyancy-Induced Flows and Transport[M]. Bristol: Hemisphere Publishing, 1988: 790-800.
- [12] LIU D, TANG G F, ZHAO F Y, et al. Modeling and Experimental Investigation of Looped Separate Heat Pipe as Waste Heat Recovery Facility[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(17/18): 2433-2441.
- [13] CHAN Y L, TIEN C L. A Numerical Study of Two-Dimensional Laminar Natural Convection in Shallow Open Cavities[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1985, 28(3): 603-612.
- [14] ARGIROU A A, BALARAS C A, LYKOURIS S P. Single-Sided Ventilation of Buildings Through Shaded Large Openings[J]. Energy, 2002, 27(2): 93-115.
- [15] BILGEN E, OZTOP H. Natural Convection Heat Transfer in Partially Open Inclined Square Cavities[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(8): 1470-1479.
- [16] HINOJOSA J F, ESTRADA C A, CABANILLAS R E, et al. Numerical Study of Transient and Steady-State Natural Convection and Surface Thermal Radiation in a Horizontal Square Open Cavity[J]. Numer Heat Transfer Part A: Applications, 2005, 48(2): 179-196.
- [17] LAL S A, REJI C. Numerical Prediction of Natural Convection in Vented Cavities Using Restricted Domain Approach[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(3/4): 724-734.
- [18] ZAIM E H, NASSAB S A G. Numerical Investigation of Laminar Forced Convection of Water Upwards in a Narrow Annulus at Supercritical Pressure[J]. Energy, 2010, 35(10): 4172-4177.
- [19] ANTAR M A. Thermal Radiation Role in Conjugate Heat Transfer Across a Multiple Cavity Building Block[J]. Energy, 2010, 35(8): 3508-3516.
- [20] CHAN Y L, TIEN C L. A Numerical Study of Two-Dimensional Natural Convection in Square Open Cavities [J]. Heat Transfer, 1985, 8(1): 65-80.

(责任编辑: 邓光辉)