

doi: 10.3969/j.issn.2095-4468.2015.03.108

斯特林超低温冰箱箱体设计及箱体内温度场分析

孟祥麒^{*1}, 祁影霞¹, 王子龙¹, 陈海涛², 符鸣¹, 张华¹

(1-上海理工大学制冷与低温工程研究所, 上海 200093; 2-青岛海尔特种电器有限公司, 山东青岛 266101)

[摘要] 本文介绍了一种新型超低温冰箱箱体设计和其内部温度场分析, 通过实验所测数据与用 FLUENT 软件模拟结果对比分析, 对漏热量进行分析, 并提出减少漏热损失的措施。还建立了箱体内空气流动与换热的物理和数学模型, 并采用 SIMPLE 算法、整体求解法和有限容积法对低温箱箱内稳态温度场的分布进行计算机仿真研究。

[关键词] 超低温冰箱; 斯特林制冷机; 稳态温度场

Design of Containing Box of Stirling Cycle Ultra-low Temperature Refrigerator and Analysis of Temperature Field in the Box

MENG Xiang-qi^{*1}, QI Ying-xia¹, WANG Zi-long¹, CHEN Hai-tao², FU Ming¹, ZHANG Hua¹

(1-Institute of Refrigeration and Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;

2-Qingdao Haier Special Electrical Appliance Co. Ltd, Qingdao, Shandong 266101, China)

[Abstract] The design of containing box of a stirling cycle ultra-low temperature refrigerator and its internal temperature field analysis are elaborated. Comparing the laboratory test data with the simulation results by using FLUENT software, the heat leakage is analyzed and the measures of reducing the heat loss are put forward. The physical and mathematical model of the air flow and heat transfer inside the box have also been established. And using the method of SIMPLE, integer evaluation and FVM, the distribution of the steady temperature field in the refrigerator has been simulated.

[Keywords] Ultra-low temperature refrigerator; Stirling cycle refrigerator; Steady temperature field

0 引言

在人类对低温医学等领域的不断探索过程中, 超低温贮存显得日益重要, 超低温冰箱应运而生。随着全球资源消耗过快, 节能减排已成趋势, 这就对贮存空间的漏热提出了更高的要求, 箱体的绝热性能将成为决定整个冰箱能耗的重要部分^[1]。

随着“十二五”规划中明确提出要积极应对全球气候变化, 并把大幅降低能源消耗强度和二氧化碳排放强度作为约束性指标, 制冷剂替代也成为行业关注的问题。根据《蒙特利尔议定书》(简称《议定书》)相关内容的规定, 到 2013 年我国 HCFC 物

质的使用量要冻结在 2009 年~2010 年的平均水平, 到 2015 年用量要减少 10%, 2030 年前停止绝大部分 HCFC 的使用, 而斯特林制冷机采用少量氨气作为制冷工质, 整个循环无相变。由于斯特林制冷机具有高效率、无制冷剂污染、制冷温区广、启动电流低、制冷量易调等特点, 在环保节能方面具有明显的优势, 因而作为冰箱、冷柜, 特别是对于小容量的冰箱以及低温冰箱的冷源具有相当大的优越性。由于斯特林制冷机使用气体膨胀制冷, 因而不像蒸汽节流制冷那样受制冷剂蒸发温度的限制, 可以在相对更低的温度下制冷, 这对于需要在更低温度下冷冻的食品也具有极大的优势。因此, 斯特林

*孟祥麒 (1989-), 男, 硕士研究生。研究方向: 斯特林制冷机冰箱、空调以及新型低温制冷系统等。联系地址: 上海市杨浦区军工路 516 号上海理工大学制冷及低温工程研究所。联系电话: 18301936719。E-mail: flossmxq@163.com。

