

文章编号:1000-582X(2007)05-0004-07

## 圆孔翅片管积霜工况下的制冷性能实验

王厚华, 高建卫, 彭宣伟

(重庆大学城市建设与环境工程学院, 重庆 400030)

**摘要:**实验研究证实,圆孔翅片管在无霜工况下的传热性能远优于平翅片管,但积霜工况下的传热与制冷性能是否优越没有得到实验验证。利用冰箱制冷系统,分别采用圆孔-半圆孔交叉翅片、圆孔翅片以及平翅片管式换热器,进行积霜工况下的传热和制冷性能对比性实验研究。考察了积霜过程对圆孔孔径大小的影响;分析比较了3种不同片型的有效制冷量、传热系数和实际制冷系数;比较了强化翅片的节能效果;采用有限元法求解出翅片效率,并分离求出实际对流换热系数,从而揭示了翅片表面的实际换热情况。结果表明:与平翅片相比,当最窄截面风速为0.5 m/s时,积霜工况下,圆孔翅片的传热系数平均提高了11.53%;对流换热系数平均提高了18.84%;实际制冷系数平均提高了6.83%;有效制冷量平均提高了6.02%;节省电能6.39%。圆孔翅片是3种片型中的最优片型。

**关键词:**强化传热;积霜;穿孔翅片;制冷性能

**中图分类号:**TB66

**文献标志码:**A

翅片管式换热器在动力、化工、石油化工、空调工程和制冷工程中应用得非常广泛,不仅适用于单相流体的换热,而且对相变换热也有很大的价值。为满足加工和清洗方面的要求,长期以来翅片管式换热器中都采用平翅片。随着研究工作的进一步开展,各种开槽、穿孔等高效换热翅片在平翅片基础上发展起来并逐步取代平翅片,成为干工况以及湿工况下工作的翅片管式换热器中应用的主要片型。但由于霜层堵塞槽、孔后会使得高效翅片的强化传热特征丧失,因此,结霜工况下工作的翅片管式换热器基本上还采用平翅片,高效翅片的使用尚未见到报道。

重庆大学王厚华等研究了多种表面变形片的强化传热特性<sup>[1-2]</sup>,并根据单片矩形平翅片表面的换热系数分布,提出在翅片上换热性能的薄弱区域开大直径圆孔,从而改善翅片的换热效果<sup>[3]</sup>。在翅片上换热性能的薄弱区域穿孔,损失的传热面积对传热量的影响不大,同时,孔的存在加强了气流的扰动,有效地减小了边界层厚度,从而增强了翅片管的传热效果。

在文献[4]基础上,苏华和范亚明等人通过正交优化实验,确定了2种优化片型,即沿管开对称大直径圆孔翅片以及双侧开非对称大直径圆孔-半圆孔交叉翅片<sup>[5-6]</sup>。实验表明:在最窄截面风速  $U_{\max} = 1 \sim 8$  m/s 的范围内,双侧穿圆孔方案中最优片型的风侧当量换热系数  $h_0$  比平翅片增加了22.6%~30.4%,平均增幅达29.5%, $\Delta P$ 最大增幅不超过8%;双侧开非对称圆孔-半圆孔的交叉翅片方案中最优片型的  $h_0$  比平翅片增加了14.3%~20.9%,平均增幅达18.7%, $\Delta P$ 最大增幅不超过6%,强化换热效果显著。

目前,对于大直径圆孔翅片只进行了干工况下的传热性能研究,而缺乏结霜工况下的研究成果。翅片管式蒸发器的结霜是一个非定常、有相变及移动边界层的复杂传热传质过程,精确的理论模拟尚有一定的困难,通过实验手段进行分析研究仍十分重要。文中通过对大直径圆孔翅片管进行结霜工况下的强化传热实验,进一步认识了穿孔翅片在结霜工况下的换热性能,为穿孔翅片在易结霜、易积灰垢等场合中的应用提

收稿日期:2007-01-17。

基金项目:建设部资助项目(1999-045)。

作者简介:王厚华(1952-),男,重庆大学副教授,主要从事强化传热、建筑防排烟以及建筑节能等方向的研究(Tel) 023-65121647;(E-mail) Whhxinxiang@yahoo.com.cn。

供了实验支持。

## 1 实验系统介绍

### 1.1 实验装置

实验在1台风冷冰箱中进行,利用冰箱中整套制冷系统和风道来考察翅片管式蒸发器的传热与制冷性能。实验系统以及实验中箱体内空气流程如图1、图2所示:

