

doi: 10.11823/j.issn.1674-5795.2019.05.03

超低速转台主轴结构性能仿真

何硕, 彭军

(航空工业北京长城计量测试技术研究所, 北京 100095)

摘要: 转台是一种用于惯性元件检测的设备, 对其轴系结构性能有较高要求。本文使用有限元法对超低速转台的主轴结构进行力学性能分析, 对转台的设计起到指导和验证的作用。转台采用气浮轴承, 按照实际情况建立主轴模型, 计算气浮轴承的等效刚度, 然后进行静态分析, 分别求解模型在静态下的形变和应力, 最后进行动态分析, 求解得到结构的振型和固有频率, 验证了结构的合理性。

关键词: 气浮转轴; 有限元法; 结构分析

中图分类号: TB93

文献标识码: A

文章编号: 1674-5795(2019)05-0015-05

Structural Performance Simulation of Spindle of Ultra-low Speed Turntable

HE Shuo, PENG Jun

(Changcheng Institute of Metrology & Measurement, Beijing 100095, China)

Abstract: Turntable is a kind of equipment used for inertial component detection, which has high requirements for the structural performance of its shafting. The finite element method is used to analyze the mechanical properties of the spindle structure of ultra-low speed turntable in this paper. The analysis plays a guiding and verifying role in the design of turntable. Turntable bearings adopt air bearing. According to the actual situation, the spindle model is established to calculate the equivalent stiffness of air bearing. Then static analysis is carried out to solve the deformation and stress of the model in the static state. Finally, dynamic analysis is executed to obtain the vibration mode and natural frequencies of the structure, which verifies the rationality of the structure.

Key words: air floating rotary shaft; finite element method; structural analysis

0 引言

航空工业北京长城计量测试技术研究所承担了国家重点研发项目——军民共用卫星导航、惯导产品和天线关键计量技术研究。惯导产品超低速转速计量技术研究为该项目的课题之一。针对惯导产品对超低速计量的需求和高精度陀螺仪漂移量值校准的科学问题, 研制了高精度低转速标准装置。标准装置包含硬件和软件两部分: 硬件部分包括产生超低速运动的转台台体及相关的测量和数据采集系统等; 软件部分包括运动控制模块、测量与采集模块、结果处理模块等。超低速转台设计的最大承载为 200 N, 角速度范围 0.00001 ~ 1000(°)/s, 标准不确定度 2×10^{-6} (°)/s。

超低速转台应用于惯性元件速率位置测量, 由于测角传感器的精度不断提高, 转台主轴的精度和稳定性成为制约系统精度的主要因素之一, 转台主轴的静态和动态特性是影响主轴测量精度和稳定性的重要因

素, 因此对转台主轴进行静态和动态特性分析是非常必要的。

转台的结构复杂, 使用传统的方法对其进行力学分析结果不准确。有限元法是处理一些复杂的数学物理模型的重要方法之一^[1], 作为一种数值展开分析的方法, 有限元法以航空领域的矩阵分析为起点, 依托计算机技术不断发展起来。有限元分析方法是將整体的结构离散为有限单元, 对每个单元赋值一个近似函数进行表征。经过这种转化, 可以将无限自由度的难题变成有限自由度的可求解问题。从理论上来说, 单元越小, 单元数越多, 求解越精确。本文采用有限元软件 ANSYS 中的 workbench 模块对转台的回转轴进行相关分析^[2]。首先进行静态分析, 求解结构的应力应变状态, 核算结构强度, 分析形变对精度的影响; 然后进行动态分析, 求解结构的模态及固有频率, 与工作频率对比, 验证结构的合理性。

1 转台主轴设计

1.1 转台主轴结构

超低速转台轴承设计采用了气浮轴承,其具有以下优点:气体粘性很小,摩擦力小,转动惯量小,功率损耗低;能够在较高的转速下工作,同时保证运转平稳、发热和变形量都极小;轴承表面的加工误差可被气体的压缩性均化,旋转精度较高;不受辐射的影响,维护较为简单;工作稳定;噪声和振动与机械轴承相比也较小;空气作为主要润滑剂,化学组成稳定,无污染。

