

文章编号: 1000-8055(2022)10-2059-15

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220275

径向旋转热管及工程应用研究进展与展望

李 果¹, 张雨辰¹, 许 源¹, 张国华², 丁水汀³

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 100191;

3. 中国民航大学, 天津 300300)

摘 要: 为完善和发展径向旋转热管研究体系,总结了径向旋转热管及其工程应用的研究现状,包括径向旋转热管的传热性能研究、实验研究、数值模拟研究,介绍了热管涡轮盘的温度和应力控制机理,以及径向旋转热管技术在精密磨削加工、高速电动机冷却等方面的应用研究等;指出了现有径向旋转热管流动传热机理研究、数值模拟模型、传热极限研究的不足之处,热管涡轮盘耦合传热-应力控制机理及径向旋转热管更广泛的工程应用等一系列有待深入研究的方向;提出了未来径向旋转热管研究的详细建议,包括采用实验研究和数值模拟相结合的方法,重点关注离心力和科氏力作用下热管内部的流动传热特性,明确径向旋转热管传热极限,为其推广工程应用提供理论支撑。

关 键 词: 径向旋转热管; 热管涡轮盘; 流动传热机理; 热防护; 工程应用

中图分类号: V232.3; TK172.4

文献标志码: A

Recent progress and prospect of radially rotating heat pipe and engineering application

LI Guo¹, ZHANG Yuchen¹, XU Yuan¹, ZHANG Guohua², DING Shuiting³

(1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. Research Institute of Aero-Engine, Beihang University, Beijing 100191, China;

3. Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China)

Abstract: In order to improve and develop the research system of radially rotating heat pipe, the research status of radially rotating heat pipe along with its engineering application was summarized, including heat transfer performance research, experimental research and numerical simulation research; the mechanism of heat pipe turbine disk temperature and stress control was introduced; other applications of radially rotating heat pipe technology in precision grinding and cooling of high-speed motor were reported. The deficiencies in the study of flow and heat transfer mechanism, numerical simulation model and heat transfer limit of radially rotating heat pipe were presented. The mechanism of heat pipe turbine disk heat transfer and stress control and wider engineering applications of radially rotating heat pipe need to be further explored. Detailed suggestions for the future research of radially rotating heat pipes were proposed, including: combination of experiment and numerical simulation; focus on the flow and heat transfer characteristics of heat pipes under centrifugal and Coriolis force; determination of the heat transfer limit of radially rotating heat pipes, so as to provide a theoretical support for its popularization in engineering application.

收稿日期: 2022-04-29

作者简介: 李果(1983—),男,副教授、博士生导师,博士,主要从事航空发动机安全性与适航研究。

通信作者: 张雨辰(1996—),男,博士生,主要从事径向旋转热管传热传质机理研究。E-mail: zhangyuchen@buaa.edu.cn

引用格式: 李果,张雨辰,许源,等. 径向旋转热管及工程应用研究进展与展望[J]. 航空动力学报, 2022, 37(10): 2059-2073. LI Guo, ZHANG Yuchen, XU Yuan, et al. Recent progress and prospect of radially rotating heat pipe and engineering application[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(10): 2059-2073.

Keywords: radially rotating heat pipe; heat pipe turbine disk; flow and heat transfer mechanism; thermal protection; engineering application

热管是 20 世纪 60 年代发展起来的高性能导热元件^[1], 现在已经广泛应用于航空航天、电子元件冷却、太阳能、地热提取等领域^[2-4]。根据内部冷凝回流驱动力的不同, 热管可以被分为使用吸液芯毛细力驱动冷凝液膜回流的有芯热管、以重力驱动冷凝液膜回流的无芯重力热管、以旋转离心力驱动冷凝液膜回流的旋转热管等。热管具有众多优良特性: 良好的导热性, 导热能力远大于管壳材料; 良好的均温性, 在蒸发段和冷凝段两端温差较小时仍具有较大的导热能力; 有效工作范围大, 可以根据需要灵活调节输入的热量; 由于其本身的工作原理及几何特征, 热管能够定向传递热量。

1969 年, Gray^[5]首次提出了旋转热管的概念, 使用旋转离心力作为驱动工作介质从冷凝段回流至蒸发段液池的驱动力。根据旋转热管的轴线与旋转轴的位置, 可以将热管分为热管轴线与旋转轴重合的轴向旋转热管; 热管轴线与旋转轴垂直的径向旋转热管; 热管轴线与旋转轴不重合(不相交或者相交但不垂直)的回转热管^[6-7]。

在旋转热管被提出后, 研究者们对其进行了大量的研究, 但主要是用于电动机轴和汽车制动系统冷却的低温轴向旋转热管。径向旋转热管是为应用于航空发动机涡轮盘而提出的, 最早由美国佛罗里达国际大学的 Cao 等在美国空军支持下开展研究, 但随着航空发动机性能需求的提高, 径向旋转热管愈发凸显其在航空发动机热防护领域的应用潜力, 近十余年来美国空军实验室和 GE(General Electric)公司、德国慕尼黑工业大学和 MTU(Motoren-und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH)公司以及北京航空航天大学等多个团队都已开展径向旋转热管及热管涡轮盘应用研究并取得一定的成果。径向旋转热管不需要吸液芯, 结构简单、启动响应速度快、在高速旋转时可维持高效导热能力的特点, 使得其应用范围不局限于航空发动机领域, 在精密磨削加工、高速电动机冷却等高速旋转机械上也获得了广泛的应用。

1 径向旋转热管研究进展

1.1 理论研究

Cao 等^[8]进行了径向旋转热管的理论推导, 类比重力热管传热理论, 建立了高温径向旋转热

管中的液膜分布及蒸汽流动理论。假设气芯温度仅沿轴向方向发生变化, 转轴方向与热管轴向夹角为 ϕ , 在轴向和径向上的平衡得出以下方程:

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} - \frac{\partial P}{\partial x} + \rho(r\omega^2 - g) \sin \phi = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} + \rho(r\omega^2 - g) \cos \phi = 0 \quad (2)$$

$$r = r_0 + x \sin \phi \quad (3)$$

式中 r_0 为热管冷凝段端点到旋转轴的距离, P 为管内压力, τ 为蒸汽的切应力, x 为热管轴向距离, y 为热管径向距离, g 为重力加速度, ρ 为密度, ω 为转速。

假设管内为 Nusselt 层流膜状冷凝, 冷凝液膜中的动量变化和对流效应可忽略, 液膜层内温度呈线性分布, 且热管轴向与旋转轴垂直时, 液膜分布情况如图 1 所示(图中 $f_{b,l}$ 为液膜回流驱动力, 下标 l 表示液体), 控制方程组可简化为

$$\mu_l \frac{\partial^2 u_l}{\partial y^2} + \rho_l \omega^2 (x + r_0) - \frac{dp_v}{dx} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial^2 T_l}{\partial y^2} = 0 \quad (5)$$

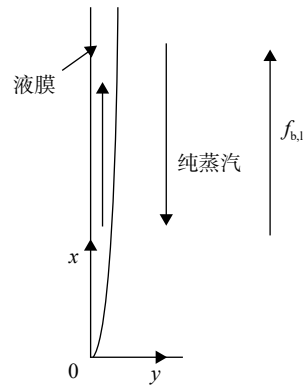


图 1 冷凝段液膜流动示意图

Fig. 1 Schematic diagram of liquid film in condensation section

当已知热管内壁温度时, 方程的边界条件为

$$y = 0, \quad u_l|_{y=0} = 0, \quad T_l|_{y=0} = T_w \quad (6)$$

$$y = \delta, \quad \mu_l \frac{\partial u_l}{\partial y} \Big|_{y=\delta} = -\tau_\delta, \quad T_l|_{y=0} = T_{\text{sat}} \quad (7)$$

当已知热管热流密度时, 方程的边界条件为

$$y=0, \quad u_l|_{y=0}=0, \quad \lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial y} \Big|_{y=0} = q_w \quad (8)$$

$$y=\delta, \quad \mu_l \frac{\partial u_l}{\partial y} \Big|_{y=\delta} = -\tau_\delta, \quad T_l|_{y=\delta} = T_{\text{sat}} \quad (9)$$

式中 u 为速度, ρ 为密度, μ 为黏度, 下标 l 代表液体, 下标 v 代表气体; T_w 为壁面温度, T_{sat} 为饱和温度; δ 为液膜厚度; τ_δ 为蒸汽对液膜表面的切应力, $\tau_\delta > 0$ 代表了蒸汽对液膜的切应力的方向与液膜流动方向相同, $\tau_\delta < 0$ 则代表了蒸汽对液膜的切应力的方向与液膜流动方向相反; q_w 为壁面冷凝的热流密度。式(4)为 2 阶常系数线性非齐次微分方程, 其解为

$$u_l = \frac{1}{\mu_l} \left[\frac{dp_v}{dx} - \rho_l \omega^2 (x + r_0) \right] \left(\frac{y^2}{2} - \delta y \right) + \frac{\tau_\delta y}{\mu_l} \quad (10)$$

式中液膜厚度 δ 是 x 的函数。由式(10)可知, 一旦液膜厚度、气液界面的切应力和蒸汽压力梯度确定, 那么液膜内的速度分布就可以确定, 单位宽度液膜的质量流量为

$$\Gamma_l = \int_0^\delta \rho_l u_l dy = \frac{\rho_l \left[\rho_l \omega^2 (x + r_0) - \frac{dp_v}{dx} \right] \delta^3}{3\mu_l} + \frac{\rho_l \tau_\delta \delta^2}{2\mu_l} \quad (11)$$

Ling 等^[9] 对使用钠和钾作为工质的高温径向旋转热管进行了研究, 结果表明, 高温径向旋转热管不会遇到在低温热管上常见的传热极限; 高温径向旋转热管内沿管长的温度和压力变化幅度相对重力热管更大, 温度变化幅度可达 10~40 K; 工作转速较低时, 小直径的高温径向旋转热管可能会遇到携带极限, 但当转速提升后, 不会再遇到该极限。式(12)和式(13)分别为 Wallis 和 Faghri 给出的热管液体传热携带极限。

$$q_{\text{ent}} = \frac{C_w^2 h_{\text{fg}} \sqrt{(r_0 + x) \omega^2 D (\rho_l - \rho_v) \rho_v}}{\left[1 + (\rho_v / \rho_l)^{1/4} \right]^2} \quad (12)$$

$$q_{\text{ent}} = (\rho_v / \rho_l)^{0.14} \left[\tanh(Bd^{1/4}) \right]^2 h_{\text{fg}} \cdot \left[(r_0 + x) \omega^2 \sigma (\rho_l - \rho_v) \right]^{1/4} \left[\rho_l^{-1/4} + \rho_v^{-1/4} \right]^{-2} \quad (13)$$

