

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2026.04.033

基于有限元的盲孔滚针轴承快速拆卸工具仿真设计与应用

王己锋¹, 陈榕¹, 邓卫卫¹, 刘戎森¹, 张小杭¹, 陈建廷¹, 魏慧龙²

(1. 龙岩烟草工业有限责任公司, 福建 龙岩 364021; 2. 福建理工大学 机械与汽车工程学院, 福建 福州 350118)

摘要:为解决进烟鼓轮盲孔滚针轴承损坏后的拆卸难题,通过分析其安装结构与空间特性,采用 SolidWorks 完成三维建模与零件尺寸设计,结合 ANSYS Workbench 开展有限元分析,研发专用快速拆卸工具。测试结果表明,单个轴承拆卸时长仅需 3.4 min,可有效规避零部件损伤风险,且显著降低维修人员劳动强度。该技术方案为提升设备维修效率提供可靠技术支撑。

关键词:盲孔;滚针轴承;快速;拆卸工具;有限元

中图分类号:TH133.3 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2026)04-0168-05

Simulation Design and Application of Rapid Disassembly Tool for Blind-Hole Needle Roller Bearing Based on Finite Element Method

Wang Jifeng¹, Chen Rong¹, Deng Weiwei¹, Liu Rongsen¹, Zhang Xiaohang¹, Chen Jianting¹, Wei Huilong²

(1. Longyan Tobacco Industrial Co., Ltd., Longyan 364021, China;

2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China)

Abstract: To address the difficulty of disassembling damaged blind-hole needle roller bearings in the inlet drum, this study analyzed the mounting structure and spatial characteristics. Three-dimensional modeling and part dimensioning were completed using SolidWorks, and finite element analysis was conducted with ANSYS Workbench to develop a specialized rapid disassembly tool. Test results show that the disassembly time for a single bearing is only 3.4 min, effectively avoiding the risk of component damage and significantly reducing the labor intensity of maintenance personnel. This technical solution provides reliable support for improving equipment maintenance efficiency.

Keywords: blind-hole; needle roller bearing; rapid; disassembly tool; finite element

0 引言

滚针轴承凭借结构紧凑、径向承载能力强的优势,广泛应用于机床主轴、烟草装备、汽车变速箱等精密机械的核心传动部件中,其稳定运行直接决定整机的传动精度与服役寿命^[1-4]。以烟草加工领域的进烟鼓轮为例,滚针轴承作为关键旋转支撑元件,需长期承受烟支输送过程中的周期性冲击与摩擦,发生滚道磨损、保持架失效等问题需及时拆卸更换以避免设备停机,保障卷烟生产的连续性。但鼓轮盲孔结构受孔径狭小、孔深较大且无贯穿通道空间约束,导致敲击法、液压顶出法等传统拆卸方式存在显著技术瓶颈。现有研究主要针对滚针轴承的有效额定载荷与接触疲劳寿命、载荷与寿命关系、摩擦阻力矩影响因素及接触区油膜参数变化等^[5-9]。而针对通孔轴承的快速

拆卸工具已形成成熟技术方案,如模块化卡爪式工具、气动顶出装置等^[10-11],但此类工具多依赖贯穿式安装空间,无法适配盲孔的封闭结构。为此,分析滚针轴承安装位置结构,以烟草装备进烟鼓轮盲孔滚针轴承为研究对象,结合三维建模、有限元仿真与试验验证,设计专用快速拆卸工具,旨在解决特殊结构滚针轴承的维修难题,降低维修人员的劳动强度。

1 存在问题

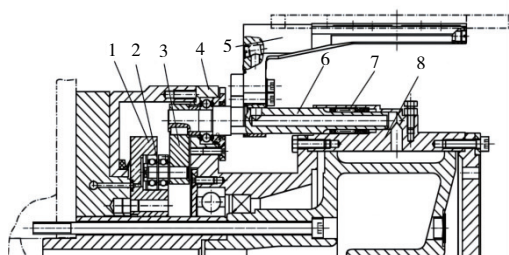
如图1所示,烟草装备的进烟鼓轮设计包含28个轮槽,其中有14个活动轮槽和14个固定轮槽。活动轮槽5通过空心轴6、滚轮臂杆3、凸轮滚子2与连接盘4相连,同时通过空心轴6穿过滚针轴承7与鼓体8共同构成一个回转轮体。盘形凸轮1保持固定位置,而鼓轮则驱动14个凸轮

