考虑多孔结构的RV减速器摆线针轮啮合特性分析

吴兆健[1] 韩振华[1] 徐 浪[2] 石万凯[2] 单文桃[1] 夏 卿[3]
（1.江苏理工学院 机械工程学院，常州 213001）
（2.重庆大学 高端装备机械传动全国重点实验室，重庆 400044）
（3.智能制造龙城实验室，常州 213164）

摘要：【目的】针对摆线轮多孔结构引起的刚度分布不均、轮齿受载变形复杂与运动传递机制难以表征的难题，提出一种考虑多孔结构的摆线针轮有限元承载接触建模与分析方法，并结合正交试验研究扇形孔结构参数对啮合特性的影响规律。【方法】考虑摆线轮中心孔、曲柄轴承孔与扇形孔等关键多孔结构特征，根据RV减速器运动学关系与轮齿接触约束，建立摆线针轮少齿差行星传动有限元承载接触模型。分析啮合力、接触应力、同时啮合齿数与传动误差等啮合特性仿真结果，阐明摆线轮多孔结构参数对啮合特性的影响机制；以扇形孔结构参数(上底圆半径、两腰夹角、下底圆半径与倒角半径)为试验因素，制定四因素五水平的正交试验方案，采用极差分析法研究扇形孔结构参数对齿面最大接触应力与传动误差幅值的影响规律。【结果】结果表明，相较于传统简化实体模型，多孔摆线轮模型有限元结果的啮合力和接触应力峰值分别增大35%和13%；同时啮合齿数由简化实体模型的7对变为5~9对波动；多孔摆线轮模型传动误差幅值(9.86″)较简化实体模型显著增大(26.6倍)；传动误差曲线在保持基本啮合周期特征外，呈现出更明显的附加波动。极差分析表明，上底圆半径对齿面最大接触应力影响最为显著，取其较小值可降低齿面接触应力峰值；两腰夹角是影响传动误差幅值的主要因素，减小两腰夹角有利于改善传动精度；下底圆半径的影响相对较弱；适当增大倒角半径有利于降低传动误差幅值。研究结果可为高性能RV减速器摆线针轮的正向设计与结构优化提供依据。

关键词：RV减速器；摆线针轮；多孔结构；正交试验；啮合特性
中图分类号：TH132.414 **DOI：**10.16578/j.issn.1004.2539.XXXX.XX.001

0 引言

RV减速器以其传动比大、承载能力强、传动精度高等优势，被广泛应用在机器人关节、数控机床、医疗仪器等精密设备中[1]。摆线针轮少齿差行星齿轮副是RV减速器的核心传动部件，其啮合特性直接决定整机承载能力与传动精度。RV减速器二级行星耦合的传动结构复杂、过定位约束较多。其中，摆线轮中心孔、曲柄轴承孔与扇形孔等多孔结构会破坏轮体的几何连续性，使摆线轮结构刚度呈非均匀分布，导致轮体受载区域呈现刚柔交替特征，同时改变轮齿的齿面接触状态、载荷传递路径和多齿载荷分配关系，影响承载条件下的传动精度。因此，明确摆线轮真实多孔结构对齿轮副啮合特性的影响规律，是RV减速器摆线针轮结构设计与性能优化的重要基础。

国内外学者在开孔齿轮结构设计方面开展了大量研究。相关研究主要围绕渐开线齿轮开孔结构与轮体轻量化结构展开，分析了孔洞位置、数量与结构形式对啮合特性的影响规律，表明开孔结构会改变齿轮轮体刚度与啮合传动性能[2-5]。Sun等[6]基于分

