

车辆尾气热驱动的转轮固体 吸附制冷空调系统研究^{*}

刘忠宝,姚洪伟,王 浚

(北京航空航天大学 飞行器设计与应用力学系 505 教研室,北京 100083)

摘 要:提出了一种新型旋转转轮式固体吸附制冷空调系统,对装置及其循环流程进行了介绍,建立了吸附器的二维数学与仿真模型,并对仿真结果进行了分析。

关键词:转轮;固体吸附;制冷空调;热力循环

中图分类号:TB61⁺6;TK123

文献标识码:A

文章编号:1006—7086(2001)03—0158—06

RESEACHES ON A NEW ROTARY WHEEL SOLID ADSORPTION REFRIGERATION AND AIR—CONDITIONING SYSTEM DRIVEN BY THE VEHICLES EXHAUSTED GASES

LIU Zhong-bao, YAO Hong-wei, WANG Jun

(Dept. of Flight Vehicle Design and Applied Mechanics, Beijing University of
Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: A new rotary wheel solid adsorption refrigeration and air-conditioning system is presented. The constructure and thermodynamics cycle are discribed. Two dimensional mathematics and simulation models are given. The results of calculation are discussed.

Key words: rotary wheel; solid adsorption; refrigeration and air-conditioning; thermodynamics cycle

符 号 说 明

- ρ_s 为金属外壳的密度(kg/m³);

C_{ps} 为金属外壳的比热容(kJ/kg·°C);

e_1 为金属外壳的厚度(m);

h_∞ 为外界空气与金属壁面的换热系数(W/m²·°C);

T_∞ 为外界空气温度(K);

T_c 为与金属壁相接触的沸石温度(K);

r 为分子筛内部任一点的径向长度(m);

K 为分子筛的当量导热系数(W/m·°C);

$p \cdot C$ 为含水分子筛的比热容(kJ/m³·°C);

q_{st} 为单位体积内热源(W/m³);

d_m 为单位时间单位体积内的分子筛吸附/脱附水的质量(kg/m³·s);

$\frac{dW}{d\tau}$ 为沸石分子筛的吸附/脱附速率,其值由线性驱动力方程确定;
- K_p 为总的传质系数;

W_{eq} 为平衡吸附量(kg/kg 干沸石);

D_0 为与温度无关的扩散系数(m²/s);

$D_0=3.920\ 427\times10^{-6}$ (m²/s);

E_D 为表面扩散的平均活化能(J/mol);

$E_D=2.803\ 6\times10^4$ (J/mol);

R 为气体常数(J/mol·K);

$\bar{a}$ 为沸石分子筛颗粒的平均半径(m);

p 为水蒸气分压力(10²Pa);

T 为沸石分子筛温度(K);

A, B 为与吸附量 W (kg/kg 干沸石)有关的项;

e_2 为肋片厚度(m);

ρ_s 为肋片密度(kg/m³);

C_{ps} 为肋片比热容(kJ/kg·K);

^{*} 收稿日期:2001—06—25

作者简介:刘忠宝(1971—),男,山东省菏泽市人,博士学位,主要从事环境模拟仿真技术及设备、车辆空调技术研究。

K_s 为肋片导热系数($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$);

h 为金属壁与沸石产生的接触热阻转换成的对流换热系数($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$);

T_s 为肋片温度(K);

T_c 为与肋片接触的沸石温度(K);

p_e 为蒸发温度所对应的饱和水蒸气压力;

T_o 为吸附结束时沸石分子筛的温度;

h_{∞} 为金属外壳与沸石之间接触热阻转换的换热系数($\text{W}/\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$)。

1 引言

固体吸附式制冷系统具有结构简单、低噪声、无污染等特点,特别是在有效利用低品位能源方面更具有突出的优势。目前该项技术仍处于实验研究阶段,还存在着体积较大、单位质量工质的制冷量小、不易对冷热流体实现切换控制等问题,这些都制约着它在实际中的应用。吸附床的结构设计是国内外研究的重点。较为常见的结构形式有翅片管式、板式、板翅式。这些结构虽然通过提高工质对性能、增大换热面积增强换热效果等措施,但都不能从根本上解决上述问题。而且目前多采用高温电磁阀控制流体切换,在高温、强震动条件下存在着电磁阀工作不稳定问题,并且耐温也不高(一般不超过 $250\text{ }^\circ\text{C}$),这样又给系统带来新的技术问题^[1,4,7]。

