

文章编号: 0254-0096(2002)05-0615-07

多孔介质中的相变传热特性及其在建筑物节能中的应用

黄晓明, 刘 伟, 朱光明, 王崇琦

(华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074)

摘 要: 将非饱和和多孔介质应用于建筑节能, 使低品位、低密度的太阳能通过工质的相变得以利用, 对实现建筑物的采暖具有应用价值。通过对非饱和和多孔材料内的二维流场、温度场以及蒸发量场的数值计算, 分析了两端开口的圆柱环型多孔腔内非饱和和多孔介质的传热传质特性, 研究了流体雷利数及边界条件的变化对多孔床热质迁移的影响。

关键词: 太阳能利用; 建筑节能; 环型圆柱; 非饱和; 多孔介质; 数值模拟

中图分类号: TK 124

文献标识码: A

0 引 言

长期以来, 常规能源利用效率低、对环境影响大一直是制约我国国民经济发展的关键问题之一, 开发和利用新能源, 减少不可再生能源的消耗势在必行。对太阳能的开发和利用, 一直是人们关注的课题。我国能源消费大部分集中在工业部门, 但是随着人民生活水平的提高, 生活耗能在我国总能耗中的比重将迅速提高, 因此, 充分利用太阳能, 实现建筑物节能有着重要意义。

从建筑物能量综合利用来看, 过去较为注重发展“主动式”太阳能建筑能量系统, 如由电力驱动的太阳能空调、采暖及蓄能系统。这类系统将太阳能作为低温热源, 利用相变或非相变工质的强制或热力循环, 达到制冷、制热或储能的目的。这样的主动式太阳能利用, 可以有效地利用低品位、低密度的太阳能, 但设备的初投资较大, 投入产出比低, 难以实际推广应用。因此, 就中国的国情来看, “被动式”太阳能利用应该是建筑物能量综合利用的发展方向之一^[1], 也就是要通过各种非强制循环或非热力循环的方法, 不消耗大量的电力, 使热量以自然对流等形式传递, 同时, 利用建筑物内部空间和外部构造, 使

其在冬天能采集、保持、贮存和分配太阳能, 从而解决或部分解决建筑物的采暖问题; 在夏天又能遮蔽太阳辐射, 隔绝室外高温环境, 逸散室内热量。

近年来, 国内外在节能建筑对太阳能的利用方面进行了大量的研究与开发。如英国推广的被动式太阳房, 不需要外界机械做功, 以建筑吸热保温材料为媒介, 利用冷热空气的自然交换, 达到利用太阳能的目的。据统计, 被动式太阳能住宅中, 太阳能供给的能源占其总耗能的 30%。美国科罗拉多洲太阳能研究所成功地研制了一种可取代空调的建材, 用其建造的房屋具有吸收太阳能、调节室温的作用。这种建材内含有聚醇化合物, 当室温超过所需温度时, 墙壁开始吸热, 自动制冷; 反之, 所用材料则会自动放热, 使室温升高, 其温度临界点由聚醇化合物的含量决定^[2]。

本文介绍一种新的建筑节能方法。这一系统与分离式热管类似, 但是在蒸发器部分填充多孔介质, 利用多孔介质来强化传热, 采用在常温附近发生相变的低温制冷剂作为工质。无需提供额外的能量, 具有被动式太阳能采暖的特点。与前面所提到的被动式建筑节能系统相比, 因为工质的相变可释放潜热, 其传热量可以高一个量级, 即具有高传热性能。

收稿日期: 2001-10-09

基金项目: 国家重点基础研究发展规划(No. G2000026303)、国家自然科学基金(No. 59976010)、教育部博士点专项基金(No. 2000048731)资助项目

由于多孔介质中存在毛细驱动机制,而且还可以利用由冷凝器向蒸发器的液体重力回流,使系统循环有足够的动力来推动。实验系统回路如图1所示。该系统利用所吸收的太阳能来实现室内温度的调节,其有效运行依赖于蒸发器和冷凝器结构的合理设计。因此,研究蒸发器内相变工质在多孔介质中的传热与流动特性,以及系统运行受边界条件的影响,有助于获得蒸发器的最佳换热工况,并籍此对蒸发器和冷凝器进行最优设计。

