

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2023.05.009

新型角接触球轴承预紧装置设计

李建平¹, 许涛^{1,2}, 陈涛^{1,2}, 高琛¹, 陈玉立¹

(1. 西安工程大学机电工程学院, 陕西 西安 710600;
2. 西安工程大学西安市现代智能纺织装备重点实验室, 陕西 西安 710600)

摘要:为实现轴承预紧的动态调节,课题组设计了一种新型的主轴轴承自调节预紧装置。该装置采用对称性结构,可通过调整离心力的输出方向,来满足同向和背对背安装轴承的预紧力调节需求;并且能根据主轴转速变化,利用质量元件产生的离心力自动调整轴承预紧力;通过设计轴承变预载系统,对装置的运行机理进行了分析;利用 ANSYS 有限元仿真分析软件对装置进行接触非线性分析,研究了装置不同转速时的动态预紧性能。研究结果表明:该装置既能在低速时提供大的预紧力,又能在高速时以二次函数关系式的形式自动减少轴承的预载,具有很好的预紧性能。课题组的研究为轴承预紧结构的设计提供了新思路。

关键词:机床主轴;滚动轴承;预紧力;离心力;接触非线性

中图分类号:TH132 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2023)05-0060-07

Design of New Preload Device for Angular Contact Ball Bearings

LI Jianping¹, XU Tao^{1,2}, CHEN Tao^{1,2}, GAO Chen¹, CHEN Yuli¹

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710600, China;
2. Xi'an Key Laboratory of Modern Intelligent Textile Equipment, Xi'an 710600, China)

Abstract: In order to achieve dynamic adjustment of the bearing preload, a new structure of self-adjusting preload device for spindle bearings was designed. The symmetrical structure was adopted in construction of the device that can meet the preload adjustment requirements of both coaxial and back-to-back mounted bearings by adjusting the output direction of the centrifugal force; according to changes in spindle speed, automatic adjustment of the bearing preload by using the centrifugal force generated by the mass element. The operating mechanism of the device was analyzed by designing a bearing variable preload system. The dynamic preload performance of the device at different speeds was investigated using ANSYS finite element simulation analysis software for contact non-linearity analysis. The research results show that the device can provide a large preload at low speeds and automatically reduce the preload of the bearing at high speeds in the form of a quadratic relationship with good preload performance. The study provides a new idea for the design of bearing preload structures.

Keywords: machine tool spindles; rolling bearing; preload; centrifugal force; contact nonlinearity

高速机床在当前零件的加工制造中应用广泛。无论是低速高扭矩下的粗加工,还是高速低扭矩下的精加工,这些机床主轴通常采用具有较大初始轴向预载的角接触轴承。与其他零件相比,轴承具有高刚度、大负载能力、易于操作和标准化制造等优点^[1]。轴承的

初始预紧对主轴的工作性能起着重要的作用,加载初始轴向预紧力可以提高主轴的刚度和旋转精度,同时减小轴承滚道与滚动体之间的间隙、抑制滚子振动,及防止滚动体与内滚道之间产生高速滑动并减少工作时的噪音^[2-5]。然而过大的预载会使轴承的滚珠与内外

收稿日期:2023-03-01;修回日期:2023-05-10

基金项目:陕西省科技厅自然科学基金面上项目(2019JM-417);陕西省教育厅服务地方专项科研计划项目(22JC026)。

第一作者简介:李建平(1997),男,湖南永州人,硕士研究生,主要研究方向为机床的热特性仿真分析。E-mail:1418729790@qq.com

滚道之间产生很大的接触应力,导致其滚珠与内外滚道之间的摩擦加剧、油膜破坏和滚珠卡死,从而增加轴承工作中的摩擦热,降低了轴承的寿命^[6-8]。特别是主轴高速旋转时,由于轴承滚动体所受离心力的增加和热膨胀的加剧,初始的较大预载会使轴承内部负载显著增加^[9-10]。因此,高速下的初始大预载对轴承的破坏作用会加剧,减少轴承预载可以降低轴承的发热,从而提高机床高速加工时的稳定性。

