

热壁面位置对矩形腔内自然对流影响的数值分析

金硕宏¹, 刘建国², 李 凌¹, 梁小龙¹

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 华能太仓电厂, 太仓 215424)

摘要: 对矩形腔内冷热壁面位于侧壁不同相对位置时的自然对流换热问题进行了数值模拟. 腔体左侧局部壁面维持恒定高温, 右侧局部壁面维持恒定低温, 左右侧壁的其他部分以及顶部和底部壁面绝热. 按照冷热壁面的相对位置是否左右对称, 通过改变 Rayleigh 数的大小, 分析了不同工况下矩形腔内温度场、流场和热壁表面平均 Nusselt 数的变化, 得到了 Rayleigh 数在 $10^3 \sim 10^6$ 之间的结果. 冷热壁面对称分布时, 位于侧壁中部的换热作用最强; 不对称分布时, 热壁面位于侧壁中部、冷壁面位于侧壁上部的换热作用最强.

关键词: 矩形腔; 边界条件; 自然对流; 数值模拟

中图分类号: TK 124

文献标志码: A

Numerical Analysis on Natural Convection in Rectangular Cavity Influenced by Positions of Thermal Walls

JIN Shuo-hong¹, LIU Jian-guo², LI Ling¹, LIANG Xiao-long¹

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;
2. Huaneng Taicang Power Plant, Taicang 215424, China)

Abstract: A numerical simulation was performed to study the natural convection and heat transfer of fluid contained in a rectangular cavity influenced by the different positions of thermal walls. The partial part of the left side wall was set at a high constant temperature and the partial part of the right side wall was set at a low constant temperature. The other parts of the side walls and the top and bottom of the cavity were thermally insulated. Under the conditions of symmetrical or a symmetrical location of thermal walls, the flow and temperature fields and the average Nusselt number of thermal walls were analyzed under different Rayleigh numbers. The results were obtained with Rayleigh numbers between 10^3 and 10^6 . The heat transfer rate is high at the middle part of thermal walls in symmetrical case and at the middle-top part in asymmetrical case.

Key words: rectangular cavity; boundary conditions; natural convection; numerical simulation

收稿日期: 2013-12-04

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51006071)

第一作者: 金硕宏(1988-), 男, 硕士研究生. 研究方向: 强化传热. E-mail: jinshuohong@163.com

通讯作者: 李 凌(1976-), 女, 副教授. 研究方向: 微尺度传热及强化传热. E-mail: lilong@usst.edu.cn

封闭腔内的自然对流换热在工程实际中有着广泛的应用,比如动力电站中电流母线的冷却、太阳能集热器中水的自然循环、用于变压器油冷却的扁盒自然对流冷却器、半导体电子元器件的冷却等^[1]. 这些问题中,腔体的壁面可能遭受到突然的温度变化,而温变不是经常发生在整个壁面上. 因此,研究局部热边界条件下的自然对流换热问题具有更加实际的意义,不少学者作了与此相关的一些研究. Das 等^[2]数值研究了表面波度和高宽比对具有波形外壳的腔体内换热的影响. Deng 等^[3]数值研究了壁面有离散热源的矩形腔内的稳态层流自然对流. Nithyadevi 等^[4]研究了正方腔侧壁局部加热时水的最大密度效应. 李娜等^[5]研究了封闭空间内小尺度等温竖板自然对流的三维效应. 毛正荣等^[6]研究了低温冷柜内空气的自然对流. Corcione^[7]数值模拟了二维方腔内的稳态层流自然对流,方腔的底部被加热,顶部被冷却,而侧壁分别维持在各种不同的热边界条件下. 以往研究中,矩形腔的高宽比一般都不大,且冷热壁面的分布也没有考虑是否对称,对狭窄矩形腔内的自然对流换热问题研究较少. 本文对大高宽比的矩形腔内冷热壁面位于侧壁不同相对位置时的自然对流换热问题进行了数值模拟,按照冷热壁面的相对位置是否左右对称,分析了不同工况下 Rayleigh 数 Ra 对矩形腔内流场、温度场及平均 Nusselt 数 Nu_{av} 的影响,确定了最大和最小传热率的位置,为工程应用提供了一定的参考依据.

1 数学物理模型

考虑二维矩形腔的物理模型如图 1 所示. 矩形腔尺寸为 $L \times H$, 顶部和底部壁面为绝热, 右侧壁三分之一壁面维持在低温 T_c , 左侧壁三分之一壁面维持在高温 T_h , 冷热壁面的位置可上下移动, 侧壁其余部分为绝热.