通讯作者: 祁影霞, 女, 博士后, 上海理工大学能源与动力工程学院副教授, 联系方式: qipeggy@126.com。

制冷机应用于航天、低温医学等领域具有独特优势。

由于低温冰箱内部与外界环境的温差很大,而我们知道有温差的地方必然存在热的传递,那么为了减少冰箱在运行过程中的热损失,对低温冰箱箱体的设计过程的研究是十分必要的。

基于以上思路,本文阐述并分析了斯特林超低温冰箱箱体设计的具体过程,以模拟^[2]和实验为主要研究手段,创新性地采用真空绝热板、聚氨酯发泡、气凝胶三层绝热材料复合绝热,通过设计一台容积为110 L,斯特林制冷机^[3-5]可提供(0~30) W冷量,箱内最低温度可达183 K时,箱体漏热量不超过30 W的斯特林超低温冰箱,并通过模拟和实验,验证所设计箱体绝热性能满足要求,进而为超低温冰箱的箱体设计提供一种新的设计思路。

1 箱体设计

通常情况下,箱体部分隔热层材料的选取、内胆材料的选取、箱门的设计以及门封装置的设计等都会对低温冰箱的性能和热负荷产生极大的影响。

箱门部分包括有外箱门组件和内箱门组件,箱体部分又包括有内箱体部件、外箱体部件和绝热层。电控以及制冷系统部分包括有电路控制板、控制开关,一台整体式斯特林制冷机^[6-7]和恒温水箱等等,而本文所研究的主要是冷藏箱箱体以及箱门部分的设计过程^[8-9]。

箱体初步设计所使用的绝热材料为真空绝热板(VIP)、聚氨酯发泡和气凝胶复合绝热,内胆采用铜板,外壳采用不锈钢板,而进入箱体内部的冷指与箱体内胆通过气凝胶连接。

把低温冰箱的隔热材料选定后,我们就应该确定其厚度了。在普通冰箱的设计中,通常是以箱体外表面不结露为确定其厚度的基本条件,即保证箱体外表面温度在露点温度以上。低温冰箱绝热层设计中,其厚度设计原则仍然以此为依据。在计算时:设冷流体的温度(即箱内空气温度)为 t_1 ,外界空气温度为 t_w ,露点温度为 t_d ,外表面和空气之间的传热系数为 α ,外表面温度为 t_2 ,隔热材料的平均导热系数为 λ 。根据热平衡条件得:

$$\alpha \times (t_w - t_2) = \lambda \times (t_2 - t_1) / L \quad (1)$$

式中, L 为绝热层厚度,为保证箱体表面不结

露,则最小 L 值应满足 $t_2 = t_d$,

代入上式得:

$$L = \lambda \times (t_2 - t_1) / \alpha / (t_w - t_2) \quad (2)$$

L 即为所求之最小厚度。在实际生产中,保冷层实际厚度应大于此值,以确保其保冷效果和安全。

箱体具体结构尺寸如下图所示。内胆尺寸:宽320 mm×高362 mm×深246 mm,材料为2 mm厚的紫铜;外壳尺寸:宽480 mm×高522 mm×深439 mm,材料为0.8 mm厚的不锈钢。外壳深为246+80+113=439 mm;80 mm为后面绝热层整体厚度,其中从内向外依次为气凝胶10 mm,聚氨酯发泡45 mm,VIP板25 mm;113 mm为外门、内门的总厚度。

箱体门的厚度为下图113 mm处,门内材料为聚氨酯发泡,其中外门厚度为77 mm,内门厚度为36 mm。

2 温度场模拟

2.1 边界条件

冷源温度 $t_l = -100$ °C,环境温度 $t_o = 20$ °C。箱体外壳为0.8 mm厚不锈钢,外壳与空气的对流换热系数为 $5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$;箱体内壁为1.2 mm厚紫铜,内壁与空气对流换热系数为 $1.2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$;VIP板厚度25 mm,导热系数为 $0.004 \text{ W/m} \cdot \text{K}$;聚氨酯发泡厚度45 mm,导热系数为 $0.024 \text{ W/m} \cdot \text{K}$;气凝胶厚度10 mm,导热系数为 $0.018 \text{ W/m} \cdot \text{K}$;外门为77 mm厚聚氨酯发泡,内门为36 mm厚聚氨酯发泡,导热系数为 $0.024 \text{ W/m} \cdot \text{K}$;外门内壁与内门内外壁材料均为2 mm厚工程塑料,导热系数为 $0.046 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 。

