

DOI: 10.7652/xjtuxb201707014

电主轴轴心冷却用环路热虹吸管的传热特性

李法敬, 高建民, 史晓军, 梁锋, 唐瑞

(西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为了加强电主轴轴心冷却、减小电主轴的热变形,以 150SD 型磨削电主轴转子为对象,采用单环路热虹吸管来冷却主轴轴心,利用环路热虹吸管无需外部动力及传热效率极高的特征,从原理上避免了“动密封”问题对电主轴轴心冷却的困扰。对高离心力作用下单环路热虹吸管内传热工质的流动及传热状态进行了理论分析;以正戊烷为工质,对适用于该主轴轴心冷却尺寸的环路热虹吸管的传热特性进行了实验研究,并对其应用于电主轴轴心冷却的实际效果进行了预测。结果显示:在文中的实验工况下,单环路热虹吸管的运行温度稳定,其传热性能在充液率为 60% 左右时达到最佳,热阻仅为 $0.57\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$;当采用 4 根单环路热虹吸管冷却结构时,150SD 型磨削电主轴转子的最大温升为 $28.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,且这一温升数值随着转速的增加而继续减小,表明单环路热虹吸管在电主轴轴心冷却方面具有良好的应用效果。

关键词: 电主轴;轴心冷却;单环路热虹吸管;正戊烷;传热特性

中图分类号: TH161 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)07-0090-08

Investigation on Heat Transfer Performance of Loop Thermosyphon for Inner Cooling of Motorized Spindle

LI Fajing, GAO Jianmin, SHI Xiaojun, LIANG Feng, TANG Rui

(State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Taking the inner cooling of 150SD grinding motorized spindle as the application background, an innovative cooling method based on the single-loop thermosyphon with high heat transfer efficiency and without external power supplier is suggested, which could avoid the troublesome rotary seal problem on the inner cooling for spindle shafts. In view of the fact that loop thermosyphon is suitable for the cooling space of the spindle shaft, n-pentane is used as the working medium, and the theoretical analysis on the flow and heat transfer characteristics of the working medium in a single-loop thermosyphon under high centrifugal force is conducted, then an experimental study on the heat transfer performance is carried out. The results show that the operating temperature of the single-loop thermosyphon is stable under the experimental condition and the heat transfer performance reaches its peak value when the filling rate is 60%, and the corresponding thermal resistance is only $0.57\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$. The temperature rise of rotor in 150SD grinding motorized spindle is $28.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, and the temperature rise continuously decreases with the increase of rotary speed. Therefore, the single-loop thermosyphon may have promising application to the inner cooling of motorized spindles.

收稿日期: 2016-12-13。 作者简介: 李法敬(1988—),男,博士生;史晓军(通信作者),男,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51575433)。

网络出版时间: 2017-05-02

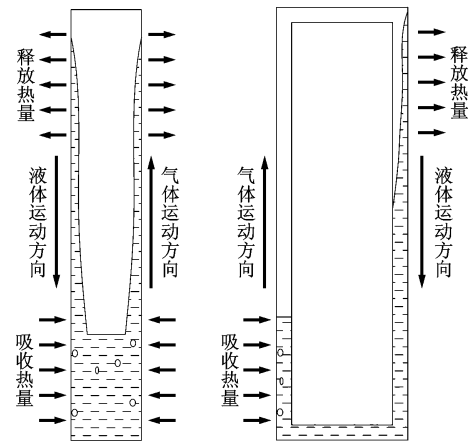
网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170502.1718.006.html>

Keywords: motorized spindle; shaft cooling; single-loop thermosyphon; pentane; heat transfer characteristics

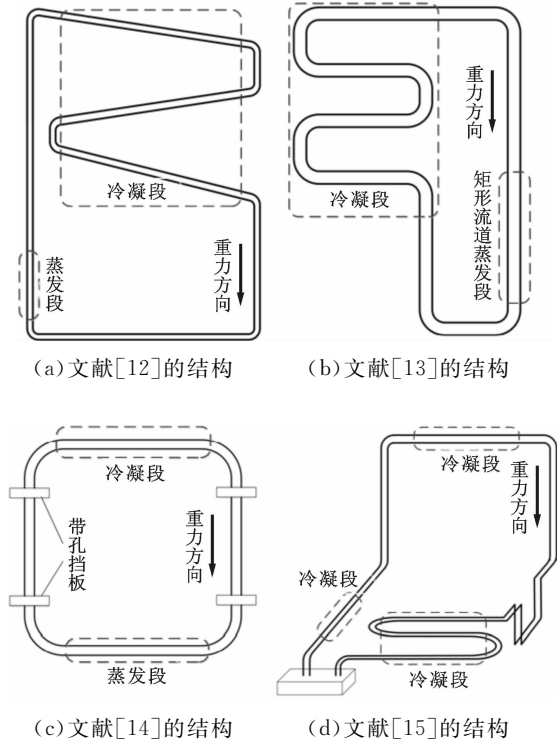
高速、高精度已成为现代数控机床的主要发展方向。大量研究与生产实践表明,在高速、精密加工中,机床热变形所引起的误差高达 40%~70%^[1],而电主轴作为现代机床的核心部件和主要产热部件,其热变形则占据了主要部分^[2]。因此,如何最大限度地控制电主轴温升,减小其热变形,已经成为高速高精机床发展过程中亟待解决的问题。限于“动密封”问题的制约,电主轴的轴心冷却问题一直是降低主轴温升的难点。

