

超精密磨床主轴部件热特性的有限元分析*

陈真 唐旒 郭隐彪

(厦门大学 微纳米加工与检测联合实验室、物理与机电工程学院, 福建 厦门 361005)

摘要: 加工中机床热误差是影响机床加工精度稳定性的关键因素, 对其进行准确的分析至关重要。文章运用 ANSYS 软件建立超精密磨床主轴部件的有限元模型, 分析主轴热源及初始条件, 边界条件, 通过计算得到磨床主轴的温度场、热应力及热变形量。分析结果说明了热误差为超精密磨削的主要误差, 为后期加工和试验分析提供了参考依据。

关键词: 主轴部件; 热特性; 有限元

中图分类号: TG659 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-4801(2011)04-002-04

超精密磨削是近年来发展起来的最高加工精度、最低表面粗糙度的砂轮磨削方法, 超精密磨削的加工精度能达到或高于 $0.1\mu\text{m}$, 表面粗糙度低于 $R_a 0.025\mu\text{m}$ ^[1]。在超精密磨削过程中, 机床的热变形、力误差及运动误差等已经成为影响系统加工精度稳定性的关键因素。大量研究表明, 热误差是数控机床的最大误差源, 占机床总误差的 70%左右^[2], 因此减小热误差对提高机床的加工精度至关重要。

减小热误差, 首先要对机床热误差进行准确的分析。关于机床热误差的分析, 国内外的学者已经进行一些探索性的工作。如天津大学提出了基于主轴转速的机床热误差状态方程模型^[3], 西安交通大学研制了机床热特性研究的智能集成系统^[4], 德国柏林工业大学借助有限元计算机床部件及整机的温度场及变形场^[4], 密歇根大学的 S.Yang 等运用小脑模型连接控制器 (CMAC) 神经网络建立了机床热误差模型^[5]等。

对于高精度及超高精度机床来说, 主轴系统的热变形误差是引起机床热变形误差的主要原因。因此, 主轴系统的热特性分析对机床精度的保证至关重要, 是高精度机床必须要考虑的关键技术。现今, 利用有限元法对主轴系统的热特性进行模拟仿真是节约成本, 提高效率的主要手段之一。

本文以超精密磨床 MGK7160 磨头主轴为研究对象, 利用 ANSYS 有限元软件, 建立主轴的有限元模型, 分析主轴的热源、初始条件及边界条件等, 对主轴进行瞬态及稳态热分析, 计算出主轴部件的温度场, 并以主轴部件稳态温度场为依据, 进行耦合分析, 求得主轴部件的热变形。其结果对实际主轴部件的设计、加工和热误差补

偿有一定的指导作用。

1 主轴系统温度场有限元建模与计算

1.1 建立有限元模型

建立有限元模型对于有限元的计算是非常重要的工作。ANSYS 程序提供了 3 种创建模型的方法: (1)直接建模; (2)实体建模; (3)输入外部模型。其中, 实体建模方法具有适合于复杂模型, 尤其适合于三维实体建模; 需要人工处理的数据量小, 效率高; 允许对节点和单元实施不同的几何操作; 支持布尔运算; 支持 ANSYS 优化设计功能; 可以进行自适应网格划分; 可以进行局部网格细化等优点, 因此本文选择 ANSYS 实体建模。在建立实体模型时, 要在尽量保持部件的原始结构的基础上, 对部件进行适当的简化。部件表面上有些细小特征对零件的动态特性影响很小, 所以在建立有限元模型是要忽略这些细小特征。本文中所讨论的磨头主轴模型是一旋转对称模型, 为了减小计算量, 在计算时选用了 1/2 的实体模型。然后选用 Thermal Solid Brick 8node 70 单元进行网格划分, 所建立的主轴系统的有限元模型如图 1 所示。

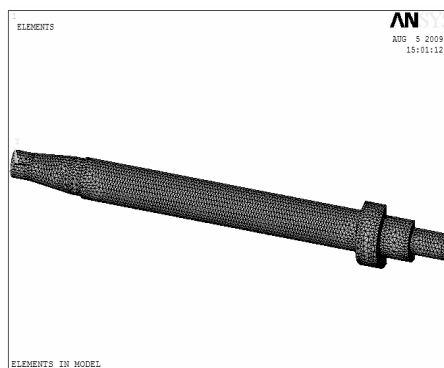


图 1 主轴部件的三维有限元模型

*基金项目: 863 计划重点项目课题 (2008AA042501)。

作者简介: 陈真(1982-), 女, 硕士研究生, 研究方向: 超精密加工与检测。

通讯作者: 郭隐彪(1962-), 男, 教授, 博士生导师, 研究方向: 微纳加工、精密检测。

1.2 主轴部件的受热分析

在进行主轴系统的热分析过程中,按照如下顺序进行加载:

