

仪表技术

极坐标数控机床平旋盘底座的有限元分析

曹立宏¹ 李刚² 王宏¹

(兰州理工大学机电工程学院¹, 兰州 730050; 陕西秦川机床工具集团有限公司秦川发展技术研究院², 宝鸡 721009)

摘要 针对大型壳体类零件的加工,研究设计了新型的极坐标式数控机床。采用 ANSYS 软件分析了其底座的动、静态力学特性,验证了设计的可靠性。同时也找出了结构的相对薄弱环节,为底座结构优化设计提供了技术支持。

关键词 极坐标 机床 ANSYS 静力特性 动力特性

中图分类号 TH122.5; 文献标志码 A

对于一些大型壳体类零件,如风力发电机轮毂、大型电机壳体、大型风机壳体等的加工,目前国内外加工企业均采用大型加工中心来制造。这种大型设备投资大、运行费用高、由于设备体积大,运行惯量和冗余移动量就很大,其生产效率并不高^[1]。针对以上情况,本课题研究设计了新型的极坐标系列数控机床,所谓极坐标式数控机床是指在极坐标下数控机床本身具有1个能够实现极角改变的旋转轴和1个能够实现极径改变的径向移动轴,两轴在位置控制模式下可以实现角位移与径向位移的联动^[2]。其结构简图如图1所示。由于采用了“极坐标数控”这一新的设计思想,使得该系列机床不但具有传统数控机床的优点,而且更加适合按极坐标参数加工大型回转类零件沿环形分布要素,以及复杂曲线、曲面。

机床采用单面卧式的布局形式,这种布局的特点是:机床以床身作为水平面基础,主箱体及主电机安装在同一动力滑板上,Z向进给装置驱动动力滑板完成Z向进给运动;回转运动由伺服电机驱动平旋盘转动,实现极坐标机床的C轴功能;平旋盘上装有由伺服电机驱动的径向移动的滑板,实现极

坐标机床的U轴功能;安装刀具的主轴设置在径向移动的滑板上,刀具轴线做C轴、U轴方向的极坐标运动。机床的敞开性较好,方便工件的装卸和机床的维护;主箱体的重力垂直作用于动力滑台上,动力滑台驱动力仅需克服切削力和摩擦力,故滑台运行稳定可靠,而且容易掌控^[3]。

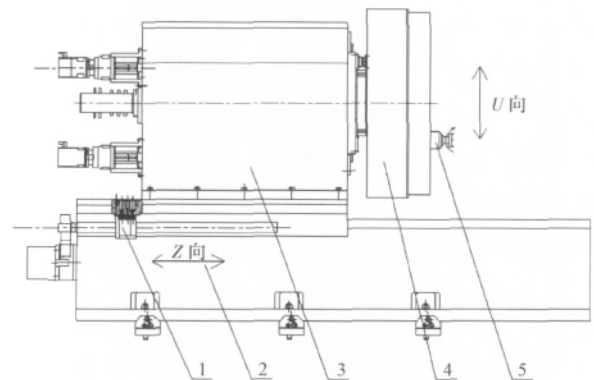


图1 机床总体结构图

1—Z向进给装置;2—床身;3—主箱体;4—平旋盘;5—电主轴

1 平旋盘底座的受力分析

平旋盘底座平面是机床走极坐标曲线的轨迹平面,其刚度的高低决定着机床的加工精度。因此要合理的设计平旋盘底座的结构,以及外壁和筋板的厚度,并在设计阶段分析其动静刚度,提高设计效率,以缩短产品的研发周期。底座的三维实体模型如图2所示。其外圆直径为1100mm,外圆

2011年8月25日收到

第一作者简介:曹立宏(1969—),男,甘肃人。兰州理工大学机电工程学院副教授。研究方向:机械系统的计算机控制领域、机床数控技术及机械测控 E-mail: lgmuyy@sina.com。