基金项目:福建中烟工业有限责任公司自主科技项目(FJZYKJJH2022ZD036)

第一作者简介:王己锋(1985—),男,福建宁德人,工程师,本科,研究方向为烟机设备维护,wangjifeng1985@qq.com。

通信作者简介:张小杭(1984—),男,福建龙岩人,工程师,硕士,研究方向为卷包设备管理,zxh22913@fjtjic.cn。

滚子围绕鼓轮中心旋转。在旋转过程中,凸轮作用于滚子摆臂,促使空心轴进行往复旋转,进而带动活动轮槽往复摆动。这一机制实现了活动轮槽的伸出,以接收卷制成形机传送的双道双倍长料棒,并在鼓轮旋转过程中缩回,最终将料棒传递至切割鼓轮。其中滚针轴承型号为 HK1216-2RS,内径为 $\phi 12$ mm,外径为 $\phi 18$ mm,长度为 16 mm,为冲压外圈滚针轴承,其外圈是用薄钢板精密冲压成形,结构空间小,具有较大负荷容量,适用于安装空间受到限制和壳体孔不宜作为滚道的场合^[12]。



1—盘形凸轮; 2—凸轮滚子; 3—滚轮臂杆; 4—连接盘;
5—活动轮槽; 6—空心轴; 7—滚针轴承; 8—鼓体。

图 1 进烟鼓轮结构示意图

轴承与鼓体的壳体孔配合采用了基轴制,即以轴承的外径尺寸为基准,采用 $\phi 18R6$ 过盈配合,则轴承外径与壳体孔内径的配合公差与过盈量如表 1 所示^[13]。

表 1 滚针轴承与壳体孔的配合公差与过盈量

参数	轴承外径	壳体孔内径
公差带	$\phi 18h5$	$\phi 18R6$
下偏差/mm	-0.008	-0.031
上偏差/mm	0.000	-0.020
最小过盈量 $\delta_{\min}$ /mm		0.012
最大过盈量 $\delta_{\max}$ /mm		0.031

经过长期运行,轴承两侧的骨架油封可能出现磨损现象,烟末杂质可能侵入滚针轴承内部,引起轴承的损伤和磨损,进而影响活动轮槽机构的传动精度,无法确保设备的稳定运行。因此,必须克服轴承与鼓体壳体孔之间的最大静摩擦力,以便将轴承拉出进行维修和保养。

据 2021 年和 2022 年维修记录,如表 2 所示,对车间 3 台烟草设备的接烟鼓轮,利用通用的撞击式拉拔器进行检修保养,滚针轴承平均拆卸时长达 28.3 min,且存在个别轴承拆卸耗时更长的

情况。

表 2 通用拉拔器拆卸单个滚针轴承所用时间 单位:min

机台号	轴承号						
	1#	2#	3#	4#	5#	6#	7#
A#	17.4	26.7	26.5	11.6	29.1	70.4	12.4
B#	15.9	43.7	22.6	28.1	94.3	12.3	22.8
C#	19.5	16.2	29.3	27.4	21.8	23.5	90.5

机台号	轴承号						
	8#	9#	10#	11#	12#	13#	14#
A#	28.1	28.5	25.9	65.3	15.9	21.2	22.8
B#	28.4	24.5	16.3	21.2	22.4	12.4	23.5
C#	13.1	15.7	60.2	16.3	17.5	30.5	16.8

轴承与盲孔配合的最大压出力计算公式为^[14-15]

$$F_{\max} = 1.3F_{\max} = 1.3\pi d_f l_f \mu p_{\max} \quad (1)$$

$$p_{\max} = \frac{\delta_{\max}}{d_f \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_i}{E_i} \right)} \quad (2)$$

$$C_a = \frac{d_a^2 + d_f^2}{d_a^2 - d_f^2} + v_a \quad (3)$$

$$C_i = \frac{d_f^2 + d_i^2}{d_f^2 - d_i^2} - v_i \quad (4)$$

式中: $F_{\max}$ 为最大压出力,N; $p_{\max}$ 为结合表面所受最大压强,MPa; d_f 为配合直径,18 mm; l_f 为配合长度,16 mm; μ 为摩擦因数,0.02; $\delta_{\max}$ 为最大过盈量,31 μ m; C_a 、 C_i 为毂与轴的刚性系数; E_a 、 E_i 为毂与轴的材料弹性模量,分别为 70 GPa、206 GPa; d_a 、 d_i 为毂外径与轴内径,分别为 $\phi 22$ mm、 $\phi 12$ mm; v_a 、 v_i 为毂与轴泊松系数,分别为 0.33、0.26。

