

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2006887

# 不同负载工况下双螺母滚珠丝杠副动态 传动效率的试验研究\*

潘承莹<sup>1</sup>, 祖莉<sup>1</sup>

(南京理工大学 机械工程学院 南京 210094)

**摘要:**工程上一般采用斜面模型计算滚珠丝杠副传动效率,无法体现负载对传动效率的影响,且缺乏试验验证,因此有必要研究不同载荷下滚珠丝杠副的传动效率。从丝杠的受力分析入手,考虑接触变形,融合结构参数与实际工况,提出了传动效率计算模型。为验证传动效率计算模型的有效性,研制了丝杠副传动效率试验台,并对4010型双螺母滚珠丝杠副开展了传动效率试验。结果表明:传动效率模型计算值与试验台试验值均随着负载的增加而提高,最终趋于稳定,传动效率计算模型能够更准确的计算丝杠副在不同负载下的效率值,与目前使用的工程选型计算公式相比,更具科学性。实际工程选型设计时,可根据负载工况,使用传动效率计算模型进行效率的有效估算。

**关键词:**滚珠丝杠副;传动效率;斜面模型;负载工况

**中图分类号:** TH132.1      **文献标识码:** A      **国家标准学科分类代码:** 460.35

## Experiment research on dynamic transmission efficiency of double nut ball screw pair under different load conditions

Pan Chengying<sup>1</sup>, Zu Li<sup>1</sup>

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

**Abstract:** In engineering, the inclined plane model is generally used to calculate the transmission efficiency of the ball screw pair, which cannot reflect the influence of load on the transmission efficiency, and there is lack of experiment verification. Therefore, it is necessary to study the transmission efficiency of the ball screw pair under different loads. Starting from the force analysis of the screw, considering the contact deformation, merging the structural parameters and the actual working conditions, proposes a transmission efficiency calculation model. In order to verify the effectiveness of the transmission efficiency calculation model, a transmission efficiency test bench for the screw pair was developed, and the transmission efficiency test of a 4010 type double-nut ball screw pair was carried out. The results show that: The calculated value of the transmission efficiency model and the measured value of the test both increase with the increase of the load, and finally tend to be stable. The transmission efficiency calculation model can more accurately calculate the efficiency value of the ball screw pair under different loads. Compared with currently used calculation formula for engineering type selection, the proposed model possesses stronger scientificity. In actual engineering type selection design, the transmission efficiency calculation model can be used to effectively estimate the efficiency according to the load conditions.

**Keywords:** ball screw pair; transmission efficiency; inclined plane model; load condition

## 0 引言

滚珠丝杠副传动效率是评价其传动性能的重要参数。目前,各生产厂家普遍认为滚珠丝杠副的传动效率

高达90%,但缺乏相应的理论及试验验证。传动效率的高低能够反映丝杠副温升,丝杠副效率低表明滚珠在滚道中摩擦比较严重,产生的热量大,温度上升迅速;效率高表明滚珠在滚道中摩擦较少,产生的热量少,温度上升缓慢。研究滚珠丝杠副传动效率,全面反映丝杠副的摩

收稿日期:2020-09-09      Received Date: 2020-09-09

\* 基金项目:国家科技重大专项(2018ZX04039001)资助

擦特性和传动特性,对控制温升有着重要意义。

基于传统滚珠丝杠副传动效率计算方法,其传动效率只与导程角和摩擦系数有关。因此,对于结构尺寸和摩擦系数确定的滚珠丝杠副,其传动效率应为定值。然而,已有的研究表明滚珠丝杠副的传动效率受轴向载荷的影响。Lin 等<sup>[1-2]</sup>根据牛顿-欧拉运动方程式确定了滚珠丝杠副传动效率,通过分析螺旋角和接触角与滚珠丝杠副传动效率的关系,找到了丝杠副的最佳效率;芮执元等<sup>[3]</sup>在 Lin 等研究的基础上,针对大导程滚珠丝杠副,通过力矩平衡的关系建立了考虑滑动摩擦和滚动摩擦的滚珠丝杠副传动效率的计算模型,研究了导程角和接触角对传动效率的影响,进行试验验证相应的计算模型。曹琦<sup>[4]</sup>在其学位论文中研究了航空条件下的滚珠丝杠接触特性,将滚珠在滚道中的运动情况类比成小车在斜面上的运动,进行受力分析,推导了滚珠丝杠副在有预紧和没有预紧时的效率,但这个等效模型简化了滚珠丝杠副的运动情况,误差较大,且并没有具体的试验验证。Zhou 等<sup>[5]</sup>忽略反向器中的滚珠,将滚珠丝杠副等效成滚动轴承,以轴承摩擦力矩的计算方法计算滚珠丝杠副的摩擦力矩,并结合 Lin 等关于法向载荷产生的力矩得出滚珠丝杠副的输入力矩,最终推导了滚珠丝杠副传动效率与负载和转速的关系,但试验结果与理论结果误差较大。Wie 等<sup>[6-7]</sup>研究了滚珠丝杠副参数(螺旋角、接触角、摩擦力等)对于滚珠丝杠副传动效率的影响。上述研究大多局限于丝杠副结构参数(螺旋角、接触角)对传动效率的影响,而实际负载工况对传动效率影响的研究较少。

针对工程选型的效率值普遍较高,无法体现实际负载工况下丝杠副的传动效率,提出考虑负载影响的效率计算模型,并研制丝杠副动态传动效率试验台,开展不同负载工况的效率试验,试验研究与理论研究进行对比,全面反映摩擦状态和传动特性,验证负载对动态传动效率的影响。

