

文章编号:1000-582X(2012)04-077-06

# 碱金属热电转换的多孔芯内热质传输特性

吴双应,曹宝喜,肖兰,李友荣

(重庆大学 a. 低品位能源利用技术及系统教育部重点实验室;b. 动力工程学院,重庆 400044)

**摘要:**对基于 AMTEC(Alkali Metal Thermal-to-Electric Converter, 碱金属热电转换器)的毛细多孔吸液芯建立轴对称恒温相变模型,通过求解多孔芯区及液体通道区热质传输控制方程得到毛细多孔芯中的流动与传热特性,分析了工质流量、入口温度、多孔芯厚度、孔隙率和有效孔径等参数对压力、速度和温度分布的影响;同时通过分析最大毛细力与回路压降之间的关系,给出了多孔芯有效孔径的适用范围和提高多孔芯性能的改进措施。研究表明:与三维两相流蒸发模型比较,文中的模型具有较好的预测准确性;以碱金属为工质的毛细多孔吸液芯和液体通道内的流动与传热特性与传统工质存在不同。

**关键词:**毛细多孔芯;碱金属液体;碱金属热电转换器;热质传输;数值模拟

**中图分类号:**TK124

**文献标志码:**A

## Investigation on flow and heat transfer characteristics in capillary porous wick based on alkali metal thermal-to-electric converter (AMTEC)

WU Shuang-ying, CAO Bao-xi, XIAO Lan, LI YAO-rong

(a. Key Laboratory of Low-grade Energy Utilization Technologies and Systems, Ministry of Education; b. College of Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

**Abstract:** An axial symmetric invariable temperature phase change interface model of capillary porous wick based on alkali metal thermal-to-electric converter (AMTEC) is established to simulate flow and heat transfer characteristics in capillary porous wick and liquid channel by solving the mass and heat transport controlling equations. The effects of the working fluid flow rate, inlet temperature, porous wick thickness, porosity and effective pore diameter on the distributions of pressure, velocity and temperature are analyzed. In addition, the available effective pore size of the porous wick and the measures to improve the performance of the porous wick are given by analyzing the relationship between the maximum available capillary pressure and the loop pressure drop. The results show that the model presented in gives a good agreement with the three dimensional two-phase evaporation model. The flow and heat transfer characteristics of the capillary porous wick with the alkali metal liquid as working fluid are different from that with the traditional working fluid in some ways.

**Key words:** capillary porous wick; alkali metal liquid; alkali metal thermal-to-electric converter (AMTEC); heat and mass transfer; numerical simulation

**收稿日期:**2011-12-09

**基金项目:**国家自然科学基金资助项目(51076171);教育部留学回国人员科研启动基金资助项目(教外司留[2011]508号);重庆市自然科学基金资助项目(CSTC, 2010BB6062);中央高校基本科研业务费资助项目(CDJXS 10141147)