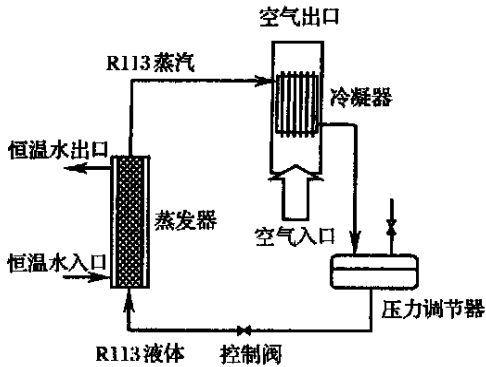


图1 伴随流体相变的非饱和多孔介质传热系统

Fig. 1 Heat transfer system of unsaturated porous media with phase change of fluid

1 数学模型^[5~8]

含湿非饱和多孔介质中的物质运动的机制十分复杂^{3,4},本文采用目前能够较全面描述多孔介质内热湿迁移机制的“七场量^[5]”多耦合机制的数学模型。所计算的结果较好地反映了真实的物理过程,可以比较完善地描述热量、液体和蒸汽在多孔介质中的迁移。“七场量”包括:温度 T , 水含量 ϵ , 压力 P , 液体速度 \vec{V}_l , 气相速度 \vec{V}_g , 蒸汽扩散速度 $\vec{V}_{v,d}$, 单位体积的蒸发和冷凝率 m 。

对于二维问题,“七场量”耦合模型的控制方程包括连续性方程,蒸汽补充方程,动量方程和能量方程。

1) 连续性方程

在非饱和多孔介质中,液相蒸发率和气相中蒸汽的生成率是对应相等的,因此各组分的连续性方程分别为:

液相:

$$\frac{\partial(\epsilon_l \rho_l)}{\partial t} + \nabla \cdot (\epsilon_l \rho_l \vec{V}_l) = -m \quad (1)$$

气相:

$$\frac{\partial(\epsilon_g \rho_g)}{\partial t} + \nabla \cdot (\epsilon_g \rho_g \vec{V}_g) = m \quad (2)$$

蒸汽:

$$\frac{\partial(\epsilon_g \rho_v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\epsilon_g \rho_v \vec{V}_v) = m \quad (3)$$

2) 动量方程

在非饱和多孔介质中,因相含量变化,液相流动受到毛细抽吸力的驱动;液相流动也受到 Darcy 阻力的作用,同时粘性力和惯性力不可忽略;对于多孔空隙中的气体,其运动的驱动力是由温度和密度的变化所致,同时,还要计及液体运动的影响。

液相:

$$\frac{\partial \vec{V}_l}{\partial t} + \vec{V}_l \cdot \nabla \vec{V}_l - \frac{m}{\epsilon_l \rho_l} \vec{V}_l = -\frac{gD_l}{K_l} \nabla \epsilon_l - \frac{g\epsilon_l}{K_l} \vec{V}_l - \frac{g\epsilon_g}{K_g} (\vec{V}_l - \vec{V}_g) - \vec{g} + \nu_l \nabla^2 \vec{V}_l \quad (4)$$

气相:

$$\frac{\partial \vec{V}_g}{\partial t} + \vec{V}_g \cdot \nabla \vec{V}_g + \frac{m}{\epsilon_g \rho_g} \vec{V}_g = -\frac{1}{\rho_g} \nabla p - \frac{g\epsilon_g}{K_g} (\vec{V}_g - \vec{V}_l) - \vec{g}^3 + (T - T_c) + \nu_g \nabla^2 \vec{V}_g \quad (5)$$

