

超精密摆线轮成型磨床人造花岗岩床身瞬态 热应力分析*

乔雪涛^{①②} 许华威^② 于贺春^② 陈春山^② 王长路^① 曹衍龙^{②③}

(① 郑州机械研究所, 河南 郑州 450052; ② 中原工学院机电学院, 河南 郑州 450007;

③ 浙江大学机械工程学院, 浙江 杭州 310027)

摘 要: 热变形是影响超精密摆线轮成型磨床综合精度的重要因素之一, 为了探究超精密摆线轮成型磨床人造花岗岩床身在工作中的瞬态热应力、热变形情况, 利用三维设计软件和有限元软件协同仿真的方法, 建立超精密摆线轮成型磨床人造花岗岩床身模型, 通过对床身施加边界条件及相关载荷来获得床身的瞬态温度场, 以获取床身的瞬态热变形、热应力。最后, 根据超精密摆线轮成型磨床床身热变形及温度场分布状况, 提出了改善床身热变形的若干措施。

关键词: 人造花岗岩复合材料; 超精密摆线轮成型磨床床身; 有限元仿真; 瞬态热应力分析

中图分类号: TG58 **文献标识码:** A

DOI: 10.19287/j.cnki.1005-2402.2017.07.004

Analysis of transient thermal dynamics of the ultra precision cycloid wheel forming grinding machine artificial granite bed

QIAO Xuetao^{①②}, XU Huawei^②, YU Hechun^②, CHEN Chunshan^②, WANG Changlu^①, CAO Yanlong^{②③}

(① Zhengzhou Research Institute of Mechanical Engineering, Zhengzhou 450052, CHN;

② School of Mechanical & Electrical Engineering, Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou 450007, CHN;

③ College of Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, CHN)

Abstract: The thermal deformation is one of important factors by which the comprehensive accuracy of the ultra precision cycloid wheel forming grinding machine was affected. To explore the transient thermal stress and thermal deformation of ultra precision cycloid wheel forming grinding machine artificial granite bed in working, the geometric model of artificial granite grinding machine bed was built by collaborative simulation method based on 3D and finite element software. The transient temperature field of the grinder bed was obtained by exerting force on the guide rail surfaces to simulate the grinder bed real working environment. And then, external restraint loads were exerted to obtain thermal deformation cloud picture, equivalent stress and strain curve. According to the thermal deformation and temperature distribution of the ultra precision cycloid wheel forming grinding machine artificial granite bed, several measures for improving the thermal deformation of the machine tool bed have been put forward.

Keywords: artificial granite composite; ultra precision cycloid wheel forming grinding machine bed; finite element simulation; transient thermal stress analysis

随着工业 4.0 的提出和《中国制造 2025》的颁布实施,我国机器人行业得到了前所未有的快速发展。但是,作为机器人的核心技术之一——RV 减速器长期以来一直被日本等发达国家所垄断,严重制约了机器人国产化进程。超精密摆线轮成型磨床就是制造 RV

减速器的关键装备之一,从国外引进费用高达 1 700 多万元^[1],虽然我国已实现了首台突破^[2],但与国外产品相比还有一定差距,需要进一步深入研究。床身是影响超精密摆线轮成型磨床性能极其重要的基础件之一,起着支承工件和联接工作台等关键零部

* 河南省科技计划项目(172102210586);河南省教育厅科学技术研究重点项目(13A460131);郑州市科技攻关项目(153PKJGG132)

件的作用,它的强度、刚度、热稳定性、阻尼、蠕变等性能的优劣直接影响到摆线轮的加工精度和表面质量,关系到超精密摆线轮成型磨床的精度可靠性及使用寿命。

传统铸铁床身在抗振性能和热稳定性很难满足高精度的加工要求。人造花岗岩是一种具有高阻尼特性的新型复合材料,因具有优良的阻尼特性、动静态特性、热稳定性、高整合性以及耐酸碱性、绿色无污染等优点,被认为是制作精密超精密机床、精密测量仪器等基础构件的理想材料^[11]。人造花岗岩是由不同规格的天然石料(花岗岩、玄武岩等)与热固性树脂(环氧树脂)、固化剂、稀释剂、增韧剂等按照一定的比例混合,在常温常压下固化而成^[3-4]。