为简化实际问题,对柜内空气的流动与换热作了以下假设:

- 1) 柜内空气为牛顿流体;
- 2) 柜内空气流动形式为稳态、层流;
- 3) 柜内空气在固体表面满足无滑移边界条件;
- 4) 满足 Boussinesq 假设。

2.2 模拟结果

模拟气凝胶、聚氨酯发泡层、VIP板、门横向剖面温度变化梯度,如图1所示;模拟气凝胶、聚氨酯发泡层、VIP板、门纵向剖面温度变化梯度,如图2所示;三维视图下,模拟气凝胶、VIP板、发泡层、门剖面温度变化梯度,如图3所示。

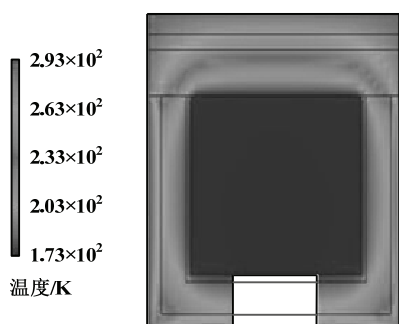


图1 箱体横剖面温度场

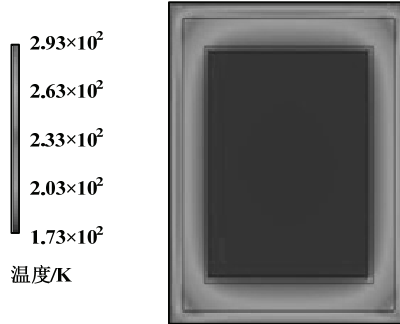


图2 箱体纵剖面温度场

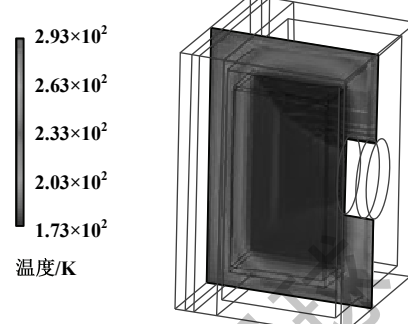


图3 箱体三维剖面温度场

综上所述,从图1、图2和图3中可分析出各交界面的平均温度。

门外温度为 17.53 °C,内胆空气为-99.92 °C。

外表面为 18.21 °C, VIP 板与聚氨酯发泡界面温度为-48.27 °C,聚氨酯发泡与气凝胶交界面的温度为-85.4 °C。

3 箱体传热量计算

此绝热方案为四层绝热,利用 FLUENT 软件中 Fluxes 计算所得传热量:

$$Q=Q_1+Q_2 \quad (3)$$

其中:门的漏热量 Q_1 为 6.3 W;除门以外的五个面漏热量 Q_2 为 7.91 W;总计 Q 为 14.21 W;由于 VIP 板之间、VIP 板与内胆和聚氨酯材料之间、门封以及冷头与绝热材料之间的接触存在热桥及漏热问题,故需乘以修正系数,暂取 1.3,则最终箱体传热量 $Q'=1.3 \times 14.21=18.473$ W。

4 箱体漏热实验

对所设计的箱体进行实验,采用冷源法测量箱体的漏热^[10]。冷源法就是在箱内设置一个冷源,使箱内处于低温,而箱外则为高温,模拟冷箱漏热的

实际情况。因此,冷源法实验最能真实反映冷箱的漏热情况。选用大冷量整体式自由活塞式斯特林制冷机,该斯特林制冷机在输入功率为280 W时,可使冷指温度达到-100.01 °C,提供28 W的冷量,并配有恒温水箱对制冷机进行散热,通过安捷伦采集仪,用T型热电偶对箱内各测点进行布置,通过安捷伦采集仪,然后接入安捷伦数据采集仪34972A的通道内,如图4所示。

