

具有表面辐射的复合腔体内湍流对流换热研究

杨君,王远成*,高帅,邱化禹

(山东建筑大学 教育部可再生能源建筑利用技术实验室, 山东 济南 250101)

摘要:建筑热工性能评价和建筑节能越来越受到人们的重视,将建筑房间简化为含有多孔介质的双区域模型在更多的领域得到广泛应用。文章基于数值模拟的方法,探究了具有表面热辐射的部分填充多孔介质的复合腔体内湍流自然对流换热问题;建立并用有限元方法求解自由流体区域和多孔介质区域的动量和能量传递方程,对数学模型进行了比较验证,分析了 Rayleigh 数(湍流与层流)及发射率为 ε_i 对传热、流动的影响。结果表明, Rayleigh 数对具有表面热辐射的部分填充多孔介质的复合腔体内的动量和热量传递有明显的影响,且决定自然对流强度大小。Rayleigh 数越大,自然对流换热作用越强,腔体内的平均温度降低并逐渐趋于一致;表面热辐射影响对流作用,墙体壁面发射率为 0.0~0.3 时,自然对流的影响较大,随着发射率的增大,辐射作用明显增强,并在热量传递中占主导位置。

关键词:湍流自然对流;多孔介质;复合腔体;表面热辐射;换热

中图分类号:TK124

文献标识码:A

Turbulent natural convection heat transfer with thermal radiation in a rectangular cavity partially filled with porous medium

Yang Jun, Wang Yuancheng*, Gao Shuai, et al.

(Key Laboratory of Renewable Energy Utilization Technologies in Buildings of National Education Ministry, Shandong Jianzhu University, Jinan 250101, China)

Abstract: With the development of living standards and energy conservation awareness, people pay more and more attention to the building energy saving and evaluation of building thermal performance. This paper deals with turbulent natural convection heat transfer with thermal radiation in a rectangular cavity partially filled with porous medium. The governing equations for the momentum and heat transfer in both free fluid and porous medium were solved by the finite element method. Comparisons with experimental and numerical results in the literature have been carried out. Effects of Rayleigh number and thermal radiation on natural convection and heat transfer in both free fluid and porous medium were analyzed. It was found that with the increase of Rayleigh number, the Nusselt number increases. And the temperature of the fluid region with increasing Rayleigh number decreases, and tends to be evenly distributed; surface thermal radiation can significantly change the temperature in the regions of free flow and porous medium. The surface radiation plays an important part in heat transfer in the cavity, especially at higher emissivity ($\varepsilon = 0.6, 0.9$) than ($\varepsilon_i = 0.0, 0.3$).

Key words: turbulent natural convection; porous medium; composite cavity; surface thermal

收稿日期:2015-09-10

基金项目:国家自然科学基金项目(51276102)

作者简介:杨君(1990-),女,在读硕士,主要从事多孔介质热质传递等方面的研究. E-mail:18254117196@163.com

通讯作者*:王远成(1963-),男,教授,博士,主要从事复杂系统的传热传质等方面的研究. E-mail: wycjn1@163.com

radiation; heat transfer

0 引言

自然对流换热过程广泛存在于自然界和实际工程中,其中多孔介质与流体区域组成的复合封闭腔体内自然对流换热应用到更多领域:在进行室内舒适度评估时,双区域腔体内的温度分布和气流形态是两个重要指标;在建筑节能领域,有关墙体的参数,如分析最佳墙体厚度就是一种典型的节能措施;工业生产过程,涉及到工业烘干,催化生产,核工程和农业谷物存储等相关领域。鉴于多孔介质与流体区域组成的自然对流换热机理有如此广泛的应用价值,无论是从科学研究还是工程应用来看,对其的探究有重要的意义。

之前的研究多为不考虑壁面热辐射的腔体内自然对流与换热问题,忽视了辐射对温度场的绝大影响,实际上壁面热辐射对封闭腔体内部自然对流和换热过程的影响是客观存在的,且有时占主导地位^[1-6];Rachid 等人考虑了壁面热辐射对腔体内温度场及流场的影响,而研究的物理模型为单区域方腔^[7-9];进而发展为含有辐射的腔体内对自然流传热问题的讨论,但没有考虑多孔介质的渗透问题,建立物理模型的流态为层流,而在实际情况中,流动形式多为湍流^[10-13]。

