

# 大型风洞双转轴机构精密重载减速器研制及应用

肖洋轶<sup>1</sup> 张 诣<sup>2\*</sup> 孙润阳<sup>1</sup> 尹永涛<sup>2</sup> 潘少杰<sup>3</sup> 朱振华<sup>4</sup>

1. 华中农业大学工学院, 武汉, 430070
2. 中国空气动力研究与发展中心, 绵阳, 621000
3. 中国航发湖南动力机械研究所, 株洲, 412002
4. 武汉重型机床集团有限公司, 武汉, 430205

**摘要:**为减小堵塞度,严格控制某大型连续式跨声速风洞双转轴机构装备尺寸,研制出一种用于大负载双转轴机构的小体积、高扭矩、高传动精度的减速单元。通过对比分析渐开线行星、摆线针轮、谐波及蜗轮蜗杆传动等常用精密减速方式,提出了成熟摆线针轮RV传动与NGW行星传动串联组合的精密重载传动方式。基于ISO 6336、序列二次规划算法、有限元法对行星减速器进行优化设计及关键零部件强度分析,计算行星传动单元的回差与传动误差,对减速器进行了精度理论分析。其中,小齿隙行星传动加工及装配为其关键技术,突破了内齿圈及行星架精密加工、齿轮热处理变形控制与高精磨齿、整机复杂结构装配调整技术。研制专用试验台对该精密重载减速器进行传动性能测试,然后对其进行风洞验证,证明了所研制的减速单元满足某大型连续式跨声速风洞双转轴机构应用要求。

**关键词:**风洞;双转轴;精密;重载;RV减速器;行星传动

**中图分类号:**TH132

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.10.032

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



## Development and Applications of Precision Heavy Duty Reducers for Double Rotating Shaft Mechanisms in Large Wind Tunnels

XIAO Yangyi<sup>1</sup> ZHANG Yi<sup>2\*</sup> SUN Runyang<sup>1</sup> YIN Yongtao<sup>2</sup> PAN Shaojie<sup>3</sup> ZHU Zhenhua<sup>4</sup>

1. College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan, 430070
2. China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang, Sichuan, 621000
3. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou, Hunan, 412002
4. Wuhan Heavy Duty Machine Tool Group Corporation, Wuhan, 430205

**Abstract:** In order to reduce the degree of blockage, strictly control the equipment size of a large-scale continuous transsonic wind tunnel double rotating shaft mechanisms, a small volume, high torque and high transmission accuracy reduction unit for heavy duty double rotating shaft mechanisms was developed. By comparing the common precision deceleration methods such as involute planet, cycloid-pin, harmonic and worm gears, the precision heavy duty transmission method of RV and NGW planetary reducer in series combination was put forward. Optimization design of the planetary reducer and strength analysis of key components were conducted based on ISO 6336, sequential quadratic programming algorithm, and finite element method. The return difference and transmission errors of the planetary transmission unit were calculated, and precision theoretical analysis of the reducers was performed. Among them, the processing and assembly of small backlash planetary transmission were the key technology, breaking through the precision machining of internal gear ring and planetary carrier, gear heat treatment deformation control and high-precision grinding, as well as the whole complex structure assembly adjustment technology. The dedicated test rig was developed to evaluate the transmission performances of the current precision heavy duty reducer, followed by validation in the wind tunnel, confirming that the manufactured reduction unit meets the requirements for applications in a large continuous transonic wind tunnel double rotating shaft mechanisms.

**Key words:** wind tunnel; double rotating shaft; precision; heavy duty; RV reducer; planetary transmission

### 0 引言

风洞试验是飞行器模型空气动力学研究的一

项重要手段。随着飞行器型号机动性要求越来越高,风洞试验时模型产生的滚转力矩不断增大;超声速试验时,在风洞启动和关闭过程中,模型承受远超过流场稳定时的冲击载荷<sup>[1]</sup>。某大型连续式跨声速风洞(马赫数0.2~1.6)是为解决关键空气

动力及相关问题而建立的多学科融合模拟的地面试验装备,是可比肩世界顶尖水平的军民共用空气动力试验平台。为间接减小结构对流场的干扰,风洞试验设备需在尽量小的空间内测试不同状态下的气动载荷<sup>[2]</sup>。内部双转轴机构能精确调整模型的迎角、侧滑角和滚转角,其传动性能(小尺寸、高精度、大扭矩)不仅直接影响试验结果的准确性,也决定了风洞动态试验能力的上限。

双转轴机构传动链采用伺服电机驱动,经减速装置带动机构运动,利用伺服电机的高精度伺服驱动控制,结合减速装置的高机械定位精度与减速增扭功能,实现转轴机构的机动速度、定位精度与承受试验载荷的设计要求,其中精密重载减速器为其核心部件。从功能定位来讲,减速器主要分为两大类,即以传递动力为主要目的的通用动力减速器和以传递运动为主要目的,兼顾承载能力、体积与重量的精密减速器<sup>[3]</sup>。

1)精密行星齿轮传动<sup>[4]</sup>的主要特点是体积小、承载能力高、传动效率高、运行平稳,单级传动比2.1~12.7,通过多级耦合方式可获得大传动比。国外产品单级传动精度不大于3 arc min,额定输出扭矩不大于18 kN·m;国内虽有少数产品传动精度可达3 arc min,但输出扭矩有限,大扭矩、高精度产品的研发仍存在设计、加工制造难度高等问题。行星齿轮减速器通过配齿及变位系数优化可获得高效的传动能力,然而齿轮副齿侧间隙使得它具有传动间隙,降低了传动精度并带来一定的换向冲击<sup>[5]</sup>。行星齿轮内外齿轮副啮合力及接触间隙的耦合特性良好,各齿轮副间的宏观载荷与齿面微观载荷趋于相等,承载性能优异<sup>[6]</sup>。

2)摆线针轮传动<sup>[7-8]</sup>的主要特点是传动比大、多齿啮合、刚性高、间隙小、振动小、耐冲击、承载能力强。在精密传动领域应用最广的是RV减速器,传动比范围为30~283、传动精度不大于1 arc min、额定扭矩不大于7 kN·m(特殊可达14.7 kN·m)、传动效率为64%~93%,寿命大多在6000 h。RV减速器通过修形可在零件单误差及组合误差条件下对加工误差进行合理补偿,提高精度<sup>[9]</sup>。采用多套曲柄轴并行驱动两片摆线轮传动可使得RV减速器相较其他传动方式达到更高的载荷峰值<sup>[10]</sup>。

