

齿厚和齿距偏差对单齿啮合谐波齿轮回程误差的影响研究

盛化成^{1,2} 陈晓霞^{1,2} 邢静忠^{2,3}

(1. 天津工业大学 机械工程学院, 天津 300387)

(2. 天津工业大学 天津市现代机电装备技术重点实验室, 天津 300387)

(3. 天津工业大学 航空航天学院, 天津 300387)

摘要:【目的】针对齿厚与齿距累积偏差对单齿啮合谐波齿轮回程误差的影响关联尚未明确的问题, 揭示回程误差的分布规律及关键影响因素, 为谐波齿轮传动精度优化提供支撑。【方法】首先, 采用影像测量仪获取刚轮与柔轮齿廓离散点数据, 提取齿距累积偏差及齿厚偏差, 为建模提供精准基础数据; 其次, 基于偏差数据构建单齿啮合回程误差几何模型, 推导正向与反向转动时的传动误差表达式, 建立偏差与回程误差的关联机制; 然后, 通过左、右侧啮合角误差计算单波与双波传动下的回程误差, 对比不同波数的传动特性; 最后, 结合啮合区均衡效应, 分析多波传动对输出端误差的平滑作用, 明确多波传动的优势。【结果】结果表明, 谐波齿轮回程误差与固定轮齿厚偏差呈负相关, 与齿槽宽偏差呈正相关; 相较于单波传动, 双波传动的回程误差幅值降低32.2%, 左、右侧啮合转角误差幅值分别降低23.1%和34.3%, 曲线包络图一致性更高, 传动稳定性显著提升。

关键词: 齿廓投影; 单齿啮合; 回程误差; 齿厚偏差; 齿距累积偏差

中图分类号: TH132 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.03.004

0 引言

谐波齿轮是利用柔性构件的弹性变形来实现传动的新型机构。因其具有结构简单、传动比大、传动精度高等优点^[1], 被广泛应用于工业机器人、航空航天等领域^[2]。谐波齿轮在制造和安装过程的偏差会引起传动误差的产生, 影响传动系统的精度和性能。因此, 对谐波齿轮传动误差的研究具有重要的意义和工程价值。

谐波齿轮传动方式独特, 传动误差模型构建难度较大。基于SHUWALOV等推导的误差估算式^[3], 国内外相关学者对传动误差的计算进行了大量研究。茅元新等^[4]分析传动误差的平均效应, 对估算式提出新理解。许雪峰等^[5]采用随机误差理论进行动态分析, 推导并验证了传动误差估算公差。GHORBEL等^[6]通过数学模型与试验验证指出, 传动误差由“纯”运动误差和扭转柔性第二分量组成。辛洪兵^[7]分析多项误差源对传动误差的贡献及频率, 推导了传动精度统计计算式。TONG等^[8]进一步讨论了传动误差的计算方法, 并给出考虑齿轮间隙和刚度的传动误差计算式。裴欣等^[9]从传动误差源入手, 研究了

转速、载荷对传动误差的影响, 分析了传动误差及其分量随转速、载荷变化的规律。沙晓晨等^[10]考虑侧隙、制造安装误差、理论瞬时传动比等不稳定因素, 推导了谐波齿轮减速器传动误差计算式, 并结合实例验证了其正确性。LI等^[11]建立考虑装配与磨损的传动误差模型, 得到了传动精度可靠性退化规律。YAMAMOTO等^[12]提出一种新的谐波传动齿轮角传动误差的建模和补偿方法, 并采用数值模拟和试验验证了该方法的有效性。LIU等^[13]建立含齿距偏差的多状态非线性动力学模型, 分析了传动误差随啮合力和啮合状态的变化规律。姚云鹏等^[14]提出主频余弦波重构传动误差的分析方法, 研究了谐波齿轮各构件转频及轮齿的啮合频率, 验证了主频成分重构的可能性。ZHENG等^[15]提出一种考虑所有啮合齿的数学模型, 预测谐波齿轮传动的纯运动学误差, 并通过仿真和试验进行了验证。WINK等^[16]提出一种计算正齿轮和斜齿轮在载荷作用下静态传动误差的方法, 通过全局接触分析证明, 考虑齿面接触偏差的齿轮传动误差更为准确。

收稿日期: 2024-10-19 修回日期: 2024-12-06

作者简介: 盛化成, 男, 1998年生, 安徽亳州人, 硕士研究生; 主要研究方向为谐波齿轮传动误差; 15255907359@163.com。

陈晓霞(通信作者), 女, 1969年生, 甘肃靖远人, 博士, 教授, 博士研究生导师; 主要研究方向为谐波齿轮传动与检测; Chenxx@tiangong.edu.cn。

引用格式: 盛化成, 陈晓霞, 邢静忠. 齿厚和齿距偏差对单齿啮合谐波齿轮回程误差的影响研究[J]. 机械传动, 2026, 50(3): 31-37. SHENG Huacheng, CHEN Xiaoxia, XING Jingzhong. Study on influence of tooth thickness and pitch deviation on hysteresis error of single-tooth meshing harmonic gears[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(3): 31-37.