当前零件的生产加工,对机床加工系统的性能和生产率提出了更高的要求,需要能在大的转速范围内以及高效的材料去除率下正常工作的机床系统。在低速下,机床使用大的切削量以提高材料的去除效率;高速时,使用小的切削量以提高加工零件的表面质量。因此,低速时主轴轴承需要较大的预紧力以增加主轴的刚度,使其抵抗变形和振动;高速时轴承应具有较小的预加载,以减少机床高速加工时受轴承热膨胀的影响^[11-13]。总之,当轴承施加大的初始预紧力满足主轴低速重载的加工要求时,其高速加工性能会受到影响;相反,轴承使用小的初始预紧力满足主轴高速低载的加工要求时,会失去低速下的刚度特性。现在零件的加工,要求低速大切削和高速轻切削在同一机床中连续进行,以实现高效的生产^[14]。因此机床主轴在应用加工时必须同时满足低速高刚度和高速高精度的要求。然而传统的恒压预加载和固定位置预加载,是在主轴装配过程中加载轴承预紧力,主轴装配一旦完成,施加的预紧力不能重新调整。所以有必要开发一种轴承自动可变预紧装置,使轴承在低速时维持较大的初始预载,并且随着主轴速度的增加预载能逐渐减少。

为了满足现实加工需求,研究人员对轴承可变预载结构进行了大量的研究。Choi 等^[15]研究了基于液压变压机制的轴承可变预紧结构,通过改变其封闭腔室中的液体压力调整轴承的轴向预载;但液压执行器行程长,位移分辨率低,响应速度缓慢。Chen 等^[16]研究了使用气动机构的轴承可变预载结构,该装置通过控制气缸中压缩空气的压力实现轴承变预载;但气动机构需要复杂的压力控制系统和较大的安装空间。Hwang 等^[17]开发了一种利用电磁铁的轴承变预载装置,通过控制电磁铁线圈的电流大小改变磁力的强弱以调整轴承预载,相比液压执行器,电磁执行器具有较

好的位移分辨率和响应速度;然而在控制过程中由于电流的不断变化,线圈会产生大量的热量,导致主轴系统温度上升。Hu 等^[18]和 Ciou 等^[19]通过压电致动器调节轴承的预载,压电致动器利用不同电压下产生的轴向变形改变轴承预载,能提供快速响应和高精度的控制;但非线性的变形滞后和高成本的缺点限制了其应用。Razban 等^[20]和 Hwang 等^[21]利用弹性元件的形变调整轴承预载,然而装置中的弹性元件必须在弹性范围内使用,元件的形变能力限制了装置的适用速度范围,特定的轴承安装方式也限制了其应用的广泛性。

基于此,课题组设计了一种利用离心力的轴承自调节预紧装置,并通过建立自调节预紧装置有限元分析模型并对其仿真结果进行数值分析,得到了转速与预紧力之间的关系。

1 变预紧系统设计与分析

1.1 自调节预载装置

与目前采用液压或压电预紧装置不同,课题组设计的轴承自动可变预载装置利用离心力自动调节机床主轴轴承上的预载。自调节预载装置的整体设计如图1所示。自调节预载装置主要由固定轴套、离心块、活动套筒、挡柱、弹簧和调整板组成,安装在主轴上并与主轴一起旋转。主轴的初始预紧力由紧定螺母施加,通过活动套筒传递到调整轴承,离心块为主轴旋转时产生离心力的质量元件。弹簧用来调整离心块初始安装间隙,防止主轴速度突变时对离心块产生冲击。挡柱在离心块产生离心力时可确保其受力平衡并限制其位移。主轴在高速旋转时通过离心块挤压活动套筒获得圆周运动所需要的向心力,从而将旋转时产生的离心力转变为调节轴承预紧的轴向力。