## 1 传动效率理论分析

### 1.1 双螺母滚珠丝杠副受力分析

如图1所示,双螺母滚珠丝杠副的预紧力大小为 $F_p$ ,在负载 $F$ 的作用下,螺母A和螺母B承受的轴向载荷分别为 $F_A$ 、 $F_B$ ,两个螺母的受力发生改变,即螺母A和螺母B分别受到 $F_A - F_p$ 、 $F_B - F_p$ ,两者与轴向负载 $F$ 存在如下关系<sup>[8]</sup>:

$$F = F_A - F_p - (F_B - F_p) = F_A - F_B \quad (1)$$

滚珠丝杠副在运转过程中,轴向载荷 $F$ 施加在螺母上,为了保持受力平衡,丝杠会产生反作用力,建立丝杠的轴向平衡关系<sup>[9-10]</sup>:

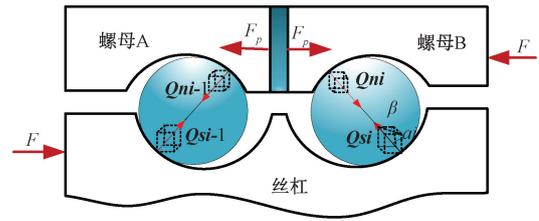


图1 双螺母滚珠丝杠副受力分析

Fig. 1 Force analysis of double nut ball screw pair

$$\begin{cases} F_A = \sum_{i=1}^m Q_{A_{si}} \sin \alpha'_{A_{si}} \cos \beta \\ F_B = \sum_{i=1}^m Q_{B_{si}} \sin \alpha'_{B_{si}} \cos \beta \end{cases} \quad (2)$$

式中: $m$ 为滚珠的个数; $Q_{A_{si}}$ 为螺母A中第 $i$ 颗滚珠与丝杠滚道接触的法向载荷; $Q_{B_{si}}$ 为螺母B中第 $i$ 颗滚珠与丝杠滚道接触的法向载荷; $\beta$ 为螺旋角; $\alpha'_{A_{si}}$ 是螺母A中第 $i$ 颗滚珠与丝杠滚道的接触角; $\alpha'_{B_{si}}$ 是螺母B中第 $i$ 颗滚珠与丝杠滚道的接触角。

由式(2)可知,螺母A、B承受的轴向载荷为 $F_A$ 、 $F_B$ ,与滚珠在滚道中的接触载荷密切相关,为了求得每颗滚珠与滚道之间的接触载荷,需要进一步分析丝杠副承受轴向载荷后滚珠与滚道之间的接触变形。

### 1.2 接触变形分析

螺母不受轴向载荷时,每颗滚珠与滚道的接触载荷是相同的;当螺母承受轴向载荷时,滚珠与滚道之间的接触载荷发生变化。根据赫兹接触理论,接触载荷 $Q$ 与接触变形 $\delta$ 的关系为可由下式求得<sup>[11]</sup>:

$$Q = K\delta^{\frac{3}{2}} \quad (3)$$

式中: $K$ 为轴向接触变形系数,只与结构尺寸和材料参数有关。

为了求得每颗滚珠与滚道之间的接触载荷,需要分析丝杠副承受轴向载荷后滚珠与滚道之间的接触变形。如图2所示,丝杠副不受轴向载荷时,螺母滚道中心 $O_n$ 与丝杠滚道中心 $O_s$ 的距离为 $L$ 。 $L$ 可根据滚珠半径 $r_b$ 、螺母滚道半径 $r_n$ 和丝杠滚道半径 $r_s$ 求得,即:

$$L = r_s + r_n - r_b \quad (4)$$

当丝杠副承受轴向载荷时,由于螺母周向运动被限制,其曲率中心可近似认为不产生位移,丝杠滚道的中心 $O_s$ 产生轴向位移 $\delta_{ao}$ 与径向位移 $\delta_{ri}$ ,此时丝杠滚道中心 $O'_s$ 与螺母滚道的中心 $O_n$ 距离为:

$$\begin{cases} O'_s O_n = \sqrt{(L \cos \alpha_s + \delta_{ri})^2 + (L \sin \alpha_s + \delta_{ao})^2} \\ \delta_{ao} = \delta_a / \cos \beta \\ \delta_{ri} = \delta_r \cos \varphi_i \end{cases} \quad (5)$$

式中: $\alpha_s$ 是没有产生变形的丝杠滚道接触区域的接触

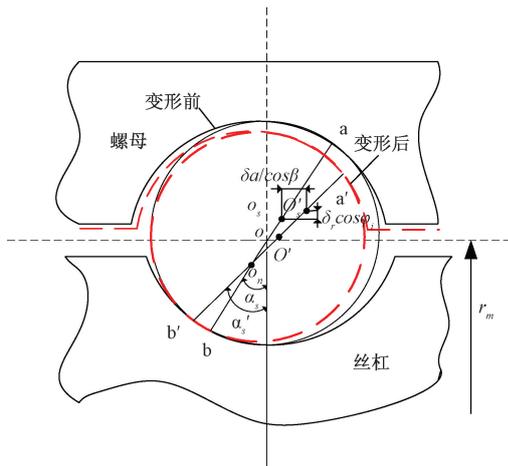


图 2 滚珠丝杠副接触变形

Fig. 2 Contact deformation of ball screw pair

角;  $\delta_{ao}$ 、 $\delta_{ri}$  分别为滚珠的轴向变形和径向变形;  $\delta_r$ 、 $\delta_a$  分别为丝杠径向和轴向变形;  $\beta$  为螺旋角;  $\varphi_i$  表示第  $i$  颗滚珠的位置角。

故 A 螺母和 B 螺母中单个滚珠与滚道产生的接触变形  $\delta_{Ai}$ 、 $\delta_{Bi}$  为:

$$\begin{cases} \delta_{Ai} = \sqrt{(L\cos\alpha_s + \delta_{Ari})^2 + (L\sin\alpha_s + \delta_{ao})^2} - L \\ \delta_{Bi} = \sqrt{(L\cos\alpha_s + \delta_{Bri})^2 + (L\sin\alpha_s + \delta_{ao})^2} - L \end{cases} \quad (6)$$