免费获取

近年来,视觉检测技术的发展为传动误差分析提供了有效数据支持。KIM等^[17]提出一种测量非接触齿廓并考虑三维齿面啮合来预测谐波齿轮传动角传动误差的新方法。徐全坤等^[18]基于精密减速器传动误差测试系统,设计并搭建了角度编码器校准系统,通过光栅误差曲线对结果进行补偿,提高了测试系统精度。万庆祝等^[19]对谐波齿轮传动的回差、刚度误差以及传动误差进行研究,给出考虑回差和刚度的传动误差计算式,为谐波减速器传动误差的检测提供了依据。袁奇等^[20]研发了一套基于高精度光栅传感器的谐波齿轮回差测量系统,有效地避免了柔轮弹性变形对回差的影响。

谐波齿轮传动过程中,轮齿的齿厚与齿距偏差会对传动平稳性产生直接影响。尽管众多学者对传动误差机制及分量进行了大量研究,但对于齿厚和齿距累积偏差与传动误差之间的关系尚不清楚,对谐波齿轮传动误差还需要深入研究。

本文采用影像测量仪采集刚轮与柔轮的齿廓投影数据,借助梯度法对齿廓离散点数据进行处理,提取齿厚偏差与齿距累积偏差;构建包含上述偏差的单齿啮合回程误差几何模型,系统分析了单波与双波传动模式下齿厚与齿距累积偏差对回程误差的影响规律。

1 光学投影获得齿厚与齿距偏差

谐波齿轮啮合过程中,加工、装配等原因使得轮齿啮合时会发生齿体干涉;同时,轮齿齿面之间交替啮合,齿体表面附着油膜破裂,导致齿面磨损,齿厚会产生偏差。偏差会使轮齿提前或延后进入啮合,使轮齿传动时产生转角误差,进而影响轮齿的啮合行程,产生回程误差。由于谐波齿轮模数小、齿数多,且多为圆弧齿廓,传统接触式单点测量仅能获得轮齿的部分特征,无法提取齿廓的全局特征。为获得齿厚与齿距偏差参数,利用影像测量仪进行齿廓投影。

采用MITUTOYO型影像仪进行测量,其测量规格如表1所示。以25-80型号谐波齿轮减速器为例,柔轮齿数 z_f 为160、刚轮齿数 z_c 为162,模数均为0.198 mm,分度圆直径分别为63.36、64.152 mm。为保证测量结果的准确性,每次放置的刚轮、柔轮位置相对上次沿周向旋转一定的角度,多次进行测量。

图1为齿廓投影流程及结果图。将经修形、切割、抛光处理的刚轮、柔轮齿圈置于工作平台,旋转不同角度多次测量;沿齿高方向用不同半径的同

心圆圆弧截取齿廓,获得多条曲线的齿厚与齿槽宽,计算二者偏差;基于多条齿体与齿槽相邻几何对称线的周向偏差,计算柔轮与刚轮齿距累积偏差,将多条圆弧曲线计算结果的平均值作为分析数据。

表1 影像测量仪的主要技术指标
Tab. 1 Main technical indicators of the image measuring instrument

名称	参数
测量范围/mm ³	400×400×250
测量精度/μm	0.3
重复定位精度/μm	0.8
变焦镜头倍率	1×、2×、6×

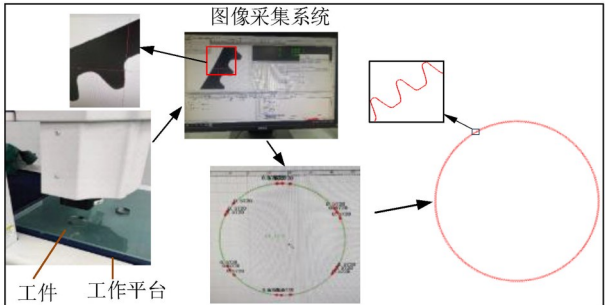


图1 齿廓投影流程及结果

Fig. 1 Tooth profile projection process and results

为便于分析,柔轮取齿厚偏差 s_f 、刚轮取齿槽宽偏差 e_c 进行后续计算。图2所示为轮齿偏差曲线。图2中,分度圆处的柔轮齿厚和刚轮齿槽宽分别为0.533、0.741 mm。啮合过程中,二者均发生一定的偏差,刚轮齿槽宽偏差 e_c 最大值为3.58 μm,最小值为-0.83 μm;柔轮齿厚偏差 s_f 最大值为0.43 μm,最小值为-1.78 μm。图3所示为计算后得到的柔轮和刚轮的齿距累积偏差曲线。图3中,刚轮齿距累积总偏差 $\Delta F_{pc}=5.74 \mu\text{m}$,柔轮齿距累积总偏差 $\Delta F_{pf}=1.72 \mu\text{m}$ 。在加工生产中,柔轮通常采用滚齿加工;而刚轮采用插齿加工,加工精度相对柔轮要低。由图3可知,刚轮齿距累积偏差远大于柔轮,与二者的加工方法预期一致。