作者提出了一种用于车辆空调设备的新型旋转式结构,它以车辆尾气作为脱附热源,直接利用吸附床本身的旋转实现冷、热流体的切换。这种方案结构紧凑,传热传质性能远优于常规结构。由于对脱附、吸附过程实行无阀控制,为此克服了高温电磁阀工作不稳定和系统结构安装有困难的不足。

2 尾气取热系统设计

大功率车辆尾气温度很高(在 $700\text{ }^\circ\text{C}$ 左右),而且尾气中含有大量杂质,于是便考虑通过换热器将废热引入吸附床。由于车辆震动大,采用液态换热介质易发生泄漏,同时换热器热边的烟气易引起管路堵塞,因此选用管壳式空-空热交换器。

3 合适的工质对选择

实验表明,沸石分子筛是一种理想的吸附材料;同时水的蒸发潜热大,又便于补充。由于该工质对适合于高温热源循环,考虑本方案吸附床的引气温度在 $400\text{ }^\circ\text{C}$ 以上,故选择了沸石分子筛-水作为吸附工质对是合适的。

4 制冷流程及吸附制冷装置

吸附制冷系统简图如图 1 所示。系统引入一个加湿器 B,它可以为水蒸气冷凝和分子筛吸附提供冷量,同时,它还可以利用换热器 1 将对通入车厢的气流进行预冷。

吸附制冷装置 A 是整个流程的核心,为圆柱体结构,水平放置。在壳体内蒸发冷凝器与吸附床共置于封闭腔体(单元体)内,单元体呈放射状分布,其间设有挡流板,两者共同构成扇形流道。不同温度气流由壳体引入后在扇形流道内流动。通过单元体的旋转,吸附床与不同温度流体相接触,分别发生吸附、脱附过程,从而实现冷循环。根据其中流体作用的不同,可分为 a、b、c、d 四个流道,均沿轴向分布。其中流道 a 是外界空气经换热器 2 与尾气进行热交换后得到的高温气流进入流道 a,为分子筛脱附提供热量;流道 b 是气流经水蒸发系统预冷进入流道 b,经再次冷却并过滤除尘后引入车厢;流道 c、d 是引入气流经加湿器 B 加湿后进入换热器 1。出口气流分成两股:一股进入流道 c,作为分子筛吸附的冷源;另一股流入流道 d,作为冷凝器冷源。

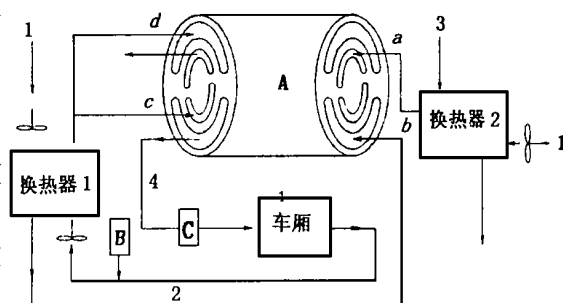


图 1 吸附制冷系统简图

A·吸附制冷装置; B·加湿器; C·过滤除尘装置;

1. 外界空气; 2. 预冷后的压缩空气; 3. 发动机尾气;

4. 低温空气。

为减少系统从环境中的引气量,可利用车厢回风,将车厢出口气流引出后加湿,再经换热器 1 进入 $c、d$ 流道。当车辆进入放射性污染区等特殊区域时,可将流道 $c、d$ 的出口气流引至 1' 处,这样使气流进行封闭式循环(图中未标出)。当然,此时要注意气流的湿度和含氧量。