根据勾股定理, 可得接触变形后, A 螺母和 B 螺母中单个滚珠与滚道产生的接触角  $\alpha'_{As}$ 、 $\alpha'_{Bs}$  为:

$$\begin{cases} \alpha'_{As} = \sin^{-1}\left(\frac{L\sin\alpha_s + \delta_{ao}}{\sqrt{(L\cos\alpha_s + \delta_{Ari})^2 + (L\sin\alpha_s + \delta_{ao})^2}}\right) \\ \alpha'_{Bs} = \sin^{-1}\left(\frac{L\sin\alpha_s + \delta_{ao}}{\sqrt{(L\cos\alpha_s + \delta_{Bri})^2 + (L\sin\alpha_s + \delta_{ao})^2}}\right) \end{cases} \quad (7)$$

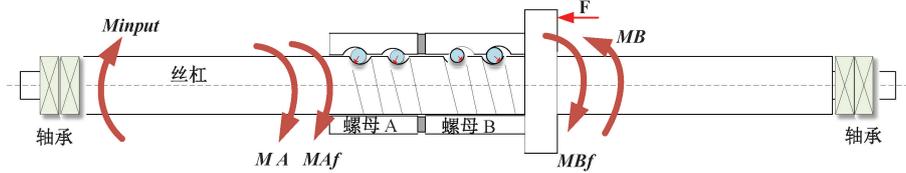


图 3 丝杠传动过程

Fig. 3 Schematic of screw transmission process

式中:  $\mu$  为摩擦系数, 可由产品手册获得;  $\alpha_o$  为螺母滚道接触处的接触角;  $r_m$  为丝杠公称半径, 将表示螺母 A 和 B 的轴向载荷  $F_A$ 、 $F_B$  代入式 (11) 可求得螺母 A 和 B 产生的摩擦力矩  $M_{Af}$  和  $M_{Bf}$ 。

而接触点与接触面的中心距离很非常小的, 此时将接触点等效成接触面的中心, 则接触点到丝杠轴线的距离  $L_s$  可以近似地表示为:

将式 (6) 代入式 (3) 可得 A 螺母和 B 螺母中每颗滚珠与滚道的接触载荷, 即:

$$\begin{cases} Q_{Ai} = K(\sqrt{(L\cos\alpha_s + \delta_{Ari})^2 + (L\sin\alpha_s + \delta_{ao})^2} - L)^{\frac{3}{2}} \\ Q_{Bi} = K(\sqrt{(L\cos\alpha_s + \delta_{Bri})^2 + (L\sin\alpha_s + \delta_{ao})^2} - L)^{\frac{3}{2}} \end{cases} \quad (8)$$

式中:  $\delta_{Ari}$ 、 $\delta_{Bri}$  分别为 A 螺母和 B 螺母中的滚珠的径向变形。

将式 (7) 和 (8) 代入式 (2), 可得螺母 A 和 B 的轴向载荷  $F_A$ 、 $F_B$ 。

### 1.3 传动效率计算模型

当滚珠丝杠副由丝杠驱动螺母轴向运动时, 滚珠丝杠副的传动效率是螺母输出功率与丝杠输入功率的比值:

$$\eta = \frac{F \cdot v}{M \cdot \omega} = \frac{F \cdot P_h}{2\pi \cdot M} \quad (9)$$

式中:  $F$  为螺母承受的轴向力;  $v$  为螺母的轴向速度;  $M$  为丝杠的输入扭矩;  $\omega$  为丝杠的输入转速;  $P_h$  为丝杠的导程, 丝杠的输入扭矩  $M_{input}$  在运转过程中转化为摩擦力矩 ( $M_{Af}$  和  $M_{Bf}$ , 下标表示 A 螺母和 B 螺母) 和由滚珠与丝杠滚道接触面的法向接触载荷作用产生的力矩 ( $M_A$  和  $M_B$ ), 如图 3 所示。

故丝杠输入力矩  $M$  可由式 (10) 求得:

$$M_{input} = M_A - M_B + M_{Af} + M_{Bf} \quad (10)$$

结合 Zhou 等<sup>[12]</sup> 和林炜国等<sup>[13]</sup> 对于丝杠副摩擦力矩的研究, 可得丝杠副的摩擦力矩为:

$$\begin{cases} M_{Af} = \frac{F_A \cdot \sin\alpha_o}{\mu \cdot (r_m + r_b \cdot \cos\alpha_o)} \\ M_{Bf} = \frac{F_B \cdot \sin\alpha_o}{\mu \cdot (r_m + r_b \cdot \cos\alpha_o)} \end{cases} \quad (11)$$

$$L_s = r_m - r_b \cos\alpha_{si} \quad (12)$$

故接触面的法向接触载荷作用产生的力矩:

$$\begin{cases} M_A = \sum_{i=1}^m Q_{Ai} \cdot \sin\alpha_{A_{si}} \cdot \sin\beta \cdot L_s \\ M_B = \sum_{i=1}^m Q_{Bi} \cdot \sin\alpha_{B_{si}} \cdot \sin\beta \cdot L_s \end{cases} \quad (13)$$

将 A 螺母和 B 螺母中每颗滚珠与滚道的接触载荷式(8)代入式(13)可解得法向接触载荷作用产生的力矩。由法向接触载荷作用产生的力矩式(13)和摩擦力矩式(12)可求得丝杠输入力矩  $M_{input}$ , 结合式(9)可得双螺母滚珠丝杠副传动效率为:

$$\eta = \frac{F \cdot P_h}{2\pi \cdot (M_A - M_B + M_{Af} + M_{Bf})} \quad (14)$$

本文提出的动态传动效率计算模型式(14)表明效率与结构参数(如接触角、螺旋角、滚珠半径、滚道半径等)和实际工况(如负载、摩擦系数)有关,以 4010 型双螺母滚珠丝杠副为例,研究实际工况(负载、摩擦系数)对丝杠副传动效率影响。4010 型双螺母滚珠丝杠副的参数如表 1 所示。