**作者简介:**吴双应(1968-),男,重庆大学教授,博士,主要研究方向为传热传质、太阳能热利用与转换等,  
(E-mail)shuangyingwu@yahoo.com.cn.

AMTEC (Alkali Metal Thermal-to-Electric Converter, 碱金属热电转换器) 是以液态或气态碱金属为循环工质的高效面积型热电能量直接转换装置, 作为直接发电器件的一种, 具有无运动部件、无声、无需维护, 工作可靠和高效洁净等优点, 适用于太阳能、核能、化石能等多种形式的热源, 因而颇受人们关注<sup>[1-4]</sup>。传统的 AMTEC 回路工质循环一般采用电磁泵, 这样, 不仅会消耗掉一部分电能, 增加成本, 更重要的是电磁泵长期在高温下运行, 其可靠性不能得到保证。于是学者提出采用毛细多孔吸液芯蒸发器结构代替电磁泵用于提供系统的循环动力, 同时用来吸收外界能量<sup>[5]</sup>。目前毛细多孔吸液芯主要用于 CPL (Capillary Pumped Loops, 毛细泵抽吸环路) 和 LHP (Loop Heat Pipe, 环路热管) 中, 作为整个回路的动力源和能量接收器, 国内外诸多学者对其进行了深入的研究<sup>[6-7]</sup>。Kaya 和 Goldak<sup>[8]</sup>用有限元的方法对蒸发器横截面进行数值计算, 分析了热流密度对多孔芯内热质传输特性的影响, 并运用核态沸腾理论得出系统的沸腾极限。Chuan Ren<sup>[9]</sup>用轴对称模型, 分析了毛细多孔芯中流场和汽液界面位置等参数对多孔芯中蒸发传热的影响, 得到了中低热流密度下流动与换热的瞬态和稳态特性。碱金属和水、氨等传统工质相比, 具有极高的热导率和极低的  $Pr$ , 所以以碱金属为工质的毛细多孔吸液芯内的热质传输具有其自身的特殊性。然而目前的 CPL/LHP 多用于常温和低温的情况, 对以高温碱金属为工质的毛细多孔吸液芯内热质传输过程的研究未见相关报道, 且已有对多孔芯内热质传输的研究通常忽略轴向上的影响, 仅局限于垂直于轴向某一横截面的流动与换热。曲伟<sup>[10]</sup>用一维恒温相变界面模型研究了毛细芯蒸发器内的温度场, 由于采用的是一维模型, 对径向上换热和工质的流动以及流动对换热的影响未作分析, 因此误差较大。钱吉裕<sup>[11]</sup>通过建立多孔芯蒸发器的三维模型, 定性分析了蒸发器的工作过程, 但是由于该模型过于复杂, 作者并没有分析具体参数对蒸发器性能的影响。

文中以毛细多孔芯蒸发器为研究对象, 建立轴对称模型, 分析基于 AMTEC 的高温碱金属液体在毛细多孔芯中轴向和径向上流动和传热过程, 可为以高温碱金属为工质的毛细多孔吸液芯的设计提供理论指导。

## 1 物理和数学模型

图 1 是基于 AMTEC 的热电转换原理图。加载

到蒸发器上的外界热量通过蒸发器壳体及齿顶传递到毛细芯外表面, 加热 AMTEC 中的碱金属工质 (钠或者钾等, 文中以钠为例), 使得液态工质温度升高达到饱和温度, 并受热蒸发, 在毛细芯中形成汽液分界的弯月面; 汽液界面上产生的蒸汽被引到 AMTEC 的高温区域, 在 AMTEC 中进行热电转换, 然后低温低压的钠蒸汽在冷凝器中释放潜热, 变成钠液体。在冷凝器中凝结下来的液体工质在毛细力的作用下再次被抽吸到汽液界面处, 于是再次在蒸发器内吸热、蒸发、流出。

