

基于乌鸦搜索算法的行星滚柱丝杠参数优化

蔡 威¹⁾, 刘 更¹⁾✉, 马尚君¹⁾✉, 周 勇²⁾, 付晓军¹⁾, 张建新^{1,3)}

1) 西北工业大学机电学院陕西省机电传动与控制工程实验室, 西安 710072 2) 西北工业大学航空学院, 西安 710072 3) 湖北江山重工有限责任公司, 襄阳 441057

✉通信作者, 刘更, E-mail: npuliug@nwpu.edu.cn; 马尚君, E-mail: mashangjun@nwpu.edu.cn

摘 要 针对行星滚柱丝杠结构参数匹配问题, 提出一种基于乌鸦搜索算法的参数优化模型。考虑行星滚柱丝杠螺纹啮合点位置的影响, 建立丝杠、滚柱以及螺母空间螺旋曲面方程, 得到螺纹啮合点处位置与螺纹牙厚之间的关系。根据螺纹副和齿轮副啮合关系, 确定内齿圈和滚柱端部轮齿设计参数。利用空间螺旋曲面方程, 获得螺纹啮合点处的法向量, 并推导行星滚柱丝杠各零件间的受力关系。以行星滚柱丝杠结构参数作为设计变量, 以螺母外径、丝杠中径、滚柱长度等参数最小为优化目标, 考虑行星滚柱丝杠结构约束和主要承力部件强度约束, 利用乌鸦搜索算法作为优化算法, 建立行星滚柱丝杠参数优化模型, 从而实现优化变量最佳匹配。最后, 针对三种负载, 利用该优化模型得到三组行星滚柱丝杠结构参数, 并将其优化结果与国外产品手册进行对比, 从而验证了本文优化模型有效性。

关键词 行星滚柱丝杠; 结构参数; 优化设计; 乌鸦搜索算法; 多目标优化

分类号 TH132.1

Optimization research of planetary roller screw mechanism parameters based on crow search algorithm

CAI Wei¹⁾, LIU Geng¹⁾✉, MA Shang-jun¹⁾✉, ZHOU Yong²⁾, FU Xiao-jun¹⁾, ZHANG Jian-xin^{1,3)}

1) Shaanxi Engineering Laboratory for Transmissions and Controls, School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China

2) School of Aeronautics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China

3) Hubei Jiangshan Heavy Industries Co., Ltd., Xiangyang 441057, China

✉ Corresponding author, LIU Geng, E-mail: npuliug@nwpu.edu.cn; MA Shang-jun, E-mail: mashangjun@nwpu.edu.cn

ABSTRACT Because structural parameter matching has a strong influence on the service behavior of planetary roller screw mechanisms (PRSM), understanding how to effectively design the structural parameters of PRSM is highly important in practical industrial applications. This study proposes a parameter optimization model based on a crow search algorithm (CSA) to solve the structural parameter matching problem of PRSM. The relationship between the main structural parameters of PRSM can be deduced according to the working principle and geometric conditions. The screw, roller, and nut space spiral surface equation are established by considering the influence of the meshing point position of PRSM on thread meshing clearance. The relationship between the meshing point position and PRSM tooth thickness is obtained using the tangent contact condition of the spiral surface. To achieve no backlash meshing and improve PRSM transmission accuracy, the thread tooth thickness of the screw, roller, and nut can be adjusted. According to the meshing relationship between the thread pair and the gear pair of PRSM, the structural parameters of the annular gear and the gear at the end of the roller are determined. The normal vectors at the meshing point of the screw, roller, and nut are calculated using space

收稿日期: 2022-04-12

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51875458, 51905428); 陕西省重点研发计划资助项目(2021ZDLGY10-08); 陕西省一般项目—青年项目(2020JQ-178)

spiral surface equations. To test the strength of the PRSM, static analysis of the roller is used to deduce the force relations between the main parts of the PRSM. PRSM structural parameters serve as design variables. An optimization goal is to reduce the outer diameter of the nut, the nominal diameter of the screw, and the length of the roller. The spatial structure constraints and component strength constraints of PRSM are considered. The CSA was introduced to be the optimization algorithm. The parameter optimization model of PRSM is established for achieving optimum matching of the optimization variables. Finally, using the proposed optimization model, three groups of PRSM structural parameters are obtained for three different types of load. In this study, the optimization results are compared with a foreign PRSM product manual to validate the effectiveness of the optimization model. The results show that the PRSM structural parameters obtained from the proposed model are essentially consistent with those from the foreign PRSM product manual. Furthermore, the proposed model provides the structural parameters of thread teeth, which are not included in the foreign product manual. The proposed PRSM optimization model is promising for its application in actual production.

KEY WORDS planetary roller screw mechanism; structural parameters; optimization design; crow search algorithm; multi-objective optimization

行星滚柱丝杠 (Planetary roller screw mechanism, PRSM) 是一种能够实现将旋转运动转化成直线运动的新型传动机构^[1-3], 具有大推力、高精度、长寿命等特点^[4-6], 逐渐应用于航空航天^[7]、武器装备^[8]、精密机床^[9]、医疗器械^[10]等领域。不同的领域对 PRSM 有着不同的设计要求, 通过合理设计 PRSM 结构参数, 实现 PRSM 螺纹副无侧隙啮合, 提高传动精度。并且合理调整 PRSM 参数, 使其体积降低, 进一步使其质量得到优化, 有利于减少功率消耗, 提升传动效率。因此, 为优化 PRSM 性能、减少设计成本, 需要对 PRSM 参数进行优化设计研究。

目前, 国内外学者针对 PRSM 啮合原理、运动学、动力学等方面进行了研究, 赵英等^[11]采用啮合区域中设置多个层面的方法, 计算丝杠和滚柱以及螺母之间啮合位置与轴向侧隙。程远与范元勋^[12]建立 PRSM 螺旋曲面空间啮合坐标方程, 精确计算出零侧隙时 PRSM 几何参数, 并且考虑了螺距误差、牙型半角误差、中径误差以及滚柱型面圆弧半径误差对 PRSM 啮合状态的影响。付晓军等^[13]建立丝杠、螺母和滚柱螺旋曲面方程, 利用接触曲面连续相切原理, 提出 PRSM 螺纹副啮合点位置以及轴向间隙的方法。Ryakhovskiy 等^[14]通过对螺纹曲面进行网格划分, 利用网格曲面坐标差值计算出啮合点的位置。Sandu 等^[15]推导了考虑螺纹截面轮廓为不同曲线时螺旋曲面方程, 并计算得到螺纹啮合点的位置。Velinsky 等^[16]建立 PRSM 运动学模型, 研究发现滚柱与丝杠之间存在滑动现象, 滚柱与螺母之间只有当其内齿圈分度圆直径之比和其两零件螺纹中径之比不等时, 产生相对滑动。党金良等^[17]分析了反向式 PRSM 机构工作原理和传动几何关系, 建立 PRSM 运动学模型, 利用多体动力学仿真软件 ADAMS 进行了