实际工程应用中,涉及到的空间多数为大尺度区域,因此流体的流动形态为湍流流动。文章采用双区域物理模型,建立了含有壁面热辐射的流体区域和多孔介质区域的非稳态动量、能量方程,并对所建立的模型进行验证。采用有限元的方法对部分填充多孔介质封闭腔体内具有壁面热辐射的湍流自然对流过程进行数值模拟分析,综合分析了表面发射率和不同 Rayleigh 数对方腔内流动和换热的影响。

1 物理模型和数学描述

1.1 物理模型

研究的物理模型为二维腔图如图1所示,腔体左侧为多孔介质区域长度为 d ,右侧为流体区域长度为 L ,腔体高度为 L' 。左壁面为高温壁面,温度为 T_x ;右壁面为低温壁面,温度为 T_c 并保持恒定。流体

浮升力符合 Boussinesq 假设,多孔介质均匀且各向同性。

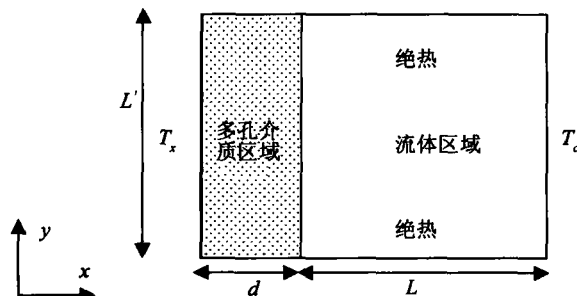


图1 研究系统示意图

1.2 控制方程

设定流体为不可压缩空气,通过控制 Ra 中的参数满足流态为层流或湍流。除了动量方程中浮升力项的密度,其他热物性参数假定为常数。依据局部热平衡原理,分别列出自由流体和多孔介质区域的控制方程。

在流体区域中,动量方程由式(1)表示为

$$\rho_f \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho_f u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] + \rho_0 g [1 - \beta(T - T_0)] \quad (1)$$

式中: f 为流体; u_i, u_j 分别为 i, j 方向速度分量, $m \cdot s^{-1}$; x_i, x_j 为笛卡尔坐标, m ; T, T_0 分别为温度、参考温度, K ; ρ, ρ_0 分别为密度和温度为 T_0 的空气密度, $kg \cdot m^{-3}$; p 为压力, Pa ; t 为时间, s ; β 为体积膨胀系数, K^{-1} ; μ 为动力粘度, $Pa \cdot s$; μ_t 为涡流粘度, $\mu_t = c_\mu k^2 / \varepsilon$, (其中 $c_\mu = 0.09$); k 为 Von Karman 常数。

能量方程由式(2)表示为

$$\rho_f \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_f u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{\rho_f} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (2)$$

式中: $\sigma_T = 0.9$ 。

湍动能平衡方程由式(3)表示为

$$\rho_f \frac{\partial k}{\partial t} + \rho_f u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \beta g \frac{u_i}{\sigma_T} \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho_f \varepsilon \quad (3)$$

式中: k 为湍流动能, $m^2 \cdot s^{-2}$; ε 为湍流耗散动能, $m^2 \cdot s^{-3}$; $\sigma_k = 1.0$ 。

湍动能耗散平衡方程由式(4)表示为

$$\rho_f \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho_f u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho_f c_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} - c_{\varepsilon 3} \beta g \frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (4)$$

式中: $\sigma_\varepsilon = \kappa^2 / ((c_{\varepsilon 2} - c_{\varepsilon 1}) \sqrt{c_\mu})$, 其中 $c_{\varepsilon 1} = 1.44$, $c_{\varepsilon 2} = 1.92$, $c_{\varepsilon 3} = \tanh |u_j / u_i|$ 。

在多孔介质区域, 动量方程由式(5) 表示为

$$\rho_f \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\rho_i u_j}{\phi} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] + \rho_o g [1 - \beta(T - T_0)] - \frac{\phi \mu u_i}{K} \quad (5)$$

式中: ϕ 为多孔介质孔隙率; K 为多孔介质渗透率, m^2 。

能量方程由式(6) 表示为

$$(\rho_p c_p) \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho_f c_f) u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (6)$$

