

三角形翅片板翅式吸附床性能数值模拟研究

邓立生¹, 何兆红²

1. 城乡矿山集成技术研究室, 中国科学院广州能源研究所, 广州, 广东省, 中国

2. 城乡矿山集成技术研究室, 中国科学院广州能源研究所, 广州, 广东省, 中国

摘要: 吸附床换热器翅片是影响吸附床传热传质性能重要因素。本文建立三角形翅片板翅式吸附床二维传热传质数值模型, 开展三角形翅片吸附床性能数值研究, 重点探讨翅片间距以及吸附剂层厚度对三角形翅片吸附床单位吸附剂质量制冷功率 (SCP) 以及制冷性能系数 (COP) 的影响, 为开发新型吸附床提供了参考。

关键词: 吸附床, 三角形翅片, SCP, COP

引言

伴随着制冷能耗增大, 吸附式制冷技术因能利用低品位热能提供冷量, 受到了更多的关注。吸附式制冷技术是一种绿色制冷技术, 不但能利用热能制冷, 而且还使用对环境无危害的制冷工质, 也具有重要的环保意义。

虽然吸附式制冷技术在节能与环保方面具有较大的优势, 但是因传热传质性能较差导致整个系统的制冷性能较低。吸附床是吸附式指令系统的核心部件, 它的性能的优劣直接影响系统整体的制冷性能, 提高吸附床传热传质性能是十分必要的。吸附床换热器结构是影响吸附床传热传质性能的重要因素。目前主要开展翅片结构研究。Ahmet Caglar[1] 建立 2D 传热传质耦合吸附床模型, 进行了有翅片, 无翅片吸附床的性能比较。结果发现, 有翅片的吸附床传热性能显著得到提升; 另外, 还开展了翅片结构对性能的影响探讨, 进行 4 种不同翅片结构性能影响研究。开展基于沸石-13X 环形与纵向翅片管填充式吸附床传热传质性能影响, 建立三维非平衡模型, 探讨翅片高度与翅片间距对系统运行参数的影响, 结果表明降低翅片间距会导致 COP 下降, 而会引起 SCP 升高, 而对于翅片间距无法取得优化最佳值。在其他条件相同下, 圆形翅片吸附床的总制冷能力要高于纵向翅片吸附床总制冷能力的 10%[2]。Y. X. Li et al. [3]对太阳能吸附式制冷系统传热进行研究, 开展了 SAPO-34 沸石/水翅片吸附床实验研究。在给定持平厚度与高度条件下, 考察了翅片数量从 2-8 的影响。结果表明, 不管是制冷能力还是 COP 与 SCP, 都随着翅片数量的增加而显著提升。Hamid Niazmand et al.[4] 提出瞬时二维耦合传热传质吸附床模型, 利用硅胶-水为工质对, 考察了翅片间距、吸附床高度、粒径等参数对性能的影响, 结果发现一般情况下翅片的存在会降低系统的 COP, 同时吸附剂粒径也对 COP 等参数有影响。Amir Sharafian et al.[5]进行翅片间距对翅片管吸附床温度分布的影响研究。结果发现, 在循环时间 600s, 吸附与脱附时间比值为 1 的条件下, 降低翅片间距, 翅片与吸附剂间的温差能够降低 4.6°C, 同时, 进行循环时间 600s 与 1400s 比较发现, 较小的翅片间距能够显著降低吸附床内部温度梯度。

目前, 吸附床换热器影响研究很少涉及板翅式矩形管换热器。本文开展板翅式矩形管换热器吸附床性能数值计算研究, 分析三角形翅片结构尺寸以及吸附剂层厚度对吸附床性能影响。