验证。上述文献研究表明 PRSM 螺纹牙结构参数、滚柱端部轮齿结构参数等对啮合位置、运动学以及动力学等均有较大影响。因此, PRSM 结构参数选择以及优化设计对整个机构传动性能极其重要。为提升 PRSM 传动精度, 确保机构结构强度, 需要进一步开展 PRSM 结构参数优化研究。

针对 PRSM 结构参数优化方面有了一定研究。邢思等^[18]以丝杠为研究对象, 主要考虑丝杠的耐磨性、稳定性、强度以及螺纹剪切强度, 设计出最佳丝杠参数。韦振兴等^[19]将 PRSM 部分结构参数作为设计变量, 利用模拟退火法对其进行结构优化。高扬等^[20]将内齿圈和滚柱端齿的变位系数作为设计变量, 确定优化设计目标函数, 通过对几何结构分析, 建立变位系数优化数学模型, 采用复合形法求解方法获得最佳变位系数。王佳丽^[21]通过遗传算法设计滚柱端部变位齿轮副, 以提高重合度减小体积为目标建立适度函数, 得到了 PRSM 优化参数。但上述研究并没有同时综合考虑 PRSM 螺纹副和齿轮副结构参数优化问题, 因此, 需要对其进行开展研究, 以获取最佳结构参数。

本文以 PRSM 结构参数为优化设计变量, 考虑 PRSM 螺纹副啮合位置的影响, 分析各零部件之间的受力, 以各零件强度、无干涉啮合等为约束条件, 螺母外径、丝杠中径、滚柱长度等结构参数最小为优化目标, 建立 PRSM 结构优化模型。

1 行星滚柱丝杠结构参数设计

PRSM 主要由滚柱、丝杠、螺母、内齿圈、保持架以及弹性挡圈等组成, 如图 1 所示。在工作过程中, 丝杠做旋转运动, 螺母在外负载的作用下只能做直线运动, 驱使滚柱围绕丝杠做公转运动的同时还做自转运动, 并且带动保持架绕着丝杠做

公转运动. 滚柱端部轮齿结构与内齿圈啮合, 确保了丝杠、螺母与滚柱间啮合传动同步性.

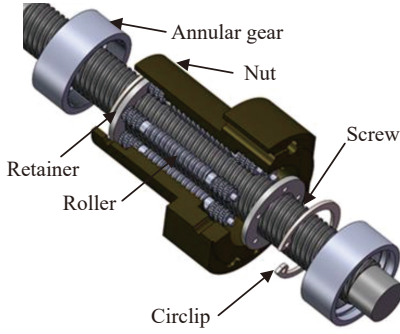


图1 PRSM 结构图

Fig.1 Structure graphing of PRSM

1.1 PRSM 基本参数确定

由 PRSM 工作原理和几何条件可知, 滚柱、丝杠和螺母螺纹旋向相同, 螺距相等, 即:

$$P_s = P_r = P_n \quad (1)$$

式中, P_s 、 P_r 和 P_n 表示丝杠、滚柱和螺母螺距.

为保证 PRSM 传动比是常数, 并且保证滚柱与螺母不会产生相对轴向位移, 通常使丝杠与螺母螺纹头数相等, 滚柱一般为单头螺纹, 即:

$$n_s = n_n \quad (2)$$

式中, n_s 、 n_n 表示丝杠、螺母螺纹头数.

当丝杠旋转一周时, 滚柱相对丝杠产生轴向位移为一个导程, 滚柱由于自转和公转运动相对于丝杠产生的轴向位移和为 0. 因此, 丝杠头数为:

$$n_s = \frac{d_s}{d_r} + 2 \quad (3)$$

式中, d_s 、 d_r 表示丝杠、滚柱螺纹中径.

由式 (2) 和 (3) 可得螺母螺纹中径为:

$$d_n = d_s + 2d_r = n_s d_r = n_n d_r \quad (4)$$

式中, d_n 表示螺母螺纹中径.

丝杠螺旋升角为:

$$\tan \lambda_s = \frac{n_s P}{\pi d_s} \quad (5)$$

式中, λ_s 表示丝杠螺旋升角.

同理, 可得滚柱螺旋升角为:

$$\tan \lambda_r = \frac{P}{\pi d_r} \quad (6)$$

式中, λ_r 表示滚柱螺旋升角.

螺母螺旋升角为:

$$\tan \lambda_n = \frac{n_n P}{\pi d_n} \quad (7)$$

式中, λ_n 表示螺母螺旋升角.

结合式 (4)、(6) 和 (7), 可以得到:

$$\lambda_n = \lambda_r \quad (8)$$

1.2 螺纹副啮合侧隙与螺纹牙厚关系

PRSM 中滚柱、丝杠以及螺母啮合曲面均是由截面绕着螺旋曲线旋转形成的空间螺旋曲面. 如图 2 所示, $O-x_i y_i z_i$ 表示系统全局坐标系, $O'-u_i v_i w_i$ 表示截面坐标系, Ω_1 、 Ω_{-1} 分别表示上、螺旋曲面, Q 表示螺旋曲面任意一点, θ 表示该点所在截面与初始截面的夹角, r 表示该点到 z_i 轴的距离. 因此, 螺旋曲面任意一点 Q 相对于全局坐标系位置坐标为:

$$\begin{cases} x = r \cos \theta \\ y = r \sin \theta \\ z = f(r, \theta) \end{cases} \quad (9)$$

式中, $f(r, \theta)$ 表示与 r 和 θ 有关的一个函数.