实验在恒温实验室中进行,初始时刻为2013年12月21日15:59:15,各点的温度值如曲线图5所示。当实验进行到2013年12月23日13:49:15时,制冷机冷头温度达到设计温度,此时各点温度如图6所示。

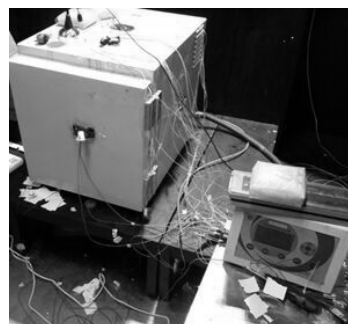


图4 箱体测温实验台

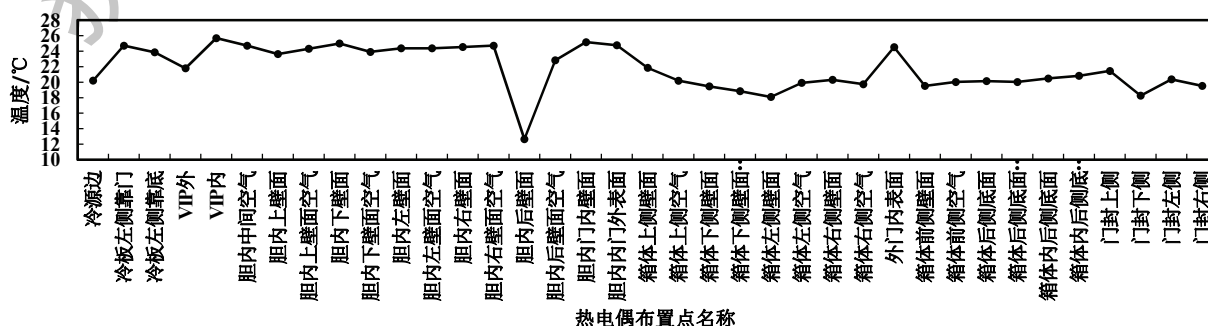


图5 初始时刻各点温度

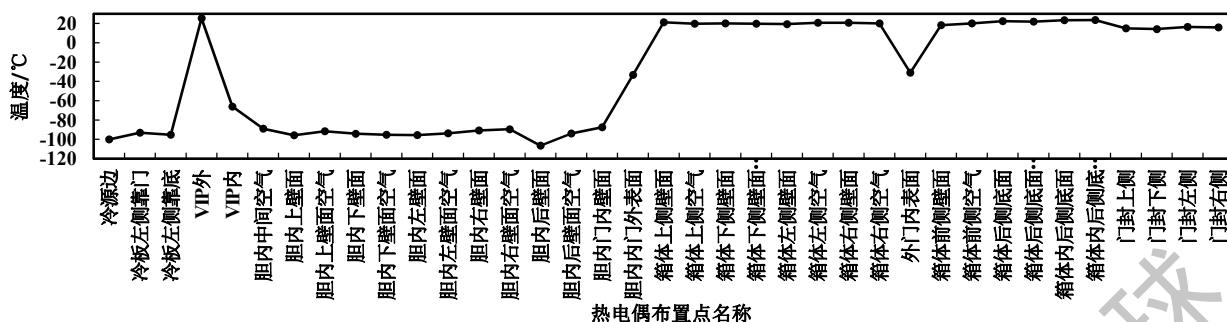


图6 达到设计温度时各点温度

4.1 箱体的热力计算

箱体热力计算是根据箱体结构和实验数据计算出热负荷。它的总热负荷包括箱体的漏热量、开门损失热量、储物热量和其他热量。而这里我们主要考虑箱体的漏热量。边界条件为：箱体外壳为 0.8 mm 厚不锈钢，外壳与空气的对流换热系数为 $5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ；箱体内壁为 1.2 mm 厚紫铜，内壁与空气对流换热系数为 $1.2 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ；VIP 板厚度 25 mm，导热系数为 $0.004 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ；聚氨酯发泡厚度 45 mm，导热系数为 $0.024 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ；气凝胶厚度 10 mm，导热系数为 $0.018 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ；外门为 77 mm 厚聚氨酯发泡，内门为 36 mm 厚聚氨酯发泡，导热系数为 $0.024 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ；外门内壁与内门内外壁材料均为 2 mm 厚工程塑料，导热系数为 $0.046 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ 。