3)谐波齿轮传动<sup>[11]</sup>是依靠柔性构件的弹性变形来实现传动的,主要优点是传动比范围大、同时啮合齿数多、运动精度高、无冲击、噪声小、磨损小、传动效率高、质量小,可实现向密闭空间传递

运动及动力。缺陷主要是传递扭矩能力一般、扭转刚度小、保精寿命低(重载下大多数产品寿命约500 h)。齿廓和凸轮的制造误差以及波发生器的装配误差对谐波齿轮传动的误差影响较大,还需注意柔轮和柔轮内壁的磨损以及内部润滑状态,以保证传动精度<sup>[12]</sup>。柔性轴承作为谐波齿轮的关键部件,能够传递凸轮输入转矩控制柔轮的弹性变形,柔性轴承载荷分布越稳定,谐波齿轮承载能力越强<sup>[13]</sup>。

4)蜗轮蜗杆传动<sup>[14]</sup>广泛应用于分度机构的精密传动,具有传动精度高( $\leq 1$  arc min)、回差可调、承载能力高、能自锁等优点,主要局限是传动效率低、两轴线交错布局导致安装空间占比大、易磨损、易胶合等。目前应用最广的蜗轮蜗杆是德国OTT蜗杆传动,传动精度可达16 arc s,零回差。蜗轮蜗杆传动主要采用多级传动结构以增大传动比达到高精度。同时,其承载能力会随着定位精度的提高而增大<sup>[15]</sup>。

上述精密传动方式在现有风洞配置的双转轴机构中也得到应用:FL-24、FL-28、FL-25等风洞配置的双转轴机构采用蜗轮蜗杆传动,实现了模型精确姿态调节,并在试验过程中通过结构自锁保持位置准确,但受空间限制,驱动方式为手动;FL-26风洞配置的双转轴机构通过电机驱动谐波减速器来实现连续调节模型姿态动作,但受限于谐波传动相对较小的输出扭矩,该机构适用范围有限。

结合风洞试验指标,经调研总结发现,国内外尚无兼顾小体积、高扭矩密度和高传动精度要求的减速器成熟产品,需开展非标研制。本文针对某大型连续式风洞双转轴机构内部所设置的传动链要求,在满足小尺寸要求下,实现高精度、大扭矩输出,解决机构适应各工况下负载和高精度运动的问题。首先,基于风洞模型在全负载条件下的受力分析,确定减速单元的设计需求;其次,对减速器进行详细的强度和精度分析,确保其在高负载条件下的可靠性和精度;然后,设计并搭建齿轮传动综合试验台,测试减速器的传动效率、传动精度、回差和负载扭矩等关键性能参数;最后,将研制的减速器应用于实际风洞环境中,进行全面的应用验证,确保其服役性能符合预期要求。

## 1 需求分析与方案技术

### 1.1 需求分析

双转轴机构安装在支架段的弯刀机构上,如图1所示,弯刀带动双转轴机构绕模型旋心(旋心

在试验段内空间位置不变)转动,再通过与前轴、后轴机构组合联动共同实现模型姿态角的改变。

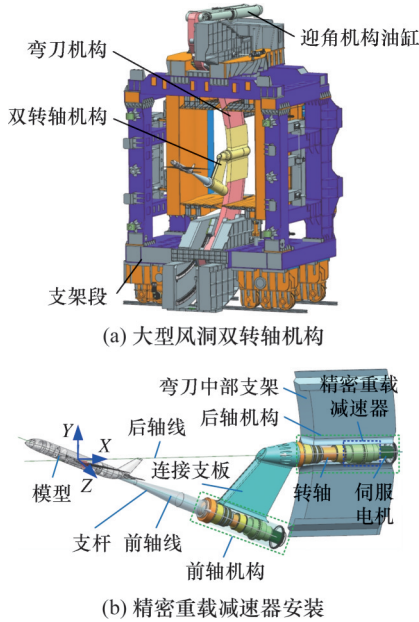


图1 大型风洞双转轴机构及其精密重载减速器安装  
Fig.1 Installation of double rotating shaft mechanism and its precision heavy duty reducer in large wind tunnels

根据双转轴机构的结构特点,后轴减速器所受扭矩主要由模型-支杆-前轴机构重力矩、模型气动扭矩、机构自身气动扭矩、轴承摩擦力矩等组成。由于重力矩、气动扭矩和摩擦力矩等载荷均与机构所处的姿态有关,有无数种组合,为便于评估,选取额定和极限工况的扭矩进行评估,对应的后轴减速器额定扭矩为 80 kN·m,最大扭矩为 105 kN·m,额定输出转速为 1.667 r/min。此外,为保证模型实现连续且精准的姿态角改变,需使减速器传动精度优于 3 arc min。主要技术指标如表 1 所示。

表 1 后轴精密重载减速器主要技术指标  
Tab.1 Main technical specification of rear axle precision heavy duty reducer

额定输出转速	1.667 r/min	传动精度	≤3 arc min
额定输出扭矩	80 kN·m	无故障工作时间	≥12000 h
最大输出扭矩	≥105 kN·m	防护等级	IP65
外径	≤640 mm	润滑方式	脂润滑
长度	≤930 mm		

由上可知,齿轮传动系统既要实现精密传动又要承受重型载荷,与目前“精密传动是运动的传递,而重载传动是动力的传递”的机械设计理念相悖。因按精密传动设计存在加工难度大、技术难控、成本高等问题,而按动力传动设计又无法满足传动精度要求,所以,风洞双转轴齿轮传动系统需

在这两条不同的设计路线上获得平衡点。

1.2 方案设计

摆线针轮 RV 传动常用于机器人关节,传动精度较高(≤1 arc min),但受限于本文技术要求所提的重载小尺寸,无法满足后轴减速器要求。当前市场可见的 RV 减速器额定扭矩最大值为 14.7 kN·m(远小于 80 kN·m),其外径为 570 mm(接近所要求的 640 mm)。对于三级 NGW 行星传动和复合 3K 传动,虽然能满足大传动比、大扭矩的要求,但它由多级行星轮、太阳轮构成,存在齿轮多、传动误差累积、加工装配难度大等问题。