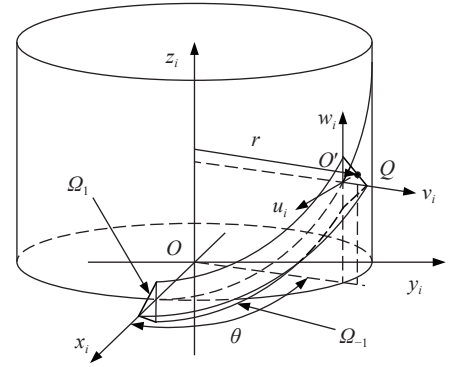


图2 空间螺旋曲面

Fig.2 Space helix surface

为了减少 PRSM 摩擦、提高传动效率, 通常将丝杠、螺母螺纹牙截面轮廓加工成斜线, 将滚柱螺纹牙截面加工成圆弧形. 如图 3 所示, a_i 、 b_i 、 c_i 、 β_i 、 r_i 分别表示丝杠、滚柱和螺母螺纹牙全齿高、齿底高、牙厚、牙型角以及螺纹半径, $i=s, r$ 和 n 分别对应丝杠、滚柱以及螺母, r_{tr} 表示滚柱螺纹牙曲面半径.

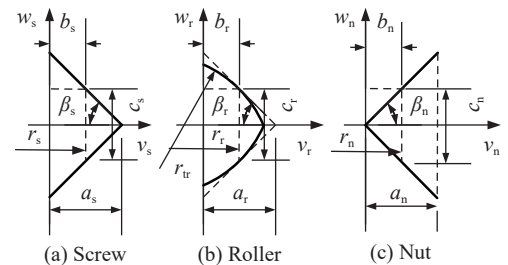


图3 丝杠 (a)、滚柱 (b) 以及螺母 (c) 螺纹牙轮廓

Fig.3 Thread profile of the screw (a), roller (b), and nut (c)

$$r_{tr} = \frac{d_r}{2 \cos \beta_r} \quad (10)$$

因此, 丝杠牙廓曲线在局部坐标系 $O'-u_s v_s w_s$ 坐标方程为:

$$w_s = \zeta_s \left[-\tan\beta_s (v_s - b_s) + \frac{c_s}{2} \right] \quad (11)$$

式中, ζ_s 值为 1 或者 -1, 当为 1 时, 表示丝杠上牙廓曲线, 为 -1 时, 表示丝杠下牙廓曲线。

滚柱牙廓曲线在局部坐标系 $O'-u_r v_r w_r$ 坐标方程为:

$$w_r = \zeta_r \left[\sqrt{r_{tr}^2 - (v_r + r_r - b_r)^2} + b_r - r_r \right] \quad (12)$$

式中, ζ_r 值为 1 或者 -1, 分别表示滚柱上牙廓曲线、下牙廓曲线。

螺母牙廓曲线在局部坐标系 $O'-u_n v_n w_n$ 坐标方程为:

$$w_n = \zeta_n \tan\beta_n v_n \quad (13)$$

式中, ζ_n 值为 1 或者 -1, 分别表示螺母上牙廓曲线、下牙廓曲线。

由于 PRSM 空间螺旋曲面是利用截面曲线绕着螺旋曲线旋转形成凹凸面, 根据截面曲线方程, 可以得到丝杠、滚柱以及螺母空间螺旋曲面方程分别为:

$$\begin{cases} x^s = r^s \cos\theta^s \\ y^s = r^s \sin\theta^s \\ z^s = \zeta_s \left[-\tan\beta_s (r^s - b_s) + \frac{c_s}{2} \right] + \frac{\theta^s l_s}{2\pi} \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} x^r = r^r \cos\theta^r \\ y^r = r^r \sin\theta^r \\ z^r = \zeta_r \left[\sqrt{r_{tr}^2 - (r^r + r_r - b_r)^2} + \frac{\theta^r l_r}{2\pi} \right] \end{cases} \quad (15)$$

$$\begin{cases} x^n = r^n \cos\theta^n \\ y^n = r^n \sin\theta^n \\ z^n = \zeta_n \tan\beta_n r^n + \frac{\theta^n l_n}{2\pi} \end{cases} \quad (16)$$

式中, l_s 、 l_r 和 l_n 表示丝杠、滚柱和螺母螺距。

式 (14) 分别对 r^s 和 θ^s 求偏导数, 可得该方向上的切向量 $(\cos\theta^s, \sin\theta^s, -\zeta_s \tan\beta_s)$ 、 $(-r^s \sin\theta^s, r^s \cos\theta^s, l_s/2\pi)$, 因此, 丝杠上空间螺旋曲面上任意一点的法向量为:

$$\mathbf{n}_s = \begin{bmatrix} \tan\lambda_s \sin\theta^s + \zeta_s \tan\beta_s \cos\theta^s \\ \zeta_s \tan\beta_s \sin\theta^s - \tan\lambda_s \cos\theta^s \\ 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

同理可得滚柱空间螺旋曲面任意一点处的法向量为:

$$\mathbf{n}_r = \begin{bmatrix} \tan\lambda_r \sin\theta^r - \frac{\cos\theta^r \zeta_r (r^r + r_r - b_r)}{\sqrt{r_{tr}^2 - (r^r + r_r - b_r)^2}} \\ -\frac{\sin\theta^r \zeta_r (r^r + r_r - b_r)}{\sqrt{r_{tr}^2 - (r^r + r_r - b_r)^2}} - \tan\lambda_r \cos\theta^r \\ 1 \end{bmatrix} \quad (18)$$

螺母空间螺旋曲面任意一点处的法向量为:

$$\mathbf{n}_n = \begin{bmatrix} \tan\lambda_n \sin\theta^n - \cos\theta^n \zeta_n \tan\beta_n \\ -\sin\theta^n \zeta_n \tan\beta_n - \tan\lambda_n \cos\theta^n \\ 1 \end{bmatrix} \quad (19)$$

如图 4 所示, 丝杠与滚柱啮合点位置。其中 Q_{sr} 表示丝杠与滚柱实际啮合点, r_{rs} 表示滚柱侧啮合点处的半径, r_{sr} 表示丝杠侧啮合点处的半径, θ_{sr} 表示丝杠侧的啮合偏角, θ_{rs} 表示滚柱侧的啮合偏角, r_r 表示滚柱中径, r_s 表示丝杠中径。