1.2 变预紧系统

课题组设计的基于离心力自调节预紧装置既适用于调整同向安装轴承的预紧力,也适用于调整背对背安装轴承的预紧力。图2(a)所示的同向安装轴承调整预紧力系统,主要由主轴承、辅助轴承、预载装置、紧定螺母和恒压预载弹簧组成。主轴承的初始预载由恒压预载弹簧和紧定螺母的紧固水平调整。主轴承的初始预载力大小等效为主轴承和辅助轴承内外圈之间距离差的大小,当主轴承和辅助轴承内外圈之间的距离

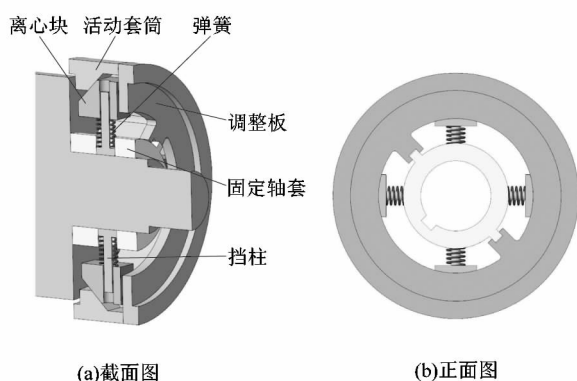


图 1 自调节预载装置结构

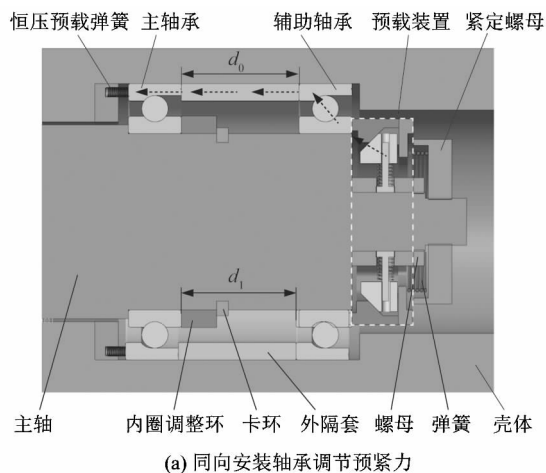
Figure 1 Self-adjusting preload construction

相等($d_1 = d_0$)时,恒压预载弹簧全部施加在主轴承上,此时轴承的预载为最大初始预载。通过调整紧定螺母的紧固水平,使主轴承和辅助轴承内圈之间的距离小于外圈之间的距离($d_1 < d_0$),从而向恒压预载弹簧施加预载荷,调整轴承所需的初始预紧力。当主轴旋转时,安装在主轴上的预载装置将离心力转变为轴向力,经过辅助轴承推动主轴承的外圈减少轴承的预载。

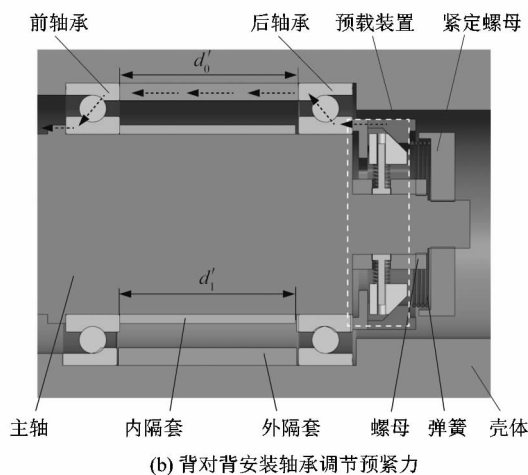
图 2(b)所示为调整背对背安装轴承预紧力的系统概念图,由前后轴承、预载装置和紧定螺母等组成。轴承的初始预载仅由紧定螺母的紧固水平调整,初始预载大小由紧定螺母的扭矩大小决定。与同向安装的轴承类似,轴承的初始预载力大小由前轴承和后轴承内外圈之间距离差的大小衡量,其最大值受安装在 2 个轴承之间的内外隔套长度差($d'_0 - d'_1$)的限制。当前轴承和后轴承内外圈之间的距离相等时($d'_1 = d'_0$),轴承未受预载。通过调整紧定螺母的紧固水平,使前轴承和后轴承内圈之间的距离小于外圈之间的距离,即 $d'_1 < d'_0$,前轴承和后轴承同时受到预载,此时前后轴承具有相等的预紧力。主轴旋转时安装在主轴上的预载装置将旋转时产生的离心力施加到预载弹簧上,通过改变预载弹簧的力调整轴承预载。随着主轴转速的增加,施加在轴承上的预载会因装置产生的离心力增加而自动减少。