收稿日期：2026-06-25
基金项目：国家自然科学基金项目(52005229)；江苏省自然科学基金项目(BK20201055)；江苏省产学研合作项目(BY20230232)；常州市领军型创新人才引进培育项目(CQ20210119)；江苏省研究生科研与实践创新计划项目(SJCX25_1593)
作者简介：吴兆健，男，2001年生，江苏连云港人，硕士研究生；主要研究方向为精密减速器传动系统设计、轻量化设计与分析；jsutwzj@163.com。
韩振华(通信作者)，男，1986年生，山东菏泽人，博士，副教授；主要研究方向为机电精密传动系统设计与驱动方法、机电传动系统创新设计等；han_jsut@jsut.edu.cn。
引用格式：吴兆健，韩振华，徐浪，等.考虑多孔结构的RV减速器摆线针轮啮合特性分析［J］.机械传动，XXXX，XX（XX）：1-13.
Wu Zhaojian，Han Zhenhua，Xu Lang，et al.Meshing characteristic analysis of cycloidal-pin gear pair for RV reducer considering multi-hole structure[J].Journal of Mechanical Transmission，XXXX，XX(XX)：1-13.
免费获取

解法计算了考虑复杂薄腹板和减重孔的直齿轮时变啮合刚度。谢学凯等[7]107-109认为，利用槽孔消隙减振结构可显著降低圆柱齿轮振动加速度。针对摆线轮多孔结构，崔迪等[8]53分析认为，摆线轮齿受力后产生的弹性变形导致接触状态改变，揭示了多孔摆线轮轮辐的变形规律。杨帆等[9]研究了不同扇形孔结构对摆线轮振动响应的影响，指出扇形孔结构对RV减速器传动平稳性具有重要作用。

在齿轮加载接触分析中，现有研究通过构建齿轮副有限元接触模型，求解啮合力、接触应力与关键构件力学响应[10][11]201-206[12]。Gonzalez-Perez等[13]与Zhang等[14]2029分别从多点约束有限元模型和等几何分析方法出发，以提高齿轮接触应力分析的建模效率和计算精度。李红勋等[15]基于加载接触有限元分析模型，利用Python进行二次开发，实现参数化建模分析、自动化操作过程和快速化收敛设置。王辉等[16]与吴素珍等[17]对针齿啮合点处的力学响应及不同载荷工况下关键构件的应力应变进行了分析，揭示了齿轮副在承载啮合过程中的接触受力特征。Kong等[18]采用MASTA软件开发了一个高精度参数仿真模型，以评估RV减速器中关键轴承的接触力学和磨损行为。

在摆线针轮啮合特性影响因素分析方面，Li等[19]分析了齿形修形、施加转矩和偏心误差对扭转啮合刚度、加载传动误差及赫兹接触刚度的影响；Gao等[20]研究了偏心距、针齿分布圆半径、针齿半径和针齿数量对平均压力角及传动效率的作用规律。在优化设计方面，Zhang等[21]提出基于分段修整压力角的多目标优化设计方法，以实现高效率、高强度和轻量化的设计目标；Yun等[22]结合正交试验、机器学习和Pareto分析提高了设计效率；李辉等[23]72-75采用正交试验法分析了不同因素对RV减速器传动误差的影响。此外，Ji等[24]建立了摆线针轮传动啮入冲击力模型，并提出优化方法以降低冲击系数。Mo等[25]通过齿形与螺旋线修形，分析了轴角误差对修形齿轮副啮合行为的影响。

综上所述，现有研究已在开孔齿轮结构设计、齿轮加载接触分析以及摆线针轮啮合特性影响因素方面取得了一定进展。但针对RV减速器摆线轮中心孔、曲柄轴承孔与扇形孔形成的多孔结构，仍存在以下不足：①在齿轮开孔结构设计方面，现有研究侧重于分析不同轮体结构(渐开线齿轮开孔结构与轮体轻量化结构)对啮合刚度、载荷分配和动态响应的影响，较少研究RV减速器摆线轮多孔结构对啮合特性的影响；②在轮齿加载接触有限元分析方面，现有的有限元接触模型多侧重理想齿廓接触、简化结构模型或关键构件整体受力分析，鲜有考虑真实多孔结构对承载特性的影响；③在摆线针轮啮合特性影响因素研究方面，相关研究多侧重齿廓修形、几何参数、偏心误差、载荷工况和冲击振动等因素对传动性能的影响，缺乏对多孔结构参数对啮合特性影响的定量研究。