- (1) 主轴以 2500 r/min 转速空转;
- (2) 磨床的 X、Y、Z 三轴丝杠以 100 mm/min 的进给速率往返运动;
- (3) 磨床持续工作 3 h 最终达到热稳定状态。

主轴系统的主要热源是主轴前后端的滚动轴承。主轴旋转时,前后轴承因摩擦产生热量,另外主轴上的齿轮在啮合过程中也会产生一小部分的热量。因此,可将前后端的滚动轴承分别简化为两个发热体,发热量可由发热公式求得。主轴上的其他部件不是热源,只是在升温过程中吸收部分热量,并且增大了和周围空气的热传递面积,轴承油腔内的润滑油也可吸收一部分的热量。因此,依据热分析的相关资料,考虑以上情况定义出主轴材料的导热系数、轴承与外部空气之间的传热系数及轴承与润滑系统之间的对流换热系数等边界条件。MGK7160 高精度平面磨床置于恒温洁净隔振车间,冷却系统温度控制在 $20\pm 0.1^\circ\text{C}$,动静压主轴油温控制精度同样为 $20\pm 0.1^\circ\text{C}$ [6]。因此环境温度取 20°C 。

综上所述,建立的主轴有限元模型考虑了所有的重要影响因素,此模型符合实际情况并接近真实。

1.3 热源及边界条件的设置

1.3.1 热源

主轴的主要热源就是前后端轴承的摩擦发热。根据 Palmgren 计算公式[7],轴承的摩擦发热量为

$$H_f = 1.047 \times 10^{-1} nM \quad (1)$$

式中, n 为轴承内圈的转速, rad/min;

$$M \text{ 为轴承的摩擦总力矩, } M = M_1 + M_2 \quad (2)$$

M_1 是与轴承负荷有关的力矩,它反映弹性滞后和局部差动滑动的摩擦损耗。 $M_1 = f_1 p_1 d_m$, 其中 f_1 是与轴承结构和载荷有关的系数; p_1 是轴承的当量载荷; d_m 是轴承节圆直径。

M_2 是与速度有关的力矩,它反映润滑剂的流体动力损耗。

当 $vn > 3.33 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{r/s}^2$ 时:

$$M_2 = 10^6 f_0 (vn)^{2/3} d_m^3;$$

当 $vn < 3.33 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{r/s}^2$ 时:

$$M_2 = 1.6 \times 10^8 f_0 d_m^3,$$

其中 v 是在工作温度下润滑油的运动粘度; f_0 是与轴承设计和润滑方式有关的系数。

1.3.2 边界条件

热量的传递有三种基本方式:传导、对流和辐射。由于主轴系统温升比较小,辐射散失的热量可以忽略不计。因此,只考虑热传导和热对流。

(1) 主轴材料的导热系数可取为 $50.2 \text{ w}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ [8]。

(2) 轴承与外部空气之间的传热系数。

在强迫对流条件下,当主轴以一定的转速旋转时,与空气间的对流换热系数可采用努谢尔特准则进行计算:

$$h_a = \frac{N_a k_a}{d} \quad (3)$$

式中, N_a 为努谢尔特数; k_a 为空气的导热系数; d 为该柱面的直径。通过计算可确定轴承与外部空气之间的传热系数 $h_a = 9.7 \text{ w}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ [9]。

(3) 轴承与润滑系统之间的对流换热系数。

轴承与润滑系统的强迫对流换热系数比较难确定,通常采用如下经验公式[7]进行计算:

$$h_o = 0.332 \lambda P [u/(vx)]^{1/2} \quad (4)$$

式中, λ 为润滑油的导热系数; P 为普朗特常数; u 为对流的速度; v 是在工作温度下润滑油的运动粘度; x 为轴承的特征长度。

2 主轴温度场计算

根据以上分析所确定加载条件、初始条件和边界条件,应用 ANSYS 软件计算主轴温度场。主轴在达到热稳定状态时,温度场如图 3 所示。高温部分主要集中在前后轴承装配处。前轴承的最高温度达到 60°C 。轴承的温升除了自身的摩擦发热,转子产生的一部分热量通过转子轴传导给轴承,也是造成轴承发热的原因。后轴承的温度介于 $42.61^\circ\text{C} \sim 46.958^\circ\text{C}$ 之间,低于前轴承的温度,是因为前后轴承的类型、生热率、预紧力不同等因素造成的。主轴的中段部分温度较低,是由于主轴中部与液压油接触,没有摩擦发热,液压油还可吸收一部分的热量。

