

用热管均衡机床大件的温度场*

李易平 庄有土 张伯霖

(精密机械工程系)

摘要 本文论述了用于均衡机床大件温度场的新型热管,给出了设计计算要点和试验研究结果。将此新型热管用于精密平面磨床,能有效地控制立柱的热倾斜并提高加工精度。

关键词 热管,机床,温度场,热变形

0 引言

现代机械制造向着高精度和自动化方向迅速发展,机床热变形问题变得十分突出^[1]。在解决机床热变形问题的诸多方法中,发展新的冷却技术以抑制热源的温度场,是很有前途的热变形对策。

目前常用的冷却方式有油冷、水冷或风冷。其共同的特点都是利用流体的“显热”进行工作的,即利用工作介质流经机床的发热部位、吸收其热量,然后通过流体的运动将热量带走,从而达到冷却的目的。冷却效果要从数量级上来一个飞跃地发展,按热学原理,其最好的方法是利用液体蒸发时吸收的“汽化潜热”。因为蒸发和冷凝是换热强度最高的一种传热方式。对同一种工作介质而言,在数值上,“汽化潜热”比其“比热”之值要大数百倍甚至更高。另一方面,油冷、水冷或风冷等常规冷却方式,必须增加一套能维持工作介质不断循环的附加动力装置(油泵、水泵或风机)。这不仅加大了机床的功率消耗和占地面积,有时还会造成污染与噪声。

热管的出现,开辟了冷却技术的新纪元。它具有传热效率高、温度分布均匀、没有运动部分、结构简单和工作可靠等优点,自1964年问世以来一直得到世界各国的普遍重视。热管应用,已逐步从高技术领域逐渐扩大到各个工业部门,但在机械制造领域却应用较晚。因此在国内,华侨大学、东南大学和南京化工学院等单位的一些学者,从1979年以来开始从事这方面的研究^[2~4]。国外的美、日、英、西德和苏等国家也都有人进行这方面的研究工作^[5~8],应用比较成功的要算日本三菱电机株式会社的产品,该公司所属的中央研究所一直致力于热管在机床上的应用。他们研制的回路式热管冷却装置用于降低机床主轴轴承的温度,效果十分显著。日本学者H. Sugishita和H. Sato等人在“国际生产工程研究学会”(CIRP)1988

· 本文1990—05—12收到。

· 国家自然科学基金资助项目。

年年会上,发表了用热管来解决混凝土床身立柱加工中心的发热问题^[9]。总之,用热管降低主轴轴承温升方面已取得较好的效果,但用热管来均衡机床大件(立柱、床身、箱体等)温度场的研究,目前国内外尚未见到报道。

1 机床箱壁热管的模拟试验

为了探索在低温差下均衡箱壁温度场的可能性,我们作了如下模拟性试验。图1所示的热管,主要由两个套筒组合而成。零件1是钢套,用螺钉和铸铁套2固定连接(图中未示出)。套2的厚度为15mm,模拟一般铸铁床身或箱体的壁厚。段I和段II内部形成的空腔,就是第一个热管的密闭空间。在段I的内腔装有吸液芯3,可从“灌液-排气阀”4充入适量的工质。在热管内腔中,还装有一根贮气管5。工作时,管内残留的某些不凝气体可通过小孔6进入管5中,以不妨碍热管的正常工作。

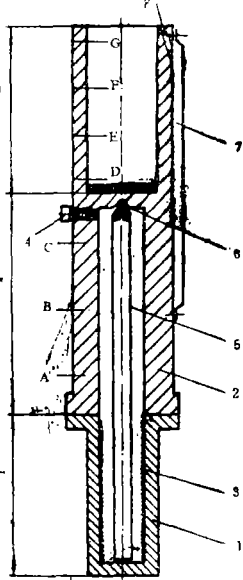


图1 模拟热管

1——钢套; 2——铸铁套; 3——吸液芯; 4——灌液-排气阀; 5——贮气管; 6——小孔; 7——半壁热管; A, B, C, D, E, F, G——温度监测层