综合两者优点,本文双转轴机构后轴减速器采用摆线针轮 RV 传动与 NGW 行星齿轮传动串联形式,如图 2 所示。电机驱动 RV 太阳轮,经其行星轮、行星架传递至摆线针轮,再传至输出法兰。输出法兰通过花键连接 NGW 太阳轮,驱动 NGW 行星轮与内齿圈系统,最终通过行星架实现低速大扭矩输出。RV 减速器选用某品牌成熟产品,传动比为 236.29,其基本参数如表 2 所示。整机传动比分配如表 3 所示,NGW 行星减速器速比  $i_{NGW}=5.442$ ,则总传动比  $i_t=1285.890$ ,由扭矩、转速计算出 RV 和 NGW 行星传动的功率均为 13.965 kW,保守计算取 RV 和 NGW 行星传动效率分别为 70% 和 90%,得出所需电机功率不小于 22.167 kW。该构型方案可实现大传动比,RV 传动精度较高,末级 NGW 行星传动精度决定了整机的传动精度,仅需重点进行精密重载 NGW 渐开线行星齿轮减速器的设计与研制。

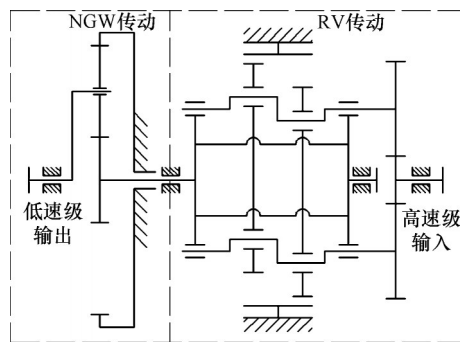


图 2 后轴精密重载减速传动方案  
Fig.2 Precision heavy duty reduction transmission scheme for rear axle

表 2 某型 RV 减速器基本参数

Tab.2 Basic parameters of a certain type RV reducer

额定输出扭矩	启停容许转矩	瞬时最大容许转矩	输出额定转速
14.7 kN·m	36.75 kN·m	73.5 kN·m	15 r/min
传动精度	齿侧回差	传动效率	质量
≤1 arc min	≤1 arc min	85%	295 kg

表3 传动比分配情况

Tab.3 Transmission ratio distribution

项目	电机	RV	NGW
传动比		236.29	5.442
输出转速/(r·min <sup>-1</sup> )	2143.649	9.072	1.667
输出扭矩/(N·m)	62.212	14700	80000

### 1.3 关键技术

由于行星齿轮减速器应用于精密传动和伺服系统的时间不长,加之结构复杂,影响回差的因素多,因此小齿隙行星传动加工及装配为其关键技术,具体可分为如下4点。

1)内齿圈精密加工技术。目前国内引进的磨齿机大都是针对大型齿轮的磨齿加工,对小直径内齿圈的磨齿加工难度大,有些国产磨齿机虽能加工小齿圈,但精度难以保证。而且低碳钢材料的内齿圈需渗碳淬火和低温回火,但它属于薄壁件,需制造专用的热处理夹具,以防止尺寸变形过大。可先加工出内齿圈,然后以内齿圈为基准加工与之啮合的行星轮,再加工与行星轮相啮合的太阳轮。

2)行星架精密加工技术。行星架销轴孔的径向和周向误差对传动精度和齿面干涉影响大,可在数控坐标磨床上,利用相关的精密夹具实现行星架的高精度制造。

3)齿轮热处理变形控制与精密磨齿技术。磨齿过程中磨削烧伤及磨削裂纹会引起齿轮强度下降,可通过控制热处理变形来保证硬化层深度,同时控制渗碳、淬火、回火工艺来稳定齿轮内部组织。

4)装配调整技术。精密传动系统各零部件之间的装配精度要求较高,可采用选择装配法,根据加工好的齿轮尺寸,按照中心距要求,在保证侧隙的条件下选择齿轮副的齿厚尺寸进行装配。

## 2 精密重载行星减速器设计

### 2.1 强度设计

#### 2.1.1 优化设计

在齿轮传动优化设计中,保持行星轮个数、压力角不变,预先选择一系列参数。取太阳轮齿数 $z_s$ 的范围为{28,29,30,31,32,33,34,35},根据行星齿轮装配条件,太阳轮齿数 $z_s$ 与齿圈齿数 $z_r$ 之和等于行星轮数目( $N_p=4$ )的整数倍,同时传动比与原传动比偏差不超过5%,计算可得齿圈齿数 $z_r$ 的范围为{128,131,134,137,140,143,146,149}。传动比最大偏差为3.7%,满足要求。

行星轮齿数 $z_p$ <sup>[16]</sup>的计算式为

$$z_p = \frac{z_r - z_s}{2} - \Delta z_p \quad (1)$$

其中, $\Delta z_p$ 为行星齿轮齿数减少值,取0或1。根据已选择的 $z_s$ 和 $z_r$ ,确定行星轮齿数 $z_p$ 范围为{50,51,52,53,54,55,56,57}。

由同心条件,各齿轮副啮合角和齿数满足<sup>[16]</sup>

$$\frac{z_s + z_p}{\cos \alpha'_{sp}} = \frac{z_r - z_p}{\cos \alpha'_{rp}} \quad (2)$$

$$\text{inv } \alpha'_{sp} = \frac{2(z_s + z_p)}{(x_s + x_p)} \tan \alpha + \text{inv } \alpha$$

式中: $\alpha'_{sp}$ 为太阳轮与行星轮啮合角; $\alpha'_{rp}$ 为齿圈与行星轮啮合角; $x_s, x_p$ 分别为太阳轮和行星轮的变位系数; $\alpha$ 为分度圆压力角。

当齿数和压力角确定后,啮合角只与变位系数有关。当太阳轮和行星轮变位系数确定后,便可求出齿圈变位系数 $x_r$ 。

取齿轮的齿数、模数 $m$ 、变位系数、齿宽 $b$ 等作为主要的设计变量,则设计变量可以表示为

$$X = [z_s \ z_p \ z_r \ m \ x_s \ x_p \ b]^T$$

根据ISO 6336—2019标准,计算行星轮系各级齿轮的弯曲( $S_{Fi}$ )和接触( $S_{Hi}$ )疲劳强度安全系数:

$$S_{Fi} = \sigma_{Fi} / [\sigma_{Fi}] \quad (3)$$

$$S_{Hi} = \sigma_{Hi} / [\sigma_{Hi}] \quad (4)$$

式中: $\sigma_{Fi}, \sigma_{Hi}$ 分别为齿轮弯曲和齿轮接触疲劳强度; $[\sigma_{Fi}], [\sigma_{Hi}]$ 分别为齿轮弯曲和齿轮接触许用应力;下标 $i$ 代表太阳轮 $s$ 、行星轮 $p$ 和齿圈 $r$ 。

