

# LHP 圆盘式蒸发器的强度分析与启动预热分析

史光<sup>1</sup> 刘志春<sup>1</sup> 刘伟<sup>1</sup> 刘胜<sup>2</sup>

( 1. 华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074; 2. 华中科技大学光电国家实验室, 湖北 武汉 430074 )

**摘要** 本文设计了一种用于回路热管 (LHP: loop heat pipe) 的圆盘式蒸发器, 并利用 ANSYS 仿真软件创建三维模型, 对其进行了受力分析, 结果显示应力和应变分布均匀, 没有明显的应力、应变集中现象发生; 另外, 利用 FLUENT 软件对蒸发器启动预热阶段进行了瞬态热分析, 得到了其温度分布, 结果表明, 本蒸发器可以有效地降低背向导热现象, 这对以后实验工作有重要的指导意义。

**关键词** LHP; 圆盘式蒸发器; 强度分析; 热分析

**中图分类号:** TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2008)07-1189-03

## STRENGTH AND THERMAL ANALYSIS ON THE DISK EVAPORATOR OF LOOP HEAT PIPE

SHI Guang<sup>1</sup> LIU Zhi-Chun<sup>1</sup> LIU Wei<sup>1</sup> LIU Sheng<sup>2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China;  
2. National Lab. for Optoelectronics, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

**Abstract** A new disk type evaporator used for loop heat pipe was designed in this paper. The simulation for strength analysis was taken with 3-D model created using ANSYS software, the result indicated that the strain and stress distributed uniformly and no distinct stress or strain concentration problem take place. Also the transient thermal analysis for the evaporator prior start-up was conducted, and the temperature distributions of the evaporator at different time prior startup were presented, the simulation results show that the evaporator structure can effectively reduce back-conduction. The studies are meaningful and helpful for the experimental research in the future.

**Key words** LHP; disk evaporator; strength analysis; thermal analysis

## 0 引言

环路热管 (Loop Heat Pipe: LHP) 是一种利用蒸发器内的毛细芯产生的毛细力驱动回路运行、利用工质相变传递热量的高效传热装置<sup>[1]</sup>。它具有传热性能高、传输距离远、传热温差小以及安装灵活方便等诸多优点, 在航天器热控方面具有广泛的应用前景。此外, LHP 也适用于高热流密度电子元器件的散热。

蒸发器是系统热负荷的承受部件, 在蒸发器毛细结构中, 液体工质受热发生汽化, 将热量从热源运送到冷凝器后, 汽相工质发生凝结, 向外界传热, 蒸发器毛细芯产生的毛细抽吸力使冷凝器中的冷凝液体通过液体管道返回到蒸发器, 完成系统循环<sup>[2]</sup>。在 LHP 中, 蒸发器是最为关键的组成部分之一, 它不仅是热量的吸入部件, 而且是整个系统中工质循

环所需驱动力产生的源头, 其性能好坏直接影响到 LHP 能否启动和整个工作的实现<sup>[3,4]</sup>。近年来, 由于圆盘式蒸发器具有传热能力大、等温性好、使用方便等优点, 越来越受到人们的关注<sup>[5]</sup>。本文针对由所在实验室已设计出的 LHP 圆盘式蒸发器创建了三维模型, 进行了力学分析和热分析, 进一步了解其工作性能, 为以后实验工作打下较好的基础。