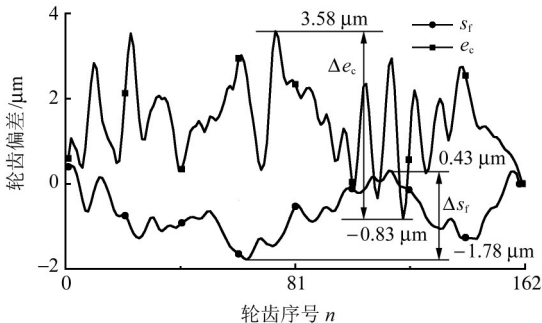


图2 柔轮齿厚和刚轮齿槽宽的偏差

Fig. 2 Deviations of the flexspline tooth thickness and the circular spline tooth space width

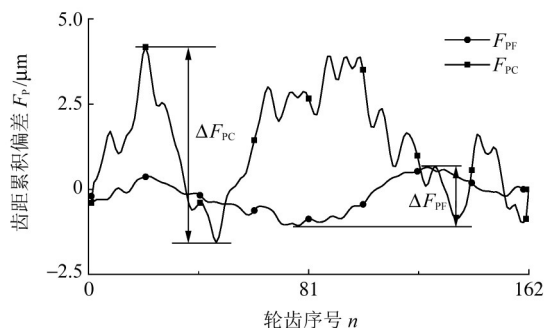


图3 柔轮和刚轮齿距累积偏差

Fig. 3 Cumulative pitch deviations of the flexspline and circular spline

2 回程误差的几何模型

由于轮齿啮合是通过齿面接触进行的, 齿厚和齿距累积偏差会直接影响左、右侧啮合时的齿面位置, 进而影响转角误差和回程误差。为研究齿厚与齿距累积偏差与回程误差的几何关系, 做如下假设: ① 每个啮合区单齿啮合; ② 多波传动时各个啮合区互不影响。

2.1 单波传动的等效齿条模型

谐波齿轮传动过程中, 通常将波发生器作为输入, 固定一个齿轮, 将另一个齿轮作为输出进行分析。以固定刚轮为例, 建立图4所示的谐波齿轮等效齿条模型。将 z_c 个刚轮齿条和 z_f 个柔轮齿条进行拼接, 以此来模拟谐波齿轮连续啮合传动。图4中, WG、C、F分别表示波发生器、刚轮和柔轮; k 为参与啮合的轮齿对序号; l_f 、 l_c 分别为参与啮合的柔轮齿体和刚轮齿槽对称线; r_c 、 e_c 和 s_f 分别为啮合时刚轮分度圆半径、齿槽宽及柔轮的齿厚。

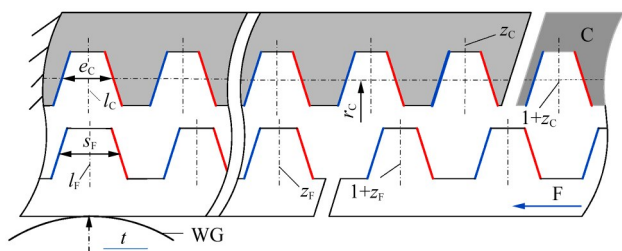


图4 固定刚轮的谐波齿轮等效齿条模型

Fig. 4 Equivalent rack model of the harmonic gear with the fixed circular spline

图4中, 刚轮与柔轮齿条边界实线分别为波发生器顺、逆时针转动参与啮合的刚轮、柔轮齿面, 蓝色为顺时针转动, 红色为逆时针转动。因谐波齿轮为小模数齿轮, 齿高相对齿圈整体尺寸很小, 故忽略啮合点的径向位置变化, 以刚轮分度圆半径为啮合点径向位置, 用水平位移代替转动的周向角位移进行回程误差分析。 t 位置为波发生器长轴位置, 变形后的柔轮使刚轮齿面与柔轮齿面啮合。在不受齿

厚和齿距偏差影响时, 单齿啮合的柔轮齿体对称线 l_f 与刚轮齿槽对称线 l_c 应重合, 形成第 k 对啮合齿对。此时, 因刚轮、柔轮齿数不同, 相同齿距其周向分布对应的圆心角分别为

$$\begin{cases} \theta_c = 2\pi/z_c \\ \theta_f = 2\pi/z_f \end{cases} \quad (1)$$