由式(1)一式(4)计算可得: $C_a = 5.38$; $C_i = 2.34$; $p_{\max} = 28.92$ MPa; $F_{\max} = 680.39$ N。

在拆卸滚针轴承的过程中,存在的难点有:鼓体材质为铝质,且盲孔外侧壁较为薄弱,轴承安装于深度为 32 mm 的孔内。在采用常规拆卸轴承方法时,鼓体定位困难,加之轴承与鼓体盲孔之间为过盈配合,最大压出力达 680.39 N。此外,为了确保轴承的使用寿命,安装过程中会在轴承上涂覆少量专用轴承胶。因此,使用通用工具难以将轴承拉出,且人力敲打式出力方式不均匀,轴承拆卸过程中不能均匀拉出,容易损伤鼓体盲孔内表面,导致鼓体传动精度降低,影响其正常工作。

2 结构设计

本文工具设计是基于鼓轮盲孔为 $\phi 18$ mm, 轴承内径 $\phi 12$ mm, 长度 16 mm, 安装位为 32 mm 所设计。通过分析盲孔的特点, 设计的总体工具如图 2 所示。工具由螺杆 1、支撑套 5、端盖 6、滑杆 8、定位套 10、圆柱销 11 等零部件组成。工具整体呈圆柱体, 其材质为 45 钢。45 钢为优质碳素结构用钢, 硬度不高, 易切削加工, 调质处理后能保证零件具有良好的综合力学性能。

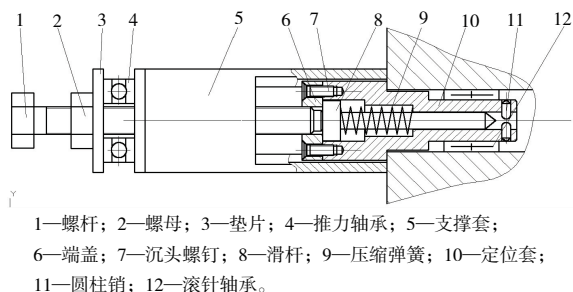


图2 工具结构示意图

拆卸过程的原理为: 通过螺杆驱动滑杆, 将均匀分布的 4 个圆柱销推出定位套, 并使其卡入滚针轴承下方。再用呆板转动螺母时, 螺杆不转, 在支撑套的支撑下, 螺母的旋转运动转换为顶杆的轴向运动, 进而使圆柱销牵引滚针轴承一同向外移动, 最终将轴承从鼓体壳孔中拉出。拆卸作业完成后, 旋出螺栓, 滑杆在弹簧力作用下回缩, 此时圆柱销可手动压回定位套内, 从而取下滚针轴承。

在设计拆卸工具时, 实际的拉力会比理论的拉力大, 可按理论计算的拉力的 3 倍安全系数来设计。滚针拆卸过程是一个克服轴承与盲孔内壁之间摩擦力的过程, 在设计拆卸工具时, 主要是螺杆、圆柱销、定位套等关键零件的设计。

2.1 螺杆

梯形螺纹为最常用的传动螺纹, 其工艺性好, 牙根强度高, 且对中性好, 故选螺杆螺纹的类型为梯形, 牙型角为 30° 。

对于梯形螺纹, 螺杆中径 d_2 [16-17] 最小值为

$$d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{SF_r}{\phi[p_p]}} \quad (5)$$

式中: S 为安全系数, 3; F_r 为螺杆的轴向力, 680.39 N; ϕ 为螺纹的工作圈数, 4; $[p_p]$ 为滑动螺旋副材料许用压强, 8 MPa。

由式(5)计算可得 $d_2 \geq 6.39$ mm。

按国家标准可选取相应的公称直径 d_0 [18]: T_r 8 mm; 螺距 p 为 1.5 mm; 牙高为 0.75 mm; 螺杆中径 d_2 为 6.5 mm。