式中 q_{ent} 为热管的传热携带极限, C_w 为经验系数, h_{fg} 为汽化潜热, Bd 为邦德数, D 为热管直径, σ 为表面张力,

Ling 等^[10] 建立了考虑不凝气体的径向旋转热管液膜分布及蒸汽流动理论, 并通过与实验结果进行对比, 证明该理论具有较高的准确性。

罗斌等^[11-12] 对径向旋转热管的机理进行了研究, 通过推导不考虑液体携带的热管传热理论, 得到了柱坐标系下重力热管和径向旋转热管液膜流动的通用关系式(14)和式(15), 分析结果如图 2 所示。

$$u_l = \frac{(r_{\text{in}} - \delta) \ln \frac{r}{r_{\text{in}}} \left[\frac{(\rho_l f_b - \frac{dp_l}{dx})(r_{\text{in}} - \delta)}{2} - \tau_\delta \right]}{\mu_l} - \frac{\left(\rho_l f_b - \frac{dp_l}{dx} \right)}{4\mu_l} (r^2 - r_{\text{in}}^2) \quad (14)$$

$$\delta = \left[\frac{4\kappa_l \mu_l x (T_{\text{sat}} - T_w)}{\rho_l (\rho_l - \rho_v) f_b h_{\text{fg}}} \right]^{1/4} \quad (15)$$

式中 κ_l 为液膜导热系数, 下标 in 代表热管内壁面。

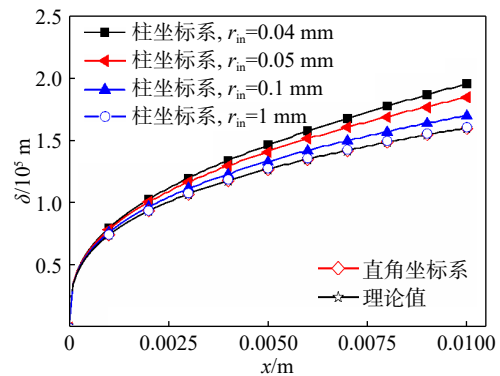


图 2 两种坐标系下液膜厚度的数值解对比

Fig. 2 Comparison of numerical solutions of liquid film thickness in two coordinate systems

当热管半径小于 1 mm 时, 液膜厚度相对热管半径较大, 柱坐标系和直角坐标系结果存在偏差; 当热管半径在 1 mm 以上时, 液膜厚度相对热管半径较小, 柱坐标系下液膜方程得出的数值解与直角坐标系下液膜方程得出的数值解差异可忽略不计。同时还建立了考虑液体携带的热管传热理论, 弥补了已有理论的不足。

1.2 实验研究

Maezawa 等^[13] 通过实验研究了直径为 226 mm 的盘型径向旋转热管, 实验件结构为密封的中空圆盘, 热管工质为乙醇, 实验转速为 200~600 r/min。结果表明, 使用旋转离心力作为液体工质回流的驱动力, 该热管可以在远高于常规有芯热管的热流密度下工作。

Cao 等^[14-15] 利用两根长度为 80 mm, 外径为 6 mm, 蒸发段与冷凝段均为 40 mm, 内径分别为

1.5 mm 和 2 mm 的不锈钢-钠热管进行了实验。实验转速为 0~3 600 r/min, 用直流供电进行加热, 最大工作温度为 1 173 K。图 3 为径向旋转热管实验台, 图 4 为高温径向旋转热管的部分实验结果, 其中横坐标 L 为无量纲热管长度, Q 为加热量。



图 3 径向旋转热管实验台

Fig. 3 Radially rotating heat pipe experimental device

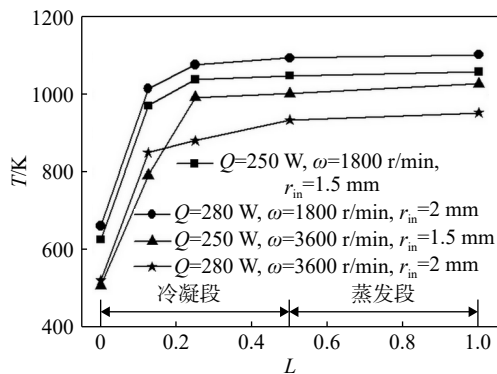


图 4 径向旋转热管温度分布

Fig. 4 Temperature distribution of radially rotating heat pipes

实验结果表明, 径向旋转热管具有很好的等温性, 只是在冷凝段的末端出现很大的温度梯度。这里的温度梯度, Cao 认为是不凝气体造成的, 考虑不凝气体的热管理论结果与实验吻合较好。他们还通过实验研究了加热量、冷却气体质量流量、转速以及管径对径向旋转热管换热特性的影响。结果表明, 随着热流密度的增加, 工作温度升高, 冷凝段有效长度增加; 随着冷却气体质量流量的增加, 工作温度降低, 冷凝段有效长度降低; 随着转速的升高, 工作温度下降, 冷凝段温度斜率增大; 而管径越大, 热管的等温性能越好。如果不考虑热管中温度梯度较大的冷凝段部分, 高温径向旋转热管的等效导热系数可达 20 000 W/(m·K)。2010 年, Cao^[16] 进行了一次重复性实验, 实验对象还是 10 年前的热管, 这次实验数据得到的数据与 10 年前数据基本一致, 说明了径向旋转热管的

稳定性。Cao 等^[17] 还对径向旋转铜水热管进行了实验研究。通过对内径为 1.5、2、3 mm 的 3 种铜水热管进行实验, 表明了这种热管同样具有很好的换热性能。

Waowaew 等^[18] 对内径分别为 11、26、50.4 mm 的径向旋转热管开展了实验研究, 分析了热管内径、长径比、转速及工质等因素对于热管传热特性的影响。热管外壳材料为铜, 实验所选液体工质为水、乙醇和 R123(CHCl_2CF_3), 充液率为蒸发器体积的 60%。蒸发段采用电加热, 冷凝段部分在旋转状态下自然冷却。旋转热管的蒸发段和绝热段用陶瓷纤维进行了绝热处理。结果表明, 热管单位面积导热能力随内径的增大而减小, 随长径比的增大而减小, 随旋转加速度的增大而增大, 随工作流体密度的增大而减小。

Aboutalebi 等^[19] 创新性地提出了将脉动热管与旋转热管相结合的方案, 实验研究了加热功率对径向旋转闭式脉动热管传热特性的影响。研究结果表明, 较低转速条件下, 热管热阻随着加热功率的增加而增加, 较高转速条件下, 热管热阻随着加热功率的增加而减小。Dehshali 等^[20] 进一步对径向旋转闭式脉动热管进行了研究, 实验方案如图 5 所示。通过实验分析了热输入、转速、

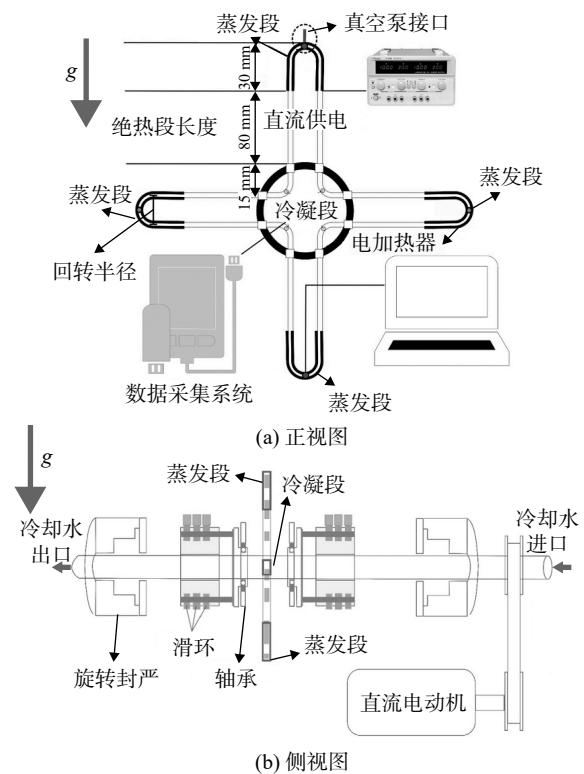


图 5 径向旋转闭式脉动热管示意图^[20]

Fig. 5 Schematic diagram of radially rotating closed loop pulsating heat pipe^[20]

充液率和工质对热管热阻的影响。使用纯水和乙醇作为工作液, 充液率为 30%、50% 和 70%, 并在 200、400、600、800 r/min 共 4 种转速下进行测试。结果表明, 水和乙醇的最佳充液率均为 50%, 证明了径向旋转闭式脉动热管能够在较宽的转速范围内稳定工作。在最佳充液率条件下, 乙醇和水工质在 800 r/min 时的热阻比 200 r/min 时分别降低了 5.4% 和 13%, 并且进一步提出了用于估算径向旋转闭式脉动热管热流密度的经验关系式, 最大误差不超过 20%。

1.3 数值模拟研究

从理论推导和实验的角度出发研究径向旋转热管, 可以获得一些有效的结论, 但是这两种研究方法都存在局限性。理论推导虽然可以得到一些结果, 但是其在推导过程中用到了很多假设, 并且难以处理不同工况下的瞬态问题。实验研究的成本相对较高, 研究周期也较长, 且仅能获得特定条件的实验结果。因此发展数值模拟方法, 可以有效控制研究成本并缩短研究周期, 从而能够研究不同工况下热管内部复杂流动和传热特性, 分析热管启动和运行规律。

由于热管内部包含了沸腾与冷凝过程, 而这两种过程是十分复杂的, 导致大多针对这两种过程的研究都带有经验性质^[21]。对于热管数值模拟, 两相流和相变问题的处理是决定仿真精度和物理现象揭示的关键。管内气液相变过程一般发生在液固交界面以及气液交界面上^[22], 相变形式包括蒸发和沸腾两种汽化过程以及冷凝过程。因此, 在热管的两相流数值模拟过程中, 一方面需要准确地确定相界面的位置和形状, 另一方面还要准确地反映相界面的相变现象。