1.3 装置受力分析

预载装置随主轴同步旋转时,随着速度的增加,装置中离心块所需的向心力增大,通过挤压活动套筒的斜面获得圆周运动所需要的向心力。在主轴旋转过程



(a) 同向安装轴承调节预紧力



(b) 背对背安装轴承调节预紧力

图 2 变预载系统概念

Figure 2 Concept of variable preload system

中,离心块的受力十分复杂,考虑到引起离心块作用的力位于竖直方向,因此仅对竖直平面内离心块的受力情况进行分析。装置工作时离心块的最大位移为离心块顶部与活动套筒间的距离,而离心块支撑弹簧在安装时的支撑压缩及刚度很小,所以弹簧的伸缩对装置产生的离心力的影响可以忽略。为了便于分析,将装置运行过程中弹簧对离心块的支撑力与离心块所受的重力简化为 1 对平衡力;此外,离心块采用油脂润滑,与活动套筒间具有良好的润滑条件,平面内所受的摩擦力对其产生的离心力的影响非常小。为了简化分析过程,移除弹簧的支撑力,离心块的重力以及所受的摩擦力后,离心块的受力如图 3 所示, F_m 为离心块所受的离心力, F_n 为斜面对离心块的法向作用力, F_v 为挡柱限位时离心块所受的力。主轴旋转时离心块所受的离心力为:

$$F_m = mw^2r_0 \quad (1)$$

式中: m 为离心块的质量, w 为离心块做圆周运动的角速度, r 为圆周运动的半径。

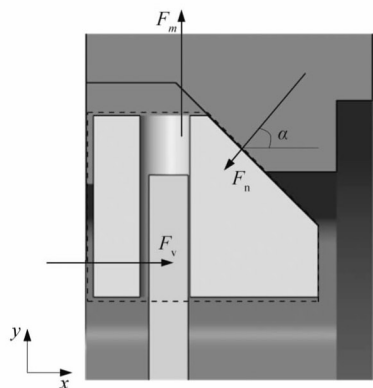


图3 离心块受力

Figure 3 Force on centrifugal block

图4所示为活动套筒受力情况, F_s 为活动套筒与固定套筒间的摩擦力, F'_n 为斜面所受法向作用力, 离心块对套筒的作用力 F 与离心力 F_m 之间的关系可以表示为:

$$F = F_m / \tan \alpha \quad (2)$$

式中: $\alpha = 45^\circ$, 为离心块与活动套筒的接触角。

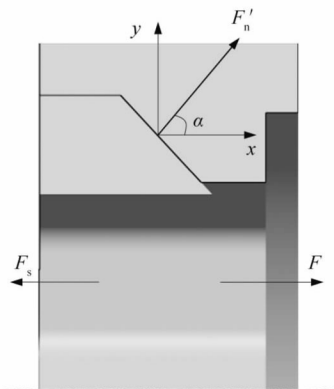


图4 活动套筒受力分析

Figure 4 Force analysis of movable sleeve

活动套筒旋转时, 键槽在力矩作用下二侧受到挤压产生摩擦力 F_s , 摩擦力大小由其二侧正压力决定, 主轴上旋转件所受的力矩为:

$$T = 9.55P/n \quad (3)$$

式中: P 为电机功率, n 为主轴转速。

根据力与力矩的关系, 正压力为:

$$F_c = 2T/D_0 \quad (4)$$

式中 D 为力臂长度。

活动套筒传递的有效力为:

$$F_a = 4F - F_s \quad (5)$$

式中: $F_s = F_c f$, f 为固定轴套与活动套筒间的摩擦因数。

$$Q = mk_1 n^3 - k_2 \quad (6)$$

式中: $k_1 = 4r\pi^2/900$; $k_2 = 19.1Pf/D_0$ 。

Q 的符号与离心块的质量、固定轴套与活动套筒间的摩擦因数以及力矩的力臂长度有关。

当 $F_a > 0$ 时装置产生的离心力有效, 符号可由式(6)判断。

由式(5)和(6)可知, 装置有效工作时存在启动速度, 低于启动速度时轴承的初始预紧力不改变, 而高于启动速度时预紧力与速度呈函数关系减少。低速时预紧力不变, 较大的预紧力使主轴在低速切削时能获得大的刚度; 高速时预紧力减小, 有利于降低发热对轴承寿命的影响, 满足主轴的低速重切削和高速高精度的加工要求。

2 有限元分析

使用 ANSYS 有限元软件对装置进行接触非线性分析, 以验证拟议装置的有效性并预测运行期间产生的力。仅对预紧装置进行了简化建模, 轴承的轴向刚度直接但非线性地取决于轴向预载荷。轴承简化为活动套筒和轴承内圈接触面上的弹性基础, 如图5所示, 具有平均恒定的轴向刚度。兼顾计算精度和效率, 根据收敛性选择单元大小并对网格进行疏密搭配, 使用六面体单元建立有限元网格。用于验证装置工作原理的有限元网格如图6所示。对接触面区域网格进行加密, 整体网格单元质量主要分布在 0.5 ~ 0.8, 平均单元质量达到了 80%, 满足有限元分析的要求。

2.1 动力学仿真分析

在建立有限元模型后, 应用摩擦接触边界条件, 并根据装置的实际工作状况选择合理的摩擦因数。挡柱定义为离心块与固定轴套间的弹簧连接与位移约束。对于负载条件, 系统上的外部负载分步依次施加。首先, 通过在调整板侧应用力的边界条件, 并在活动套筒侧应用位移约束条件, 限制其水平方向的位移, 在系统



图5 活动套筒与轴承接触面
Figure 5 Contact surface between
movable sleeve and bearing

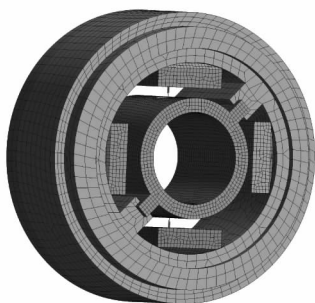


图6 有限元分析网格
Figure 6 Finite element analysis mesh

中产生初始预紧力,表示紧定螺母的加载;其次,对固定套筒使用圆柱支撑条件限制其径向和轴向位移,对离心块施加位移边界条件限制其轴向自由度;最后,将旋转速度应用于所有零件,绕轴向旋转的速度按载荷步从 0 r/min 加速到 10 000 r/min,分步施加至旋转组件,以研究离心力变化对预紧的影响。图 7 所示为应用上述边界条件后整个装置的应力分析结果,应力的最大值为 37.191 MPa,主要分布在键槽接触面的边角处,可以采用加工倒角的方式消除。装置选用的材料为结构钢,满足目标转速下(0 ~ 10 000 r/min)的安全工作性能要求。