热虹吸管是一种无需外部动力的高效传热部件,在封闭空间热引出方面具有独特的优势。热虹吸管的结构如图 1a 所示,两端温差所形成的压差驱动气体由加热段运动至冷凝段,而重力则促使冷凝液体从冷凝段回流至蒸发段,整个高效循环传热过程中无需外部动力驱动,具有极高的传热效率及可靠性。Peterson 等人以圆形旋转管道为研究对象进行了实验研究,结果表明,在低离心力时,重力对液膜的分布有影响,在水平方向上热管内表面液膜不均匀,而当离心力与重力的比值 $F/G \geq 20$ 时,液体在管道内表面上呈环形分布,与管道放置方向无关^[3]。Song 等人针对高速旋转热虹吸管在 10 000g 离心加速度下的传热传质特性进行了理论分析^[4],并以管径为 25.4 mm、长度为 407 mm 的热管为研究对象,以蒸馏水为工质,在充液率为 5%~30%、转速为 1 000~4 000 r/min 的范围内进行了实验研究,结果表明,随着转速的提高,蒸发段及冷凝段的热阻均逐步降低,传热能力逐步增强^[5],与 Katpradit 等人所得结论^[6]类似。Jankowski 等人针对弯曲热虹吸管,在 400g 离心加速度的工况下展开了实验研究,证实其换热能力达到了 200 W 以上^[7]。

环路热虹吸管是热虹吸管的一种形式,其结构如图 1b 所示,由于加热段与冷却段位于不同的管路上,因此又称为分离式热管。因为它的气液管路分离,减小了气液相向运动过程中的剪切作用,所以具有更高的传热效率。众多学者针对常见的几种环路热虹吸管结构进行了研究^[8-11]。Chang 等人针对图 2a 所示结构的环路热虹吸管的蒸发段流动特点进行了可视化实验研究,观察到工质由弹状流到泡状流、最后发展为混合流的过程^[12]。Khodabandeh 等人针对图 2b 所示结构的热虹吸管,在热流密度为 0~50 W/(cm²·K)的范围内进行了实验研究,蒸发



(a)热虹吸管结构 (b)单环路热虹吸管结构
图 1 热虹吸管及单环路热虹吸管结构示意图



(a)文献[12]的结构 (b)文献[13]的结构
(c)文献[14]的结构 (d)文献[15]的结构
图 2 已有研究采用的环路热虹吸管结构示意图

段为矩形,深度为 0.7~1.8 mm,结果表明:热流密度为 2~5 W/(cm²·K)时,深度为 0.7~0.9 mm 流道的换热系数较其余流道的换热系数大;当热流密度大于 5 W/(cm²·K)时,随着流道深度增大,换热系数逐步增大^[13]。Misale 等人针对图 2c 所示的结构,在环路热虹吸管竖直管段设置了带小孔的挡板,以增大挡板附近的压力差,结果表明,这种结构可使管内流动更加稳定^[14]。Honda 等人以 FC-72

为工质,针对图 2d 所示的结构,在垂直高度差分别为 250 和 450 mm 的工况下进行了实验研究,结果表明,当冷却液流量在 50~270 g/min 范围内时,传热功率为 65~270 W^[15]。

但是,已有研究所采用的均是常规环路热虹吸管结构,其突出特点是加热、冷却管路分离,致使气相、液相管路分离,而在电主轴转子的传热过程中,由于转子自身材料的导热作用,致使它的加热、冷却管路并未分离,而是在同一管路上。因此,已有的环路热虹吸管相关研究结果并不适用于电主轴轴心冷却,故需在电主轴轴心冷却这一特定的应用背景下,对单环路热虹吸管的传热特性进行实验分析。

1 实验装置与实验方法

1.1 实验平台

实验平台如图 3 所示,该系统由加热子系统、采集子系统、冷却子系统、支撑子系统及保温材料 5 部分组成。加热子系统由功率表(测量精度为 1.5%)、直流调压电源(2 kW)及电热丝组成,通过改变电热丝两端的电压可实现加热功率的调整。采集子系统由美国 ni SCXI1600 采集板卡及 OMEGA 公司的 K 型热电偶组成,实现对实验样件各部分以及冷却水进出口温度的测量,测量精度经校核达到 0.2℃。冷却子系统包括冷却水套、流量计、水泵及恒温水槽 4 部分,其中水泵将恒温水槽内的 20℃ 冷却水注入冷却水套内,通过流量计对冷却水流量进行测量。支撑子系统主要实现整个实验平台的支撑以及倾斜角度的调整,调整精度为±0.2°。

