DOI: 10.3901/JME.2020.17.126

复合载荷下滚珠丝杠副全滚珠载荷分布建模与分析*

赵佳佳^{1,2,3} 林明星^{1,2,3} 宋现春^{1,2,3} 骆伟超^{1,2,3} 宋丽伟⁴

(1. 山东大学机械工程学院 济南 250061;

2. 山东大学教育部高效洁净机械制造重点实验室 济南 250061;

3. 山东大学国家机械工程实验教学示范中心 济南 250061;

4. 济南二机床集团有限公司 济南 250022)

摘要: 滚珠丝杠副是将旋转运动转换直线运动的精密驱动部件,对数控机床的传动精度有着重要影响。在外载荷作用下以往都是假定所有滚珠与滚道的接触载荷均匀一致的,忽略了各滚珠接触载荷的差异性,严重影响滚珠丝杠副定位误差补偿的准确性。为提高定位精度,提出一种全滚珠载荷分布模型,分析了在轴向载荷和径向载荷复合作用下所有滚珠动静态接触载荷分布状况。通过与有限元建模分析比较,验证模型的准确性。在此基础上分析了滚珠几何误差对滚珠动静态接触载荷分布的影响。基于全滚珠载荷分布模型和弹性变形理论,利用数值仿真获得复合载荷下滚珠丝杠副的位置偏差及位置跳动量变化情况。试验结果表明,提出的复合载荷作用下考虑滚珠几何误差的载荷分布模型,对提高滚珠丝杠副的位置精度预测及其定位误差补偿有较好的参考意义。

关键词: 滚珠丝杠副; 复合载荷; 载荷分布; 接触变形; 位置精度

中图分类号: TG156

Modeling and Analysis of Full Ball Load Distribution of Ball Screw with the Combined Load

ZHAO Jiajia^{1,2,3} LIN Mingxing^{1,2,3} SONG Xianchun^{1,2,3} LUO Weichao^{1,2,3} SONG Liwei⁴

(1. School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061;

2. Key Laboratory of High-efficiency and Clean Mechanical Manufacture of Ministry of Education, Shandong University, Jinan 250061;

3. National Demonstration Center for Experimental Mechanical Engineering Education, Shandong University, Jinan 250061;

4. JIER Machine-Tool Group Co. LTD, Jinan 250022)

Abstract: Ball screws are the driving component used to convert rotational motion to linear motion, which has an important influence on the transmission accuracy of machine tools. Under the action of load, it is often assumed that the contact load between balls and raceways is uniform and the difference of contact load for balls is ignored, which seriously affect the accuracy of position error compensation for ball screws. In order to improve the position accuracy, a full ball load distribution model is proposed, and the dynamic and static contact load distribution of balls under the axial and radial coupled load is analyzed. The consistency of the model is verified by comparing with the finite element analysis. On this basis, the influence of geometric error on the dynamic and static contact load distribution of balls is analyzed. Based on the full ball load distribution model and elastic deformation theory, the position deviation and position variation of ball screw under the coupled load is obtained by numerical simulation. The experimental results show that the proposed load distribution model, which take the geometric errors of balls into account, has a good reference significance for improving the position deviation prediction and position error compensation of ball screws.

Key words: ball screw; combined load; load distribution; contact deformation; position precision

* 国家自然科学基金(51475267, 51375279)和国家科技重大专项(2012ZX04002013)资助项目。20190813收到初稿, 20200108收到修改稿

0 前言

高性能数控机床离不开高性能的传动功能部件。滚珠丝杠副作为一种传动装置,是机床传动系统中常用的关键部件,也用在航空航天、海洋装备和其他应用的执行机构中^[1]。当外部载荷施加在滚珠丝杠副时,驱动丝杠与螺母之间靠滚珠传递接触力,全滚珠的接触载荷分布对滚珠丝杠的定位精度,精度保持性和使用寿命有着显著影响^[2]。因此,准确描述全滚珠接触载荷分布对于滚珠丝杠副设计过程非常重要。

王恒等^[3]分析了全滚珠与滚道间接触载荷产生的摩擦力矩。ZHOU 等^[4]提出了在预紧力作用下的滚珠丝杠副摩擦力矩的计算方法,但他们对全滚珠接触力做了均匀受载的简化。MEI 等^[5]分析了在考虑随机几何误差情况下全滚珠接触载荷分布的影响,其忽略了丝杠、螺母横向变形的影响,对载荷分布影响较大,存在不准确的地方。在此基础上,LIN 等^[6]提出了一种在轴向载荷作用下考虑横向变形和几何误差的低阶静态载荷分布模型,并进行了有限元仿真分析。BERTOLASO 等^[7]利用应力场的光弹性和位移场的标记跟踪方法测量了轴向载荷作用下的全滚珠载荷分布情况。