2.2 圆柱销

圆柱销直径为 $\phi 2.5$ mm, 长度 5.5 mm, 尖头端便于插入到滚针轴承下方, 球状端便于被滑杆的尖头推开。圆柱销主要承受剪切力, 拆卸工具采用了 4 个圆柱销, 结构如图 2 所示。

圆柱销直径 d 至少为 [19]

$$d \geq 2 \sqrt{\frac{SF_\tau}{\pi[\tau]}} \quad (6)$$

式中: S 为安全系数, 3; F_τ 为圆柱销承受剪切力, $F_\tau = F_r/4$, 170.10 N; d 为圆柱销直径, mm; $[\tau]$ 为许用切应力, 142 MPa。

由式(6)计算可得 $d \geq 2.09$ mm。

所以圆柱销直径 d 可以选取 ϕ 为 2.5 mm, 长度为 5.5 mm。

2.3 定位套

定位套依鼓体腔体尺寸设计, 呈三阶圆柱结构。第 1 阶为 $\phi 23$ mm 圆柱(略大于鼓体空腔内径), 其轴肩起轴向定位作用, 下部两侧对称切除以利呆板卡入固定, 防止螺杆转动时定位套随转; 第 2 阶 $\phi 17$ mm 圆柱可伸入鼓体空腔; 第 3 阶 $\phi 11.8$ mm 圆柱(略小于轴承内径)底部均布 4 个圆孔, 用于间隙安装圆柱销。定位套内孔为 3 阶内圆柱孔: $\phi 9$ mm 内圆孔肩供安装压缩弹簧, $\phi 12$ mm 内圆孔肩限制滑杆伸入第 3 阶内孔的距离, 结构如图 3 所示。

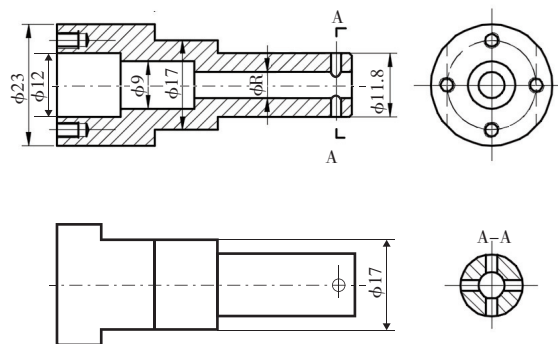


图3 定位套示意图

第 3 阶内圆柱孔直径, 根据校准圆柱销与定位套接触位置的挤压强度 [20], 圆柱销与定位套圆孔接触长度 δ 至少为

$$\delta \geq \frac{SF_p}{d[\sigma_{j1}]} \quad (7)$$

式中: S 为安全系数, 3; $[\sigma_{j1}]$ 为定位套接触位置的许用挤压应力, 135 MPa; d 为圆柱销直径, $\phi 2.5$ mm; F_p 为圆柱销与定位套挤压力, $F_p = F_r/4$, 170.10 N。

由式(7)计算可得 $\delta \geq 1.51$ mm。

同时 δ 还满足结构尺寸

$$\delta = l_x - \frac{(D_k - 2\psi - D)}{2} \quad (8)$$

式中: D_k 为鼓轮壳体孔内径, 18 mm; l_x 为圆柱销长度, 5.5 mm; D 为第三阶内圆柱孔外径, $\phi 11.8$ mm; ψ 为圆柱销被撑开与鼓轮壳体孔的间隙, 1 mm。

由式(8)计算可得 $\delta = 3.4$ mm, 满足式(7)计算要求。

2.4 支撑套

支撑套为钢管, 支撑管下端两侧被对称切掉, 形成前后 Π 型, 便于观察定位套移动情况, 以及利于呆板卡入到定位套, 如图 2 所示。

工作时支撑腿受鼓轮壳体的挤压力, 且挤压力均匀分布。支撑套管壁厚度 η 至少为^[21]

$$\eta \geq \frac{SF_p}{2l[\sigma_{j2}]} \quad (9)$$

式中: $[\sigma_{j2}]$ 为许用挤压应力, 135 MPa; F_p 为挤压力, 680.39 N; l 为支撑腿弦长, 17 mm。

由式(9)计算可得: $\eta \geq 0.51$ mm。

综合加工工艺、结构刚度及现场使用工况, 最终选取支撑套管壁厚度 2 mm, 提升工具承载能力与使用寿命, 保证拆卸过程同轴定位稳定, 避免损伤进烟鼓轮高精度壳体孔。