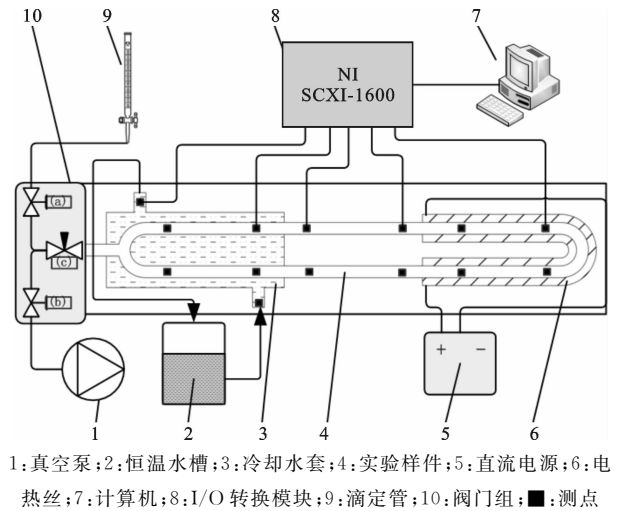


图 3 实验平台结构示意图

1.2 实验样件

150SD 型磨削电主轴及所设计的冷却结构如图

4 所示。在电主轴正常工作的过程中,轴承及电机转子所产生的部分热量通过热传导传递至转轴,利用转轴内部单环路热虹吸管冷却结构的高效导热性能,将轴承及电机转子所产生的部分热量沿着轴向传递至转轴尾部,在电主轴尾部冷却腔内对转轴进行冷却液喷淋冷却,从而实现热量的高效引出。

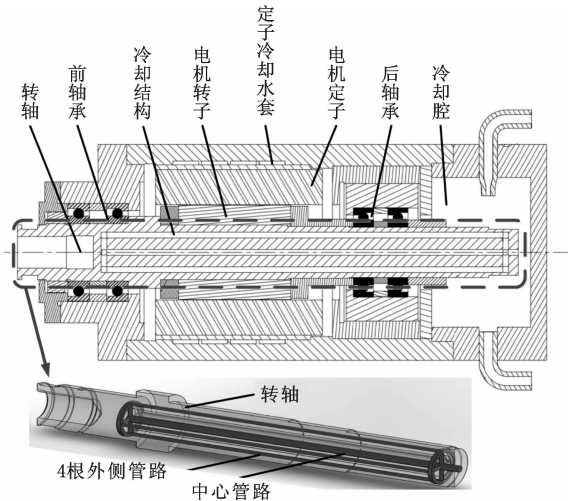


图 4 150SD 型磨削电主轴冷却结构布局示意图

冷却流道包括 5 根轴向管路,由前轴承一直布置到主轴尾部,结构呈“鼠笼”状。4 根外侧管路与中心管路相互连通,以形成单环路热虹吸管结构,同时,轴向两端利用圆环连通 4 根外侧管路,使高速旋转状态下分布在 4 根外侧管路内的工作液体趋于均匀。

由于图 4 所示冷却结构的对称性,取其 1/4 流道,简化成单环路热虹吸管实验样件,其形状及温度测点布置如图 5 所示。单环路热虹吸管实验样件的材料为紫铜,内径为 6 mm,外径为 8 mm,蒸发段长 90 mm,绝热段长 100 mm,冷凝段长 90 mm,弯头直径为 20 mm。无论是在电机转子与轴承处的加热过程还是在冷却液喷淋的冷却过程中,由于转轴自身材料的导热作用,冷却结构中的中心管路及外侧管路同时进行着热量的输入与输出。实验样件采用的加热、冷却方式如图 3 及图 5 所示,利用电热丝对蒸发段上下两侧管路同时进行加热,利用恒温水槽的水浴对冷凝段上下管路同时进行冷却。

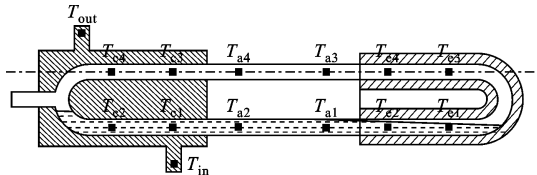


图 5 单环路热虹吸管内液体分布及测点布局示意图

1.3 数据处理

实验在各个工况下稳定进行直至温度不再变化,保存整个过程中所采集的实验数据以分析其运行特征,采样周期为 1 s。取各工况下最后温度不变时的数据,计算蒸发段、冷凝段的平均温度以求取热阻,最后绘制各工况下热阻随功率变化的平滑散点图。

单环路热虹吸管的热阻可通过下式计算

$$R = \frac{T_{\text{evap}} - T_{\text{cond}}}{Q} = \left(\frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 T_{\text{evap},i} - \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 T_{\text{cond},i} \right) / Q \quad (1)$$