转台的主轴采用立轴台面式结构,功能是安装负载及回转运动。转台的主轴由多个零部件组合而成,详情如图1所示。工作台通过安装板、联轴器和光栅安装座连接,电机为分体式永磁电机,转子安装在电机安装主轴上,通过电机固定板与主轴保持刚性连接,电机主轴与气浮转轴固定连接,主轴安装要求保证各零部件的同轴度,采用不同规格的内六角螺钉连接。

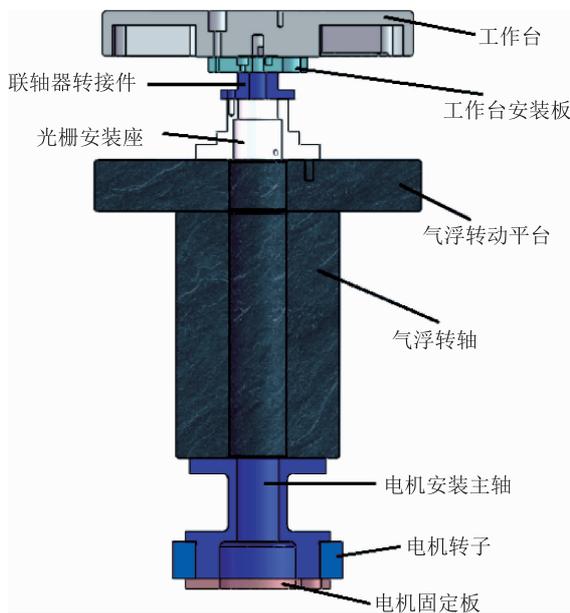


图1 主轴结构设计图

1.2 气浮轴承等效刚度计算

气孔的设计采用简单孔节流,双列节流孔,每列孔数 $Z=12$, 节流孔位置 $b/B=0.22$, 节流孔直径选择 $d_j=0.15$ mm, 间隙厚度 c 的取值范围为 $0.015 \sim 0.02$ mm; 气浮轴系设计与实现供气压力为 4×10^5 Pa, 大气压为 1×10^5 Pa。

主轴与气浮轴承接触部位主要为气浮转轴和气浮转动平台。对于气浮转轴,直径 $D_1=160$ mm, 长度 L_1

$=240$ mm; 对于气浮转动平台, 直径 $D_2=315$ mm, 长度 $L_2=50$ mm。

1) 径向轴承刚度计算

径向轴承承载能力计算公式为

$$F_r = \bar{F}_n K_c L D (p_s - p_a) \quad (1)$$

式中: F_r 为径向承载能力; \bar{F}_n 为载荷系数; K_c 为载荷修正系数; L 为轴承总长度; D 为轴承直径; p_a 为大气压力; p_s 为供气压力。载荷系数 \bar{F}_n 和载荷修正系数 K_c 分别取 0.48 和 0.42 , 将气浮转轴直径 D_1 和长度 L_1 代入, 计算得到轴承径向承载能力为 2322.43 N。

径向轴承线性刚度计算公式为

$$K = F_r / (c \varepsilon) \quad (2)$$

式中: K 为刚度; ε 为偏心率。理论上无偏心的情况下可忽略公式(2)中的 ε 项, 取间隙厚度 c 为 0.02 mm, 计算得刚度为 1.16×10^8 N/m。

径向轴承角刚度计算公式为

$$K_a = KL^2 / 16 \quad (3)$$

径向轴承等效刚度为

$$K_{er} = K_a / (\pi RL) \quad (4)$$

式中: R 为等效轴承半径。将气浮转轴半径和长度代入式(3)与式(4), 计算得气浮转轴处径向轴承等效刚度 $K_{r1} = 6.93 \times 10^6$ N/m³; 同理将气浮转动平台直径 D_2 长度 L_2 代入, 重复上述计算, 可得到气浮转动平台处径向轴承等效刚度 $K_{r2} = 3.01 \times 10^5$ N/m³。