离心力是装置调节预紧力的动力来源,活动套筒斜面受力大小反映了装置在高速时调节预紧力的能力。在规定转速范围内,活动套筒斜面应力分布如图 8 所示,随着转速增加,在离心块作用下斜面上受到的最大应力为 34.244 MPa。不同转速下装置的预紧性

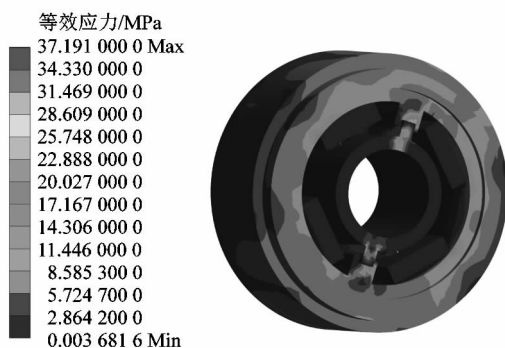


图7 装置应力分布
Figure 7 Device stress distribution

能如表 1 和图 9 所示。随着主轴转速的增加,离心块产生的离心力迅速增大,装置对轴承初始预紧的调节能力逐渐增强,调节的预紧力与转速呈二次函数关系的趋势逐步增加。在转速低于 2 000 r/min 时,由于活动套筒在低速时所受的摩擦力矩很大,而离心块产生的离心力很小,因此装置调节的预紧力很小,此时,轴承的初始预紧力几乎不变;当速度增加至 10 000 r/min 时,随着离心块的离心力迅速增大以及高速下活动套筒受到的摩擦力矩减少,装置调节了 293 N 的预紧力,从而使高速下轴承初始预紧力降低。基于主轴旋转速度的变化,主轴目标工作转速与预紧力变化的关系,可通过拟合分析数据获得以下等式:

$$R = 0.2349 - Bn + An^2 \quad (7)$$

式中: R 是调节的预紧力; n 是主轴的转速; A 和 B 为常数, $A = 3 \times 10^{-6}$, $B = 0.0006$ 。

通过该函数可以预测目标及未知转速下装置调节的预紧力。

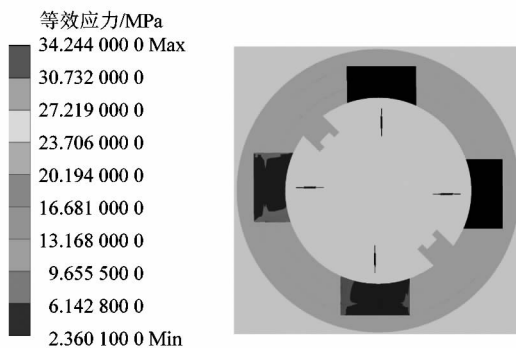


图8 斜面应力分布
Figure 8 Stress distribution on inclined surfaces

表1 装置的动态预紧性能

Table 1 Dynamic preload performance of device

转速 $\times 10^3 /$ ($r \cdot \min^{-1}$)	调节的 预紧力/N	转速 $\times 10^3 /$ ($r \cdot \min^{-1}$)	调节的 预紧力/N
1	3	6	108
2	11	7	145
3	27	8	193
4	50	9	246
5	72	10	293

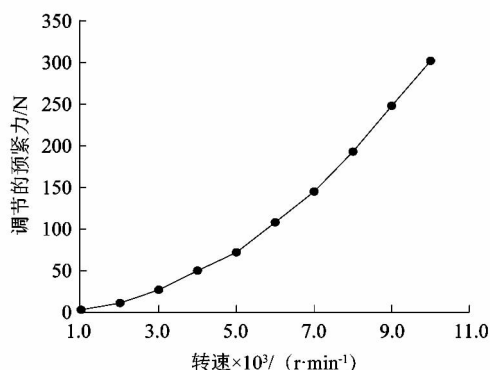


图9 不同转速下装置调节的预紧力

Figure 9 Regulating preload force of device at different speeds

动力学仿真显示低转速时轴承的初始预紧力不改变,而高转速时预紧力与速度呈二次函数关系,且预紧力逐渐减少。仿真结果表明,该轴承预紧力调节装置既能使主轴在低转速下维持大的刚度特性,又能在主轴高转速时减小轴承预紧力,满足调节轴承预紧力的要求。