试验时,热管垂直放置。将段I浸入恒温水浴中进行加热,并在84℃恒定下来。测试表明,在热管启动以前,由于热传导的作用,在段II的壁面上下和四围,形成了一个极不均匀的温度分布,最大温差达24.7℃。当热管启动后,上述各点的温差迅速减为0.3℃,在段II的上下和四周,形成了相当均匀的温度场。

试验的第二步,考察在段II和段III发生的情形。可把段III看作机床的箱壁,而把段II作为它的等温热源。通过热传导,同样在段III上形成很不均匀的温度场,其最大温差达12.5℃。

在段II和段III的右表面上安装一个半壁式热管7(图1),可从孔8充入适量的工质。当这支热管工作时,可测出段III左侧上下各点的最大温差只有0.52℃。

这两个模拟试验表明,用热管来均衡机床大件壁面的温度场是可行的。

2 低温差半壁热管的设计

该热管设计的原始条件是:热管的工作温度:20—40℃;传输功率:30W;传输长度:300—400mm;要求的温度均匀性:≤2℃。

根据以上要求,提出了图2所示的半壁热管的结构。图中,受控壁面1和热管的半壁2之间,形成了热管的内部封闭空间。双层网丝的吸液芯3在弹簧4的作用下紧贴在机床壁面1上。工质从灌液阀5充入,充入量可从观察窗6看出。热管内的不凝气体和过量的工质可从排气阀7释放出去。在半壁热管2的外表面上,贴附有绝热层8,用以减少热管工作时的热损失。吸液芯由300目和120目的双层丝网组成。吸液芯的最大毛细力主要由300目丝网决定,120目丝网提供较大的工质流动通道,使吸液芯既有较大的毛细力,又有较高的渗透率。

工质(丁烷)在多层丝网毛细力的作用下,从热管底部的液池9被提升,渗透和分布在整個蒸发段。当蒸发段受热时,工质吸收热量而蒸发,在两端压差的作用下流向冷凝段。由于冷凝段温度较低,蒸汽凝结在冷凝段的垂直壁面(光面),同时放出热量,使冷凝段的温度升高。凝结在垂直壁面的液态工质在重力作用下流入液池,流回蒸发段的底部。如此循环不已,热量就不断地从蒸发段传到冷凝段,不断减小两端的温差,从而均衡了受控壁面的温度场。

由此可见,所研制的新型热管有以下三个特点:(1)具有半壁结构。机床受控壁面成为热管管壳的一部分,故热管与机床结合

部的热阻为零, $R_1 = R_2 = 0^{[10-12]}$ 。(2)只有半边丝网。该热管在冷凝段是没有吸液芯的,因此凝结在机床受控壁面(光面)的液态工质较容易靠重力流回下部液池,其液阻 $R_3 \approx 0^{[10-12]}$,这种热管实际上是管芯热管和重力热管的巧妙组合,工质在热管内作二维流动,这是它能均衡大面积机床壁面温度的奥妙之所在。(3)具有平板结构。因此比较容易和机床大件(立柱、床身、箱体等)的表面配合,与机床的结构比较容易协调。

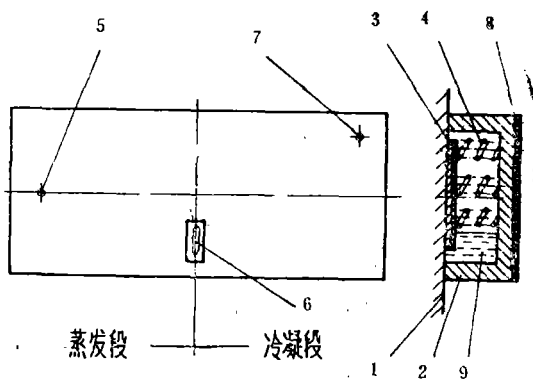


图2 低温差半壁热管

- 1——受控壁面; 2——热管的半壁;
3——吸液芯; 4——弹簧; 5——灌液阀;
6——观察窗; 7——排气阀;
8——绝热层; 9——液池

3 热管传热能力的计算

要使热管正常地在机床上工作,首先要使其能在机床的工作条件下均匀起动。这个条件就是:机床是在常温的环境中和低温差的工况下工作,工作温度范围一般为10—80℃,机床各部温差一般不大于10—40℃,有些精密机床各部温差甚至小于3—5℃或更低。这就要求热管与机床组成的传热链中,其热阻要尽可能小。