因为吸附式制冷空调系统的热力分析与计算在许多文献中都能查到,故不再详述。本文重点将对吸附器二维数学与仿真模型进行研究^[2,3,5,6]。

5 吸附器二维数学与仿真模型

5.1 吸附床结构

吸附床是吸附式制冷空调系统中的核心部分。吸附床的结构直接影响其传热传质特性。吸附式制冷空调系统不仅要求吸附床有较高的传热效率和吸附解吸速度,同时还要求吸附床金属和吸附剂的质量不能太大,既要满足吸附剂的容量要求而使体积又不能太大。此外,还须考虑到加工工艺、制造成本、操作方便及紧凑程度等环节。本方案采用旋转转轮固体吸附床,该吸附床的基本吸附单元选用 20 mm×20 mm 棱柱体单元管或单元肋片管(内肋)形式的结构。在建立吸附床的数学模型时,将 20 mm×20 mm 棱柱体单元管或单元肋片管视为直径为 20 mm 的圆柱体管进行计算。

5.2 吸附床二维数学模型

为改进一维吸附床的传热性能,增加肋片,使其呈辐射状分布,如图 2 所示。由于增加了肋片,使吸附床沿轴向发生导热。而对于肋片本身,由于其导热系数较大,故假设肋片温度仅沿径向分布。

如果将各种能量传递的综合效果作为一等效导热结果,则分子筛层内部的瞬态传热传质由下列导热方程来表示

$$rC_p \frac{\partial T}{\partial \tau} = \nabla^2 (K, T) + q_{st} \tag{1}$$

式中 q_{st} 为伴随着吸脱附所放出或吸收的吸附热; K 为有效异热系数或称当量导热系数,它体现了除吸附热外各种能量传递对介质传热过程的总贡献。

通过下述假设,可建立具体的数学模型:(1)忽略水蒸气对沸石分子筛床的对流传热效应;(2)将吸附器内分子筛层看作当量的均匀连续介质;(3)忽略吸附单元管中沸石分子筛层的轴向导热;(4)将外壳温度视为处处相等,用集总参数法考虑;(5)制冷系统内部压力分布均匀(不包括分子筛颗粒内);(6)分子筛颗粒内部与颗粒外空间存在压差,由此引起的传质阻力,由线性驱动力方程考虑;(7)水蒸气比热容较大,忽略气相吸附质。

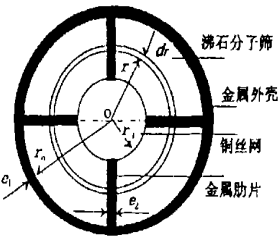


图 2 二维吸附床截面图

基于上述假设,对吸附单元体的每一部分分别建立数学模型^[2,3,5,6,8]。

5.2.1 金属外壳的数学模型

尽管沸石分子筛沿轴向有热量传递,但对金属外壳而言,其轴向温差很小,可以忽略,用集总参数法来求解,对第三类边界条件有

$$\rho_s C_{ps} e_1 \frac{\partial T_{sl}}{\partial \tau} = h_{\infty} (T_{\infty} - T_{sl}) - h (T_{sl} - T_c) \tag{2}$$

5.2.2 沸石分子筛块的数学模型

(1) 吸附剂层能量平衡方程

导热沿径向和轴向同时发生,故模型可视为具有内热源的二维非稳态导热,其方程为

$$\rho \cdot C \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(K \cdot r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{K}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + q_{st} \tag{3}$$

系数的具体数值分别由下面各公式计算得出

a 含水分子筛比热容的确定

$$\rho \cdot C = \rho [C_1(T) + W \cdot C_2(T)] \tag{4}$$

式中 ρ 为干分子筛的填充密度,取 $\rho = 660 (\text{kg}/\text{m}^3)$; C_1 为分子筛的比热容,与温度的关系为 $C_1(T) = (742.49 + 1.053 T) \times 10^{-3} (\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; C_2 为分子筛中所含水分的比热容,与温度的关系为, $C_2(T) =$

$$4.206 \ 5 - 1.305 \ 3 \times 10^{-3} T + 1.379 \ 1 \times 10^{-5} T^2 (\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})。$$

b 内热源的计算

由有关吸附热内容可知,分子筛的微分吸附热为

$$q_1 = q_w + q_c (\text{kJ/kg}) \quad (5)$$

则单位体积内热源为

$$q_{st} = q_1 \cdot d m \quad (6)$$

(2) 质量平衡方程

$$d m = \rho \frac{d W}{d \tau} \quad (7)$$

(3) 吸附速度方程(线性驱动力方程)