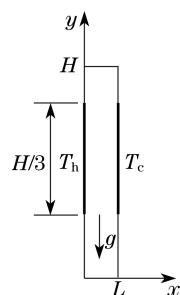


图 1 物理模型示意图

Fig.1 Schematic physical model

假设矩形腔内为稳态层流, 流体为常物性牛顿流体, 普朗特数 Pr 取 0.71, 不考虑辐射, 忽略粘性耗散, 密度采用 Boussinesq 假设. 描述矩形腔内流动与换热的无量纲控制方程为

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{Pr}{\sqrt{RaPr}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{Pr}{\sqrt{RaPr}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \Theta \quad (3)$$

$$U \frac{\partial \Theta}{\partial X} + V \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \frac{1}{\sqrt{RaPr}} \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2} \right) \quad (4)$$

各无量纲参数定义为

$$X = x/L, Y = y/L, U = u/u_{ref}, V = v/u_{ref},$$

$$P = p/\rho u_{ref}^2, \Theta = (T - T_c)/(T_h - T_c),$$

$$Pr = \nu/a, Ra = g\beta(T_h - T_c)L^3/\nu a,$$

$$u_{ref} = \sqrt{g\beta(T_h - T_c)L}$$

式中, u, v 分别为 x, y 方向的速度分量; p 为压力; ρ, ν, a, β, g 分别为流体密度、运动黏度、热扩散系数、热膨胀系数和重力加速度.

问题的边界条件如下:

a. 上侧壁: $U = V = 0, \partial\Theta/\partial Y = 0, Y = 0$ 或 $Y = H/L$;

b. 左侧壁: $U = V = 0, \Theta = 1, X = 0$;

c. 右侧壁: $U = V = 0, \Theta = 0, X = 1$;

d. 下侧壁: $U = V = 0, \partial\Theta/\partial X = 0, X = 0$ 或 $X = 1$.

热壁面上的局部 Nusselt 数定义为: $Nu =$

$\frac{\partial \Theta}{\partial X} \Big|_{x=0}$, 平均 Nusselt 数 Nu_{av} 为局部 Nusselt 数在热壁面上的面积积分平均值.

本问题采用的数值方法为有限差分法, 压力场和速度场的耦合采用 SIMPLE 算法, 对流项采用 QUICK 差分格式, 细长腔的高宽比 H/L 取为 10.

2 计算结果及讨论

首先进行网格无关验证, 分别取 $20 \times 200, 30 \times 300, 40 \times 400, 50 \times 500$ 规格的 4 套均分网格进行模拟计算, 发现当网格数大于 30×300 后, 计算结果可以认为基本相同, 因此最终计算采用的网格为

30 × 300.

2.1 温度场和流场随冷热壁面相对位置及 Ra 的变化

分别计算了 $Ra = 10^3, 10^4, 10^5, 10^6$ 时冷热壁面处于不同相对位置下的温度场和流场.

图2所示为 $Ra = 10^3 \sim 10^6$ 时冷热壁面对称分布于左右侧壁上部的温度场和流场. 从图中可以看出, 温度场在 $Ra = 10^3$ 时的等温线呈竖直方向且分布均匀, 说明此时的主要传热机理为导热. 当 $Ra = 10^4$ 时, 等温线开始向水平方向扭曲. 当 $Ra = 10^6$ 时, 等温线几乎完全呈水平. 随着 Ra 的增大, 可以看出在冷热壁面附近形成了明显的热边界层, 等温线密集, 此时对流换热占了主导作用. 细长腔体中部呈水平方向的等温线说明了温度场的变化主要局限于腔体的上部, 腔体中下部的流体温度没有受到上部冷热壁面的影响. 对于流场, 可以看出当 Ra 较小时, 有一个规则的呈椭圆状的漩涡. 随着 Ra 的增大, 漩涡逐渐增大且形状变得不规则. 由于冷热壁面位于细长腔体的上部, 浮升力方向向上, 因而中下部的流体受冷热壁面的影响较小.

