

文章编号:1671-6833(2011)02-0010-05

管式吸附床的三维传热数值分析及结构改进

王定标,程东娜,向 飒,曹海亮,周俊杰

(郑州大学 化工与能源学院,河南 郑州 450001)

摘 要:为考察吸附床内不同管数和管径对传热的影响,分别设定吸附床的换热面积或填充量为定值,改变传热管的直径及管数,建立了吸附床三维几何模型,利用 FLUENT 软件进行数值模拟计算,得到吸附床温度场变化规律.结果表明:当吸附床换热面积或填充量一定时,随着换热管数目增多,直径减小,同一时刻吸附床轴向和径向各点温度上升更快,分布更均匀,强化了传热;质量流量对床层温度没有大的影响;并对原吸附床结构进行改进,由原来的5根 $\Phi 32 \times 3$ mm的传热管和12根 $\Phi 10 \times 1$ mm传质管改为 $\Phi 10 \times 1$ mm的50根传热管和23根传质管,其填充量变化不大,但换热面积却由 0.58 m^2 增加为 1.11 m^2 ,床层温度分布更均匀,强化了传热,缩短了循环周期.

关键词:吸附制冷;吸附床;数值计算;传热;结构改进

中图分类号: TK51

文献标志码: A

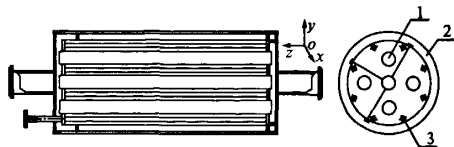
0 引言

吸附床是吸附式制冷系统中的关键部件.吸附床通常是由吸附剂填充在一定形状的金属壳体内部所构成,其性能的好坏主要取决于传热传质的特性.潘新祥等^[1]利用高效热管作为吸附床的传热部件,结果表明,采用热管式吸附床使得初始解吸和吸附速率有明显提高,可有效缩短解吸和吸附周期;徐进等^[2]采用 matlab 对肋板式吸附床结构的传热传质过程进行了分析;国内外其他学者^[3-10]对吸附床也进行了大量研究.从上述研究发现,目前吸附制冷系统的吸附床研究主要采用实验的研究方式,周期长,成本高,不易获得吸附床细观的流场、温度场分布情况,很少采用数值模拟的方式进行细观研究.笔者在前期研究^[9-10]的基础上,通过建立吸附床三维几何模型,考察不同管径和管数对吸附床传热传质影响,利用 FLUENT 软件进行数值计算,得到其温度场变化规律,改进原吸附床结构,以获得传热效率高、循环周期短、制冷效率高的吸附床.

1 吸附床的几何模型

吸附床由带有夹套的圆管和插在其中的小管

组成,在大小管之间的空隙里装填吸附剂.床内的小管分为两种:一种是制冷剂的通道,一种是换热流体的通道.根据吸附制冷系统设计,原吸附床结构如下:夹套管规格为外管 $\Phi 250 \times 8$ mm,内为 $\Phi 219 \times 6$ mm,长度为500 mm,吸附床内管均布5根 $\Phi 32 \times 3$ mm的传热管,对称分布12根 $\Phi 10 \times 1$ mm传质管.建立的吸附床几何模型如图1所示.



1—传热管;2—夹套管;3—传质管

图1 吸附床的几何模型

Fig.1 Geometric model of the adsorption bed

2 控制方程

在吸附床中,传热是一个关键问题,故笔者仅对传热问题进行数值分析,建立的吸附床控制方程为:

(1)质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度; \mathbf{V} 为速度矢量.

(2)动量守恒方程

收稿日期:2010-09-12;修订日期:2010-10-17

基金项目:河南省重大公益性科研计划项目(081100910100);河南省教育厅自然科学研究项目(2007480007)

作者简介:王定标(1967-),男,浙江杭州人,郑州大学教授,博士,博士生导师,主要从事能源利用以及过程系统与装备的模拟优化.

$$\rho \frac{DV}{Dt} = \rho g - \nabla p + \mu \nabla^2 V \tag{2}$$

式中: D 为全微分, $\frac{DV}{Dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \nabla \mathbf{V}$; p 为静压力; ρg 为重力体积力; μ 为流体黏度。