2.2 热分析及优化

由于摩擦不可避免,机床无论是在低速重载切削还是高速精加工过程中都会产生大量热量。对于普通机床而言其热量的来源有2个:一是主轴在加工零件过程产生的切削热;另一个是机床自身轴承旋转产生的摩擦热,轴承自身旋转产生的摩擦热是影响机床加工性能的主要因素^[22]。虽然变预载装置降低了轴承高速旋转时产生的热量,但装置安装时直接和轴承内圈接触,其本身的散热性能对轴承散热有着重要的影响,因此有必要对装置进行热力学分析。

预紧装置热量的来源有2个:轴承内圈把轴承旋转时产生的热量通过与活动套筒的接触传递给装置,

以及装置旋转时内部元件发生位移产生的摩擦热。由于预紧装置旋转时内部元件产生的摩擦热相对于轴承内圈传递的热很小,因此仿真时只考虑轴承内圈传递的热量。

前处理定义轴承传递热量时,将温度添加到活动套筒与轴承内圈的接触面上,散热形式为空气热对流,活动套筒的稳态热力学仿真结果如图10(a)所示。活动套筒与轴承内圈安装时始终保持接触状态,完全的封闭空间不利于接触面附近的空气流动,阻碍了其对流散热。为此,通过在活动套筒与轴承内圈的接触面上开散热槽以增强散热,优化后的稳态热力学仿真结果如图10(b)所示。在活动套筒上增开散热槽减少了活动套筒与轴承内圈接触面的热传导面积,套筒端参与热对流的有效面积增加,热流密度加大,增强了装置的散热能力。

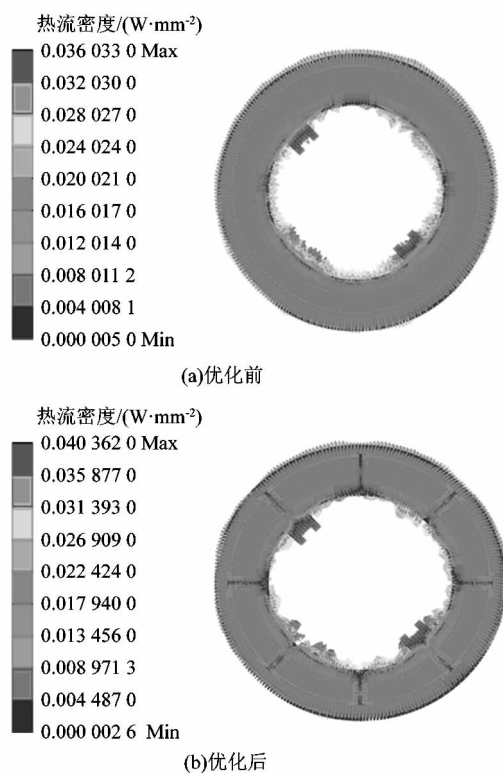


图10 活动套筒热流密度分布

Figure 10 Heat flow density distribution of active sleeve

3 结语

课题组设计了一种利用离心力的轴承自调节预紧

装置,该装置基于主轴转速变化,利用离心力自动调整轴承上的预载;通过改变其安装方式调节离心力的输出方向,满足不同轴承安装方式的轴系轴承预紧力的调节;使用活动套筒加载预载,可以在更大转速范围内使用;最后,利用 ANSYS 分析软件对装置进行动力学分析,以确定运行期间预加载量的变化并预测其工作性能。课题组提出的轴承自调节预载装置为纯机械结构,与采用液压或压电方式调节的装置相比,不需要额外的控制设备,降低了整个主轴系统的复杂性。该装置可用于不同轴承安装方式的轴承预紧力调节,具有较强的适用性。今后研究工作应进一步优化元件结构,提高装置的预紧调节性能。

