

# RV减速器主轴承试验台研制与实验研究

朱晴旺 张靖\* 谢发祥 朱忠刚 郭剑禹 严厚林

浙江环动机器人关节科技股份有限公司, 玉环, 317600

**摘要:**为获取RV减速器主轴承的倾覆刚性和疲劳性能,研发了主轴承试验台,可以准确测量RV减速器主轴承的倾覆刚度和疲劳寿命。重点介绍了该试验台的工作原理和详细结构,主轴承试验台由机械系统、电控系统和测量软件组成。测试了RV-125N减速器不同主轴承预紧量的倾覆刚性,并对主轴承预紧量为0.06 mm的RV-125N减速器开展了疲劳试验,讨论了疲劳试验后主轴承的失效模式与失效原理。在Masta软件中建立基于实验状态的RV-125N减速器三维分析模型,仿真分析了RV-125N减速器主轴承的寿命,仿真结果表明其理论寿命是实际寿命的89%。该试验台的开发解决了主轴承倾覆刚度测试不准、疲劳寿命验证困难的问题,研究结果对RV减速器的设计与制造具有一定的理论价值与实际应用价值。

**关键词:**RV减速器;主轴承;倾覆刚性;疲劳寿命

**中图分类号:**TH132.46

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.08.010

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



## Design and Experimental Research of RV Reducer Main Bearing Test Benches

ZHU Qingwang ZHANG Jing\* XIE Faxiang ZHU Zhonggang GUO Jianyu YAN Houlin  
Zhejiang Fine Motion Robot Joint Technology Co., Ltd., Yuhuan, Zhejiang, 317600

**Abstract:** In order to obtain the overturning stiffness and fatigue performance of RV reducer main bearing, a main bearing test bench was developed, which might accurately measure the overturning stiffness and fatigue life of RV reducer main bearings. The working principle and detailed structure of the test bench were emphatically introduced. The main bearing test bench consisted of mechanical systems, electric control systems and measurement software. The overturning stiffness of RV-125N reducer with different main bearing preloads was tested, and the fatigue test of RV-125N reducer with main bearing preload of 0.06 mm was carried out, and the failure mode and principle of the main bearing after the fatigue test were discussed. A three-dimensional analytical model of the RV-125N reducer was developed based on the experimental conditions in Masta software, and the life of the main bearing of RV-125N reducer was simulated and analyzed, and the simulation results show that the theoretical lifetime is 89% of the actual lifetime. The development of the test bench solves the problems of inaccurate overturning stiffness tests of the main bearings and the difficulty of fatigue life verification, and provides theoretical value and practical application value for the design and manufacture of RV reducers.

**Key words:** RV reducer; main bearing; overturning stiffness; fatigue life

## 0 引言

RV(rotary vector)减速器具有传动效率高、速比范围广、结构紧凑、承载能力高等特点<sup>[1]</sup>。日本纳博特斯克(Nabtesco)研制的高性能RV-N系列和RV-Z系列减速器额定寿命已突破 $10^4$  h,纳博特斯克凭借产品优异性能垄断着复杂高端工业机器人市场<sup>[2]</sup>。目前国内研制的RV减速器的精度保持性、疲劳寿命、过载能力等核心关键技术与纳博特斯克存在一定的差距,这些核心关键技术仍然是制约我国工业机器人产业发展的重要因

素<sup>[3-4]</sup>。RV减速器的主轴承性能决定了RV减速器的承载能力、倾覆刚度、传动精度、传动效率、温升、精度保持性等关键特性<sup>[5]</sup>,因此,开展对机器人RV减速器主轴承的研究,对提高减速器的制造水平、优化减速器的精度保持性能、提高机器人整机质量显得尤为重要。

近年来学者们对机器人减速器主轴承的研究取得了一些成果。DENG等<sup>[6]</sup>通过对RV减速器主轴承在实际工况下的受力分析,研究了变载荷条件下主轴承基本额定寿命及径向载荷对寿命的影响。XIE等<sup>[7]</sup>提出了一种改进的动力学模型研究RV减速器力矩刚度和旋转精度,为了测量力矩刚度和旋转精度,开发了弯矩刚度试验台,但未

收稿日期:2024-07-06

基金项目:浙江省“尖兵”“雁雁”研发攻关计划(2023C01066)

考虑试验台本身的结构刚性差异,导致力矩刚度数据存在测量误差。张跃明等<sup>[8]</sup>提出了一种基于疲劳强度理论的RV减速器寿命计算方法并设计搭建了RV减速器试验台,该试验台由于无法对RV减速器施加足够的弯矩,故无法准确验证RV减速器主轴承的疲劳寿命。目前能够系统全面准确评价RV减速器主轴承的倾覆刚度和疲劳寿命的研究并不多见。

本文基于主轴承倾覆刚度和疲劳寿命实验可行性,研制了RV减速器主轴承试验台,用于测量RV减速器主轴承的倾覆刚度和主轴承疲劳寿命,以解决主轴承倾覆刚度测试不准、疲劳寿命验证困难的问题。