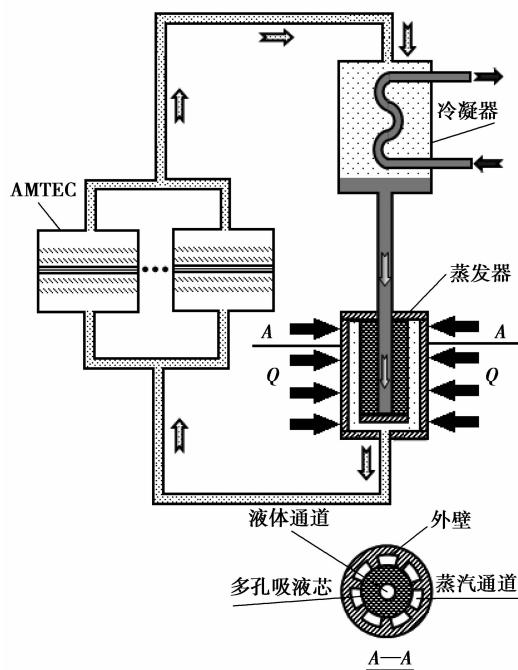


图 1 AMTEC 热电转换原理图

值得指出的是, 对于低热导率的传统工质, 如氨等, 汽液界面通常会深入到多孔芯内部, 此时汽液界面的形状并不是轴对称的, 因此有必要用三维的模型来研究。而对于文中所研究的热导率较高的液态碱金属, 在绝大多数情况下相变发生在多孔芯表面。由于碱金属液体具有很好的等温性以及其自身的蒸发特性, 使用轴对称模型在满足计算要求的基础上, 可以节省大量的计算时间。于是, 文中在忽略多孔芯周向上的流动与传热的基础上, 蒸发器多孔芯可简化为如图 2 所示的一个轴对称计算单元。在建立模型时采取如下几个假设: 忽略重力的影响, 固体骨架与工质处于局部热平衡且各向同性, 蒸发发生在多孔芯外表面, 即多孔芯内全部为液态, 系统能够正常运行, 没有出现烧干等现象。  $R_o$  为多孔芯外半径,  $m$ ;  $R_i$  为多孔芯内半径,  $m$ 。

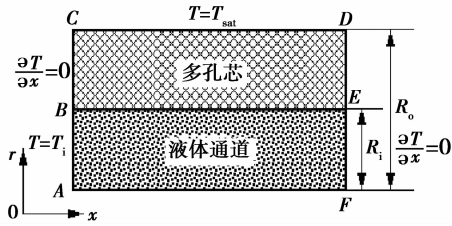


图2 物理和数学模型

根据上述模型和假设可列如下控制方程。

在多孔芯区:

$$\text{连续性方程: } \nabla \cdot \mathbf{V}_1 = 0, \quad (1)$$

$$\text{Darcy 方程: } \nabla P_1 = -(\mu_l / K_1) \mathbf{V}_1, \quad (2)$$

$$\text{能量方程: } \rho_1 c_1 (\mathbf{V}_1 \cdot \nabla) T = \nabla \cdot (\lambda_{\text{eff}} \nabla T), \quad (3)$$

在液体通道区:

$$\text{连续性方程: } \nabla \cdot \mathbf{V}_1 = 0, \quad (4)$$

$$\text{动量方程: } \rho_1 (\mathbf{V}_1 \cdot \nabla) \mathbf{V}_1 = -\nabla P_1 + \mu_l \nabla^2 \mathbf{V}_1, \quad (5)$$

$$\text{能量方程: } \rho_1 c_1 (\mathbf{V}_1 \cdot \nabla) T = \nabla \cdot (\lambda_l \nabla T), \quad (6)$$

其中  $\mathbf{V}$  为速度矢量, 在多孔介质的计算中, 速度通常分为物理速度和表观速度, 文中所有的速度都为表观速度,  $\text{m/s}$ ;  $\rho$  为密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $T$  为温度,  $\text{K}$ ;  $P$  为压力,  $\text{Pa}$ ;  $\mu$  为流体动力粘度,  $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ ;  $c$  为比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $\lambda_{\text{eff}}$  为有效导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ; 下标  $l$  表示液相。  $K_1$  为渗透率, 渗透率  $K_1$  与多孔度  $\varphi$  及有效孔径  $d_p$  的关系为<sup>[13]</sup>:

$$K_1 = \frac{d_p^2 \varphi^3}{150 \times (1 - \varphi)^2}, \quad (7)$$

边界条件:

$$AB: T = T_i, M = M_i, \quad (8)$$

$$CD: \frac{\partial u}{\partial r} = 0, \frac{\partial v}{\partial r} = 0, T = T_{\text{sat}} \text{ (设点温度)}, \quad (9)$$

$$BC, DE, EF: \mathbf{V} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0, \quad (10)$$

$$AF: \frac{\partial P}{\partial r} = 0, \frac{\partial T}{\partial r} = 0. \quad (11)$$

$AB$  为质量进口, 其质量流量  $M_i$  可根据能量守恒来确定:  $M_i = Q / (c_l \Delta T + h_{\text{fg}})$ , 其中  $Q$  为热负荷,  $\text{W}$ ;  $h_{\text{fg}}$  为汽化潜热,  $\text{J/kg}$ ;  $\Delta T$  为液体过冷度,  $\text{K}$ 。对于出口  $CD$ , 由于不知道此处压力 ( $P = P_{\text{sat}} - P_c$ ,  $P_{\text{sat}}$  为设点温度下  $T_{\text{sat}}$  对应的饱和压力; 毛细力  $P_c$  未知) 和速度 (轴向速度  $u$  和径向速度  $v$ ) 等量, 所以使用自由出口边界条件, 即在流动方向上速度无梯度变化, 该处的温度为饱和温度即设点温度  $T_{\text{sat}}$ ; 其它边界都为绝热固壁边界条件。