目前,国内外学者主要围绕人造花岗岩复合材料的材料组分配比优化、力学性能及其增强机理、阻尼特性、蠕变机理、热性能(主要研究阻胀机理和热膨胀性能)、基础件的应用技术及制造工艺进行研究^[5-14]。然而,对人造花岗岩复合材料床身瞬态热应力分析的较少。本文拟以摆线轮磨床人造花岗岩床身为研究对象开展床身瞬态热应力方面的研究。

1 摆线轮成型磨床人造花岗岩床身模型的建立

1.1 床身几何模型的建立

为进一步提高超精密摆线齿轮成型磨床性能,采用人造花岗岩制作床身,利用 SolidWorks 三维软件建立的磨床三维模型如图 1 所示,具体参数如表 1 所示。其中:Z 轴导轨为 THK 导轨,SHS35V2QZDDC1800LP II;Y 轴导轨为 THK 导轨,SHS35V2QZDDC1700LP II;修整机构和配重机构导轨均为 HIWIN 导轨 HGW15CA;Z 轴、Y 轴电动机及修整机构横向、竖向电动机均为安川伺服电动机,SGM7G20A7C6C;Y 轴传动座型号 SYK MBCS20-G;Z 轴、Y 轴丝杠型号 HIWIN R32-10T3-FSI-500-638-0.008;修整机构横向、竖向丝杠型号 HIWIN R32-10T3-FSI-180-210-0.05。

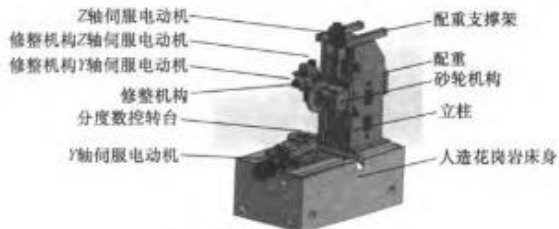


图1 超精密摆线轮成型磨床基本结构

因人造花岗岩属于脆性材料,床身在制作中需要镶嵌预埋件、布置吊装孔、钣金件安装孔等。为便于后续

热分析,在保证精度和分析速度的情况下,依据圣维南定理对床身结构进行简化处理,简化模型如图 2 所示。

表1 人造花岗岩超精密摆线轮成型磨床具体参数

参数名称	参数值
整机尺寸/(mm × mm × mm)	1 580 × 800 × 1 730
导轨形式	直线导轨
伺服电机额定功率/kW	1.8 和 0.4
分度数控转台重量/kg	280
立柱部件重量/kg	600
最大工件直径/mm	300
最大工件厚度/mm	350
最大工件重量/kg	250
床身质量/kg	1 090

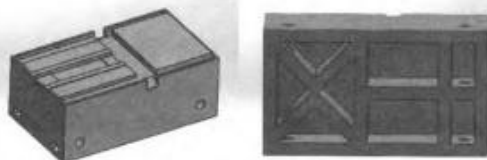


图2 简化后的成型磨床人造花岗岩床身

1.2 材料属性

在热分析前,对我们自行研制的人造花岗岩基本属性进行了检测,具体如表 2 所示。

表2 床身材料属性

名称	属性值
密度 $\rho/(kg/m^3)$	2 500
泊松比 μ	0.25
热膨胀系数 $\alpha/(\times 10^{-6} \cdot K^{-1})$	11
比热容 $c/(J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$	970
热传导率 $\lambda/(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	0.5
弹性模量 E/GPa	33