以最长使用寿命为目标,计算齿轮的接触应力和弯曲应力及其安全系数。目标函数只考虑两轮的接触应力安全系数,而弯曲应力安全系数则通过约束条件加以保证。目标函数为

$$f_{\min} = \frac{1}{S_{Hs} + S_{Hp}} \quad (5)$$

建立约束条件如下。

1)使用系数 $K_A=1.25$ ,齿轮传动系统的强度条件为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{Fi} &\leq [\sigma_{Fi}] \\ \sigma_{Hi} &\leq [\sigma_{Hi}] \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

2)保证齿轮不发生根切,则齿数

$$z_i \geq 17 \quad z_i \in Z \quad (7)$$

3)避免齿轮产生过渡曲线干涉条件<sup>[16]</sup>为

$$\tan \alpha' - \frac{z_p}{z_s} (\tan \alpha_{ap} - \tan \alpha') \geq \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - x_s)}{z_s \sin 2\alpha} \quad (8)$$

式中: $\alpha'$ 为啮合角; $\alpha_{ap}$ 为行星轮齿顶圆压力角; $h_a^*$ 为齿顶高系数。

4)为了使各行星轮不产生相互碰撞,必须保证它们齿顶之间在其连心线上有一定间隙,即相邻行星轮的齿顶圆半径之和应小于两者的中心

距,即邻接条件为

$$z_s + 2m < (z_s + z_p) \sin(\pi/N_p) \quad (9)$$

5)重合度条件为

$$\epsilon_l \geq 1.2 \quad (10)$$

式中:下标  $l$  为 sp,pr,分别表示太阳轮与行星轮以及行星轮与齿圈的重合度。

6)变位系数约束条件为

$$-0.5 \leq x_i \leq 0.8 \quad (11)$$

7)弯曲强度安全系数条件为

$$S_{Fi} \geq 1.4 \quad (12)$$

该齿轮传动优化设计属于多变量、非线性约束最优化问题,可以用MATLAB优化工具中的fmincon函数序列二次规划算法进行求解。先将离散变量视为连续变量进行优化,得到初步解后,再根据齿轮副实际情况对结果做逻辑上的调整,使之符合离散要求。迭代过程中通过不断构造和求解二次规划子问题来引导搜索方向,逐步逼近最优解。经过优化圆整和标准化后的参数如表4所示,即实际上,NGW行星减速器速比  $i_{NGW}=5.419$ ,总传动比  $i_t=1280.456$ ,减速器长度为564 mm。

表4 NGW行星减速器主要参数

Tab.4 Main parameters of NGW planetary reducer

	太阳轮	行星轮	内齿圈
齿数	31	53(4个)	137
模数/mm	3.75		
压力角/(°)	25		
齿宽/mm	165	160	155
变位系数	0.0962	-0.0962	0.0962
中心距/mm	157.5		
材料	18CrNiMo7-6(渗碳淬火)		
精度等级(ISO 1328)	4	4	5
润滑方式	0号油脂润滑		
重合度	1.504		1.649
疲劳安全系数	$S_{Fa}=2.197$ $S_{Hs}=1.279$	$S_{Fb}=1.419$ $S_{Hp}=1.515$	$S_{Fi}=1.932$ $S_{Hr}=1.634$

设计的精密重载减速单元如图3所示,总长926.5 mm,包含NGW和RV减速器,其中RV减速器与法兰结合长度为362.5 mm,符合设计要求。

### 2.1.2 行星架结构分析

行星架材料选用42CrMoA,它具有强度高、刚性好、便于加工和装配等优点。行星架与行星销轴之间的摩擦接触为过盈配合,行星销轴的前端和后端过盈量分别为0.2 mm和0.16 mm。采用有限元法将每个行星销轴所受的轴承力(126 452 N)分别加载到行星架上,行星架输出扭矩为80

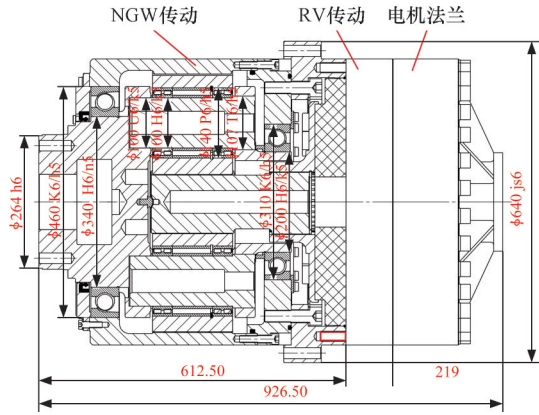


图3 后轴精密重载减速单元设计图

Fig.3 Design drawing of rear axle precision heavy duty reducer

kN·m,根据第四强度理论(畸变能理论),其最大等效应力约为488 MPa,如图4所示,最大应力出现在行星销轴与行星架连接处,且远低于42CrMoA材料的屈服强度,符合设计要求。

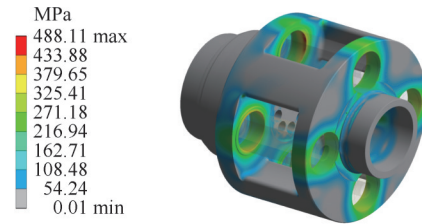


图4 行星架等效应力

Fig.4 Equivalent stress of planetary carrier

两侧板的相对位移不能过大是设计行星架刚度的关键。有限元计算得行星架最大扭转位移为0.1559 mm(图5),换算成最大扭转角  $\theta_t=0.1559/(230 \times 504)=0.0753(^{\circ})/m$ ,而精密传动轴的许用扭转角  $[\theta_t]$ 一般处于  $0.25 \sim 0.5(^{\circ})/m$ <sup>[17]</sup>,行星架刚度满足要求。

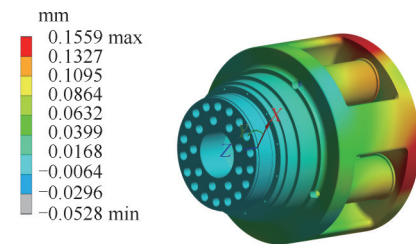


图5 行星架变形

Fig.5 Deformation of planetary carrier

### 2.1.3 壳体结构分析

单独分析壳体强度,对其轮齿进行简化,将壳体轮齿部分看作是以齿根圆为直径的简体,将其与4个行星轮啮合产生的径向力(29 610 N)与切向力(63497 N)分别施加到壳体上。在法兰支架上施加RV减速器的输出扭矩14.7 kN·m,通过有限元计算出壳体最大等效应力约为84 MPa,如图