滚珠丝杠各滚珠接触点载荷的变化会引起接触变形的变化,降低了滚珠丝杠的定位精度。WEI 等^[8]建立一种方法获得每滚珠与滚道之间的接触角和弹性变形,并对滚珠丝杠的具体性能进行研究。KAMALZADEH 等^[9]分析了弹性接触变形对运行误差的影响,提出了补偿接触变形来提高滚珠丝杠的定位精度。DU 等^[10]研究了扰动轴向载荷与接触变形之间的关系,分析接触变形对滚珠丝杠的定位精度的影响,WANG 等^[11-12]提出了一种新的超磁致伸缩预压结构,通过减少或消除轴向间隙,来提高滚珠丝杠副的精度保持性。

文献[5-6]提出的载荷分布模型是在轴向载荷作用下提出的,并未考虑径向载荷的影响。因此,文中提出一种滚珠丝杠副在轴向、径向复合载荷作用下并考虑了制造加工误差的全滚珠载荷分布模型,在提出模型的基础上,分析了全滚珠动态载荷变化对位置精度的影响,通过数值计算及有限元仿真,对全滚珠载荷分布进行验证,并通过滚珠丝杠副复合加载试验台进行了位置精度试验。

1 丝杠副载荷变形分析

1.1 载荷分析

针对滚珠丝杠副载荷分布模型的建立,提出如下假设条件。

- (1) 各接触点的接触变形均在弹性接触范围内。
- (2) 滚道曲率中心与滚珠中心在同一直线上。
- (3) 滚珠与螺母滚道或丝杠滚道的接触角相同。

螺母相对于丝杠的位置关系如图 1 所示。轴向载荷 F_a 、径向载荷 F_r 复合作用下可引起丝杠相对固定螺母发生轴向、径向接触变形, δ_a 是丝杠的轴向接触变形位移, δ_r 为丝杠径向接触变形位移。基于轴向受力平衡,滚珠丝杠副的轴向载荷关系为

$$F_a = \sum_{i=1}^z P_{si} \sin \beta_i \cos \lambda \quad (1)$$

式中, λ 为螺旋升角; z 为滚珠总数; P_{si} 为滚珠 i 与丝杠滚道接触载荷; β_i 为滚珠 i 与滚道的接触角。

同理,滚珠丝杠副的径向受力平衡关系为

$$F_r = \sum_{i=1}^z P_{si} \cos \beta_i \cos \psi_i \quad (2)$$

式中, ψ_i 为滚珠 i 的相位角。相邻滚珠之间的角度可表示为 $\varphi = 2\pi n v / z$, n 为滚珠链中的工作圈数; v 为滚珠链列数。

图 1 丝杠副位置关系示意图

根据图 2 所示的位置角关系,每个滚珠的相位角 ψ_i 可表示为

$$\psi_i = (i-1)\varphi + \phi \quad (3)$$

式中, ϕ 为 1 号滚珠的初始位置角。

每个滚珠的径向位移可表示为

$$\delta_{ri} = \delta_r \cos \psi_i \quad (4)$$

1.2 接触变形分析

丝杠沿轴线方向以滚珠中心为节点进行有限单

图2 滚珠相位角示意图

元划分, 丝杠或螺母在滚珠 i 中心的断截面载荷可表示为

$$F_{si} = F_{ni} = F_a - \sum_{m=1}^{i-1} P_m \sin \beta_m \cos \lambda = \sum_{m=i}^Z P_m \sin \beta_m \cos \lambda \quad (5)$$

图3 丝杠副载荷示意图

滚珠丝杠副在外载荷作用下, 滚珠各接触点产生变形, 其变形关系如图4。 p 为滚珠 i 与丝杠滚道的接触点; q 为滚珠 i 与螺母滚道的接触点; ε_p 为滚珠 i 与丝杠的轴向接触形变; ε_q 为滚珠 i 与螺母的轴向接触形变。同理, g 为滚珠 $i-1$ 与丝杠滚道的接触点; k 为滚珠 $i-1$ 与螺母滚道的接触点; ε_g 为滚珠 $i-1$ 与丝杠的轴向接触形变; ε_k 为滚珠 $i-1$ 与螺母的轴向接触形变。相邻接触点在丝杠侧的轴向接触形变关系表达为

$$\varepsilon_{si} = \varepsilon_g - \varepsilon_p \quad (6)$$

相邻接触点在螺母侧的轴向接触形变关系表达为

$$\varepsilon_{ni} = \varepsilon_k - \varepsilon_q \quad (7)$$

联合式(6)、(7), 得到滚珠与滚道的变形关系为

$$\varepsilon_{si} + \varepsilon_{ni} = (\varepsilon_g - \varepsilon_p) + (\varepsilon_k - \varepsilon_q) \quad (8)$$