3 工具有限元分析

通过 SolidWorks 建立滚针轴承拆卸工具的三维模型。在 ANSYS 有限元仿真模块 Workbench 进行操作^[22]: 1) 指定零件材料为调质钢 45, 材料参数如表 3 所示; 2) 模拟真实情况下模型工具的安装方式, 并添加工具进行约束; 3) 在拆卸工具的实际工况下, 集中体现模型上的载荷; 4) 网格划分, 即有限元法中将连续体离散化的过程, 采用二阶四面体网格, 令其最小网格尺寸为 1 mm; 5) 利用静力学分析模块计算。

表 3 模型材料参数表

材料	密度/ (kg/m ³)	弹性 模量/GPa	屈服 强度/MPa	泊松比
45 钢	7.85	209	355	0.26

3.1 关键零件分析

圆柱销、定位套等性能的好坏对工具会产生很大影响, 主要用于将输入转矩的转化成为动力, 为了保证其有效实现传递动力的功, 对圆柱销、定位套等进行有限元静力学分析, 得到其等效应力如图 4—图 6 所示(本刊为黑白印刷, 如有疑问请咨询作者)。

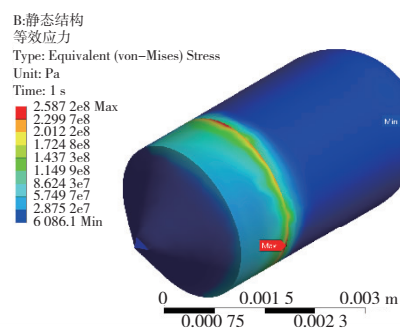


图 4 圆柱销等效应力云图

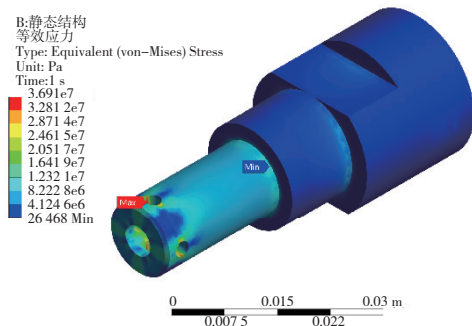


图 5 定位套等效应力云图

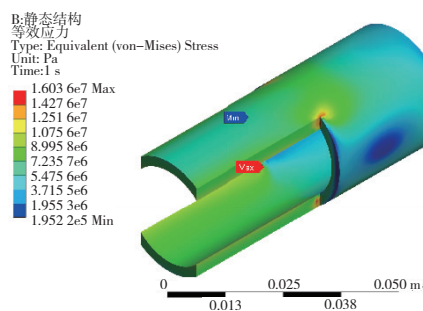


图 6 支撑套等效应力云图

圆柱销将定位套的推力传递到滚针轴承, 在圆柱销与定位套、冲压外圈滚针轴承接触位置设置切应力 170.10 N, 圆柱销最大应力点出现在交界剪切处, 其数值为 258.72 MPa。

定位套将圆柱销拉力通过 4 个 M3 螺栓传递

到端盖,在圆柱销安装孔处设置压力 170.10 N,于端盖螺孔处设置支撑,定位套最大应力点出现在圆柱销安装孔处,其数值为 36.91 MPa。

支撑套将垫片挤压传递到鼓体,在支撑套与垫片接触面设置压力 680.39 N,与鼓体接触面设置支撑,并在两个对称侧面设置扳手的支撑,支撑套最大应力值为 16.04 MPa。