数值模型

本文利用 COMSOL 软件建立二维三角形翅片板翅式吸附床模型, 图 1 为建立的吸附床模型示意图。

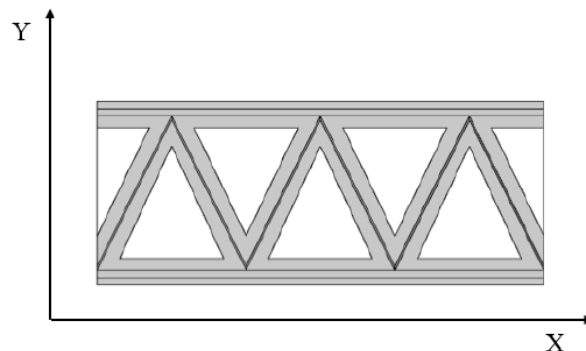


图 1 三角形翅片板翅式吸附床模型

该模型包含了换热流体和管道翅片的能量方程，以及吸附剂的能量守恒方程，质量守恒方程和动量方程。在换热流体的能量平衡中包括了热传导和热对流，因此换热流体的能量守恒方程可以写成如下形式：

$$k_f \nabla^2 T_f = \rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f c_f v_f \nabla T_f + h_i (T_f - T_g) \quad (1)$$

其中： T_f —吸附床温度，K； k_f —换热流体导热系数，W/(m·k)； T_g —换热流体管道温度，K； c_f —换热流体定压比热，J/(kg·K)； v_f —换热流体流速； h_i —对流换热系数

将板翅式换热器的翅片以及管壁看成是一个固体传热，该过程中包含了热传导和热对流，能量守恒方程可以写成如下形式：

$$k_g \nabla^2 T_g + h_i (T_f - T_g) = \rho_g c_g \frac{\partial T_g}{\partial t} + h_g (T_g - T_s) \quad (2)$$

上式中： k_g —换热流体管道导热系数，W/(m·k)； c_g —换热流体管道定压比热，J/(kg·K)； T_s —吸附床的温度，K
吸附床中的多孔介质能量平衡方程由三个不同相的物质组成分别是：水蒸气、被吸附的水以及硅胶颗粒。因此吸附床的能量守恒方程可以写成如下形式：

$$0 = -k_s \nabla^2 T_s + (1-\varepsilon) \rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} + \rho_v c_{p,v} u \nabla T_s + h_g (T_s - T_g) + \varepsilon \rho_v c_v \frac{\partial T_s}{\partial t} - (1-\varepsilon) \rho_s \Delta H \frac{\partial T_s}{\partial t} + (1-\varepsilon) \rho_s c_s W \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (3)$$

上式中： T_s —吸附床的温度，K； ε —吸附剂的孔隙率； W —平衡吸附量，kg/kg； c_s —吸附剂定压比热，J/(kg·K)
 k_s —吸附剂导热系数，W/(m·k)； $c_{p,v}$ —水蒸气定压比热，J/(kg·K)； c_v —水定压比热，J/(kg·K)； ΔH —汽化潜热，W/(m·k)

在该方程中吸附材料、制冷剂蒸汽和吸附剂的温度均采用局部热平衡。被吸附的制冷剂假定为液相。吸附热 ΔH ，液相水和水蒸气的比热容 c_v ， $c_{p,v}$ 为常数。在整个吸附过程中，工作对是在真空条件下进行的，因此水汽在低压条件下视为理想气体，其密度可由理想气体的关系计算：

$$P = \rho_v R_v T_s \quad (4)$$

上式中： P —吸附床中的压力，kPa；

在研究多孔材料介质的传热传质问题时，利用达西定律代替动量方程，将多孔介质视为连续介质，可以简化吸附床中的传质问题。因此吸附床中制冷剂蒸汽速度可以通过达西定律来表达：

$$u = -\frac{K_{app}}{\mu} \nabla P \quad (5)$$

上式中 K_{app} 式吸附床的表现渗透率，主要由吸附剂固有渗透率 K 和制冷剂的物性参数决定：

$$K_{app} = K + \frac{\varepsilon u}{\tau_p} D_g \quad (6)$$

式中， K 为多孔介质的固有渗透率，可用半经验公式Blake-Kozeny关系表示如下：

$$K = \frac{d^3 \varepsilon^3}{150(1-\varepsilon)^2} \quad (7)$$

式中 d 为吸附剂颗粒的平均直径，单位为m。

此外，式中制冷剂水蒸气的扩散系数 D_g 由下列公式计算：

$$D_g = 1 / \left(\frac{1}{D_m} + \frac{1}{D_k} \right) \quad (2.8) \quad D_m = 0.02628 \sqrt{\frac{T_s^3/M}{P \sigma^2 \Omega}} \quad (8)$$

$$D_k = 97 r_p \sqrt{T/M} \quad (9)$$

式中 D_m 为Kundaen扩散系数，单位 m^2/s ； D_k 为分子扩散系数，单位 m^2/s ； σ 是Lennard-Jones势碰撞直径； Ω 为碰撞积分。吸附床中的制冷剂的质量守恒可以写为：

$$\varepsilon \frac{\partial \rho_v}{\partial t} + (1-\varepsilon) \rho_s \frac{\partial W}{\partial t} + \nabla \cdot (u \rho_v) = 0 \quad (10)$$