固定刚轮, 波发生器转过 z_c 个刚轮齿时, 柔轮应反向转过的理论转角 θ_T 为

$$\theta_T = z_c(\theta_f - \theta_c) \quad (2)$$

由式(1)与式(2)可得

$$\theta_T = (z_c - z_f)\theta_f \quad (3)$$

即柔轮此时转过了 $2\pi(z_c - z_f)/z_f$ 。同理, 若柔轮固定, 波发生器转过 z_f 个柔轮齿时, 刚轮应同向转过 $2\pi \cdot (z_c - z_f)/z_c$ 。

2.2 考虑齿厚和齿距累积偏差的齿面间隙

图5为任意单个啮合齿对的齿廓端面投影图。图5中, l 为无偏差时刚轮齿槽与柔轮齿体的啮合对称线; d 为齿面间的初始侧隙; 虚线为理想啮合时的刚轮、柔轮齿面; 点画线为啮合过程中受齿距偏差影响的刚轮、柔轮齿面。轮齿啮合时, 刚轮、柔轮齿面受齿厚波动, 处于实线位置, 理想位置使得左、右侧啮合时转角误差一致, 无回程误差产生; 齿厚和齿距累积偏差使得刚轮、柔轮啮合时左、右侧间隙不同。在实际传动中, 这将引起偏离理论啮合位置的微转动, 导致左、右侧转角误差不一致, 进而使谐波齿轮传动产生回程误差。下标L、R分别表示轮齿左、右侧啮合, 下同。

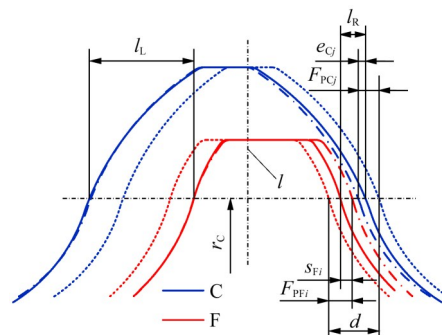


图5 齿廓端面投影图

Fig. 5 End face projection diagram of the tooth profile

由刚轮齿槽、柔轮齿体几何中线与齿面关系, 可知

$$\begin{cases} F_{PFL} = F_{PF} - s_f/2, F_{PFR} = F_{PF} + s_f/2 \\ F_{PCL} = F_{PC} - e_c/2, F_{PCR} = F_{PC} + e_c/2 \end{cases} \quad (4)$$

式中, F_{PCL} 、 F_{PCR} 分别为刚轮左、右齿面累积偏差(偏差向右为正, 下同); F_{PFL} 、 F_{PFR} 分别为柔轮左、右齿面累积偏差。刚轮和柔轮的左、右齿面累积偏差如图6所示。

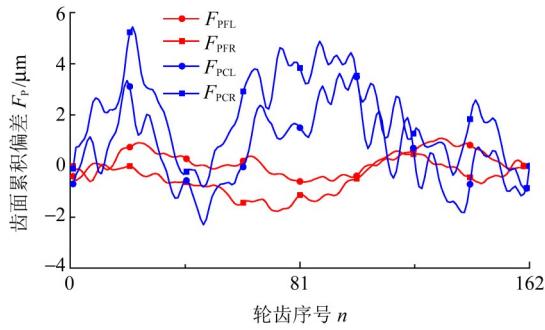


图6 刚轮和柔轮的左、右齿面累积偏差

Fig. 6 Cumulative deviations of the left and right tooth flanks of the circular spline and flexspline

考虑到齿厚和齿距累积偏差的几何关系, 左、右侧齿面啮合间隙 l_{Lk} 、 l_{Rk} 分别为

$$\begin{cases} l_{Lk} = d + F_{PFLi} - F_{PCLj} \\ l_{Rk} = d - F_{PFRi} + F_{PCRj} \end{cases} \quad (5)$$

式中, k 与 i 、 j 的关系为

$$\begin{cases} i = \text{mod}(k, z_F) \\ j = \text{mod}(k, z_C) \end{cases}, k \in \{0, 1, 2, \dots, N\} \quad (6)$$

式中, $\text{mod}(\cdot, \cdot)$ 为取余函数; N 为对应输出端齿轮转动1周的所有轮齿啮合总次数, $N = z_C z_F / (z_C - z_F)$ 。

2.3 单齿啮合的转角误差和回程误差

当波发生器按照图4所示顺时针转动时, 驱动柔轮齿逆时针转动。为消除齿厚和齿距累积偏差引起的齿面间隙, 柔轮左齿面需转动一定的角度与刚轮齿槽接触。同理, 当波发生器逆时针转动时, 柔轮齿顺时针转动, 柔轮右齿面也需转动一定的角度。故波发生器转动方向改变后, 左、右侧齿面间隙 D_L 、 D_R 分别为

$$\begin{cases} D_L = l_{Lk} - \theta_{Lk} r_C \\ D_R = l_{Rk} + \theta_{Rk} r_C \end{cases} \quad (7)$$