采用线性驱动力方程考虑传质阻力及吸附速度

$$\frac{d W}{d \tau} = K_p (W_{ep} - W) \quad (8)$$

式中 总的传质系数 K_p 与吸附剂本身的表面状态、温度和传质阻力等因素有关。

水分子在分子筛中的扩散为表面扩散,有效的表面扩散系数为

$$D = D_0 \cdot \exp \left[-\frac{E_D}{R(T + 273.15)} \right] \quad (9)$$

总的传质系数为

$$K_p = \frac{15 D}{(\bar{a})^2} \quad (10)$$

(4) 吸附平衡方程为

$$\ln P = A + \frac{B}{T} \quad (11)$$

5.2.3 金属肋片的数学模型

肋片视为沿径向导热,将肋片与沸石分子筛的换热视为内热源,则肋片导热可视为具有内热源的一维瞬态导热过程,其方程为

$$\rho_s \cdot C_{ps} \cdot e_2 \frac{\partial T_s}{\partial \tau} = K_s \cdot e_2 \frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} - 2 h (T_s - T_c) \quad (12)$$

5.3 初始条件

脱附开始时($\tau=0$),吸附剂层内的温度及压力均为均匀的,即

$$\tau=0 \text{ 时, } r_i \leq r \leq r_0, \text{ 有 } \begin{cases} T = T_0 \\ p = p_e \end{cases} \quad (13)$$

在脱附过程中,压力视为不变,即为环境温度对应下的饱和水蒸气分压力,即

$$p = p_{\text{sat}}(T_\infty) \quad (14)$$

5.4 边界条件

对于外边界,为第三类边界条件,即

$$K \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_0} = h (T_{sl} - T_c) \quad (15)$$

对于内边界,可视为绝热,即

$$\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_i} = 0 \quad (16)$$

5.5 吸附床二维仿真模型

采用有限差分方法,对吸附床二维传热、传质模型进行仿真求解^[6]。

6 仿真模型求解结果及分析

一维、二维模型计算的参数基准值为:蒸发温度; $t_e=5^\circ\text{C}$;冷凝温度; $t_c=35^\circ\text{C}$;外界大气温度; $t_\infty=$

35 ℃;加热气体温度: $t_H=350\text{ ℃}$;吸附床内径: $r_i=3\text{ mm}$;吸附床外径: $r_o=10\text{ mm}$;吸附床长度: $L=500\text{ mm}$;金属密度: $\rho_s=8\ 133\text{ kg/m}^3$;金属比热容: $C_{ps}=385\text{ J/kg}\cdot\text{K}$;金属外壳厚度: $e_1=1\text{ mm}$;肋片厚度: $e_2=1\text{ mm}$;肋片数量: $n=4$;分子筛有效导热系数: $K=0.4\text{ W/m}\cdot\text{℃}$;分子筛颗粒半径: $\bar{a}=1\text{ mm}$;干沸石分子筛填充密度: $\rho=660\text{ kg/m}^3$ 。将一维和二维模型的求解结果拟合成曲线分别由图 3~8 所示。