1.3.1 两相流模型

对两相流的传热传质进行模拟需要准确预测各相的行为以及相间界面的相互作用。当前主流的计算流体力学方法都使用流体的宏观状态量来求解 Navier-Stokes (N-S) 方程组。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = \\ -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T)] + \rho \mathbf{g} + \mathbf{F}_s \end{aligned} \quad (17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot [\mathbf{u}(\rho E + p)] = \nabla \cdot (\kappa \nabla T) + \tilde{Q} \quad (18)$$

式中 $\mathbf{F}_s$ 为体积力, E 为内能, $\tilde{Q}$ 为内热源, t 为时间,

p 为表面力, $\mathbf{u}$ 为速度。流体域可以视为由足够多的流体分子组成, 物理性质满足连续性假设。宏观层面的两相流方法发展较为成熟的同时, 对于介观尺度的计算方法研究也越来越多^[23-25], 其中流体物质被视为原子的集合, 它比宏观尺度小得多, 但比原子尺度大得多。由于热管内流动与相变较为复杂, 介观方法尚不成熟, 当前数值模拟研究还是集中在宏观尺度上求解 N-S 方程组。

Son 和 Dhir^[26] 在 1997 年结合网格重构和坐标变换方法重新生成界面附近网格, 通过这种方法模拟了水平面上的饱和膜态沸腾过程。Welch^[27] 则采用移动的非结构网格来追踪轴对称气泡的生长过程, 界面变化时, 需要重新生成网格以重新适应新的界面, 但这些方法不能模拟界面变形较大和界面的拓扑形状发生改变的情况。Juric 和 Tryggvason^[28] 使用一种基于有限差分方法的正面跟踪法 (front tracking method)^[29], 模拟了沸腾流动问题, 该方法中的网格始终固定, 克服了前述方法的缺点。

水平集 (level set) 方法^[30] 同样不需要重新生成网格。该方法是通过引入 Level Set 函数来追踪和捕捉相界面的。Son 等^[31-32] 用水平集方法实现了二维轴对称的膜态沸腾流动和液池核态沸腾中单成核位置的气泡融合过程的模拟。Dhir 和 Mukherjee^[33] 则用水平集方法模拟了池沸腾中蒸汽泡的横向融合过程。还有其他不少研究者也应用了水平集方法确定相变中界面的位置和形状^[34-36]。尽管水平集方法有比较广泛的应用, 但是该方法在守恒性方面存在缺陷^[37-38]。

VOF (volume of fluid) 方法则是另一种可以模拟气液交界面的方法^[39], 它通过引入体积分数这个参数来追踪界面。通过求解一个(或多个)相的体积分数连续性方程来实现对两相之间界面的跟踪, 对第 q 相, 这个方程有以下形式:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \mathbf{u}_q) \right] = \\ \frac{1}{\rho_q} \left[S_q + \sum_{p=1}^{n_{\text{phase}}} (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \right] \end{aligned} \quad (19)$$

式中 $\dot{m}_{qp}$ 为 q 相到 p 相的质量流量, $\dot{m}_{pq}$ 为 p 相到 q 相的质量流量, α_q 为 q 相的质量分数, S_q 为 q 相的质量源项, n_{phase} 是多相流相的数量。可以通过为每个相指定一个质量源项以实现对接过程的模拟。在 VOF 模型中, 各相共享同一个速度场和温度场, 故只需求解一组混合相的动量方程和能量方程。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla \cdot [\mu (\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T)] + \rho \mathbf{g} + \mathbf{F}_s \quad (20)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot [\mathbf{u}(\rho E + p)] = \nabla \cdot \left[\kappa_{\text{eff}} \nabla T - \sum_q \sum_j h_{j,q} \mathbf{J}_{j,q} + \boldsymbol{\tau}_{\text{eff}} \cdot \mathbf{u} \right] + S_h \quad (21)$$

式中 κ_{eff} 为等效导热系数, $\boldsymbol{\tau}_{\text{eff}}$ 为等效切应力, $h_{j,q}$ 是 q 相中物质 j 的焓, 而 $\mathbf{J}_{j,q}$ 是 q 相中物质 j 的扩散通量, S_h 为能量源项。在 VOF 方法中, 流体的密度、黏度和热导系数计算如下:

$$\rho = \alpha_v \rho_v + (1 - \alpha_v) \rho_l \quad (22)$$

$$\mu = \alpha_v \mu_v + (1 - \alpha_v) \mu_l \quad (23)$$

$$\kappa = \alpha_v \kappa_v + (1 - \alpha_v) \kappa_l \quad (24)$$

为了获取精确的界面曲线并且平滑界面附近不连续的物理量, 研究者在相变模拟过程中引入了不同的方法, 其中包括 piecewise linear interface calculation (PLIC) [40-42]、high resolution interface capturing (HRIC) [43] 和 conservative interpolation scheme for interface tracking (CISIT) [44] 等。

1.3.2 相变模型

影响数值模拟计算精度的另一个关键因素是相变模型的选取。目前, 数值模拟气液相变过程的方法可以分为 3 大类。第 1 类方法主要是直接或者间接应用界面处的能量阶跃条件。

$$\dot{m}_v h_{\text{fg}} = -\dot{m}_l h_{\text{fg}} = \tilde{Q} = \left[\left(-\kappa_l \frac{\partial T}{\partial n} \right) \right] - \left(-\kappa_v \frac{\partial T}{\partial n} \right) \cdot \mathbf{n} \quad (25)$$

式中 $\mathbf{n}$ 为相界面的法向单位向量, 指向气相侧。在式 (25) 中, $\tilde{Q} > 0$ 代表了相界面处发生液体汽化, $\tilde{Q} < 0$ 则代表了相界面处发生冷凝。单位体积质量源项 S (单位: $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$) 定义为

$$S_v = -S_l = \dot{m} |\nabla \alpha_v| \quad (26)$$

$$|\nabla \alpha_v| = \frac{1}{V} \int |\nabla \alpha_v| dV = \frac{A_{\text{int}}}{V} \quad (27)$$

式中 $\dot{m}$ 为质量通量, A_{int} 为网格内交界面长度, V 为计算网格的体积。为简化计算, Nichita 和 Thome [45] 提出根据气液交接面网格的温度梯度和空泡率确定单位体积质量源项

$$S_v = -S_l = \frac{\kappa_{\text{eff}} (\nabla T \cdot \nabla \alpha_l)}{h_{\text{fg}}} \quad (28)$$

式中 κ_{eff} 为界面处的等效导热系数, 由式 (24) 计算。由于使用了简化假设, 数值模拟精度有所下降。因为传质过程不应取决于饱和相的导热系数, 使用等效导热系数计算界面处的相变过程是不符合物理实际的, 沸腾时液相为饱和相, 气相为非饱和相, 可能存在过热蒸汽, 液相为饱和温度; 同理, 冷凝时气相为饱和相, 液相为非饱和相, 可能存在过冷液体, 气相为饱和温度。为了纠正不合理的导热系数计算方法, Sun 等 [41] 提出了一种替代简化形式, 核心思路基于以下假设: 以冷凝过程为例, 相界面附近的蒸汽处于饱和状态, 导热可以忽略不计 ($\kappa_{\text{sat}} = 0$), 并且假设界面附近的流体温度呈线性变化。

$$S_{\text{sat}} = -S_{\text{unsat}} = \frac{2\kappa_{\text{unsat}} (\nabla T \cdot \nabla \alpha_{\text{unsat}})}{h_{\text{fg}}} \quad (29)$$

式中下标 sat 表示饱和相, unsat 表示非饱和相。虽然能量阶跃模型以相界面两侧热流密度差作为驱动相变的动力, 避免了使用经验系数, 是一种完全基于流体物理性质的模型, 但其假设相变界面为饱和温度, 忽略了界面相变热阻, 并且 $\nabla \alpha_l$ 仅在界面位置非零, 限制了使用范围。

Schrage [46] 基于 Hertz-Knudsen 方程, 利用气体动力学理论提出了一种相变模型。Schrage 方法的核心思想是假设蒸汽和液体均处于饱和状态, 但允许界面两侧出现温度和压力阶跃, $T_{\text{sat}}(p_l) = T_{l,\text{sat}} \neq T_{\text{sat}}(p_v) = T_{v,\text{sat}}$ 。通过气体动力学理论将相变过程中穿过界面的分子质量流量与各相的温度和压力联系起来。定义了冷凝系数 γ_c 和蒸发系数 γ_e 描述相变过程, 其物理含义为发生相变的分子数与达到相界面的分子数之比。以蒸发过程为例, 通过界面的净质量通量 $\dot{m}$ (单位: $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$) 由液相到气相和气相到液体的质量通量之差确定。

$$\dot{m} = \frac{2}{2 - \gamma_c} \sqrt{\frac{M}{2\pi R}} \left(\gamma_c \frac{p_v}{\sqrt{T_{v,\text{sat}}}} - \gamma_e \frac{p_l}{\sqrt{T_{l,\text{sat}}}} \right) \quad (30)$$

式中 R 为通用气体常数 ($8.314 \text{ J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$), M 表示分子量, p_v 和 $T_{v,\text{sat}}$ 表示界面处蒸汽的压力和饱和温度, p_l 和 $T_{l,\text{sat}}$ 表示界面处液体的压力和饱和温度。通常, 蒸发系数和冷凝系数可以取相同值 γ , 此时, 净质量通量可以简化为如下形式:

$$\dot{m} = \frac{2\gamma}{2 - \gamma} \sqrt{\frac{M}{2\pi R}} \left(\frac{p_v}{\sqrt{T_{v,\text{sat}}}} - \frac{p_l}{\sqrt{T_{l,\text{sat}}}} \right) \quad (31)$$

使用 Schrage 模型的主要难点在于系数 γ 是一个未知量, 需要通过比较模型预测结果和实验

数据来确定其合理取值范围。Marek 等^[47]通过分析大量实验数据得出结论, 对于射流和流动液膜, γ 在 0.1~1 之间, 对于静止的液体表面, γ 在 0.1 以下。Paul^[48] 建议水蒸发时 γ 取值在 0.02~0.04 之间。Wang 等^[49] 通过实验测定了非极性流体的 $\gamma = 1$, Hardt^[50] 也将 $\gamma = 1$ 用于膜态沸腾。对于液膜蒸发问题, Kharangate 等^[51] 建议 $\gamma = 0.1$, 但指出 $\gamma = 0.1 \sim 1$ 范围内的取较大值不会影响模型的预测精度, 但会影响数值稳定性。