1.3 网格划分

在 SolidWorks 中建立人造花岗岩床身三维模型,另存 step 格式,导入到 ANSYS Workbench 进行分析。

在对床身模型进行网格划分时,充分考虑了网格的密疏和计算精度的关系,对人造花岗岩床身简化模型采用整体自动划分、导轨面局部细化的方法,网格划分结果如图 3 所示。

2 床身瞬态热应力分析系统建立

2.1 瞬态热分析设置及边界载荷

虽然影响人造花岗岩床身热变形的热源较多,在



参考文献[7-8]的基础上,实际分析中只考虑了发热量较多的部件。

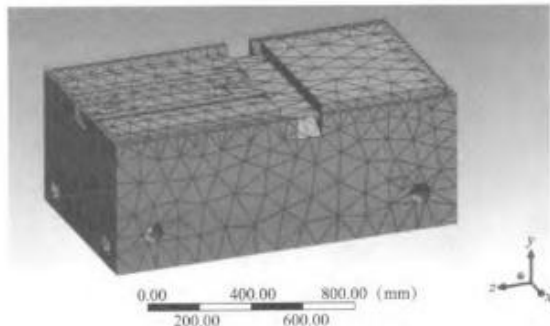


图3 简化床身模型的网格划分情况

设床身整体初始温度为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, 计算时间为 $1\ 800\text{ s}$, 每一个时间步为 300 s 。床身导轨面的热流量主要是由于导轨-滑块的滑动摩擦力做功产生的, 根据 Hertz 接触理论, 设导轨-滑块的滑动摩擦热量有 25% 传递给床身导轨面, Z 轴滑块匀速运动时 $v_1 = 0.1\text{ m/s}$, X 轴滑块匀速运动时, $v_2 = 0.01\text{ m/s}$, 运动时间为 $1\ 800\text{ s}$ 。则有:

$$Q = 0.25W = 0.25F_f d = 0.3\mu F_n d \quad (1)$$

$$q = Q/A = 0.25\mu F_n d / (l \cdot w) \quad (2)$$

$$F_n = Mg/4 \quad (3)$$

式中: Q 为单个滑块滑动摩擦热量, J ; W 为滑动摩擦力所做的功, J ; q 为导轨热流密度, W/m^2 ; l , w 分别为导轨长、宽, m ; M 为导轨承受的总质量, kg ; g 为重力加速度, 取 10 m/s^2 ; F_f 为滑块滑动摩擦力, N ; F_n 为单个滑块承受的正压力, N ; d 为滑块往复运动距离, m ; A 为导轨底面面积, m^2 ; μ 为直线滚动导轨滑动摩擦系数为 $0.002 \sim 0.003$, μ 取 0.002 。

传动座安装面的热量主要是电动机、丝杠的热量传递综合影响。设伺服电动机产生的热量 30% 传递给传动座, 丝杠热量只有 10% 传递给传动座, 则有:

$$q_1 = Q_1/A_1 = 0.3I^2 R t / (l_1 w_1) \quad (4)$$

$$Q_1 = 0.1W = 0.1F_a d_1 \quad (5)$$

$$F_a = F_{a_2} = -F_{a_3} = \mu(\sum m_i)g + f \quad (6)$$

式中: Q_1 为传动座产生热量, J ; q_1 为传动座热流密度, W/m^2 ; W_1 为丝杠轴向负载所做的功, J ; A_1 为传动座底面面积, m^2 ; l_1 , w_1 分别为传动座长、宽, m ; d_1 为螺母与丝杠相对距离, m ; I , R , t 为伺服电动机额定电流、电阻、工作时间, A , Ω , s ; F_a 为丝杠轴向负载, 具体包括去时加速、等速、减速, 返回加速、等速、减速, 对应的轴向负载分别为减速 F_{a1} , F_{a2} , F_{a3} , F_{a4} , F_{a5} , F_{a6} , 其中加速和减速过程时间很短, 为了计算方便忽略不计, N ; f 为

导向面阻力为 20 N ; g 为重力加速度, 取 10 m/s^2 ; m_i 为导轨所承受的各零部件的质量, kg ; μ 为导轨面的摩擦系数, μ 取 0.003 (滚动)。

轴承座的热量主要是由于轴承座内的滚动轴承持续旋转而产生的滚动摩擦热, 设轴承的发热量有 40% 传递给轴承座, 则有:

$$Q_2 = 0.4 \times 2\pi n M / 60 \quad (7)$$

$$M = M_0 + M_1 \quad (8)$$

$$M_0 = f_0 (vn)^{2/3} d_m^3 \times 10^{-7} \quad (9)$$

$$M_1 = f_1 (P_0/C_0)^{1/2} P_1 d_m \quad (10)$$

式中: Q_2 为轴承座发热量, J ; n 为轴承转速, r/min ; M 为轴承总摩擦力矩, $N \cdot mm$; M_0 为轴承空运转时, 因润滑剂产生的摩擦力矩, $N \cdot mm$; M_1 为因外部载荷而产生的摩擦力矩, $N \cdot mm$; v 为运动粘度, mm^2/s ; d_m 为轴承平均直径, mm ; f_0 为轴承负载系数, $f_0 = 0.001$; P_0 为轴承的当量静载荷, N ; P_1 为轴承摩擦力矩的当量载荷, N 。