基于滚道赫兹接触变形, 对式(8)的变形关系可重新表示为

$$\begin{aligned} \varepsilon_{si} + \varepsilon_{ni} &= (\delta_{si-1} + \delta_{ni-1}) \sin \beta_{i-1} \cos \lambda - \\ &(\delta_{si} + \delta_{ni}) \sin \beta_i \cos \lambda = (\delta_{i-1} \sin \beta_{i-1} - \delta_i \sin \beta_i) \cos \lambda \end{aligned} \quad (9)$$

式中, δ_{ji-1} , δ_{ji} 分别为滚珠 $i-1$ 及滚珠 i 在丝杠与螺母滚道接触点的法向赫兹接触变形($j=s$ 或 n 分别代表丝杠滚道侧与螺母滚道侧); δ_{i-1} , δ_i 分别为滚珠 $i-1$ 及滚珠 i 与接触点法向赫兹接触变形。

由材料力学的胡克定律可知, 弹性变形与施加载荷满足的关系式为

$$\varepsilon_{ji} = \frac{F_{ji} \cdot \Delta L}{E_j \cdot A_j} \quad \Delta L = L_p / N' \quad (10)$$

式中, E_j 为丝杠或螺母材料的弹性模量; A_j 为丝杠或螺母横向截面面积; ΔL 为相邻两滚珠之间的轴向距离; L_p 为丝杠螺距; N' 为单圈滚珠数。

图4 滚珠与滚道变形关系示意图

基于赫兹接触理论, 接触变形与接触载荷关系表示为

$$P_m = K \cdot \delta_m^{\frac{3}{2}} \quad (11)$$

$$K = \left[\frac{1}{\frac{2k_s(e)}{\pi m_{a_s}} \sqrt[3]{\frac{1}{32} \left(\frac{3}{E'} \right)^2 \Sigma \rho_s} + \frac{2k_n(e)}{\pi m_{a_n}} \sqrt[3]{\frac{1}{32} \left(\frac{3}{E'} \right)^2 \Sigma \rho_n}} \right]^{\frac{3}{2}}$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1 - \mu_s^2}{E_s} + \frac{1 - \mu_n^2}{E_n}$$

式中, $k_s(e)$, $k_n(e)$ 分别为丝杠与螺母接触侧的第一椭圆积分; m_{a_s} , m_{a_n} 分别为滚珠与丝杠、螺母接触椭圆的短半轴系数; E' 为等效弹性模量; $\Sigma \rho_s$, $\Sigma \rho_n$ 分别为滚珠与丝杠、螺母接触点的主曲率和; μ_s , μ_n 分别为滚珠与丝杠、螺母接触侧的泊松比; E_s , E_n 分别为滚珠与丝杠、螺母接触侧的弹性模量。

联合式(5)、(9)、(10)、(11)可知, 滚珠接触变形满足的迭代关系为

$$\delta_{i-1} \sin \beta_{i-1} - \delta_i \sin \beta_i = K_p K \sum_{m=i}^z \delta_m^2 \sin \beta_m \quad (12)$$

$$\text{式中, } K_p = \Delta L \cdot \left(\frac{1}{E_s A_s} + \frac{1}{E_n A_n} \right)$$

2 滚珠载荷分布模型

2.1 未考虑几何误差的载荷分布模型

滚珠丝杠副因接触变形作用, 滚珠中心与丝杠滚道中心的相对位置发生变化(假定螺母滚道中心不变)。发生变形前, 滚珠中心 O_o 与丝杠滚道中心 O_s 、螺母滚道中心 O_n 分布于六面体的对角面内且同一直线上(如图 5 所示), β_0 为变形前的初始接触角, 滚珠和滚道之间的接触点为 E 、 F 。丝杠滚道中心到螺母滚道中心的距离表示为

$$A = O_n O_s = r_n + r_s - 2d_b \quad (13)$$

式中, r_s 和 r_n 分别是丝杠滚道半径和螺母滚道半径。

变形后, 基于滚道空间关系, O_s 在对角面内横向位移表示为

$$\delta_i \sin \beta_i = (\delta_{si} + \delta_{ni}) \sin \beta_i = \delta a_i / \cos \lambda \quad (14)$$

图 5 滚珠与滚道中心位置变化示意图

滚珠中心和丝杠滚道中心分别变为 O_o' 和 O_s' , 滚珠与滚道的接触点分别变为 E' 、 F' , 变形后的接触角为 β_i , 丝杠滚道中心到螺母滚道中心的新距离表示为

$$O_n O_s' = \sqrt{(A \cos \beta_0 + \delta_{ri})^2 + (A \sin \beta_0 + \delta a_i / \cos \lambda)^2} \quad (15)$$