壁厚度为 30 mm,内圆孔直径为 286 mm,中间轨道支撑筋板的厚度为 25 mm,内筋板的厚度为 15 mm。

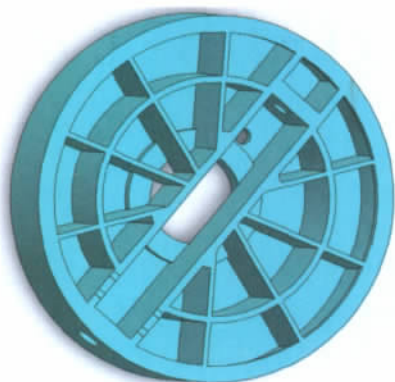


图2 平旋盘底座的三维实体模型

本文只分析机床在铣削情况下的受力。平旋盘底座在工作时,一方面要承受铣刀的轴向力和径向力,作用点在直线导轨的四个滑块上,等效处理后为作用在底座的四个受力块上,并且当电主轴位于底座的最底端时底座受力最大(见图2);另一方面还要承受丝杠所带来的压力,丝杠主要承受电主轴及其附件的重力。对上述各力做简化处理和力的平移变换,可得平旋盘上侧小内圆孔面承受丝杠转化来的压力 $F=1\ 000\ \text{N}$,四个等效受力块的受力为:靠近中央圆孔的两个方块各受 589 N 的拉力,下侧的两个方块各受 839 N 的压力。小圆孔的面积为 $0.007\ 5\ \text{m}^2$,等效块的面积为 $0.005\ \text{m}^2$ 。

2 有限元分析

2.1 建立底座的三维实体模型

在 ANSYS 有限元分析软件中建立结构的有限元模型一般有两种方法:一是直接使用分析软件建模;二是通过分析软件提供的接口,把专业 CAD 软件生成的三维实体模型转换为结构有限元模型。由于 ANSYS 分析软件提供的建模模块在建复杂结构模型时操作十分繁琐,而平旋盘底座的结构又相对复杂,故本分析采用 Solidworks 软件平旋盘轴的三维实体模型。CAD 模型是几何模型,要对它进行动、静力学模拟仿真计算,必须将其先转换为 CAE 模型。目前将专业 CAD 软件生成的三维实体模型转换为 CAE 模型时还存在很多问题,许多复杂模型

的直接传递会产生 CAE 模型无法生成的问题,因此必须对建立的结构 CAD 模型进行适当简化和修改^[4]。简化后的结构如图 2 所示。

2.2 建立底座的有限元模型

材料属性:其材料为 HT200,弹性模量 $E=1.6 \times 10^{11}\ \text{N/m}^2$,泊松比 $\mu=0.25$,密度 $\rho=7\ 000\ \text{kg/m}^3$ 。

网格划分^[5]:由于平旋盘底座结构为空间不规则几何体,故选用 10 节点的 SOLID92 块单元;采用自由网格划分,细化水平为 6,节点数为 51 942 个,单元个数为 26 985 个。有限元模型如图 3 所示。

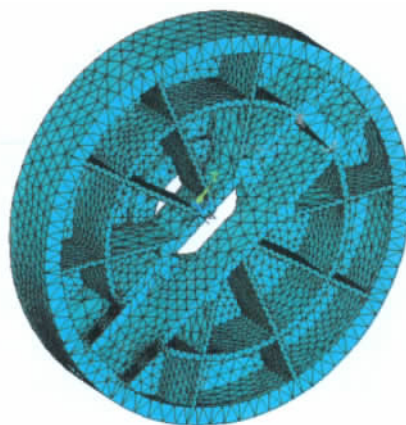


图3 旋盘底座的有限元模型

2.3 平旋盘底座的静力学分析

(1) 施加约束与载荷:平旋盘底座与平旋盘轴的轴端相连,在单独分析该零件时,假定与平旋盘轴端部相连接的平旋盘底座内孔节点位移不变,对其施加全约束。载荷大小见前文受力分析。

(2) 静力分析:从节点结构总变形等值线图可以看出,如图 4 所示。结构总变形 TranslationUSUM 值大部分区域为 $(0 \sim 0.167)\ \mu\text{m}$,最大值为 $0.215\ \mu\text{m}$,发生在平旋盘的底部,由于此处离平旋盘中心最远,又是受力最大的情况,故其变形最大,其刚度为 $4.6 \times 10^3\ \text{N}/\mu\text{m}$,其变形量远小于设计要求的 $10\ \mu\text{m}$ 。