(3) 能量守恒方程

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \Gamma + S \tag{3}$$

式中: T 为流体温度; λ 为流体的导热系数; c_p 为流体比热; Γ 为黏性耗散函数(耗散功); S 为热源项, 如化学反应热、辐射热等。

(4) 标准 $k-\epsilon$ 湍流模型

流体流动处于湍流状态还应加上标准 $k-\epsilon$ 湍流模型, 此处省略。

3 网格划分和边界条件

3.1 网格划分

由于该模型尺寸较大, 中间换热管直径与大圆柱体的直径差距较大, 不同几何体尺寸差别较大, 故先划分面网格, 再由面网格生成体网格。网格划分共得到 112 590 个网格, 经检查, 网格质量较好。

3.2 边界条件设置

模型有两个区域: 5 个小圆柱体区域定义为流体区域, 采用两种工作介质即水和活性炭; 另一个体区域定义为固体区域。

选取 5 个小圆柱体的一个端面设为质量流量进口, 其值为 0.2 kg/s , 进口温度为 353 K , 另一个端面采用自由出流边界条件。将 6 个体的侧面设为壁面, 无热源项。

该模型在 FLUENT 中采用非稳态分离求解器, 及 SIMPLE 算法, 二阶迎风格式。

4 吸附床参数方案比较

为考察不同管径和管数对吸附床传热传质影响, 分别基于吸附床的换热面积和填充量为定值, 通过改变传热管的直径和管数, 来变化吸附床结构, 比较数值模拟结果, 以获得传热传质性能较佳的吸附床结构。表 1 为吸附床换热面积 0.58 m^2 时的吸附床参数方案。表 2 为填充体积量 $1.48 \times 10^{-2} \text{ m}^3$ 时的吸附床参数方案。

从表 2 可以看出, 当吸附剂填充量一定时, 传热管直径由 $\Phi 32 \text{ mm}$ 减小到 $\Phi 10 \text{ mm}$, 其管数从 5 增加为 51, 管侧面积由 0.25 m^2 增加到 0.80 m^2 。从中可以看出: 传热管直径越小, 管子数量越多, 管子侧面积越大, 则换热面积越大。图 2 为不同管

数时传热管布置图。

表 1 换热面积一定时的吸附床参数方案

Tab.1 Parameters of adsorption bed when heat transfer area is certain

管子数	传热管 d/mm	长度/ m	管侧 面积/ m^2	管体积 $\times 10^2 /$ m^3	吸附 床总 体积 $\times 10^2 /$ m^3	填充体 积量 $\times 10^2 /$ m^3	吸附床 换热 面积/ m^2
5	32	0.5	0.25	0.20	1.68	1.48	0.58
7	23	0.5	0.25	0.14	1.68	1.54	0.58
9	18	0.5	0.25	0.11	1.68	1.57	0.58

表 2 填充体积量一定时的吸附床参数

Tab.2 Parameters of adsorption bed when filling quantity is certain

管子数	传热管 d/mm	长度/ m	管侧 面积/ m^2	管体积 $\times 10^2 /$ m^3	吸附 床总 体积 $\times 10^2 /$ m^3	填充体 积量 $\times 10^2 /$ m^3	吸附床 换热 面积/ m^2
5	32	0.5	0.25	0.2	1.68	1.48	0.58
7	27	0.5	0.30	0.2	1.68	1.48	0.62
9	24	0.5	0.34	0.2	1.68	1.48	0.66
16	18	0.5	0.45	0.2	1.68	1.48	0.78
51	10	0.5	0.80	0.2	1.68	1.48	1.13

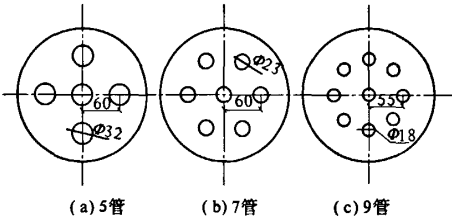


图 2 传热管布置图
Fig.2 tubes layout

5 数值模拟结果与分析

对表 1 和表 2 多种吸附床结构进行传热数值模拟计算, 可获得各种结构下吸附床传热的温度场分布的规律, 通过改进设计获得较佳的吸附床结构。由于数据量很大, 下面仅以表 1 中管数为 5 根和 7 根的布置情况进行数值模拟分析。

5.1 床层温度随时间变化曲线

图 3 为管数为 5 根时床层横截面上 4 点的温度随时间的变化曲线, 取 4 个点 Point 1 (30, 30, 250)、Point 2 (60, 60, 250)、Point 3 (30, 0, 250)、Point 4 (90, 0, 250)。可以看出, 各点的温度开始上升比较快, 当温度达到 350 K 时趋于稳定。因为开始时床层温度较低, 和换热管壁间存在较大的温差, 传热速率较大, 故床层温度上升较快, 但是随着床层温度的不断升高, 温差变小, 传热速率也

变小,温度增加缓慢.从图中可以看出,在开始一段,这4个点温度上升速度依次升高.