式中: p 为多孔介质; c_f, c_p 分别为空气、多孔介质比热容, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; k_{eff} 为多孔介质导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 。

其边界条件为

$$\begin{aligned} x = 0 \quad u_i &= 0 (i = 1, 2), \quad T = T_h \\ x = d + L \quad u_i &= 0 (i = 1, 2), \quad T = T_c \\ y = 0 \quad u_i &= 0 (i = 1, 2), \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \\ y = L \quad u_i &= 0 (i = 1, 2), \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \end{aligned}$$

式中: c 为低温壁面; h 为高温壁面; int 为交界面。

温度在交界面处是连续变化的, 由于多孔介质区域采用达西—布林克曼扩展模型, 因此交界面的速度梯度, 正向和切向应力也是连续的^[13]。Singh 和 Thorpe 也验证了 Beavers-Joseph 和 Brinkman 边界条件适用在多孔介质复合腔体内^[14]。

$$u_p = u_f, T_p = T_f \quad x = x_{\text{int}}$$

$$Q = k_{\text{eff}} \cdot \nabla T_p = k_f \cdot \nabla T_f \quad x = x_{\text{int}}$$

式中: Q 为表面净辐射通量; k_f 为流体导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 。

空气区域两侧壁与腔体上下两壁面和多孔介质与流体交界面存在辐射能交换。多孔介质区域上的流体被认为是对辐射透明的, 不参与辐射传热。多孔介质表面不透明能够吸收和发射辐射能。假设所有辐射表均为漫灰表面, 面积为 A_i 的第 i 个表面净辐

射换热量 Q_i 可以由式(9) 表示为

$$Q_i = \frac{\varepsilon_i (E_{b_i} - J_i)}{(1 - \varepsilon_i)} A_i \quad (9)$$

式中: ε_i 为第 i 个面单元的发射率; E_{b_i} 为黑体辐射强度; J_i 表面的有效辐射热量 J_i 由式(10) 表示为

$$J_i = \varepsilon_i \cdot E_{b_i} + (1 - \varepsilon_i) \sum_{j=1}^n J_j F_{ij} \quad (10)$$

式中: F_{ij} 为从第 i 个面单元到第 j 个面单元的辐射角系数。

2 模型验证

2.1 网格独立性验证

由于靠近壁面处及交界面的温度梯度和速度梯度较大, 因此要划分非均匀密网格。表 1 示出了五种不同网格划分情况下的平均对流 Nusselt 数的比较,

平均对流 Nusselt 数, $Nu_c = - \int_0^L \frac{1}{(T_h - T_c)} \frac{\partial T}{\partial x} dy$ 。改变

网格划分尺寸, 垂直壁面的平均对流 Nusselt 数之间的误差小于 0.1%, 因此确定该网格 90×90 为最终的划分形式。同时, 为了观测表面辐射对换热的影响, 将

采用平均辐射 Nusselt 数, $Nu_r = \int_0^L \frac{Q_r}{k_f (T_h - T_c)} dy$, Q_r

为表面净辐射热量。总平均 Nusselt 数, $Nu = Nu_c + Nu_r$, Pr 为空气普朗特数。

表 1 具有表面辐射的多孔介质复合腔体内在不同网格划分下的平均对流 Nusselt 数 ($Ra = 1 \times 10^6$, $\varepsilon_i = 0.9$, $Pr = 0.71$)

网格	交界面	冷壁
80 × 80	24.932	26.215
90 × 90	25.976	26.382
100 × 100	25.975	26.383
110 × 110	25.976	26.383

2.2 模型验证

为了验证文章建立的数学模型, 文章对 Song 等和 Velusamy 等研究的问题进行了数值模拟计算, 并与文献的研究结果进行比较^[3,15], 结果见图 2 和表 2。Song 等实验研究了填充多孔介质的复合矩形腔体内的对流换热问题, 但不包括热辐射的影响^[3]。该实验是在两个矩形方腔中进行的, 腔体的高、宽尺寸一样, 高为 148 mm、宽为 74 mm, 长的尺寸分别满足长宽为 1.0 和 2.08 的比例, 长度为 148 和 308 mm。前后壁厚为 13 mm 的亚克力板, 两板