综合以上关键零件的最大应力皆小于材料的屈服极限 355 MPa,均在安全的范围内。

3.2 整体分析

由图 7、图 8 可知,整体等效应力的最大值为 187.89 MPa,负载能力符合设计需要;整体应变最大值为 0.001 2 mm,符合使用要求。

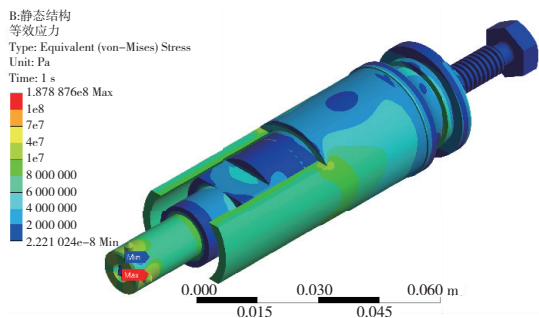


图 7 工具等效应力云图

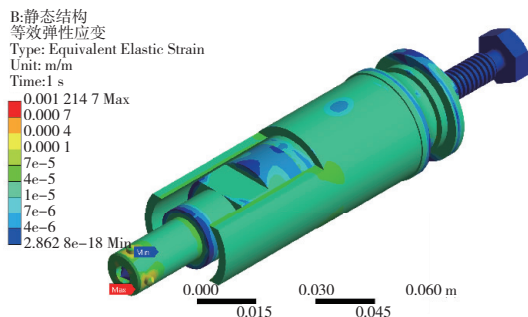


图 8 工具等效应变云图

4 应用效果

4.1 试验设计

材料:进烟鼓轮针轴承专用拆卸工具。设备:3 台烟草设备进烟鼓轮。方法:使用专用工具对 3 个待检修的进烟鼓轮中各自 14 个滚针轴承分别进行拆卸,并计时。

4.2 数据分析

表 4 展示了试验具体数据。

表 4 专用拆卸工具拆卸单个滚针轴承所用时间 单位:min

机台号	轴承号						
	1#	2#	3#	4#	5#	6#	7#
C#	3.5	2.3	4.1	5	3.6	4.7	3.1
D#	2.8	2.5	3.6	4.1	4.7	3.2	2.8
E#	3.5	3.1	3.6	4.2	2.5	3.8	3.3

机台号	轴承号						
	8#	9#	10#	11#	12#	13#	14#
C#	2.6	3.6	4.2	2.9	4.4	2.7	3.5
D#	3.7	2.3	3.4	2.8	3.4	2.1	2.6
E#	2.5	4.2	2.5	3.5	3.1	3.7	4.2

由表 4 可见,采用设计拆卸工具进行滚针轴承维护,平均拆卸时间从原来的 28.3 min 缩短至 3.4 min 左右,实现了快速拆卸,并且只需单个维修人员就可以完成维护,停机维修时间大幅减少,鼓体内壳孔完好,达到了设计效果。

5 结语

针对进烟鼓盲孔滚针轴承传统拆卸工艺中易损伤壳体孔、操作耗时长和维修强度大等工程痛点,本文提出了基于 SolidWorks 的专用拆卸工具设计方案。通过三维参数化建模完成工具结构设计,结合有限元分析验证圆柱销、定位套等的受力合理性,确保拆卸过程中鼓体内壳孔的不受破坏。现场测试结果表明,该专用工具将单个盲孔滚针轴承的拆卸时间缩短至 3.4 min,效率提升约 88%,这不仅显著降低维修人员的体力消耗,更降低了传统敲击拆卸方式导致的壳体报废风险。

本研究的核心价值在于:通过“结构优化—仿真验证—现场验证”的技术路径,构建了盲孔轴承高效拆卸的技术范式,其工具设计逻辑可直接迁移至液压阀块、齿轮箱箱体等类似盲孔轴承的拆卸场景,为解决工业设备中盲孔类零部件的维修难题提供了可复用的工程参考。后续研究可进一步开展工具模块化设计,实现对不同孔径、不同深度盲孔轴承的适配,提升工具的通用性。

参考文献:

- [1] 韩海龙. 滚动轴承在变速器操纵系统中的应用[J]. 机械工程与自动化,2019(4):125-126.
- [2] 刘紫檀,马帅军,闫柯,等. 滚子类轴承接触精确建模及其瞬态力学响应分析方法[J]. 机械工程学报,2024,60(21):112-121.