## 1 蒸发器结构

LHP 圆盘式蒸发器的结构如图 1 所示, 由带肋

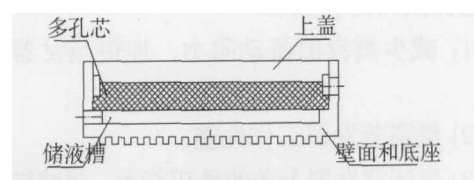


图 1 蒸发器结构示意图

Fig.1 Schematic of disk-type of evaporator

收稿日期: 2007-12-20; 修订日期: 2008-05-23

基金项目: 国家重点基础研究发展规划 (No.2007CB206900) 资助项目

作者简介: 史光 (1983-), 男, 河北廊坊人, 硕士研究生, 主要从事毛细相变驱动回路的实验研究。

片的上盖、多孔芯层、储液层、周向外壁和带肋片的底座组成。周向外壁与底座是一体的，上盖通过焊接与周向壁面相连。

## 2 强度分析

假定蒸发器为一均匀、各向同性的连续弹性体应力与形变之间的关系<sup>[6]</sup>：

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (1)$$

其中， $D$  称为弹性矩阵，它完全决定于弹性模量  $E$  和泊松系数  $\mu$ 。另外，利用畸变能密度准则作为失效判据与设计准则<sup>[6]</sup>：

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq [\sigma] \quad (2)$$

式中， $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  分别为单元的三个主应力。

设定蒸发器工作温度  $T=40^\circ\text{C}$ ，工质为氨，此时工质的饱和压力  $P=1.55\text{ MPa}$ ，由于外部存在大气压力，故实际工作压力  $P=1.45\text{ MPa}$ ，蒸发器材料为 316 L 不锈钢，密度  $\rho=7830\text{ kg/m}^3$ ，弹性模量  $E=210\text{ GPa}$ ，泊松系数  $\mu=0.3$ ，许可应力  $[\sigma]=200\text{ MPa}$ 。

设计蒸发器上盖厚度的传统方法根据热管的设计与应用手册，对采用平封头的热管，封盖厚度  $t$  的设计计算公式为：

$$t = d_i \sqrt{\frac{KP}{[\sigma]\varphi}} \quad (3)$$

式中， $d_i$ —计算直径， $K$ —结构特征系数，一般取 0.35， $P$ —工作压力， $[\sigma]$ —许用应力， $\varphi$ —焊缝系数，一般取 0.8。

根据本设计的工作条件、结构以及材料， $P=1.45 \times 10^6\text{ Pa}$ ， $[\sigma]=200\text{ MPa}$ ， $d_i=38\text{ mm}$ ，故：

$$t = 38 \sqrt{\frac{0.35 \times 1.45 \times 10^6}{200 \times 10^6 \times 0.8}} = 2.146\text{ mm}$$

根据实际需要，将蒸发器上盖设计为具有肋片结构形式，下部肋片厚 0.5 mm，与多孔芯接触，上部平板厚 1.5 mm，总厚度 2 mm。

这种结构的优点有：

- (1) 减少蒸汽的流动阻力，加快蒸发器启动速度；
- (2) 提高蒸发器工作性能；
- (3) 保证蒸发器上盖的承压能力，并减轻蒸发器重量。

根据设计的结构尺寸，在 ANSYS 软件中绘制三维模型，并加载工作条件，进行有限元分析，结果如图 2 和图 3 所示。

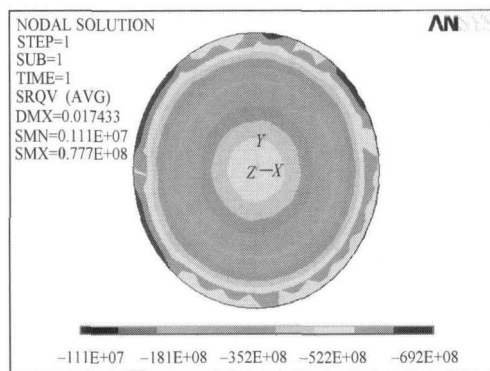


图 2 无肋片 2 mm 厚上盖应力分布图  
Fig.2 Stress distribution of lid without fin

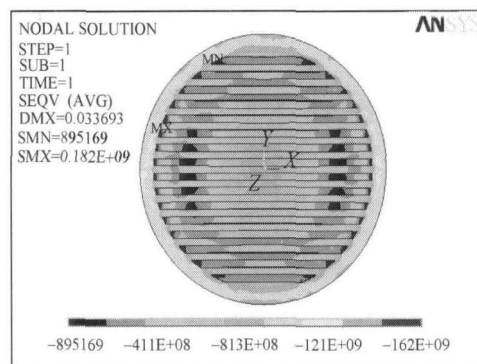


图 3 0.5 mm 厚肋片 +1.5 mm 厚上盖应力分布图  
Fig.3 Stress distribution of lid with fin high 0.5 mm