之间空气区域宽度为 13 mm, 上下两壁面为 25 mm 厚度的亚克力板, 腔体外表面都覆盖 50 mm 厚度的泡沫聚乙烯绝缘层。方腔前后附有 6 mm 的薄铜板最为冷壁和热壁。恒温水在铜板外面的 33 mm 厚的碳塑料板通道循环流动, 在铜板的上部、中部和下部分布有三个冷却剂通道进行热量交换, 并可通过控制流速使铜板上下温差在 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 内的理想状态。将五种类别的 T 型热电偶沿垂直壁的中线均匀分布, 贴近方腔表面保证温度均匀分布的边界条件。多孔介质渗透板占腔体长度的一半, 渗透板为将腔体 3.18 mm 厚的聚丙烯板, 中间分布直径为 2.38 mm 的交错着的圆孔。

将饱和水或者 80% 的甘油溶液通入腔体内, 通过判定温差的大小使其保持在稳定的状态, 通过热电偶测出近壁面流体温度。文章数值模拟的流体为水, 腔体的长宽比为 2.08, Rayleigh 数为 10^8 条件下的结果与实验结果进行的比较, 如图 2 所示。图 2 给出了在无量纲高度 0.1、0.5 和 0.9 时, Song 等的实验和该数学模型模拟得出的无量纲温度分布, 可以看出二者吻合度较好, 只是在 $y/L=0.1$ 出略有偏差, 其原因可能是由于热电偶测量精度不够以及壁面附近的多孔介质孔隙率由多孔介质到壁面产生跳跃而引起的^[3]。

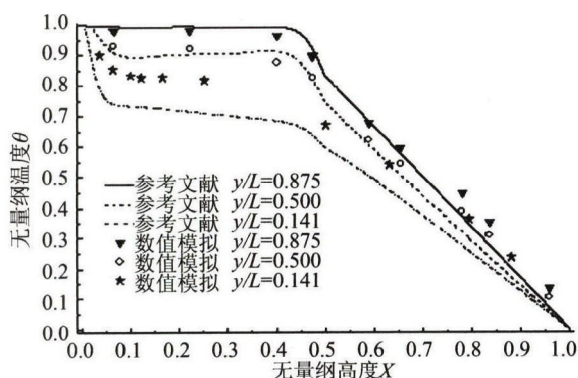


图2 数值模拟的无量纲温度与 Song 等研究结果的比较图

Velusamy 数值模拟分析了矩形腔体内考虑辐射的自然对流换热^[15]。模型为高 H 、宽 W 的二维矩形腔体, 腔体高宽比为 1.0, 左侧为低温壁面, 右侧为高温壁面, 上下壁面绝热。内壁面在长度方向上通过导热进行能量交换, 壁面吸收/发射辐射能并与流体进行对流换热, 表面发射率为 0.9, 计算瑞利数为

10^9 、 10^{10} 和 10^{11} 的平均 Nusselt 数。从表 2 可以发现, 文章计算的与 Velusamy 计算出的平均 Nusselt 数吻合度很好^[15]。由此得出该数学模型的合理性。

表2 Velusamy 计算数值与数值模拟 Nusselt 数的比较

Ra	Velusamy 计算值	文章计算值
1×10^9 ($\varepsilon_i = 0.9, \Delta T = 50\text{ K}$)	57.96	57.71
1×10^{10} ($\varepsilon_i = 0.9, \Delta T = 50\text{ K}$)	296.43	296.37
1×10^{11} ($\varepsilon_i = 0.9, \Delta T = 50\text{ K}$)	675.64	675.42

3 结果与分析

为了研究部分填充多孔介质的复合腔体内和自然对流换热问题, 建立了图 1 模型。假定腔体垂直壁面的温度 T_h 和 T_c 不同且保持恒定, 设 $T_h = 308.15\text{ K}$, $T_c = 298.15\text{ K}$, 上下表面绝热, 腔体的初始温度为 $T_0 = (T_h + T_c)/2 = 303.15\text{ K}$ 。分析了 Rayleigh 数(湍流与层流)及发射率为 ε_i 对传热、流动的影响。