式中: R 为单环路热虹吸管的热阻; Q 为加热功率;

$$T_{\text{evap}} = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 T_{\text{evap},i} \text{ 为蒸发段的平均温度; } T_{\text{cond}} = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 T_{\text{cond},i} \text{ 为冷凝段的平均温度。}$$

根据误差传递理论,实验误差采用下式计算

$$\frac{\delta R}{R} = \left(\frac{\delta T_{\text{evap}}}{T_{\text{evap}} - T_{\text{cond}}} + \frac{\delta T_{\text{cond}}}{T_{\text{evap}} - T_{\text{cond}}} + \frac{\delta Q}{Q} \right)^{1/2} \quad (2)$$

根据实验中所采用的设备精度及实验结果,可知实验的不确定度最大为 3.5% (加热功率 $P=20$ W,充液率 $r_i=60\%$)。

1.4 实验步骤及实验工况

1.4.1 实验步骤 具体实验步骤如下:

(1) 用无水乙醇清洗实验样件后吹干,连接管路;
(2) 关闭阀门 A (见图 3), 打开阀门 B、C, 利用真空泵组将实验样件内的压力抽至 0.01 Pa 以下, 持续 20 min;

(3) 关闭阀门 B, 调节阀门 A, 将正戊烷注入实验样件内部, 之后关闭阀门 C、A;

(4) 运行恒温水槽及采集系统, 调节直流电源, 对实验样件施加所需加热功率, 直至本次实验结束;

(5) 打开阀门 C, 重复步骤 (1)~(4), 进行下一轮传热实验。

1.4.2 实验工况 在高速旋转状态下, 管道内液体受到的离心力 F 可通过下式计算

$$F = r\omega^2 = r \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 = 0.011n^2 \quad (3)$$

式中: n 为转速 (r/min); r 为旋转半径 (m)。

当 $r=0.02$ m 时, 离心力 F 与重力 G 之比 (F/G) 随转速的变化如图 6 所示。

根据 Peterson 等人的研究结果, 当 $F/G \geq 20$ 时, 管路内的液体分布状态将完全由离心力决定, 与重力无关^[3]。由图 6 可知, 当转速达到 944 r/min 时, 离心力已达到重力的 20 倍, 且这一比例随着转

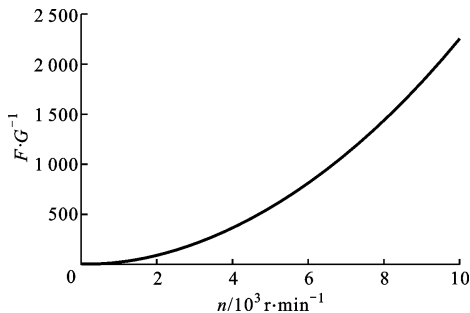


图 6 $r=0.02$ m 时 F/G 随转速的变化

速的增加会继续快速增长, 因此在高速旋转过程中, 无论电主轴放置的位置如何, 工作液体总是在外侧管路内紧贴外壁面分布, 如图 7 所示。

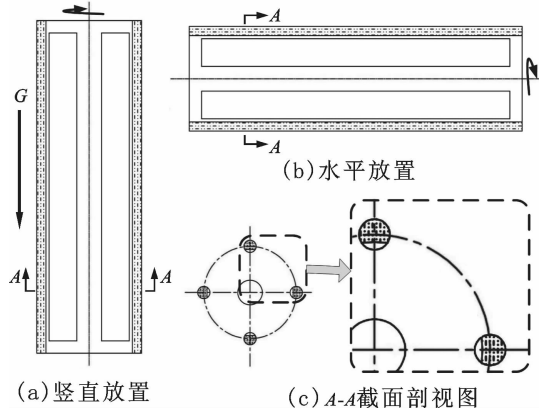


图 7 旋转状态下冷却管路内的液体分布示意图

由于冷却管路的对称性, 取其 1/4 结构作为实验样件, 如图 7c 所示, 其液体分布状态与图 5 所示管路水平放置时的情况相同。

热虹吸管的传热过程可分为两部分, 即加热段液体气化并运动至冷凝段的过程和冷凝段气体凝结并回流至加热段的过程。蒸气从加热段运动至冷凝段的动力为蒸发段液体蒸发及冷凝段气体凝结所产生的压力差, 这种压力差在静止状态和旋转状态下并没有明显区别, 而冷凝段液体回流至加热段过程中的动力则为冷、热两端的液位在液体所处力场作用下所产生的压差。在液位高度差相同时, 所处力场越强, 则产生的压差和回流动力也越大, 对应的传热效果也就越好。因此, 旋转状态下热虹吸管内的液体在强离心力场的作用下将增强其传热性能, 且增强幅度随着离心力的增加而增大。此规律已由 Song 等人以单根热虹吸管为研究对象进行了实验验证^[5]。