式中, θ_{Lk} 、 θ_{Rk} 分别为左、右侧转动的角度。

将式(5)代入式(7), 令 $D_L=0$ 或 $D_R=0$, 模拟左侧接触或右侧接触。则左、右侧齿面啮合引起的转角误差 θ_{Lk} 、 θ_{Rk} 分别为

$$\begin{cases} \theta_{Lk} = \frac{1}{r} (d + F_{PFLi} - F_{PCLj}) \\ \theta_{Rk} = \frac{1}{r} (-d + F_{PFRi} - F_{PCRj}) \end{cases} \quad (8)$$

左、右侧啮合行程中引起的回程误差 θ_k 为

$$\theta_k = \theta_{Lk} - \theta_{Rk} \quad (9)$$

2.4 多波传动的转角误差和回程误差

单波传动时, 由齿厚和齿距累积偏差引起的啮合端面偏转决定了输出端偏差。多波传动时, 柔轮杯口在波发生器作用下, 长轴两端形成多个啮合区。杯底输出端的偏转由多个啮合区内所有参与啮合的轮齿对的转角误差综合决定, 每个啮合区仍然为单齿啮

合。由于啮合区分布在啮合端, 各啮合区的齿厚和齿距累积偏差引起的啮合端偏转对输出端的偏转影响均衡。式(8)为单波传动的转角误差, 则通过线性平均得到的多波传动转角误差 $\Delta\theta_{Lk}$ 、 $\Delta\theta_{Rk}$ 分别为

$$\begin{cases} \Delta\theta_{Lk} = \frac{1}{U} \sum_{u=0}^{U-1} \theta_{Lk+uz/U} \\ \Delta\theta_{Rk} = \frac{1}{U} \sum_{u=0}^{U-1} \theta_{Rk+uz/U} \end{cases} \quad (10)$$

式中, z 为刚轮或柔轮的轮齿数; U 为波数。

则在1个正向和反向传动过程中, 由齿厚和齿距累积偏差引起的多波传动回程误差为

$$\Delta\theta_k = \frac{1}{U} \sum_{u=0}^{U-1} \theta_{k+uz/U} \quad (11)$$

3 单齿啮合实例分析

3.1 单波传动的转角误差与回程误差

轮齿啮合1周, 将波发生器作为输入端, 刚轮作为输出端, 轮齿啮合需要 z_C 次; 将柔轮作为输出端, 轮齿啮合则需要 z_F 次; 但每对轮齿啮合时转角误差是相同的, 固定不同轮齿不会影响转角误差的大小。为获得单波传动的回程误差, 应先求得左、右侧啮合时的转角误差。

3.1.1 单波传动转角误差

将啮合齿对 k 乘以刚轮齿距角、转换为波发生器转角, 并相对刚轮转动周期 360° 进行截断平移。按式(8)计算左、右侧啮合时的转角误差, 图7为得到的单波传动的转角误差曲线包络图。由图7可知, 固定刚轮的谐波齿轮传动中, 左侧啮合时的转角误差最大值为 $28.5''$ 、最小值为 $-20.4''$ 、幅值为 $48.9''$; 右侧啮合时转角误差最大值为 $2.4''$ 、最小值为 $-53.0''$ 、幅值为 $55.4''$ 。

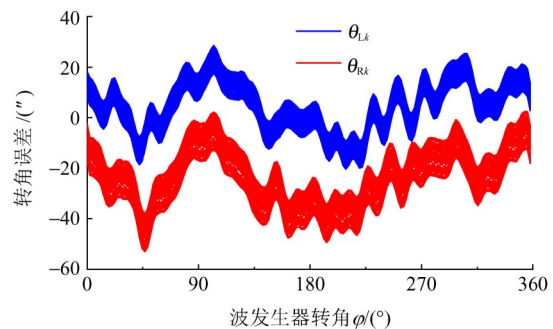


图7 单波传动单齿啮合转角误差曲线包络图

Fig. 7 Envelope diagram of the single-tooth meshing angle error curves for single-wave transmission

对比图6可知, 固定刚轮的左、右侧啮合转角误差形状分布与其左、右齿面累积偏差呈负相关, 即大于0的齿面累积偏差引起输出端负的转角偏差; 转

角误差分布的长周期变化规律主要由齿面累积偏差分布确定, 表现为转角误差同齿面累积偏差分布以 360° 为周期呈现负相关的峰值波动。转角误差曲线包络图之间的差值即为从左侧至右侧啮合行程中产生的回程误差。