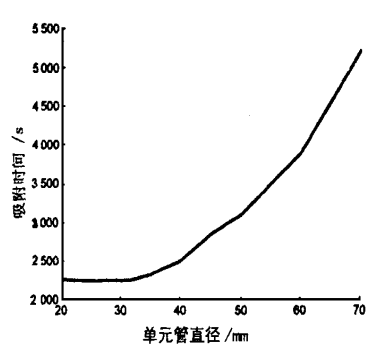


图 3 单元管直径对吸附时间的影响

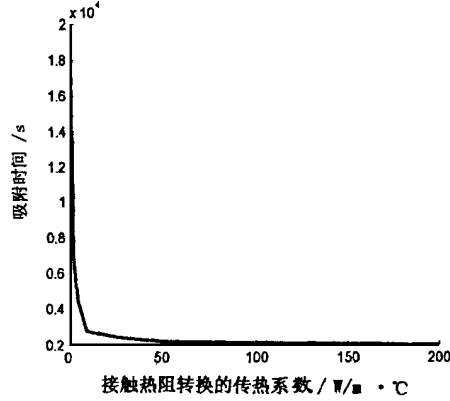


图 4 接触热阻对吸附时间的影响

从求解结果可以看出,增加肋片后,吸附床的传热传质特性有了明显的提高,吸附床的脱附时间缩短,脱附速度加快,制冷功率提高。因而,通过在吸附床内增加肋片,可以有效地改善吸附床的性能。

6.1 吸附床管径的影响

从图 3 可知,吸附床管径的增加减慢了热流的传播速度,使得吸附时间显著增加,降低了循环速度。故在特定的条件下,存在着最适宜的管径,使得循环时间最短。

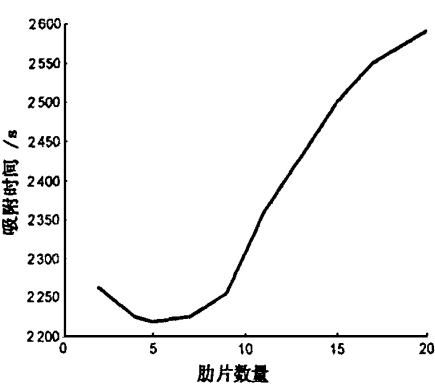


图 5 肋片数量对吸附时间的影响

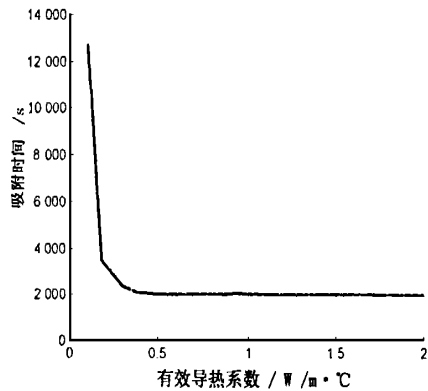


图 6 有效导热系数对吸附时间的影响

6.2 接触热阻的影响

从图 4 可知,接触热阻对吸附床的传热传质性能具有相当大的影响。过高的接触热阻使得金属外壳和吸附床之间产生很大的温度梯度,从而严重阻碍了热流的传播。一般可以通过改变颗粒形状、以一定的压力压实吸附剂的措施来降低接触热阻。

6.3 肋片数量的影响

从图 5 可知,肋片数量的增加使得吸附时间增加,但同时使脱附时间有所下降,故存在一个使得循环周期最短的中间量,但也只有在吸附床管径增大以后,肋片数量才会产生更显著的影响。

6.4 有效导热系数的影响

从图 6 可知,有效导热系数对缩短循环周期起着重要的作用。一般可以用压实、固结吸附剂的措施来降低热阻,提高传热系数。

7 吸附床具体结构设计

对旋转转轮吸附床的传热传质数学模型建立并进行计算机仿真之后,进行旋转吸附床的结构设计。吸附床内径: $r_i=3\text{ mm}$,吸附床的基本吸附单元选用 $20\text{ mm}\times 20\text{ mm}$ 棱柱体单元肋片管(内肋)形式的结构;吸附床长度: $L_0=100\text{ mm}$,金属外壳厚度: $e_1=1\text{ mm}$;肋片厚度: $e_2=1\text{ mm}$;肋片数量: $n=4$ 。

吸附量变化 $\Delta W=W_{\max}-W_{\min}=23.187\ 336\ \%\sim 3.512\ 304\ \%=19.675\ 032\ \%$ 。