表 1 4010 型双螺母滚珠丝杠副参数

Table 1 Parameters of 4010 type double nut ball screw pair

参数	值	单位
滚珠半径	3.175	mm
滚道半径	3.302	mm
公称半径	20	mm
螺旋角	4.55	(°)
接触角	45	(°)
导程	10	mm
循环圈数	5×1	/
预紧力	2000	N
硬度	62	HRC
泊松比	0.3	/
杨氏模量	2.07×10 <sup>5</sup>	MPa

计算 4010 双螺母滚珠丝杠副在不同工况下的传动效率:设定摩擦系数为 0.002~0.009(厂家推荐取值范围),取负载  $F=500x$  N,  $x$  为自然数,取 1、2、3...8,该取值与试验时的实际负载一致。计算结果如表 2 所示。

表 2 为 4010 双螺母滚珠丝杠副传动效率计算值,图 4 所示为 4010 双螺母滚珠丝杠副传动效率随负载和摩擦系数变化的曲线图。结合表 2 和图 4,可知:1)滚珠丝杠副的传动效率随着负载的增加而提高,最终趋于稳定。这是因为对于螺母 B 而言,预紧力和负载的方向相反,当负载增加时,螺母 B 中的滚珠与滚道之间的接触载荷逐渐减小,其产生的摩擦阻力矩逐渐减小,因而传动效率逐渐增加;当负载增加到一定程度时,此时螺母 B 承受的预载荷消失,螺母 B 处于卸载状态,产生的摩擦力矩减小到一定程度不再改变,传动效率趋于稳定;2)传动效率的值与摩擦系数的选取有关,传动效率随着摩擦系数的增大而减小,因为摩擦系数越大,滚珠在滚道中的摩擦越

表 2 4010 双螺母滚珠丝杠副传动效率计算理论值

Table 2 Transmission efficiency calculated theoretical value of 4010 type double nut ball screw pair

负载 /N	效率计算值	效率计算值	试验	试验	$\varepsilon_1$	$\varepsilon_2$
	摩擦系数	摩擦系数	实测	实测		
	0.006	0.005	效率 A	效率 B		
500	48.64	52.67	50.49	52.63	3.66	0.07
1 000	62.97	66.28	63.53	64.26	0.88	3.14
1 500	69.75	72.45	67.44	70.02	3.43	3.47
2 000	73.65	75.93	72.63	74.07	1.40	2.51
2 500	76.13	78.12	75.47	76.74	0.88	1.79
3 000	77.82	79.59	77.10	79.05	0.93	0.68
3 500	79.00	80.61	79.21	80.59	0.26	0.027

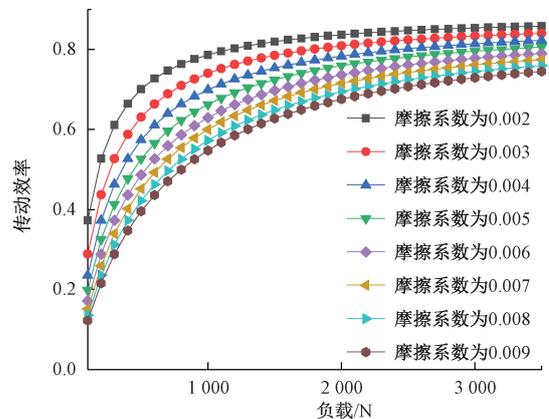


图 4 理论计算效率与负载和摩擦系数的关系

Fig. 4 The relationship between theoretical calculation efficiency and load, friction coefficient

严重,发热量越高导致效率降低。

#### 1.4 工程选型效率与传动效率计算模型对比

工程应用中,厂家手册中给出的选型效率通常是基于斜面模型的计算值<sup>[4]</sup>,一般只与导程角和摩擦系数有关,当丝杠的型号确定时,工程选型效率只与摩擦系数有关,根据 2.3 节中选取的 4010 型双螺母滚珠丝杠副的结构尺寸,选用不同的摩擦系数,得到工程选型效率值。

图 5 所示为当摩擦系数一定时,4010 型滚珠丝杠副的工程选型效率为一个定值,不随负载的变化而变化。结合图 4 和 5 发现:工程选型效率高达 95%,而当负载在 3 500 N 以内时,传动效率计算模型得到的效率低于 90%,显然,工程选型效率是高于本文提出的传动效率模型的计算值。工程选型效率对于负载工况没有具体体现,本文提出的传动效率模型的计算值随着负载和摩擦系数的变化而变化,能够体现实际工况,下面进一步开展动态传动效率试验研究,验证传动效率模型的有效性。

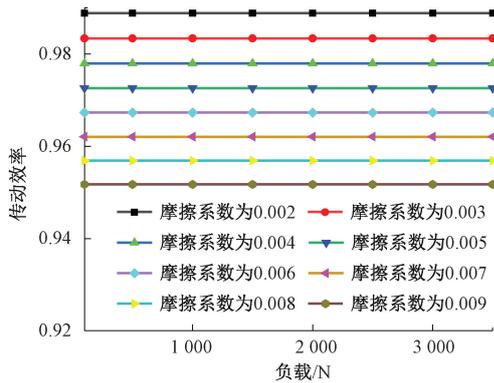


图 5 4010 双螺母丝杠副工程选型效率

Fig. 5 Engineering type selection efficiency of 4010 type double nut ball screw pair