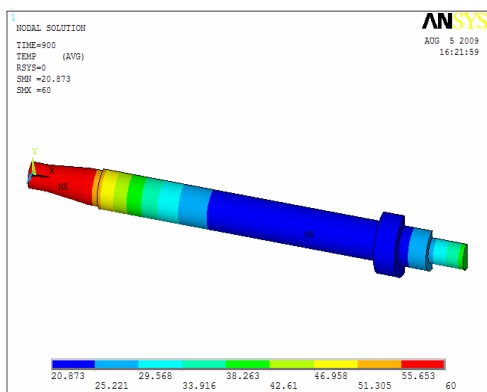


图2 主轴温度场的计算结果

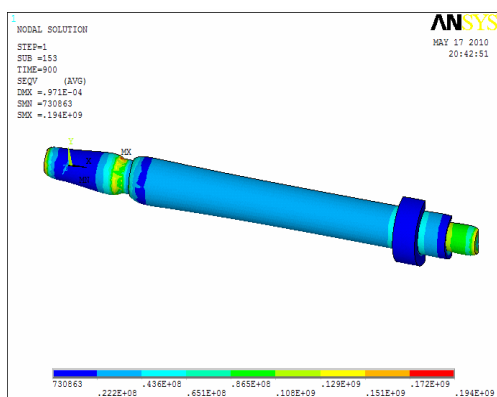


图3 主轴的等效应力云图

3 主轴热应力及热变形计算

热应力的产生是由于相互接触的不同结构体或同一结构体的不同部分之间的热膨胀系数不匹配,在加热或冷却时彼此的膨胀或收缩程度不一致而导致的。

热应力问题实际上是热和应力两个物理场之间的相互作用,故属于耦合场分析问题。ANSYS 提供了两种分析热应力的方法:直接法和间接法。所谓直接法就是直接采用具有温度和位移自由度的耦合单元,同时得到热分析和结构应力分析的结果;而间接法则是指先进行热分析,然后将求得的节点温度作为载荷施加到结构应力分析中^[10]。本文采用的是间接法分析热应力和热应变。

热分析求解完毕后,重新进入前处理器,将热单元转换为相应的结构单元 Structural Solid Brick 8node 45 单元进行分析。施加约束后,加载主轴的温度场,计算得主轴的应力场及应变场,主轴应力场如图 3 所示,主轴热应力最大值出现在约束处,即节点 3814 处,最大应力值达到 19.4

MPa。图 4、图 5 和图 6 分别为主轴 x 向, y 向和 z 向热变形云图,由图可看出主轴在 x 向即轴向上的变形较大,最大形变量达到 $0.0336 \mu\text{m}$,在 y 向和 z 向即径向上的变形较小,变化均匀,最大形变量达到 $0.0234 \sim 0.0236 \mu\text{m}$ 。主轴等效应变场如图 7 所示。由图可看出主轴热变形的主要形式是热膨胀和弯曲。这是由于主轴轴承的布局使得轴承在轴向上无法自由移动造成的。主轴前端的热膨胀将造成加工误差,而主轴前后轴承因摩擦产生的温升不等引起主轴的热弯曲。