2) 止推轴承刚度计算

止推轴承承载能力计算公式为

$$F_t = C \pi (r_2^2 - r_1^2) (p_s - p_a) \quad (5)$$

式中: F_t 为止推承载能力; C 为载荷系数; r_1 为止推板内径; r_2 为止推板外径。载荷系数取 0.3 ^[3], 下止推板内径为 80 mm, 外径为 157.50 mm, 代入公式(5)计算得止推承载能力为 5201.61 N。

止推轴承线性刚度 K' 的计算公式为

$$K' = 2.88 (F_t / c) \quad (6)$$

取间隙厚度 c 为 0.02 mm, 计算得到止推轴承的线性刚度为 7.49×10^8 N/m。

止推轴承等效刚度计算公式为

$$K_t = K' / \pi (r_2^2 - r_1^2) \quad (7)$$

计算得下止推轴承等效刚度为 $K_t = 1.30 \times 10^{10}$ N/m³。上下止推轴承内径不同, 但在等效刚度计算过程中内外径互相约去, 因此上下止推轴承刚度相同。

1.3 零部件材料选取

转台的轴承采用气浮轴承, 气浮轴承对主轴的制

造材料有较为严格的要求。材料稳定性较高，材料应力能完全消除的情况下，主轴的形位公差能够得到保证；耐腐蚀性，主轴需要与气体接触，因此对应在潮湿空气下的耐腐蚀性是设计时的必要条件；热膨胀性，为避免材料受热膨胀带来的误差，应选用热膨胀系数小的材料^[4]。

随着新材料的不断引入，花岗岩材料在机械设计中得到了较广泛的应用，花岗岩材料的特性可以较好地满足设计要求，气浮转轴和气浮转动平台采用花岗岩材料，其余部分采用7075铝合金材料，台面材料的选用目的是减小对安装在台面上的被测件的电磁干扰。材料属性如表1所示。

表1 主轴材料属性表

材料	密度 /(kg·m ⁻³)	杨氏模量 /Pa	泊松比	体积模量 /Pa
花岗岩	3070	1.11 × 10 ¹¹	0.28	8.41 × 10 ¹⁰
7075Al	2810	7.2 × 10 ¹⁰	0.33	7.06 × 10 ¹⁰

2 静力学分析

2.1 静力学分析理论

进行静力学分析，首先要建立外部载荷和内部应力的关系即静力平衡方程，外部载荷包括集中力、表面力和体积力；其次是建立材料应力和应变关系，应力应变关系属于材料的本构关系，描述了材料在不同边界条件下的力学性质，这一关系对应的方程为物理方程(本构方程)；最后，根据几何学相关内容，建立应变和位移之间关系，这一关系不涉及产生位移的原因，对应的方程为几何方程^[5]。具体的对应关系如图2所示。

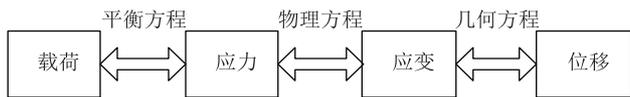


图2 有限元静力学方程对应关系图

本文转台主轴为线性结构，其静力学等效方程为

$$[\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{F}\} \quad (8)$$

式中： $[\mathbf{K}]$ 为总体的刚度矩阵； $\{\mathbf{u}\}$ 为节点的位移矩阵； $\{\mathbf{F}\}$ 为物体所受的外载荷。在静力学分析中应当满足以下假设条件：刚度矩阵 $[\mathbf{K}]$ 是连续的；物体的材料属性满足线性弹性和微小变形理论。