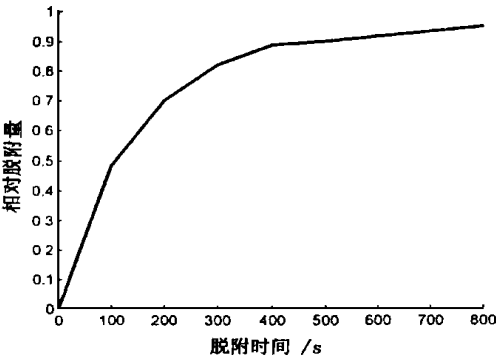


图 7 二维模型脱附时间对相对脱附量的影响

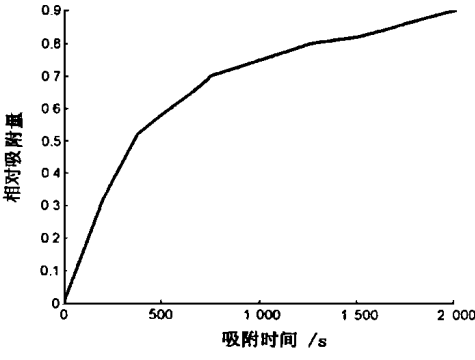


图 8 二维模型吸附时间对相对吸附量的影响

蒸发器单位热负荷 $q_e=q_e''-q_e'= \Delta W\cdot (H''_e-H'_e)=465.16\text{ kJ/kg}$ 。

由前面模型计算结果优化后取: $\tau_{\text{脱附}}=10\text{ min}$, $\tau_{\text{吸附}}=20\text{ min}$ 。由于旋转转轮匀速旋转,故取循环周期为 20 min 。假定旋转转轮固体吸附制冷空调装置的冷负荷为 $4\ 000\text{ W}$, $Q_0=4\ 000\times 3\ 600/3/1\ 000=4\ 800(\text{kJ})$ 。

则所需沸石量为: $m_{13x}=\frac{Q_0}{q_e}=\frac{4\ 800}{465.16}=10.3(\text{kg})$,由 $\rho=660\text{ kg/m}^3$,知

$$V_{13x}=\frac{m_{13x}}{\rho}=\frac{10.3}{660}=0.015\ 634\ 893(\text{m}^3)$$

单位管长容积为

$$V_0=\pi(r_o^2-r_i^2)=3.141\ 5\times (0.014^2-0.003^2)=0.000\ 587\ 46(\text{m}^3)$$

则每个单元管吸附床所需管的总长度为

$$L_1=\frac{V_{13x}}{V_0}=\frac{0.015\ 634\ 893}{0.000\ 587\ 46}=26.6(\text{m})$$

则每个旋转吸附床所需管的数目: $n=\frac{L}{L_0}=\frac{26.6}{0.1}\approx 270$ 。在实际设计中,取 $n=280$ 根。

8 结 论

(1)结构紧凑,部件少。蒸发器与冷凝器合二为一,并与吸附床共置于同一封闭腔体内,大大地节省了空间。同时,还节省了连接吸附床、冷凝器、蒸发器三者的管路和阀体。这对于运行车辆而言,减小了设备受损的概率;

(2)控制简便,可靠性高。如何保证电磁阀在高温、强震动和冲击下正常工作,一直是一个技术难题。系统避免了阀体的使用,提高了系统的可靠性;

(3)抗震性能好,安全性能高。系统中的运动部件少,单元体的封闭结构不易造成工质的泄漏。各单元体独立工作也有利于提高设备的安全工作性能;

(4)体积小,制冷性能好。在与常规固体吸附式制冷系统相同的工况要求下,经数值模拟计算及优化,该系统所占体积减小至原来的 $70\ \%$,单位吸附剂制冷量也大大提高;

(5)需通过进一步实验研究,验证装置及数学与仿真模型的正确性。

(下转 167 页)