实验过程中,由于冰箱内风扇的作用,冷藏室中温、湿度相对较高的湿空气自下而上冲刷箱体中部的

翅片管蒸发器,经过强制热质交换,进入冷冻室。由于蒸发器表面温度较低,当蒸发器表面温度降至空气露点时,在蒸发器表面上开始凝结形成极薄的水层;温度进一步下降至水的三相点或更低时,水层便凝固成霜层。流过蒸发器后,空气中水分减少,气温降低,水蒸气分压力下降。同时,冷藏室中由于处于负压,会从冷冻室抽吸部分冷空气。空气中由于结霜而失去的水分可以通过盛水容器中水分的蒸发而得到部分补充,至此完成一个循环。

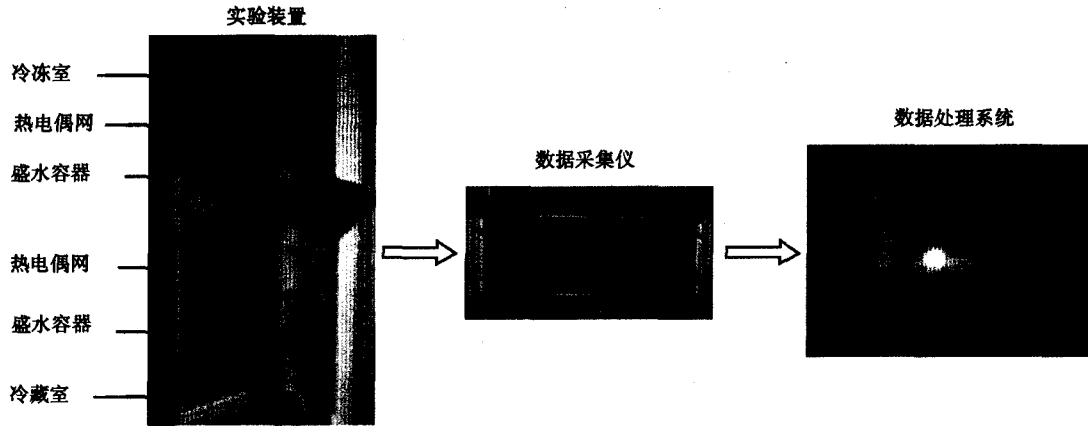
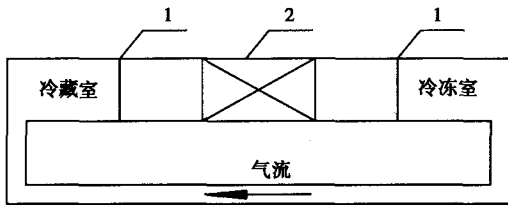


图1 实验系统图



1—测温热电偶网 2—换热器

图2 空气流程示意图

实验开始前先利用冰箱原装蒸发器进行了性能测试。测试结果显示,冰箱冷藏室温度达到设定温度时,压缩机就停止运转;冰箱运行一段时间后(4.5~5 h),化霜装置启动,开始自动除霜;除霜前冷冻室平均温度最低可以达到 $-27.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,冷藏室平均温度最低可以达到 $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。为了保证实验条件的一致,准备实验时,一方面拆除了冷藏室内的温度控制装置,从而使压缩机不停机;另一方面,拆除了化霜控制装置,使冰箱不化霜,从而保证翅片管蒸发器能够更长时间处于结霜工

况,便于对比实验的顺利进行。同时,将化霜水流出通道封闭,使冰箱内部与大气隔绝,避免冰箱运行过程中箱体内部由于负压而与大气进行热质交换,影响实验结果。由于冰箱运行过程中箱体内部温度较低,为了防止结冰为测试增加困难,冷冻室中采用质量浓度为27.5%的 $\text{CaCl}_2$ 水溶液(凝固温度 $-38.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),冷藏室中采用质量浓度为16.2%的 $\text{NaCl}$ 水溶液(凝固温度 $-12.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ )。

### 1.2 试件

实验是在课题组大量相关实验的基础上进行的,采用了课题组以往的研究成果,选取了2种优化片型进行设计、加工,即沿管开对称圆孔翅片以及双侧开非对称圆孔-半圆孔交叉翅片,这2种片型在文献[7]中给出了详细介绍。实验设计时根据几何相似的原则,将文献中介绍的试件以圆管外径为基准等比例缩小,并结合现有的加工条件,确定试件加工参数见表1,表2。

表1 方案1中翅片结构参数

孔管距 $X$		孔间距 $Y$		圆孔直径 $D$		半圆孔半径 $r$		换热面积 $A/\text{m}^2$		
$X/\text{mm}$	$X/D_0$	$Y/\text{mm}$	$Y/D_0$	$D/\text{mm}$	$D/D_0$	$r/\text{mm}$	$r/D_0$	$A_{管}$	$A_{翅}$	$A_{总}$
6.5	0.78	10	1.2	4	0.45	4.65	0.56	0.159	0.337	0.496