CPL/LHP 能够正常运行的要求之一为

$$\Delta P_{c, \text{max}} \geq \Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{loop}} + \Delta P_{\text{wick}}, \quad (12)$$

其中,  $\Delta P_{c, \text{max}}$  为毛细芯所能提供的最大毛细力;

$\Delta P_{\text{total}}$  为整个环路总的压降;  $\Delta P_{\text{loop}}$  为外环路总的压降, 包括蒸汽管道、液体通道以及其它部件如文中 AMTEC 内的压降;  $\Delta P_{\text{wick}}$  为毛细芯内的压降。根据 Laplace - Young 方程<sup>[6]</sup>:

$$\Delta P_{c, \text{max}} = (4\sigma \cos\theta) / d_p, \quad (13)$$

其中,  $\sigma$  为表面张力,  $\text{N/m}$ ;  $\theta$  为接触角。

计算中, 压力场和速度场采用 SIMPLE 算法耦合求解, 采用有限容积法进行方程的离散。对流项采用二阶迎风格式离散, 扩散项采用中心差分, 计算区域网格数目为  $300 \times 160$ 。

由于多孔介质中既有导热又有对流, 很难确定其具体的传热过程, 所以通常简化模型, 使用有效导热系数来处理多孔介质中的传热问题。由于所取模型不同, 所得的有效导热系数也不相同, 其中串联模型和并联模型为 2 个极端模型, 对串联模型, 有效导热系数最小, 而对并联模型则有效导热系数最大, 其它的各种模型有效导热系数及温度分布介于这 2 种模型之间。根据 Kaya 和 Goldak<sup>[8]</sup> 的研究, 当皮克来数  $Pe$  ( $Pe = q L_w c_1 / h_{\text{fg}} \lambda_{\text{eff}}$ ,  $q$  为热流密度,  $\text{W/m}^2$ ;  $L_w$  为蒸发器轴向长度,  $\text{m}$ ) 较小时, 对流项作用可以忽略不计, 此时可忽略不同有效导热系数模型对多孔介质内工质温度分布的影响。考虑到文中的  $Pe$  数较大, 对流作用不可忽略, 为简单起见, 有效导热系数都采用并联模型, 即

$$\lambda_{\text{eff}} = (1 - \varphi) \lambda_s + \varphi \lambda_l, \quad (14)$$

式中  $\lambda_s$  为固体导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

为验证模型可靠性, 首先计算了一个常温下的 CPL 多孔吸液芯内的热质传输过程, 所有物性、边界条件及尺寸均按照文献<sup>[11]</sup>选取, 所得多孔芯内表面温度  $T_{\text{Ri}}$  和液体通道内液体平均温度  $T_{\text{LC}}$  分别与文献<sup>[10]</sup>和<sup>[11]</sup>进行比较, 如图 3 所示。经对比可见, 文中模型除了在初始段由于入口效应与三维模型所得结果有较大差别外, 在主要区域非常接近。