综上所述, 在静止状态下, 水平放置的热虹吸管具有与旋转状态下相同的液体分布状态及相似的工作过程, 但其传热效果较旋转状态下差。因此, 可用

静止状态下水平放置时这一传热性能最差的情况，来推测热虹吸管应用于主轴轴心冷却的前景。

对于总功率为 4.5 kW 的 150SD 型磨削主轴而言,电机的负荷率、效率以及转子的产热功率之间的对应关系见表 1。转子最大产热功率为 180 W,所设计的冷却结构共使用 4 根单环路热虹吸管,故每根单环路热虹吸管的最大传递热量约为 45 W。为了扩大研究范围,针对加热功率在 100 W 以下时各充液率所对应的传热特性进行分析。

表 1 电机负荷率与效率、产热功率的对应关系^[16]

负荷率/%	效率	电机产热功率/W	转子产热功率/W
空载	0.00		
25	0.78	247.5	82.5
50	0.85	337.5	112.5
75	0.88	405.0	135.0
100	0.88	540.0	180.0

考虑到电主轴的实际冷却需求,单环路热虹吸管内部注入的工质选用低沸点(36.1℃)的正戊烷,其物理性质(20℃时)如下:汽化潜热为 371 kJ/kg;导热系数为 0.113 W/(m·K);黏度为 0.228 mPa·s;比热容为 1.72 kJ/(kg·K)。

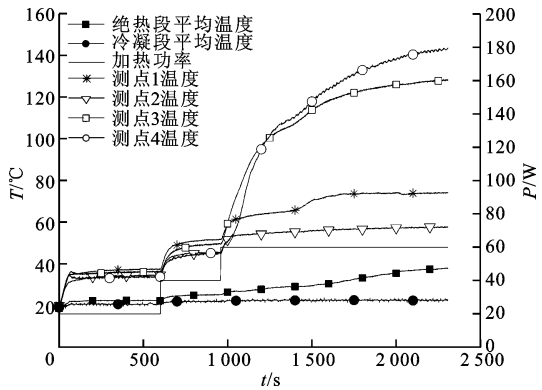
实验的加热功率分别为 20、40、60、80、100 W,充液率分别为 30%、40%、50%、60%和 70%,单环路热虹吸管水平放置。

2 实验结果及分析

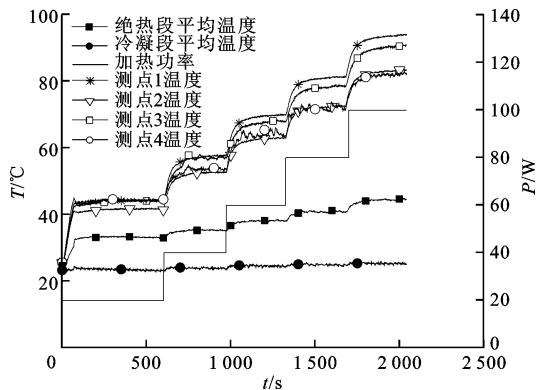
2.1 传热特性分析

从图 8 所示的实验数据可以看出,加热段与绝热段的温度随着加热功率的增大而升高,冷凝段由于处在恒温冷却水中,所以温升不明显。当充液率为 30%时,由于传热工质较少,所以在 60 W 加热功率下,位于上侧管路的蒸发段测点 3 和测点 4 首先出现温度急剧升高的现象,之后位于下侧管路的蒸发段测点 1 的温度有所提升,而蒸发段测点 2 的温度则始终处于平稳状态,说明在此实验工况下,由于充液较少,液体聚集在下侧管路,当加热功率升高时,上侧管路由于缺少冷却液体而达到传热极限,导致温度急剧升高;当加热功率从 40 W 增至 60 W 时,由冷凝段回流的液体经过蒸发段测点 2 时的蒸发量增大,致使流道蒸发段测点 1 的液体减少,于是出现了图 8a 中蒸发段测点 1 温度升高的现象。当充液率为 40%~70%时,单环路热虹吸管在 100 W 加热功率下可正常工作,其温度经过短暂的升高过

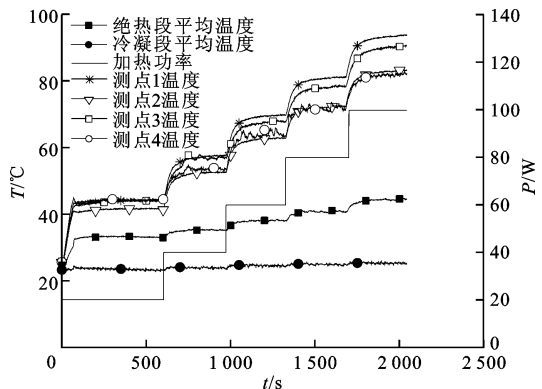
程(2 min 之内)后很快趋于平稳。在正常运行情况下,蒸发段各个测点之间的温度差随加热功率的提高而增大,局部最高温度出现在测点 1 附近,而局部最低温度则出现在测点 2 附近,但是当充液率为 40%时,测点 4 在加热功率为 40~60 W 时出现了明显的温度波动,原因是实验所用单环路热虹吸管的加热、冷却管路并未分离,致使上侧位于冷凝段的管路中凝结的液体有少量经过上侧管路回流至测点 4 的位置,由于上侧管路主要为气体流道,在反向流动的气体作用下,回流至测点 4 的冷凝液体出现波动及间断,致使该测点的温度出现了图 8b 所示的波动。