表2 方案2中翅片结构参数

孔管距 $X$		孔间距 $Y$		圆孔直径 $D$		换热面积 $A_{m^2}$		
$X/mm$	$X/D_0$	$Y/mm$	$Y/D_0$	$D/mm$	$D/D_0$	$A_{管}$	$A_{翅}$	$A_{总}$
7.2	0.86	8.6	1.02	4.5	0.5	0.159	0.329	0.488

蒸发器制作时,考虑到结霜等因素,参照文献[8]的结果,设计片距如下:沿气流方向布置7排翅片,每排片距依次为25、20、15、10、7.5、7.5、5 mm。将加工好的翅片按照设计片距穿在 $\varphi 8 \times 1.0$  mm的铝管上,再通过机械胀管,使得翅片与管子之间紧密接触,避免产生接触热阻。蒸发器制作完成后,充入适量氮气,使管子内部始终保持正压,避免灰尘等杂物进入管内,产

生污垢热阻。三种蒸发器样机的基本参数保持一致,如表3所示。

表3 蒸发器样机基本参数 mm

蒸发器外部尺寸	翅片尺寸	圆管外径 $D_0$	管间距 $P_t$	翅片厚度 $\delta$
380 × 240 × 60	60 × 28	8.35	25	0.1

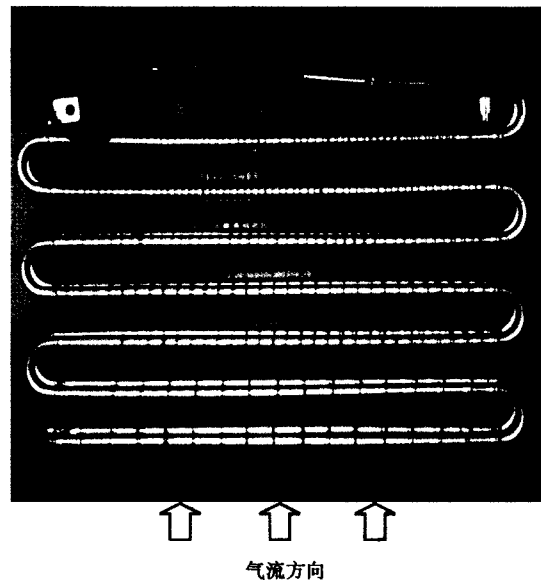
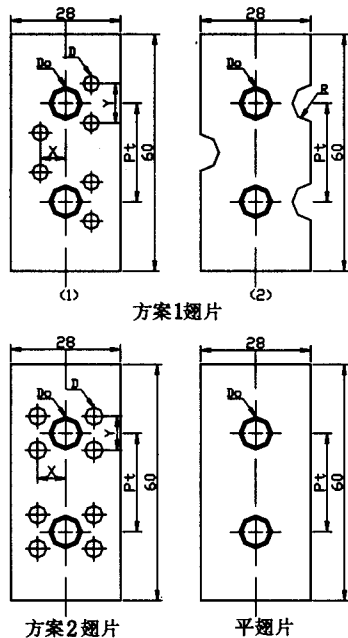


图3 试件结构图

### 1.3 测量装置

室温采用量程0~50℃,精度为0.1℃的标准水银温度计来测量,室内相对湿度采用干湿球温度计来测量,大气压采用80~106 kPa,精度0.1 kPa的空盒气压表测量。

电压用1台电子交流稳压器(型号为614-C<sub>3</sub>5<sub>KVA</sub>,电压0~250 V,电流0~3 A)调节,电流采用DM-815型数字式钳形电流表(精度0.01 A)测量。

盐水溶液的质量用DS-671型,精度为2 g的电子秤来测量。

风速用1台热球风速仪来测量。

蒸发器前空气温度由均匀布置在冷藏室内的9组铜-康铜热电偶来测量,蒸发器后的空气温度由均匀

布置在冷冻室内的9组铜-康铜热电偶来测量。蒸发器壁面温度由2组铜-康铜热电偶来测量,冰箱内壁、外壁温度也分别采用铜-康铜热电偶来测量。实验用热电偶点焊完成后经恒温油浴严格校定。

实验过程中,温度通过本校自行开发的“多功能建筑环境数据采集系统-3”自动记录、存储。该系统的测温精度为±0.2 K,分辨率为0.6 μV,系统外形如图1所示。

## 2 实验数据处理方法

实验中采集的数据通过计算机进行转化和存储,并采用Excel电子表格进行处理。为了考察冰箱内部瞬时温度分布以及控制实验的终止时间,数据采集时,

时间步长设为 10 s; 数据处理时, 时间间隔定为 10 mm, 避免了温度波动对实验结果产生太大的影响。由于冰箱内部气流分布非常复杂, 文中没有从速度场分布着手分析, 完全在测量数据的基础上, 利用传热学基本公式进行处理。同时, 由于瞬时结霜量难以准确测量, 假定瞬时结霜量与瞬时传热量成正比。因此, 在确定总的结霜量之后, 将其按比例分摊到各个计算时间步长内。其中所采用的公式列举如下。