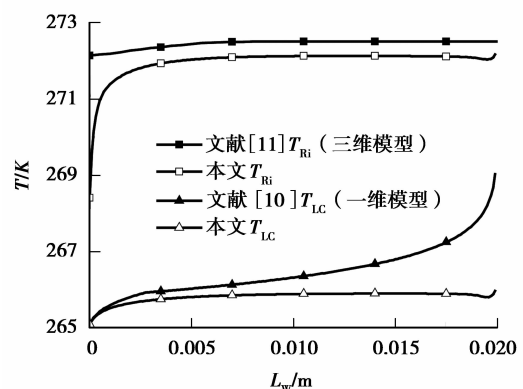


图3 文中模型与其它文献模型结果比较

由于传统工质的三维模型中考虑了汽液分界面深入多孔芯内部的情况, 气态工质的运动粘性系数  $\nu_v = \mu_v / \rho_v$  ( $\mu_v, \rho_v$  分别为气态工质的动力粘性系数和密度) 远大于液态工质的运动粘性系数  $\nu_l = \mu_l / \rho_l$ , 按照文献[11]在进出口压差一定的条件下, 采用文中的二维模型所计算出的工质流量也略大于三维模型, 从而导致文中模型所得多孔芯内表面温度较低, 但是差别并不大, 主要区域不超过 0.3 K, 所以该模型可以很好预测结果。一维模型忽略了多孔介质径向上的温差, 而从文中及三维模型结果可看出, 多孔芯内外表面约有 3 K 的温差; 此外, 一维模型不能分析径向流动对传热过程的影响, 但从文中二维模型计算出的流体平均温度分布曲线可看出, 在轴向上温度几乎均匀, 体现了 CPL 在实际运行中良好的等温性。由此可见把流体通道内近似处理为一维模型不能很好地分析流动与传热过程。从结果也可以观察到, 对于流体通道中的主区域温度都要远低于设点温度, 所以很少会发生烧干等现象。但是对于碱金属, 由于具有极高的导热性和等温性, 其温度分布与传统工质相比具有较大的差异性, 有必要对以碱金属为工质的毛细多孔吸液芯内的流动与传热特性进行研究。

## 2 结果分析和讨论

图 4 和图 5 分别是流量  $M_i$  为 0.002 kg/s, 多孔芯外半径  $R_o$  为 8 cm, 内半径  $R_i$  为 4 cm, 轴向长  $L_w$  为 15 cm, 多孔度  $\varphi$  为 0.6, 渗透率  $K_i$  为  $10^{-13} \text{ m}^2$ , 工质为钠, 多孔芯材料为高温陶瓷, 设点温度  $T_{\text{sat}}$  为 1154.55 K, 入口温度  $T_i$  为 1134.55 K, 外环路压降  $\Delta P_{\text{loop}}$  为 20 kPa 时的毛细多孔芯及液体通道内的温度分布图、速度矢量与压力分布图。从温度分布图可以明显地看出, 碱金属工质在液体通道内沿流动方向温度越来越高, 但在径向上温差非常小; 在液体通道的末端, 碱金属工质的温度达到最高。通过对传统工质多孔芯蒸发器计算发现, 当工质流量及多孔芯有效导热系数相同时, 在液体通道中, 工质的温升主要集中在多孔芯内表面附近, 在其它区域工质的温度变化很小。由此可见以碱金属为工质的多孔芯蒸发器与传统工质的温度分布有着较大的区别。在多孔芯内, 不仅在径向上存在温差, 轴向上同样存在。在入口段, 由于来流温度最低, 此时加热流体所需的能量最大, 所以温度梯度也最大; 沿着轴向, 液体温度升高, 流量越来越小, 所需的热量也越来越少, 所以温度梯度也变小。在液体通道末端, 此处的温度已接近设点温度, 此时, 极易出现沸腾烧干

现象, 由此可见分析多孔芯内轴向上的温度分布很有必要。从速度矢量和压力场图中可以看出在液体通道区中心速度最大, 流速沿轴向减少。多孔芯中工质仅在径向上有流动, 且大小沿径向减小, 在轴向上处处相等。液体的压降集中在多孔芯区, 在液体通道中的压降可以忽略不计。压力仅在径向上有变化, 在轴向上各处相等, 这是由于工质仅有径向流动, 且沿轴向大小相等。因此各个截面的径向流量也都相等, 液体通道内的流量呈线性减少。由此可见, 虽然在换热上不能仅仅考虑径向上的换热, 但流动可以认为在多孔芯内仅有径向流动, 此处所得结论同时也为曲伟等人的一维模型<sup>[10]</sup>关于流动方面的假设提供了依据。根据毛细芯内的流动特点可得到多孔芯内外表面的压差为<sup>[14]</sup>

$$\Delta P_{\text{wick}} = \frac{\mu_l}{K_i} \frac{M_i}{2\pi L_w \rho_l} \ln \frac{R_o}{R_i} \quad (15)$$