Tanasawa^[52] 进一步简化了 Schrage 模型, 认为对于较小的界面温度阶跃, 质量通量取决于界面温度和饱和温度之间的差值, 净质量通量为

$$\dot{m} = \frac{2\gamma}{2-\gamma} \sqrt{\frac{M}{2\pi R}} \left[\frac{\rho_v h_{fg} (T - T_{sat})}{T_{sat}^{3/2}} \right] \quad (32)$$

Schrage 模型是一种既基于流体物理性质又考虑相变界面热阻的模型, 系数 γ 的合理选取是影响该模型计算准确性和稳定性的关键。

Lee^[53] 基于 Schrage 的界面相变理论开发了蒸发和冷凝过程的简化饱和相变模型, 可认为是对 Schrage 模型多个影响因素进行了综合评估。该模型的基本假设是相变由界面温度与饱和温度的偏差驱动, 且相变速率与该偏差成正比。对于冷凝

$$S_v = -S_l = -\beta_i \alpha_v \rho_v \left| \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}} \right| \quad (33)$$

对于蒸发

$$S_v = -S_l = \beta_i \alpha_l \rho_l \left| \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}} \right| \quad (34)$$

式中经验参数 β_i 称为相变强度因子, 单位为 s^{-1} 。虽然 Lee 模型核心在于控制界面温度与饱和温度的偏差, 但 β_i 是影响计算的关键因素。相关研究所使用的相变强度因子取值范围变化很大, $\beta_i = 0.1 \sim 10^7$ ^[54-57]。 β_i 的最佳值取决于许多因素, 包括所研究的相变现象、流速、网格尺寸及计算时间步长等。为控制界面温差保证计算精度, 相变强度因子推荐取较大值, 但计算容易出现数值振荡问题; 如果该因子太小, 那么它代表了相变热阻较大, 只有在界面温度与饱和温度相差较大时才发生相变, 影响数值模拟精度。

Lee 模型是一个不限制相变强度因子 β_i 取值的简化饱和模型。虽然这种处理使其允许研究者根据研究问题选取 β_i 最佳值, 同时也导致该模型缺乏强有力的物理基础, 但 Lee 模型通过控制界

面温差反映相变热阻为研究复杂的相变问题提供了参考, 研究者可以将关注点聚焦于相变流动及传热传质规律, 而无需深入研究分子层面上的复杂物理现象^[58]。与前两类相变模型不同, Lee 模型允许在气液交界面和饱和相内同时发生相变, 这一特性使该模型更适宜于模拟全尺寸流动沸腾和流动冷凝过程。

1.3.3 热管数值模拟

在 VOF 模型中, 各个相之间是互不相溶的, 相与相之间有清晰的分界面。VOF 模型的特性决定其适合研究热管两相流动问题, 是目前热管数值模拟使用最多的两相流模型。描述相变过程时由于 3 类模型是基于不同的假设, 在热管数值模拟计算时只有确认相变模型适用于研究所针对的特定问题, 才能保证计算结果的可靠性, 并建议将数值模拟结果与实验数据进行比较。

重力热管与径向旋转热管的原理十分相似, 如图 6 所示。它们的主要区别在于热管工质的回流动力不同, 径向旋转热管的回流动力为离心力, 而重力热管的回流动力为重力。径向旋转热管的传热理论是借鉴了重力热管的分析方法, 因此, 重力热管数值模拟研究所采用的方法可以作为径向旋转热管的数值模拟研究的参考。

2010 年, Alizadehdakheel 等^[59] 进行了重力热管的数值模拟。使用 Fluent 软件, 对二维热管模

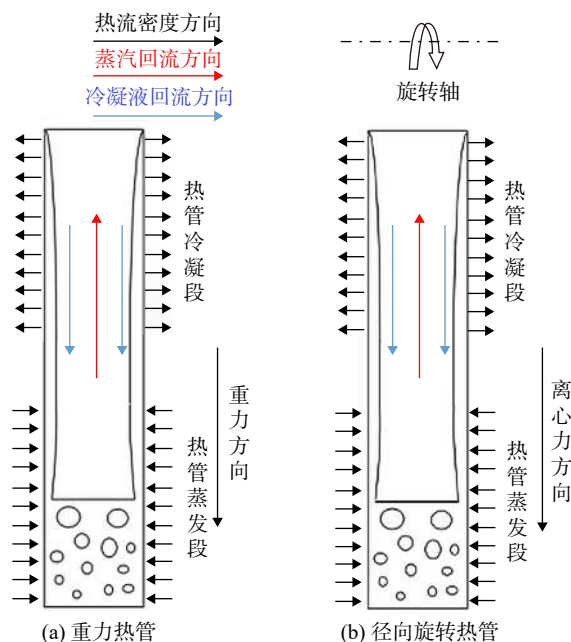


图 6 径向旋转热管和重力热管示意图

Fig. 6 Schematic diagram of radially rotating heat pipe and thermosyphon

型进行模拟。研究中采用 VOF 结合 PLIC 两相流方法, Lee 及 Schepper 等^[54]提出相变模型计算源项大小,并对相变模型做了修正,从而能够考虑不凝气体的影响。对于冷凝

$$S_v = -S_l = -0.1\varphi_{\text{water}}\alpha_v\rho_v\left|\frac{T-T_{\text{sat}}}{T_{\text{sat}}}\right| \quad (35)$$

对于蒸发

$$S_v = -S_l = 0.1\alpha_l\rho_l\left|\frac{T-T_{\text{sat}}}{T_{\text{sat}}}\right| \quad (36)$$

$$S_e = S_v h_{\text{fg}} \quad (37)$$

式中 φ_{water} 是气相中蒸汽的体积分数,下标 e 表示能量源项。采用 CSF (continuum surface force) 模型^[60]来考虑表面张力的影响。模拟获得的温度分布与实验结果趋势相同,这证明了可以通过数值模拟来计算热管内的复杂相变、流动和传热问题。

2013 年, Kafeel 等^[61]同样基于 Fluent, 采用 VOF 结合 PLIC 对含有水套的二维重力热管模型进行了数值模拟, 使用 Lee 相变模型。研究指出热管内蒸发和冷凝的相变强度因子应取不同值, 在蒸发强度因子保持不变的条件下, 冷凝强度因子是根据液相蒸发速率计算的, 以保证稳态时热管内蒸发和冷凝质量守恒, 具体计算方法为

$$\beta_{\text{c,new}} = \beta_{\text{c,old}} - \beta_{\text{c,old}} \left[\frac{\tilde{m}_c - \tilde{m}_e}{\max(\tilde{m}_c, \tilde{m}_e)} \right] \quad (38)$$

式中 $\tilde{t}$ 是时间步长, m_c 是单位时间冷凝总质量, m_e 是单位时间蒸发总质量, 而 $\beta_{\text{c,new}}$ 和 $\beta_{\text{c,old}}$ 是当前时间步和上一时间步的冷凝强度因子, 初始时 $\beta_{\text{c,new}} = \beta_{\text{c,old}} = 0.1$ 。结果表明, 改进相变模型的数值模拟与已有的实验结果吻合较好。2018 年, Zhao 等^[62]也使用 VOF 两相流模型和 Lee 相变模型, 对热管的瞬态工作状态进行了模拟。

近年来, 针对径向旋转热管的数值模拟也开展了一定的研究。2020 年, Chen 等^[63]使用 VOF 模型和 Lee 相变模型对热管砂轮内嵌的径向旋转热管进行了数值模拟, 管壳材料为 Inconel 718, 工质为水。分析了径向旋转热管在不同热流密度、充液率和转速下的传热特性, 考虑旋转离心力对于相变过程的影响, 相变过程饱和温度由局部压力确定。

$$T_{\text{sat}} = 39.31 + \frac{3991.11}{18.5916 - \ln\left(\frac{15}{2000}P\right)} \quad (39)$$

式中 P 为压力。

结果表明, 随着转速的增加, 蒸发段中的核沸腾逐渐被抑制。当加速度超过 1 033g 时, 核态沸腾现象消失, 如图 7 所示, 此时自然对流换热是蒸发段的主要传热方式, 随着加热热流的增加, 热管整体传热性能提高。

2021 年, Li 等^[64]使用 VOF 模型和 Lee 相变模型对径向旋转热管进行了数值模拟, 改进模型能够解决热管内部质量守恒的问题, 分析了转速、充液率和热流密度对于铜水旋转热管的影响。结果表明, 高离心力下液池核态沸腾被抑制, 但等效离心力为 10 000g 时热管仍能保持较高的传热效率。2022 年, 李果等^[65]采用 Sun 等^[41]改进的基于导热定律的相变模型对重力热管进行了模拟, 将计算结果与 Fadhil 等^[66]的实验结果进行了对比, 证明了该方法具有较高的准确性, 并推广至径向旋转热管的稳态计算。计算结果表明, 随着转速增大, 旋转热管的工作温度区间上升, 整体温差下降, 热阻降低, 传热能力更强。

目前对于径向旋转热管的数值模拟研究尚处在起步阶段, 仅对其稳态传热特性进行了研究,

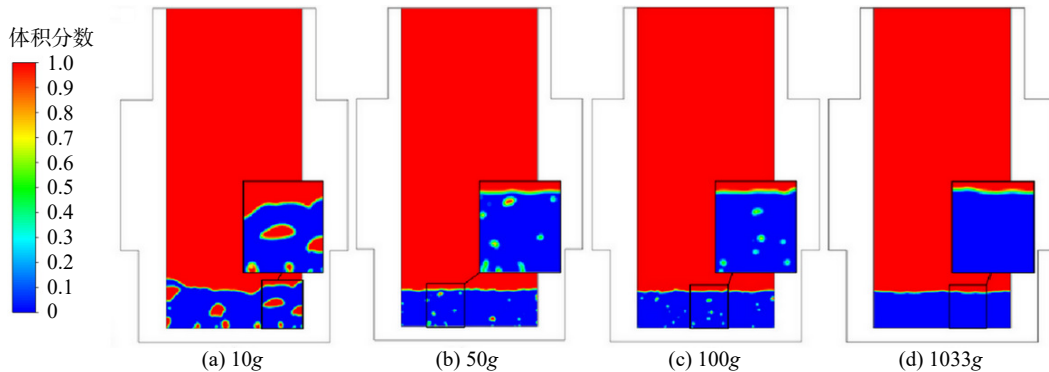


图 7 不同离心力下热管蒸发段换热情况^[63]