滚珠与滚道的新接触变形可表示为

$$\delta_i = \delta_{si} + \delta_{ni} = O_n O_s' - O_n O_s = \sqrt{(A \cos \beta_0 + \delta_{ri})^2 + (A \sin \beta_0 + \delta a_i / \cos \lambda)^2} - A \quad (16)$$

考虑到图 5 中变形几何关系, 可以获得变形后的接触角为

$$\beta_i = \sin^{-1} \frac{A \sin \beta_0 + \delta a_i / \cos \lambda}{\sqrt{(A \cos \beta_0 + \delta_{ri})^2 + (A \sin \beta_0 + \delta a_i / \cos \lambda)^2}} \quad (17)$$

基于上述讨论, 将式(11)、(16)、(17)代入式(1)、(2), 滚珠丝杠副的全滚珠载荷平衡关系可以表示为

$$\begin{cases} F_a = \sum_{i=1}^z K \delta_i^{\frac{3}{2}} \frac{A \sin \beta_0 + \delta a_i / \cos \lambda}{O_n O_s'} \cdot \cos \lambda \\ F_r = \sum_{i=1}^z K \delta_i^{\frac{3}{2}} \frac{A \cos \beta_0 + \delta_{ri}}{O_n O_s'} \cdot \cos \psi_i \end{cases} \quad (18)$$

2.2 考虑几何误差的载荷分布模型

滚珠丝杠副的制造过程中存在随机的几何误差, 并影响其定位精度。为方便研究, 制造几何误差如螺距误差、丝杠螺母圆柱度误差、直线度误差等可转化为滚珠直径误差^[5], 不同直径误差的滚珠与滚道的接触变形是不同的, 如图 6 所示。

图 6 具有几何误差的滚珠接触示意图

具有不同直径误差的滚珠与滚道接触变形表达式为

$$\delta_i' = \delta_i + E_{Ri} = \sqrt{(A \cos \beta_0 + \delta_{ri})^2 + (A \sin \beta_0 + \delta a_i / \cos \lambda)^2} - A + E_{Ri} \quad (19)$$

其中, E_{Ri} 为滚珠直径误差。变形后的接触角重新定义为

$$\beta_i' = \sin^{-1} \left(\frac{A \sin \beta_0 + \delta a_i / \cos \lambda}{O_n O_s' + E_{Ri}} \right) \quad (20)$$

通过将式(11)、(19)、(20)代入式(1)、(2), 在考虑制造几何误差情况下滚珠丝杠副全滚珠载荷分布模型为

$$\begin{cases} F_a = \sum_{i=1}^z K (\delta_i' + E_{Ri})^{\frac{3}{2}} \sin \beta_i' \cdot \cos \lambda \\ F_r = \sum_{i=1}^z K (\delta_i' + E_{Ri})^{\frac{3}{2}} \cos \beta_i' \cdot \cos \psi_i \end{cases} \quad (21)$$

对比无滚珠尺寸误差情况下, 需要判断每个球是否受载, 可应用式(19)、(20)计算考虑几何误差情况下的滚道弹性新接触变形 δ_i' 和接触角 β_i' , 假如计算的滚道弹性新接触变形 $\delta_i' \leq 0$, 滚珠 No. i 不受载, 令接触变形 $\delta_i' = 0$; 假如计算的滚道弹性新接触变形

$\delta'_i > 0$, 滚珠 No. i 受载, 此时将弹性接触变形 δ'_i 和接触角 β'_i 代入平衡式(21)判断是否满足, 根据全滚珠的载荷大小重新增大或减小初始接触形变, 以此迭代直到满足平衡公式为止。

2.3 考虑接触变形下的精度损失

因滚珠丝杠副在外载荷作用下, 螺母相对于丝杠产生轴向弹性位移, 该轴向弹性位移会随有直径误差的滚珠在循环回路中运动发生变化。基于上述的滚珠丝杠副的全滚珠接触载荷分析, 滚珠丝杠副最大轴向弹性位移偏移量定义为

$$V = \max(\delta'_i \cdot \sin \beta'_i \cos \lambda) \quad i=1, \dots, z \quad (22)$$

理想条件下, 循环滚珠链中(反向装置中滚珠除外)所有工作滚珠的接触载荷是相同的^[3-4]。丝杠副按全滚珠均匀受载计算的法向接触变形为

$$\delta_i = \left(\frac{\sum_{i=1}^z P_{si}}{K_z} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (23)$$

因此, 为评估均载方法计算的滚珠丝杠轴向弹性变形准确度, 引入评估误差系数为

$$\gamma = \left| \frac{V - \delta_i \sin \beta_0 \cos \lambda}{V} \right| \quad (24)$$