人造花岗岩磨床床身的工作环境温度 $20 \pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$, 其中床身底面与周围空气的热量以自然对流的方式进行传递, 床身底面和床身侧壁以及床身其余面热流量计算方法可按公式 (11~13) 计算得出。

$$G_r = g\beta l^3 \Delta t / v^2 \quad (11)$$

$$P_r = \eta C_p / \lambda \quad (12)$$

$$N_a = C(G_r, P_r) \quad (13)$$

式中: C , η 为常数; G_r 为格拉晓夫准数; P_r 为普朗特数; N_a 为自然对流换热原则性准则方程; l 为特征尺寸, mm ; λ 为流体的热导率, 单位 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$; g 为重力加速度, 取 10 m/s^2 ; β 为流体热膨胀系数; v 为运动粘度, mm^2/s ; c_p 为流体的比热容, $J/kg^{\circ}\text{C}$; Δt 为床身局部与空气的温差。

表 3 是通过上述公式计算得出的人造花岗岩磨床床身受到的热载荷值。

表 3 人造花岗岩磨床床身热边界参数值

热源部位	热量
Y 轴导轨面热流密度/(W/m^2)	312.4
Y 轴传动座安装面热流密度/(W/m^2)	126.2
Y 轴承座安装面热流密度/(W/m^2)	76.4
Y 轴电动机安装面热流密度/(W/m^2)	315.4
床身底面对流换热系数/($W/m^2^{\circ}\text{C}$)	1.84
床身侧壁对流换热系数/($W/m^2^{\circ}\text{C}$)	1.87

2.2 求解及结果

图 4 为人造花岗岩磨床床身的温度场云图, 图 5



是床身的温升曲线。

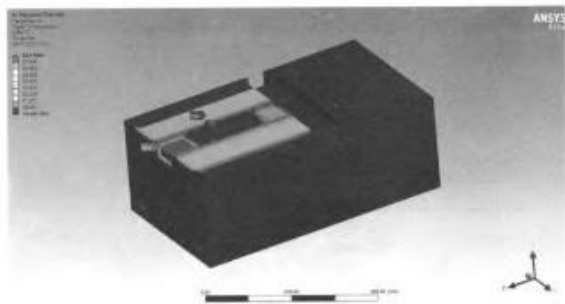


图4 床身温度场分布图

通过观察床身温度场云图可知,人造花岗岩床身温度场分布是不均匀的。其中,床身导轨面,传动座安装面、电动机安装面温度最高,其余地方温度较低,这是因为床身上的导轨为碳素钢材质,热传导率较人造花岗岩复合材料大,导轨滑块在摩擦力的作用下,往复移动会产生摩擦热,这些热量由导轨直接传递给床身导轨面;丝杠与螺母的转动摩擦,以及轴承的滚珠与内外圈都会产生热量,这些热量通过轴承座和传动座传递到床身上;电动机在低速大扭矩运转下,电动机内的转子与支撑轴承的转动摩擦,也会产生热量,电动机持续工作热量无法及时散去,会通过电动机座把热量传递给床身;床身四周与空气接触,周围温度相对恒定,因此不会产生太多热量。电动机座安装面最高温度为33.2℃。

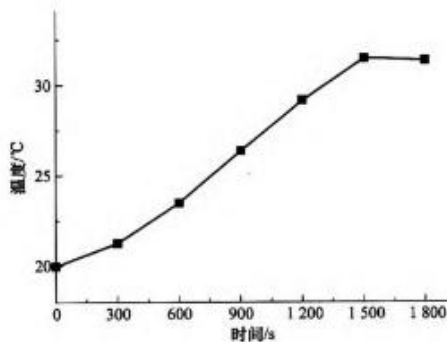


图5 床身温升曲线

由图5可知,随着时间的增加,人造花岗岩床身温度逐渐上升,但是温度上升较为平缓,1800s温度上升到28.75℃,这也说明了人造花岗岩复合材料本身具有良好的阻热性能,对外界温度的升高而缓慢上升,适合用于制作精密机床、精密测量仪器的基础件。