Fig. 7 Heat transfer in evaporation section under different centrifugal forces^[63]

如何改进两相流模型以提高对于管内流动捕捉的准确性、改进相变模型以分析饱和压力变化的影响等问题仍有待深入研究。

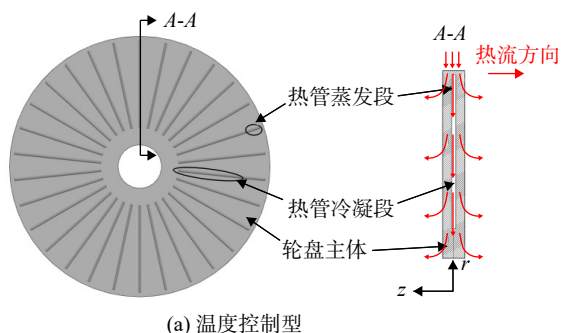
2 基于径向旋转热管的涡轮盘应用研究进展

径向旋转热管最初是为了解决航空燃气涡轮发动机的涡轮盘及涡轮叶片热防护问题而提出的,通过在涡轮盘和叶片内嵌径向旋转热管实现温度和温度梯度控制,在完善径向旋转热管机理研究的同时开展了热管涡轮盘应用研究。涡轮盘是航空发动机中重要的热端部件和寿命限制件,承担着将高温燃气推动叶片所做的功传递至轴以带动压气机、风扇等部件的工作,且其位于燃烧室之后,不仅承受着由自身质量和叶片产生的高离心载荷还承受着极端的热载荷。离心载荷以及热载荷的共同作用导致涡轮盘盘心处的应力最大,而高温燃气还导致盘缘的温度最高。盘心的应力以及盘缘的温度随着发动机性能的提升而不断增加,为了满足强度需求,盘心厚度设计得越来越厚,涡轮盘冷却对冷气的消耗量越来越大,但盘心的厚度过大会增加发动机的长度和质量,过量的冷气消耗量会造成发动机性能的损失^[67]。

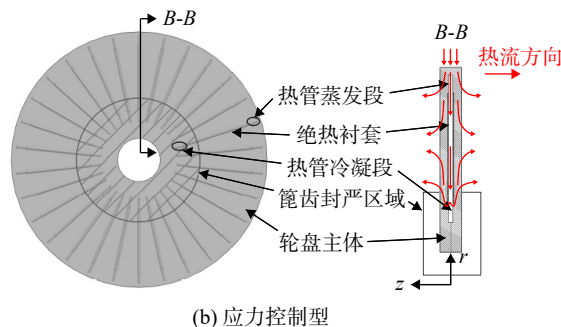
热管涡轮盘则是一种新的具备满足涡轮盘强度需求潜力的概念设计方案,如图 8 所示。热管涡轮盘中的热管为径向旋转热管,工作介质一般为液态金属。根据控制的关键指标大致可以分为两类,图 8(a)中的方案是 Cao 等^[68]提出的温度控制型热管涡轮盘;图 8(b)中的方案是丁水汀等^[69]提出的应力控制型热管涡轮盘。两种热管涡轮盘方案均在涡轮盘上引入了径向旋转热管,提高了盘缘的导热能力,降低盘缘的温度,但后者可进一步降低盘心最大应力。

2.1 温度控制型热管涡轮盘

由于径向旋转热管具有很强的传热性能,



(a) 温度控制型



(b) 应力控制型

图 8 热管涡轮盘示意图

Fig. 8 Schematic diagram of heat pipe turbine disk

Cao 和 Ling^[70] 提出把它应用在涡轮盘上以降低盘缘的最高温度。为研究这种热管涡轮盘的温降效果,他们对包含榫槽的涡轮盘模型进行了分析,并把热管等效成一根导热系数非常大的固体棒。根据旋转热管实验结果,将热管的等效导热系数确定为 $20\,000\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,通过数值模拟研究不同热管直径、长度、在轮盘中的位置以及热载荷状态对盘缘最高温度以及榫槽平均温度的影响,结果表明,这种热管涡轮盘对轮缘最高温度的温降可达 200 K 以上。热管的直径越大,长度越长、越靠近轮缘,其温降效果越好,而且涡轮盘的热载荷越大,温降效果越明显。针对不同等效导热系数的热管对涡轮盘的温降效果进行了研究,表明热管的等效导热系数越大,温降效果越好;当热管等效导热系数大于 $20\,000\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 时,更高的导热系数对温降效果的提升并不明显。

此外, Cao 等^[71-72] 还考虑了带叶片时,热管对涡轮盘的温降效果。将热管涡轮盘简化为等厚盘,加入了简化叶片和经过涡轮盘冷却叶片的冷气通道,同样把热管等效成导热系数很大的固体,并用数值模拟方法考虑了冷气通道内空气对涡轮盘的冷却作用。结果表明,在这种情况下,盘缘的最高温度可以下降超过 100 K ,但是对叶片表面的平均温降只有 10 K 左右,使用大直径或者较长的热管对涡轮盘的冷却效果会更好。由于带叶片的热管涡轮盘和不带叶片的热管涡轮盘的几何模型有很大的不同,其冷却条件与热载荷条件并不一致,导致两者模拟得出盘缘的温降数值并不一致,但是结果都证明了把热管加入到涡轮盘中可以有效地降低涡轮盘盘缘的温度。

2014 年, Eisenmann 等^[73] 也进行了热管涡轮盘的数值模拟研究。他们研究了内嵌热管对热管涡轮盘结构的影响。结果表明,由于应力集中现象,内嵌热管会显著增加热管涡轮盘中热管位置

两端的切口应力,同时,热管涡轮盘方案虽然能够降低盘缘处的最高温度,但并不能降低盘心处的最大应力。Eisenmann 等^[74-75]进一步地研究了内嵌热管对温度控制型热管涡轮盘瞬态工作状态的应力和疲劳强度的影响。结果表明,热管能够快速降低涡轮盘盘缘的最高温度,但是无法改善涡轮盘盘心的温度分布,同时证明内嵌热管的使用并不会降低涡轮盘的耐久性。

2017 年, Taamneh^[76]利用数值模拟的方法对一种简化的热管涡轮盘进行了瞬态和稳态热分析。结果表明,热管的导热特性、冷气的传热系数、涡轮盘的尺寸、热管的数量以及热管工作流体等参数对盘内的温度分布均有影响,在涡轮盘内部周向排布 32 根热管时,热管涡轮盘的最高温度可降低 100 K。

GE(General Electric)公司从工程应用可行性角度对热管涡轮盘进行了研究,并在 2016—2019 年间申请了多项与热管涡轮盘有关的专利^[77-79]。GE 公司在专利中提出,通过在涡轮盘内嵌入热管来降低涡轮盘的温度梯度,延长结构寿命,降低温度梯度对发动机性能、效率和经济性的不利影响。该专利的几种热管方案如图 9 所示,第 1 种方案中,沿涡轮盘周向均匀布置热管,每根热管从涡轮盘的燕尾位置延伸至涡轮盘的盘心。第 2 种方案中,在盘心处热管冷凝段末端开槽,将所有热管连通,让其中的流体能够自由流动。第 3 种方案中,在热管的蒸发段底部、热管的中部、冷凝段末端均开槽,将所有热管连通。热

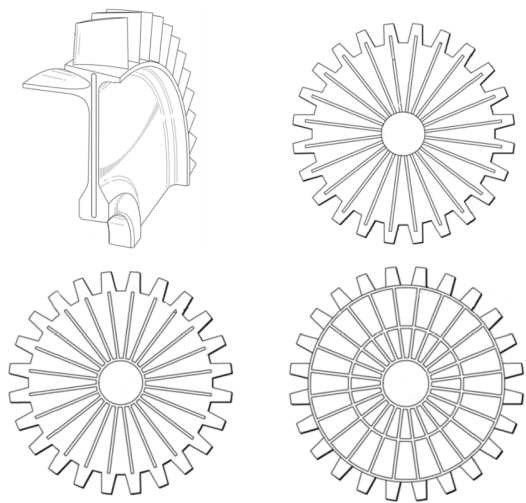


图 9 GE 公司热管涡轮盘示意图

Fig. 9 Schematic diagram of heat pipe turbine disk of General Electric Company

管内部填充的工作介质根据工作温度的不同,可以选用水、氨、有机物、低熔点金属及其他混合物。

2.2 应力控制型热管涡轮盘

应力控制型热管涡轮盘与温度控制型热管涡轮盘所不同的是,该方案通过布置绝热衬套实现从盘缘到盘心的定向导热,应力控制型热管涡轮盘在盘心附近主动构建了负向的径向温度梯度,实现了对涡轮盘应力的主动控制,进一步降低了盘心的应力^[80-83]。

李果^[84]采用数值模拟方法对无榫槽的等厚应力控制型热管涡轮盘模型进行了研究,与传统涡轮盘和温度控制型热管涡轮盘进行对比。结果表明,应力控制型热管涡轮盘能够使得盘心应力大幅下降,降幅可达 218 MPa,此外还能降低盘缘的应力约 80 MPa,降低盘缘温度约 26 K,且发动机热载荷越高、冷气消耗量越低,热管涡轮盘相比于传统涡轮盘的优势越明显。分析了不同热管几何参数对应力控制型热管涡轮盘温度和应力的影响,通过改变热管参数,盘心温度每增加 1 K,盘心应力就会降低大约 2.4 MPa。

丁水汀等^[85]将温度控制型和应力控制型热管涡轮相结合,在涡轮盘轴向对称的中心平面上,周向均匀布置数量为榫槽数目或叶片数目 2 倍的热管,如图 10 所示。其中一半热管添加绝热衬套,另一半热管无绝热衬套,两种类型热管交替布置。有绝热衬套的热管深入榫槽区域,定向传导热量至盘心,无绝热衬套热管延伸至辐板区,降低轮盘整体热阻。在同等条件下,该构型的热管涡轮盘相对于传统涡轮盘,降低了轮盘最大温度、最大应力及质量。