3 仿真及数值分析

以 G4008-3 型滚珠丝杠副为例, 其参数如表 1 所示。在滚珠丝杠副中, 有一条滚珠循环的回路, 包括连接循环路径始末端的反向装置。该型号的丝杠副共有 86 颗滚珠, 其中有 78 颗受载滚珠和 8 颗在反向装置里未受载的滚珠。

表 1 数值计算中使用的滚珠丝杠参数

参数	数值
公称半径 r_m/mm	20
滚珠直径 d_b/mm	4.763
导程角 $\lambda/^\circ$	4.05
导程 L_p/mm	8
滚道半径 $r_s, r_n/\text{mm}$	2.477
圈×列 $n \times v$	3×1
接触角 $\beta_0/^\circ$	45
泊松比 μ_s, μ_n	0.3
弹性模量 $E_s, E_n/\text{GPa}$	205
滚珠数 z	86

3.1 仿真验证

为验证滚珠丝杠副载荷分布模型准确性, 利用 ANSYS Workbench 16.2 建立滚珠丝杠副三维有限

元模型, 滚珠丝杠副的三维网格划分如图 7 所示。在三维有限元模型中, 滚珠丝杠副的 78 颗承载滚珠沿螺母内螺旋滚道均匀分布。螺母安装在丝杠中间且一端施加固定约束, 丝杠两端允许沿 z 轴、 x 轴平移。滚珠丝杠副网格单元由一阶四面体单元构成, 每个单元有四个节点和四个面。丝杠与螺母的网格尺寸设置为 1 mm, 滚珠的网格尺寸设置为 0.08 mm, 滚珠与滚道采用摩擦接触副, 摩擦系数为 0.01, 其余均采用默认设置。

保持滚珠丝杠副轴向载荷 $F_a = 5\,000\text{ N}$, 径向载荷 $F_r = 1\,000\text{ N}$, 全滚珠的应力云图如图 8 所示。根据文献[13], 接触载荷与接触应力关系表示为

$$\sigma_{\max} = a_\sigma \sqrt[3]{P_{\max} E_n^2 \left(\frac{r_n - d_b/2}{r_n d_b/2} \right)^2} \quad (25)$$

其中, $P_{\max}$ 为滚珠的最大接触载荷; 滚珠接触应力系数 $a_\sigma = 1.38$; 根据式(25)将应力值转换为载荷值, 得到各滚珠的接触载荷。

图 7 滚珠丝杠副网格划分示意图

图 8 全滚珠应力云图

图 9 为无几何误差下的滚珠静态接触载荷分布。当滚珠丝杠副施加径向载荷后, 全滚珠接触载荷呈现幅值递减的周期性分布。在每工作圈内承受最大应力的滚珠与承受最小应力的滚珠相位角相差约为 180° , 各工作圈的相同相位角处滚珠的接触载荷呈现递减趋势, 三维 ANSYS 模型仿真的滚珠接触载荷分布与提出的数值模型结果基本吻合。

图9 无几何误差滚珠接触载荷分布

3.2 数值分析

图10为复合载荷下无几何误差滚珠的静态载荷分布。保持径向载荷不变的情况下,当轴向载荷 F_a 从1 000 N变化到3 000 N时,全部滚珠接触载荷相应增大;保持轴向载荷不变的情况下,当径向载荷 F_r 由0 N,1 000 N变化到2 000 N时,全滚珠接触载荷分布幅值相应增大。在无径向载荷时,全滚珠载荷分布呈现递减趋势,与MEI^[5]模型一致;在径向载荷增大至2 000 N时,部分滚珠的接触载荷为零,这是由于滚珠因径向载荷的作用未与滚道接触引起的。

图10 复合载荷下无几何误差滚珠的静态载荷分布

保持滚珠丝杠副轴向载荷 $F_a=5\ 000\text{ N}$,径向载荷 $F_r=1\ 000\text{ N}$,复合载荷下无几何误差的全滚珠动态载荷分布如图11所示,滚珠No.1-No.3、No.43、No.78在封闭螺旋滚道运行一周时,动态载荷分布呈现周期性变化且滚珠处于反向器时载荷为零。在初始时刻,因滚珠No.43(滚珠总数为86颗)处于滚珠链的中间,丝杠副旋转1.5个螺距后,滚珠No.43进入反向装置且载荷为零;滚珠No.78处于滚珠链的末端,下一时刻滚珠即进入反向装置且载荷为零。

在滚珠不存在几何尺寸误差的情况下,循环滚道中所有滚珠的动态载荷运行规律基本是一致的。

图12为MATLAB产生的滚珠几何误差。当误差范围为 $\pm 1\ \mu\text{m}$ (如图6中 Δ 所示)时,随机数生成函数为“Error=-0.001+0.002 $\times$ rand(1,86)”。