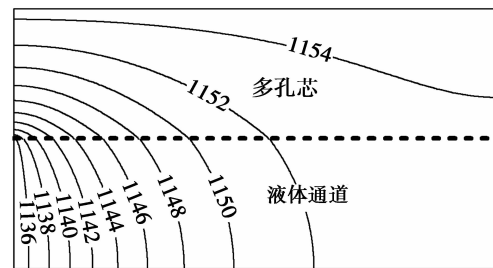


图 4 毛细多孔芯及液体通道内的温度分布图(单位: K)

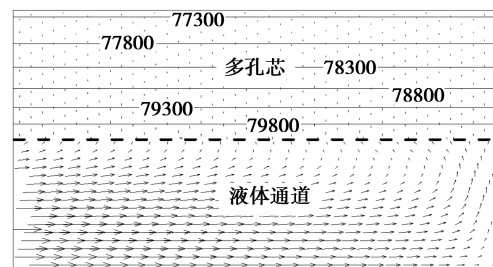


图 5 毛细多孔芯及液体通道内的速度矢量和压力场(单位: Pa)

由该式可以看出, 当物性及多孔芯结构确定后, 多孔芯内的压降仅与流量成正比关系, 跟其它参数无关。

根据冯踏青的研究结果<sup>[12]</sup>, 由于表面张力的作用, 在毛细吸液芯表面的弯月面中形成了有较大温度梯度的不易破裂的过热液膜, 使表面蒸发得以维持, 因此液态碱金属在吸液芯内一般不会发生沸腾。然而在液体通道区的液体工质达到饱和温度汽化后, 就会形成小气泡, 阻碍过冷液体的继续供给, 导致蒸发器烧干而失效。从图中可以看到在液体通道

中,多孔芯内表面附近温度最高,所以文中主要监测多孔芯内表面的温度分布  $T_{Ri}$ 。

图6为不同流量下多孔芯内表面温度分布,从图中可以看出,在任何流量下,沿轴向方向,温度越来越高。随着流量的增大,各点的温度都会降低,温度分布曲线趋于平缓,主要原因是因为随着流量的增大,为了使工质达到饱和温度所需要吸收的热量更多,根据 Bai 等人<sup>[13]</sup>和 Abhijit 等人<sup>[14]</sup>的研究,多孔芯的径向导热能力随着流量增大也逐渐减小。正是由于以上原因导致多孔芯的内外表面的温差增大,即多孔芯内表面温度随着流量的增大而减小。可以预测,当流量足够大时,也会出现轴向上几乎不存在温差的情况,但是由于碱金属的热导率非常大,需要的流量将会非常大,在实际运行中,由于材料承受高热负荷的局限性,所以该种工况通常很难达到。另外,由于在入口处存在一定的温度梯度,而且碱金属的热导率较大,通过该入口会向外导出一部分的热量,该热量一部分用于加热从冷凝器来的过冷液体,一部分用于液体管道与环境的热交换。当多孔芯径向尺寸增加(多孔芯内外径之比保持不变)时,其向外导出的热量也会相应增加,多孔芯内外表面温差增大,所以多孔芯内表面上各点温度都下降。

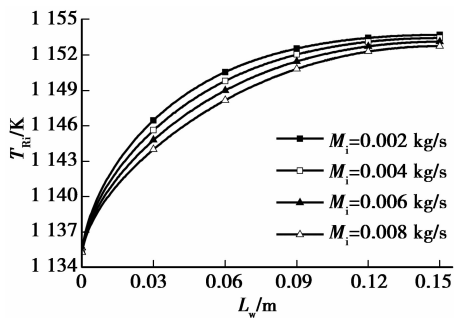


图6 不同流量下多孔芯内表面温度分布

图7给出了不同多孔芯外径及流量下多孔芯内表面最高温度  $T_{max}$ 。可以看出,流量越小,多孔芯外径越小(即长径比越大),多孔芯内表面最高温度越高,越容易出现烧干现象。这也解释了 CPL/LHP 在小型化之后或功率较小时为什么难以运行的原因。图8为不同入口温度时,多孔芯内表面温度沿轴向分布,可以看出,入口温度的影响主要集中于入口段,沿轴向上各种工况的差别变小,这也是 CPL 运行时等温性的一个体现,对多孔芯内温度分布影响较大的为设点温度和热负荷。改变入口温度,对总的温度分布影响并不大。