6所示,最大应力出现在壳体根部,远小于42CrMoA材料的屈服强度,符合设计要求。壳体变形如图7所示,径向力与切向力产生的变形分别为0.067 mm和0.031 mm,变形主要由径向力引起。

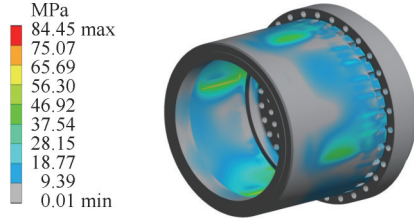
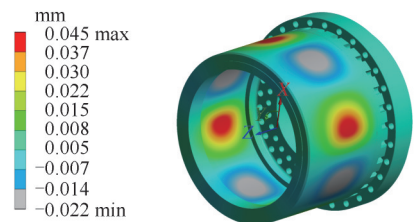
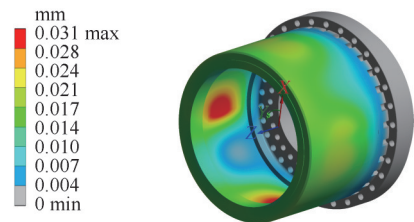


图6 减速器壳体等效应力

Fig.6 Equivalent stress of reducer shell



(a) 径向变形



(b) 切向变形

图7 减速器壳体变形

Fig.7 Deformation of reducer shell

### 2.2 传动精度理论分析

在减速器工作过程中,影响其精度的误差主要分为回差和传动误差。同时,行星齿轮系还需要考虑系统各构件的制造误差、装配误差等传动误差。制造误差由制造时的几何、运动偏心导致;装配误差由轴孔配合间隙、轴颈对支承处的径向跳动等导致。

根据该NGW各轮齿精度等级查得减速器齿轮几何精度参数,如表5所示。

行星架销轴孔径向偏差为0.05 mm,周向偏

表5 后轴行星减速器齿轮几何精度参数

Tab.5 Geometrical accuracy parameters of rear axle planetary reducer gears  $\mu\text{m}$

项目	太阳轮	行星轮	内齿圈
单个齿距偏差 $\pm f_{pt}$	4.6	5.0	8.0
齿距累积偏差 $F_p$	14.0	18.0	33.0
齿廓偏差 $F_\alpha$	6.5	7.5	12.0
螺旋线偏差 $F_\beta$	10.0	8.5	13.0
径向跳动 $F_r$	11.0	14.0	27.0

差为0.08 mm;行星轴承与行星架轴承的精度不大于P5级,游隙不大于C2级。

齿轮副回差 $B$ 与圆周侧隙 $j_i$ 的关系为<sup>[9]</sup>

$$B = \frac{2j_i}{1000mz} \frac{180}{\pi} \times 60 = \frac{6.876j_i}{mz} \quad (13)$$

将回差与单级NGW行星轮系的侧隙关系换算到输出轴上的行星轮系回差 $B_{NGW}$ ,表示为

$$B_{NGW} = \frac{6.876}{mz_s i_{NGW}} (j_{isp} + j_{ipr} + j_{ij}) =$$

$$\frac{6.876}{3.75 \times 31 \times 5.419} \times (74 + 92 + 8.6) = 1.906 \text{ (arc min)}$$

式中: $j_{isp}$ 、 $j_{ipr}$ 分别为太阳轮-行星轮副和行星轮-内齿圈副的最大圆周侧隙; $j_{ij}$ 为太阳轮输入花键的最大圆周侧隙。

由表2可知,RV减速器齿侧回差 $B_{RV}$ 最大值为1 arc min,则对于后轴减速器齿轮组,系统的回差 $B_i$ 为

$$B_i = B_{NGW} + B_{RV}/i_{RV} = 1.906 + 1/5.419 = 2.091 \text{ arc min} < 3 \text{ arc min}$$

齿轮制造误差 $T'$ 可以由切向综合误差 $F_i'$ 和齿间切向综合误差 $f_i'$ 表示。 $F_i'$ 作为大周期误差反映了齿轮几何偏心和运动偏心导致的传动误差,而 $f_i'$ 作为小周期误差由齿形误差和基节误差综合影响。同一批次加工的齿轮其误差在公差值范围内随机变化,其公式如下<sup>[18-19]</sup>:

$$T' = \frac{1}{2} (F_i' - f_i') \sin \theta + \frac{1}{2} f_i' \sin(z\theta) \quad (14)$$

式中: $\theta$ 为相位角,服从 $[0, 2\pi]$ 的均匀分布; $\frac{1}{2} (F_i' - f_i') \sin \theta$ 和 $\frac{1}{2} f_i' \sin(z\theta)$ 服从均服从瑞利分布,两者相互独立。

齿轮装配误差 $T''$ 主要来源于齿轮实际回转中心对理论旋转中心的偏离,相当于造成齿轮几何偏心,由齿轮孔与轴之间的间隙 $e_1$ 、齿轮安装处轴径跳动 $e_2$ 、轴承径向间隙 $e_3$ 组成,表达式为

$$T'' = \sum_{k=1}^3 e_k \sin \theta_k \quad (15)$$

式中: $\theta_k$ 为间隙相位角。

单独齿轮的误差 $T_i$ 受齿轮制造误差和装配误差影响,即

$$T_i = T' + T'' \quad (16)$$

一对齿轮副的误差 $\varphi_i$ 由相互啮合的齿轮共同作用,即

$$\varphi_i = \frac{T_1 + T_2}{r_2} \quad (17)$$

式中: $T_1$ 、 $T_2$ 分别为主动、从动轮的误差; $r_2$ 为从动轮的分度圆半径。

齿轮传动误差 $\varphi$ 是通过传动比将多对齿轮副的误差累积并转换至最终齿轮所产生的,有

$$\varphi = \frac{\varphi_1}{i_{n-1}} + \frac{\varphi_2}{i_{n-2}} + \dots + \frac{\varphi_{n-1}}{i_2} + \varphi_n \quad (18)$$