保持轴向载荷 $F_a=5\ 000\text{ N}$,径向载荷 $F_r=1\ 000\text{ N}$,具有随机几何误差的滚珠静态载荷分布如图13所示。由此可见,具有正几何误差滚珠的接触点的接触载荷增大,具有负几何误差滚珠的接触点接触载荷减小。在螺旋滚道中较大几何误差滚珠的接触点中存在更大的接触载荷变化,反向装置的滚珠接触载荷无变化且为零。

保持滚珠丝杠副轴向载荷 $F_a=5\ 000\text{ N}$,径向载荷 $F_r=1\ 000\text{ N}$,复合载荷下具有几何误差滚珠的动态载荷分布如图14所示,滚珠No.1-No.3、No.43、No.78同样在封闭螺旋滚道运行一周时,各滚珠动态载荷变化仍呈现幅值递减的周期性且滚珠处于反向器时载荷为零。由滚珠误差图12可知,滚珠No.1-No.3几何误差为正值,滚珠No.43、No.78几何误差为负值,比较图11而言,滚珠No.1-No.3在整个循环过程中动态接触载荷增大;滚珠No.43、No.78在整个循环过程中动态接触载荷减小。

图11 复合载荷下无几何误差滚珠的动态载荷分布

滚珠精度对滚珠丝杠副传动位置精度有着重要影响,由ISO 3408-3:2006可知,位置精度包括位置偏差、位置跳动量,位置偏差即是滚珠丝杠副运行行程中最大轴向位置偏移量;位置跳动量是有效行程内的最大行程变动量。图15为滚珠丝杠副轴向弹性形变位移随轴向载荷和径向载荷的变化情况。当保持径向载荷 $F_r=1\ 000\text{ N}$ 时,由图15a可知,在给定的轴向载荷下,具有几何误差($\pm 1\ \mu\text{m}$,图12所示)的滚珠丝杠副随旋转角度的改变,由弹性形变引起的位置偏差略微跳动;当滚珠丝杠副的轴向载荷增大时,位置偏差也相应逐渐增大,位置跳动量减

小。同样地,保持轴向载荷 $F_a=5\,000\text{ N}$ 时,在给定的径向载荷下,滚珠丝杠副随旋转角度的改变,其位置偏差同样有微量跳动,且跳动幅度随径向载荷增大而增大;当滚珠丝杠副的径向载荷越大时,轴向弹性位置偏差相应的也增大。

图12 滚珠几何误差

图13 有几何误差滚珠的静态载荷分布

图14 有几何误差滚珠的动态载荷分布

根据机械设计手册-轴承部分^[14],不同精度的

滚珠直径误差如表2所示。利用 MATLAB 产生不同精度的滚珠直径误差,分析滚珠丝杠副由滚珠载荷分布不均匀引起的位置偏差及位置跳动量的变化。

(a) 不同轴向载荷下

(b) 不同径向载荷下

图15 滚珠丝杠副动态轴向位置偏差

表2 不同精度的滚珠直径误差(单位: μm)

精度	G5	G10	G16	G28	G30	G40	G60	G100	G200
误差	0.25	0.5	0.8	1.0	1.4	2.0	3.0	5.0	10.0

保持径向载荷 $F_r=1\,000\text{ N}$ 不变,位置偏差随滚珠精度和轴向载荷的变化情况如图 16a 所示。位置偏差随轴向载荷的增大而增大,随滚珠精度的减小反而增大。保持轴向载荷 $F_a=5\,000\text{ N}$ 不变,位置偏差随滚珠精度和径向载荷的变化情况如图 16b 所示。位置偏差随径向载荷的增大而增大,随滚珠精度的减小同样呈增大趋势。在滚珠丝杠副执行机构设计过程中可以根据其受载情况来确定丝杠副位置偏差的变化,以此补偿由弹性位移引起的定位误差。

保持径向载荷 $F_r=1\,000\text{ N}$ 不变,位置跳动量随滚珠精度和轴向载荷的变化情况如图 17a 所示。由于较高的轴向载荷产生较大的接触弹性变形,能足以消除丝杠副“滚珠低刚度区”的存在,位置跳动

(a) 不同轴向载荷下

(b) 不同径向载荷下

图 16 滚珠丝杠副位置偏差

(a) 不同轴向载荷下

(b) 不同径向载荷下

图 17 滚珠丝杠副位置跳动量

量随轴向载荷的增大而减小; 滚珠精度越低, 位置跳动量越大。当保持轴向载荷 $F_a=5\,000\text{ N}$ 不变, 位置跳动量随滚珠精度和径向载荷的变化情况如图 17b 所示。位置跳动量随径向载荷的增大而增大, 随滚珠精度的减小呈增大趋势。