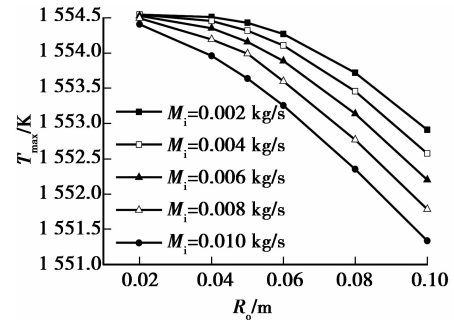


图7 不同外径及流量下多孔芯内表面的最高温度

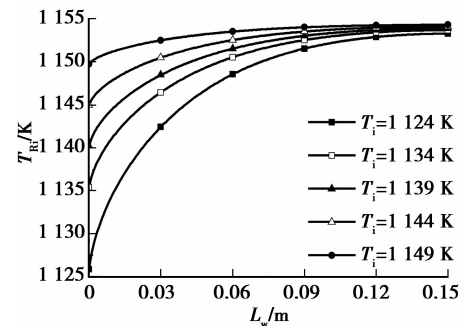


图8 不同入口温度下多孔芯内表面温度分布

由式(7)及式(14)可知,不同孔隙率和有效直径的多孔介质,其渗透率和有效导热系数也不同。所以孔隙率和有效直径对蒸发器内的温度分布及流动过程有较大的影响。由于碱金属的热导率远大于高温陶瓷的热导率,当孔隙率增大时,有效导热系数也增大,所以内表面温度会升高,这个与传统工质正好相反。

把渗透率表达式(7)代入多孔芯中压降的表达式(15)可得

$$\Delta P_{wick} = \frac{150 \times (1 - \varphi)^2 \mu_i}{d_p^2 \varphi^3} \frac{M_i}{2\pi L_w \rho_i} \ln \frac{R_o}{R_i} \quad (16)$$

由此式即可看出多孔介质的孔隙率和有效直径对多孔芯内外表面压差的影响。

根据式(13),当毛细力不能维持系统运行时,通常所采用的方法为减小毛细芯的有效孔径。但是根据文中所得结果,如图9所示,当减小毛细芯的有效孔径时,虽然最大毛细力随着有效孔径的减小而增大,但是多孔芯内的压降也随着有效孔径的减小而增大,且增大的速度要快于最大毛细力的增大速度。有效孔径必然有一个最小值,当低于这个值时,再减小有效孔径时,所增加的最大毛细力已不足抵消毛细芯内所增加的压降,反之亦然,因此系统存在一个有效孔径的适用范围,即图9中的  $d_{p,min}$  和  $d_{p,max}$ 。为了既能提供较大的毛细抽吸力,又能降低多孔芯中的压降,目前 CPL/LHP 广泛采用双层复合多孔吸液芯,但是采用这种结构会加剧小功率时的温度

波动。因此,优化匹配不同毛细芯的孔径和厚度对于系统的运行显得非常关键<sup>[15]</sup>。

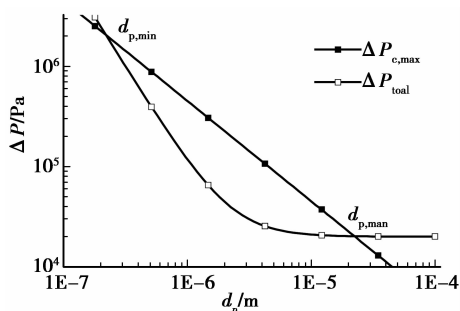


图 9 最大毛细力及回路总压降随有效孔径的变化

### 3 结 语

对基于 AMTEC 的以高温碱金属为工质的毛细多孔芯和液体通道内的热质传输过程建立了轴对称恒温相变模型,分析了相关参数对其热质传输特性的影响。可得到如下结论。

1)与三维两相流蒸发模型比较,文中采用的轴对称恒温相变模型可以很好地预测毛细多孔芯和液体通道内的热质传输特征。

2)降低入口温度,减小长径比和增大流量都可以降低多孔芯内表面的温度,其中流量对温度分布影响较大;液体通道中平均流速沿轴向呈线性递减;多孔芯内工质可忽略轴向上的流动,认为流体只沿径向流动且其速度在轴向上大小基本相同。