3) 蒸汽扩散方程

本文模型认为,在蒸汽随空气运动的同时,由于温度梯度和湿分的变化,会引起蒸汽相对于空气的扩散,所以蒸汽运动的速度应为二者的迭加值 ($\vec{V}_v = \vec{V}_g + \vec{V}_{v,d}$),其中蒸汽扩散速度为:

$$\vec{V}_{v,d} = -D_{Tv} \nabla T - D_{lv} \nabla \epsilon_l \quad (6)$$

4) 能量方程

封闭腔中能量的平衡应同时考虑工质的流动和相变换热。若整个腔体中始终处于局部热力学平衡态,即有 $T_s = T_l = T_g$, 则能量平衡的数学表达式为:

$$(\rho c)_m \frac{\partial T}{\partial t} + [(\rho c)_l \vec{V}_l + (\rho c)_g \vec{V}_g + (\rho c)_v \vec{V}_v] \cdot \nabla T + [(\rho c)_l \vec{V}_l \cdot \nabla \epsilon_l + (\rho c)_g \vec{V}_g \cdot \nabla \epsilon_g + (\rho c)_v \vec{V}_v \cdot \nabla \epsilon_g] T = k_{eff} \nabla^2 T - m \gamma + S \quad (7)$$

以上方程中各参数的物理意义分别是: ϵ ——相含量; \vec{V}_l ——液相速度矢量; \vec{V}_g ——气相速度矢量,即蒸汽与空气作为整体运动时的速度矢量; \vec{V}_v ——蒸汽扩散速度矢量,即由于温度梯度引起蒸

汽密度变化而造成蒸汽相对于空气的扩散; c ——比热容; ρ ——密度; T ——温度; P ——压力, 这里采用分压不分容的原理, $P = P_v + P_a$; m ——蒸发量; S ——内热源; μ ——流体的动力粘度; K ——流体的渗流参数; D_{Tv} 、 D_{lv} ——分别为由于温度梯度或湿分梯度引起的蒸汽扩散运动的扩散系数^[6,7]; t ——时间; λ_e ——有效热传导系数。下标中: g ——气相; a ——空气等残留气体; v ——蒸汽; l ——液相, s ——固相。

本文主要研究非凝性气体和蒸汽的自然对流及蒸发冷凝问题, 因此, 可以考虑下面的假设, 并结合无量纲理论来简化方程(4)~(7):

- 1) 孔隙内蒸汽分压达到蒸汽的饱和压力, 即蒸汽在各处均处于饱和状态;
- 2) 混合气体由不凝性气体和蒸汽组成, 可按照理想气体处理;
- 3) 填料颗粒表面覆盖了薄的凝结液体膜, 其运动满足 Darcy 定律, 且对气体的流动不产生影响, 因此可不考虑液相和气相的相对运动。

2 物理模型及其边界

蒸发器计算的物理模型如图 2 所示。圆柱环型多孔床由水套加热, 以提供外壁面恒温条件。考虑两种内壁面热边界条件: 保持内壁面温度不变或使

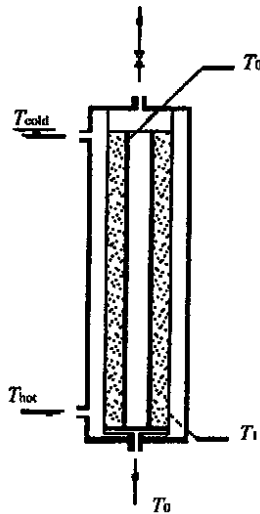


图 2 蒸发器计算的物理模型

Fig. 2 The physical model of the evaporator

内壁面绝热。多孔介质充填在内外壁之间, 工作介质为 R113, 其沸点为 47.68°C , 是被动式太阳能利用的理想介质。启动前腔体内温度均匀, 为 30°C 。

将外壁面突然升温到 80°C , 由于内外壁面的温度差, 工质受毛细驱动力和温度梯度的影响产生自然对流, 并伴随蒸发相变。蒸发后的蒸汽从顶部离开, 在冷凝器中被环境温度下的冷空气冷却成液体后再回到多孔床, 即冷却液体由腔体底部流入, 如此循环, 一段时间后系统将处于稳定工况。

针对上述物理模型, 我们对环型圆柱体内部的自然对流进行了数值模拟。前期研究曾对水作过计算^[8], 本文采用 R113 作为相变工质, 其物性数据由有关资料^[9]提供。由于非饱和多孔介质中压力变化小, 流动过程十分微弱, 流动与传热的耦合性较强。本文以流场计算的 SIMPLE 算法^[10]为基础, 对介质内部各物理量场进行了数值模拟, 并采用误差反馈、低松弛及坐标变换等一系列方法保证迭代的收敛。