2.4 平旋盘底座的动力学分析

2.4.1 模态分析

模态分析是为了计算结构的固有振动特性,而固有特性是评价动力学特性的第一个指标。研究本

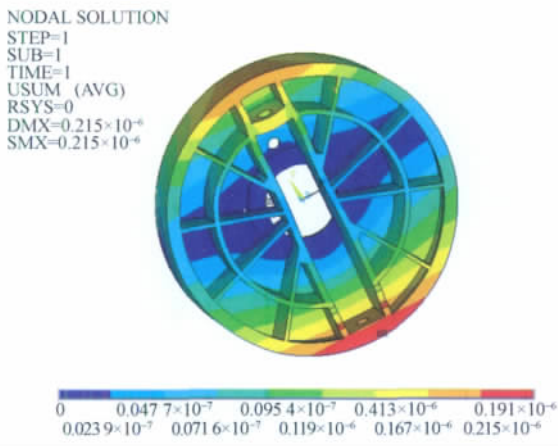
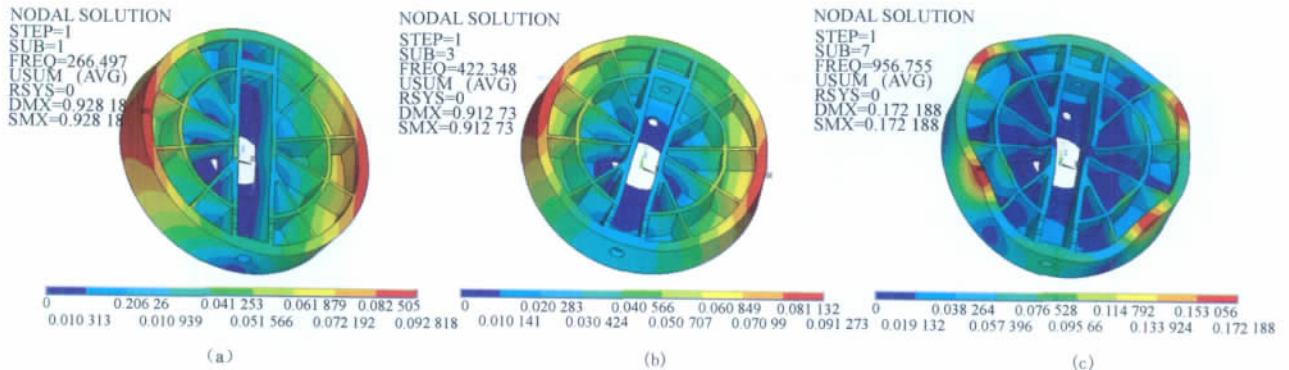


图4 平旋盘底座结构总变形等值线图

机床平旋盘底座的固有特性,是为了在设计阶段便可确定其固有属性,使其避开动力部分的激振频率。结构的振动特性一般由其低阶振动特性决定,故求其前五阶模态。采用 Block Lanczos 法提取前 10 阶模态,其前 10 阶的固有频率特性如表 1 所示。其第一、三、七、十阶振型图如图 5 中 (a)、(b)、(c)、(d) 所示。

(1) 固有频率分析:平旋盘底座的最低阶频率为 266.5 Hz,其最大工作转速为 5 r/min,丝杠的最大转速为 2 000 r/min,动力刀头的最大铣削转速为 438 r/min,故底座的最低阶频率远高于其附属旋转件的最高频率 33 Hz。因此该底座符合结构稳定性原理。



(2) 振型分析:由表 1 和振型图 5 可知,在各阶振型下平旋盘底座左右两侧圆周都有一定的相对位移。即左右两侧圆周的刚度相对薄弱,若需要进一步提高该零件的刚度,那么需要给左右两侧圆周采取补强措施。

表 1 平旋盘底座前十阶固有频率及振型

模态阶数	频率/Hz	振型
1	266.5	绕 Y 轴在 XOZ 平面内左右摆振
2	314.29	绕 X 轴在 YOZ 平面内上下摆振
3	422.35	绕 Y 轴在 XOZ 平面内一阶弯振
4	473.26	沿整个圆周面一阶弯扭振
5	498.83	沿整个圆周面一阶扭振
6	573.93	沿整个圆周面二阶弯扭振
7	956.75	沿整个圆盘做二阶弯振
8	973.14	YOZ 平面两侧圆周壁在 XOZ 平面内二阶弯振
9	1 093.1	沿整个圆盘做二阶弯扭振
10	1 155.7	YOZ 平面两侧圆周壁在 XOZ 平面内二阶弯扭振