上式中： u —水的粘性系数；

本文研究的板式吸附床采用硅胶-水作为工作对，吸附能力 W ，可以通过线性驱动力模型（LDF）得到：

$$\frac{\partial W}{\partial t} = K_m(W_e - W) \quad (11)$$

上式中： K_m —总传质系数；

W_e —饱和温度下平衡吸附量， kg/kg ；

通过以下表达式计算出吸附床内部的传质系数：

$$K_m = \frac{15}{r_p^2} D_0 \exp\left(-\frac{E_a}{RT_s}\right) \quad (12)$$

上式中： r_p —吸附剂颗粒平均半径， m ；

D_0 —表面扩散系数；

E_a —表面扩散活化能， J/mol ；

R —气体常数， $J/(mol \cdot K)$

吸附床的吸附平衡能力 W_e 用Dubinin-Astakhov方程表示：

$$W_e = W_0 \exp\left[-B\left(\frac{T_s}{T_{sat}} - 1\right)^n\right] \quad (13)$$

上式中：系数 W_0 ， B ， n 可以取为0.23，5.36，1.73； T_{sat} —吸附床饱和温度
边界条件：

所有域（换热流体，管道，翅片和吸附材料）的温度分布的起始条件以及吸附材料的压力和平衡吸附量的起始条件如下：

$$T_f(t=0) = T_g(t=0) = T_s(t=0) = T_i$$

$$P(t=0) = P_c, W(t=0) = W_0$$

吸附剂外表面（与制冷剂接触）的边界条件设置为绝热温度梯度为零，压力为 P_c

换热流体入口的温度 T_{in} ，出口处是绝热的，温度梯度为零。

换热流体与管道接触面的热传递：

$$-k_g \frac{\partial T_g}{\partial z} = h_i(T_f - T_g) \quad (14)$$

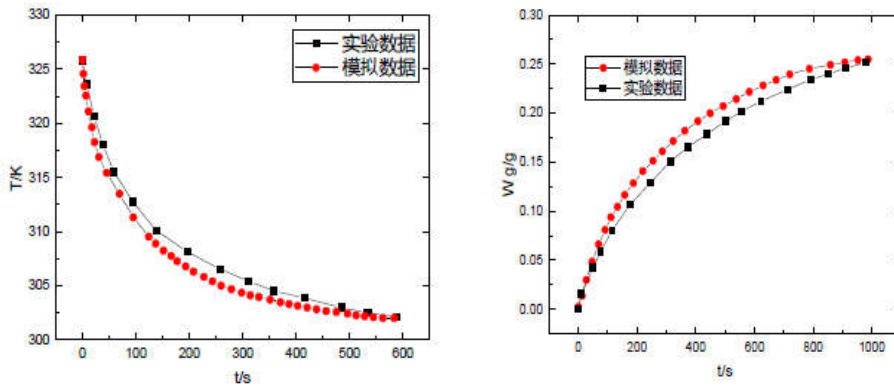
吸附剂与管道接触面的热传递：

$$-k_s \frac{\partial T_s}{\partial z} = h_g(T_g - T_s) \quad (15)$$

根据模型所采用的控制方程，采用了 COMSOL 中的：流体流动模块湍流，传热模块，流体流动达西定律以及 PDE 数学方程。

采用文献[6]的实验数据和参数，建议与文献相同的圆管吸附床模型，对该模型的吸附过程中温度变化和吸附量变化进行对比，进行模型可靠性验证。

从图 2 中可以看出模型数据与实验数据吻合较好，最大误差在 10% 以内。所以该圆管吸附床的模型是可靠的。本文采用的模型除了在管道结构和翅片结构上稍有变化之外，控制方程和边界条件都与该圆管模型相同，所以本文的模型有较高的可靠性和准确性。