2.2 静态下的主轴分析

静力学分析主要针对结构在重力及符合实际情况下的压力等作用下的静变形。本文对静止状态下的主轴结构在台面上施加对应承载能力的载荷进行静变形分析。

首先进行有限元模型的导入，ANSYS 软件支持 SolidWorks 软件设计的三维模型^[6]，将文件存为过渡格式可导入 ANSYS 软件中。之后进行材料属性的设置，主轴零件的材料为花岗岩和7075号铝合金，可根据表1对应属性进行设置。电机转子与主轴为刚性连接，仿真过程中不能忽略转子的影响，根据电机的实际质量和体积，添加等效体积与质量的均质圆环等效替代，计算得圆环密度约为5200 kg/m³。

零件之间的接触选择绑定接触，绑定接触的效果是将零件与零件之间固定连接，没有相对位移和转动，本设计中主轴的零件均采用螺钉连接，实际情况适合使用绑定接触。然后进行网格的划分，在保证结构的完整性和解算的便利性的条件下将整个轴系划分为49184个单元、88119个节点，网格划分如图3所示。

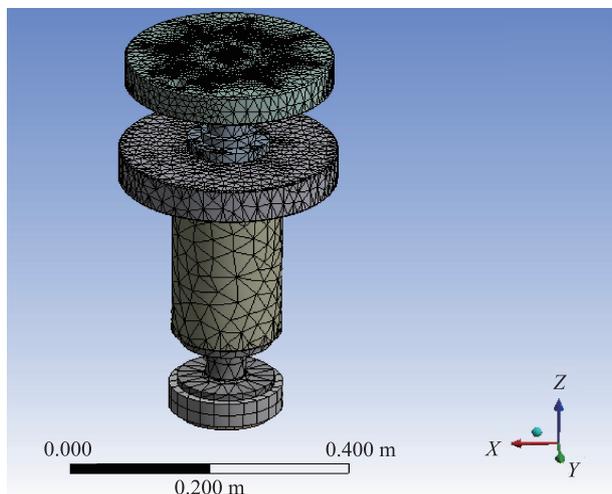


图3 网格划分图

通过设置适当的边界条件可以有效地模拟实际情况下主轴的静变形。由第一节计算得到气浮转轴部位径向轴承对应的等效刚度为6.93 × 10⁶ N/m³；气浮转动平台部位径向轴承对应的等效刚度为3.01 × 10⁵ N/m³；止推轴承的等效刚度为1.30 × 10¹⁰ N/m³。在气浮转动平台上下平面添加与止推轴承等效刚度同等大小的弹性约束，在气浮转动平台和气浮转轴圆柱面添加与径向轴承同等大小的弹性约束。本设计中工作台最大承载为200 N，因此在工作台上平面添加200 N沿Z

轴竖直向下的载荷约束,添加沿Z轴向下的加速度 9.8 m/s^2 作为重力约束,在编码器安装的轴颈部位添加径向位移约束,不限制轴向位移和旋转。在仿真结果中添加总形变并运行仿真,得出仿真位移结果如图4所示。

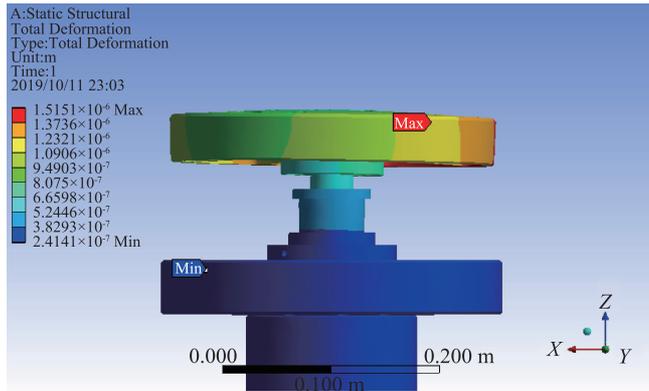


图4 主轴位移形变图

静态下的最大形变为 $1.52 \times 10^{-6}\text{ m}$,位置在工作台的边缘,被测件放置于工作台中心,轴向最大误差不超过 $9.49 \times 10^{-7}\text{ m}$,超低速转台用于角速度的测量,轴向误差较小状态下对角速度测量的影响可以忽略。