### 1 实验原理

#### 1.1 倾覆刚度测试原理

图1所示为RV减速器主轴承安装方式和受载分析<sup>[9]</sup>,RV减速器的两个主轴承配对安装在针齿壳和行星架上。输出轴与行星架连接,输出轴承受的外部载荷分别是径向载荷  $W_1$  和轴向载荷  $W_2$ ,当RV减速器受到外部载荷时行星架会承受倾覆力矩而产生变形,行星架变形的倾角为  $\theta$ ,RV减速器倾覆刚度  $M$  就是输出行星架受外部载荷变形时倾角  $\theta$  为  $1'$  时输出轴承所受的倾覆力矩值,即

$$M = \frac{W_1 l_1 + W_2 l_3}{\theta} \quad (1)$$

式中:  $l_1$  为径向载荷  $W_1$  到两主轴承支撑中心的距离;  $l_3$  为轴向载荷  $W_2$  到减速器轴心的距离。

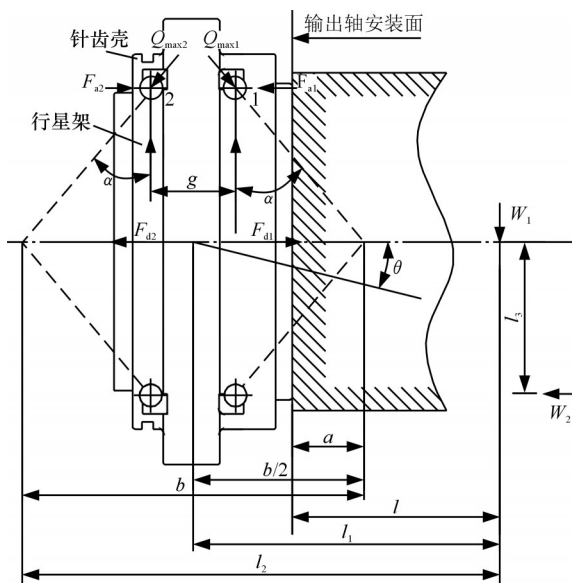


图1 RV减速器主轴承受力示意图

Fig.1 schematic diagram of RV reducer main bearing force

#### 1.2 主轴承试验台实验原理

图2为RV减速器主轴承实验设备简图,实验装置由伺服电机、待测RV减速器、输出轴、陪测RV减速器、加载机构和倾角仪组成。

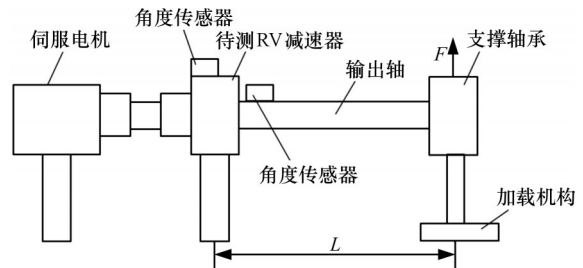


图2 RV减速器主轴承试验设备简图

Fig.2 Sketch of RV reducer main bearing test equipment

主轴承实验流程(图3)如下:①按照设备简图设计并搭建台架,按照实验要求安装RV减速器和测试工装;②通过调节外部载荷  $F$  的大小对RV减速器主轴承进行加载,加载机构能够精确地加载和卸载,且载荷稳定;③倾角仪记录RV减速器针齿壳和行星架在外部载荷  $F$  下变形的倾角,并通过式(1)计算倾覆刚度  $M$ ;④卸下倾角仪并启动伺服电机驱动RV减速器按照恒定速度持续运转,实验过程中监控减速器状态,当减速器出现温升异常、异响、抖动、油脂铁粉含量高异常状态时,记录减速器失效时间后停止实验。

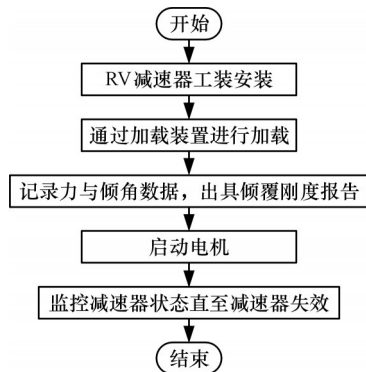


图3 RV减速器主轴承试验台实验流程

Fig.3 Experimental process of RV reducer main bearing test bench

### 2 试验台的构成

试验台结构如图4所示,试验台采用卧式结构,结构紧凑,占用空间小,操作简单,由机械系统、电控系统、测试软件3大部分构成。机械系统主要包括铸铁平板、输出轴、待测减速器、安装支架、加载机构等。电控系统主要包括可编程逻辑控制器(PLC)、伺服电机、驱动器、倾角传感器、电控柜等。