箱体的漏热量主要由三部分组成，以下式表示：

$$Q_{\text{总}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (\text{W}) \quad (4)$$

式中：

Q_1 ——箱体绝热层的漏热量，W；

Q_2 ——箱门的漏热量，W；

Q_3 ——箱门门封条的漏热量，W。

4.1.1 箱体绝热层漏热量 Q_1 的计算

箱体的传热是多层平壁（包括外壳、绝热层和内胆）的传热过程，故：

$$Q_1 = F \times k \times \Delta t \quad (5)$$

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \sum \delta/\lambda} \quad (6)$$

式中：

F ——传热面积， m^2 ；

k ——总换热系数， $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ ；

Δt ——箱体内外的温度差，K；

α_1 ——箱体外表面与空气的对流换热系数， $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ ；

α_2 ——箱体内表面与箱内空气的对流换热系数， $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ ；

δ ——箱体材料厚度，m；

λ ——箱体材料导热系数， $\text{W/m}\cdot\text{K}$ 。

其中 k 称为多层平壁换热的总换热系数。这里有一个对于计算的简化，虽然箱体的传热是一个多层平壁传热过程，但是由于箱体的内胆和外壳都是金属材料，分别为紫铜和不锈钢，其换热系数大，热阻很小，而起主要作用的是绝热层。因此可以按传热公式求解：

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \sum \delta/\lambda} = \frac{1}{1/5 + 1/1.2 + 0.01/0.018 + 0.045/0.024 + 0.025/0.004} = 0.1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \quad (7)$$

在计算中通常取 F 为箱体的中层面积来计算，所以：

$$F = 0.4 \times 0.442 + 0.4 \times 0.326 \times 2 + 0.442 \times 0.326 \times 2 = 0.73 \text{ m}^2 \quad (8)$$

环境温度 $t=20 \text{ }^\circ\text{C}$ ，则： $\Delta t=20-(-93.86)=113.86 \text{ K}$ ，可以得出：

$$Q_1 = F \times k \times \Delta t = 0.73 \times 0.1 \times 113.86 = 8.31 \text{ W} \quad (9)$$

4.1.2 箱门的漏热量 Q_2 的计算

把内外门作为整体计算，即按照多层保温结构的计算公式来计算：

$$q = \frac{\Delta t}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \sum \delta/\lambda} = \frac{113.86}{1/5 + 1/1.2 + 0.006/0.046 + 0.107/0.024} = 20.26 \text{ W/m}^2 \quad (10)$$

则：

$$Q_2 = qF = 20.26 \times (0.392 \times 0.434 + 0.48 \times 0.522) = 8.51 \text{ W} \quad (11)$$

4.1.3 箱门密封条的漏热量 Q_3 计算

由于 Q_3 值很难用计算方法计算, 根据实测值推出, 一般可以取 Q_3 为 Q_1 与 Q_2 的总和的 15%。则:

$$\begin{aligned} Q_3 &= (Q_1 + Q_2) \times 15\% \\ &= (8.31 + 8.51) \times 15\% = 2.52 \text{ W} \end{aligned} \quad (12)$$

4.1.4 箱体总热负荷计算

箱体总热负荷为:

$$Q_{\text{总}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 8.31 + 8.51 + 2.52 = 19.34 \text{ W} \quad (13)$$

制冷机冷头温度为 $-107.21 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 箱内温度可达到 $-93.86 \text{ }^\circ\text{C}$, 与模拟所得结果相差 $6.06 \text{ }^\circ\text{C}$, 在误差允许的范围内, 同时经过计算, 此箱体设计符合国家标准, 漏热量很小, 仅为 19.34 W , 与 FLUENT 模拟结果相差 0.867 W , 由于实验条件与模拟的边界条件存在一定误差, 同时, 制冷机系统的一部分热量通过箱体外壁散发, 因此漏热量的偏差属于正常范畴。