### 2 动态传动效率试验研究

#### 2.1 丝杠副动态传动效率试验台

为验证第 1 节中动态传动效率模型的有效性,研制滚珠丝杠副动态传动效率试验台。该试验台能够实现丝杠副的正传动和反转,并且实时采集丝杠副运动过程中的传动效率。试验台主要包括机械系统、运动控制系统、信号采集系统 3 个部分。如图 6 所示,机械系统主要由床身、工作台、头架和尾架组成,完成丝杠副与传感器的安装;运动控制系统由 PCMM 控制器、AKD 驱动器、力矩电机和直线电机组成,驱动滚珠丝杠副带动工作台进行轴向移动;信号采集系统由拉压力传感器、转速转矩传感器、光栅尺、信号采集卡组成,负责采集丝杠副运动过程中的输入力矩、丝杠转速、轴向负载和螺母的移动速度。

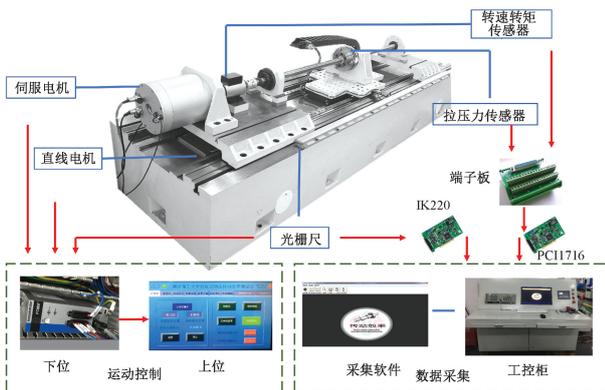


图 6 丝杠副动态传动效率试验台

Fig. 6 The dynamic transmission efficiency test bench of screw pair

测量过程采用两端固定的安装方式,力矩电机与丝

杠一端通过联轴器和转速转矩传感器连接,直线电机与工作台连接(螺母与工作台通过拉压力传感器连接,可限制螺母的旋转运动,螺母仅能轴向方向运动)。丝杠副的运动为正传动时,力矩电机驱动丝杠旋转,直线电机可模拟负载对丝杠副进行加载。在运转过程中,由转速转矩传感器测量丝杠输入端的转速  $\omega$  和扭矩  $M$ ,拉压力传感器测量螺母的轴向力  $F$ ,光栅尺测量螺母的移动速度  $v$ ,将这 4 个参数代入式(15)可测得丝杠副的传动效率。

$$\eta = \frac{F \cdot v}{M \cdot \omega} \tag{15}$$

#### 2.2 动态传动效率试验方法和流程

4010 型滚珠丝杠副是数控加工机床上常见的产品型号。对 4010 型滚珠丝杠副开展滚珠丝杠副动态传动效率测量试验,整体的试验流程如图 7 所示,首先需将 4010 型双螺母滚珠丝杠副放在恒温室中充分静置 1 h 以上,使丝杠副各部位达到热平衡;其次选用脂润滑,设定转速和负载(初始负载取 500 N)测量滚珠丝杠副的传动效率,当丝杠副完成一次往复运动后停止试验,选取丝杠副匀速运动时(去除启停加速减速阶段力矩测量点)正反向传动效率的检测数据,连续进行 3 次检测,取 3 次检测的平均值作为原始数据。完成该工况下丝杠副的传动效率测试后,改变工况,即改变轴向负载从 500~3 500 N,每次增加 500 N,分别测量对应工况下的传动效率。

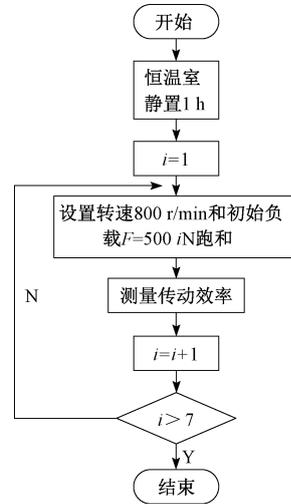


图 7 动态传动效率试验流程

Fig. 7 Dynamic transmission efficiency test flow

### 3 动态传动效率试验分析

#### 3.1 实测效率数据

图 8 所示为 A 厂家 4010 双螺母滚珠丝杠副在负载 3 500 N 下正行程动态传动效率实时曲线,纵坐标为该丝

杠副的传动效率,横坐标为丝杠的有效行程。由图8可知,在丝杠副的有效行程内,丝杠各个部位的动态传动效率不是一致的,这表明滚珠在滚道中运动时,各个点的摩擦系数是在变化的,为了反映丝杠在有效行程中的传动效率,选择匀速段行程对应的传动效率均值作为原始试验数据。为使得试验研究更具普适性,选择两个厂家的同型号产品进行试验。试验数据如表3所示。

表3 4010型双螺母滚珠丝杠副传动效率试验数据  
Table 3 Transmission efficiency test data of 4010 type double nut ball screw pair

负载/N	厂家A		厂家B	
	正向/%	反向/%	正向/%	反向/%
500	53.05	48.38	50.12	55.13
	51.97	48.11	50.48	54.96
	52.87	48.55	49.97	55.32
1 000	62.33	63.92	62.02	66.5
	62.75	64.17	61.99	66.79
	63.33	64.66	62.34	66.13
1 500	66.32	68.3	69.46	70.58
	66.11	68.6	69.78	70.57
	66.39	68.94	69.53	71.01
2 000	71.6	73.76	73.86	74.28
	71.37	73.9	73.57	74.08
	71.69	73.69	73.76	73.83
2 500	73.66	76.88	74.71	78.77
	73.65	77.5	75.71	78.18
	74.3	76.81	75.53	78.36
3 000	75.05	78.92	77.36	80.74
	75.08	79.64	76.98	80.28
	75.12	78.18	76.93	80.36
3 500	75.12	78.18	76.93	80.36
	76.56	81.88	78.83	82.35
	76.91	81.84	78.77	83.27

由表3可知:1)不同厂家同规格的滚珠丝杠副在相同行程和相同运行方向的条件下,传动效率不同,说明同规格的滚珠丝杠副传动特性有差异,与生产厂家加工工艺有关;2)滚珠丝杠副的正反行程传动效率并不一致。主要原因在于试验所选用的滚珠丝杠副螺纹滚道法向截形是双圆弧形,两侧滚道加工误差不同,导致了正反向传动效率产生差异,符合生产实际情况。