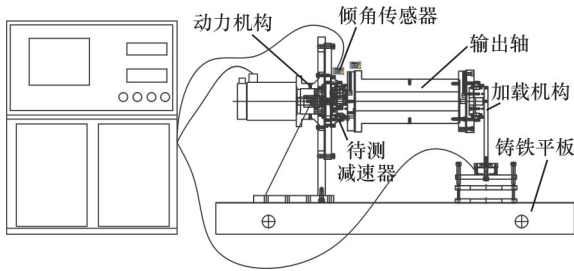


图4 试验台整体结构

Fig.4 The overall structure of the test bench

铸铁平板整体浇筑成形,表面采用精刨、刮削等工艺保证了整个机械系统的刚性和表面精度。动力机构配置汇川伺服电机和驱动器,具有精度高、转速快、实用性强、稳定性好等优点。伺服电机为测试系统提供动力输出,其它加载机构中采用激光对中仪和千分表辅助对中调试,保证减速器输入轴、输出轴、支撑轴承等零部件的同心度,良好的安装精度保证了测试数据的可靠性。电控系统配置台达PLC,具有可靠性好、通用性好、编程简单等优点,PLC控制试验台的运动和数据的采集,保证试验台的稳定运行。上位机测量软件采用Diaview编写,Diaview具有开放性好、易于扩展、性价比高、开发周期短等优点,上位机软件记录和显示实验数据,操作简单,便于操作人员的使用和后期维护。铁粉浓度计选择日本新宇宙SDM-72,它具有良好的铁粉测量精度,能对实验过程中减速器内部零件磨损状态进行诊断。倾角传感器选用瑞芬公司的ACA616T,它具有测量精度高、抗干扰能力强等优点,实验过程中能够准确测量减速器的变形的倾斜角度。温度传感器选择扬子WZP-290,它具有使用简单、稳定高、性价比高的优点,用于监控实验过程减速器的温度变化。力传感器选用宇航的YFLH-4B,它具有响应速度快、精度高、稳定性好等优点,用于测量实验过程的实验载荷。试验台配置见表1。

表1 试验台软硬件配置

Tab.1 Hardware and software configuration of test bench

配置名称	供应商	型号
上位机软件	台达	DIASView SCADA
PLC	台达	DVP-32EH00T3
伺服电机	汇川	MS1H2-40C30CD-T331Z
驱动器	汇川	SV630PT017I
温度传感器	扬子	WZP-290
铁粉浓度计	新宇宙	SDM-72
力传感器	宇航	YFLH-4B
倾角仪	瑞芬	ACA616T

## 2.1 动力机构设计

动力机构是试验台的重要组成部分,关系到整个试验台的使用性能,其机械结构如图5所示,由伺服电机、电机支架、轴承座、精密测试轴、深沟球轴承、安装支架、减速器安装板、待测减速器、输出法兰等组成。作为试验台的动力输出的伺服电机通过电机支架与安装支架固定,安装有配对的深沟球轴承的轴承座镶嵌在电机支架腔体内,轴承座内的精密测试轴通过平键或花键连接电机轴与减速器的输入轴,此种设计保证了动力机构的回转精度,并将伺服电机的动力精准地传递至待测减速器。

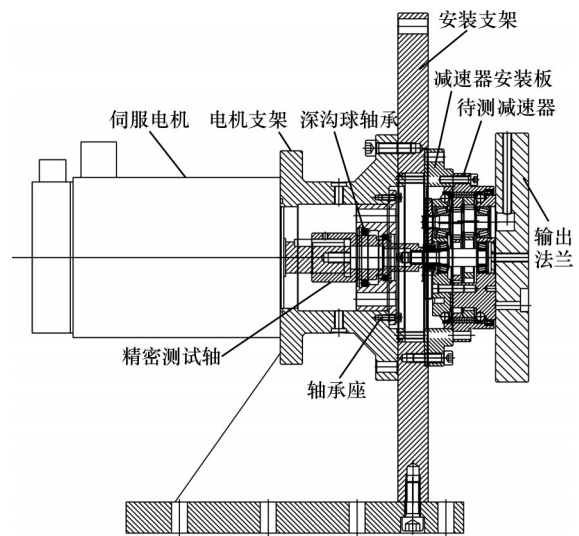


图5 动力机构设计

Fig.5 Design of power mechanism

## 2.2 加载机构设计

加载机构是为整个试验台提供稳定精确负载的精密机械装置,如图6所示。加载机构由输出轴安装板、精密轴承座、输出法兰、柔性加载机构、力传感器等组成。输出安装板与输出轴和精密轴

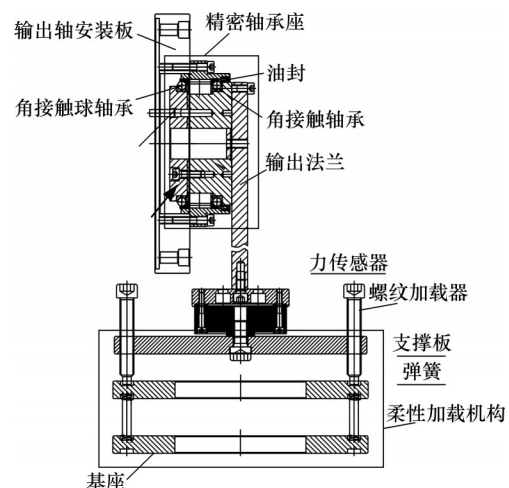


图6 加载机构设计

Fig.6 Design of loading mechanism

轴承连接。精密轴承座由配对的角接触轴承、圆锥销、螺钉、输入法兰组成。精密轴承座通过设置配对的角接触轴承保证了精密轴承座的高刚性和高的回转精度,保证了系统复杂的径向力和轴向力传递的准确性。柔性加载机构由螺纹加载器、支撑板、弹簧、基座组成。通过数显扭矩扳手对周向分布的螺纹加载器施加精准的扭矩,螺纹加载器对支撑板施加恒定的载荷,载荷通过力传感器准确地测出,减速器测试过程中的实际倾覆扭矩就可通过载荷和力臂准确换算。弹簧的柔性变形能够补偿系统的装配误差,同时又能精准地控制螺纹加载器施加的载荷,因此,该设计方案能准确地对待测减速器施加准确的倾覆力矩。