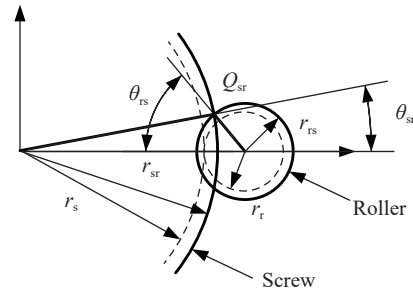


图 4 丝杠与滚柱啮合点位置

Fig.4 Meshing position of the screw and roller

以丝杠上螺旋曲面和滚柱下螺旋曲面啮合为例, ζ_s 值为 1, ζ_r 值为 -1。根据空间曲面接触条件可知, 丝杠与滚柱在啮合点处的单位法向向量相等。因此, 丝杠与滚柱啮合方程为:

$$\begin{cases} r_{sr} \cos\theta_{sr} = -r_{rs} \cos\theta_{rs} + r_s + r_r \\ r_{sr} \sin\theta_{sr} = r_{rs} \sin\theta_{rs} \\ \sin\theta_{sr} \tan\lambda_s + \cos\theta_{sr} \tan\beta_s = \cos\theta_{rs} \tan\beta_{sr} + \sin\theta_{rs} \tan\lambda_r \\ \sin\theta_{sr} \tan\beta_s - \cos\theta_{sr} \tan\lambda_s = \sin\theta_{rs} \tan\beta_{sr} - \cos\theta_{rs} \tan\lambda_r \end{cases} \quad (20)$$

式中, β_{sr} 表示滚柱与丝杠啮合处的牙侧角, 即:

$$\tan\beta_{sr} = \frac{r_{sr} + r_r - b_r}{\sqrt{r_{tr}^2 - (r_{sr} + r_r - b_r)^2}} \quad (21)$$

同理, 可以得到螺母与滚柱啮合关系图, 如图 5 所示。 Q_{nr} 表示螺母与滚柱实际啮合点, r_{nr} 表示螺母侧啮合点处半径, r_{rn} 表示滚柱侧啮合点处半径, θ_{nr} 表示滚柱侧的啮合偏角, θ_{rn} 表示螺母侧的啮合偏角。此时, ζ_n 值为 -1, ζ_r 值为 1。因此, 螺母与滚柱啮合方程为:

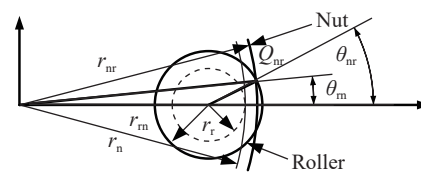


图 5 螺母与滚柱啮合点位置

Fig.5 Meshing position of the nut and roller

$$\begin{cases} r_{nr}\cos\theta_{nr} - r_{rn}\cos\theta_{rn} = r_n - r_r \\ r_{nr}\sin\theta_{nr} = r_{rn}\sin\theta_{rn} \\ \tan\lambda_n\sin\theta_{nr} + \cos\theta_{nr}\tan\beta_n = -\cos\theta_{rn}\tan\beta_{nr} + \sin\theta_{rn}\tan\lambda_r \\ \sin\theta_{nr}\tan\beta_n - \tan\lambda_n\cos\theta_{nr} = -\sin\theta_{rn}\tan\beta_{nr} - \cos\theta_{rn}\tan\lambda_r \end{cases} \quad (22)$$

式中, β_{nr} 表示滚柱与丝杠啮合处的牙侧角, 即:

$$\tan\beta_{nr} = \frac{r_{nr} + r_r - b_r}{\sqrt{r_{tr}^2 - (r_{nr} + r_r - b_r)^2}} \quad (23)$$

可通过滚柱与丝杠、螺母之间啮合点 Q_{sr} 、 Q_{nr} 位置坐标, 得到轴向间隙分别为:

$$\delta_{sr} = \zeta_s \left[-\tan\beta_s (r_{sr} - b_s) + \frac{c_s}{2} \right] + \frac{\theta_{sr} l_s}{2\pi} - \left(\zeta_r \left[\sqrt{r_{tr}^2 - (r_{rs} + r_r - b_r)^2} + b_r - r_r \right] + \frac{\theta_{rs} l_r}{2\pi} \right) \quad (24)$$

$$\delta_{nr} = \zeta_n \tan\beta_n r_{nr} + \frac{\theta_{nr} l_n}{2\pi} - \left(\zeta_r \left[\sqrt{r_{tr}^2 - (r_{rn} + r_r - b_r)^2} + b_r - r_r \right] + \frac{\theta_{rn} l_r}{2\pi} \right) \quad (25)$$

令滚柱与丝杠、螺母之间轴向间隙 δ_{sr} 、 δ_{nr} 均为 0, 并与式 (20) ~ (23) 联立, 可以得到螺纹牙厚 c_s 、 c_r 、 c_n 与丝杠、滚柱与螺母啮合点位置关系, 从而实现三者之间无侧隙啮合。

1.3 齿轮副结构参数设计

根据 PRSM 结构特征, 得到 PRSM 运动简图如图 6 所示, 其中, 1 表示丝杠, 2 表示滚柱, 3 表示螺母, 4 表示内齿圈, H 表示保持架。

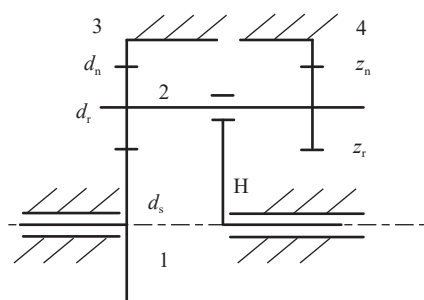


图 6 PRSM 运动简图

Fig.6 Kinematic sketch of PRSM

从图 6 中可看出, 滚柱与螺母、丝杠螺纹啮合, 同时与内齿圈齿轮啮合, 得到滚柱端部轮齿中径与螺纹中径相等, 因此, 滚柱端部轮齿齿数:

$$z_r = \text{int} \left(\frac{d_r}{m} \right) \quad (26)$$

式中, z_r 表示滚柱端部轮齿齿数, int 表示取整, m 表示模数。

内齿圈齿数为:

$$z_g = n_n z_r \quad (27)$$

式中, z_g 表示内齿圈齿数。

由于滚柱端部轮齿大径与螺纹大径存在不相等的情况, 需要将轮齿进行变位, 并且与内齿圈啮合点位置不变, 因此, 轮齿变位系数:

$$x_r = \frac{\frac{(d_r + 2a_r - 2b_r - mz_r)}{2} - mh_a}{m} \quad (28)$$

式中, h_a 表示轮齿齿顶高系数。

同时, 内齿圈变位系数为:

$$x_g = -x_r \quad (29)$$

2 乌鸦搜索算法

乌鸦搜索算法 (Crow search algorithm, CSA)^[22] 具有寻优速度快、控制参数少、使用灵活、结构简单等优点, 已成功应用于工程优化设计、图像分割、径向分布网络中导体最佳尺寸的选择等实际优化问题。故本文将乌鸦搜索算法作为 PRSM 结构参数优化算法。