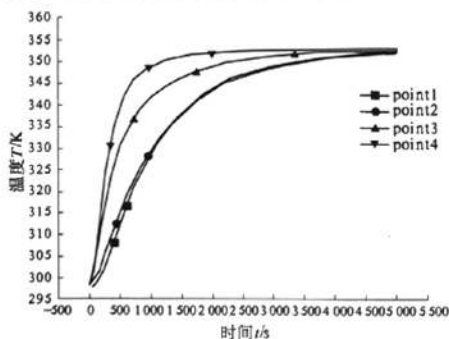


图3 床层横截面上四点的温度随时间变化
Fig.3 Temperature of bed in cross-section

图4为吸附床同一横截面 $z=250\text{ mm}$ 上床层平均温度随时间变化图,从图中可以看出,随着换热管数的增多,温度上升较快,同一时刻横截面上平均温度比较高,也就是说加热到一定的温度,所需要的时间变短.随着时间的增加,截面上的温差也越来越大,可见换热管数的增加对床层温度分布有影响,传热管起到了强化传热的作用.

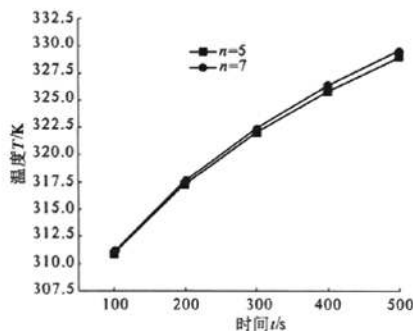


图4 床层平均温度随时间变化
Fig.4 Average temperature distribution of the bed

5.2 床层横截面温度分布

图5为同一时刻 $t=500\text{ s}$ 时在 $z=250\text{ mm}$ 上床层横截面温度分布图.可以看出,随着管数的增多,横截面上的最低温度在增大,由 305 K 增为 313 K .截面上床层温度上升比较快,温度分布比较均匀,这样整个床层达到相同的温度所用时间变短,缩短了循环周期.

5.3 床层径向温度分布

图6为管数5和7根, $t=500\text{ s}$ 时沿 $z=250\text{ mm}$ 与 $\theta=0^\circ$ 交线的床层径向温度分布.图7为管数5根, $t=500\text{ s}$ 时沿 $z=250\text{ mm}$ 与 $\theta=45^\circ$ 交线的床层径向温度分布,以及管数为7根时沿 $z=$

250 mm 与 $\theta=90^\circ$ 交线的床层径向温度分布.

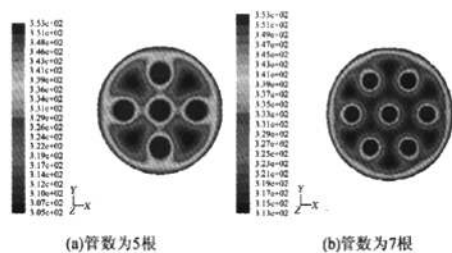


图5 床层横截面温度分布图

Fig.5 Temperature distribution of the bed in cross section

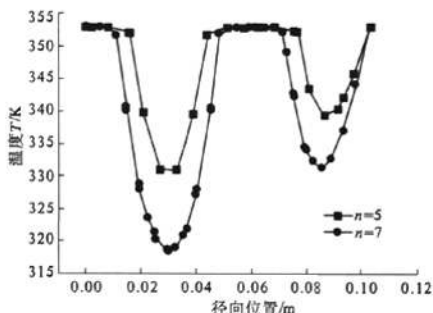


图6 吸附床沿 0° 径向温度分布

Fig.6 Temperature of bed along 0° radial position

从图6可以看出,管数为7根时的床层径向温度分布比管数为5根时低.这是因为换热面积一定时,换热管数增多,则管间距就增大,床层厚度变大,吸附床导热性能差,温度上升就比较缓慢.