式中： $\varphi_n$ 为第  $n$  对齿轮副的传动误差； $i_{n-1}$ 为第  $n-2$  根轴到  $n-1$  根轴的传动比。

由绝对值法计算传动误差，不考虑齿轮相位角与间隙相位角以及其他误差的随机性影响，齿轮最大制造误差和装配误差分别为

$$T'_{\max} = 2 \left[ \frac{1}{2} (F'_i - f'_i) + \frac{1}{2} f'_i \right] = F'_i \quad (19)$$

$$T''_{\max} = \sum_{k=1}^3 e_k \quad (20)$$

行星轮系传动误差计算结果如表 6 所示。

表 6 后轴行星减速器传动误差

Tab.6 Rear axle planetary reducer transmission errors

项目	太阳轮	行星轮	内齿圈
切向综合误差 $F'_i/\mu\text{m}$	24	29	51
齿间切向综合误差 $f'_i/\mu\text{m}$	10	11	18
齿轮孔与轴之间间隙 $e_1/\mu\text{m}$		2	
齿轮安装处轴径跳动 $e_2/\mu\text{m}$	120	10	
轴承径向间隙 $e_3/\mu\text{m}$		10	
单齿最大误差 $T_{\max}/\mu\text{m}$	154	62	51
传动误差最大值 $\varphi_{\max}/\text{arc min}$	0.915		

以上计算均是基于所有齿轮制造、装配误差同时处于最大状态，实际几乎不可能出现这种情况，计算出最大传动误差约为  $0.915 \text{ arc min} < 3 \text{ arc min}$ 。

### 3 试验验证

#### 3.1 传动试验台设计

为验证该减速器的强度设计及精度配置是否满足要求，根据第 2 节中获得的单元结构和设计参数，参照 GB/T 35089—2018《机器人用精密齿轮传动装置—试验方法》对其进行测试，减速器试验台如图 8 所示，主要包括驱动电机、扭矩传感器、光栅角度编码器、精密重载减速器、陪试行星齿轮箱、加载电机。在该试验平台中，驱动电机作为整个系统的输入源，具备可调转速功能，能够根据试验需求灵活调整其转速。为了实时监测减速器的性能，在其输入端和输出端分别安装扭矩传感器，便于同步采集输入和输出端的扭矩及转速数据。加载电机是试验平台的负载源，通过调节其参数可以施加不同大小的载荷。由于驱动电机和加载电机均具备调节转速和负载的能力，因此能够创建多种工况条件，为传动效率的试验提供了丰富的测试环境。

#### 3.2 综合性能测试

本文设计 3 个试验来验证减速器是否能够满足设计要求。在试验过程中，试验件与试验设备需连接可靠，保证刚度，降低系统误差。试验件输

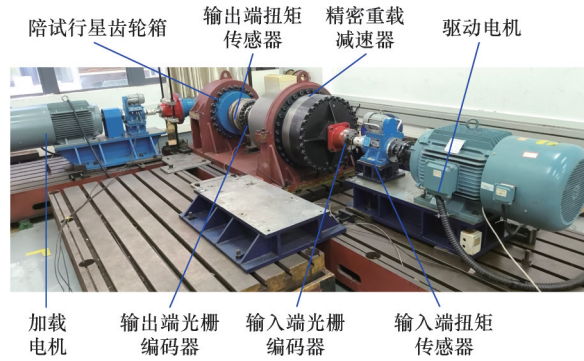


图 8 减速器试验台

Fig.8 The reducer test rig

入、输出的轴线与相邻设备的同轴度不大于  $0.02 \text{ mm}$  以确保系统运转灵活。此外，为了减小减速器动态响应带来的影响，各试验部件都将在较低转速下运行。

#### 3.2.1 传动效率测试

传动效率是评价传动系统的核心指标之一，主要与齿面摩擦、轴承摩擦、啮合间隙、润滑油选择与使用、齿轮制造精度、负载大小有关。

传动效率  $\eta$  可通过下式计算：

$$\eta = T_{\text{out}} / (T_{\text{in}} i_i) \quad (21)$$

式中： $T_{\text{out}}$ 、 $T_{\text{in}}$ 分别为输出与输入扭矩平均值。

在传动过程中，减速器传动比基本保持恒定，通过读取减速器两端扭矩传感器的数值即可检测其输出端与输入端的扭矩情况，将扭矩代入式 (21) 便能得到传动效率。本试验在正反转两种工况下均匀采集 6 组数据，以全面评估减速器的性能。为了减小测量误差，剔除影响较大的测量结果，取剩余数据的平均值来计算传动效率，进而分析传动性能。

减速器正反转传动效率曲线见图 9，设定输出转速恒为  $1.667 \text{ r/min}$ ，随着负载扭矩的逐渐增大，后轴减速器传动效率呈逐渐上升的趋势，直至达到稳定状态。从空载到施加较小扭矩，整机传动效率增长幅度较大，达到额定扭矩  $80 \text{ kN}\cdot\text{m}$  后趋于稳定，传动效率约为  $86\% (>85\%)$ 。正转与

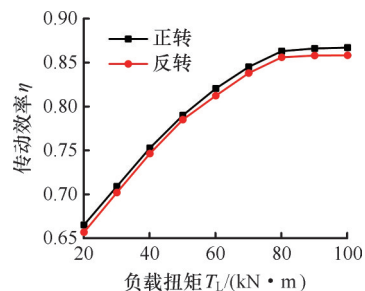


图 9 减速器正反转传动效率曲线

Fig.9 Transmission efficiency curve of reducer in forward and reverse rotation

反转的传动效率变化趋势基本一致,前者传动效率略高于后者,这主要是由于接触应力分布、润滑条件、负载分配、制造和装配精度等多方因素综合影响的结果。

### 3.2.2 滞回曲线测试

在减速器设计中,常常采用滞回曲线来调控其传动精度。这一调节手段主要依赖于回差设计,即通过控制回差数值的大小来提高减速器的传动精度。滞回曲线的形状往往受滞回系统内部材料和结构的影响,同时也与测量时的外部加载速率密切相关,表现为滞回曲线形态的加载速率依赖性。减速器滞回模型由几何误差、摩擦和刚度模块耦合而成。

在本文的测量试验中,需要先将减速器的输入端固定,然后对输出端逐渐加载至额定转矩后卸载,再进行反向加载至额定转矩后卸载,记录输出端对应的转矩和转角值。整个试验过程中,必须确保各连接部分无侧隙,以减小系统误差。加载过程从零开始逐步增加至额定负载,然后再从额定负载逐步减小至零,输出转矩及转角的采样数量分别不少于100点。在相同工况下,每种加载方式需连续测量6次,反向加载亦遵循相同的操作流程。试验现场采用电动推杆与杠杆组合结构进行扭矩加载,并通过测扭器的信号反馈对加载扭矩进行精确调整。