图6是人造花岗岩复合材料床身导轨面温升曲

线。导轨面作为床身重要的安装面,它的几何精度和形状误差直接影响导轨的直线度误差,进而增大运动部件的直线度误差,影响工件的加工质量。

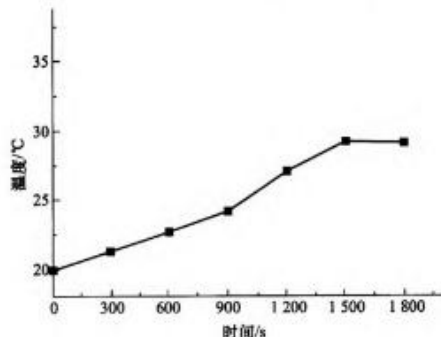


图6 导轨面温升曲线

由图6可知,随着时间的增加,人造花岗岩床身导轨面温度逐渐升高,但是温度上升缓慢,导轨表面最高温度为29.1℃。

3 床身瞬态动力学分析

3.1 瞬态动力学基本设置

在进行瞬态动力学分析之前,需要进行一些参数设置,其中分析时间要与瞬态热分析计算时间一一对应。表4是人造花岗岩床身瞬态动力学计算参数设置。

表4 瞬态动力学设置

序号	步数	结束时间/s
1	1	300
2	2	600
3	3	900
4	4	1 200
5	5	1 500
6	6	1 800

3.2 约束方式及外部载荷

本文的人造花岗岩磨床床身采用4个调整垫铁支撑方式。由于床身在实际工作中是固定的,为了模拟床身的实际约束情况,将床身地面施加固定约束。由于床身导轨面承受工件、溜板、数控转台的重量,为了方便计算,向导轨面各施加3000N的力,方向竖直向下。床身立柱安装面承受立柱部件的重力为6000N。鉴于床身整体质量较重,重力不可忽略,床身还受到重力作用。

3.3 导入瞬态热分析的温度

将人造花岗岩床身的瞬态热分析温度结果作为温



度载荷导入床身,并与床身导轨面承载力,立柱安装面承载力,以及重力进行热—结构耦合分析,得出人造花岗岩复合材料床身在温升过程中的等效热应力、总体变形、等效应变。

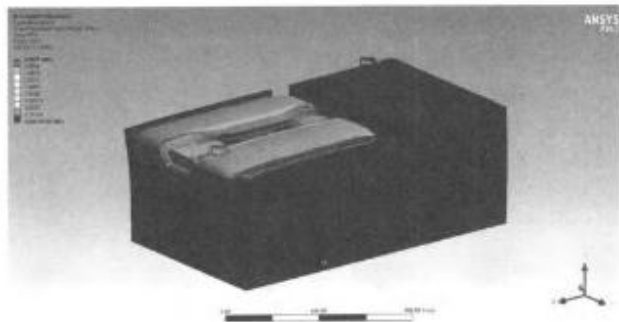


图7 床身等效热应力云图

由图7可知,人造花岗岩床身的应力分布较为均匀,没有应力过于集中的部位,床身整体等效应力最大值为0.24 MPa,最大应力位于传动座安装位置。导轨面应力为0.11~0.14 MPa,传动座面应力值为0.15 MPa,电动机安装面应力值为0.14 MPa,床身下部应力值范围为0.02~0.04 MPa。

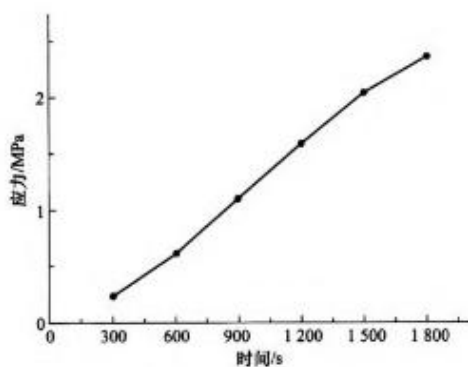


图8 床身等效热应力曲线

由图8可知,随着时间的增加,床身等效热应力逐渐增大。

由图9人造花岗岩复合材料床身的等效变形云图可知,床身导轨前端面变形最大,变形量为0.005 mm,导轨后端面变形量为0.002 mm,其次是电动机安装面,变形量为0.004 mm,立柱安装面变形量为0.0007 mm,床身下部变形量0.0004~0.0008 mm。