随轴向、径向复合载荷的变化, 位置偏差及位置跳动量略有波动, 是由于滚珠直径误差的分布状态(误差离散度)及滚珠的排列组合方式(一组精度的滚珠误差排列组合方式有 86×86 种)引起的, 文中仅分析了一种随机误差排列组合方式来分析传动位置精度。

保持径向载荷 $F_r=1\,000\text{ N}$ 不变, 评估误差系数随滚珠精度和轴向载荷的变化情况如图 18a 所示。随轴向载荷的增大, 滚道接触变形会增大, 受载滚珠数会增加, 评估误差系数有减小的趋势; 随滚珠精度的减小, 评估误差系数有增大的趋势, 即用均匀载荷等效全滚珠载荷后, 定位预测误差会增大。

(a) 不同轴向载荷下

(b) 不同径向载荷下

图 18 评估误差系数

保持轴向载荷 $F_a=5\,000\text{ N}$ 不变, 评估误差系数随滚珠精度和径向载荷的变化情况如图 18b 所示。随径向载荷增大, 滚道接触点切向变形增大, 相同的轴向载荷下接触点轴向变形会相应减小, 导致随

着径向载荷增大, 评估误差系数会增大, 这是由于部分滚珠不受载引起的。随着滚珠精度的减小, 评估误差系数系数会相对增大。

4 试验分析

4.1 试验设置

滚珠丝杠副复合加载试验台如图 19 所示。该试验台主要由伺服电动机、联轴器、滚动轴承、滚珠丝杠副、直线导轨、工作台和电缸构成。滚珠丝杠副的型号为 G4008-3-BT 型, 装配滚珠精度为 G100; 滚珠丝杠由伺服电动机驱动, 电动机型号为 MSMF042LIU2M-400W; 竖向侧向两个电缸型号为 SDG63-025, 轴向电缸型号为 SDG63-028; 拉压力传感器型号为 LH-S05A; 光栅尺型号为 Mercury-II-6000-MicroE, 分辨率设置为 $0.01\ \mu\text{m}$ 。

图 19 滚珠丝杠副复合加载试验台

4.2 试验结果

图 20 为滚珠丝杠副位置精度(位置偏差、位置跳动量)随侧向、竖向载荷变化的理论值和试验值对比图(试验值为工作台 10 次往返运动下测量平均值与无负载测量初始值的差值); 保持轴向电缸输出载荷为 $5\ 000\ \text{N}$, 分别选取仅侧向电缸、仅竖向电缸、侧向竖向电缸同时作用三种情况试验, 侧向、竖向电缸分别选取 $0\ \text{N}$ 、 $1\ 000\ \text{N}$ 、 $2\ 000\ \text{N}$ 、 $3\ 000\ \text{N}$ 、 $4\ 000\ \text{N}$ 五种输出载荷。

从图 20a 看出, 位置偏差随侧向竖向载荷的增大呈增大趋势, 在仅施加侧向或竖向载荷时, 位置偏差明显小于侧向竖向载荷同时作用的情况, 尤其是施加载荷的较大的情况下, 两者数值差距将增大; 同样由图 20b 看出, 位置跳动量随侧向竖向载荷的增大而增大, 位置跳动量在仅施加侧向或竖向载荷时小于两者作用的情况, 且随侧向竖向载荷的增大, 数值差距也增大。较大侧向竖向载荷会导致接触弹性变形增大, 引起丝杠副位置偏差增大; 也会导致全滚珠的接触载荷一致性变差, 载荷分布更不均匀, 位置跳动量受不均匀载荷影响也相应增大。

(a) 位置偏差随侧向竖向载荷变化

(b) 位置跳动量随侧向竖向载荷变化

图 20 位置精度随侧向竖向载荷的变化

图 21 为丝杠副位置精度随轴向载荷的变化; 保持侧向、竖向电缸输出载荷为 $1\ 000\ \text{N}$, 同样选取仅侧向电缸、仅竖向电缸、侧向竖向电缸同时作用三种情况试验, 轴向电缸分别选 $1\ 000\ \text{N}$ 、 $2\ 000\ \text{N}$ 、 $3\ 000\ \text{N}$ 、 $4\ 000\ \text{N}$ 、 $5\ 000\ \text{N}$ 五种输出载荷。

从图 21a 可知, 位置偏差随轴向载荷增大而增大, 在仅施加侧向或竖向载荷时, 位置偏差明显小于侧向竖向载荷同时作用的情况, 同样在施加载荷较大的情况下, 两者数值差距增大; 由图 21b 看出, 位置跳动量随轴向载荷的增大反而减小, 在仅施加侧向或竖向载荷时小于两者同时作用的情况, 且随轴向的增大, 数值差距进一步减小。图 20、21 滚珠丝杠副位置精度的计算值与试验值在变化趋势上吻合良好。其中由于移动工作台自重的影响, 在仅施加竖向载荷的位置精度试验值略高于仅施加侧向载荷的情况。较大轴向载荷同样会导致接触弹性变形增大, 引起丝杠副位置偏差增大; 而全滚珠的接触载荷一致性变好, 位置跳动量相应减小。