基于上述数据计算A厂家4010传动效率试验数据的重复性,测量结果的重复性,是指在相同的环境条件

下、相同的工况下,相同的实验人员、相同的试验仪器,对同一个对象连续测量所得到的数据之间的一致性<sup>[14-15]</sup>。测量数据的重复性评定属于A类不确定度评定。GB/T27418-2017规定当测量值 $q$ 是通过 $n$ 次独立观测值确定时,测量数据的A类不确定度计算公式为:

$$\sigma = \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (16)$$

式中: $s$ 为测量数据标准差; $n$ 为测量次数。计算结果如表4所示。

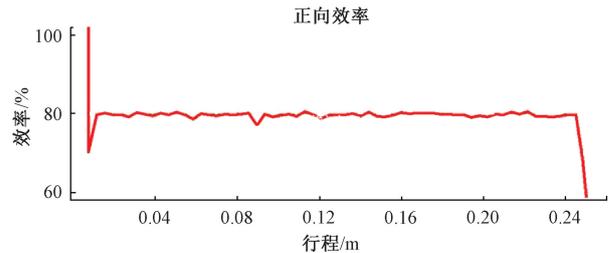


图8 正行程动态传动效率实时曲线

Fig. 8 Real-time curve of positive stroke dynamic transmission efficiency

表4 A厂家4010型双螺母滚珠丝杠副传动效率数据重复度  
Table 4 Repeatability of transmission efficiency data of 4010 type double nut ball screw pair from manufacturer A

负载/N	方向	最大值/%	最小值/%	均值/%	标准偏差	重复度/%
500	正	53.05	51.97	52.63	0.004 7	0.27
	反	48.55	48.11	48.35	0.001 8	0.10
1000	正	63.33	63.33	62.8	0.004 1	0.24
	反	64.66	63.92	64.25	0.003 1	0.18
1500	正	66.39	66.39	66.27	0.001 2	0.07
	反	68.94	68.3	68.61	0.002 6	0.15
2000	正	71.6	71.6	71.55	0.001 3	0.08
	反	73.9	73.69	73.78	0.000 9	0.05
2500	正	74.3	74.3	73.87	0.003 0	0.18
	反	78.92	76.81	77.06	0.003 1	0.18
3000	正	75.05	75.05	75.08	0.000 28	0.02
	反	79.64	78.18	78.91	0.005 90	0.34
3500	正	76.91	76.91	76.2	0.007 70	0.45
	反	81.88	78.18	80.63	0.001 70	0.01

由文献[16]可知,评价测量系统的性能时,当重复度 $<10\%$ 时,测量系统的质量水平很好,完全可以接受这个系统的使用;从表4可以看出,标准偏差仅0.007 7,重复度最大的为0.45%,远远小于10%,试验实测效率的重

复性较好,可认为滚珠丝杠副动态效率测量数据是可靠有效的。结合表 3 和 4,基于滚珠丝杠副正反行程传动效率有差异,本文以 3 次正反向测量数据均值作为对应负载下传动效率的试验值,如表 5 所示。

表 5 4010 型双螺母滚珠丝杠副传动效率试验数据  
Table 5 Transmission efficiency test data of 4010 type double nut ball screw pair

负载/N	A 厂家传动效率/%	B 厂家传动效率/%
500	50.488	52.625
1 000	63.527	64.260
1 500	67.440	70.020
2 000	72.630	74.070
2 500	75.470	76.740
3 000	77.100	79.050
3 500	79.205	80.590

依据表 5,在同种负载工况下,B 厂家产品的传动效率是高于 A 厂家,这表明 B 厂家产品的传动特性优于 A 厂家。而对于同规格的丝杠副,当摩擦系数为 0.006 时,A 和 B 厂家手册给出的工程选型数据均约为 95%,无法描述动态传动效率的变化规律,也不能反映产品的传动性能。

图 9 所示为 A 和 B 厂家 4010 双螺母滚珠丝杠副传动效率试验曲线,结合表 5 和图 9,可以看出,A 和 B 厂家的双螺母滚珠丝杠副的传动效率都随着负载的增加而上升,并且前期,随着负载递增,丝杠副传动效率上升较为迅速,后期传动效率随着负载增加而上升的速度明显变缓。这与 2.3 节中提出的传动效率模型计算值所反映的负载对传动效率的影响是一致的。

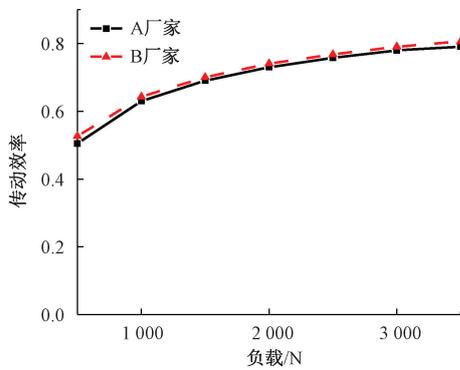


图 9 4010 双螺母滚珠丝杠副试验测量的效率曲线  
Fig. 9 Measured efficiency curve of 4010 type double nut ball screw pair in the test

### 3.2 试验效率与计算效率对比研究

#### 1) 传动效率模型验证

综合传动模型计算效率曲线、工程选型效率曲线和试验实测效率曲线,可知试验实测效率与传动模型计算效率曲线有别于工程选型效率,工程选型效率无法体现实际负载对传动效率的影响,只能作为选型参考。