2.3 试验台电控系统

试验台电控系统主要由数据采集模块、运动控制模块、传感器等组成。运动控制模块通过PLC输出信号,将模拟信号输出为数字信号传递给伺服电机驱动器,再由驱动器对伺服电机进行驱动,为试验台提供动力输出,伺服电机驱动待测减速器进行运转。力传感器和倾角仪分别测出减速器的倾覆力和倾角值,经信号转换器将电信号转换成数字信号并记录到PLC上,通过RS485串口通信显示到测量软件上,最后经测量软件处理得到试验记录。

2.4 试验台的测量软件

测量软件是整个测量系统实现测试与控制功能的重要途径<sup>[10]</sup>。试验台测试软件采用DIA-View SCADA工业组态软件进行编写,测试软件分为疲劳测试和刚度测试两个模块,操作界面见图7和图8,两个模块的功能相近,软件功能包含:减速器编号录入,基本参数设置,实验启动和停止,伺服使能的开启与关闭,报告生成和存储,曲线的清除,数据保存和数据追溯等功能。

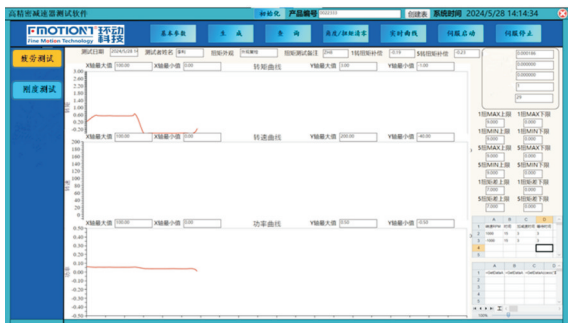


图7 主轴承疲劳测试模块界面  
Fig.7 Software module interface of main bearing fatigue test

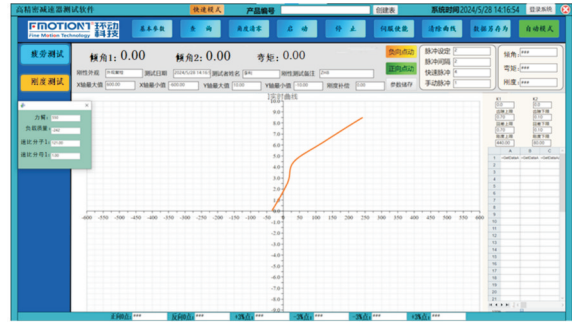


图8 RV减速器刚度测量模块界面  
Fig.8 Software module interface of RV reducer stiffness test

通过DIAView SCADA工业组态软件编写的测试系统将采集到的传感器数据信息和伺服电机数据信息运用到上位机监控系统中,并依托SQL Server数据库分别对操作员ID、待测减速器编号、电机转速、转矩、弯矩、倾角、故障报警、通信状态等数据进行存储管理,操作人员可通过减速器的ID来追溯实验过程中的历史实验数据。

3 实验研究

本次RV-125N实验样机的抽样原则如下:选用各项指标相近的减速器;实验用减速器零件采用相同材料、热处理工艺、相同的加工工艺、选配工艺和装配工艺同批次生产完成;实验样机存在两个单一变量:主轴承的预紧量和不同的安装输出转角。待测减速器RV-125N的性能参数见表2。

表2 RV-125N性能参数

Tab.2 Performance parameters of RV-125N

减速器型号	RV-125N
减速比	111
额定扭矩/(N·m)	1225
额定转速/(r·min <sup>-1</sup> )	15
容许力矩M/(N·m)	3430
主轴承接触角/(°)	40
倾覆刚度/(N·m·(°) <sup>-1</sup> )	>1600
钢球数量	36
钢球直径/mm	11.113
主轴承额定动载荷/kN	43
主轴承额定静载荷/kN	53.8

RV减速器主轴承试验台如图9所示。将待测减速器RV-125N安装在试验台上,并依次按照动力机构和加载机构的设计要求安装测试工装,进行倾覆刚度测试和主轴承疲劳测试。实验前为了确保测试台测试数据的稳定性和准确性,需要制作专用校准工装对测试台进行校准。通过校准

工作对测试台的软硬件进行测试,确保按键、显示屏、传感器等正常工作;对测试台的整体结构进行振动和耐久测试,以验证其在各种环境和工作条件下的稳定性;在同样的试验条件下对测试台进行重复性测试,以验证测试台的稳定性和可重复性。

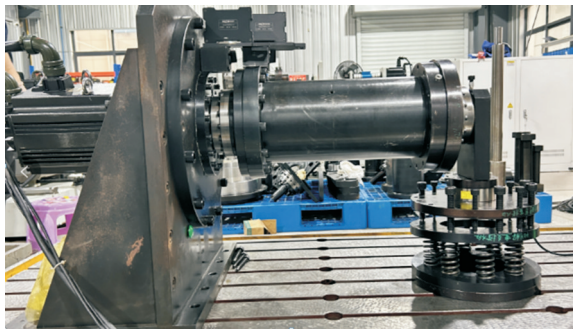


图9 RV 减速器主轴承试验台

Fig.9 RV reducer main bearing test bench

本文进行了主轴承在不同预紧量下倾覆刚度的测试和同一减速器在不同输出角度下倾覆刚度的测试,同时验证了主轴承预紧量为 0.06 mm 时的 RV 减速器主轴承疲劳寿命。