-
- [2] 韩军, 潘雁频, 陆燕, 等. 多元红外三通道辐射制冷器研究[J]. 真空与低温, 2000, 3(6): 138.
 - [3] 陆燕. 太阳同步轨道辐射制冷器的优化设计[J]. 真空与低温, 1998, 3(4): 166.
 - [4] 朱建炳, 潘雁频. 星载辐射制冷器支撑带系统设计[J]. 低温工程, 2000, 2(114): 22.
 - [5] 陆燕. 近极太阳同步轨道抛物面辐射制冷器的理论研究[J]. 低温工程, 1999, 4(110): 22.
 - [6] 徐红艳. 蒙特卡罗方法在空间辐射制冷器理论分析及热设计计算中的应用[J]. 真空与低温, 1997, 3(4): 166.
 - [7] 达道安. 空间低温技术[M]. 北京: 宇航出版社, 1991, 8: 36~41, 72~74.
 - [8] 杨春江. 模拟冷背景温度及黑度对 FLW-1 辐射器二级的影响[J]. 低温工程, 1986, 4.
 - [9] 朱建炳, 王根生. 空间低温热管的设计与实验研究[J]. 真空与低温, 2000, 2(6): 91.
-

(上接第 157 页)

时还与振荡量 $p \cdot v$ 的相位角和角频率有关。采用增加回热器长度等方式降低 ∇T_m , 使冷损失降低, 这有利于获得更低的极限温度。以上分析主要是理论分析, 而实际 G-M 制冷机的性能还与其它多种因素有关, 提高制冷机的性能还必须考虑减小其它各种制冷损失。

参考文献:

- [1] TOMINAGA A. Thermodynamic aspects of the thermoacoustic theory[J]. Cryogenics, 1995, 35: 427.
 - [2] SUNAHARA S, BIWA T, MIZUTANI U. Optimization of the phase angle between scillating pressure and displacement in a Gifford-McMahon refrigerator[C]. Proceedings of Sixth Sino-Japanese Seminar on Cryocooler and its Application, 2000: 119~124.
 - [3] 郭方中, 邓晓辉. 回热器工作的热声原理[J]. 低温工程, 1995(2): 1~7.
 - [4] BIWA T, SUNHARA S, IKUTA H, *et al*. Relationship between the temperature dependent specific heat of regenerator materials and performance of a Gifford-McMahon refrigerator [C]. Proceedings of Sixth Sino-Japanese Seminar on Cryocooler and its Application, 2000: 131~136.
 - [5] 郑德娟. 回热器中的热声动力学[C]. 北京: 第八届全国低温制冷机学术交流会论文集, 1993, 226 ~229.
-

(上接第 163 页)

参考文献:

- [1] 滕毅, 王如竹. 固体吸附式制冷技术的概况及进展[J]. 上海交通大学学报, 1998(4): 109~113.
- [2] 严爱珍, 鲍书林. 沸石分子筛吸附式制冷[J]. 制冷学报, 1983, (1): 32~37.
- [3] 张辉, 滕毅, 王如竹. 吸附式制冷系统传热传质的简化分析及吸附床的设计[J]. 低温工程, 1995, (6): 43~47.
- [4] CACCIOLA G, RESTUCCIA G. Progress on adsorption heat pumps[J]. Heat Recovery Systems & CHP, 1994, 14(4): 409~420.
- [5] ANTEROITTO MAKI, MARTTI, HARKONEN. Internal regeneration of the adsorption process[C]. Proceedings of the Symposium: Solid Sorption Refrigeration, Paris, France, 1992, I: 77~84.
- [6] HAJJI A, WOREK W M. Simulation of a regenerative, closed-cycle adsorption cooling/heating system[J]. Energy, 1991, 16(3): 643~654.
- [7] KAREGIONAS M, MEUNIER F, RIOSJ. Study of solid adsorption heat pump connected with external heat reservoirs of finite capacity: case study of the zeolite-water pair[C]. In Absorption Heat Pump Congress, Pairs, 1985. 20~22.
- [8] WANG R-Z, TENG Y, WU J-Y. A continuous heat regenerative adsorption refrigerator using spiral plate heat exchanger as adsorbers[C]. Proceedings of Absorption Heat Pump Conference, Montreal, Canada, 1996, 587~594.