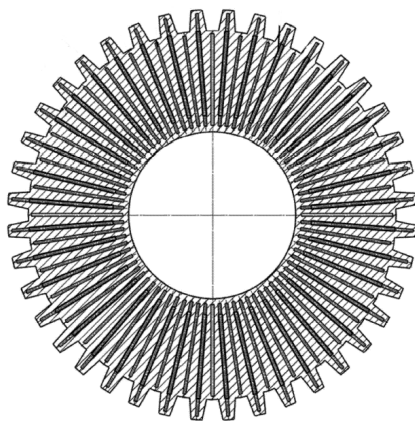


图 10 温度-应力控制型热管涡轮盘示意图

Fig. 10 Schematic diagram of temperature-stress controlled heat pipe turbine disk

3 径向旋转热管的其他应用研究进展

在高精密机械加工领域, 为探索新的对磨削加工弧区进行强化换热冷却的方法, 推动高效磨削技术发展。陈旭^[86]研制了热管式金刚石磨头, 并将其应用到钛合金的铣磨加工中, 与普通磨头相比, 热管式磨头所测的平均温度较低, 初步验证了将热管技术应用到磨削加工中的冷却效果。钱坤^[87]对热管砂轮的平面磨削温度场进行了有限元分析, 结果表明通过热管砂轮这一新型的磨削工具来有效控制磨削弧区温度是可行的, 含有径向旋转热管的砂轮结构如图 11 所示。

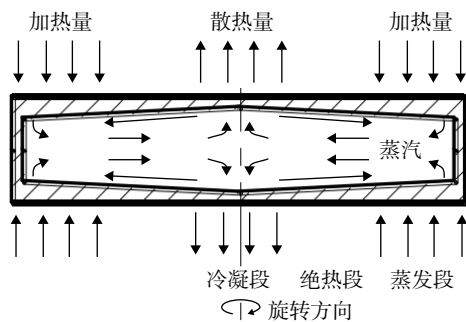


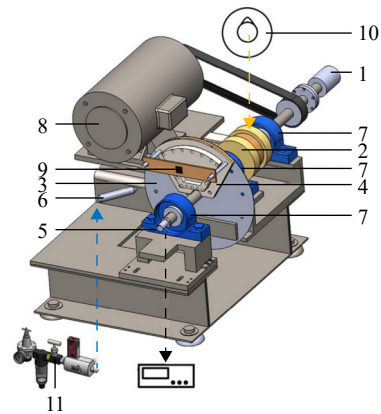
图 11 径向旋转热管砂轮示意图

Fig. 11 Schematic diagram of radially rotating heat pipe grinding wheel

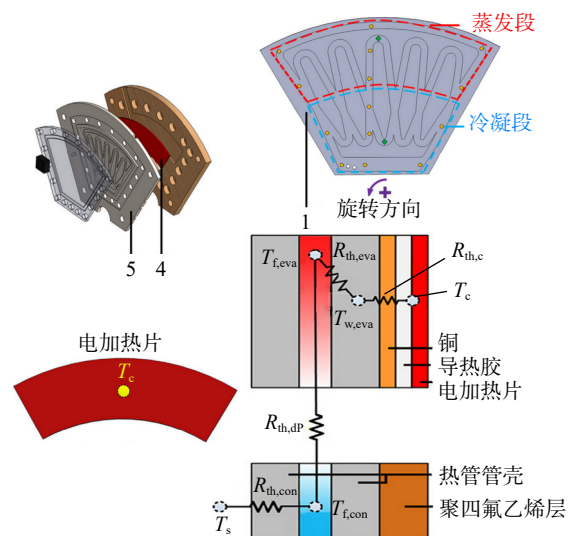
Chen 等^[88]研究了在磨削过程中使用径向旋转热管砂轮冷却代替传统砂轮使用冷却剂冷却的传热效果。结果表明, 径向旋转热管砂轮在充液率为 65.3% 和热流密度为 $2\,000 \sim 100\,000 \text{ W/m}^2$ 的工况下传热效果理想, 但随着转速的提高, 径向旋转热管砂轮的传热系数有所降低。Chen 等^[89]以数值模拟方法对径向旋转热管砂轮冷凝段外部的传热特性进行了分析, 对比研究了冷凝段外壁面有翅片时, 空气侧向射流的冷却效果。结果表明, 有翅片的冷凝段换热能力较强, 但更高的旋转雷诺数需要更高的射流雷诺数, 这样才能保证射流空气与冷凝段的换热效果。Chen 等^[90]还采用数值模拟和实验研究结合的方法探究了径向旋转热管在切削技术中的应用, 结果表明, 与使用切削液相比, 使用旋转热管切削区的温度较低, 切削面未发现明显的损伤, 大大减小了能量消耗。以上研究表明旋转热管砂轮在环保、经济的高精密磨削制造技术中具有良好的应用前景。

2013 年, Chang 等^[91]研究了用于高速电动机冷却的径向热管盘式换热器, 分析了不同转速下热管内的流动沸腾状态、传热效率及总热阻。结果表明, 提高转子转速可以提高沸腾和冷凝传热

速率, 增大沸腾数 Bo 可以改善现有蒸发器和冷凝器的传热性能, 并给出了用于评估热管传热效率、管内压力及总热阻的经验关系式。2016 年, Chang 等^[92]通过实验研究了通道高度仅为 1 mm 的微流道径向旋转热管换热器, 测量了不同转速下热管内部的气液循环流动状态、蒸发冷凝传热速率及热阻。结果表明, 随转速增大蒸发和冷凝段的努塞尔数 Nu 随之增大, 随着 Bo 的增加, 冷凝段 Nu 持续增大, 在转速较低时蒸发段 Nu 有所下降, 但在高转速时, 由于离心力导致的沸腾流动状态变化, 蒸发段 Nu 随加热量增加而增大。2019 年, Liou 等^[93]通过实验研究了径向旋转脉动热管换热器, 如图 12 所示, 图中 $R_{th,c}$ 、 $R_{th,eva}$ 、 $R_{th,dp}$ 、 $R_{th,con}$ 分别为接触热阻、蒸发段热阻、压降热阻、



(a) 径向旋转脉动热管盘实验台



(b) 径向旋转脉动热管盘结构

- 1 旋转封严; 2 功率滑环; 3 旋转盘; 4 脉动热管;
5 信号滑环; 6 冷气喷嘴; 7 轴承; 8 电动机;
9 高速相机; 10 调节装置; 11 针阀。

图 12 径向旋转脉动热管盘示意图^[93]

Fig. 12 Schematic diagram of pulsating heat pipe in radially rotating thin pad^[93]

冷凝段热阻, T_c 、 $T_{w,eva}$ 、 $T_{f,eva}$ 、 $T_{f,con}$ 、 T_s 分别为电加热片温度、蒸发段壁面温度、蒸发段流体温度、冷凝段流体温度、环境温度。通过实验获取了不同转速和加热条件下的传热速率及热阻,通过可视化实验确定了管内工质的流动状态,建立了以加热量、转速和冷却条件为参数的经验关系式,用于评估换热器的综合性能。

4 径向旋转热管及工程应用研究展望

为解决以航空燃气涡轮发动机为代表的高速旋转机械的热管理问题,近年来国内外学者越来越重视径向旋转热管问题的研究,并取得了一定的进展。但是这一领域的研究还有许多空白有待填补,仍然存在一些需要继续深入研究的问题。通过对径向旋转热管已有研究成果和工程应用中实际遇到的问题进行分析,提出下一步应重点展开下列工作:

1) 径向旋转热管的机理研究还不够充分,由于其流动和传热机理复杂,还有很多尚未明确的物理机制,如以下值得重点关注的问题。

蒸汽冷凝问题。根据 Nusselt 层流膜状冷凝理论,冷凝液膜的厚度可由式(15)计算得出,随转速增大液膜厚度减小,等效离心力为 $10\,000g$ 时液膜厚度仅为常规重力热管的 $1/10$,此时液膜厚度为微米量级,其实际流动状态有待明确。

液池沸腾问题。Gray^[94]认为核态沸腾的对流传热系数与体积力关系不大,液池内存在自然对流与核态沸腾两种现象,根据热流密度判断热管内沸腾状态。但 Eschweiler 等^[95]指出当离心力加速度提高到 $1\,280g$ 时,核态沸腾换热模式将逐渐被抑制,此时自然对流换热将成为蒸发段内部的主要换热方式,因此,液池内气化形式及主要传热方式有待明确。

气芯传热问题。热管内蒸汽压力与温度是否完全满足克拉贝隆方程,特别是在有液体携带的情况下。因为克拉贝隆方程适用于两相平衡时的纯物质,而热管内的工质在正常工作时,不可能处于两相平衡状态,且可能存在不凝气体。

综上所述,目前缺乏对于高离心力和科氏力作用下热管内部的流动传热特性以及管内饱和压力状态等问题的深入研究。

2) 目前对于径向旋转热管的实验研究开展得还较少,且只对热管整体传热特性进行了分析,缺少对于其内部流动状态的系统研究。后续研究应采用实验研究和数值模拟相结合的方法,系统

探索径向旋转热管的启动运行规律和耦合传热特性,并考察不同转速、工质充液率、工质物性参数、热载荷等影响因素耦合作用下径向旋转热管的传热机理和工作特性。

实验研究的可靠性与测试技术直接相关,径向旋转热管内部流场的观测目前尚不成熟。针对管内流速测量,目前常见的接触式测量方法有热线/热膜流速仪(hot wire/hot film anemometry, HW-FA),非接触式测量方法有激光多普勒测速仪(laser Doppler velocimetry, LDV)、超声波多普勒测速仪(ultrasonic Doppler velocimetry, LDV)、粒子成像测速仪(particle image velocimetry, PIV)等。液膜厚度测量方法有电容层析成像技术(electrical capacitance tomography, ETC)、平面激光诱导荧光法(planer laser-induced fluorescence, PLIF)、高速摄像法等。但相较于静止实验,旋转实验台的信号传递和图像信息处理都需要进行针对性改造升级。