(a) 温度变化对比

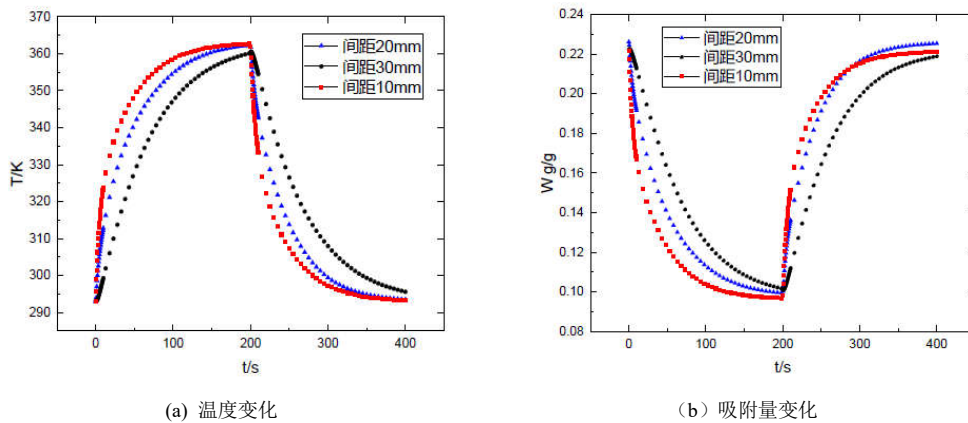
(b) 吸附量变化对比

图2 模型可靠性验证

模拟结果讨论

翅片的间距是影响吸附床性能的主要因素之一。缩小翅片间距，不仅能强化吸附床的传热，还使得板式吸附床负载更多的吸附剂，提高吸附床的制冷性能。但是间距的缩小，整个吸附床翅片增加，会导致了整个吸附床金属比热容的增大从而影响 COP。本文选取间距分别为 10mm、20mm、30mm，对这三种不同间距吸附床进行数值计算，开展温度与吸附量变化分析。

从图 3 中可以看出，随着翅片间距的增加，吸附床的传热速率逐渐降低，吸附和脱附的速度也随着降低。这主要是因为翅片高度不变的情况下，随着翅片间距的减小，管间翅片总长度增加，吸附床传热速率变差，从而导致脱附/吸附速度降低。当间距 30mm 时，吸附床温度变化最慢，吸附速率也最小。



(a) 温度变化

(b) 吸附量变化

图3 不同翅片间距对三角形翅片吸附床的影响

采用 SCP 和 COP 评价吸附床性能。表 1 为不同间距吸附床 SCP 与 COP。

表 1 不同间距吸附床性能评价

性能指标	间距/mm		
	10	20	30
SCP/W/kg	674.3	665.6	636.2
COP	0.392	0.447	0.457

从表 1 中可以看出，在其他条件相同的条件下，随着翅片间距的增大，SCP 随之降低，而 COP 却随之增大，这是因为

间距增大, 管间翅片数量降低, 负载的吸附剂质量下降, 使得吸附床制冷量降低, 从而导致 SCP 下降; 同时, 由于翅片数量降低, 金属热容下降, COP 增大。另外, 比较翅片间距 10mm 与 20mm SCP 和 COP 结果发现, 间距 10mm 的 SCP 仅略高于间距 20mm 的, 但其 COP 要远低于间距 20mm 的, 综合考虑, 翅片间距 20mm 的三角形翅片板翅式吸附床拥有较好的制冷性能。

选取吸附剂厚度分别为 0.5mm、1mm、1.5mm, 开展吸附剂厚度对板翅式吸附床性能的影响分析。确定翅片间距 20mm, 建立模型进行数值分析。图 4 是不同吸附剂厚度对三角形翅片吸附床性能影响。从图 4 中可以看出, 当其他条件相同下吸附剂厚度变厚, 导致吸附剂热阻增大, 传热性能下降, 从而使得相应的吸附/脱附速率降低, 循环时间变长。为了对三种吸附剂厚度床的性能进行比分析, 采用 COP 和 SCP 进行评价。表 2 是不同厚度吸附床 SCP 和 COP。