2.1 有效制冷量(净制冷能力)  $Q_{0e}$

$$Q_{0e} = Q_w + Q_g + Q_f + Q_h + Q_l + Q_i, \quad (1)$$

其中  $Q_w$  表示盐水溶液吸收的冷量, kJ;  $Q_w = c_w m_w \Delta T_w$ ;  $c_w$ 、 $m_w$ 、 $\Delta T_w$  分别表示盐水溶液的比热(kJ/(kg·K))、质量(kg)以及计算时间步长内盐水溶液温度的变化量, K。

$Q_g$  表示冰箱内部空气吸收的冷量, kJ;  $Q_g = c_g m_g \Delta T_g$ ;  $c_g$ 、 $m_g$ 、 $\Delta T_g$  分别表示冰箱内部空气的比热(kJ/(kg·K))、质量(kg)以及计算时间步长内冰箱内部空气温度的变化量, K。

$Q_f$  表示霜层形成过程中吸收的冷量, kJ; 霜层的形成可分为以下几个过程。

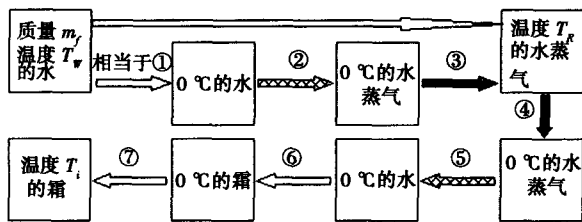


图4 霜层的形成过程示意图

$T_w$  的水变为  $T_w$  的水蒸气所吸收的热量, 相当于先由  $T_w$  的水变为 0 °C 的水(过程①), 再由 0 °C 的水变为 0 °C 的水蒸气(过程②), 最后由 0 °C 的水蒸气变为  $T_w$  的水蒸气(过程③)3 个过程中所吸收的热量。由上图可知, 过程②吸收的汽化潜热与过程⑤释放的汽化潜热相等; 过程③中吸收的热量与过程④放出的热量相等。因此, 霜层形成过程中吸收的冷量可以表示为:  $Q_f = c_w m_f T_w + m_f r_q + c_i m_f T_i$ 。其中,  $m_f$  指计算时间步长内所生成霜层的质量, kg,  $c_i$  指霜层的比热, kJ/(kg·K),  $T_w$ 、 $T_i$  分别指计算时间步长内盐水溶液以及霜层的平均温度, K,  $r_q$  指水的凝固潜热, kJ/kg。  $c_w m_f T_w$ 、 $c_i m_f T_i$  分别指  $T_w$  的水变成 0 °C 的水以及 0 °C 的霜变成  $T_i$  的霜时所释放的热量, kJ;  $m_f r_q$  指 0 °C 的水结成 0 °C 的霜所释放的凝固热, kJ。

$Q_h$  表示冰箱风扇电机发热造成的冷量损失, kJ;  $Q_h = UI \Delta \tau / 1000$ ;  $U$ 、 $I$  分别为实验过程中测得的冰箱风扇电机两端的电压, V; 通过风扇电机的电流, A;  $\Delta \tau$

指计算时间步长, s。

$Q_l$  表示冰箱围护结构损失的冷量, kJ;  $Q_l = kA(T_{外} - T_{内}) \Delta \tau / 1000$ ;  $K$  指围护结构的传热系数, W/(m<sup>2</sup>·K),  $A$  为对应的传热面积, m<sup>2</sup>,  $T_{内}$ 、 $T_{外}$  分别指传热面内、外表面温度, K,  $\Delta \tau$  指计算时间步长, s。

$Q_i$  表示冰箱围护结构的蓄冷量, KJ; 包括冰箱保温层蓄冷量、外层钢板蓄冷量、内部热电偶铁丝网架蓄冷量以及蒸发器蓄冷量等几部分, 各部分蓄冷量分别用公式  $Q = cm \Delta T$  进行计算。

2.2 对流换热系数  $h'$

翅片表面对流换热系数  $h'$  是众多因素的函数。在流体的物性、壁面几何形状因素、流体与壁面的相对位置以及壁面附近流体的速度分布等因素都确定时, 可以认为实验过程中翅片表面的实际对流换热系数  $h'$  为常数。因此, 求解出无霜时对流换热系数  $h'$  就能反映出穿孔翅片的强化换热程度。干工况下,  $h'$  满足下式

$$h = \frac{A_{管} + A_{翅} \eta_f h'}{A}, \quad (2)$$

其中,  $h$  为气侧平均当量对流换热系数, W/(m<sup>2</sup>·K);