3) 考虑到实验研究的成本相对较高,数值模拟仍是最为高效的研究方法,为保证计算结果的可信度,对影响径向旋转热管模拟精度的两相流模型和相变模型提出了更高的要求。两相流模型的关键在于保证守恒性和准确捕捉界面位置。两相流模型对于界面厚度的处理,一类方法使用清晰界面模型(界面厚度为零),但界面两侧的物性参数存在阶跃变化,特别是在气液相密度比和黏度比较大的情况下使得数值上难以求解;另一类方法人为设置界面厚度实现平滑过渡,但在旋转热管内液膜较薄的情况下会造成较大误差。为准确反映管内流动状态,对相界面捕捉方法提出了更高的要求。

当前相变模拟普遍使用简化的饱和相变模型,热管内的复杂流动与换热特点进一步限制了模型的选取,需要通过牺牲一定精度以保证计算稳定性。短期内需要改进的包括自适应相变方案,可以根据界面网格的局部温度偏差准确地维持界面相变热阻。例如, Schrage 模型和 Lee 模型中的经验系数应可以局部调整,而不是在模拟过程中保持不变。从长远来看,需要新的相变模型,以更准确地估计界面处的质量、动量和能量传递。

4) 开展对高转速、高热流密度条件下径向旋转热管传热极限曲线族的研究,明确各类工作极限出现的条件,并建立计算径向旋转热管最佳工作区间的有效方法。通过实验研究进一步探究瞬态条件下热管实际工作点的动态变化特性,建立

不同转速、液体工质、充液率, 热管管壳材料、结构和尺寸等条件下的传热特性数据库。开发径向旋转热管实际工作点的预测方法和可行工作区间的拓宽方法, 实现热管传热性能的强化。

5) 当前缺少对于热管与涡轮盘固体之间的耦合传热机理以及热管在结构与传热方面对热管涡轮盘的应力控制机理等科学问题的深入研究。需要建立热管与热管壳固体耦合传热的数值模拟方法, 明确热管与涡轮盘固体之间耦合传热的影响机理, 为热管涡轮盘的传热设计及应力分析提供技术与理论支撑。明确热管分别在结构与传热方面对涡轮盘应力的影响规律, 为热管涡轮盘的应力控制设计提供理论支撑。

6) 径向旋转热管的应用研究还不够充分, 在径向旋转热管大规模推广应用之前, 还需要积累更多的实验数据。应用于高速旋转机械传热领域的径向旋转热管在实际工作状态、可行工作区间和预期寿命等方面都有待开展深入的研究。

5 结束语

径向旋转热管具备传热性能好、结构简单、工作特性稳定的特点。径向旋转热管在航空发动机热防护、高精密机加工、高速电动机冷却、航天器电子部件冷却等较为复杂的场合具备广泛应用的前景。现有研究对径向旋转热管的工作原理及传热特性进行了初步探索, 并对径向旋转热管的工程应用进行了研究, 取得了一定的研究成果。未来径向旋转热管的研究要将数值模拟和实验紧密结合, 在深入研究其传热机理, 分析传热特性, 建立高效数值模拟计算方法的同时结合工程应用实际, 尽可能多地积累实验数据并建立数据库以供热设计工程师和相关研究人员使用, 最终建立传热特性分析、元件结构设计、热管加工制造多个环节紧密结合的研究体系。

参考文献:

- [1] SHUKLA K N. Heat pipe for aerospace applications: an overview[J]. *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 2015, 5(1): 1-14.
- [2] JAFARI D, FRANCO A, FILIPPESCHI S, et al. Two-phase closed thermosyphons: a review of studies and solar Applications[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, 53(c): 575-593.
- [3] OZSOY A, YILDIRIM R. Prevention of icing with ground source heat pipe: a theoretical analysis for Turkey's climate conditions[J]. *Cold Regions Science and Technology*, 2016, 125: 65-71.
- [4] ADL-ZARRABI B, MIRZANAMADI R, JOHNSSON J. Hydronic pavement heating for sustainable ice-free roads[J]. *Transport Research Procedia*, 2016, 14: 704-713.
- [5] GRAY V H. The rotating heat pipe: a wickless, hollow shaft for transferring heat fluxes[R]. ASME 69-HT-19, 1969.
- [6] 庄骏, 张红. 热管技术及其工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2000.
- [7] 郑军, 何川, 张光辉. 新型拐角式整体针翅回转热管设计与试验[J]. *热能动力工程*, 2012, 27(1): 43-50, 133-134.
ZHENG Jun, HE Chuan, ZHANG Guanghui. Design and test of a new elbow type integral pin-fin rotary heat pipe[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2012, 27(1): 43-50, 133-134. (in Chinese)
- [8] CAO Y, CHANG W S. Analyses of heat transfer limitations of radially rotating heat pipes for turbomachinery applications[R]. AIAA-97-2542, 1997.
- [9] LING J, CHANG W S, CAO Y. Analyses of radially rotating high-temperature heat pipes for turbomachinery applications[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1999, 121(2): 306-312.
- [10] LING J, CAO Y. Closed-form analytical solutions for radially rotating miniature high-temperature heat pipes including non-condensable gas effects[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43(19): 3661-3671.
- [11] 罗斌. 热管涡轮盘两相传热及应力控制的机理研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2017.
LUO Bin. Two phase heat transfer and stress control mechanism of heat pipe turbine disk[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2017. (in Chinese)
- [12] DING S, LUO B, GUO L. A volume of fluid based method for vapor-liquid phase change simulation with numerical oscillation suppression[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 110: 348-359.
- [13] MAEZAWA S, SUZUKI Y, TSUCHIDA A. Heat transfer characteristics of disk-shaped rotating, wickless heat pipe[R]. London, UK: 6th International Heat Pipe Conference, 1981.
- [14] CAO Y. An innovative turbine blade cooling technology and micro/minature heat pipes for turbine blades[R]. Miami, US: Miami Department of Mechanical Engineering, Florida International University, 2000.
- [15] LING J, CAO Y, LOPEZ A P. Experimental investigations of radially rotating miniature high-temperature heat pipes[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2001, 123(1): 113-119.
- [16] CAO Y. Miniature high-temperature rotating heat pipes and their applications in gas turbine cooling[J]. *Frontiers in Heat Pipes*, 2010, 1(2): 023002.1-023002.6.
- [17] CAO Y, LING J. An experimental study of micro radially rotating heat pipes with water as the working fluid[R]. Tainan, Taiwan: ASME 2008 First International Conference on Micro/Nanoscale Heat Transfer, 2008.
- [18] WAOWAEW N, TERDTON P, MAEZAWA S, et al. Correlation to predict heat transfer characteristics of a radially rotating heat pipe at vertical position[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2003, 23(8): 1019-1032.
- [19] ABOUTALEBI M, MOGHADDAM A, MOHAMMADI N, et al. Experimental investigation on performance of a rotating closed loop pulsating heat pipe[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2013, 45: 137-145.
- [20] DEHSHALI M, NAZARI M, SHAFII M. Thermal performance of rotating closed-loop pulsating heat pipes: experimental investigation and semi-empirical correlation[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, 123: 14-26.
- [21] COLLIER J G, THOME J R. Convective boiling and condensation [M]. London, UK: Oxford University Press, 1994.
- [22] FAGHRI A, ZHANG Y, HOWELL J R. Advanced heat and mass transfer[M]. Blacksburg, US: Global Digital Press, 2010.
- [23] YAN Y Y, ZU Y Q. A lattice Boltzmann method for incompressible two-phase flows on partial wetting surface with large density