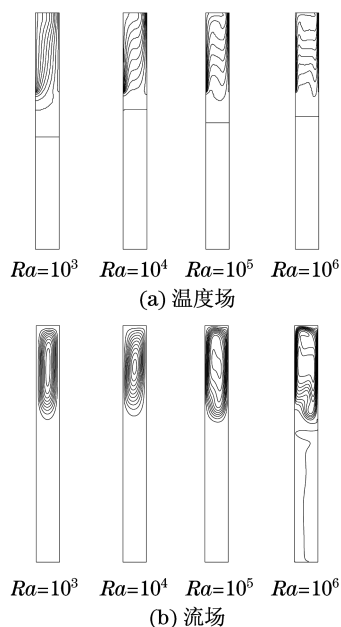


图2 冷热壁面对称分布于左右侧壁上部的温度场和流场
Fig.2 Isotherms and streamlines for top-top heating location

图3所示为 $Ra = 10^3 \sim 10^6$ 时冷热壁面对称分布于左右侧壁中部的温度场和流场. 当 Ra 较小时, 温度场及流场的分布和变化趋势与冷热壁面位于细长腔侧壁上部时相似. 但由于冷热壁面远离细长腔的顶部和底部, 流体在浮升力的作用下可自由向上向下流动, 此时受冷热壁面影响的流体范围要

大于位于细长腔侧壁上部时的情形. 当 $Ra = 10^5 \sim 10^6$ 时, 对流换热更加剧烈, 细长腔体内的中上部流体都已显著地受到冷热壁面的影响, 流场中的漩涡数增加且向细长腔体的顶部扩展.

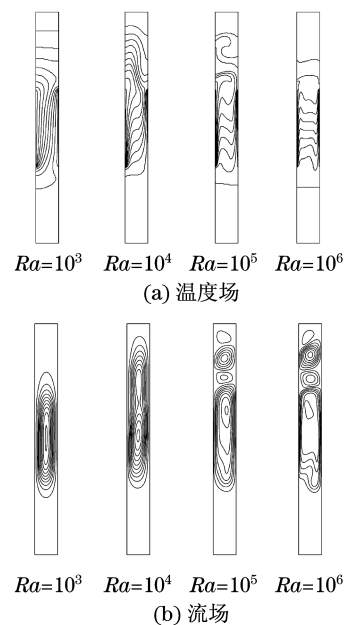


图3 冷热壁面对称分布于左右侧壁中部时的温度场和流场
Fig.3 Isotherms and streamlines for middle-middle heating location

图4所示为 $Ra = 10^3 \sim 10^6$ 时冷热壁面对称分布于左右侧壁下部的温度场和流场. 随着 Ra 的增大, 流体在浮升力的作用下向上流动, 等温线和等流函数线迅速向细长腔体的上部扩展. 当 $Ra = 10^6$ 时, 流场中的漩涡已经充满了整个腔体.

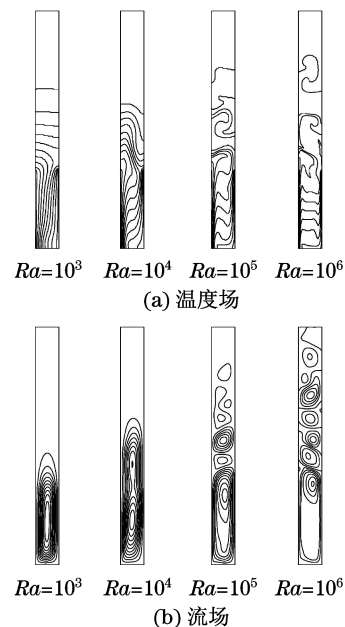


图4 冷热壁面对称分布于左右侧壁下部时的温度场和流场
Fig.4 Isotherms and streamlines for bottom-bottom heating location

heating location

图5所示为 $Ra = 10^5$ 时冷热壁面不对称分布时的温度场. 当热壁面位于左侧壁上部、冷壁面位于右侧壁中部时, 等温线集中在冷热壁面的交界处, 这里的温度梯度很大, 如图5(a). 随着冷壁面移动到右侧壁的下部, 等温线由密变疏, 如图5(b). 当热壁面位于左侧壁中部、冷壁面位于右侧壁上部时, 冷热壁面处存在着明显的热边界层, 如图5(c), 此时的对流换热作用很强. 当热壁面位于左侧壁下部时, 可以看出在冷热壁面附近的热边界层也很明显, 如图5(e)和(f).