3.1 Rayleigh 数对自然对流、传热的影响

发射率为 0.9 时, Rayleigh = 10^6 和 10^{11} 的流线、等温线的变化规律图, 如图 3、4 所示。由图 3、4 可得, 虽然流体沿着热壁上升并沿着冷壁下降的趋势相同, 但腔体内气流组织的分布截然不同。湍流 (Rayleigh = 10^{11}) 对空气的扰动明显大于层流 (Rayleigh = 10^6)。随着瑞利数的增大, 自然对流作用增强, 多孔介质区域等温线变得更弯曲, 左右温差变大, 温度分布不均匀。流体区域对流作用大于多孔介质区域, 腔体内空气温度随着瑞利数增大逐渐降低并趋于一致, 交界面温度逐渐降低。交界面平均对流 Nusselt 数在不同 Rayleigh 数下的变化趋势图如图 5 所示, Nu_c 随着 Rayleigh 数的增大变大, 湍流自然对流作用明显高于层流。

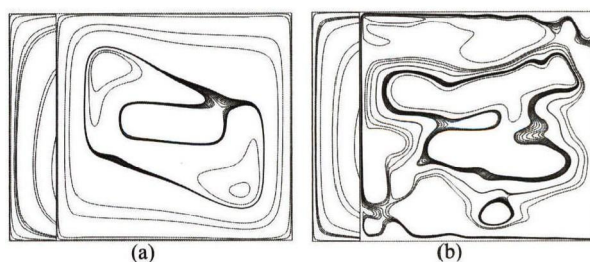
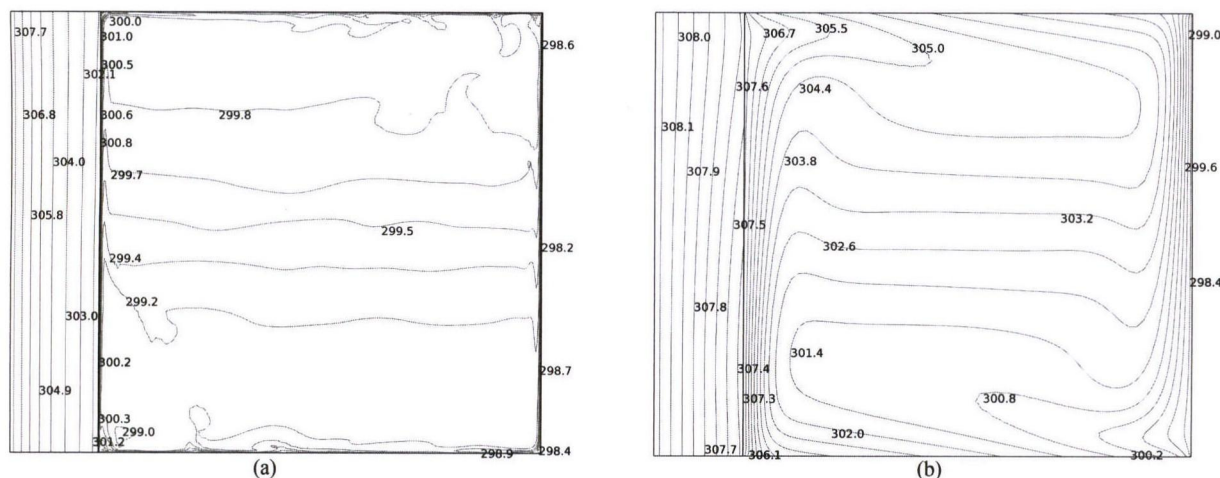
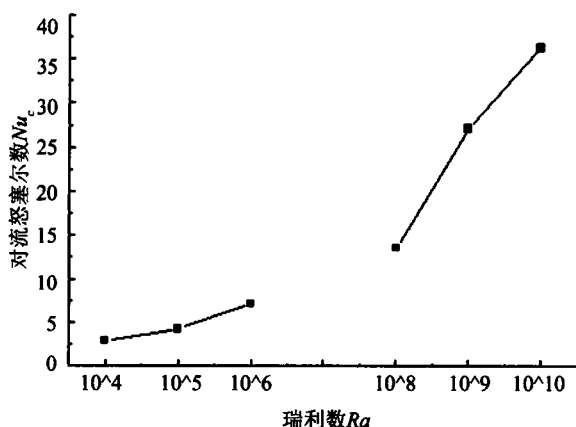