试验后得滞回曲线见图10,在接近0 N·m位置附近形成较大的包围面积,而远离0 N·m位置附近则呈现较小的包围面积,表现为中间宽两侧窄的特征。这表明减速器啮合处存在一定的几何间隙。此外,随着加载速率的增大,滞回曲线在峰值点处的输出转角值变化较小,显示出对加载速率变化不太敏感的特性<sup>[20]</sup>。横坐标±3%额定转矩时所得到的两个转角分别对应的平均值的差值即为减速器的回差,所得减速器回差为2.634 arc min,大于理论回差值2.091 arc min,其原因可能是受到系统装配及测量误差的影响。整个试

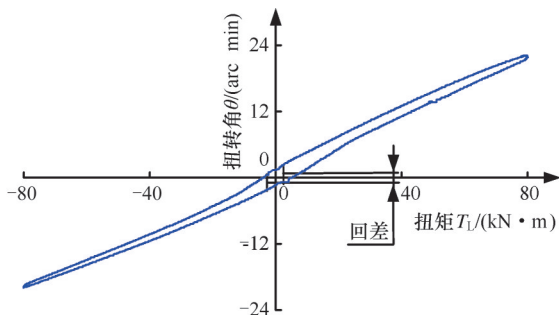


图10 减速器滞回曲线

Fig.10 Reducer hysteresis curve

验当中反转的测试结果与正转近似。

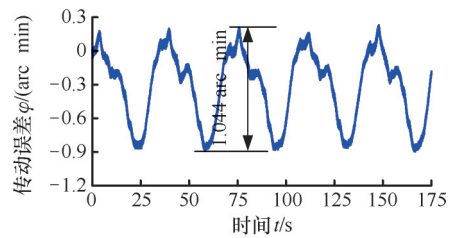
### 3.2.3 传动误差测试

传动误差体现系统传动过程中的平稳性。本测试通过读取减速器两端光栅角度编码器的数值来进行不同工况下传动误差的研究,每种工况下采样数量不少于1000点,连续测量6次。传动误差计算公式为

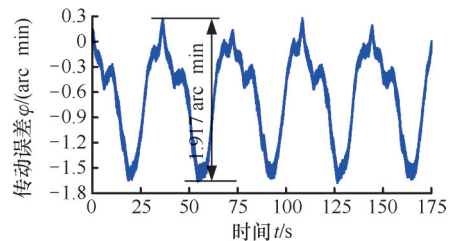
$$\varphi = \theta_{in}/i_i - \theta_{out} \quad (22)$$

式中: $\theta_{in}$ 、 $\theta_{out}$ 分别为输入端与输出端的实际测量转角。

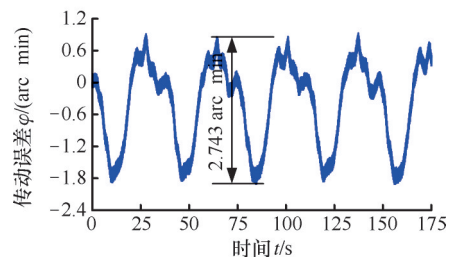
减速器在不同负载条件下的传动误差如图11所示。随着负载的增加,传动误差逐渐增大。这是因为在高负载条件下,齿轮啮合面的压力增大,导致几何误差显著增加。同时,大扭矩的作用下,齿轮会发生弹性变形,使得齿轮的啮合状态发生变化,传动比变得不稳定,从而导致传动误差的



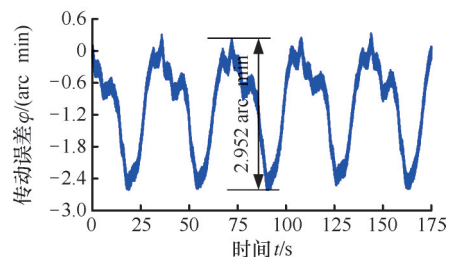
(a) 空载



(b) 输出扭矩 40 kN·m



(c) 输出扭矩 80 kN·m



(d) 输出扭矩 105 kN·m

图11 减速器不同负载下的传动误差曲线

Fig.11 Transmission error curves of reducer under different loads

增大。空载与加载下传动误差曲线均呈现周期性分布,空载下的传动误差为1.044 arc min,与理论值0.915 arc min比较接近,当负载扭矩为最大扭矩105 kN·m时,减速器传动误差为2.952 arc min,小于3 arc min,满足高精重载传动要求。减速器反转结果与正转相比较为接近,无明显差别。

#### 4 风洞应用验证

整个双转轴机构装配完成后,为保证设计机构能够满足实际应用需求,对其进行风洞应用验证。采用雷尼绍ML20激光干涉仪组件加RX10基准回转分度器直接对双转轴机构旋转轴角度进行测量,结合伺服电机编码器,计算其传动误差。伺服电机编码器型号为AM24DQI:绝对值编码器24位(分辨率16777216,编码器内部2048S/R)+12位多圈(运行范围4096转)。

减速器装于双转轴机构后,将双转轴机构弯刀中部支架固定于风洞体中,如图12a所示。以中部弯刀支架处为中心位置,并设定此位置为 $0^\circ$ ,试验时双转轴位置变化为 $0^\circ \rightarrow 90^\circ \rightarrow 0^\circ \rightarrow -90^\circ \rightarrow 0^\circ$ ,如图12b所示。在不同位置重复6次试验,观察机构行为特征,检测其应用可行性。图12c为减速器细节放大图。



图12 减速器风洞测试

Fig.12 Reducer experiment in wind tunnel

通过风洞应用验证得到的双转轴机构传动误差如图13所示,当每个测量点不同次测量的数据接近时表明它为有效数据,且系统重复传动误差稳定。传动误差的图形整体上呈反正弦曲线且具有周期性,符合误差传递规律。从 $0^\circ \rightarrow 90^\circ \rightarrow 0^\circ$ 与

从 $0^\circ \rightarrow -90^\circ \rightarrow 0^\circ$ 的差异主要来源于传动系统中齿轮制造误差、各个零部件的装配误差、受力时的弹性变形以及润滑条件等方面的不同。在试验过程中,减速器的负载随角度的变化而变化,传动误差则先增大后减小,在 $\pm 90^\circ$ 处减速器负载最大,传动误差也达到峰值,此过程传动平稳且无抖动现象,噪声小于60 dB,所对应的最大传动误差为2.732 arc min,与台架测试结果接近,且满足风洞模型测试应用要求。

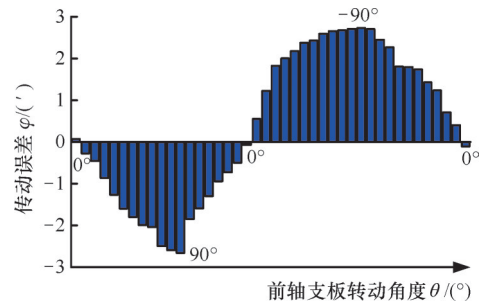


图13 风洞测试下的双转轴机构传动误差

Fig.13 Transmission error of double rotating shaft mechanism under wind tunnel test