热管起动之后,其传输的热量不能超过极限值,这些极限值包括声速极限、粘性极限、携带极限、沸腾极限和毛细力极限。用于机床上的热管,根据上述工作条件,前面四种极限一般不会出现,只需核算其毛细力传热极限^[7]。

吸液芯所能提供的最大毛细力 $\Delta P_{c \max}$ 应满足下式

$$\Delta P_{c \max} \geq \Delta P_w + \Delta P_v + \Delta P_e + \Delta P_{con} + \Delta P_g \quad (1)$$

式中, ΔP_w 为液体在毛细芯中的流动压降; ΔP_v 为蒸汽的流动压降; ΔP_e 为蒸发段气液交界面的压降; ΔP_{con} 为冷凝段交界面的压降; ΔP_g 为流体受重力作用产生的压降。

ΔP_v , ΔP_e 和 ΔP_{con} 的数值很小,可以忽略不计。这样,式(1)变为

$$\Delta P_{c \max} \geq \Delta P_w + \Delta P_g \quad (2)$$

$$\Delta P_{c \max} = 2\sigma \cos \theta / r_e \quad (N/m^2) \quad (3)$$

式中, σ 为液态工质的表面张力, N/m; θ 为液态工质与丝网表面的浸润角,度; r_e 为丝网毛

细孔的有效孔径, m.

$$\Delta P_w = (a\mu_L/2KA\rho_L L)Q_e, \quad (4)$$

式中, a 为丝网顶端距液面的最大高度, m; μ_L 为工质的液态动力粘度, Pa/s; K 为网芯的渗透率; A 为液体在丝网中的流通横截面积, m²; ρ_L 为液态工质的密度, Kg/m³; L 为工质的汽化潜热, J/Kg; Q_e 为热管传递的热量, W.

$$\Delta P_g = \rho_L \cdot g \cdot a, \quad (5)$$

式中, g 为重力加速度, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$.

将式(3)、(4)和(5)代入式(2), 可得

$$Q_e \leq (2\sigma/r_e - \rho_L \cdot g \cdot a)2KA\rho_L L/a\mu_L, \quad (6)$$

此即热管毛细限的估算公式.

将本热管的各有关参数值代入上式, 可得

$$Q_e \leq 137.67 \text{ (W)}.$$

这就是说, 当传递的功率不大于137.67W时, 热管就可以正常地工作.

在精密机床上, 立柱热端达到热平衡时的最大温升约10℃左右, 冷热端的温差不大于5℃, 单边传递的热流密度小于30W/m, 而热管蒸发段总高度只有90mm, 即在热管工作区传入的热量小于3W, 因此完全满足上述要求.

4 半壁式热管的性能试验

图3所示为一矩形钢质平板, 平板的右侧用电热器进行加热. 平板上各点温度值用“铜-康铜”热电偶测量, 由PF-15型数字电压表和LY-6型数字打印机进行打印记录, 测温精度可达0.1℃.