图 21 位置精度随轴向载荷的变化

5 结论

(1) 滚珠丝杠副在轴向、径向复合载荷作用下, 全滚珠载荷分布呈现出幅值递减的周期性, 随径向载荷的增大, 振幅增大; 当径向载荷增大到一定值后, 谷底部分滚珠与滚道分离且不受载, 不受载滚珠数与径向载荷大小有关。全滚珠接触载荷随轴向载荷的增大而增大。

(2) 全滚珠因其制造误差引起接触载荷变化。正值滚珠制造误差使接触载荷增加, 负值滚珠制造误差使接触载荷减小。滚珠误差值过大, 会导致滚珠在循环回路中不受载。试验结果表明, 滚珠丝杠副位置偏差随轴向、径向载荷增大而增大; 位置跳动量随径向载荷增大而增大, 随轴向载荷增大而减小, 较大轴向载荷可消除“滚珠低刚度区”的存在。

(3) 较大径向载荷、较低轴向载荷和滚珠精度会导致预测误差系数过大, 全滚珠均匀载荷法预测的轴向变形误差较大。滚珠丝杠副接触变形分析对提高滚珠丝杠副传动精度具有重要意义。

参考文献

- [1] ZHAO Jiajia, LIN Mingxing, SONG Xianchun, et al. Research on the precision loss of ball screw with short-time overload impact[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2018, 10(12): 1-9.
- [2] 杜付鑫, 冯显英, 李沛刚, 等. 一种新型双轴差速式微量进给系统的建模与分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(9): 195-204.
DU Fuxin, FENG Xianying, LI Peigang, et al. Modeling and analysis for a novel dual-axis differential micro-feed system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(9): 195-204.
- [3] 王恒, 张俊杰, 王永泉, 等. 考虑反向器影响的滚珠丝杠副摩擦力矩计算模型[J]. 机械工程学报, 2016, 52(7): 97-103.
WANG Heng, ZHANG Junjie, WANG Yongquan, et al. A calculation model for friction torque of ball screws considering the influence of reversers [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(7): 97-103.
- [4] ZHOU Changguang, FENG Hutian, CHEN Zengtao, et al. Correlation between preload and no-load drag torque of ball screws[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2016, 102: 35-40.
- [5] MEI Xuesong, TSUTSUMI M, TAO Tao, et al. Study on the load distribution of ball screws with errors[J]. Mechanism and Machine Theory, 2003, 38: 1257-1269.
- [6] LIN B, OKWUDIRE C E, WOU J S. Low order static load distribution model for ball screw mechanisms including effects of lateral deformation and geometric errors[J]. Journal of Mechanical Design, 2018, 140(2): 022301.
- [7] BERTOLASO R, CHEIKH M, BARRANGER Y, et al. Experimental and numerical study of the load distribution in a ball-screw system[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28 (4): 1411-1420.
- [8] WEI C C, LIN J F. Kinematic analysis of the ball screw mechanism considering variable contact angles and elastic deformation[J]. Journal of Mechanical Design, 2003, 125(4): 717-733.
- [9] KAMALZADEH A, GORDON D J, ERKORKMAZ K. Robust compensation of elastic deformations in ball screw drives[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010, 50(6): 559-574.
- [10] DU Zhe, ZHANG Xiaolan, TAO Tao. Study of the dynamic characteristics of ball screw with a load

- disturbance[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2016, 38: 1-10.
- [11] WANG Qingdong, LIN Mingxing. Electromechanical coupling measurement of a new giant magnetostrictive structure for double-nut ball screw pre-tightening[J]. Measurement Science and Technology, 2016, 27(12): 125906.
- [12] WANG Qingdong, LIN Mingxing. Design of new giant magnetostrictive structures for double-nut ball screw preload[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2017, 39(8): 3181-3188.
- [13] SKN. Precision machine components catalogue[R]. Tokyo, NSK, 2003.
- [14] 闻邦椿. 机械设计手册 轴承[D]. 5 版. 北京: 机械工业出版社, 2015.
- WEN Bangchun. Mechanical design manual bearing[D]. 5th ed. Beijing: China Machine Press, 2015.
-
- 作者简介: 赵佳佳, 男, 1987 年出生, 博士研究生。主要研究方向为机械传动与智能控制。
E-mail: zhaojia0922@126.com
- 林明星(通信作者), 男, 1966 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为智能装备、机器人及机器视觉技术。
E-mail: mxlin@sdu.edu.cn