而试验实测效率与传动模型计算效率曲线变化规律是一致的,如图 10 所示,两者都能够体现负载工况对传动效率影响,即传动效率随着负载的增加而上升,最终趋于稳定。

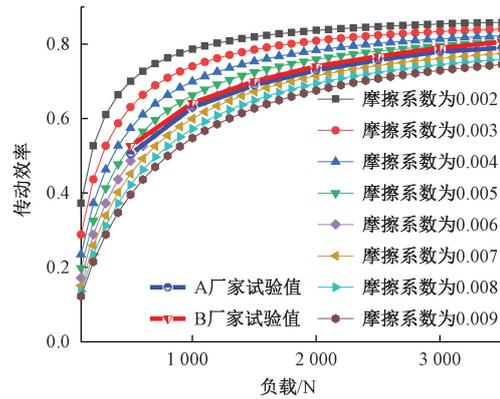


图 10 试验测量的效率与传动模型计算效率对比  
Fig. 10 Comparison between the measured efficiency in the test and the calculated efficiency with the transmission model

为了进一步验证本文新建的效率模型的准确性,由于工程选型效率无法反映负载的影响,本节通过与其他学者建立的效率模型对比分析进行验证。

图 11 所示为 4010 型滚珠丝杠副试验实测值与文献[5]效率模型计算值的对比曲线,可知当摩擦系数取值为 0.002~0.008 时,效率计算值普遍高于试验实测值。

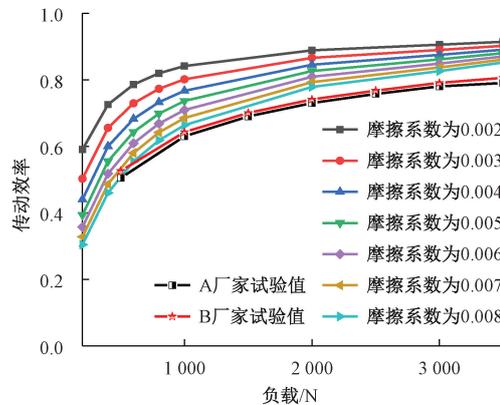


图 11 试验实测值与文献[5]效率模型对比  
Fig. 11 Comparison between the actual measured value in the test and the efficiency model in reference [5]

结合图 10 和 11,可知相较于文献[5]中的效率计算模型,试验实测值更贴近与本文新建的能够反映实际负载的效率模型计算值,表明本文提出的传动效率模型更具准确性和科学性。

## 2) 滚道摩擦数的确定

实际应用时,摩擦系数的确定一般凭借工程经验或是在推荐范围内选取,使得工程应用存在较大困难,并带来较大的误差。基于新建的传动效率模型准确度较高,将新建的传动效率计算模型与试验研究相结合,在厂家推荐的摩擦系数范围内,进一步确定滚道摩擦系数的取值。

图 10 为 A 和 B 两个厂家 4010 规格滚珠丝杠副试验实测效率与传动模型计算效率的对比图,可知:试验实测效率与传动模型计算效率的变化规律一致,但试验实测效率值与传动模型效率计算值的吻合程度取决于摩擦系数的选取。

当摩擦系数为 0.006 时,传动模型效率计算值与 A 厂家 4010 型滚珠丝杠副试验实测效率是最为接近的,而 B 厂家产品试验实测效率与摩擦系数为 0.005 时的传动模型效率计算值最为贴合。计算 A 厂家产品试验实测效率与摩擦系数 0.006 时传动模型效率计算值的相对误差以及 B 厂家产品试验实测效率与摩擦系数 0.005 时传动模型效率计算值的相对误差,如表 6 所示,其中  $\varepsilon_1$  为 A 厂家 4010 型滚珠丝杠副试验实测效率(摩擦系数 0.006)与传动模型效率计算值的相对误差, $\varepsilon_2$  为 B 厂家同规格滚珠丝杠副试验实测效率与传动模型效率计算值(摩擦系数 0.005)的相对误差。

表 6 4010 丝杠副传动模型计算与试验实测效率相对误差  
Table 6 Relative error of the calculation efficiency with the transmission model the meaasured efficiency in the test for 4010 type screw pair %

负载/N	效率计算值		试验		$\varepsilon_1$	$\varepsilon_2$
	摩擦系数 0.006	摩擦系数 0.005	实测 效率 A	实测 效率 B		
500	48.64	52.67	50.49	52.63	3.66	0.07
1 000	62.97	66.28	63.53	64.26	0.88	3.14
1 500	69.75	72.45	67.44	70.02	3.43	3.47
2 000	73.65	75.93	72.63	74.07	1.40	2.51
2 500	76.13	78.12	75.47	76.74	0.88	1.79
3 000	77.82	79.59	77.10	79.05	0.93	0.68
3 500	79.00	80.61	79.21	80.59	0.26	0.027

由表 6 可知:当摩擦系数为 0.006 时,A 厂家产品模型计算值与试验值相对误差最小,相对误差为 3.66%,而摩擦系数为 0.005 时,B 厂家产品模型计算值与试验值

相对误差最小,相对误差为 3.47%。

传动效率试验研究能够全面实时反映滚珠在滚道滚动中每个点的摩擦和传动特性;通过与传动效率计算模型相结合,能够确定最佳的丝杠副滚道摩擦系数,清晰地描述丝杠副的摩擦情况和传动性能。实际工程选型设计计算时,可以根据负载工况,使用本文提出的传动效率计算模型进行效率的有效估算,再通过传动效率试验进行试验验证。

## 4 结 论

基于工程选型效率无法体现负载对丝杠副传动效率的影响,从双螺母滚珠丝杠副受力分析入手,推导了考虑接触角、螺旋角、摩擦系数和负载影响的丝杠副动态传动效率计算模型,以 4010 双螺母滚珠丝杠副为例,设定摩擦系数(0.002~0.009)和负载工况(500~3 500 N),计算传动模型效率值,与工程选型效率对比分析。并研制丝杠副动态传动效率试验台,对 A、B 两个厂家 4010 双螺母滚珠丝杠副进行传动效率试验。试验结果表明:

1) 双螺母滚珠丝杠副工作过程中,各个部位的传动效率不一致,意味着滚珠在滚道滚动中每个点的摩擦和传动特性存在差异。

2) 在相同工况、相同行程和相同运行方向的条件下,不同厂家同规格的滚珠丝杠副传动效率不同,传动性能不一致,这与生产厂家的加工工艺有关。

3) 新建的传动效率计算模型与试验实测效率具有相同的变化趋势,即传动效率随着负载的增加而提高,最终趋于稳定。相较于已有的传动效率模型,本文所提出的传动效率计算模型能够更准确的计算出滚珠丝杠副实际工况下的效率值更具科学性和有效性。

4) 摩擦系数的确定一般凭借工程经验或是在推荐范围内选取,工程应用存在较大困难。传动效率试验研究与传动效率计算模型相结合,能够确定最佳的丝杠副滚道摩擦系数。实际工程选型设计计算时,可以根据负载工况,使用本文提出的传动效率计算模型进行效率的有效估算。

## 参考文献

- [1] LIN M C, RAVANI B, VELINSKY S A. Kinematics of the ball screw mechanism[J]. Journal of Mechanical Design, 1994, 116(3):849-855.
- [2] LIN M C, VELINSKY S A, RAVANI B. Design of the ball screw mechanism for optimal efficiency[J]. Journal of Mechanical Design, 1994, 116(3):856-861.
- [3] 芮执元, 韩新健, 郭俊锋. 螺旋升角对滚珠丝杠副弹性变形及传递效率的影响[J]. 机械设计, 2011, 28(11):39-42.

- RUI ZH Y, HAN X J, GUO J F. Effect of helix angle on elastic deformation and transmission efficiency of ball screw [J]. *Journal of Machine Design*, 2011, 28(11): 39-42.
- [4] 曹琦. 航天工况下滚珠丝杠的接触特性及摩擦效率分析[D]. 南京: 南京理工大学, 2013.
- CAO Q. Analysis of the contact characteristics and friction efficiency of ball screws under aerospace conditions[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2013.
- [5] ZHOU CH G, FENG H T, OU Y. A new model for predicting the mechanical efficiency of ball screws based on the empirical equations for the friction torque of rolling bearings [J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2018, 10(9):1-9.
- [6] WEI C C, LIN J F. Kinematic analysis of the ball screw mechanism considering variable contact angles and elastic deformations [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2003, 125(4):717-733.
- [7] WEI C C, LIN J F. Analysis of a ball screw with a preload and lubrication [J]. *Tribology International*, 2009,42(11):1816-1831.
- [8] 东方婷, 冯虎田, 周长光, 等. 双螺母滚珠丝杠副摩擦力矩损失模型及试验研究[J]. *组合机床与自动化加工技术*, 2019(4):37-40.
- SHU F T, FENG H T, ZHOU CH G, et al. The friction torque loss model and experimental research of double nut ball screw pair[J]. *Modular Machine Tool and Automatic Manufacturing Technique*, 2019(4):37-40.
- [9] NI ZH, QI AN. Analysis of stress and fatigue life of ball screw with considering the dimension errors of balls[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018, 137: 68-76.
- [10] ZHAO J, LIN M, SONG X, et al. Investigation on the precision loss of ball screw considering the full ball load distribution[J]. *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*, 2018, 422(1):12-21.
- [11] HERTZ H. On the contact of elastic solids [J]. *Journal Für Die Reine Und Angewandte Mathematik*, 1881, 92(156):110.
- [12] ZHOU CH G, FENG H T, CHEN Z T, 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.
- [13] 林炜国, 祖莉, 冯虎田, 等. 滚珠丝杠副精度保持性评估试验研究[J]. *仪器仪表学报*, 2020, 41(8): 196-205.
- LIN W G, ZU L, FENG H T, et al. Experimental study on the evaluation of ball screw accuracy maintenance[J]. *Chinese Journal of Science Instrument*, 2020, 41(8): 196-205.
- [14] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 测量不确定度评定和表示:GB/T 27418-2017 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.
- General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China. Guide to the evaluation and expression of uncertainty in measurement: GB/T 27418-2017 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2018;4.
- [15] 褚进华, 唐修雄, 矫健, 等. 能见度仪校准系统的不确定度评定分析[J]. *电子测量与仪器学报*, 2020, 34(2):180-187.
- CHU J H, TANG X X, JIAO J, et al. Uncertainty analysis of the calibration system of visibility meter[J]. *Journal of Electronic Measurement and Instrumentation*, 2020, 34(2):180-187.
- [16] 陈宏. 测量系统分析在实验设备质量评价中的应用[J]. *实验室研究与探索*, 2011, 30(11): 172-176.
- CHEN H. Application of MSA in quality evaluation of experimental devices [J]. *Research and Exploration in Laboratory*, 2011, 30(11):172-176.

### 作者简介



**潘承莹**, 2018年于金陵科技学院获得学士学位, 现为南京理工大学硕士研究生, 主要研究方向为机械电子工程与精密检测技术。

E-mail: pcy6688991@163.com

**Pan Chengying** received her B. Sc. degree in 2018 from Jinling Institute of Technology. Now, she is a master student in Nanjing University of Science and Technology. Her main research interest includes mechatronic engineering and precision testing technology.



**祖莉** (通信作者), 1999年于苏州大学获得学士学位, 2004年于南京理工大学获得博士学位, 现为南京理工大学教授、硕士生导师, 主要研究方向为数控机床滚动功能部件的性能研究和测量以及伺服系统精密驱动的设计和应用。

E-mail: zuli@njust.edu.cn

**Zu Li** (Corresponding author) received her B. Sc. degree in 1999 from Soochow University and Ph. D. degree in 2004 from Nanjing University of Science and Technology. Now, she is a professor and master student supervisor in Nanjing University of Science and Technology. Her main research interest includes the performance research and measurement of the rolling functional components of CNC machine tools and the design and application of precision driving of servo system.