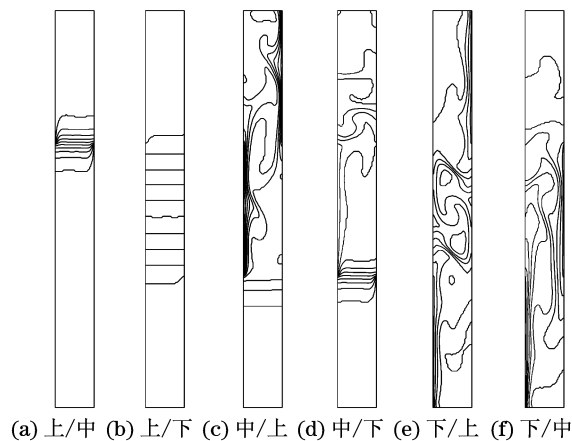


图5 冷热壁面不对称分布时的温度场

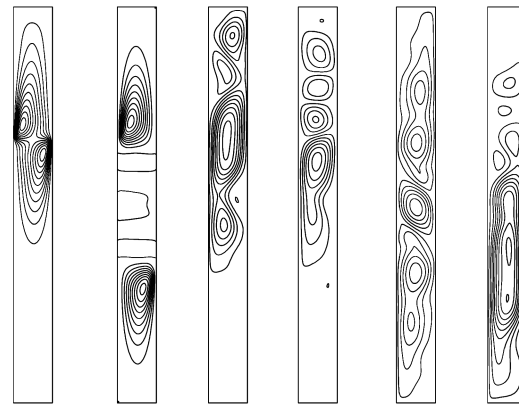
Fig.5 Isotherms for asymmetric distribution of heating locations

图6所示为 $Ra = 10^5$ 冷热壁面不对称分布时的流场. 其中, 图6(a)和图6(b)的流场形态很特别, 流场中存在对称的两个漩涡, 两个漩涡的中心分别靠近冷热壁面所处的位置. 在图6(c)~(f)中已看不到这种现象, 此时的流场中有多个漩涡. 当热壁面位于中部时, 漩涡主要存在于细长腔体的中上部; 当热壁面位于下部时, 漩涡充满了整个腔体.

2.2 平均 Nusselt 数 Nu_{av} 随冷热壁面相对位置及 Ra 的变化

图7所示为冷热壁面位于不同相对位置时 Nu_{av} 随 Ra 的变化情况. 从图中可以看出, 无论冷热壁面的相对位置如何, Nu_{av} 都随 Ra 的增大而增大.

对于对称分布时的情形, 当 $Ra < 10^4$ 时, Nu_{av} 随 Ra 变化的幅度较小, 此时传热的主要机理是导热. 当 $Ra > 10^4$ 时, Nu_{av} 随 Ra 变化的幅度增大, 此时对流换热占主导作用, 矩形腔内的流动加剧. 在相同的 Ra 下, 可以看出, 冷热壁面位于细长腔体中部时的 Nu_{av} 最大, 位于细长腔体上部时的 Nu_{av} 最小, 位于细长腔体下部时的 Nu_{av} 介于两者之间.

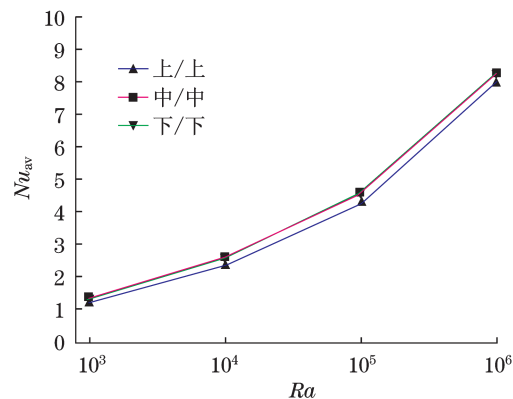


(a) 上/中 (b) 上/下 (c) 中/上 (d) 中/下 (e) 下/上 (f) 下/中

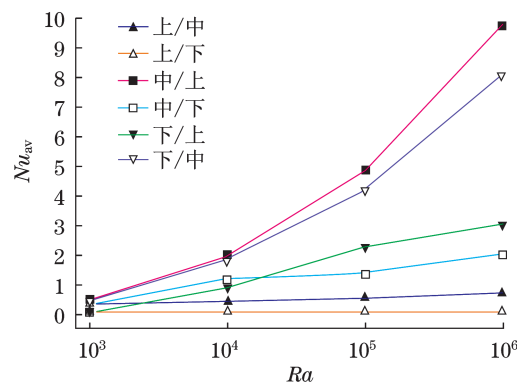
图6 冷热壁面不对称分布时的流场

Fig.6 Streamlines for asymmetric distribution of heating locations

对于不对称分布时的情形, 以及热壁面位于左侧壁上部的两种情况, Nu_{av} 很小, 且受 Ra 变化的影响也很小; 热壁面位于左侧壁中部、冷壁面位于右侧壁上部时的 Nu_{av} 最大; 其它情况下的 Nu_{av} 介于两者之间.