$h'$  为气侧实际对流换热系数, W/(m<sup>2</sup>·K);

$A_{管}$  为与空气接触的基管面积, m<sup>2</sup>;

$A_{翅}$  为翅片面积, m<sup>2</sup>;

$A$  为传热总面积, m<sup>2</sup>,  $A = A_{管} + A_{翅}$ ;

$\eta_f$  为翅片效率。

由(2)式可知, 只要求得翅片表面平均当量对流换热系数  $h$  以及翅片效率  $\eta_f$ , 就可求得翅片表面实际对流换热系数  $h'$ 。

根据传热学基本公式:  $\Phi = hA \Delta T$ 。 (3)

可知, 要计算翅片管蒸发器的当量对流换热系数  $h$ , W/(m<sup>2</sup>·K); 需要测量换热量  $\Phi$ , W; 换热面积  $A$ , m<sup>2</sup>; 传热温差  $\Delta T$ , K。在热稳定状态下, 在一定的时间段  $\Delta \tau$ , s 内,  $\Phi \cdot \Delta \tau = 1000 \times Q_{0e}$ ,  $Q_{0e}$  指制冷系统的有效制冷能力(净制冷能力), kJ;  $A$  可以根据蒸发器表面结构参数计算得到; 传热温差  $\Delta T$  由下式计算

$$\Delta T = T_b - (T_{f1} + T_{f2}) / 2, \quad (4)$$

其中  $T_b$  为蒸发器管壁外表面平均温度;  $T_{f1}$ 、 $T_{f2}$  分别为流进、流出蒸发器的管外气流温度。

干工况下,  $\eta_f$  可以采用有限元方法<sup>[9]</sup>求解。由于翅片材料和结构尺寸已经确定, 翅片效率  $\eta_f$  只与毕渥数  $Bi$  有关, 根据数值运算结果, 回归出翅片效率与毕渥数间的关系式

$$\eta_f = aBi^b, \quad (5)$$

其中  $a$ 、 $b$  为常数;  $Bi = h' \delta / \lambda$ ,  $\delta$  为翅片的宽度,  $\lambda$  为翅

片材料的导热系数。

根据公式(2)和公式(5),可以迭代出未结霜时翅片表面的实际对流换热系数  $h'$ 。

### 2.3 蒸发器的传热系数

流体在换热器中的流动方式是流动总趋势为逆流的交叉流,交叉次数为七次,由文献[10]可知,可按逆流方式处理。传热系数  $K$  可由下式计算

$$\Phi = K \cdot A \cdot \Delta T_m, \quad (6)$$

$$R_k = \frac{1}{K} = \frac{\beta}{h'_1} + \frac{\delta_{\text{壁}} \beta}{\lambda} + R_{\text{霜}} + \frac{1}{h'}. \quad (7)$$

其中,  $\Delta T_m$  为对数平均温差,  $R_k$  为壁面单位面积传热热阻,  $h'_1$  表示管内制冷剂与管内壁面间的对流换热系数,  $h'$  表示冲刷气流与外壁面间的对流换热系数,  $\delta_{\text{壁}} \beta / \lambda$ 、 $R_{\text{霜}}$  分别表示壁面热阻和霜层热阻。

由于管内为相变换热,  $h'_1$  非常大;同时,对于金属薄壁,  $\delta_{\text{壁}} / \lambda$  可以忽略。因此,实验中测得的壁温  $t_s$  可近似认为是制冷剂在额定压力下的饱和温度。

### 2.4 实际制冷系数 $\varepsilon_e$

制冷系统的性能,可以用它在一定的冷源和热源温度条件下能从冷源提取的热量(称为制冷量  $Q_0$ )和为提取热量所必须消耗的功  $W$  的多少来评定。其中,制冷系数  $\varepsilon$  就是评价制冷系统性能的一项指标,可分为理论制冷系数和实际制冷系数。为了考察几种片型对冰箱制冷性能的影响,通过实验着重对比了3种片型下系统实际制冷系数的大小。实际制冷系数  $\varepsilon_e$  可以表示为

$$\varepsilon_e = \frac{Q_{0e}}{W_e}, \quad (8)$$

其中,  $Q_{0e}$  (kJ) 指制冷系统的有效制冷能力(净制冷能力),  $W_e$  (kJ) 指实际消耗功(输入功)。

由(8)式可知,要确定系统的实际制冷系数,需要确定制冷系统的有效制冷量  $Q_{0e}$  以及系统实际消耗功(输入功)  $W_e$ 。其中,系统的有效制冷量  $Q_{0e}$  由(1)式求得;系统实际消耗功  $W_e$  由下式求解

$$W_e = UI \Delta \tau. \quad (9)$$

电压  $U$  和电流  $I$  可以分别用电压表和电流表所测得,  $\Delta \tau$  为计算时间步长。

## 3 实验结果分析比较

### 3.1 结霜情况分析

观察蒸发器表面结霜情况时发现:冰箱运行7 h后,蒸发器上霜层已经较厚。其中,结霜较严重的区域大致呈“人”字形分布;沿气流方向各排翅片上霜层逐渐变薄;翅片迎风面比背风面结霜严重,在结霜最严重