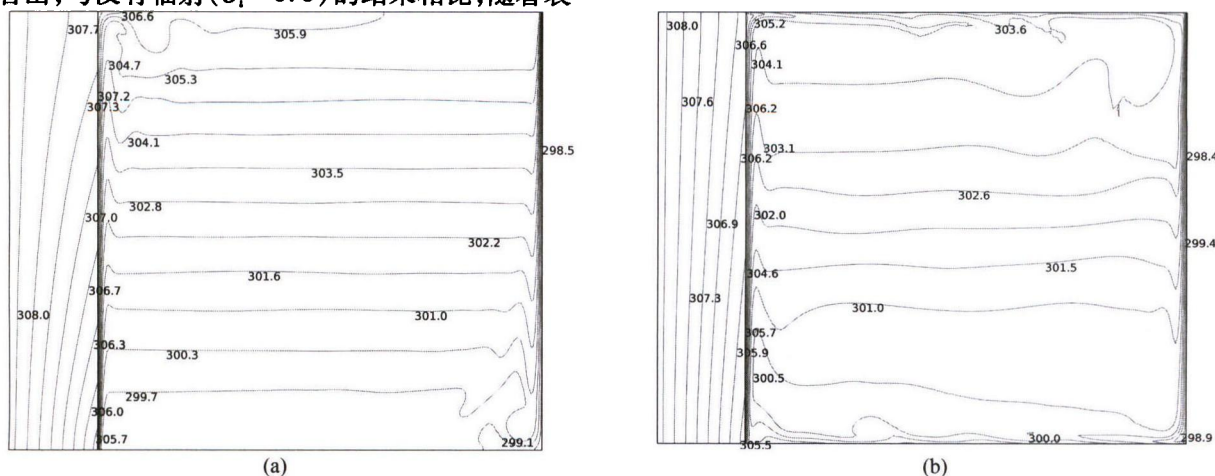
图3 不同瑞利数下流线图 ($\varepsilon_i = 0.9$)

(a) $Ra = 10^6$; (b) $Ra = 10^{11}$

图4 不同瑞利数下等温线图 ($\varepsilon_i = 0.9$)(a) $Ra = 106$; (b) $Ra = 1011$ 图5 不同瑞利数对交界面平均对流 Nusselt 数的影响图 ($\varepsilon_i = 0.9$)

3.2 发射率对自然对流、传热的影响

当 Rayleigh = 10^9 时,发射率 $\varepsilon_i = 0.0, 0.3, 0.6, 0.9$ 时腔体内的自然对流等温线图如图 6 所示。可以看出,与没有辐射($\varepsilon_i = 0.0$)的结果相比,随着表



面发射率的增大,多孔介质与流体内部的等温线变的更弯曲,但腔体内各处温差减小,这表明表面热辐射增强了腔体内部的热量传递。由于热壁和冷壁之间存在温度梯度,在浮升力的推动下,热空气沿左壁面上升运动到右壁面冷却下降形成自然对流,使流体区域右上角和左下角的边界层变薄,强化了对流换热,当发射率为 0.0、0.3 时,辐射作用小于对流换热的影响,腔体左右两侧上下温差较大。当发射率为 0.6、0.9 时,热辐射作用大于对流换热作用,左右壁面垂直温差减小,且腔体内温度降低并趋于均匀分布。不同发射率下多孔介质/流体交界面处平均对流 Nusselt 数,平均辐射 Nusselt 数和总 Nusselt 数的折线图如图 7 所示。随着发射率的增大, Nu_c 逐渐降低, Nu_r 增大, Nu_r 与 Nu_c 走势相同逐渐增大,辐射换热比对流换热占主导地位。因此发射率对自然对流、传热的影响不可忽视。