最大应力出现在联轴器转接件上,具体位置如图5所示。联轴器转接件材料为7075铝合金,材料屈服强度为 $5.05 \times 10^8\text{ Pa}$,取安全系数2.50,得到材料的许用应力为 $2.02 \times 10^8\text{ Pa}$,最大应力为 $6.22 \times 10^5\text{ Pa}$ 。最大应力远远小于材料的许用应力,设计强度满足要求。

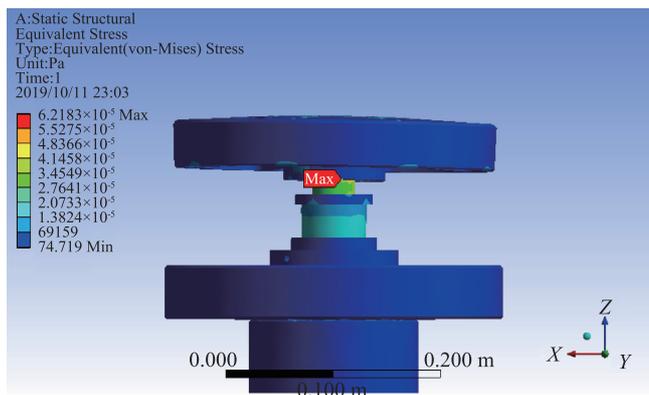


图5 主轴应力分布图

3 动力学分析

稳定性是衡量转台测量精度的一项重要指标,由于转台主轴本身的转动和外界环境的干扰都有可能造

成结构的共振和疲劳,影响测量精度。因此,了解结构本身的固有频率可以对转台的设计进行有效指导^[7]。

当前对物体结构动态性能的分析方法主要为模态分析方法。通过进行模态分析,得到物体结构固有频率和振型,其结果反映了结构的振动特性^[8]。进行模态分析有以下限制条件:物体的所有材料均视为线弹性材料,特性恒定;根据小挠度理论,忽略非线性特性;物体的刚度特性保持恒定;物体的质量特性保持恒定。

首先,对电机转子和静力学分析做同样等效替代的处理;然后,在workbench中添加约束,和静态分析不同的是,模态分析只添加相关约束,不添加外力对应的边界条件。因此在气浮转动平台的上下平面添加大小为 $1.30 \times 10^{10}\text{ N/m}^3$ 的弹性约束,在气浮转动平台和气浮转轴的圆柱面分别添加大小为 $3.01 \times 10^5\text{ N/m}^3$ 和 $6.93 \times 10^6\text{ N/m}^3$ 的弹性约束。同样对编码器安装轴颈部位做径向位移约束,解除轴向位移和转动约束。运行仿真可得主轴结构对应的一阶振型,如图6所示。

有限元仿真中可以得到主轴的多阶振型,由于网格划分等误差,越高阶仿真与实际情况越不符。超低速转台只进行轴向回转运动,因此图6中仅给出了主轴在轴向回转时的一阶振型。从图6中可以看出,在轴向回转中振动频率较大时,工作台的边缘部位易发生变形。

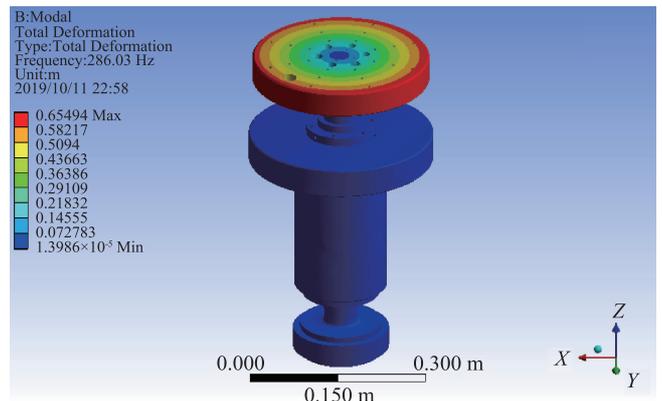


图6 主轴一阶振型图

本文列出了转台主轴的前六阶固有频率,如表2所示,其中最小的一阶固有频率为286.03 Hz。超低速转台工作状态下的最大频率低于20 Hz,转轴的一阶固有频率大于10倍的工作频率,安全系数较高,不会因为共振对转台主轴结构产生破坏及影响测量精度。