的少数翅片(占翅片总数的7%左右)上,迎风面孔堵塞3/4左右,只留下中心1/4的小孔;大部分孔没有堵塞现象或者堵塞较轻,不影响穿孔翅片的强化效果。

冰箱运行10~12 h后,蒸发器上结霜情况已经比较严重。各种实验条件下霜层分布状况比较相似:霜层集中在每排的中间部位,其余部位仅仅结了很薄一层霜,沿气流方向最后一排翅片上结霜很少。在结霜最严重的区域(面积约占总面积的1/3),圆孔翅片管蒸发器中迎风面孔已被完全堵塞,背风面孔孔径变小;圆孔-半圆孔交叉翅片管蒸发器中圆孔已经全部堵塞,半圆孔堵塞情况也较为严重(堵塞4/5以上)。

出现这种现象,一方面,是由于冰箱内风扇(位于蒸发器上方正中间处)的抽吸作用,使得蒸发器中轴线附近的气流速度较大,卷吸临近的空气;并由于随之产生的压差的影响,在混合流上升时,会在蒸发器左右两侧形成旋流,导致换热器上局部温度梯度减小、换热情况恶化。另一方面,在气流冲刷蒸发器的过程中,空气的含湿量会因结霜而减小,这也直接导致沿气流方向,霜层逐渐变薄。由此可见,蒸发器中轴线附近的气流扰动情况最大,换热效果最好。

### 3.2 实验结果分析

根据实验结果,比较了3种片型下蒸发器的传热和制冷性能,并拟合出了各性能参数随时间的变化曲线。

#### 3.2.1 蒸发器换热量比较

图5展示了分别采用圆孔-半圆孔交叉翅片、圆管双侧开对称圆孔翅片以及平翅片3种蒸发器时,冰箱的换热量随时间的变化曲线。如图所示,3种情况下,冰箱换热量随时间的变化趋势一致,都随时间而减小。之所以会出现这种状况,一方面与蒸发器的结霜状况有关,随着蒸发器上霜层的逐渐增厚,空气流通通道不断变窄,摩擦阻力不断加大,直接影响到冰箱内气流分布以及速度场分布,从而影响蒸发器与冰箱内冲刷气流之间的换热效果;另一方面,实验中发现,随着测试时间的延长,冰箱电路中的总电流逐渐减小,直接导致压缩机所作有效功的减小,从而影响冰箱的制冷量。从图中可以看出:与平翅片相比,圆孔翅片的强化换热效果最为显著,换热量比平翅片平均高6.02%;圆孔-半圆孔交叉翅片效果次之,换热量比平翅片平均高2.37%。

#### 3.2.2 对流换热系数的比较

根据公式(2)和公式(5),可以迭代出交叉翅片、圆孔翅片以及平翅片表面对流换热系数  $h'$ ,三者分别为12.55, 14.32和12.05。由此可见,穿孔翅片的强

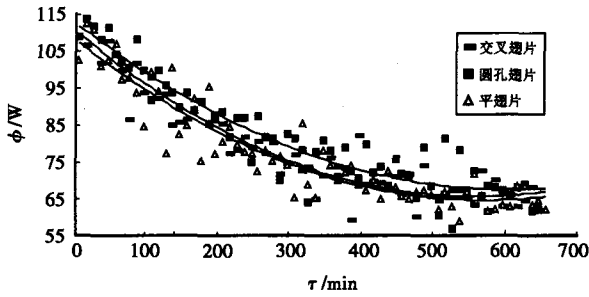


图5 瞬时换热系数随时间的变化曲线

化传热效果比较明显,交叉翅片和圆孔翅片的表面对流换热系数比平翅片分别高出4.15%和18.84%。

### 3.2.3 蒸发器的传热系数比较

由图6可知,换热器的传热系数随时间不断减小,这是由于随着蒸发器上霜层的逐渐增厚,霜层热阻不

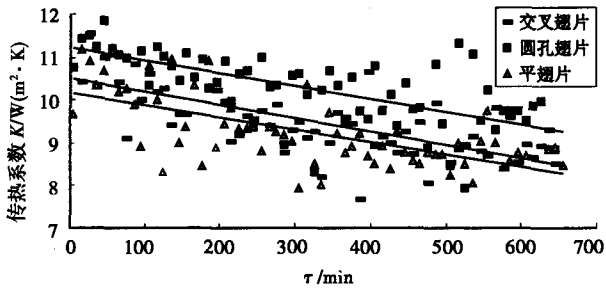


图6 传热系数随时间的变化曲线

断增大,直接影响到蒸发器与冰箱内冲刷气流之间的换热效果。其中,圆孔翅片管式换热器的传热系数最大,平翅片管式换热器的传热系数最小。与平翅片相比,圆孔翅片的传热系数平均高出11.53%;交叉翅片的传热系数平均高出3.47%。