鉴于此，本文以RV减速器摆线针轮传动机构为研究对象，围绕摆线轮多孔结构对啮合特性的影响开展研究。建立考虑多孔结构的摆线针轮少齿差行星传动有限元承载接触模型，分析摆线轮多孔结构参数对齿轮副承载特性与传动精度的影响机制；以扇形孔结构参数为设计变量开展正交试验，采用极差分析法研究其对啮合特性的影响规律。研究结果可为RV减速器摆线针轮结构设计、承载能力提升与传动精度优化提供参考。

1 RV减速器摆线针轮啮合承载分析

为明确摆线针轮啮合承载分析中的运动关系与受力计算依据，首先分析RV减速器二级传动过程与摆线针轮少齿差行星传动原理，阐明曲柄轴输入、摆线轮偏心运动和针齿约束啮合之间的运动传递规律；建立摆线针轮啮合承载受力模型，求解负载转矩作用下的啮合力、载荷分配与接触应力。

1.1 RV减速器少齿差行星传动原理

RV减速器由第Ⅰ级渐开线无内齿圈星型渐开线齿轮减速机构和第Ⅱ级摆线针轮少齿差行星传动机构组成，其少齿差行星传动原理如图1所示。

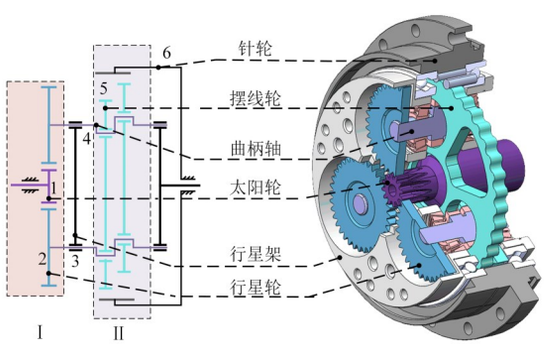


图1 RV减速器少齿差行星传动原理

Fig. 1 Principle of the small tooth difference planetary transmission in RV reducers

当太阳轮1按顺时针方向旋转时，行星轮2在按逆时针方向自转的同时还有公转；行星轮2与曲柄轴4连成一体，作为第Ⅱ级减速机构的输入，带动摆线轮5做偏心运动；摆线轮5绕其轴线公转，因针轮6

对摆线轮5产生啮合约束，还将反向自转；最后，通过曲柄轴4与行星架3组成的输出机构进行输出。在该传动过程中，摆线针轮的啮合特性直接决定减速器的承载能力与传动精度，其啮合状态会直接影响齿间载荷分配、接触应力水平和传动误差。

在摆线轮生产制造环节中，需要进行齿廓修形，保证齿轮副在传动过程中具有合理的啮合间隙。常用的修形方法包括移距修形和等距修形，修形量分别为Δr_{p}、Δr_{rp}。修形后的摆线轮齿廓曲线方程为

$$\begin{cases} x_{\mathrm{c}} = [r_{\mathrm{p}} + \Delta r_{\mathrm{p}} - (r_{\mathrm{rp}} + \Delta r_{\mathrm{rp}})\phi^{-1}]\cos[(1 - i^{\mathrm{H}})\varphi] + \\ \qquad \frac{a}{r_{\mathrm{p}} + \Delta r_{\mathrm{p}}}[r_{\mathrm{p}} + \Delta r_{\mathrm{p}} - z_{\mathrm{p}}(r_{\mathrm{rp}} + \Delta r_{\mathrm{rp}})\phi^{-1}]\cos(i^{\mathrm{H}}\varphi) \\ y_{\mathrm{c}} = [r_{\mathrm{p}} + \Delta r_{\mathrm{p}} - (r_{\mathrm{rp}} + \Delta r_{\mathrm{rp}})\phi^{-1}]\sin[(1 - i^{\mathrm{H}})\varphi] - \\ \qquad \frac{a}{r_{\mathrm{p}} + \Delta r_{\mathrm{p}}}[r_{\mathrm{p}} + \Delta r_{\mathrm{p}} - z_{\mathrm{p}}(r_{\mathrm{rp}} + \Delta r_{\mathrm{rp}})\phi^{-1}]\sin(i^{\mathrm{H}}\varphi) \end{cases} \tag{1}$$