3.1.2 单波传动回程误差

将左、右侧啮合转角误差数据代入式(9)进行计算, 图8为得到的单波传动回程误差曲线包络图。由图8可知, 固定刚轮的谐波齿轮回程误差最大值为 $48.0''$ 、最小值为 $5.8''$ 、幅值为 $42.2''$ 。

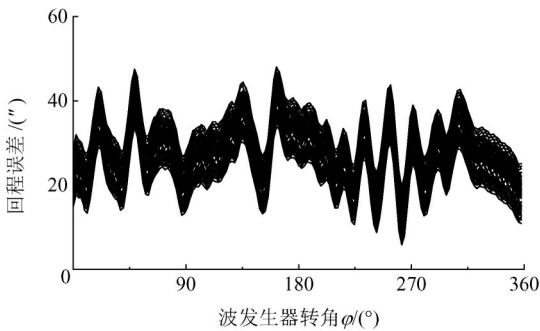


图8 单波传动回程误差曲线包络图
Fig. 8 Envelope diagram of the hysteresis error curve for single-wave transmission

对比图2可知, 回程误差曲线包络图形貌与刚轮齿槽宽偏差呈正相关。考虑到齿厚与齿槽宽的关系, 可以得知, 固定刚轮的谐波齿轮回程误差曲线包络图形貌与刚轮齿厚偏差呈负相关, 与齿槽宽偏差呈正相关。

3.2 双波传动的转角误差与回程误差

3.2.1 双波传动转角误差

多波传动过程, 各啮合区的转角误差按式(10)计算并处理, 图9为得到的双波传动转角误差曲线包络图。由图9可知, 相较于单波传动, 双波传动转角误差的周期为 180° , 在 360° 周期范围内出现两次相同的转角误差曲线分布; 左侧啮合时转角误差最大值为 $18.5''$ 、最小值为 $-19.1''$ 、顺时针转动的转角误差为 $37.6''$; 右侧啮合时转角误差最大值为 $-6.6''$ 、最小值为 $-42.0''$ 、逆时针转动的转角误差为 $36.4''$ 。相较于单波传动, 左、右侧啮合时的转角误差分别降低了 23.1% 和 34.3% 。

双波传动时, 在每个啮合区内, 刚轮、柔轮齿随波发生器转动周期更替进行相互啮合。相较于单波传动, 双波传动转角误差包络图的宽度有所减小, 啮合曲线一致性更高, 表明双波传动更稳定。

3.2.2 双波传动回程误差

图10为双波传动单齿啮合的回程误差曲线包络图。图10中, 回程误差的最大值为 $42.0''$ 、最小值

为 $13.4''$ 、幅值为 $28.6''$; 相较于单波传动, 双波传动的回程误差曲线幅值下降了 32.2% 。与转角误差包络图的分布规律一致, 双波传动的回程误差曲线包络图分布相较于单波, 宽度也随双波传动变得更小的, 且在刚轮转动周期内曲线一致性较高。

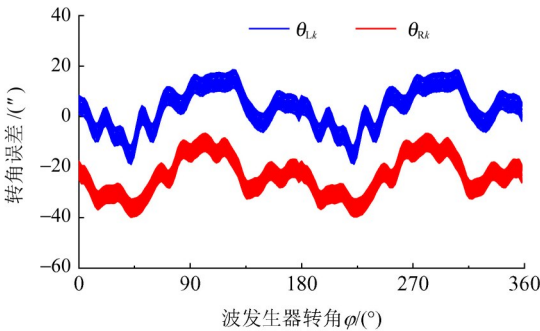


图9 双波传动的转角误差曲线包络图
Fig. 9 Envelope diagram of angle error curves for double-wave transmission

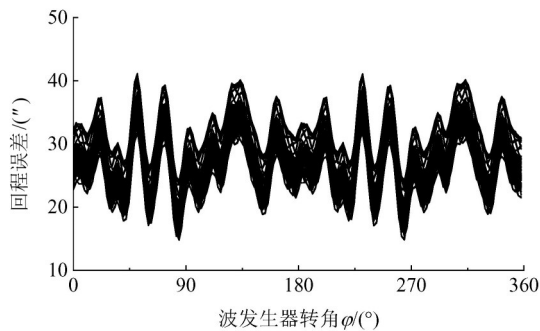


图10 双波传动的回程误差曲线包络图
Fig. 10 Envelope diagram of the hysteresis error curve for double-wave transmission

3.3 实测谐波齿轮转角误差

本文使用ZRT-II型机器人减速器综合性能测试系统(图11), 在空载下进行谐波齿轮转角误差测试, 其角度传感器精度为 $\pm(1.0''\sim 1.5'')$ 。



图11 谐波齿轮减速器试验台
Fig. 11 Test bench for harmonic gear reducers

图12为试验测量得到的多齿啮合转角误差曲线包络图。对比图7、图12可知, 转角误差幅值接近。因单齿啮合的误差更敏感于图2和图3的齿距波动和齿厚波动, 图7的理论结果波动更剧烈。图12