CSA 算法原理如下:

(1) 首先在可行域中随机生成种群位置, 每个种群个体可用如下公式表示:

$$x^i = \{x_1^i, x_2^i, \dots, x_p^i, \dots, x_d^i\} \quad (30)$$

$$x_p^i = x_{p-\min} + (x_{p-\max} - x_{p-\min}) \times R \quad (31)$$

式中, d 表示个体维数, $x_{p-\max}$ 、 $x_{p-\min}$ 表示个体第 p 维上、下界, $p=1, 2, \dots, d$, R 表示 $[0, 1]$ 之间的随机数。

(2) 产生新位置, 乌鸦 i 会随机地在种群中选择一只乌鸦进行跟踪 (假设选择被跟踪的是乌鸦 j), 如果乌鸦 j 不能发现被跟踪, 那么乌鸦 i 就会偷走乌鸦 j 的食物; 如果乌鸦 j 意识到被跟踪, 用随机位置来骗取乌鸦 i 。乌鸦 i 位置更新公式如下:

$$x^{i, \text{iter}+1} = \begin{cases} x^{i, \text{iter}} + r_i \text{fl}^{i, \text{iter}} (x^{j, \text{iter}} - x^{i, \text{iter}}), & p_i \geq p_{j, \text{iter}} \\ x_{\text{random}}, & p_i < p_{j, \text{iter}} \end{cases} \quad (32)$$

式中, $x^{i, \text{iter}+1}$ 表示乌鸦 i 的新位置, iter 表示迭代次数, r_i 表示取 0 ~ 1 之间均匀分布的随机数, fl 表示乌鸦 i 的飞行高度, $x^{j, \text{iter}+1}$ 表示乌鸦 j 在迭代过程中的位置, p_i 代表乌鸦 j 发现被乌鸦 i 跟踪的概率, $p_{j, \text{iter}}$ 表示在迭代时乌鸦 j 感知概率。

(3) 检查位置并更新。将乌鸦 i 新位置与当前位置进行比较, 若新位置可行则更新; 否则乌鸦 i 停留在当前位置。

(4) 根据目标函数计算新位置的适应度值。

(5) 更新乌鸦的记忆。如果新位置的适应度值优于原来记忆的适应度, 则根据新位置更新记忆; 否则不更新记忆。

(6) 若达到最大迭代次数, 搜索结束, 反之, 跳转至 (2) 直到最大迭代次数。

3 行星滚柱丝杠优化模型

3.1 假设条件

根据 PRSM 结构特点, 可做如下假设: (1) 滚柱上螺纹牙载荷均匀分布; (2) 多个滚柱承载均匀; (3) 不考虑零件间的摩擦力; (4) 不考虑 PRSM 各类误差的影响; (5) 丝杠、滚柱、螺母都是右旋。

3.2 优化变量

本文主要针对 PRSM 中丝杠螺纹部分参数、滚柱螺纹与端部齿轮参数、内齿圈参数和内螺母中螺纹参数作为优化变量。丝杠螺纹中径 d_s , 丝杠头数 n_s , 导程 l_s , 内齿圈模数 m , 宽度 B , 螺母外径与内齿圈大径距离 d_{ng} , 滚柱与丝杠、螺母螺纹牙接触对数 e 。

3.3 约束条件

(1) 结构约束。

滚柱均匀布置在丝杠和螺母中间, 由于其尺寸的限制, 滚柱个数也会受到影响。图 7 表示滚柱安装示意图, 其中, α 表示两相邻滚柱中心与丝杠中心所成直线的夹角。

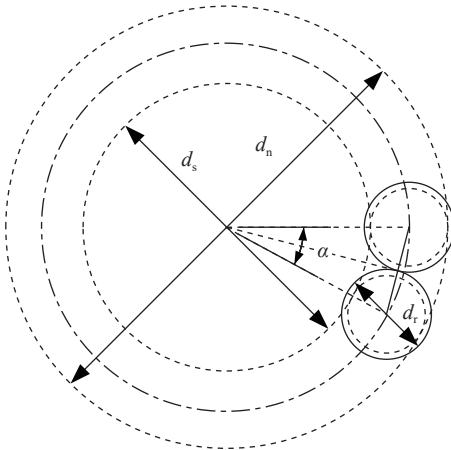


图 7 滚柱安装示意图

Fig.7 Schematic of the roller installation

为了防止在安装过程中, 相邻滚柱之间发生干涉, 必须满足:

$$\frac{d_s + d_r}{2} \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \geq r_r + a_r - b_r \quad (33)$$

因此, 滚柱个数为:

$$N = \text{int}\left(\frac{2\pi}{\alpha}\right) \quad (34)$$

(2) 强度约束。

对滚柱进行静力学分析, 如图 8 所示, 忽略由于滚柱与丝杠、螺母啮合点位置对受力分析的影响, 同时不考虑螺纹载荷不均的影响, 可以用一个合力替代多个螺纹点上接触力。图 8 中, F_{gx} 、 F_{gy} 分别表示滚柱端部轮齿与内齿圈啮合时产生的径向

力和周向力, F_{nx} 、 F_{ny} 、 F_{nz} 表示滚柱与螺母啮合时产生的径向力、周向力以及轴向力, F_{sx} 、 F_{sy} 、 F_{sz} 表示滚柱与丝杠啮合时产生的径向力、周向力以及轴向力。