根据(7)式的计算结果可知,实验过程中,霜层热阻越来越大,但其增大的幅度逐渐减小。这是由于密闭系统中,随着空气温度的降低,空气中的含湿量越来越小,从而直接影响结霜量的大小。实验结束时,初始条件相同的3种不同片型蒸发器结霜总量大致相等、冰箱内的空气温度基本相同。圆孔翅片管的换热效果最好,相应地结霜速度也就最大;但同时冰箱内的空气温度也就下降越快,随着空气温度的降低,含湿量的减小,霜层的生成速度会越来越小。而平翅片虽然结霜速度相对较慢,但同时冰箱内的空气温度也就下降越慢,含湿量变化也比较慢,结霜速度下降 $t_j$ 也慢。通常在这种密闭型低温制冷系统中,每隔一段时间系统就要进行除霜,在这种情况下,穿孔翅片更能发挥出其优越性。

### 3.2.4 制冷系统的实际制冷系数比较

实际制冷系数 $\epsilon_e$ 随时间的变化曲线如图7所示。从中可以看出,系统的制冷系数不是固定不变的,也随

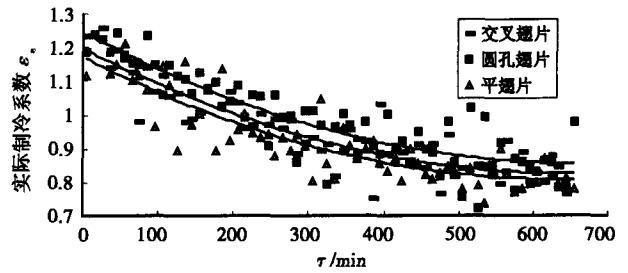


图7 实际制冷系数随时间的变化曲线

时间而减小。这与制冷系统的制冷量以及压缩机的轴功率随时间变化有很大关系。目前国内外冰箱的制冷系数大多处于1.1~1.5,求得的结果相比较小。这是由于考察的是制冷系统的实际制冷系数,输入功当中包括了制冷系统维护结构以及部分制冷管道的冷量损失,还包括了压缩机工作过程中摩擦发热损失的能量,因此数值偏小。图中还可以看出,当蒸发器采用圆孔翅片管时,系统整体制冷系数最大,当采用平翅片管时,制冷系统实际制冷系数最小。因此,采用圆孔翅片管制冷效果最好。与平翅片相比,圆孔翅片的实际制冷系数平均高出6.83%;交叉翅片的实际制冷系数平均高出3.19%。

### 3.2.5 节能效果比较

目前,为满足绝大多数消费者的需求,市场上冰箱厂家竞争的焦点越来越集中在冰箱的节能效果上,因此,有必要对比一下采用穿孔翅片管式换热器的节能效果。从实验结果可以看出,采用穿孔翅片管式换热器后,可以大大提高制冷系统的实际制冷系数 $\epsilon_e$ 。而由(8)式可知,当系统产生相同的有效制冷量时,穿孔翅片管式换热器所需的输入功能大大减少,从而达到节能的效果。

当系统产生相同的有效制冷量时,冰箱的节能效果 $E_s$ 可以由下式确定

$$E_s = 1 - 1/\epsilon_e, \quad (10)$$

由计算结果可知,与平翅片相比,圆孔翅片可以节能6.39%,交叉翅片可以节能3.09%。

对于一台风冷冰箱来说,假定每天的用电量为1 kW·h,电费为0.6元/kW·h,每台冰箱的寿命为10年,那么在一台冰箱的使用期内,使用圆孔翅片管时比采用平翅片蒸发器可节约费用

$$F = 365 \times 10 \times 1 \times 0.6 \times 6.39\% = 140(\text{元})。$$

目前,在美国和日本市场,95%的电冰箱都是无霜风冷的;全球冰箱市场上几乎100%的300 L<sup>3</sup>以上的冰箱都采用无霜风冷技术。在如此广阔的市场面前,