图 2 为 2 mm 厚无肋片结构的蒸发器上盖应力分布图，在中心处和边缘连接处附近应力分布集中，如图中深色区域，最大应力值  $SMX=80\text{ MPa}$  左右，最大形变量  $DMX=0.017\text{ mm}$ 。图 3 为有肋片结构，总厚度也为 2 mm 的蒸发器上盖应力分布图，由于肋片的作用，应力分布比较均匀，图中深色区域为应力较小区域。由于肋片结构边缘存在尖点，导致在肋片上的尖点处出现应力集中点，产生虚假最大应力值  $SMX=192\text{ MPa}$ ，这对上盖的变形和应力分析的影响可以忽略。由前面的图形和经验可知，应力较大区域应出现在中心处与边缘连接处附近，故实际最大应力值应为 100 MPa 左右，比没有肋片结构的上盖只多出 20 MPa 左右的应力，而获得了如前面所述的 3 个优点，这样，既保证了上盖的承压能力，又提高了蒸发器的工作性能。

## 3 启动前的瞬态热分析

蒸发器在启动前工质不发生相变；流体基本处于静止状态，忽略对流换热；蒸发器工作温度较低，绝热情况良好，忽略辐射换热，这样，蒸发器启动前的热传递可以简化为非稳态的导热问题，其控制方程为：

$$\rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right) + \dot{\phi} \quad (4)$$

式中,  $\rho$ 、 $c$ 、 $\phi$  及  $\tau$  分别为微元体的密度、比热容、单位时间内单位体积中内热源的生成热及时间。其中  $\lambda$  在各层物理模型中均为常数, 且无内热源。

设蒸发器上表面加载的热流密度  $q=10 \text{ W/cm}^2$ , 周向壁面及底座与外部空气间的自然对流换热系数  $h=5 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ , 系统的初始温度  $T=290 \text{ K}$ 。将工作条件和物理模型在 FLUENT 软件中进行模拟, 得到如下结果。

图 4 为蒸发器内部各监测面的平均温度随加热时间的变化趋势图。由图中可以看出, 蒸发器上壁面和多孔芯的上表面平均温度随加热时间增长较快, 两者间的温差在  $10^\circ\text{C}$ , 在  $6.5 \text{ s}$  时, 多孔芯上表面温度达到  $40^\circ\text{C}$ , 蒸发器处于预启动状态。储液槽和侧壁面处的温度随加热时间增长较慢, 在  $6.5 \text{ s}$  时温度分别为  $20^\circ\text{C}$  和  $25^\circ\text{C}$ , 不会影响到蒸发器的正常启动。蒸发器下壁面平均温度基本不变, 还略有降低, 这是因为漏热还没有传导至该处, 而且下壁面存在肋片结构, 与空间的自然对流换热较强。

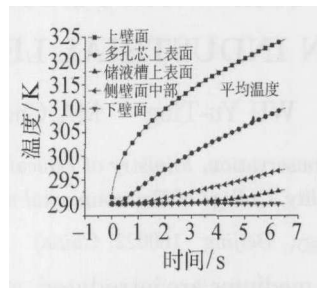


图 4 启动前蒸发器内部各监测面的平均温度

Fig.4 Temperature change during startup at different evaporator section

图 5 为蒸发器在热流密度  $q=10 \text{ W/cm}^2$ , 加热  $6.5 \text{ s}$  时纵切面的温度分布图。此时上壁面温度为  $50^\circ\text{C}$ , 多孔芯处的温度达到  $40^\circ\text{C}$ , 蒸发器处于预启动状态。由于在蒸发器未启动前需要靠导热来驱动, 多孔芯和液态工质的导热系数较低, 热量易通过蒸发器周向侧壁的导热传导至蒸发器下部, 这对蒸发器的启动及正常运行是十分不利的。