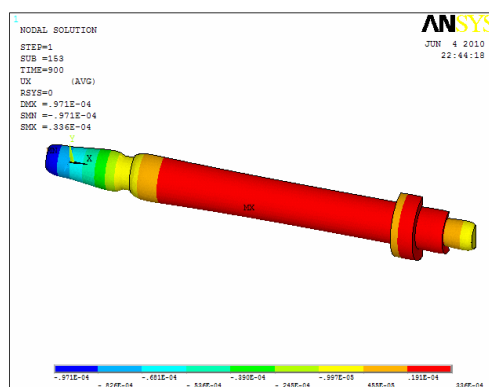


图4 主轴 x 向热变形云图

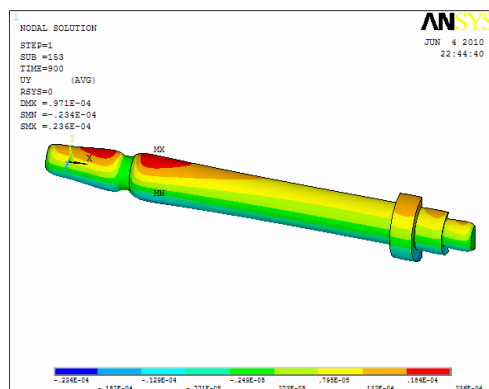


图5 主轴 y 向热变形云图

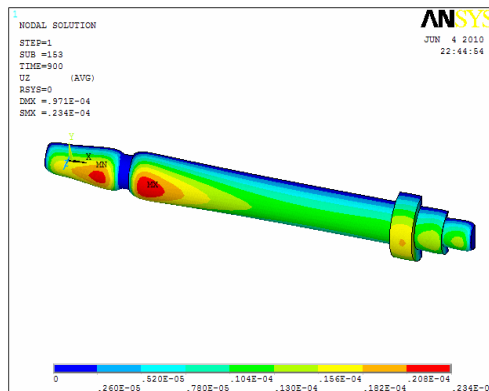


图6 主轴 z 向热变形云图

(下转第 7 页)

3 结论

由于薄壁零件适合采用壳体单元划分网格, Hyperworks 具有强大的抽取中面功能和网格划分功能, 网格划分的好坏直接影响到求解结构, 从

以上分析可知, 采用 Hyperworks 强大的前处理功能可以得到很好的有限元网格。从求解结果看出采用 Radioss 求解器能满足本文分析要求。

参考文献

- [1] 王祖城, 汪家才. 弹性和塑性理论及有限单元法[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1983.
- [2] 刘国庆, 杨庆东. ANSYS 工程应用教程—机械篇[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2003.
- [3] 朱伯芳. 有限单元法原理与应用 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2009.

(上接第4页)

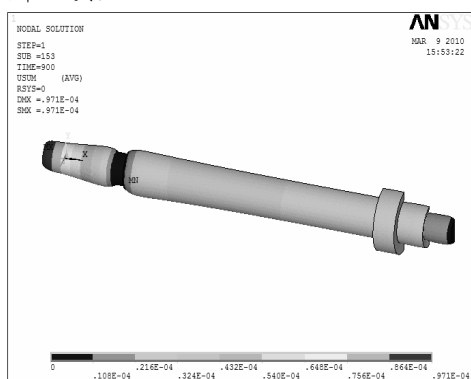


图7 主轴热变形云图

4 结论

本文针对 MGK7160 磨头主轴在加工过

程中的热效应开展了一些基础研究的工作, 得到以下结论:

(1) 主轴达到热稳定状态时, 最高温度位于前轴承处, 温度达到 60°C 。后轴承处的温度略低, 介于 $42.6^{\circ}\text{C} \sim 47^{\circ}\text{C}$ 之间;

(2) 由于主轴的约束关系, 热应力最大值出现在节点 3814 处, 即前轴承处, 最大应力值达到 19.4 MPa ;

(3) 主轴在热稳定状态时的热变形在轴向上较为明显, 变形量达到了 $0.0336 \mu\text{m}$, 径向上的变形较小, 达到 $0.0234 \sim 0.0236 \mu\text{m}$, 对加工精度有一定的影响, 但误差仍符合机床精度的设计要求。

参考文献:

- [1] 李伯民, 赵波. 现代磨削技术[M].北京: 机械工业出版社, 2003.
- [2] BRYANJ. International status of thermal error research[J]. Annals of the CIRP, 1990, 39(2): 645-656.
- [3] 张奕群, 李书和, 刘安伟等. 基于主轴转速的机床热误差状态方程模型[J]. 1998, 19(5): 460-463.
- [4] 杜正春, 杨建国, 关贺等. 制造机床热误差研究现状与思考[J]. 制造业自动化, 2002, 24(10).
- [5] YANG S, J. YUAN J, NI J. The improvement of thermal error modeling and compensation on machine tools by CMAC neural network[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1996, 36(4).
- [6] 黄浩, 郭隐彪, 王振忠, 等. 轴对称非球面加工误差分离及补偿技术, 机械工程学报, 2005, 41(12): 166-181.
- [7] HARRIS T A. Rolling bearing analysis[M]. New York: John Wiley & Sons, Inc, 2001.
- [8] 陈兆年, 陈子辰. 机床热特性学基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.
- [9] 曹骏, 胡佩俊, 应济. 基于接触热阻的主轴热特性有限元分析[J]. 机电工程, 2008, 25(2): 20-22.
- [10] 张朝晖, 李树奎. ANSYS 11.0 有限元分析理论与工程应用[M]. 北京: 电子工业出版社, 2008.