3 计算结果及分析

3.1 非饱和流动分析

图 3 分别给出了当 $Da = 10^{-4}$ 、 $A = 5$ 、 $T_0 = 303.15\text{K}$ 、 $T_1 = 350.15\text{K}$ 时, 空腔内温度场、流函数场及内部蒸发量随雷利数 $Ra^* = \Delta Ra$ 变化的场图, Δ 为蒸汽导热系数与表观导热系数之比。图中计算结果皆为无量纲数据。图(3a)对应雷利数较低的情况, 此时流动比较微弱, 无论流函数还是蒸发量场的无量纲值都很低。等温线基本上是竖直向上的。蒸发区域还没有占据整个腔体, 在靠近冷壁面处有稍许冷凝。由于此时浮升力较弱, 因此, 由于浮升力而引起的流体的循环流动还比较弱, 工质蒸发后大部分气体逸出多孔床。随着雷利数的增长(图 3b), 流函数值增大, 此时流动加强, 相变更剧烈, 蒸发量较大的区域扩大, 冷凝区域大大减小, 同时冷凝量也渐小, 对应于温度场的等温线开始发生扭曲。此时流函数曲线大部分封闭, 说明相当一部分气体在腔体内部形成循环自然对流, 而流动最强烈的涡心与蒸发场中蒸发量最大处大致对应, 都位于腔体左上部分。当雷利数进一步增加(图 3c), 温度场逐渐在中心区域形成一个分层水平流动, 蒸发场在腔体中心部分也出现类似现象, 基本不再有冷凝区域出现, 流函数值也进一步增大, 并且涡心进一步向左上方迁移, 流线向热壁上方处偏移。这种分层水平流动使腔体的蓄热能力增强, 大部分受热蒸发的汽