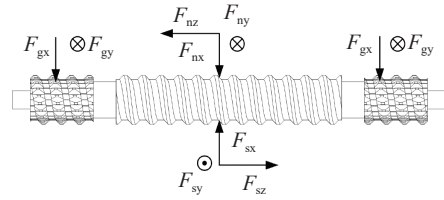


图 8 滚柱受力图

Fig.8 Force diagram of the roller

根据滚柱受力平衡, 可得到其在三个方向上的平衡关系, 即:

$$F_{nz} = F_{sz} \quad (35)$$

$$2F_{gx} + F_{nx} = F_{sx} \quad (36)$$

$$2F_{gy} + F_{ny} = F_{sy} \quad (37)$$

考虑螺母在工作过程中只有轴向负载, 并且多个滚柱间均匀承载。因此, 可以得到每个滚柱承受轴向载荷为:

$$F_{nz} = \frac{F}{N} \quad (38)$$

式中, F 表示螺母承受轴向载荷。

结合式 (19), 可以得到螺母对滚柱作用的正压力为:

$$F_{tn} = F_{nz} |n_n| \quad (39)$$

同理可以得到丝杠作用在滚柱上正应力为:

$$F_{ts} = F_{sz} |n_s| \quad (40)$$

针对丝杠、滚柱以及螺母螺纹采用剪切、弯曲强度进行校核, 根据螺纹结构形式, 得到螺纹上剪切应力为:

$$\tau_o = \frac{F_{to}}{2ea_o \tan \beta_o} \quad (41)$$

式中, a_o 代表丝杠、滚柱以及螺母螺纹全齿高, o 可以为 s、r 或 n, F_{to} 表示丝杠、螺母作用在滚柱上正压力, e 表示滚柱分别与丝杠、螺母接触螺纹牙数。

螺纹弯曲应力为:

$$\sigma_o = \frac{M}{W} = \frac{3F_{to}}{ea_o^3 \tan \beta_o} \quad (42)$$

滚柱端部轮齿进行接触强度、弯曲强度校核, 得到轮齿接触应力为:

$$\sigma_F = \frac{KF_g}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon \quad (43)$$

式中, K 表示载荷系数, F_g 表示轮齿上名义载荷, b 表示轮齿接触宽度, m 表示模数, Y_{Fa} 表示载荷作用于齿顶时的齿形系数, Y_{Sa} 表示载荷作用于齿顶

时的应力修正系数, Y_e 表示齿根弯曲疲劳轻度计算的重合度系数.

由于滚柱端部齿轮被螺纹所切, 所以其有效齿宽:

$$b = B \left[1 - \text{int} \left(\frac{B}{P} \right) \frac{P}{2B} \right] \quad (44)$$

轮齿弯曲应力为:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_g}{bd_r} \frac{u \pm 1}{u}} Z_H Z_E Z_\epsilon \quad (45)$$

式中, u 表示传动比, Z_H 表示节点区域系数, Z_E 表示弹性影响系数, Z_ϵ 表示齿面接触疲劳强度计算的重合度系数.

此外, 对螺母进行拉压校核, 从而确定螺母外径尺寸.

$$\sigma = \frac{4F}{\pi(d_{no}^2 - d_n^2)} \quad (46)$$

式中, d_{no} 表示螺母外径, 为:

$$d_{no} = z_g m + 2(h_g + c_g)m + 2.5m + d_{ng} \quad (47)$$

式中, h_g 表示齿顶高系数, c_g 表示顶隙系数.

3.4 目标函数

考虑到 PRSM 整体体积最小, 并且满足结构强度要求, 同时各零件间不会发生干涉, 应使螺母外径最小, 丝杠中径最小, 滚柱长度最短, 因此, 优化适应度函数为:

$$F = \frac{1}{d_s d_{no} (ep + 2B)} \quad (48)$$

3.5 优化过程

PRSM 结构参数优化过程如图 9 所示.