式中，r_{p}为针轮中心圆半径；r_{rp}为针齿半径；$\phi^{-1} = (1 + K_1'^2 - 2K_1'\cos\varphi)^{-1/2}$；$K_1'$为修形后的齿形短幅系数，$K_1' = az_{\mathrm{p}}/(r_{\mathrm{p}} + \Delta r_{\mathrm{p}})$；$i^{\mathrm{H}}$为摆线轮和针轮的相对传动比，$i^{\mathrm{H}} = z_{\mathrm{p}}/z_{\mathrm{c}}$；$z_{\mathrm{c}}$为摆线轮齿数；$a$为偏心距；$z_{\mathrm{p}}$为针轮齿数，$z_{\mathrm{p}} = z_{\mathrm{c}} + 1$；$\varphi$为转臂相对于某一针齿中心矢径的转角。

1.2 摆线针轮啮合承载受力分析

摆线针轮副具有少齿差多齿啮合特征，其承载状态受理论啮合位置、齿对弹性变形和载荷分配的共同影响。设置针齿固定、行星架输出的传动方式，基于加载齿面接触分析理论，建立摆线针轮承载受力模型（图2）。引入齿对弹性变形协调关系和力矩平衡条件[26]224-225，求解多齿啮合过程中的啮合力、载荷分配和接触应力。

图2中，$S_{\mathrm{p}}(O_{\mathrm{p}}X_{\mathrm{p}}Y_{\mathrm{p}})$为针轮坐标系，即固定坐标系，$O_{\mathrm{p}}$为其原点；$O_{\mathrm{c}}$为摆线轮回转中心；在曲柄轴上施加旋转，摆线轮上施加工作转矩T_{c}；r_{c}、r_{p}'分别为摆线轮、针轮的节圆半径；P为摆线轮节圆与针轮节圆的交点；l_i为针齿i的力臂长度，即摆线轮回转中心O_{c}到啮合力作用线的垂直距离；δ_i、F_i分别为第i对齿的变形量与啮合力，方向由啮合点指向两节圆交点P。

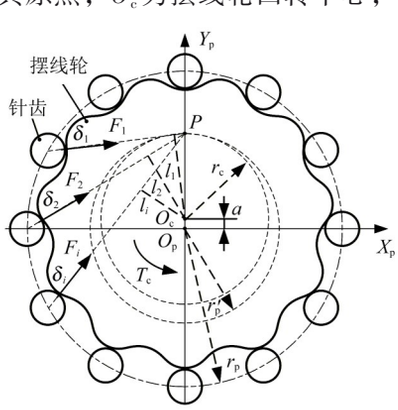


图2 摆线针轮承载受力模型

Fig. 2 Load-bearing meshing force model of the cycloidal-pin gear pair

当摆线针轮啮合时，由于输出轴受到负载转矩作用，假设有$(n-m)$个针齿参与啮合，摆线轮上的转矩T_{c}由$i = m$至$i = n$的针齿传递，每对啮合齿承载接触作用的力遵循力矩平衡条件，即

$$\sum_{i=m}^{n} F_i l_i = T_{\mathrm{c}} \tag{2}$$

摆线轮第i齿的啮合力[27]为

$$F_i = \frac{\delta_i - \Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}} F_{\max} \tag{3}$$

$$F_{\max} = T_{\mathrm{c}} / \{ \sum_{i=m}^{n} [\frac{l_i}{r_{\mathrm{c}}} - \frac{\Delta(\varphi)_i}{\delta_{\max}}] l_i \} \tag{4}$$

式中，$\Delta(\varphi)_i$为初始啮合间隙；$\delta_{\max}$为受力最大的一对齿的变形量。

在获得各有效啮合齿对的法向啮合力后，依据Hertz接触理论计算相应齿面的接触应力，有

$$\sigma_{\mathrm{H}} = 0.418\sqrt{\frac{EF_i}{b_{\mathrm{c}}\rho_{ei}}} \tag{5}$$