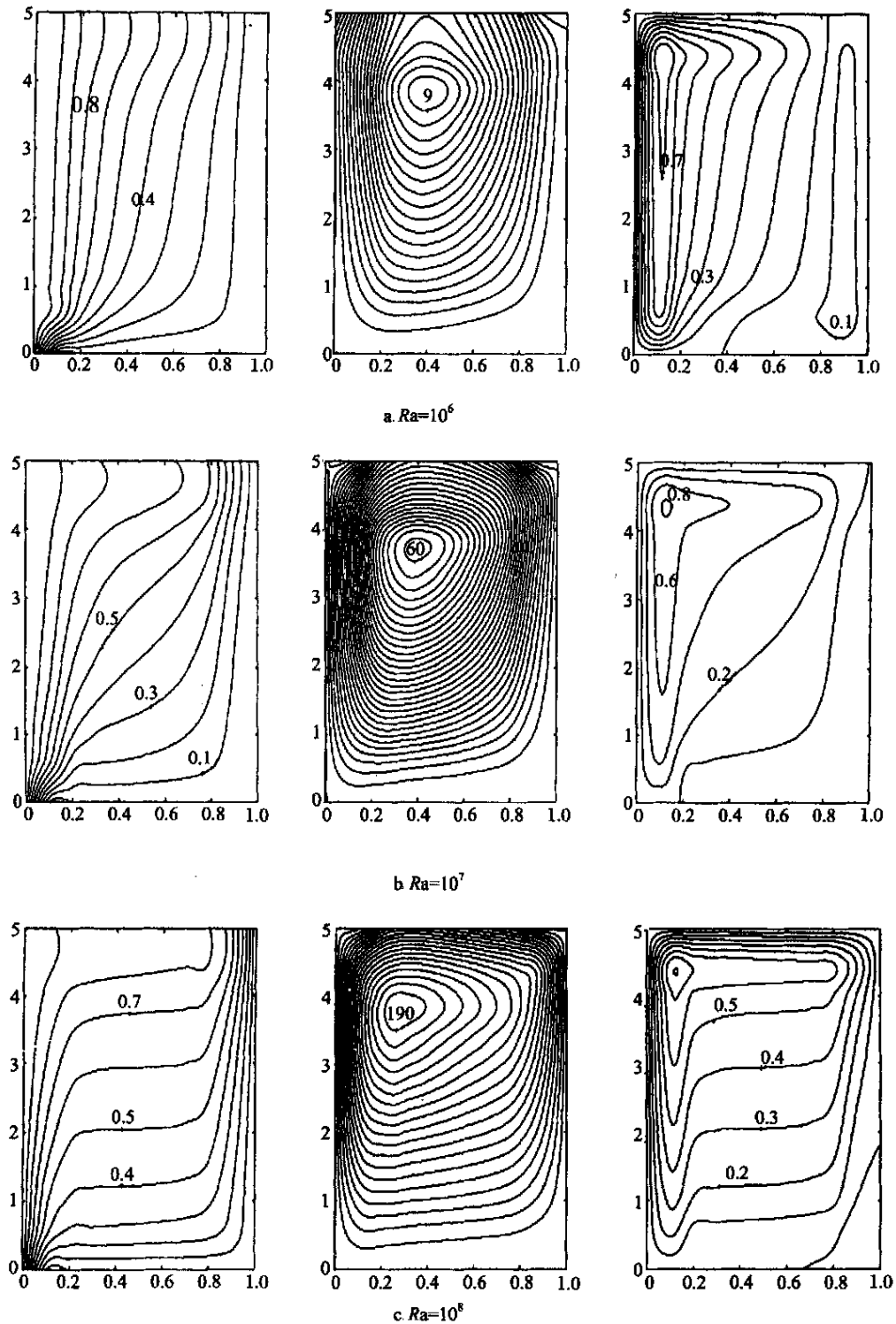


图3 环型圆柱体内等温线、流函数及蒸发量场分布

Fig. 3 Temperature contour, streamline and evaporation rate field in the annular cylinder porous media

体在腔体内部循环流动, 储存了大量潜热。

根据以上分析, 雷利数的增强可以增强腔体内工质的流动加强多孔床的换热, 但是雷利数过高, 会

引起腔体顶部区域温度普遍偏高, 如果供液不足, 可能造成局部干涸, 在系统中产生过热蒸汽, 从而造成局部分压的不均匀, 系统产生压力震荡等。另外, 体

现系统获热能力的出口处蒸汽流量并不一定随雷利数的增长而增长, 虽然在一定范围内, 雷利数的增长加强了流动, 提高了工质的相变程度, 有利于系统有效吸收太阳能, 但从流函数场图可以发现, 随着流动的加强, 越来越多的蒸汽会在腔体内循环流动而非形成出口蒸汽流量, 这对整个系统的热量传输是不利的。

图 3 是在内壁面为定温条件下计算得到的。对于内壁面为绝热条件的情况, 开口系内的非饱和流动特性随雷利数的变化趋势与图 3 基本相同。

3.2 传热特性分析

为了预测多孔填料床的传热能力, 定义一个无量纲传热系数 Nu_h , 它用于表征通过多孔介质所传递的热量与纯粹依靠导热传递的热量之比: $Nu_h = \frac{1}{A} \int_0^1 -\lambda_m \frac{\partial \Theta}{\partial X} \Big|_{X=0} dY$, 其中, Θ_h , Θ_c ——分别代表热端和冷端(对内壁面绝热情况, 冷端温度定义为冷却液体入口温度)的无量纲温度; λ_m ——表观导热系数。

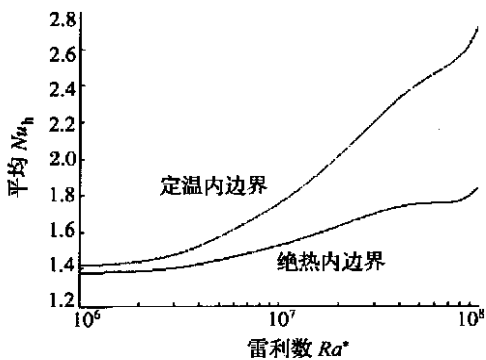


图 4 相同初始条件下不同内壁面边界条件多孔床外壁面平均换热系数的影响

Fig. 4 Comparison of average heat transfer coefficient between porous beds with different boundary conditions at the same initial condition

图 4 显示了两种边界条件下外壁面(即热壁面)上平均 Nu_h 数随雷利数的变化。由图可见, 平均 Nu_h 数随雷利数的增加而增加, 这是因为雷利数的增加强化了多孔床内部的自然对流, 进而改善了换热条件。不同的内边界对热壁面换热会产生影响, 雷利数越大, 这种影响越明显。在雷利数为 10^6 时, 两种内边界条件的平均 Nu_h 数近似相等; 而当雷利数达到 10^8 时, 内边界保持定温下的平均 Nu_h 数大