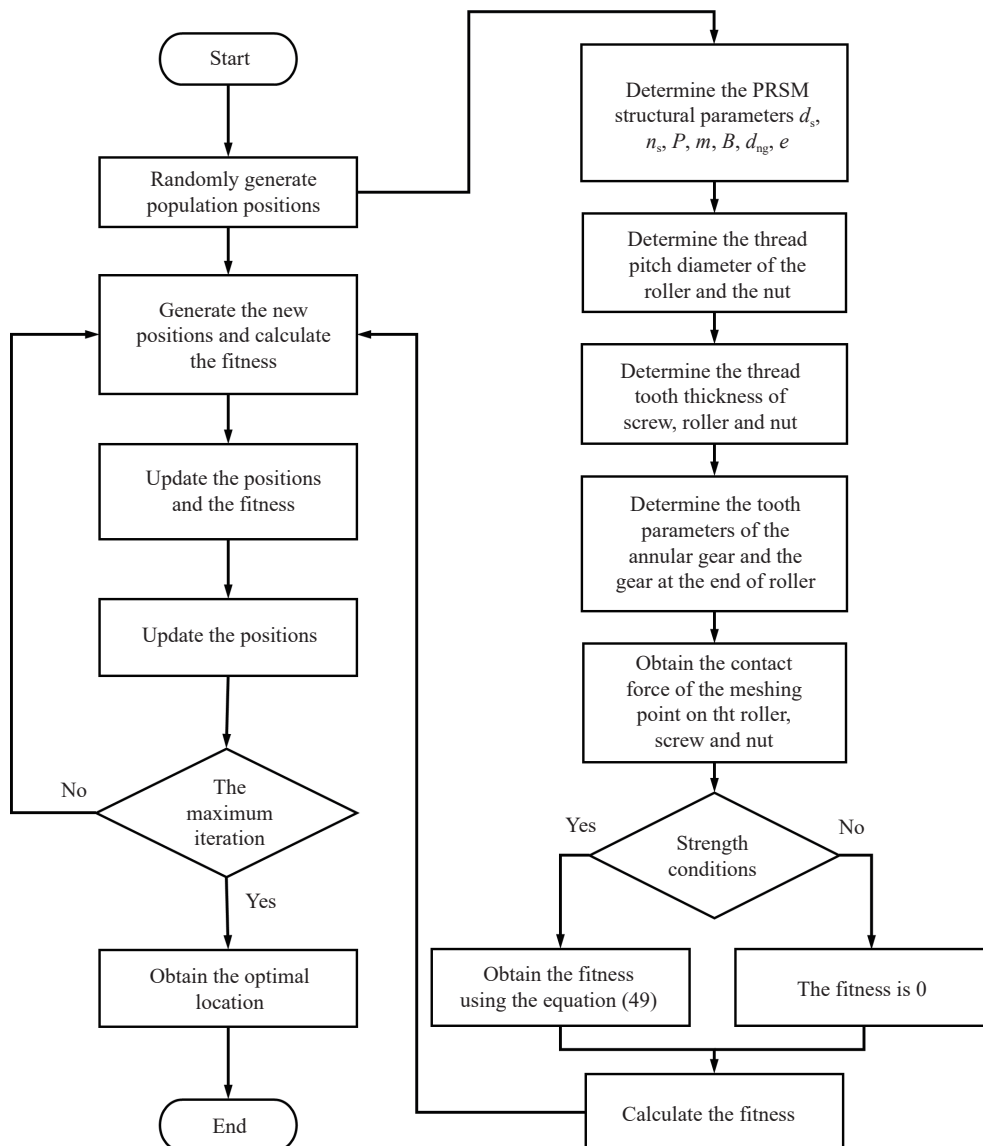


图9 PRSM 结构参数优化过程

Fig.9 Structural parameter optimization process of PRSM

- (1) 确定 CSA 优化参数, PRSM 结构参数范围.
- (2) 对 PRSM 优化参数随机初始化, 并结合 PRSM 结构约束条件和强度条件确定其余尺寸, 并获取种群中每个个体适应度值.
- (3) 更新种群个体, 并实现 PRSM 每个结构参数更新.
- (4) 检查更新后的结构参数是否满足约束条件, 如果不满足, 则不更新其结构参数, 并对更新后的个体计算其适应度值.
- (5) 对比更新前后个体适应度值, 当更新后个体适应度值优于更新前的, 用更新后的个体代替更新前个体.
- (6) 迭代次数达到最大迭代次数, 更新停止, 对比种群个体适应度值, 从而获得最优的个体, 实现 PRSM 结构参数最优化设计.

4 实例验证

为了验证本文提出 PRSM 优化设计方法的有效性. 基于上述方法, 首先, 对优化参数分别设置范围, 丝杠螺纹中径 d_s 范围为 [5 mm, 100 mm] 并为整数, 丝杠头数 n_s 范围为 [3, 6] 并为整数, 丝杠导程 l_s (单位 mm) 范围为 {1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 15, 18, 20, 24, 25, 30, 36}, 滚柱端部轮齿模数 m (单位 mm) 范围为 {0.2, 0.25, 0.3, 0.6, 0.8, 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5}, 滚柱端部轮齿宽度 B (单位 mm) 范围

为 [3, 20] 并为整数, 螺纹牙个数 e 为范围为 [10, 70] 并为整数, 滚柱螺纹牙厚 c_r 的范围为 $(P/2, P)$. 同时设置种群个数为 50, 迭代次数为 1000, 飞行高度为 1, 被跟踪概率设为 0.5. PRSM 螺纹截面牙型角为 45° , 材料选择 GCr15, 材料属性如表 1 所示.

表 1 PRSM 材料属性^[23-24]

Table 1 Material properties of PRSM^[23-24]

Material properties	Corresponding value/MPa
Ultimate tensile strength	2073
Ultimate shear strength	1036.5
Ultimate bending strength	3200
Bending fatigue limit	735
Contact fatigue limit	1400

根据国外产品手册^[25], 在推力 0 ~ 100000 N、100000 ~ 200000 N 以及 200000 N 以上三个范围内随机选取三种工况负载, 分别为 51000、102100、221600 N, 利用本文提出的方法得到 PRSM 结构参数如表 2 所示. 通过与国外产品手册进行对比, 本文优化后 PRSM 外形结构参数与国外设计的参数基本一致. 本文方法所得到的螺距和螺母外径与国外设计的有一定偏差, 主要是由于国外设计不同螺距下的 PRSM 承载差别不大, 在相同的负载下可以选择不同螺距的 PRSM.

表 2 PRSM 结构参数对比

Table 2 Comparison of PRSM structure parameters

Structure parameter	$F = 51000\text{ N}$		$F = 102100\text{ N}$		$F = 221600\text{ N}$	
	Proposed model	Rollvis	Proposed model	Rollvis	Proposed model	Rollvis
Nominal diameter of screw/mm	15	15	20	19.5	29	30
Nominal diameter of roller/mm	5	5	6.67	6.5	9.67	10
Pitch diameter of nut/mm	25	25	33.33	32.5	48.33	50
Pitch of thread/mm	0.4	0.4	0.6	0.4	1	0.8
Starts of screw thread	5	5	5	5	5	5
External diameter of nut/mm	31.4180	26	39.20	42	56.41	62
Thread tooth thickness of roller/mm	0.216	—	0.304	—	0.484	—
Thread tooth thickness of screw/mm	0.1754	—	0.2814	—	0.488	—
Thread tooth thickness of nut/mm	0.184	—	0.296	—	0.516	—
Teeth number of annular gear	20	—	26	—	38	—
Teeth number of gear at the end of the roller	100	—	130	—	190	—
Modulus/mm	0.25	—	0.25	—	0.25	—
Modification coefficient of annular gear	-0.3680	—	0.1413	—	0.5013	—
Modification coefficient of gear at the end of the roller	0.3680	—	-0.1413	—	-0.5013	—

5 结论

本文针对现有 PRSM 结构设计研究中没有同时综合考虑 PRSM 螺纹副和齿轮副结构参数优化问题, 建立 PRSM 螺旋曲面方程, 得到螺纹啮合侧隙与结构参数之间关系, 通过调整螺纹结构参数实现 PRSM 无侧隙啮合, 同时, 考虑螺纹结构强度及滚柱端部轮齿结构强度的影响, 分别对优化过程中滚柱、内齿圈、丝杠、螺母等主要承力构件进行校核, 从而保证优化后的 PRSM 满足强度设计要求。然后以丝杠螺纹中径、头数、导程、滚柱端部轮齿模数以及滚柱端部轮齿宽度等为设计变量, 以螺母外径最小、丝杠中径最小、螺距最小、导程最短、滚柱中径最小为优化目标, 利用乌鸦搜索算法, 建立 PRSM 结构参数优化模型。最后根据以负载 51000、102100、221600 N 为例, 利用本文提出的优化模型进行结构参数设计, 结果表明得到的结构参数与国外 PRSM 产品手册设计基本一致。