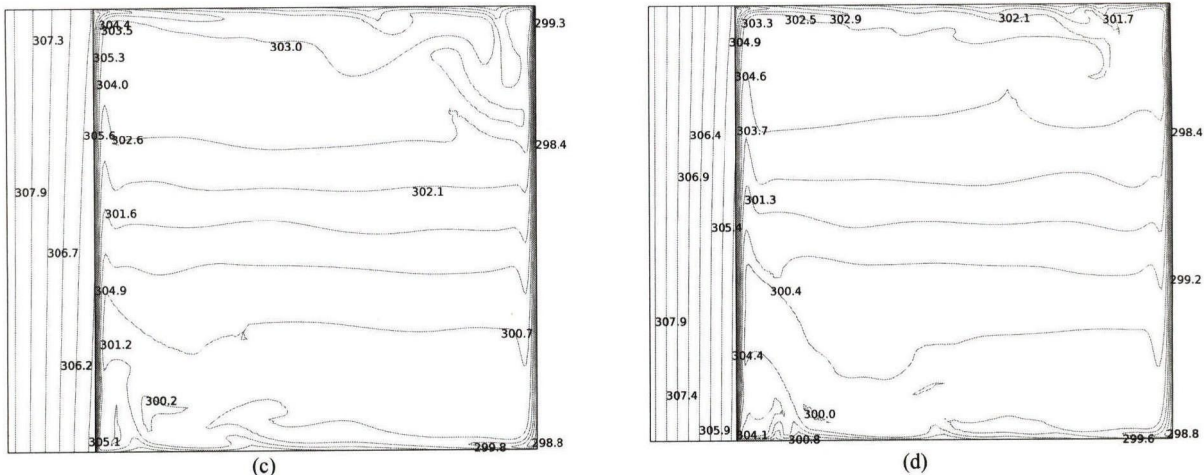


图6 不同发射率时的等温线($Ra = 10^9$)
(a) $\varepsilon_i = 0.0$; (b) $\varepsilon_i = 0.3$ (c) $\varepsilon_i = 0.6$; (d) $\varepsilon_i = 0.9$

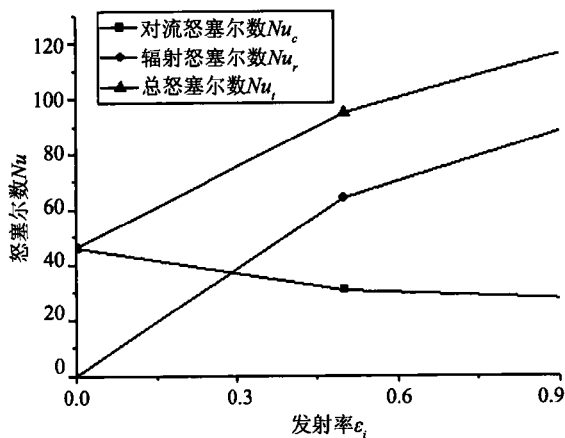


图7 不同发射率对交界面 Nusselt 数的影响图($Ra = 10^9$)

4 结论

通过上述研究可知:

(1) Rayleigh 数对具有表面热辐射的部分填充多孔介质的复合腔体内的动量和热量传递有明显的影响,且决定自然对流强度大小。随着瑞利数的增大,多孔介质区域等温线变得更弯曲,左、右温差变大,温度分布不均匀。流体区域对流作用大于多孔介质区域,腔体内空气温度随着瑞利数增大逐渐降低并趋于一致。交界面的平均对流 Nusselt 数变大,且湍流明显高于层流。

(2) 表面热辐射增强了腔体内部的热量传递。当发射率为 0.0~0.3 时,辐射作用小于对流换热的影响,模拟模型与理论物理模型基本一致;随着发射

率的增大,热辐射作用增强,主导着腔体内温度降低并趋于均匀分布。

参考文献:

- [1] 刘芳,陈宝明,王丽. 多孔介质对封闭腔体内对流传热传质的影响[J]. 山东大学学报(工学版),2011,41(1):145-150.
- [2] 迟广舟. 多孔介质复合腔体内自然对流传热传质的研究[D]. 济南:山东建筑大学,2011.
- [3] Song M., Viskantat R.. Natural convection flow and heat transfer within a rectangular enclosure containing a vertical porous layer [J]. Heat Mass Transfer, 1994, 37(16): 2425-2438.
- [4] Tong T. W., Subramaniant E.. Natural convection in rectangular enclosures partially filled with a porous medium[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow,1986,7(1):3-10.
- [5] Ayad M., Salman A., Isarr S., et al.. Natural convection heat transfer in rectangular enclosure with sinusoidal boundary condition [J]. Journal of Engineering and Development,2012,16(1):1813-7822.
- [6] Beckermann C., Ramadhyani S., Viskanta R., et al.. Natural convection flow and heat transfer between a fluid layer and a porous layer inside a rectangular enclosure[J]. Journal of Heat Transfer,1987,109:363-370.
- [7] Rachid E. A., Abdeighani R., Mohamed H.. Numerical study of natural convection and surface radiation in a square cavity submitted to cross gradients of temperature[J]. Solar Energy, 2012,86(4):1118-1128.
- [8] Gerardo D., Roland W.. Effect of surface radiation on natural convection in parabolic enclosures[J]. Numerical heat Transfer, Part A, 2008,53(9):891-906.
- [9] Akiyama M., Chong Q. P.. Numerical analysis of natural convection with surface radiation in a square enclosure [J], Numerical heat Transfer, Part A, 1997,31:419-433.