由图10中人造花岗岩床身的等效变形曲线可知,人造花岗岩床身整体变形幅度随时间的变化量很小。即使在局部最大变形处(导轨前端),其最大变形量与最小变形量相差0.003 mm这也说明了人造花岗岩在温度变化较大的环境中,对温度变化不敏感。

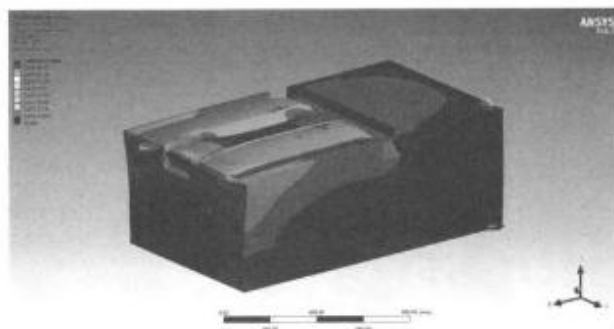


图9 床身等效变形云图

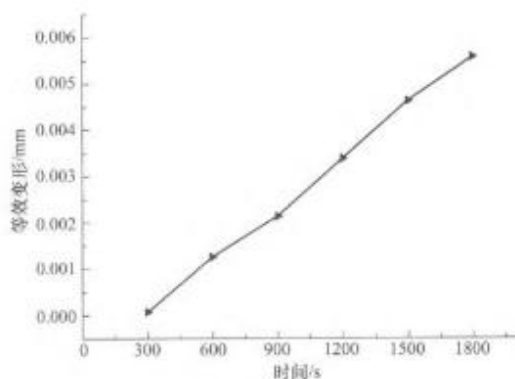


图10 床身等效变形曲线

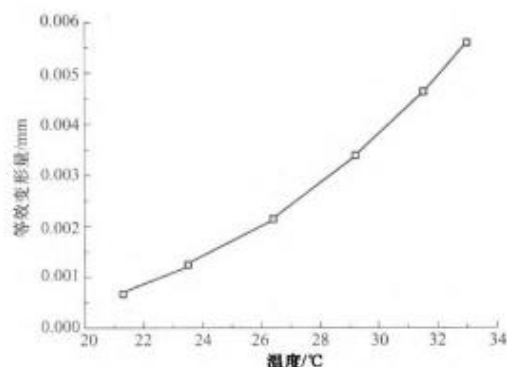


图11 床身等效变形量随温度变化曲线

由图11可知,人造花岗岩床身等效变形量随着温度的逐渐升高,在最高温度33.2℃时,达到最大值0.005 mm。

4 结语

通过对超精密摆线轮成型磨床人造花岗岩床身的瞬态热应力分析,得到了其人造花岗岩床身的温度场分布、床身温升曲线,以及床身导轨面的温升曲线。关键部位的温度和变形情况为:

(1)电动机安装面是温升较高的部位33.2℃,其次是导轨安装面29.1℃,床身中下部位温度升高很低。

(2)床身的热应力随时间增加逐渐增大,最大应力在传动座安装面为0.24 MPa,导轨安装面应力为0.11~0.14 MPa,电动机安装面应力值为0.14 MPa,床身下部应力值范围为0.02~0.04 MPa。

(3)导轨前后端变形量之差为0.003 mm,立柱安装面变形量为0.000 7 mm。

上述不均匀的温度场是导致人造花岗岩床身热变形的直接原因,过大的变形量会直接影响床身几何尺寸和定位精度。因此,根据上述分析,在超精密摆线轮成型磨床床身结构设计中,可以通过以下方式改善床身受热变形:

(1)不断优化材料配比,寻找热膨胀系数更低的配方。

(2)因床身导轨面为单面受热,致使导轨面的温度分布不均匀。因此,在床身中部可以设计一个切削液循环流通管道,以使得床身导轨面上下受热均匀。

(3)选用摩擦系数更小的导轨,优化轴承的润滑方式,可采用润滑油基脂润滑等。

(4)如有必要的话,可对丝杠螺母副和伺服电动

参考文献

- [1] http://www.globalrobot.com.cn/news/2/_6226.html.
- [2] <http://news.lyd.com.cn/system/2016/06/13/010729614.shtml>.
- [3] 李鹏,季忠,刘切,等.矿物复合材料及其在机床上的应用[J].机床与液压,2013,41(19):159-163.
- [4] 赵惠英,于贺春,赵则祥,等.机床基础件应用人造花岗岩的发展和现状[J].制造技术与机床,2012(12):64-67.
- [5] 周梅,刘海卿,武晓光.对树脂混凝土集料级配的研究[J].辽宁工程技术大学学报:自然科学版,2001,20(6):770-772.
- [6] 王涛,张建华,郝世美,等.基于分形级配的树脂矿物复合材料骨料尺寸效应研究[J].南京理工大学学报,2013,37(4):597-602.
- [7] 段京虎,翁泽宇,杨托,等.树脂混凝土试件的衰减特性的试验与研究[J].机床与液压,2008,36(7):17-19.
- [8] 张园,孙巍巍,卢赛,等.树脂混凝土弯曲蠕变性能试验研究[J].科学技术与工程,2014,14(28):280-283.
- [9] Jung Do Suh, Dai Gil Lee. Thermal characteristics of composite sandwich structures for machine tool moving body applications [J]. Composite Structures, 2004, 66(1-4):429-438.
- [10] Header Haddad, Mohammad Al Kobaisi. Influence of moisture content on the thermal and mechanical properties and curing behavior of polymeric matrix and polymer concrete composite [J]. Materials and Design, 2013, 49(8):850-856.
- [11] 吴隆.高速铣床树脂混凝土床身制造的研究[J].现代制造工程,2004(2):77-78.
- [12] 胡燕华.人造花岗岩复合材料制备工艺及其关键性质研究[D].郑州:中原工学院,2013.
- [13] 王明旭,晏丽.纤维树脂混凝土数控机床基础件热动力学拓扑优化研究综述[J].材料导报,2015,29(15):108-112.
- [14] José Luis Ruiz-Herrero, Daniel Velasco Nieto, Alberto López-Gil, et al. Mechanical and thermal performance of concrete and mortar cellular materials thermal performance of concrete and mortar cellular materials [J]. Construction and Building Materials, 2016.
- [15] 周芝庭,冯建芬.基于ANSYS的加工中心机床热特性有限元分析[J].机械制造与自动化,2008(6):22-24.
- [16] 李诚启,张小栋,张倩,等.基于ANSYS的机床电主轴温度场计算仿真分析[J].制造技术与机床,2011(6):148-154.

(编辑 李静)

(收稿日期:2016-08-09)

文章编号:170718

如果您想发表对本文的看法,请将文章编号填入读者意见调查表中的相应位置。

·知识窗·

数控回转工作台和分度工作台 为了提高数控机床的生产效率,扩大其工艺范围,对于数控机床的进给运动,除了沿坐标轴 x , y , z 三个方向的直线进给运动之外,常常需要有绕 x , y , z 轴的圆周进给运动。通常数控机床的圆周进给运动,可以实现精确的自动分度改变相对于主轴的位置,以便分别加工各个表面,这给箱体零件的加工带来了便利。对于自动换刀的多工序数控机床来说,回转工作台已成为一个不可缺少的部件。

数控机床回转工作台和分度工作台的用途数控回转工作台同直线进给工作台一样,是在数控系统的控制下,完成工作台的圆周进给运动,并能同其他坐标轴实现联动,以完成复杂零件的加工,它可以作任意角度转位和分度。数控回转工作台常用于数控铣床和加工中心上。

分度工作台与回转工作台不同,它只能完成分度运动,它不能实现圆周进给。也就是说,在切削过程中不能转动,只是在非切削状态下将工件进行转位换面,以实现在一次装夹下完成多个面的多个工序加工。由于结构上的原因,分度工作台的分度运动只限于某些规定角度,如 50° 、 100° 、 180° 、 300° 、 400° 、 500° 、 600° ,分度工作台比数控回转工作台定位精度高。

仿真方法 主要是指建立仿真模型和进行仿真实验的方法,可分为两大类:连续系统的仿真方法和离散事件系统的仿真方法(见仿真方法)。人们有时将建立数学模型的方法也列入仿真方法,这是因为对于连续系统虽已有一套理论建模和实验建模的方法,但在进行系统仿真时,常常先用经过假设获得的近似模型来检验假设是否正确,必要时修改模型,使它更接近于真实系统。对于离散事件系统建立它的数学模型就是仿真的一部分。