(a) 充液率为 30%



(b) 充液率为 40%



(c) 充液率为 50%

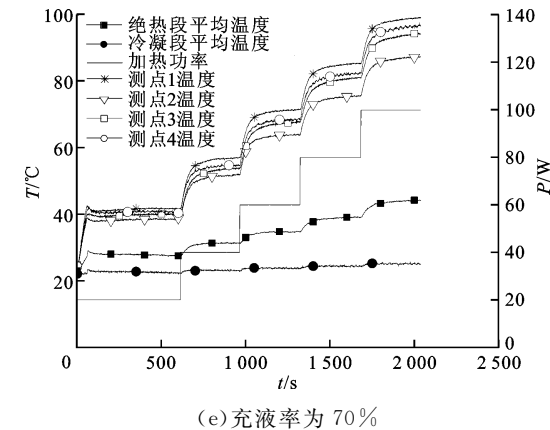
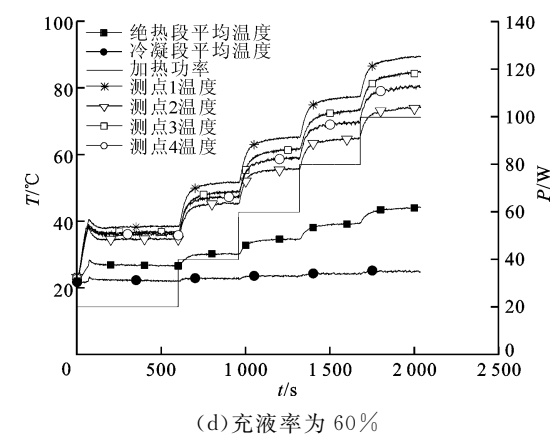


图 8 不同充液率时蒸发段温度随加热功率的变化

2.2 热阻分析

环路热虹吸管的传热特性可以通过热阻来衡量。根据式(1)计算的实验样件在不同充液率下的热阻随加热功率的变化如图 9 所示,从中可以看出:实验样件在各充液率下的热阻随着加热功率的增大而逐渐降低,但在充液率为 30%、加热功率为 60 W 时,由于实验样件达到烧干极限而失效,导致热阻急剧增大;实验样件在充液率为 60% 时具有最低的热阻,说明在此充液率下单环路热虹吸管样件具有较好的传热特性,这是因为热虹吸管无吸液芯,其液体回流动力完全取决于冷热两端的液位差在重力场作用下所形成的重力梯度,在不考虑其他因素时,冷热两端液位差越大,则回流动力越强,所对应的传热效果越好。

在充液率由 30% 到 70% 逐步增大的过程中,环路热虹吸管内的液体分布变化过程如图 10 所示。在充液率较小(30%~40%)时,实验样件内的液体分布如图 10a 所示,由于工作液体较少,液体完全分布于下侧管路,此时左右两端液位的高度差极其有限,造成回流动力不足,将会引起烧干现象的发生。在充液率为 50%~60% 时,如图 10b 所示,工作液

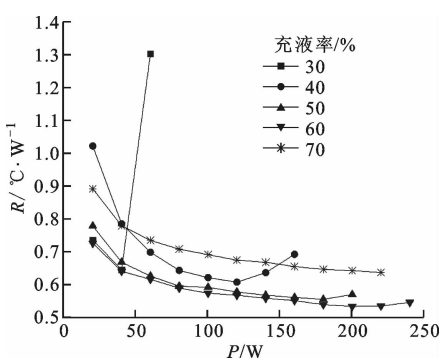


图 9 不同充液率下热阻随加热功率的变化

体分布于下侧管路以及左右两侧管路的局部区域,在相变传热过程中会使左右两侧管路的液位差急剧增大,增强冷流体回流的动力,具有较好的传热特性。当充液率达到 70% 以上时,如图 10c 所示,工作液体已布满下侧管路,左右两侧管路及局部上侧管路,在气体由蒸发段向冷凝段运动的过程中,由于液体占据了部分上侧管路,致使气体流通横截面积减小,流动阻力增大,同时由于液体占据了较多的冷凝段管路,致使气体与冷凝段壁面接触的面积减小,增大了凝结热阻,因此当充液率过高时,单环路热虹吸管的传热性能反而下降。