(a) 冷热壁面对称分布



(b) 冷热壁面不对称分布

图7 冷热壁面相对位置及 Rayleigh 数对平均 Nusselt 数的影响

Fig.7 Average Nusselt number for different heating positions and Rayleigh numbers

3 结 论

对细长腔体内冷热壁面位于侧壁不同位置时的对流换热问题进行了数值模拟. 模拟结果表明:

a. 冷热壁面对称分布时, Nu_{av} 是 Ra 的增函数, 并且增幅随 Ra 的增大而增大; 在相同的 Ra 下, 冷热壁面位于侧壁中部时的 Nu_{av} 最大, 对流换热作用最强.

b. 冷热壁面不对称分布时, 在本文所设置的高宽比下, 热壁面位于左侧壁中部、冷壁面位于右侧壁上部时的 Nu_{av} 最大, 而热壁面位于上部、冷壁面位于下部时的对流换热作用最小.

参考文献:

- [1] Ben N K, Chouikh R, Kerkeni C, et al. Numerical study of the natural convection in cavity heated from the lower corner and cooled from the ceiling[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(7): 772 - 775.
- [2] Das P K, Mahmud S, Tasnim S H, et al. Effect of surface waviness and aspect ratio on heat transfer inside a wavy enclosure [J]. International Journal for Numerical

Methods in Heat & Fluid Flow, 2003, 13 (8): 1097 - 1122.

- [3] Deng Q H, Tang G F, Li Y G. A combined temperature scale for analyzing natural convection in rectangular enclosures with discrete wall heat sources [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(16): 3437 - 3446.
- [4] Nithyadevi N, Kandaswamy P, Sivasankaran S. Natural convection in a square cavity with partially active vertical walls: time-periodic boundary condition [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2006, 206: 1 - 16.
- [5] 李娜, 李志信, 过增元. 封闭空间内小尺度等温竖板自然对流的三维效应[J]. 上海理工大学学报, 2003, 25 (3): 218 - 220.
- [6] 毛正荣, 赵巍, 张华, 等. 低温冷柜内空气的传热与流动特性研究[J]. 上海理工大学学报, 2003, 25 (1): 21 - 23.
- [7] Corcione M. Effects of the thermal boundary conditions at the sidewalls upon natural convection in rectangular enclosures heated from below and cooled from above [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2003, 42 (2): 199 - 208.

(编辑: 丁红艺)

(上接第 526 页)

参考文献:

- [1] 许世森, 张东亮, 任永强. 大规模煤气化技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2006.
- [2] 徐越, 吴一宁, 危师让. 二段式干煤粉气流床气化技术的模拟研究与分析[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23 (10): 186 - 190.
- [3] 王洋, 吴晋沪. 中国高灰、高硫、高灰熔融性温度煤的灰熔聚流化床气化[J]. 煤化工, 2005, 177(2): 3 - 5.
- [4] 樊俊杰. 两段供氧气流床气化及其辐射废锅内流动与传热特性的研究[D]. 上海: 上海理工大学, 2012.
- [5] Kim Y J, Lee J M, Kim S D. Modeling of coal gasification in an internally circulating fluidized bed reactor with draught tube[J]. Fuel, 2000, 79 (1): 69 - 77.
- [6] Kim Y J, Lee S H, Kim S D. Coal gasification characteristics in a downer reactor[J]. Fuel, 2001, 80 (13): 1915 - 1922.

- [7] 乌晓江, 张忠孝, 徐雪元, 等. 高灰熔点煤气化特性及灰渣熔融特性的研究[J]. 动力工程学报, 2011, 31 (7): 557 - 562.
- [8] 王婧, 张忠孝, 金晶, 等. 中国典型煤种煤焦水蒸气气化反应特性研究[J]. 上海理工大学学报, 2009, 31 (2): 139 - 144.
- [9] Lee J G, Kim J H, Lee H J. et al. Characteristics of entrained flow coal gasification in a drop tube reactor [J]. Fuel, 1996, 75(9): 1035 - 1042.
- [10] 陈国艳, 张忠孝, 代百乾, 等. 气流床固态排渣实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2009, 29(23): 73 - 79.
- [11] 肖睿, 金保升, 熊源泉, 等. 温度对中试规模的喷动流化床煤部分气化行为的影响[J]. 燃烧科学与技术, 2005, 11(5): 395 - 399.
- [12] 陆成, 张忠孝, 乌晓江, 等. 气化参数对气流床粉煤气化影响实验研究[J]. 洁净煤技术, 2010, 16 (2): 49 - 53.

(编辑: 石 瑛)