#### 5 结论

为减小风洞双转轴机构对测试模型流场的干扰即降低堵塞效应,本文提出了一种体积小、承载强、精度高的RV+NGW传动单元。基于强度分析和传动精度理论,设计并制造了一款适用于大型连续式跨声速风洞双转轴机构的传动单元,其外径不大于640 mm,长度不大于930 mm。通过试验台对该传动单元进行了传动效率、滞回曲线和传动误差测试。研究结果显示,在额定扭矩80 kN·m下,传动单元表现稳定,传动效率超过85%。轮系回差为2.634 arc min。在空载状态下,传动误差高达1.044 arc min;在105 kN·m负载最大扭矩下,考虑几何误差和弹性变形,传动误差为2.952 arc min,满足高精度重载传动要求。此外,通过风洞应用验证了装置的实际服役性能,结果表明双转轴机构最大传动误差为2.732 arc min,达到预期目标。该传动单元不仅能够有效承受重型负荷,同时还能实现风洞双转轴机构的高传动精度,为推动风洞测试和精密重载传动技术发展提供有益参考。

#### 参考文献:

- [1] WANG Jiangtao, YANG Zhengmao, YANG Rui, et al. High-temperature Transient-induced Thermo-mechanical Damage of Fiber-reinforced Ceramic-matrix Composites in Supersonic Wind Tunnel[J].

- Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2024, 184:108243.
- [2] LI Shichao, MA Guilin, GAO Hongli, et al. A New Aerodynamic Identification Technology for Short-time Hypersonic Wind Tunnels While Considering Inertial Force Interference[J]. Aerospace Science and Technology, 2023, 138:108310.
- [3] QIU Zurong, XUE Jie. Review of Performance Testing of High Precision Reducers for Industrial Robots[J]. Measurement, 2021, 183:109794.
- [4] 莫帅, 刘志鹏, 罗炳睿, 等. 纺织装备行星齿轮传动系统修形研究[J]. 纺织学报, 2022, 43(5): 170-177.
- MO Shuai, LIU Zhipeng, LUO Bingrui, et al. Research on Modification of Planetary Gear Transmission System Used in Textile Machineries[J]. Journal of Textile Research, 2022, 43(5):170-177.
- [5] 王慰军, 杨桂林, 杜庆皓, 等. 无传动间隙的3K行星齿轮减速器设计[J]. 中国机械工程, 2024, 35(1):36-44.
- WANG Xinjun, YANG Guilin, DU Qinghao, et al. Design of 3K Planetary Gear Reducers with No Backlash [J]. China Mechanical Engineering, 2024, 35(1):36-44.
- [6] 蒋进科, 刘钊, 刘红梅. 基于承载啮合特性的斜齿轮行星系统均载分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2023, 51(6):75-82.
- JIANG Jinke, LIU Zhao, LIU Hongmei. Analysis of Load Sharing Based on Loaded Meshing Characteristics for Planetary Helical Gear Sets[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2023, 51(6):75-82.
- [7] PHAM A D, AHN H J. Rigid Precision Reducers for Machining Industrial Robots[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2021, 22(8):1469-1486.
- [8] WANG Xincheng, LI Luyang, HAO Linbo, et al. Positioning Accuracy Prediction of Precision Cycloid Reducer Based on a BDDTE Model and Use in Design Optimization[J]. Precision Engineering, 2024, 88:27-43.
- [9] 杜雪松, 刘思奇, 李昌斌, 等. 基于误差补偿的RV减速器摆线齿廓二次共轭修形方法[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2023, 54(11):4349-4358.
- DU Xuesong, LIU Siqi, LI Changbin, et al. Quadratic Conjugate Modification Method of Cycloidal Tooth Profile of RV Reducer Based on Error Compensation [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2023, 54(11): 4349-4358.
- [10] 许立新. 考虑位置度误差的RV减速器多组滚针轴承动态载荷特性研究[J]. 机械工程学报, 2022, 58(17):144-155.
- XU Lixin. A Study on Dynamic Load Characteristics of Multi-group Needle Roller Bearings Used in RV Reducer Considering the Position Errors[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(17):144-155.
- [11] 姚云鹏, 陈晓霞, 邢静忠. 谐波齿轮传动误差主频重构与双向频谱分析[J]. 计算机集成制造系统, 2022, 28(8):2353-2364.
- YAO Yunpeng, CHEN Xiaoxia, XING Jingzhong. Main Frequency Reconstruction and Bi-directional Spectrum Research on Transmission Error of Harmonic Drive[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2022, 28(8):2353-2364.
- [12] LI Wei, HAO Lianjing. Study on the Degradation Law of Harmonic Gear Drive Backlash with Wear and Assembly Errors[J]. Engineering Failure Analysis, 2022, 140:106614.
- [13] LI Xinzi, SONG Chaosheng, ZHU Caichao, et al. Load Analysis of Thin-walled Flexible Bearing in Harmonic Reducer Considering Assembly with Flexspline and Cam[J]. Mechanism and Machine Theory, 2023, 180:105154.
- [14] 彭东林, 石照耀, 郑永, 等. 超精密蜗轮副加工成套工艺研究[J]. 中国机械工程, 2022, 33(9): 1051-1056.
- PENG Donglin, SHI Zhaoyao, ZHENG Yong, et al. Research on Complete Set Technology of Ultra-precision Worm Gear Pair[J]. China Mechanical Engineering, 2022, 33(9):1051-1056.
- [15] VILMOS V S. Influence of Tooth Errors and Shaft Misalignments on Loaded Tooth Contact in Cylindrical Worm Gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41(6):707-724.
- [16] 饶振纲. 行星齿轮传动设计(第二版)[M]. 北京:化学工业出版社, 2014.
- RAO Zhengang. Design of Planetary Gear Transmission (The Second Edition)[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2014.
- [17] 张炳义, 刘忠奇, 冯桂宏. 潜油螺杆泵直驱细长永磁电机转轴扭曲对电磁转矩影响分析[J]. 电机与控制学报, 2016, 20(2):76-82.
- ZHANG Bingyi, LIU Zhongqi, FENG Guihong. Analysis of Shaft Torsion Deformation on Electromagnetic Torque of Thin Permanent Magnet Motor for Direct-driven Submersible Screw Pump[J]. Electric Machines and Control, 2016, 20(2):76-82.