约是内边界绝热条件下平均 Nu_h 数的 1.5 倍。这说明, 若初始条件相同(温度为 30°C), 雷利数较大, 内壁面为定温边界条件, 多孔床的传热性能要优于绝热边界条件时的传热性能, 也即可以更好地吸收外界太阳能。

图 5 和图 6 给出了两种不同边界下, 雷利数对外壁面局部换热情况的影响。图中可以发现, 无论保持内壁面为定温条件还是绝热条件, 在雷利数较低时($Ra = 10^6$), 热壁面局部换热都比较均匀。但随着雷利数增强($Ra = 10^7, 10^8$), 将导致外壁面局部换热的不均匀, 底部换热越来越大。相对底部换热而言, 顶部换热却越来越差, 且雷利数越大, 这种不均匀程度越大。这种趋势与图 3 所反映的现象相吻合。比较图 5 和图 6, 内边界定温比内边界绝热有更大的局部换热系数 Nu , 即意味着定温条件下, 在外壁面各处有更大的热流密度。但这对系统获热并非有利, 因为部分热量由温度较低的内壁面走, 并没有得到有效利用。

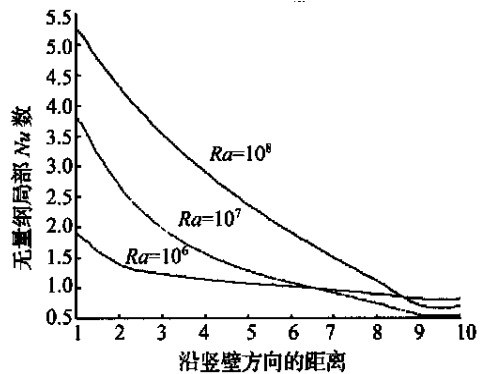


图 5 当内壁面为定温条件下 Ra 数对外壁面传热的影响

Fig. 5 The influence of Ra number on the outside wall with an inside wall of constant temperature

对于本系统而言, 为实现热量向室内的迁移, 只有用于工质相变蒸发的系统吸热量才是有效的系统吸热量。一般地, 在环境条件相同的情况下, 系统蒸发率的大小代表了系统吸热效率的高低, 蒸发率越高, 系统的热效率越高。为此, 我们计算了两种内边界条件下多孔床内总相变蒸发率随雷利数的变化(图 7)。计算结果表明, 在初始条件相同、其它参数一致的情况下, 保持内壁面定温会使总蒸发率较低。这是因为, 内壁面温度一定时, 有一部分热量会通过内壁面转移。对于系统来说, 这部分热量被浪费了。而内壁面绝热时, 可以将所吸收的热量百分之百用

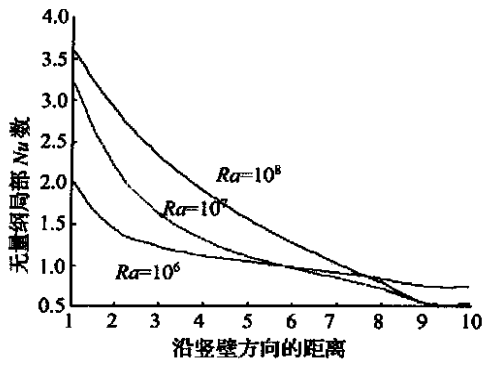


图6 内壁面为绝热条件下 Ra 数对外壁面传热的影响

Fig. 6 The influence of Ra number on the heat transfer of outside wall with an insidew all adiabatic

于对工质加热, 这样, 可以更有效地提高系统的热效率。虽然由前面分析可知, 保持定温内边界可以形成更有利的对流场, 从而吸收更多的太阳能, 但是对于能量的利用效率而言, 绝热边界更有利。尤其是当雷利数较低 ($Ra < 10^6$) 时, 采用绝热内边界可以向室内提供更多热量。