(下转第 195 页)

- [5] DBJ/T14-071-2010,公共建筑能耗监测系统技术规范[S]. 济南:山东教育出版社,2010.
- [6] 刘军. 智能数据采集器设计方法概述[J]. 科技致富向导, 2014,20(3):208.
- [7] 赵亮, 张吉礼, 梁若冰. 建筑能耗数据采集与传输系统设计及实现[J]. 建筑科学, 2013, 29(4):49-52.
- [8] 张晓华, 黄布毅, 杨存祥. 基于 ARM-Linux 的 SQLite 嵌入式数据库技术[J]. 电子设计应用, 2005,14(6):115-117.
- [9] 吕雪峰, 彭文波. 嵌入式 Linux 软件开发[M]. 北京:清华大学出版社,2014.
- [10] 张荣荣, 其木苏荣, 李彬, 等. 基于 BOA 服务器的智能家居控制系统设计[J]. 北京信息科技大学学报,2013,28(4):89-92.
- [11] 金勇. 基于 ARM9 的 Web 服务器 Boa 的软、硬件设计[J]. 电子世界, 2013(13):83-84.
- [12] 吴云轩. 嵌入式 Web 服务器在轨道拍摄系统的实现[J]. 长春大学学报(自然科学版), 2013,5(10):1242-1244.
- [13] 王建敏, 魏海波. 基于 linux3.0.1 和 S3C6410 的智能家居控制系统的嵌入式 Web 服务器的移植和应用[J]. 江西科技师范大学学报, 2013,12(6):95-99.
- [14] 陈佩松, 刘洪波, 熊攀. 基于 ARM9 的嵌入式 Web 服务器数据动态显示的实现[J]. 物联网技术, 2014,4(3):18-19.
- [15] 谢仕义, 徐兵. 嵌入式 Web 服务器的设计及其 CGI 实现[J]. 计算机工程与设计, 2007, 28(7):1598-1600.
- [16] 王友顺, 张俊宝. 基于 CGI 和 Ajax 的嵌入式 Web 构建研究[J]. 软件导刊, 2014,20(7):90-92.

(学科责编:李雪蕾)

(上接第 163 页)

- [10] 战乃岩, 白莉, 徐沛巍. 选取不同墙体材料时建筑房间内导热辐射与自然对流耦合换热问题的研究[J]. 太阳能学报, 2011, 32(12):1827-1832.
- [11] 战乃岩, 徐沛巍. 考虑建筑房间内导热辐射与自然对流耦合时外围护结构对对流换热的影响[J]. 太阳能学报, 2011, 32(4):501-507.
- [12] Sakr R. Y., Ahmed T. A.. Interaction of surface radiation with natural convection air cooling of discrete heaters in a vertical rectangular enclosure [C]. Engineering ninth International Conference, Cairo; Al-Azhar, 2007.
- [13] Brinkman H. C.. A calculation of the viscous force exerted by a flowing fluid on a dense swarm of particles[J]. Applied Scientific Research, 1947, A1: 27-34.
- [14] Singh A. K., Thorpe G. R.. Natural convection in a confined fluid overlying a porous layer-a study of different models[J]. Indian Journal of Pure and Applied Mathematics, 1995, 26: 81-95.
- [15] Velusamy K., Sundararajan T., Seetharamu K. N.. Interaction effects between surface radiation and turbulent natural convection in square and rectangular enclosures [J]. Transactions of the ASME, 2001, 123: 1062-1070.

(学科责编:吴芹)