参 考 文 献

- [1] Yao Q, Zhang M C, Liu Y S, et al. Multi-objective optimization of planetary roller screw mechanism based on improved mathematical modelling. *Tribol Int*, 2021, 161: 107095
- [2] Kim N S, Kim K, Jong S. Contact analysis and static load carrying capacity of planetary roller screw mechanism. <https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-106438/v1>
- [3] Meng J J, Du X, Li Y M, et al. A multiscale accuracy degradation prediction method of planetary roller screw mechanism based on fractal theory considering thread surface roughness. *Fractal Fract*, 2021, 5(4): 237
- [4] Du X, Chen B K, Zheng Z D. Investigation on mechanical behavior of planetary roller screw mechanism with the effects of external loads and machining errors. *Tribol Int*, 2021, 154: 106689
- [5] Du C M, Liu G, Qiao G, et al. Transient thermal analysis of standard planetary roller screw mechanism based on finite element method. *Adv Mech Eng*, 2018, 10(12): 168781401881230
- [6] Li L J, Fu Y L, Zheng S C, et al. Friction torque analysis of planetary roller screw mechanism in roller jamming. *Math Probl Eng*, 2020, 2020(12): 1
- [7] Garcia A, Cusido I, Rosero J A, et al. Reliable electro-mechanical actuators in aircraft. *IEEE Aerosp Electron Syst Mag*, 2008, 23(8): 19
- [8] Zhou M. *Disturbance Analysis and Control of Electromechanical Actuator System* [Dissertation]. Changchun: Institute of Physics, Chinese Academy of Sciences, 2020
(周满. 电动舵机系统扰动分析与控制策略研究[学位论文]. 长春: 中国科学院大学(中国科学院长春光学精密机械与物理研究所), 2020)
- [9] Zheng W, Zu L, Wang K. Experiment research on influence factors of travel error of planetary roller screw pair. *Chin J Sci Instrum*, 2021, 42(9): 214
(郑伟, 祖莉, 王凯. 精密行星滚柱丝杠副行程误差影响因素试验研究. 仪器仪表学报, 2021, 42(9): 214)
- [10] Ma S J, Liu G, Tong R T, et al. A frictional heat model of planetary roller screw mechanism considering load distribution. *Mech Based Des Struct Mach*, 2015, 43(2): 164
- [11] Zhao Y, Ni J, Lu L N. Mesh calculation of roller screw pair. *Mach Des*, 2003, 20(3): 34
(赵英, 倪洁, 吕丽娜. 滚柱丝杠副的啮合计算. 机械设计, 2003, 20(3): 34)
- [12] Cheng Y, Fan Y X. Analysis of effect of thread error for meshing state of planetary roller screw. *Modul Mach Tool & Autom Manuf Tech*, 2018(4): 119
(程远, 范元勋. 行星滚柱丝杠螺纹误差对啮合状态影响分析. 组合机床与自动化加工技术, 2018(4): 119)
- [13] Fu X J, Liu G, Ma S J, et al. Studies on meshing mechanism of helical surfaces in planetary roller screw mechanism. *J Mech Eng*, 2016, 52(3): 26
(付晓军, 刘更, 马尚君, 等. 行星滚柱丝杠副螺旋曲面啮合机理研究. 机械工程学报, 2016, 52(3): 26)
- [14] Ryakhovskiy O A, Sorokin F D, Marokhin A S. Calculation of radial displacements of nut and rollers axes and the position of a contact between the nut and the roller thread in an inverted planetary roller screw mechanism. *Higher Educational Institutions Machine Building*, 2013, 11: 12
- [15] Sandu S, Biboulet N, Nelias D, et al. An efficient method for analyzing the roller screw thread geometry. *Mech Mach Theory*, 2018, 126: 243
- [16] Velinsky S A, Chu B, Lasky T A. Kinematics and efficiency analysis of the planetary roller screw mechanism. *J Mech Des*, 2009, 131(1): 011016
- [17] Dang J L, Liu G, Ma S J, et al. Motion principle and simulation analysis of inverted planetary roller screw mechanism. *J Syst Simul*, 2013, 25(7): 1646
(党金良, 刘更, 马尚君, 等. 反向式行星滚柱丝杠机构运动原理及仿真分析. 系统仿真学报, 2013, 25(7): 1646)
- [18] Xing S, Hou H L, Zhao Y Q, et al. Parametric design and research of planetary roller screw mechanism. *J Shaanxi Univ Technol (Nat Sci Ed)*, 2017, 33(3): 10
(邢思, 侯红玲, 赵永强, 等. 行星滚柱丝杠副的参数化设计与研究. 陕西理工大学学报(自然科学版), 2017, 33(3): 10)
- [19] Wei Z X, Yang J J, Zhu J S, et al. Optimized analysis on structural parameter for planetary roller screw. *J Mech Transm*, 2011, 35(6): 44
(韦振兴, 杨家军, 朱继生, 等. 行星滚柱丝杠副的结构参数优化分析. 机械传动, 2011, 35(6): 44)
- [20] Gao Y, Yang J J, Liang H, et al. Optimization of planetary roller screw gear modification coefficient. *J Hubei Univ Technol*, 2015,

- 30(4): 58
(高扬, 杨家军, 梁汉, 等. 行星滚柱丝杠副齿轮变位系数的优化. 湖北工业大学学报, 2015, 30(4): 58)
- [21] Wang J L. *The Transmission Characteristics Research on Planetary Roller Screw Pair* [Dissertation]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2017
(汪佳丽. 行星滚柱丝杠副传动特性的研究[学位论文]. 武汉: 华中科技大学, 2017)
- [22] Askarzadeh A. A novel metaheuristic method for solving constrained engineering optimization problems: Crow search algorithm. *Comput Struct*, 2016, 169: 1
- [23] Zhang W J. *Calculation Model and Methods of Load Distribution Over Threads in the Planetary Roller Screw Mechanism* [Dissertation]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2017
(张文杰. 行星滚柱丝杠副螺纹牙载荷分布计算模型与方法[学位论文]. 西安: 西北工业大学, 2017)
- [24] Committee of China Aeronautical Materials Handbook. *China Aeronautical Materials Handbook*. 2nd Ed. Beijing: Standards Press of China, 2001
(中国航空材料编辑委员会. 中国航空材料手册. 2版. 北京: 中国标准出版社, 2001)
- [25] Rollvis Swiss. *Satellite Roller Screws*. Genève: Rollvis SA, 2019