3)当物性及多孔芯结构确定后,多孔芯内的压降仅与流量成正比关系;增加多孔度可降低多孔芯内压降,也会升高液体通道内温度;减小多孔芯的有效直径,一方面可以提高毛细芯最大毛细抽吸力,但同时也会明显增加多孔芯中的压力损失;多孔芯的有效孔径存在一个适用范围。

4)和水、氨等传统工质相比,以碱金属为工质的毛细多孔蒸发器液体通道内的温度更加接近设点温度,更容易产生气泡,导致供液不足而产生局部干涸、过热,从而出现烧干现象,不利于蒸发器的运行,在后续工作中需对该种蒸发器结构进行一定的改进,如把液体管道直接伸入到蒸发器液体通道的末端,让过冷液对蒸发器的末端直接冷却,从而使毛细多孔蒸发器液体通道内的最高温度降低。

#### 参考文献:

[1] MAYBERRY C S, MERRILL J, RADZYKEWYCZ D, et al. Alkali metal thermal-to-electric converter development [J]. *Renewable Energy*, 2001, 23(3-4): 451-461.  
[2] TANAKA K. Concept design of solar thermal receiver

using alkali metal thermal to electric converter (AMTEC) [J]. *Current Applied Physics*, 2010, 10(2):254-256.

- [3] LODHI M A K, MUSTAFA A. Use of waste heat of TIEC as the power source for AMTEC[J]. *Journal of Power Sources*, 2006, 158(1):740-746.  
[4] WU S Y, XIAO L, CAO Y D. A review on advances in alkali metal thermal to electric converters (AMTECs)[J]. *International Journal of Energy Research*, 2009, 33(10): 868-892.  
[5] WU S Y, XIAO L, CAO Y D, et al. A parabolic dish/AMTEC solar thermal power system and its performance evaluation [J]. *Applied Energy*, 2010, 87(2): 452-462.  
[6] LAUNAY S, SARTRE V, BONJOUR J. Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2007, 46(7):621-636.  
[7] FIGUS C, BORIESA S, PRAT M, et al. Heat and mass transfer with phase change in a porous structure partially heated: continuum model and pore network simulations[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, 42(14):2557-2569.  
[8] KAYA T, GOLDAK J. Numerical analysis of heat and mass transfer in the capillary structure of a loop heat pipe [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, 49(17-18): 3211-3220.  
[9] REN C, WU Q S, HU M B. Heat transfer with flow and evaporation in loop heat pipe's wick at low or moderate heat fluxes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(11-12):2296-2308.  
[10] 曲伟,张加迅,刘纪福. 用一维恒温相变界面模型研究毛细芯蒸发器温度[J]. *中国空间科学技术*, 1996(3):1-9.  
QU WEI, ZHANG JIA-XUN, LIU JI-FU. Study on the temperature field of CPL capillary wick evaporator using one-dimensional invariable temperature phase change interface model[J]. *Chinese Space Science and Technology*, 1996(3):1-9.  
[11] 钱吉裕. 毛细泵回路流动与换热机理研究[D]. 南京:南京理工大学, 2005.  
[12] 冯踏青. 液态金属高温热管的理论和试验研究[D]. 杭州:浙江大学, 1998.  
[13] BAI L Z, LIN G P, ZHANG H X, et al. Mathematical modeling of steady-state operation of a loop heat pipe[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(13):2643-2654.  
[14] ADONI A A, AMBIRAJAN A, JASVANTH V S, et al. Thermohydraulic modeling of capillary pumped loop and loop heat pipe[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2007, 21(2):410-421.  
[15] 李强,周海迎,宣益民. 复合结构毛细蒸发器传热特性研究[J]. *工程热物理学报*, 2008, 29(1):148-150.  
LI QIANG, ZHOU HAI-YING, XUAN YI-MIN. Investigation on heat transfer characteristics of composite capillary evaporator [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2008, 29(1):148-150.

(编辑 陈移峰)