### 3.1 倾覆刚性实验及数据分析

测试主轴承预紧量与倾覆刚度关系时,实验样机选择主轴承预紧量作为单一变量,测试内容如下:按照抽样原则要求选择主轴承预紧量为 0.04、0.06、0.08 mm 的三台 RV-125N 减速器分别安装于试验台上进行倾覆刚度的测量,测试载荷从 0 缓慢加载到容许力矩  $M$ ,记录不同载荷下倾覆刚度的数据,测试结果见图 10。

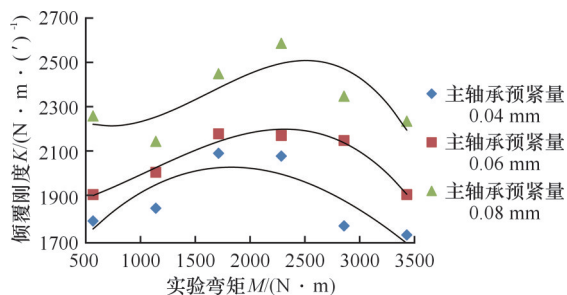


图10 不同主轴承预紧量的倾覆刚度数据

Fig.10 Overturning stiffness data of different main bearing preloads

测试减速器的输出轴转角与倾覆刚度关系时,实验样机选择减速器输出转角作为单一变量,测试内容如下:测出减速器初始位置容许力矩  $M$  下的倾覆刚度,随机在输出轴上画上标记,将该位置定位为转角  $0^\circ$ ,转动减速器的输出轴至  $60^\circ$ 、 $120^\circ$ 、 $180^\circ$ 、 $240^\circ$ 、 $360^\circ$ ,分别测出不同输出轴转角下的倾覆刚度,测试结果如图 11 所示。

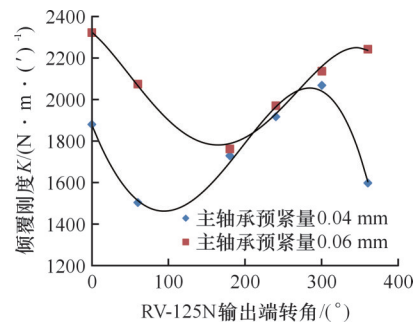


图11 RV-125N 输出轴转角与倾覆刚度的关系

Fig.11 Relation between RV-125N output shaft angle and overturning stiffness

通常,轴承的预紧量越大,轴承的支撑刚度越大<sup>[11]</sup>,RV-125N 的实测倾覆刚度随着主轴承预紧量的增大而增大。由于测试台本身的结构刚性差异,在不同载荷下测试台的变形存在差异,故倾覆刚度在不同测试载荷下是非线性关系。考虑减速器内部各零件结构差异导致的主轴承接触刚性呈周期性变化<sup>[12]</sup>,因此不同的输出轴转角下倾覆刚度存在一定的差异,且呈周期性变化。分析图 10、图 11 数据, RV-125N 倾覆刚度测试指标满足减速器倾覆刚度  $1600 \text{ N}\cdot\text{m}/(^{\circ})$  的性能要求,主轴承测试台能够准确测出 RV-125N 的倾覆刚度。对比同类 RV 减速器倾覆刚性的测量方式<sup>[13]</sup>,RV 减速器主轴承试验台通过多用途模块化设计和数据库智能系统集成方案提高了数据采集与分析的效率;采用柔性机械加载替代伺服电缸加载的方案具有操作更简洁、开发成本低的优点。实验数据表明 RV 减速器主轴承试验台能够准确评价 RV 减速器刚度随预紧量变化的趋势以及刚度随减速器内部结构差异的周期性变化趋势,试验台性能稳定,满足实验要求。

### 3.2 主轴承疲劳性能及失效模式

倾覆刚性测试完成后,选择主轴承预紧量为 0.06 mm 的 RV-125N 减速器进行疲劳实验。测试内容如下:①加载运行前,检查减速器的安装是否正确、是否按照要求加注润滑油脂;②试运行减速器应运行平稳,不得出现接合处漏油、气孔溢油、产生异常声响等现象;③按照容许力矩  $3430 \text{ N}\cdot\text{m}$  试运行,从 0 开始逐渐提高至额定转速  $15 \text{ r}/\text{min}$ ,调整减速器转速的同时测量减速器针齿壳的温度,使其不大于  $60^\circ\text{C}$ ;④在上述实验条件下稳定运行,运行过程中定期检测减速器壳体的温升、噪声、油脂铁粉含量等数据,当出现温升上升、噪声异常或油脂铁粉含量上升时实验停止,并记录减速器失效时间。