中,受多齿啮合的平均化效应,转角误差的波动更平缓。对比图9、图12发现,图9中回程误差在 $20''\sim 40''$,图12的回程误差大约在 $20''$ 。反映出实际的多齿啮合不仅使传动误差更平稳,且回程误差因多齿啮合后显著减小。

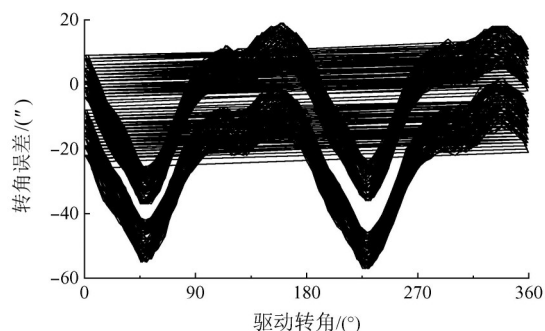


图12 试验测试的转角误差测试曲线包络图

Fig. 12 Envelope diagram of angle error test curves in test measurement

总之,对比正、反转转角误差分布以及曲线包络图宽度,理论计算结果与试验测试结果存在一致性,验证了理论结果的合理性,为后续进一步分析多齿啮合提供了基础。

4 结论

为研究齿厚和齿距累积偏差对单齿啮合谐波齿轮回程误差的影响,对齿廓投影得到的刚、柔轮齿廓数据进行处理,得到齿厚及齿距累积偏差;在此基础上,分析了固定刚轮下谐波齿轮回程误差的分布规律。得出如下结论:

1) 固定刚轮的谐波齿轮传动中,齿厚与齿距累积偏差均会影响传动性能;转角误差分布与齿面累积偏差呈负相关;回程误差分布与刚轮齿槽宽偏差呈正相关,与刚轮齿厚偏差呈负相关。

2) 随着波数增加,啮合区数量增多,谐波齿轮转角误差与回程误差幅值均呈减小趋势;相较于单波传动,双波传动左右侧啮合转角误差幅值分别降低了23.1%和34.3%;回程误差幅值降低了32.2%。

3) 双波传动的转角误差与回程误差曲线包络图宽度更窄、一致性更好,相较于单波传动,传动稳定性显著提升。

参 考 文 献

- [1] 伊万诺夫 M H. 谐波齿轮传动[M]. 沈允文,李克美,译. 北京:国防工业出版社,1987:111-124.
Иванов М. Н. Harmonic gear drive[M]. SHEN Yunwen, LI Ke-mei, Jr. Beijing: National Defense Industry Press, 1987:111-124.
- [2] 王长明,阳培,张立勇. 谐波齿轮传动概述[J]. 机械传动,2006,30(4):86-88.
- [3] 王瑞峰,张立勇,张建伟,等. 谐波齿轮传动概述[J]. 机械传动,2019,43(1):171-176.
WANG Ruifeng, ZHANG Liyong, ZHANG Jianwei, et al. Summary of harmonic gear drive[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(1): 171-176.
- [4] 茅元新,孙麟治,许雪峰. 谐波齿轮传动啮合齿数的确定及传动误差平均效应分析[J]. 齿轮,1991,15(1):10-14.
MAO Yuanxin, SUN Linzhi, XU Xuefeng. Determination of meshing teeth number of harmonic gear transmission and analysis of average effect of transmission error[J]. Gear Journal, 1991, 15(1): 10-14.
- [5] 许雪峰,董星涛,孙麟治. 谐波齿轮传动误差分析[J]. 浙江工业大学学报,1996,24(1):53-60.
XU Xuefeng, DONG Xingtao, SUN Linzhi. Analysis of transmission error of harmonic gear drive[J]. Journal of Zhejiang University of Technology, 1996, 24(1): 53-60.
- [6] GHORBEL F H, GANDHI P S, ALPETER F. On the kinematic error in harmonic drive gears[J]. Journal of Mechanical Design, 2001, 123(1):90-97.
- [7] 辛洪兵. 谐波齿轮传动系统传动误差的精细分析[J]. 现代制造工程,2005(2):109-111.
XIN Hongbing. Fine analysis of harmonic drive transmission error[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2005(2): 109-111.
- [8] TONG Q B, JIAO C Q, NING T, et al. Harmonic gear reducer transmission error analysis and detection[J]. Advanced Materials Research, 2013, 711:375-380.
- [9] 裴欣,张立华,周广武,等. 谐波齿轮传动装置的动态传动误差分析[J]. 工程科学与技术,2019,51(4):163-170.
PEI Xin, ZHANG Lihua, ZHOU Guangwu, et al. Dynamic analysis of transmission error of harmonic gear drive[J]. Advanced Engineering Sciences, 2019, 51(4): 163-170.
- [10] 沙晓晨,范元勋. 谐波减速器传动误差的研究[J]. 机械制造与自动化,2015,44(5):50-54.
SHA Xiaochen, FAN Yuanxun. Study of transmission error of harmonic drive reducer[J]. Machine Building & Automation, 2015, 44(5): 50-54.
- [11] LI W, HAO L J. Study on the degradation law of harmonic gear drive backlash with wear and assembly errors[J]. Engineering Failure Analysis, 2022, 140: 106614.
- [12] YAMAMOTO M, IWASAKI M, HIRAI H, et al. Modeling and compensation for angular transmission error in harmonic drive gearings[J]. IEEE Transactions on Electrical and Electronic Engineering, 2009, 4(2):158-165.
- [13] LIU P F, ZHU L Y, GOU X F, et al. Modeling and analyzing of nonlinear dynamics for spur gear pair with pitch deviation under multi-state meshing[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 163:104378.