图 6 为无底部肋片蒸发器在热流密度  $q=10 \text{ W/cm}^2$ , 加热  $6.5 \text{ s}$  时纵切面的温度分布图。通过与图 5 的对比可以发现, 没有底部肋片的情况下, 通过周向壁面传导下来的热量会加强对蒸发器下部温度的影响, 使蒸发器下部温度升高, 这对蒸发器

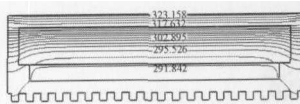


图 5 具有底部肋片加热  $6.5 \text{ s}$  时的温度分布图

Fig.5 Temperature field distribution when heating time= $6.5 \text{ s}$  of evaporator with fin under bottom

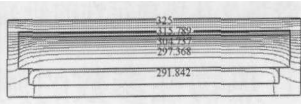


图 6 无底部肋片加热  $6.5 \text{ s}$  时的温度分布图

Fig.6 Temperature field distribution when heating time= $6.5 \text{ s}$  of evaporator without fin under bottom

的启动十分不利, 说明底部的肋片设计对蒸发器的正常启动有利。

图 7 为蒸发器内侧壁底部点的平均温度变化对比图。由图中可以看出, 有肋片结构时底部的温升明显要小于没有肋片结构的情况, 两者相差将近  $1^\circ\text{C}$ , 这对于蒸发器的正常启动以及保证回流液的质量具有积极的作用。

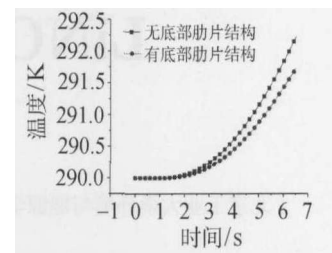


图 7 内侧壁底部点的平均温度变化对比图

Fig.7 Temperature change under  $q=10 \text{ W/cm}^2$  with different evaporator structure

## 4 结 论

本文针对课题组所设计的 LHP 圆盘式蒸发器进行了强度分析和启动前的瞬态热分析。结果表明该蒸发器结构强度能够满足所设定的工作强度要求, 最大应力值在许可应力范围内, 产生的形变量较小, 肋片结构的设计能够提高蒸发器上盖的承压能力; 在  $q=10 \text{ W/cm}^2$  的高热流密度加热条件下, 蒸发器在  $6.5 \text{ s}$  左右时上壁面温度为  $50^\circ\text{C}$ , 多孔芯温度达到  $40^\circ\text{C}$ ; 启动前周向壁面通过导热向蒸发器下部的漏热较大, 不利于蒸发器的正常启动, 底部的肋片对于消散由侧壁导下来的漏热能够起到较好的作用。

## 参 考 文 献

- [1] 向艳超, 张加迅, 侯增祺. 环路热管 (LHP) 技术的发展现状. 工程热物理学报, 2004, 25(4): 682-684  
Y C Xiang, J X Zhang, Z Q Hou. The State-of-art of Loop Heat Pipe. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(4): 682-684
- [2] Ku J. Operating Characteristics of Loop Heat Pipes. SAE Paper: 1999-01-2007, 1999
- [3] 张红星, 林贵平. 环路热管启动特性的实验研究. 中国科学 (E 辑), 2005, 35(1): 17-30  
H X Zhang, G P Lin. Experimental Investigation of Startup Characteristic for Loop Heat Pipe. Science in China (Series E), 2005, 35(1): 17-30
- [4] LIU Z C, LIU W, Nakayama A. Flow and Heat Transfer Analysis in Porous Wick of CPL Evaporator Based on Field Synergy Principle. Heat Mass Transfer, 2007, 43: 1273-1281
- [5] Maidanik Y F, Solodovnik N N, Fershtater Y G. Investigation of Dynamic and Stationary Characteristics of a Loop Heat Pipe. In: IX International Heat Pipe Conference. Albuquerque, New Mexico, 1995
- [6] 单辉祖. 材料力学. 北京: 高等教育出版社, 1999  
H Z Shan. Material Mechanics. Beijing: High Education Press, 1999