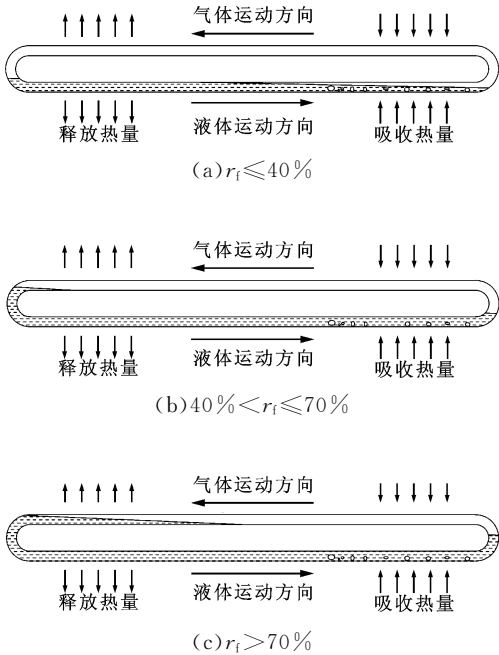


图 10 单环路热虹吸管内液体分布随充液率 r_f 变化示意图

本文的单环路热虹吸管实验样件以正戊烷为工质,当充液率为 60% 时,其热阻随加热功率的变化曲线(见图 9)可用下式进行拟合

$$R = 0.877e^{-128P} + 0.682e^{-1.75P} \tag{4}$$

3 冷却电主轴转子应用效果评估

综上所述,在不考虑主轴转子自身轴向热传导的情况下,对于额定功率为 P_{total} 、效率为 η 的电主轴,其电机损耗功率和轴向最大温差可用下式进行估算

$$P_{\text{loss}} = (1 - \eta)P_{\text{total}} \quad (5)$$

$$\Delta T = R_s P_{\text{loss}} \quad (6)$$

式中: R_s 为电主轴所采用冷却结构的热阻; ΔT 为电主轴转子产热部位与端部冷却部位的温差。

对于 150SD 型磨削电主轴而言,其总功率为 4.5 kW,转子最大产热功率 P_{loss} 为 0.18 kW,采用所设计的 4 根单环路热虹吸管冷却结构时,作用在每根单环路热虹吸管上的加热功率为 0.045 kW,在不考虑其余轴心散热途径的情况下,该轴心冷却结构的热阻

$$R_s = \frac{R}{4} = \frac{1}{4}(0.877e^{-128P} + 0.682e^{-1.75P}) \quad (7)$$

150SD 型磨削电主轴的电机转子最大产热功率(即电机损耗功率) $P_{\text{loss}} = 0.18$ kW,所以作用于每根单环路热虹吸管上的加热功率 $P = P_{\text{loss}}/4 = 0.045$ kW。当以正戊烷为工质、充液率为 60% 时,转子冷热两端最高温差

$$\Delta T = 1\,000R_s P_{\text{loss}} = 250P_{\text{loss}}(0.877e^{-128P} + 0.682e^{-1.75P}) = 28.5(^{\circ}\text{C})$$

4 结 论

本文以电主轴轴心冷却为背景,以 150SD 型磨削电主轴为应用对象,设计了以 4 根单环路热虹吸管为基础的电主轴转子冷却结构;对高离心力作用下单环路热虹吸管冷却结构内传热工质的流动及传热状态进行了理论分析。在此基础上,针对水平放置、静止状态下以正戊烷为工质的单环路热虹吸管的传热特性进行了实验研究,并对所设计的 4 根单环路热虹吸管冷却结构应用于 150SD 型磨削电主轴的实际应用效果进行了预测,结果表明:

(1) 单环路热虹吸管具有较宽的工作范围,在加热功率为 20 W 时即可开始工作;

(2) 单环路热虹吸管蒸发段与绝热段的温度随加热功率的增加而逐步升高,而在其正常工作期间,各部分温度很稳定;

(3) 单环路热虹吸管的传热性能在充液率为 60% 左右时达到最佳,此时热阻仅为 $0.57^{\circ}\text{C}/\text{W}$;

(4) 利用单环路热虹吸管实现电主轴轴心冷却

具有良好的应用前景,当采用本文所设计的 4 根单环路热虹吸管冷却结构时,150SD 型磨削电主轴的最大温升为 28.5°C ,而且这一温升值会随着转速的增加而继续降低。

参考文献:

- [1] KIM D H, SONG J Y. Development of thermal deformation compensation device and CNC based real-time compensation for advanced manufacturing [J]. International Journal of Automotive Technology, 2013, 14(3): 423-428.
- [2] 康跃然, 史晓军, 高建民, 等. 一种新型轴芯冷却电主轴的热特性分析 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(1): 13-18.
KANG Yueran, SHI Xiaojun, GAO Jianmin, et al. Thermal behavior analysis of a motorized spindle with novel shaft core cooling [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(1): 13-18.
- [3] PETERSON G P. An introduction to heat pipes [M]. New York, USA: John Wiley & Sons, 1994: 256-287.
- [4] SONG F, EWING D, CHING C Y. Fluid flow and heat transfer model for high-speed rotating heat pipes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46: 4393-4401.
- [5] SONG F, EWING D, CHING C Y. Experimental investigation on the heat transfer characteristics of axial rotating heat pipes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47: 4721-4731.
- [6] KATPRADIT P, WONGRATANAPHISAN T, TERDTON P, et al. Correlation to predict heat transfer characteristics of a closed end oscillating heat pipe at critical state [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25: 2138-2151.
- [7] JANKOWSKI T A, PRENGER F C, RAZANI A. Experimental study of a curved rotating heat pipe [J]. Journal of Heat Transfer, 2008, 130(10): 405-412.
- [8] OLIVEIRA J L G, TECCHIO C, PAIVA K V, et al. In-flight testing of loop thermosyphons for aircraft cooling [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 98: 144-156.
- [9] BIELINSKI H, MIKIELEWICZ J. Analysis of heat transfer and fluid flow in two-phase thermosyphon loop with minichannels [J]. Applied Mechanics & Materials, 2016, 831: 92-103.
- [10] ZIAPOUR B M, BAYGAN M, MOHAMMADNIA A. Experimental study on the performance characteristics of an enhanced two-phase loop thermosyphon [J].

- Heat and Mass Transfer, 2015, 51(10): 1487-1492.
- [11] TONG Z, LIU X H, JIANG Y. Experimental study of the self-regulating performance of an R744 two-phase thermosyphon loop [J]. Applied Energy, 2017, 186: 1-12.
- [12] CHANG S W, LO D C, CHIANG K F, et al. Sub-atmospheric boiling heat transfer and thermal performance of two-phase loop thermosyphon [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2012, 39: 134-147.
- [13] KHODABANDEH R, FURBERG R. Instability, heat transfer and flow regime in a two-phase flow thermosyphon loop at different diameter evaporator channel [J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30: 1107-1114.
- [14] MISALE M, FROGHERI M. Stabilization of a single-phase natural circulation loop by pressure drops [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2001, 25: 277-282.
- [15] HONDA H, ZHANG Z G, TAKATA N. Flow and heat transfer characteristics of a natural circulation evaporative cooling system for electronic components [J]. Journal of Electronic Packaging, 2004, 126(3): 317-324.
- [16] 陆定安. 功率因数与无功补偿 [M]. 上海: 上海科学普及出版社, 2004: 10-45.

(编辑 葛赵青)

(上接第 29 页)

参考文献:

- [1] SESCOU A, HIXON R, AFJEH A A. Multidimensional optimization of finite difference schemes for computational aeroacoustics [J]. Journal of Computational Physics, 2008, 227(9): 4563-4588.
- [2] TREYSSÈDE F, GABARD G, TAHAR M B. A mixed finite element method for acoustic wave propagation in moving fluids based on an Eulerian-Lagrangian description [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2003, 113(2): 705-716.
- [3] PATERA A T. A spectral element method for fluid dynamics-laminar flow in a channel expansion [J]. Journal of Computational Physics, 1984, 54: 468-488.
- [4] 张荣欣, 秦国良. 用切比雪夫谱元方法求解均匀流场中的声传播问题 [J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(7): 120-124.
- ZHANG Rongxin, QIN Guoliang. Chebyshev spectral elements method for acoustic propagation problem in a uniform mean flow [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009, 43(7): 120-124.
- [5] ZHU C, QIN G, ZHANG J. Implicit Chebyshev spectral element method for acoustics wave equations [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2011, 47(2): 184-194.
- [6] ZHANG R, QIN G, ZHU C. Spectral elements method for acoustic propagation problems based on linearized Euler equations [J]. Journal of Computational Acoustics, 2009, 17(4): 383-402.
- [7] GENG Yanhui, QIN Guoliang, WANG Yang, et al. The research of space-time coupled spectral element method for acoustics wave equations [J]. Chinese Journal of Acoustics, 2016, 35(1): 29-47.
- [8] LIN W H. Least-squares Legendre spectral element solutions to sound propagation problems [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2001, 109: 465-474.
- [9] 王亚洲, 秦国良, 和文强, 等. 时空耦合谱元方法求解一维 Burgers 方程 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(1): 45-50.
- WANG Yazhou, QIN Guoliang, HE Wenqiang, et al. Time-space coupled spectral element method for one-dimensional Burgers equation [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(1): 45-50.
- [10] CLAYTON R, ENGQUIST B. Absorbing boundary conditions for acoustic and elastic wave equations [J]. Bulletin of the Seismological Society of America, 1977, 67(6): 1529-1540.
- [11] ENGQUIST B, MAJDA A. Absorbing boundary conditions for the numerical simulation of waves [J]. Mathematics of Computation, 1977, 31(139): 629-651.

(编辑 苗凌)