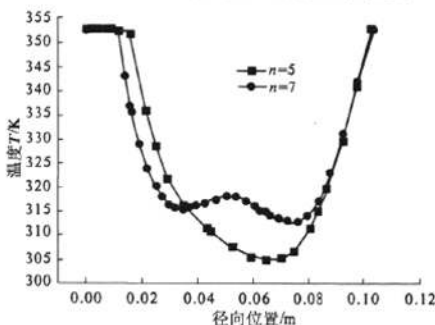


图7 吸附床沿 45° 或 90° 径向温度分布

Fig.7 Temperature of bed along 45° and 90° radial position

从图7中可以看出,管数为7根时床层沿 $\theta=90^\circ$ 径向温度升高较快,比管数为5根时床层沿 $\theta=45^\circ$ 径向温度高.因为管子数增多,沿周向分布的数目由4个变为6个,则周向管间距就变小,床层厚度变薄,温升加大.床层沿径向存在着较大的温度梯度,同一时刻,管数7根时的床层沿径向最大的温差为 40°C ,而管数5根时的床层沿径向最大温差为 50°C ,可见换热管的增加减小了床层的温度梯度,改变了床层温度分布,起到了强化传热的作用.

从图6还可以看出,管数为5和7根时最低温度分别为331 K和318 K。从图7中可以看出,管数为5和7根时最低温度分别为313 K和305 K,总体而言,管数多的床层温度分布更加均匀。

5.4 轴向温度分布

图8为管数为5根时床层沿轴向不同点的温度分布图,3点坐标分别为Point 1(60,60,400)、Point 2(60,60,250)、Point 3(60,60,100),由图可以看出,随着轴向的增大,温度变化处于下降趋势,但是下降的幅度不大,相差大概1℃左右,并且随着时间的增大,差距越来越小,当加热时间达到3 000 s后,不同轴向位置的温度基本一致。说明换热流体进出口温度几乎没有变化,床层轴向温度分布均匀。

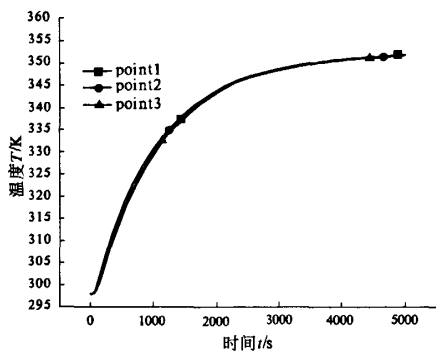


图8 管数为5根时床层轴向温度分布

Fig. 8 Temperature distribution of the adsorbent bed along the axial position

5.5 质量流量对温度的影响

图9为管数5根时流体质量流量对床层温度的影响,流体的进口温度为353 K,所取点位置为(60,60,250)。当流体的质量流量从0.15 kg/s增加到0.3 kg/s时,开始时温度曲线几乎重合,没有变化,经1 500 s后温度有些升高,但温升幅度不大,所以质量流量对床层温度没有很大的影响。

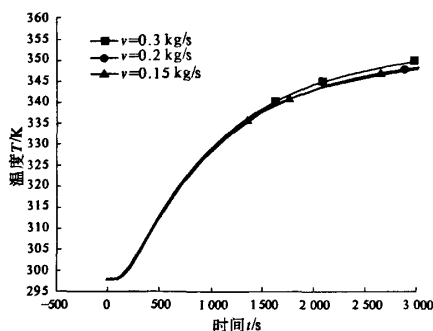


图9 质量流量对床层温度的影响

Fig. 9 Effect of mass flow to temperature field of the bed

6 床层结构改进

根据前面的不同结构参数进行数值模拟结果可知,传热管径越小,管数越多,床层温度上升越快,温度分布越均匀,越有利于制冷剂的解吸。因此通过改变大量的结构参数,分别进行数值模拟计算,最终得到如图10所示的改进的吸附床结构。

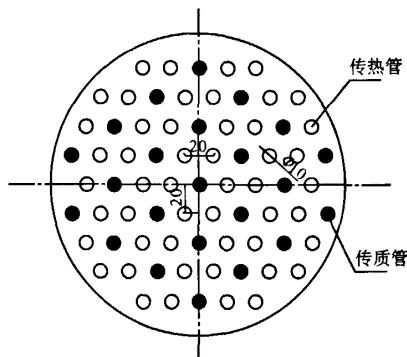


图10 改进的吸附床结构图

Fig. 10 Improved structure of the adsorbent bed

在新结构中传热管和传质管的直径均为 $\Phi 10$ mm,共有73根管子,其中传热管50根,传质管23根,传质管均匀分布在床层中。该结构的吸附床总填充体积量为 $1.39 \times 10^{-2} \text{ m}^3$,总换热面积是 1.11 m^2 ,而原来的吸附床结构中总填充体积量为 $1.48 \times 10^{-2} \text{ m}^3$,总换热面积为 0.58 m^2 。从这些数据中可以看出,换热面积是原来的2倍左右,而总填充体积量为原来的0.9倍左右。新结构的吸附床与原结构相比,换热面积大大增加。新吸附床不仅具有大的换热面积,而且填充量没有较大减少,有利于制冷剂的流动,具有良好的传热效果。