RV-125N 疲劳实验过程中铁粉含量、减速器

的温升与疲劳寿命的关系如图12所示。可以看出, RV-125N在实验开始后605 h处出现铁粉含量和温升急剧上升的现象。减速器寿命周期内的磨损过程分为以下三个阶段: 磨合磨损阶段、稳定磨损阶段、剧烈磨损阶段<sup>[14]</sup>。RV-125N在实验初期磨合磨损阶段, 减速器的温升和铁粉含量小幅度地快速上升后逐渐下降并趋于稳定。磨合磨损阶段过渡到稳定磨损阶段时, 减速器的温升和铁粉保持稳定。在实验的后期减速器进入剧烈磨损阶段, 减速器的温升和铁粉含量在短时间内急剧上升。主轴的滚道和钢球的损坏是RV-125N减速器主轴承疲劳实验中观测到的主要失效模式。

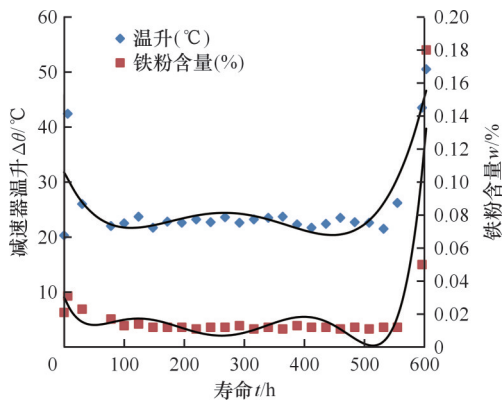


图12 RV-125N铁粉含量、温升与寿命的关系  
Fig.12 Relation between iron powder content, temperature rise and fatigue life of RV-125N

图13所示为失效减速器拆机后主轴承滚道和钢球的外观。由图13可知, 主轴承内滚道沿着圆周方向有连续的疲劳剥落带, 剥落的区域与钢球的啮合区域一致, 剥落表面为凹凸不平的鳞状, 有沟角、凹坑, 呈疲劳扩展特征的海滩状纹路。滚动轴承的滚道和滚动体失效的本质, 即其疲劳极限小于滚道与滚动体接触的表面应力<sup>[15]</sup>, 主轴承的滚道与钢球在超过其疲劳极限的交变循环应力作用下长时间运行, 钢球与滚道表面易产生金属碎屑, 进而逐步扩展成小坑, 最终形成大面积的裂纹, 引起严重的发热和铁粉含量上升的现象, 从而导致RV-125N减速器失效。

对比同类RV减速器疲劳实验装置<sup>[16]</sup>, 由于缺少在实验过程中对RV减速器施加准确弯矩的功能, 故无法验证主轴承疲劳性能。RV减速器主轴承试验台通过柔性加载装置对主轴承施加恒定准确的弯矩, 同时智能电控系统也实现了在疲劳寿命周期内实验数据的监控, 由此能够准确测量主轴承的疲劳性能, 实验数据表明试验台性能稳定, 满足实验要求。



(a)主轴承沟槽失效外观 (b)主轴承钢球失效外观  
图13 RV-125N主轴承疲劳失效

Fig.13 Main bearing fatigue failure of RV-125N reducer

### 3.3 RV-125N主轴承寿命校核

按照图1, 实验时对RV减速器施加外部载荷 $W_1$ 和 $W_2$ , 两个主轴承分别承受轴向载荷 $F_{a1}$ 、 $F_{a2}$ 和径向载荷 $F_{r1}$ 、 $F_{r2}$ , 而主轴承承受径向载荷时会派生出轴向 $F_{d1}$ 、 $F_{d2}$ 。当 $F_{r1}$ 和 $F_{r2}$ 的距离为 $g$ 时, 通过力学分析, 有

$$F_{r1} = W_1 \left( \frac{l_1}{g} + \frac{l}{2} \right) + W_2 \frac{l_3}{g} \quad (2)$$

$$F_{r2} = W_1 - F_{r1} \quad (3)$$

由于右侧主轴承同时受到 $W_2$ 和 $F_{d2}$ 的影响, 故轴向载荷 $F_{a1}$ 大于 $W_2$ ; 由于 $F_{d2}$ 的反向载荷抵消了 $F_{a2}$ 的载荷, 故 $F_{a2}$ 较小。根据滚动轴承寿命计算标准ISO/TS16281:2008, 两个主轴承的最大接触载荷分别为

$$Q_{\max 1} = \frac{F_{r1}}{ZJ(\epsilon) \sin \alpha} \quad (4)$$

$$Q_{\max 2} = \frac{F_{r2}}{ZJ(\epsilon) \sin \alpha} \quad (5)$$

式中:  $Z$ 为主轴承钢球个数;  $J(\epsilon)$ 为径向积分;  $\alpha$ 为主轴承接触角。

基于滚动体载荷的轴承寿命计算公式为

$$L_{nmr} = a_1 a_{ISO} \left( \frac{C_r}{P_{ref,r}} \right)^3 \quad (6)$$

式中:  $a_1$ 为寿命可靠性的修正系数;  $a_{ISO}$ 为基于考虑污染、润滑相关的系统方法的寿命计算修正系数;  $C_r$ 为基本额定动载荷;  $P_{ref,r}$ 为动态等效参考径向载荷。

滚动轴承的基本额定动载荷计算公式为

$$C_r = b_m f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.8} \quad (7)$$