- [14] 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.
- [15] ZHENG Y S, LOU Z F, WANG X D, et al. Modeling of the pure kinematic error for harmonic drive gears with considering multiple meshing teeth[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2023, 237(14): 3294-3307.
- [16] WINK C H, SERPA A L. Investigation of tooth contact deviations from the plane of action and their effects on gear transmission error[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2005, 219(5): 501-509.
- [17] KIM B S, JEONG S T, AHN H J. The prediction of the angular transmission error of a harmonic drive by measuring noncontact tooth profile and considering three-dimensional tooth engagement[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2023, 24(3): 371-378.
- [18] 徐全坤, 阚侃, 黄振宇, 等. 精密减速器传动误差测试系统研究[J]. 制造业自动化, 2022, 44(4): 55-57.
XU Quankun, KAN Kan, HUANG Zhenyu, et al. Research on transmission error test system of precision reducer[J]. Manufacturing Automation, 2022, 44(4): 55-57.
- [19] 万庆祝, 陆志刚, 王科, 等. 精密谐波齿轮减速器传动误差分析[J]. 仪表技术与传感器, 2013(5): 51-54.
WAN Qingzhu, LU Zhigang, WANG Ke, et al. Precision harmonic gear reducer transmission error analysis[J]. Instrument Technique and Sensor, 2013(5): 51-54.
- [20] 袁奇, 余德汝, 莫锦秋, 等. 基于高精度光栅的谐波减速器回差测试系统[J]. 机械设计与研究, 2015, 31(4): 53-56.
YUAN Qi, YU Deru, MO Jinqiu, et al. A backlash measurement system for harmonic reducer based on high precision grating[J]. Machine Design & Research, 2015, 31(4): 53-56.

Study on influence of tooth thickness and pitch deviation on hysteresis error of single-tooth meshing harmonic gears

SHENG Huacheng^{1,2} CHEN Xiaoxia^{1,2} XING Jingzhong^{2,3}

(1. School of Mechanical Engineering, Tiangong University, Tianjin 300387, China)

(2. Tianjin Key Laboratory of Modern Mechatronics Equipment Technology, Tiangong University, Tianjin 300387, China)

(3. School of Aeronautics and Astronautics, Tiangong University, Tianjin 300387, China)

Abstract: [Objective] Aiming at the unclear correlation between tooth thickness, cumulative pitch deviations and hysteresis error of single-tooth meshing harmonic gears, the distribution law and key influencing factors of hysteresis error were revealed, providing a reference for the optimization of harmonic gear transmission accuracy. [Methods] Firstly, discrete point data of the tooth profiles of the circular spline and flexspline were obtained by an image measuring instrument, and cumulative pitch deviation and tooth thickness deviation were extracted to provide accurate basic data for modeling. Secondly, a geometric model of hysteresis error for single-tooth meshing was constructed based on the deviation data, and transmission error expressions for forward and reverse rotations were derived to establish the correlation mechanism between deviations and hysteresis error. Then, hysteresis errors under single-wave and double-wave transmissions were calculated through left and right meshing angle errors to compare the transmission characteristics of different wave numbers. Finally, combined with the balancing effect of meshing zones, the smoothing effect of multi-wave transmission on output end error was analyzed to clarify the advantages of multi-wave transmission. [Results] The results show that the hysteresis error of harmonic gears is negatively correlated with the tooth thickness deviation of the fixed gear and positively correlated with the tooth space width deviation. Compared with single-wave transmission, the amplitude of hysteresis error of double-wave transmission is reduced by 32.2%, the amplitudes of left and right meshing angle errors are reduced by 23.1% and 34.3% respectively, the envelope diagram of the curve has higher consistency, and the transmission stability is significantly improved.

Key words: Projected tooth profile; Single tooth engaging; Hysteresis error; Tooth thickness deviation; Cumulative pitch deviation
(编辑: 李凯阳)