试验是在 $20 \pm 0.5^\circ\text{C}$ 的恒温室里进行的. 测试过程包括一系列对比实验. 未装热管以

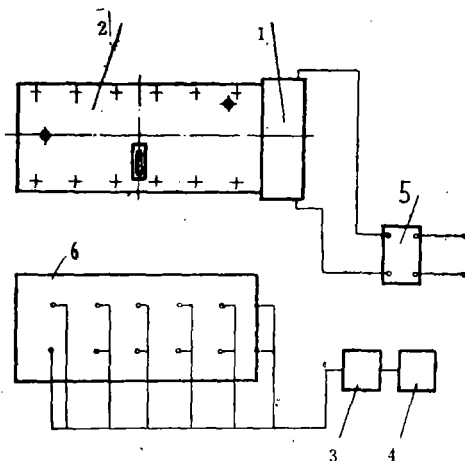


图3 半壁式热管的性能试验

1——电加热器; 2——半壁式热管; 3——PF15数字电压表; 4——LY-6数字打印机; 5——自耦变压器; 6——平板

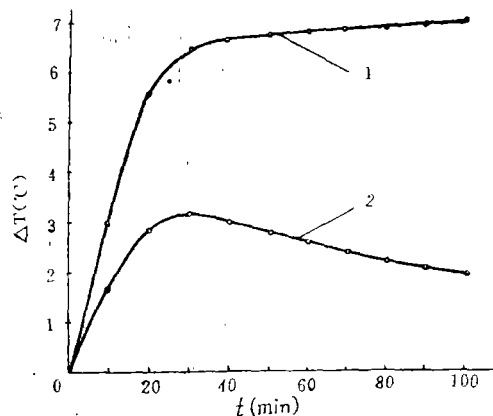


图4 半壁热管的均温特性

1——用热管前; 2——用热管后

前, 当用 $V = 25V$ 电压加热时, 平板两端的最大温差可达 6.93°C (如图 4 中的曲线 1 所示)。装上板式热管后 (图 3), 这个温差降为 1.86°C (图 4 中的曲线 2)。

由此可见, 半壁热管具有良好的均温特性。它不但是由于冷凝段温度升高, 也由于蒸发段温度降低了。

5 半壁热管在精密平面磨床上的应用

在一台精密平面磨床上曾系统地做过热变形试验^[13]。试验研究的结果表明, 该机床床身的温度分布是比较均匀的; 磨头是机床上发热最严重的部件; 立柱高大瘦弱, 对温度差反映十分敏感, 立柱前后面温度分布前高后低, 造成立柱严重的向后热倾斜, 使砂轮主轴轴线发生角位移, 降低了机床的加工精度。为了问题的清晰起见, 先看一下因果关系框图 (图 5)。

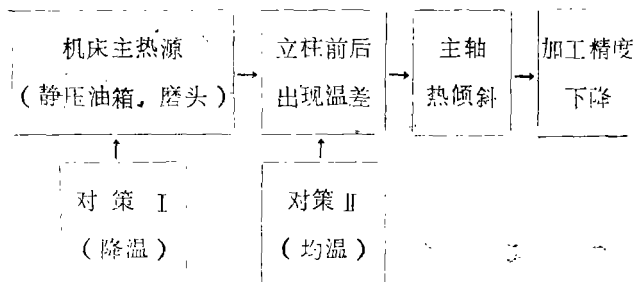


图 5 热变形对策

显然, 解决这类机床立柱后倾造成的热变形问题, 可以有两种对策: (1) 对机床的主热源 (即静压主轴轴承及其油箱) 采取降温措施^[2]; (2) 对立柱两侧壁面采取均温措施。图 6 所示为四块半壁热管 (立柱左右两侧各安置二块) 在平面磨床立柱上的安装情况。热端靠近立柱前部 (壁面温度高), 冷端靠近立柱后部 (壁面温度低)。热管受热启动后, 它就不断地从立柱前部吸收热量, 并迅速传到立柱后部。不需消耗任何附加能量, 也不存在任何运动部件, 却能有效地均衡立柱前后的温度场, 大大减少了立柱的热倾斜。

图 7 为试验结果。采用半壁热管以后, 立柱前后温差由 2.3°C 减至 0.6°C , 立柱的热倾斜由 $102\mu\text{m}/\text{全高}$ 降至 $25\mu\text{m}/\text{全高}$ 。

6 结论

1) 热管既可用于降低机床热源的温升, 也可用来均衡机床的温度场, 两者都可大大改善机床的热态特性, 提高机床的加工精度。

2) 机床上应用的热管是一类工作在常温下的低温差热管, 传输的热量不大。为了使热管易于启动和维持正常工作, 设计时应设法尽量减小热管与机床组成的传热链各环的热阻。