5 技术难点及关键技术

5.1 VIP 板本身包裹材料的导热问题

VIP 板由高阻隔材料包裹密封, 以实现真空密封。但这层高阻隔材料也形成了一个闭合导热回路, 特别是在 VIP 板侧面, 存在一纵向导热, 形成多个热桥, 使漏热量增加。

解决方案: 考虑制作整体式 VIP 板, 以消除包裹材料的热桥问题。

5.2 冷头与箱体结合处的密封及传热问题

在箱体设计、加工过程中均需给制冷机冷头留有一定的空间, 以便冷头与箱体的接触。但是在结合处, 存在着漏热以及密封焊接问题。

解决方案: 寻找一种低导热系数的材料作为冷头与箱体之间的接触材料, 其连接性要好, 同时还能满足强度的要求。

5.3 箱体门封漏热问题

箱门与箱体之间接触存在密封及漏热问题^[11]。

解决方案: 选择导热系数小、密封性好的门封条, 同时还需考虑箱门的制作方案及工艺。

6 结论

本文详细提出了一种新型超低温冰箱的设计思路, 这种新型低温冰箱箱体绝热层采用气凝胶、

聚氨酯发泡、真空绝热板 (VIP) 三层复合绝热, 大大减少了箱体的制冷量损失, 从而减少了能耗, 通过 FLUENT 模拟和实验验证, 漏热量符合设计要求; 与此同时, 所采用的斯特林制冷机^[12]选用氦气作为制冷工质, 属于绿色制冷剂, 其最大的优点在于其温度控制的稳定与精确性, 无论环境温度如何变化, 它都能够有效稳定地达到设定的温度; 冰箱内温度的波动范围很小, 偏差在 $1 \text{ }^\circ\text{C}$ 之内, 最大程度地保障了样本的安全性。此外, 大大降低冰箱的故障几率, 降低能耗, 为我国超低温冰箱的发展提出了新的思路^[13]。

参考文献:

- [1] 毛正荣, 赵巍, 张华, 等. 低温冷柜内空气的传热与流动特性研究[J]. 上海理工大学学报, 2003, 25(1): 21-24.
- [2] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2000.
- [3] BERCHOWITZ D M, KWON Y. Environmental Profiles of Stirling-Cooled and Cascade-Cooled Ultra-Low Temperature Freezers[J]. Sustainability, 2012(4): 2838-2851.
- [4] WALKER G, FAUVEL R, READER G. Miniature refrigerators for cryogenic sensors and cold electronics[J]. Cryogenics, 1989(29): 841-848.
- [5] Iosif Gr D. Design and performance test of a miniature Stirling cryocooler[J]. Cryogenics, 1994(34):191-193.
- [6] WU C H, CHEN W Z, SUN F R, et al. Performance characteristic of an endoreversible stirling refrigerator[J]. International Journal of Power and Energy Systems, 1999(19): 79-82.
- [7] ROGDAKIS E D, BORMPILAS N A. Second law analysis of a Stirling cryocooler with optimal design of the regenerator and losses[J]. American Society of Mechanical Engineers, 2001(6): 181-189.
- [8] 叶斌. 低温冰箱箱体设计与箱内温度场分析[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2004.
- [9] 卞荷洁, 谷波. $-80 \text{ }^\circ\text{C}$ 低温冰柜的系统设计[J]. 低温工程, 2003(2): 54-59.
- [10] 王传林, 鄂志敏, 陈建友, 等. 冰箱试验室的温湿度模糊控制系统应用研究[J]. 上海理工大学学报, 2002, 24(4): 341-344.
- [11] 李恒国, 户建波. 冷柜门体与箱体配合间隙对能耗的影响[J]. 制冷技术, 2013, 33(4): 60-62.
- [12] 陈廷强. 斯特林制冷机设计参数的优选方法探讨[J]. 制冷技术, 1986, 6(3): 9-13.
- [13] 梅勤光. 家用冰箱的节能减排技术[J]. 制冷技术, 2008, 28(4): 12-14.