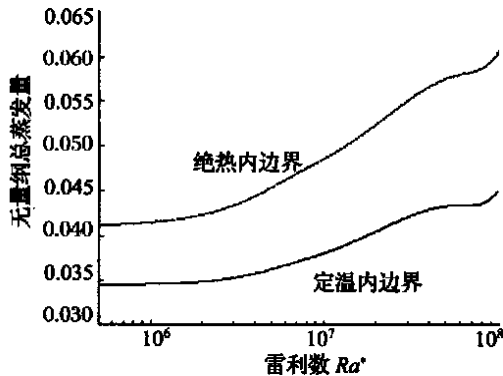


图7 不同内边界条件下多孔床内的总蒸发量

Fig. 7 Total evaporation rate in porous bed with different boundary conditions

4 结 论

根据以上分析计算可以得出如下结论:

1) 随着空腔内雷利数的增加, 温度场的等温线逐渐在中心处趋于水平, 传热主要集中在腔体边界处, 流动大大增强, 相变也越来越剧烈。在高雷利数条件下, 可以观察到蒸发场与温度场有类似的分层现象。这些结果表明雷利数的增长在一定范围内是

有利于多孔床的换热。但雷利数过高有可能会对系统稳定运行造成不利影响。

2) 本文比较了两种内边界条件对多孔床换热的影响。保持内边界为定壁温, 有利于更好地吸收外界太阳能; 而保持内边界绝热, 有利于提高系统的吸热效率, 因此, 如何使系统传热性能最佳需要综合考虑这二种情况。

3) 无论对哪一种边界条件, 雷利数的增长都加强了系统的换热, 但会使多孔床上下部分换热的差异越来越明显, 底部换热越来越强, 顶部换热则相对较弱。

[参考文献]

- [1] 郎四维. 利用被动太阳能改善中部地区城镇住宅室内热环境[J]. 建筑技术, 23(11).
- [2] 苑金生. 国外节能建筑对太阳能的利用[J]. 节能, 5, 1996.
- [3] Philip J R, Vries D A De. Moisture movement in porous materials under temperature gradients[J]. Trans Am Geophys Union, 1957, 38, 222—232.
- [4] Vries D A De. Simultaneous transfer of Heat and Moisture in Porous Media[J], Trans Am Geophys, Union 39, 1958, 909—916.
- [5] W. Liu, etc, A general mathematical modeling for heat and mass transfer in unsaturated porous media; an application to free evaporative cooling, Heat and Mass Transfer, 31(1), 1995, 49—55.
- [6] W. Liu, etc, Moisture Evaporation and Migration in Thin Porous Packed Bed Influenced by Ambient and Operative Conditions. Int. J. of Energy Research, 21(1), 1997, 41—53.
- [7] Liu W, Zhao X X. 2D numerical simulation for simultaneous heat, water and gas migration in soil bed under different environmental conditions. Heat and Mass Transfer, 1998, 34(4): 307—316.
- [8] 张 浙. 含湿多孔介质的热质传递机理及其应用研究[D]. 华中理工大学博士论文, 1994.
- [9] 马庆芳, 方荣生等编. 实用热物理性质手册[M]. 中国农业机械出版社, 1986.
- [10] 陶文铨. 数值传热学[M]. 1988, 西安交通大学出版社.

THE CHARACTERISTIC OF HEAT TRANSFER IN POROUS MEDIA WITH FLUID PHASE CHANGE AND ITS APPLICATION IN BUILDING ENERGY SAVING

Huang Xiaoming, Liu Wei, Zhu Guangming, Wang Chongqi

(Huazhong University of Science and Technology, 430074, China)

Abstract: The exploitation and utilization of new energy sources (especially solar energy) is very important for the development of the civil economic of our country. The application of unsaturated porous media in building energy saving is benefit for the utilization of solar energy of which the quality and density is both low. Because of phase change of the working media in porous media, the heat transferred by the porous media is more valuable than heat got directly from natural solar energy. The numerical simulation of 2D fluid field, temperature field and evaporation rate field for an annular cylinder porous bed with open ends is given. According to the obtained data, the heat transfer characteristics and the influence of Ra number and different boundary condition on the porous media is especially discussed.

Keywords: utilization of solar energy; building energy saving; annular cylinder; unsaturated; porous media; numerical simulation

联系人 E-mail: x.m.huang@263.net