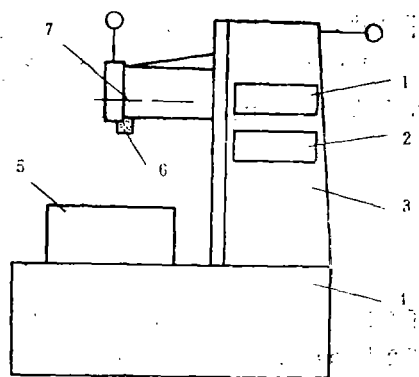


图 6 半壁热管在精密平面磨床上的安装
1, 2——半壁热管; 3——立柱;
4——床身; 5——工作台; 6——砂轮; 7——磨头

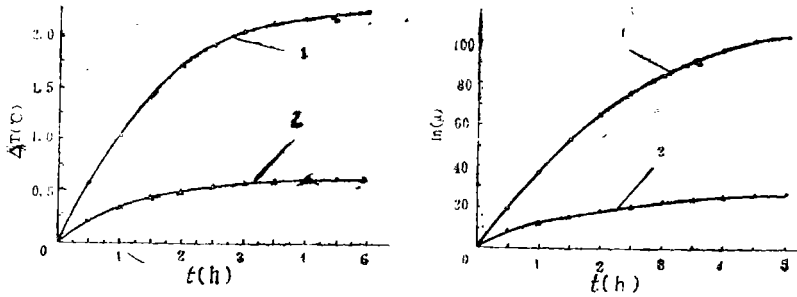


图7 半壁热管的使用效果

1——用热管前; 2——用热管后

(a) 立柱前后的最大温差; (b) 立柱的热倾斜

半壁热管是实现这一要求的好结构。应用时要注意解决好半壁与机床壁面之间的密封问题。

3) 为了充分发挥热管的高效传热性能, 应在机床设计阶段就把热管作为机床结构的一部分来加以考虑, 切实解决好热管与机床结构之间的协调问题。

参 考 文 献

- [1] 张伯霖, 机床热变形, 机床, 1—2 (1979), 20—26.
- [2] Zhang, B. L. and Zhuang, Y. T., Improving the Thermal Behaviour of Precision Surface Grinding Machine, *Annals of the CIRP*, 34, 1 (1985), 305—308.
- [3] 刘培权, 机床主轴热管冷却系统的研究, 精密机床, 1—2 (1987), 110—116.
- [4] 牟楷, 用于机床主轴系统的分离式热管的性能研究, 全国热管在机床上应用研讨会论文集, (1988) 1—16.
- [5] Fujii, M. and Ogushi, T., Heat Pipe Technology for the Cooling of Devices, *U. S. Japan Heat Transfer Joint Seminar on Heat Transfer in High Technology and Power Engineering*, (1985).
- [6] Shibata, Yoshizaki and Iue, Reducing the Thermal Deformation of MC Spindle by Circular Heat Pipe Cooling System, *Machinest*, 26, 1 (1981), 65—71.
- [7] Dunn, P. and Reay, D. A., *Heat Pipes*, Pergamon Press, Second Edition, (1978).
- [8] Wiele, H., 使机床热稳定的热管的应用, 机床译丛, 5 (1986).
- [9] Sugishita, H. and Sato, H., Development of Concrete Machining Center and Identification of the Dynamic and the Thermal Structural Behaviour, *Annals of the CIRP*, 37, 1 (1988), 377—380.
- [10] 郎遼等, 热管技术与应用, 辽宁科学技术出版社, (1984).
- [11] 卢争、庄有土、张伯霖, 低温差半壁热管的研制及其在机床上的应用, 机床, 12 (1988), 20—22.
- [12] 张伯霖、李易平, 热管技术及其在机床上的应用, 机床, 11 (1989), 16—21.
- [13] 张伯霖、庄有土, 精密平面磨床热变形的研究, 华侨大学学报 (自然科学版), 6, 1 (1985), 57—71.

Equalizing the Temperature Field of Machine Tools by Heat Pipe

Li Yipin Zhuang Youtu Zhang Bolin

(*Department of Precision Mechanical Engineering*)

Abstract A new type of heat pipe used for equalizing the temperature field of machine tool is presented in this paper. The essentials of its design and its test results are given. By applying this new type of heat pipe to the precision surface-grinding machine, the heat lean of vertical column can be efficiently controlled and the machining accuracy can be improved.

Key words heat pipes, machine tools, temperature field, thermal deformation