采用强化翅片将会产生巨大的节能效果。

#### 4 结束语

在课题组现有实验成果的基础上,利用冰箱制冷系统,蒸发器分别采用平翅片、交叉翅片以及圆孔翅片管式换热器,进行了结霜工况下蒸发器换热性能的对比性实验,结论如下。

1) 圆孔翅片的强化换热效果最为显著,有效制冷量比平翅片平均高 6.02%,圆孔-半圆孔翅片效果次之,有效制冷量比平翅片平均高 2.37%;

2) 交叉翅片和圆孔翅片表面的对流换热系数比平翅片分别高出 4.15% 和 18.84%;

3) 与平翅片相比,圆孔翅片的传热系数平均高出 11.53%;交叉翅片平均高出 3.47%;

4) 圆孔翅片管式换热器的实际制冷系数比平翅片平均高出 6.83%;交叉翅片的实际制冷系数比平翅片平均高出 3.19%;

5) 与平翅片相比,圆孔翅片可以节能 6.39%,交叉翅片可以节能 3.09%;

6) 圆孔翅片管在干工况下具有优越的传热和流阻性能,结霜工况下同样具有类似的优越性能;

7) 观察了冰箱运行过程中蒸发器上霜层的分布,为翅片间距的优化设计提供了一定的参考。

实验可以为结霜工况下低风速运行的换热器(如冰箱蒸发器等)的设计提供一定的指导。

由于实验条件的限制,没有进行变风速实验。实验过程中测得最窄截面风速仅有 0.5 m/s,根据文献

[7]的结果,可以预料,只要孔不被霜层堵塞,高风速下穿孔翅片管式换热器的强化换热效果将会更加显著。在其他制冷换热器中(如冷风机),根据几何相似原则,翅片上开孔尺寸会相应增大,因此孔更加不易堵塞,结霜工况下可较长时间保持强化换热效果。因此,大直径圆孔翅片管是一种传热和阻力性能优越的,具有开发应用价值的节能片型。

#### 参考文献:

- [1] 王厚华,黄震夷. 制冷换热器肋片管的强化换热实验研究[J]. 重庆建筑大学学报,1995,17(2): 45-51.
- [2] 王厚华. 外掠单排矩形翅片管的强化换热实验研究. 暖通空调[J]. 1995, 25(3):34-37.
- [3] 王厚华,杨延萍,江村. 单片矩形翅片表面的换热系数分布[J]. 重庆建筑大学学报,1998,20(5): 57-60.
- [4] 王厚华,谭顺民,江村. 矩形平翅片变形片的换热与流阻实验研究[J]. 重庆建筑大学学报,1999,21(4): 35-39.
- [5] 苏华,王厚华,李惠风. 穿孔翅片管的实验研究及翅片效率分析[J]. Refrigeration,2000,19(3):18-22.
- [6] 范亚明,王厚华,李惠风. 圆孔和半圆孔交叉翅片管的传热与流阻性能研究[J]. 制冷与空调,2002,(1):15-18.
- [7] 王厚华,罗庆,苏华,等. 大直径圆孔翅片管的传热与流阻性能实验研究[J]. 制冷学报,2002,(2):25-29.
- [8] 郎群英,申江,杨镛. 结霜工况下翅片变片距管蒸发器的改进. 制冷,2003,22(3):47-51.
- [9] 孔祥谦. 有限单元法在传热学中的应用[M]. 北京:科学出版社,1986.
- [10] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京:化学工业出版社,2002.

## Experimental Study on Refrigeration Performance of Fin-tube With Circular Hole Under the Frost Condition

WANG Hou-hua, GAO Jian-wei, PENG Xuan-Wei

(College of City Construction and Environmental Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

**Abstract:** The performance of heat transfer of fin-tube with circular hole is better than fin-tube without hole if there is no frost, but what is the situation if under the frost condition. The comparison study on performance of heat transfer and refrigeration is carried out under the frost condition for the heat exchanger with three kinds of fins: circular and half circular hole, circular hole, plane form. The experiment process is finished through the refrigeration system of icebox. In the course of experiment, the influence of frost process to the diameter of circular hole; is analyzed. The real refrigeration amount, heat transfer coefficient and real refrigeration coefficient of the three kinds of fins are compared; compare the effect of energy saving of enforced fins is given. The fin efficiency is calculated method and make out the real convection coefficient to disclose the situation of heat transfer of fins is made out. Results: compared with plane form fin, the following results are for fin-tube with circular hole: average heat transfer coefficient rise 11.53%, convection coefficient rises 18.84%, real refrigeration coefficient rises 6.83%, virtual refrigeration amount rises 6.02%, electricity saving is 6.39%. Fin-tube with circular hole is the best form for the three kinds of fins.

**Key words:** Enforced heat transfer; frost accumulation; fin with circular hole; performance of refrigeration.

(编辑 陈移峰)