- ratio[J]. *Journal of Computational Physics*, 2007, 227(1): 763-775.
- [24] YAN Y Y, ZU Y Q. Numerical modelling based on lattice Boltzmann method of the behaviour of bubbles flow and coalescence in microchannels[R]. Darmstadt, Germany: ASME 2008 6th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels, 2008.
- [25] LUO K H, KANG Q J, HE Y L, et al. Lattice Boltzmann methods for multiphase flow and phase-change heat transfer[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2016, 52: 62-105.
- [26] SON G, DHIR V K. Numerical simulation of saturated film boiling on a horizontal surface[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1997, 119(3): 525-533.
- [27] WELCH S. Direct simulation of vapor bubble growth[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, 41(12): 1655-1666.
- [28] JURIC D, TRYGGVASON G. Computations of boiling flows[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2010, 24(3): 387-410.
- [29] JURIC D, TRYGGVASON G. A front-tracking method for dendritic solidification[J]. *Journal of Computational Physics*, 1996, 123(1): 127-148.
- [30] OSHER S, SETHIAN J A. Fronts propagating with curvature-dependent speed: algorithms based on Hamilton-Jacobi formulations[J]. *Journal of Computational Physics*, 1988, 79(1): 12-49.
- [31] SON G, DHIR V. Numerical simulation of film boiling near critical pressures with a level set method[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1998, 120(1): 183-192.
- [32] SON G, RAMANJAPU N, DHIR V K. Numerical simulation of bubble merger process on a single nucleation site during pool nucleate boiling[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2002, 124(1): 51-62.
- [33] DHIR V K, MUKHERJEE A. Study of lateral merger of vapor bubbles during nucleate pool boiling[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2004, 126(6): 1023-1039.
- [34] SON G, DHIR V K. Three-dimensional simulation of saturated film boiling on a horizontal cylinder[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(5/6): 1156-1167.
- [35] WU J, DHIR V K. Numerical simulations of the dynamics and heat transfer associated with a single bubble in subcooled pool boiling[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2010, 132(11): 184-191.
- [36] WU J, DHIR V K. Numerical simulation of dynamics and heat transfer associated with a single bubble in subcooled boiling and in the presence of noncondensables[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2011, 133(4): 649-659.
- [37] SUSSMAN M. A second order coupled level set and volume-of-fluid method for computing growth and collapse of vapor bubbles[J]. *Journal of Computational Physics*, 2003, 187(1): 110-136.
- [38] OLSSON E, KREISS G. A conservative level set method for two phase flow[J]. *Journal of Computational Physics*, 2005, 210(1): 225-246.
- [39] HIRT C W, NICHOLS B D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries[J]. *Journal of Computational Physics*, 1981, 39(1): 201-225.
- [40] WELCH S W J, WILSON J A. Volume of fluid based method for fluid flows with phase change[J]. *Journal of Computational Physics*, 2000, 160(2): 662-682.
- [41] SUN D, XU J, WANG L. Development of a vapor-liquid phase change model for volume-of-fluid method in fluent[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2012, 39(8): 1101-1106.
- [42] LIU Z, SUNDEN B, YUAN J. VOF modeling and analysis of filmwise condensation between vertical parallel plates[J]. *Heat Transfer Research*, 2012, 43(1): 47-68.
- [43] RIVA E D, COL D D. Numerical simulation of laminar liquid film condensation in a horizontal circular minichannel[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2012, 134(5): 807-824.
- [44] TSUI Y, LIN S. A VOF-based conservative interpolation scheme for interface tracking (CISIT) of two-fluid flows[J]. *Numerical Heat Transfer Fundamentals*, 2013, 63(4): 263-283.
- [45] NICHITA B A, THOME J R. A level set method and a heat transfer model implemented into FLUENT for modeling of microscale two phase flows[R]. Bucharest, Romania: Specialists' Meeting on System Level Thermal Management for Enhanced Platform Efficiency, 2010.
- [46] SCHRAGE R W. A theoretical study of interphase mass transfer[M]. New York, US: Columbia University Press, 1953.
- [47] MAREK R, STRAUB J. Analysis of the evaporation coefficient and the condensation coefficient of water[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 44(1): 39-53.
- [48] PAUL B. Compilation of evaporation coefficients[J]. *Journal of the American Rocket Society*, 1962, 32(9): 1321-1328.
- [49] WANG H, GARIMELLA S V, MURTHY J Y. Characteristics of an evaporating thin film in a microchannel[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(19/20): 3933-3942.
- [50] HARDT S. Evaporation model for interfacial flows based on a continuum-field representation of the source terms[J]. *Journal of Computational Physics*, 2008, 227(11): 5871-5895.
- [51] KHARANGATE C R, LEE H, MUDAWAR I. Computational modeling of turbulent evaporating falling films[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 81: 52-62.
- [52] TANASAWA I. Advances in condensation heat transfer[J]. *Advances in Heat Transfer*, 1991, 21: 55-139.
- [53] LEE W H. Pressure iteration scheme for two-phase flow modeling [J]. *Multiphase Transport: Fundamentals, Reactor Safety, Applications*, 1980(1): 407-432.
- [54] SCHEPPER S, HEYNDERICKX G J, MARIN G B. Modeling the evaporation of a hydrocarbon feedstock in the convection section of a steam cracker[J]. *Computers and Chemical Engineering*, 2009, 33(1): 122-132.
- [55] FANG C, DAVID M, ROGACS A, et al. Volume of fluid simulation of boiling two-phase flow in a vapor-venting microchannel[J]. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 2010(6): 013002.1-013002.11.
- [56] RIVE E D, COL D D. Effect of gravity during condensation of R134a in a circular mini-channel[J]. *Microgravity Science and Technology*, 2011, 23(suppl.1): 87-97.
- [57] LEE H, KHARANGATE C R, MASCARENHAS N, et al. Experimental and computational investigation of vertical downflow condensation[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 85: 865-879.
- [58] KHARANGATE C R, MUDAWAR I. Review of computational studies on boiling and condensation[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 108: 1164-1196.
- [59] ALIZADEHDAKHEL A, RAHIMI M, ALSAIRAFI A A. CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010, 37(3): 312-318.
- [60] BRACKBILL J U, KOTHE D B, ZEMACH C. A continuum method for modeling surface tension[J]. *Journal of Computational Physics*, 1992, 100: 335-354.
- [61] KAFEEL K, TURAN A. Axi-symmetric simulation of a two phase vertical thermosyphon using Eulerian two-fluid methodology[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2013, 49(8): 1089-1099.
- [62] ZHAO Z, ZHANG Y, ZHANG Y, et al. Numerical study on the transient thermal performance of a two-phase closed thermosyphon[J]. *Energies*, 2018, 11(6): 1433.1-1433.15.
- [63] CHEN J, FU Y, QIAN N, et al. A study on thermal performance of revolving heat pipe grinding wheel[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 182: 116065.1-116065.11.
- [64] LI G, ZHANG Y C, ZHANG G H. Heat transfer characteristics in radial rotating heat pipes under highspeed rotation and different filling ratios[R]. Gelendzhik, Russia: Joint 20th International Heat

- Pipe Conference and 14th International Heat Pipe Symposium, 2021.
- [65] 李果, 许源, 张雨辰, 等. 径向旋转热管的数值模拟方法[EB/OL]. [2022-04-24]. https://kns.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?dbcode=CAPJ&dbname=CAPJLAST&filename=HKDI20220403002&uniplatform=NZKPT&v=QYhreWw4sfOqRnZh2zPjMDT96em_SAKrvzLTPW3LBELBAZbUeQZNsC0i1Mg4y8d.
- [66] FADHL B, WROBEL L C, JOUHARA H. Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 60(1/2): 122-131.
- [67] BUNKER R S. Gas turbine heat transfer: ten remaining hot gas path challenges[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2007, 129(2): 193-201.
- [68] CAO Y, LING J, RIVIR R, et al. A numerical analysis of gas turbine disks incorporating rotating heat pipes[J]. *Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2000, 3: 61-68.
- [69] DING S T, LUO B. Control of stress in aeroengine turbine disk using radially rotating heat pipe[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2014, 28(3): 428-439.
- [70] CAO Y, LING J. Performance simulations of a gas turbine disk-blade assembly employing miniature rotating heat pipes[R]. Shanghai: ASME 2009 Second International Conference on Micro/Nanoscale Heat and Mass Transfer, 2009.
- [71] CAO Y, LING J. Performance simulations of a gas turbine disk-blade assembly employing miniature radially rotating heat pipes[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2012, 134(5): 051016.1-051016.7.
- [72] Cao Y. Miniature heat pipe devices for gas turbine engine applications[R]. AFRL-PR-WP-TR-2003-2074, 2002.
- [73] EISENMANN S, MAIR M, HUPFER A. Structural analysis of a gas turbine disk containing heat pipes using finite element analysis [R]. Cleveland, US: AIAA Propulsion and Energy Conference, 2014.
- [74] EISENMANN S, KÖRNER R, HUPFER A. Transient simulation of a gas turbine disk incorporating heat pipes under structural aspects[R]. Montreal, Canada: ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, 2015.
- [75] EISENMANN S, SCHMIDT T, GÜMMER V, et al. Fatigue analysis of a cylindrical turbine disk with integrated heat pipes[R]. Salt Lake City, US: AIAA Propulsion and Energy Conference, 2016.
- [76] TAAMNEH Y. Thermal analysis of gas turbine disk integrated with rotating heat pipes[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2017, 10: 335-342.
- [77] 通用电气公司. 涡轮发动机转子中的热管: CN201710741668.5[P]. 2018-03-09.
General Electric Company. Heat pipe in turbine engine rotor: CN201710741668.5[P]. 2018-03-09. (in Chinese)
- [78] 通用电气公司. 用于涡轮机中的叶轮和轮叶的热管温度管理系统: CN201610198609.3[P]. 2016-10-26.
General Electric Company. Heat pipe temperature management system for disk and blade in turbine: CN201610198609.3[P]. 2016-10-26. (in Chinese)
- [79] 通用电气公司. 用于涡轮机的热管温度管理系统: CN201610198594.0 [P]. 2016-10-26.
General Electric Company. Heat pipe temperature management system for turbine: CN201610198594.0[P]. 2016-10-26. (in Chinese)
- [80] 付德斌, 丁水汀, 陶智, 等. 旋转盘应力水平与温度分布的关联分析[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(4): 623-628.
FU Debin, DING Shuiting, TAO Zhi, et al. Correlation analysis of rotating disk stress level and temperature distribution[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(4): 623-628. (in Chinese)
- [81] 付德斌, 丁水汀, 陶智, 等. 一种基于热管理的热端部件轻量化研究[J]. *航空动力学报*, 2011, 26(4): 814-821.
FU Debin, DING Shuiting, TAO Zhi, et al. Research on lightweight of hot end components based on thermal management[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2011, 26(4): 814-821. (in Chinese)
- [82] DING S, LI G, LUO B. Active control thermal-loading method to ameliorate stress in aeroengine turbine disk[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2013, 27(2): 274-285.
- [83] DING S, LI G, DENG M. Experimental study of an actively managed thermal loading method in turbine disk[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2014, 28(1): 39-49.
- [84] 李果. 航空发动机热端部件的主动热应力控制机理研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2012.
LI Guo. Research on active thermal stress control mechanism of aero-engine hot end components[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)
- [85] 丁水汀, 罗斌, 杜发荣. 热管涡轮盘: CN201410345078.7[P]. 2015-07-01.
DING Shuiting, LUO Bin, DU Farong. Heat pipe turbine disk: 201410345078.7 [P]. 2015-07-01. (in Chinese)
- [86] 陈旭. 热管式金刚石磨头的研制[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2008.
CHEN Xu. Development of a diamond grinding head with heat pipe cooling[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008. (in Chinese)
- [87] 钱坤. 环形热管砂轮设计及其传热性能分析[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
QIAN Kun. Structural design and heat transfer analysis of heat-pipe grinding wheels[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)
- [88] CHEN J, JIANG H, FU Y C, et al. Heat transfer performance of an axially rotating heat pipe for cooling of grinding[J]. *Energies*, 2020, 13(21): 1-13.
- [89] CHEN J, ZHANG L, FU Y C, et al. Heat transfer characteristics outside the condenser of a rotating heat pipe grinding wheel with a lateral air impinging jet[J]. *Journal of Thermal Science*, 2021, 30(2): 493-503.
- [90] CHEN J, FU Y, QIAN N, et al. Investigation on cooling behavior of axially rotating heat pipe in profile grinding of turbine blade slots [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 182: 116031.1-116031.12.
- [91] CHANG S W, LIN C. Thermal performance of rotating two-phase thermosyphon disc[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 62: 40-54.
- [92] CHANG S W, CAI W L. Thermal performance of two-phase thermosyphon loop in rotating thin pad[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2017, 112: 270-288.
- [93] LIOU T, CHANG S, CAI W, et al. Thermal fluid characteristics of pulsating heat pipe in radially rotating thin pad[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 131: 273-290.
- [94] GRAY V H. Feasibility study of rotating boiler for high-performance Rankine cycle power generation systems[R]. Florida, US: Intersociety Energy Conversion Conference, 1967.
- [95] ESCHWEILER J C, BENTON A M, PRECHSHOT G W. Boiling and convective heat transfer at high-accelerations[J]. *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, 1967, 63: 66-72.

(编辑: 秦理曼)