表2 主轴各阶固有频率

阶数	一阶	二阶	三阶	四阶	五阶	六阶
频率/Hz	286.03	289.59	290.01	381.92	382.24	579.49

4 结论

本文建立了超低频转台主轴的有限元模型，求解了有限元分析中气浮轴承的等效刚度，为气浮轴承简化提供了理论基础；求解转台主轴在静态下的形变，最大载荷引起的形变满足材料的许用形变范围，而且载荷引起的形变对应的测量误差可以忽略，静态下的应力小于材料的许用应力，满足使用要求；求解主轴在工作状态下的一阶模态，并得主轴的前六阶固有频率，主轴设计较好地避开了结构的共振区，保证了转台的测量精度，为后续结构的优化提供了理论基础。

参考文献

[1] 石冬, 周维虎, 劳达宝. 精密转台轴系设计分析与验证[J]. 机电工程, 2015, 32(1): 27-31.
 [2] 方鹏, 李健, 韦辽. 基于 ANSYS Workbench 机床主轴有限元分析[J]. 装备制造技术, 2013(4): 28-30.
 [3] 徐晓军. 花岗岩空气静压主轴的设计及加工工艺研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2005.
 [4] 王春喜, 姜云翔, 张凌东, 等. 静压气浮轴承工程设计方法研究[J]. 宇航计测技术, 2018, 38(2): 11-16.
 [5] 申龙. 基于 SolidWorks 对机械零件结构的设计与应用[J]. 电子测试, 2016(8): 21-22.

[6] 李娜, 王彦伟, 王书亭. 基于球轴承刚度计算的电主轴结构分析与优化[J]. 机械设计与制造, 2011(8): 90-92.
 [7] 王锐, 苏小平. 汽车副车架强度模态分析及结构优化[J]. 机械设计与制造, 2015(4): 152-154.
 [8] 何朝聪, 刘培培, 严春飞, 等. 基于 ANSYS 的磨床主轴模态分析[J]. 上海师范大学学报(自然科学版), 2015, 44(5): 461-465.

收稿日期: 2019-06-17; 修回日期: 2019-09-06

基金项目: 国家重点研发计划(2017YFF0204904)

作者简介



何硕(1995-), 男, 河南商丘人, 主要研究方向为机械结构设计。

2017年毕业于中北大学机械电子工程专业, 获得学士学位, 2017年至今在北京长城计量测试技术研究所攻读控制理论与控制工程专业研究生。



彭军(1966-), 女, 研究员, 主要从事力学计量方面研究, 主要包括角运动计量和质量特性计量等。

担任过多个国防计量重点项目和军事计量课题的负责人, 曾获国防科技进步一等奖三项、二等奖两项, 主持编制了多项国家计量检定规程、校准规范和国家军用

计量标准。

(广告)

计测技术官网诚邀您与我们结成战略合作伙伴关系

为进一步提升计测技术官网的技术交流性, 促进先进科研产业能力宣传, 构建一个更加权威、开放、专业的交流学习平台, 计测技术诚邀计量测控领域相关企业及厂商与我们结成广泛且深入的战略合作伙伴关系, 以文章、图片、视频等形式在计测技术官网上介绍产品研发实力、分享前沿成果、宣传技术能力、体现科技价值、引领创新潮流。计测技术官网将秉承“构建权威专业网络平台, 大力推动计量产业发展”的宗旨, 竭诚为您提供优质网络平台宣传交流服务。

如果您有合作意向, 请与本刊编辑部联系。电话: 010-62457160, 邮箱: mmt304@126.com