参考文献:

- [1] 陈传海,王成功,杨兆军,等. 数控机床可靠性建模研究现状及发展动态分析[J]. 吉林大学学报(工学版),2022,52(2):254-262.
- [2] 裴升东. 角接触球轴承低温摩擦特性与实验研究[J]. 机械传动,2018,42(10):180-184.
- [3] 李俊文,陈玉莲. 基于正交试验法的薄壁角接触球轴承优化设计[J]. 机电工程,2022,39(7):919-926.
- [4] 李聪,王德伦. 深沟球轴承回转误差建模与分析[J]. 机电工程技术,2022,51(1):29-33.
- [5] 刘志峰,孙海明. 电主轴滚动轴承轴向预紧技术综述[J]. 中国机械工程,2018,29(14):1711-1723.
- [6] 李俊浩,张长. 考虑热膨胀的角接触球轴承动态及热特性研究[J]. 机电工程,2022,39(12):1644.
- [7] ZHANG Y, HU L X, HONG J, et al. Uneven heat generation and thermal performance of spindle bearings[J]. Tribology International, 2018,126:324-335.
- [8] WANG W Z, HU L, ZHANG S G, et al. Modeling angular contact ball bearing without raceway control hypothesis[J]. Mechanism and Machine Theory,2014,82:154-172.
- [9] ZHANG J, FANG B, HONG J, et al. Effect of preload on ball-raceway contact state and fatigue life of angular contact ball bearing[J]. Tribology International,2017,114:365-372.
- [10] HOSSAIN M J, 孙翔雨,姚振强. 预紧力对轴承接触状态及电主轴回转性能的影响[J]. 机械设计与研究,2020,36(3):44-49.
- [11] TUDOSE L, RUSU F, TUDOSE C. Optimal design under uncertainty of bearing arrangements[J]. Mechanism and Machine Theory,2016,98:164-179.
- [12] LIU J, TANG C, WU H, et al. An analytical calculation method of the load distribution and stiffness of an angular contact ball bearing[J]. Mechanism and Machine Theory,2019,142:103597.
- [13] LIU J L, MA C, WANG S L, et al. Thermal-structure interaction characteristics of a high-speed spindle-bearing system[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture,2019,137:42-57.
- [14] CAO H R, NIU L K, XI S T, et al. Mechanical model development of rolling bearing-rotor systems: a review[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2018,102:37-58.
- [15] CHOI C H, LEE C M. A variable preload device using liquid pressure for machine tools spindles[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing,2012,13(6):1009-1012.
- [16] CHEN Y, ZHAO X S, GAO W G, et al. A new method for measuring the rotational accuracy of rolling element bearings[J]. Review of Scientific Instruments,2016,87(12):125102.
- [17] HWANG Y K, LEE C M. Development of a newly structured variable preload control device for a spindle rolling bearing by using an electromagnet[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture,2010,50(3):253-259.
- [18] HU G F, ZHANG D W, GAO W G, et al. Study on variable pressure/position preload spindle-bearing system by using piezoelectric actuators under close-loop control[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture,2018,125:68-88.
- [19] CIOU Y S, LEE C Y. Controllable preload spindle with a piezoelectric actuator for machine tools[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture,2019,139:60-63.
- [20] RAZBAN M, MOVAHHEDY M R. A speed-dependent variable preload system for high speed spindles[J]. Precision Engineering,2015,40:182-188.
- [21] HWANG Y K, LEE C M. Development of automatic variable preload device for spindle bearing by using centrifugal force[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture,2009,49(10):781-787.
- [22] 周丹. 立式加工中心主轴热特性测试与分析[J]. 制造技术与机床,2021(12):118.