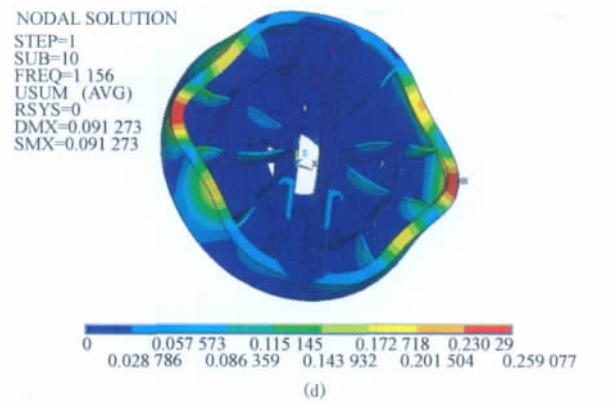


图5 底座振型图

2.4.2 谐响应分析

模态分析可得到平旋盘底座各阶振型,但这仅表示底座各部位的相对振动情况,而外力激励下各

阶振型对底座振动作用大小是不同的。因此对底座进行谐响应分析就能更清楚的看出底座在动态铣削力干扰下的抗振性能。在底座有限元模型受力部位施加简谐力,平均铣削力为 500 N,根据模态分析得到底座的动态特性,设置简谐力频率在 0~1200 Hz 范围内,用该简谐力对底座激振。

由结构动力学可知,当外载荷的激振频率与结构的固有频率接近时会引起结构共振,位移响应最大。图 6 所示为该频段简谐力激励下底座最右侧一节点的振动响应,这是衡量机床动态性能的重要指标。由谐响应分析可以看出,在动态切削力激励下模型的第三阶、七阶、十阶模态容易被激发,其中在第十阶模态下底座的 Y 向变形最大,为 $1.125 \mu\text{m}$,其刚度为 $7.11 \times 10^2 \text{ N}/\mu\text{m}$,小于静力学分析的刚度 $4.6 \times 10^3 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。因此,第十阶振型对底座动态性

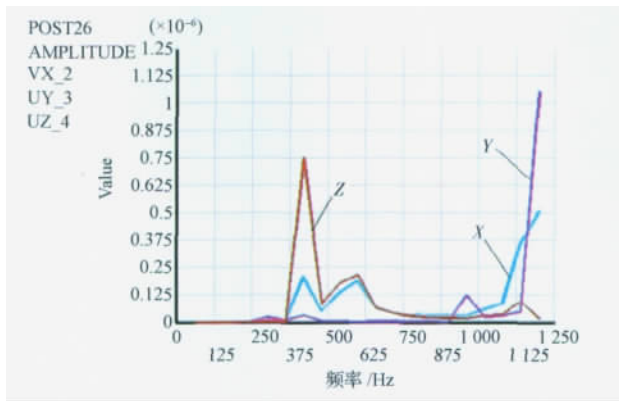


图 6 底座谐响应分析结果

能影响最大,并且在实际加工过程中底座的性能主要由其动态特性决定^[6]。因此,设计中如何提高底座左右两侧圆周的抗弯扭能力是进一步提高底座动态特性的关键。

3 结论

(1) 为了便于加工大型壳体类零件,本课题研发了新型极坐标式数控机床。并阐述了机床的布局及工作原理。

(2) 分析了机床主要零件平旋盘底座的动静态特性。通过静刚度和动刚度的对比,可以看出:该机床的动刚度相对于静刚度低很多,说明机床传统的静态设计方法已经不能满足对机床性能要求日益提高的需要;找出了结构在动态铣削力作用下的薄弱环节,为零件和整机的设计制造提供了理论依据。

参 考 文 献

- 1 杨建武. 国内外数控技术的发展现状与趋势制造技术与机床, 2008; (12) 57—58
- 2 袁名伟,田美丽. 车削中心的极坐标功能研究, 2002 (9) 24—25
- 3 Yan H S. A methodology for creative mechanism design. Mechanism and Machine Theory, 1992; 27(3): 235—242
- 4 尚晓江,邱峰,赵海峰,等. ANSYS 结构有限元高级分析方法与范例应用. 北京: 中国水利水电出版社, 2008
- 5 ANSYS, Inc. ANSYS elements reference. Ninth Edition. SAS, IP Inc-1997
- 6 袁松梅. 数控机床整机有限元分析. 机床与液压, 2008; 04(17—18)

Finite Element Analysis for the Flat Rotary Dish Base of Polar CNC Machine

CAO Li-hong¹, LI Gang², WANG Hong¹

(School of Mechanic Electronic Engineering, Lanzhou Polytechnic University¹, Lanzhou 750050, P. R. China; Institute of Qingchuan Advanced Technology, Sanxi Qingchuan Machine Tool group Ltd, Co.,² Baji 721009, P. R. China)

[Abstract] For the processing of large shell-type parts, new type of CNC machine tools is researched and designed which called polar machine. Using the software of ANSYS, the static and dynamic characteristics of the base analyzed, verified the reliability of the design. At the same time, the weak links of the structure was found and technical support for optimal design of the structure was provided.

[Key words] polar machine ANSYS static characteristics dynamic characteristics