式中:  $b_m$ 为钢球时标准里对应的系数;  $f_c$ 为与轴承零件的几何形状、制造精度和材料有关的系数, 查表并根据轴承的节圆直径决定;  $i$ 为轴承中球或滚子的列数;  $D_w$ 为钢球的直径。

通过式(2)~式(7)可估算RV减速器主轴承的寿命。RV-125N的主轴承采用两个单列角接触轴承背靠背按照一定的预紧量安装在RV减速器的壳体上。轴承的预紧量就是内外圈沿轴向产生的相对移动, 施加预紧力可以提高主轴承的刚度, 确保RV减速器在倾覆载荷下的传动精度, 但

是预紧过大会导致主轴承寿命急剧下降<sup>[17]</sup>。因此,为了提高RV减速器主轴承寿命计算的准确率,需要考虑预紧量。

通过在 Masta 软件中建立 RV-125N 传动系统和主轴承受力的三维分析模型,基于实验工况固定针齿壳,对输出轴施加 3430 N·m 的倾覆力矩和 300 N·m 的扭矩,如图 14 所示。

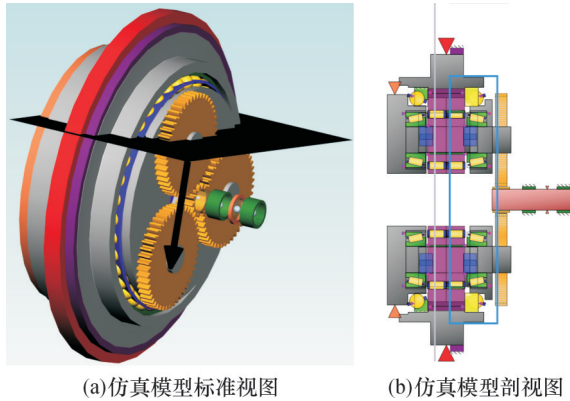


图 14 RV-125N 减速器 Masta 仿真模型

Fig.14 Masta simulation model of the RV-125N reducer

在 Masta 软件中设置轴承的钢球数量、钢球直径,接触角、材料的抗拉强度、表面粗糙度、润滑系数、污染系数和预紧量等参数,计算方法选择 ISO/TS16281,校核得到 RV-125N 主轴承预紧量与寿命的关系,见图 15。可以看出,主轴承 1 预紧量为 60  $\mu\text{m}$  时 RV-125N 的仿真寿命为 538 h,而 RV-125N 在疲劳实验运行 605 h 后主轴承 1 失效,故仿真寿命是实际寿命的 89%,由以上数据可知:RV 减速器主轴承试验台能够较为准确地验证 RV 减速器的寿命。

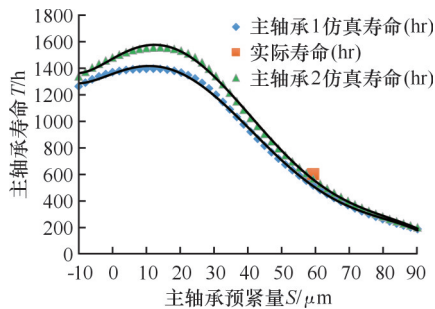


图 15 主轴承预紧量与 RV-125N 寿命的关系

Fig.15 Relation between main bearing preload and RV-125N fatigue life

#### 4 结语

本文介绍了 RV 减速器主轴承试验台的测试原理和详细结构,并以 RV-125N 样机为研究对象,完成了主轴承受力分析和疲劳寿命计算方法的推导,通过实验验证了主轴承疲劳性能,在

Masta 软件中建立基于实验工况的三维分析模型,仿真分析了不同主轴承预紧量的疲劳寿命。实验结果与仿真分析结果表明:RV 减速器主轴承试验台的开发能够较为准确地测量 RV 减速器主轴承的倾覆刚度和主轴承的疲劳寿命;试验台的研制解决了主轴承倾覆刚度测试不准、疲劳寿命验证困难的问题。研究结果对 RV 减速器的设计与制造具有一定的理论价值与实际应用价值。

#### 参考文献:

- [1] 徐宏海,谢雄伟,关通. RV 减速器国产化批量制造关键问题探讨[J]. 机械传动, 2018, 42(10): 171-174.  
XU Honghai, XIE Xiongwei, GUAN Tong. Discussion on the Key Problem of RV Reducer Localization Batch Production[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(10): 171-174.
- [2] 赵赢,王志杰,李本旺,等. 机器人核心零部件技术现状及趋势综述[J]. 机床与液压, 2024, 52(3): 196-202.  
ZHAO Ying, WANG Zhijie, LI Benwang, et al. Review on the Status Quo and Trend of Robot Core Parts Technology[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2024, 52(3): 196-202.
- [3] 朱晴旺,张靖,戴嫣然. 基于曲轴热处理强化工艺的 RV-20E 减速器疲劳性能及寿命分析[J]. 机械传动, 2023, 47(12): 111-117.  
ZHU Qingwang, ZHANG Jing, DAI Yanran. Fatigue Performance and Fatigue Life Prediction for RV-20E Reducers Based on the Crankshaft Heat Treatment Strengthening Process[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(12): 111-117.
- [4] 朱晴旺,张靖,谢发祥. 基于机器视觉的 RV-80E 减速器精密装配研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2023(8): 145-149.  
ZHU Qingwang, ZHANG Jing, XIE Faxiang. Research on Precision Assembly of RV-80E Reducer Based on Machine Vision [J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2023 (8): 145-149.
- [5] 黄健,李朝阳,陈兵奎. RV 减速器用新型交错滚子主轴承承载能力分析与试验研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(7): 68-77.  
HUANG Jian, LI Chaoyang, CHEN Bingkui. Analysis and Experimental Study on Static Load Capacity of a New Radial-axial Roller Bearing Integrated in RV Reducer [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(7): 68-77.
- [6] DENG Fukang, LI Kangchun, HU Xiongfeng,