(下转第 213 页)

- 2025,56(1):497-506.
- [15] 杨廷力. 机器人机构拓扑结构学[M]. 北京:机械工业出版社,2004:53-87.
- [16] 周亚杰,李毅,张凤奎,等. 一种新型大行程高精度并联微动机构的研究与分析[J]. 机器人, 2023, 45(2):179-186.
- [17] 车林仙,李杰,文世坤,等. 2URR-URU 远中心并联机构性能分析与尺度优化[J]. 机械传动, 2025, 49(4):37-47.
- [18] Yu Z X, Huangfu L X, Yang Y L, et al. Design and control of a novel 3 - DOF parallel MFC micromanipulation platform [J]. Engineering Science and Technology, an International Journal, 2025, 61:101943.
- [19] Tian C, Chen N. Enhancing the motion performance of 3-DOF micro/nano - manipulators facing thermo - piezoelectric-mechanical coupling effects[J]. Sensors and Actuators A:Physical, 2025, 381:116036.
- [20] 韩旭焰,杨新刚,张小粉. 2P3RR 并联机构灵巧性分析[J]. 机械制造与自动化, 2025, 54(1):53-57.
- [21] Shen H P, Tang Y, Ceccarelli M, et al. Design and analysis of a new non-parasitic parallel mechanism for 2T1R motion[J]. Journal of Mechanisms and Robotics, 2025, 17:014501.
- [22] 姚璐,谢聪琳,史春海. 5 自由度混联机器人设计与运动学分析[J]. 科技和产业, 2025, 25(8):86-90.

收稿日期:2025-06-09

(上接第 172 页)

- [3] 宗晓明,高飞,韩红雨. 十字轴万向节用滚针轴承承载问题研究[J]. 智能制造, 2019(7):51-56.
- [4] 曹杰,任尊松,查浩,等. 高速动车组齿轮箱轴承载荷特性研究[J]. 机械工程学报, 2024, 60(15):173-184.
- [5] 汪静静,牛荣军,张海,等. 螺栓型滚轮滚针轴承有效额定载荷的数值计算[J]. 轴承, 2020(9):5-9.
- [6] 冯成慧,王斌团,王乾平,等. 航空滚轮滚针轴承试验研究与寿命估算[J]. 轴承, 2018(12):39-42, 65.
- [7] 田昀,王晓北,刘立成,等. 空间机构用推力滚针轴承摩擦阻力矩分析[J]. 轴承, 2022(6):55-59.
- [8] 宋琦,王优强,竺俊杰,等. 杂质颗粒对滚针轴承润滑特性影响研究[J]. 润滑与密封, 2024, 49(9):32-41.
- [9] 任永强,李广涛,潘浩,等. 基于机器视觉的变速箱滚针轴承漏针检测研究[J]. 机床与液压, 2020, 48(4):19-22.
- [10] 黄五羊,张俊. 一种轨道交通车辆轴承拆卸装置的设计及应用[J]. 现代机械, 2024(5):53-56.
- [11] 陶文嘉,刘成,李建朋,等. 大型矿用减速器行星轮轴拆卸装置的设计与应用[J]. 矿山机械, 2022, 50(11):61-65.
- [12] 娄智旭,邱明,周彩虹,等. 高速 V 型兜孔滚针轴承保持架结构优化[J]. 航空动力学报, 2025, 40(7):434-443.
- [13] 国家市场监督管理总局,国家标准化管理委员会. 滚动轴承 无内圈冲压外圈滚针轴承 外形尺寸、产品几何技术规范:GB/T 12764—2019[S]. 北京:中国标准出版社, 2019:10.
- [14] 熊伟,葛志华,庞乔,等. 轮毂轴承单元过盈量理论设计及试验研究[J]. 工程设计学报, 2021, 28(1):41-47.
- [15] 卢学明. 纯水液压支架油缸活塞杆包覆过盈量设计[J]. 煤矿机械, 2022, 43(2):8-10.
- [16] 梯形螺纹:GB/T 5796.3—2022[S].
- [17] 杨满. 金属材料手册[M]. 北京:机械工业出版社, 2025.
- [18] 杨国栋,魏兵. 实用紧固件手册[M]. 4 版. 北京:机械工业出版社, 2022.
- [19] 涂杰,罗强. 大型风电齿轮箱行星架-销轴系统有限元分析[J]. 机床与液压, 2018, 46(21):169-172.
- [20] 王晨光,王海航,杨杰,等. 孔挤压量对碳纤维增强复合材料孔壁损伤与疲劳性能的影响[J]. 机械工程学报, 2025, 61(7):134-143.
- [21] 刘艳秋,胡建忠,王蔓,等. 机械设计基础[M]. 2 版. 北京:清华大学出版社, 2023.
- [22] 罗赞,莫名韶,李胜军. 一种机械手电液控制回路的设计与仿真[J]. 机械制造与自动化, 2025, 54(4):174-178, 199.

收稿日期:2025-09-26