7 结论

建立了吸附床三维几何模型,利用FLUENT软件进行数值计算,得到其温度场变化规律:

(1) 吸附床换热面积一定时,随着换热管数量的增多,温度上升较快,床层横截面上平均温度较高,并且随着时间的增加,横截面上的温差也越大。从同一时刻温度分布云图得出,随着换热管数量增多,整个床层内温度上升较快,且分布较均匀。

(2) 当吸附床填充量一定时,随着传热管数目增多,直径减小,增大换热面积,床层横截面温度上升较快,分布更加均匀。

(3) 质量流量对床层温度影响不大,质量流

量增大时床层温度升高的幅度并不显著。

(4)对吸附床结构进行了改进,采用小直径的管子作为传热管和传质管,由 5 根 $\Phi 32 \times 3$ mm 的传热管和 12 根同 $\Phi 10 \times 1$ mm 传质管改为 $\Phi 10 \times 1$ mm 的 50 根传热管和 23 根传质管,并且传质管均匀分布在吸附床内。改进的新结构与原结构相比,填充量变化不大,但换热面积却显著增加由 0.58 m^2 增加为 1.11 m^2 ,床层温度分布更均匀,强化了传热缩短了循环周期。

参考文献:

- [1] 潘新祥,董景明,宋立国,等. 热管式吸附床制冷性能的实验研究[J]. 工程热物理学报,2010(6): 909-912.
- [2] 徐进,邓艳芝,钱金康. 吸附式制冷循环中肋板式吸附床的数值模拟[J]. 石油与化工设备,2010(9): 5-8.
- [3] 红军,王鲁峰,李辉. 新型固体吸附制冷吸附床的结构比较研究[J]. 节能,2004(11): 9-11
- [4] 归宇斌,王如竹,许煜雄,等. 吸附床的传热传质强化及设计实例[J]. 流体机械,2000, 28(9): 48-51.
- [5] WANG Rui-zhu, WANG Wen, XU Yu-xiong. et al. Investigation on adsorption refrigeration with single adsorbent bed[J]. International Journal of Energy Research, 1998, 22(13): 1557-1163.
- [6] 喇海忠,刘妮,欧阳新萍,等. 吸附制冷系统中吸附床的传热传质分析及结构设计[J]. 上海理工大学学报,2004, 26(5): 461-464.
- [7] ZHANG Xue-jun, LIU Hua-xiang, WANG Ra-zha. Numerical simulation of heat transfer in regenerator of solid adsorption refrigeration[J]. Renewable Energy, 2002, 26: 599-610.
- [8] WANG Ru-zhu. Performance improvement of adsorption heat pump by heat and mass recovery operations[J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(7): 602-611.
- [9] 王定标,程东娜. 太阳能吸附式制冷和供热联合循环系统研究进展[J]. 制冷与空调,2006,20(2): 87-89.
- [10] 向飒,王定标,程东娜. 太阳能吸附制冷空调吸附床温度场数值模拟与传热分析[J]. 低温工程,2007, (2): 60-64.

3D Numerical Calculation of Heat Transfer and Structure Improvement on Tube Adsorbent Bed

WANG Ding-biao, CHENG Dong-na, XIANG Sa, CAO Hai-liang, ZHOU Jun-jie

(School of Chemical Engineering and Energy, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: To study the influence of diameter and number of the heat transfer tube on the heat transfer, the parameters of the adsorbent bed were calculated when the diameter and number of the heat transfer tube were changed in the same heat transfer area or the same volume of the adsorbent bed. A three-dimensional structure model of the adsorbent bed is established. Temperature field is numerically investigated by using FLUENT. It is shown from results that the temperature of the radial direction and axial direction section goes up quickly with the increasing of the number of the heat transfer tube when the heat transfer area of adsorbent bed or filling volume is certain. The temperature distribution in the bed is more uniform with the increasing at the number of heat transfer tube. Moreover, the flow mass flow has not much impact on the bed temperature. By analyzing the results of simulation, the initial structure of the adsorbent bed is improved. As a result, the volume of the adsorbent the bed is not changed much, but the area of heat transfer in the new adsorbent bed increases considerably from 0.58 m^2 to 1.11 m^2 . At the same time, the heat transfer is strengthened and the cycle time is shorted.

Key words: adsorption refrigeration; adsorbent bed; numerical calculation; structure improvement