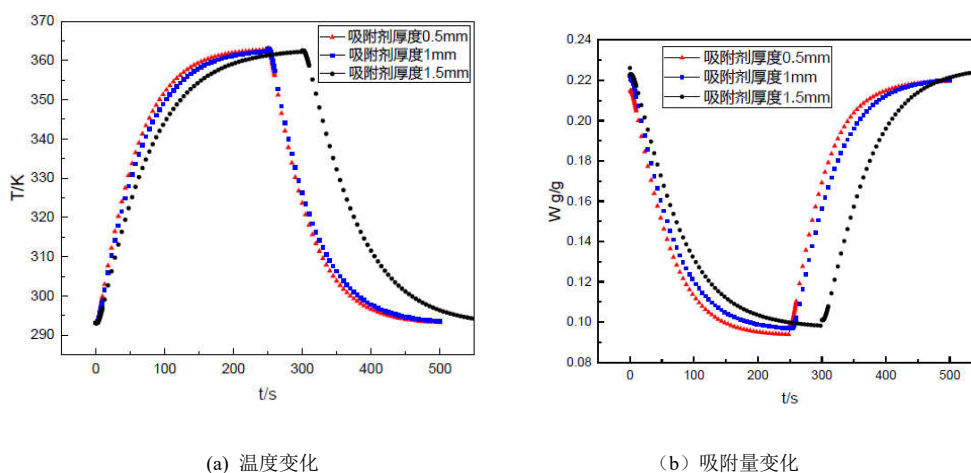


图 4 不同厚度对三角形翅片吸附床影响

表 2 不同厚度吸附床性能评价

性能指标	厚度 / mm		
	0.5	1.0	1.5
SCP / W/kg	815.1	798.72	665.6
COP	0.314	0.391	0.447

从表 2 中可以看出, 随着吸附剂厚度的增大, 吸附床的 SCP 随之降低, 但 COP 却升高。这是因为厚度增加时, 吸附床吸附剂负载量增大, 虽然总的制冷量升高但是循环时间明显增大, 导致吸附床的 SCP 反而下降, 这也表明吸附床的循环时间对 SCP 影响更为显著; 同时, 吸附剂负载量的增大不但引起总制冷量的增加而且还会导致吸附床中金属热容比例下降, 因此使得 COP 随着吸附剂层厚度的增加而增大。

结论

通过建立二维三角形板翅式吸附床传热传质模型, 开展了三角形翅片板翅式吸附床性能数值分析, 重点进行三角形翅片间距和吸附剂层厚度对吸附床 SCP 以及 COP 的影响, 结果表明, 在其他条件相同的条件下, 随着翅片间距的增大和吸附剂层厚度的增加, SCP 都随之降低, COP 都随之增大; 另外, 还发现吸附床的循环时间对 SCP 影响更为显著, 翅片间距 20mm 的三角形翅片板翅式吸附床拥有较好的制冷性能, 其 SCP, COP 分别为 665.6W/kg、0.447。通过本文的数值模拟研究, 为开发新型吸附床提供参考。

参考文献

1. Ahmet Caglar, The effect of fin design parameters on the heat transfer enhancement in the adsorbent bed of a thermal wave cycle. *Applied Thermal Engineering*, 104:386-393,(2016)
2. Behzad Golpavar, Hamid Niazmand, Amir Sharafian, et al, Optimum fin spacing of finned tube adsorber bed heat exchangers in an exhaust gas-driven adsorption cooling system. *Applied Energy*, 232:504-516,(2018)
3. Y.X.Li, L.Wang, Z.X.Yuan, et al, Enhancement of heat transfer in adsorption bed of vacuum-tube with fins. *Applied Thermal Engineering*, 153:291-298,(2019)
4. Hamid Niazmand, Iman Dabzadeh, Numerical simulation of heat and mass transfer in adsorbent beds with annular fins. *International Journal of Refrigeration*, 35:581-593,(2012)
5. Amir Sharafian, Claire McCague, Majid Bahrami, Impact of fin spacing on temperature distribution in adsorption cooling system for vehicle A/C applications. *International Journal of Refrigeration*, 51:135-143,(2015)
6. 周毅, 新型硅胶-水吸附式制冷实验台系统性能研究, 哈尔滨工业大学学位论文(2011)