- et al. Life Calculation of Angular Contact Ball Bearings for Industrial Robot RV Reducer[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2019, 71(6): 826-831.
- [7] XIE Yunhong, XU Li xin, DENG Yunqing. A Dynamic Approach for Evaluating the Moment Rigidity and Rotation Precision of a Bearing-planetary Frame Rotor System Used in RV Reducer[J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 173: 104851.
- [8] 张跃明, 李亿万, 纪妹婷. 基于疲劳强度的RV减速器寿命计算与试验方法[J]. 航空动力学报, 2024, 39(11): 18-27.
- ZHANG Yueming, LI Yiwan, JI Shuting. Life Calculation and Test Method of RV Reducer Based on Fatigue Strength[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(11): 18-27.
- [9] 崔佳隽, 张迎辉, 何卫东. 机器人用精密行星摆线减速器主轴承预紧量对倾覆刚度影响研究[J]. 机械传动, 2024, 48(6): 1-6.
- CUI Jiajun, ZHANG Yinghui, HE Weidong. Research on Influence of Main Bearing Preload of Precision Planetary Cycloidal Reducers for Robots on Tipping Stiffness[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2024, 48(6): 1-6.
- [10] 杨永升. DIAView SCADA工业组态软件在并条车间生产信息监控系统中的应用[J]. 电器工业, 2017(1): 70-72.
- YANG Yongsheng. Application of DIAView SCADA Industrial Configuration Software in Production Information Monitoring System of Drawing Workshop[J]. China Electrical Equipment Industry, 2017(1): 70-72.
- [11] 张靖, 陈兵奎, 吴长鸿, 等. 圆锥滚子轴承预紧力对变速器啸叫噪声的影响分析[J]. 中国机械工程, 2013, 24(11): 1453-1458.
- ZHANG Jing, CHEN Bingkui, WU Changhong, et al. Analysis of Effect of Taper Roller Bearing Preload on Gear Whine in Manual Transmission [J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(11): 1453-1458.
- [12] 张益铭, 杨荣松, 孙少强. RV减速器主轴承接触刚度及有限元分析[J]. 机械设计与制造, 2018(增刊2): 1-5.
- ZHANG Yiming, YANG Rongsong, SUN Shaoqiang. The RV Reducer Main Bearing Contact Stiffness and Finite Element Analysis[J]. Machinery Design & Manufacture, 2018(S2): 1-5.
- [13] 谢运鸿. RV减速器主轴承-行星架转子系统力矩刚性与回转精度特性研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2022:70-72.
- XIE Yunhong. Moment rigidity and Rotation Precision Characteristics of the Main Bearingsplanetary Frame Rotor System Used in RV Reducer [D]. Chongqing: Chongqing University, 2022:70-72.
- [14] 张木菊. 机械设备磨损与磨合探讨[J]. 科技创新与应用, 2014, 4(12): 95.
- ZHANG Muju. Discussion on Wear and Running-in of Mechanical Equipment [J]. Technology Innovation and Application, 2014, 4(12): 95.
- [15] 周辰铭. 汽车轮毂轴承失效模式识别及其机理分析[D]. 上海: 上海交通大学, 2016.
- ZHOU Chenming. Failure Mode Identification and Mechanism Analysis of Automotive Hub Bearing Unit[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2016.
- [16] 项兆森. RV减速器结构分析及其轴承疲劳寿命研究[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2021.
- XIANG Zhaosen. Research on Structure Analysis of RVreducer and Bearing Fatigue Life[D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2021.
- [17] 安洪元, 李安虎. 基于主轴承寿命和RV减速器角刚度的主轴承预紧力优化[J]. 哈尔滨轴承, 2019, 40(4): 22-25.
- AN Hongyuan, LI Anhu. Optimization of Main Bearing Preload Based on Main Bearing Life and RV Reducer Angular Rigidity [J]. Journal of Harbin Bearing, 2019, 40(4): 22-25.

(编辑 陈 勇)

作者简介:朱晴旺,男,1988年生,工程师、硕士。研究方向为RV减速器精度保持关键技术。E-mail: qingwangzhu@finemotion.com.cn。张靖\*(通信作者),男,1977年生,正高级工程师、博士。研究方向为机械设计及理论。E-mail: zhangjing@finemotion.com.cn。

#### 本文引用格式:

朱晴旺,张靖,谢发祥,等. RV减速器主轴承试验台研制与实验研究[J]. 中国机械工程, 2025, 36(8): 1749-1756.

ZHU Qingwang, ZHANG Jing, XIE Faxiang, et al. Design and Experiment Research of RV reducer Main Bearing Test Benches[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(8): 1749-1756.