式中，σ_{H}为齿面接触应力；E为弹性模量；b_{c}为摆线轮齿宽；ρ_{ei}为摆线轮第i对齿啮合点的曲率半径。

2 考虑多孔结构的摆线针轮有限元承载接触模型建立

为表征真实多孔结构下摆线针轮的啮合承载状态，基于RV减速器少齿差行星传动原理，建立保留中心孔、曲柄轴承孔和扇形孔的摆线针轮有限元承载接触模型。其中，依据摆线针轮副运动学关系建立齿面接触关系，设置曲柄轴输入、针齿壳约束、负载转矩等边界条件，通过网格无关性确保模型的计算精度，为后续啮合特性分析奠定模型基础。

2.1 摆线轮多孔结构特征

为明确有限元建模所依据的结构对象、几何参数与多孔结构尺寸，以三曲柄的RV-80E型减速器摆线针轮为研究对象，其基本参数如表1所示。

利用数值计算软件求解摆线轮齿廓方程，得到指定参数的摆线轮齿廓曲线，将齿廓点云数据导入三维建模软件进行三维建模，如图3所示。摆线轮的多孔结构主要包括中心孔、曲柄轴承孔和扇形孔。

1）中心孔位于摆线轮中心区域，主要用于避让

RV减速器输入轴、太阳轮轴系或相关装配构件，其孔径应根据中心传动构件的外形尺寸、摆线轮偏心运动所需避让空间及装配间隙确定。

表1 摆线针轮基本参数

Tab. 1 Basic parameters of the cycloidal-pin gear pair

参数	数值
针轮中心圆半径r_p/mm	77
针齿半径r_{rp}/mm	3.5
偏心距a/mm	1.5
摆线轮齿宽b_c/mm	10
摆线轮齿数z_c	39
针轮齿数z_p	40
移距修形量Δr_p/mm	−0.022
等距修形量Δr_{rp}/mm	−0.027
中心孔半径r_0/mm	20
曲柄轴承孔分度圆半径r_w/mm	42
曲柄轴承孔半径r_n/mm	17

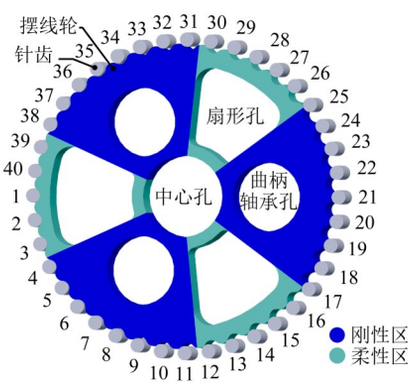


图3 考虑多孔结构的摆线针轮三维模型

Fig. 3 3D model of the cycloidal-pin gear pair considering multi-hole structure

2）曲柄轴承孔分布在摆线轮中部，其分度圆半径由太阳轮与行星轮的中心距确定，多个曲柄轴承孔沿分度圆周向均布，孔半径由曲柄轴承外径及装配间隙确定。

3）扇形孔用于为行星架输出立柱提供通过空间，并传递摆线轮与行星架之间的相对运动关系，通常布置于轮辐与轮缘过渡区域。扇形孔轮廓尺寸需根据行星架立柱的运动包络、立柱截面尺寸及必要间隙进行设计，以避免传动过程中发生运动干涉。

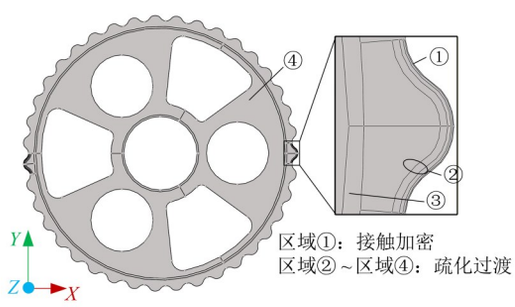
上述孔结构会破坏轮体几何连续性，使摆线轮沿周向呈现非均匀支撑特征。为便于描述，根据图3所示的扇形孔分布及其引起的轮缘厚度差异，将扇形孔邻近、轮缘厚度较小的区域定义为柔性区；将相邻扇形孔之间、轮缘厚度相对较大的区域定义为刚性区。其中，柔性区轮缘较薄，在负载转矩作用下易发生局部变形[8]53；刚性区轮缘相对较厚，具有较强的结构支撑能力。随曲柄轴转角经过不同刚度区域时，齿廓局部变形、载荷传递路径和多齿载荷分配关系均会发生变化，影响摆线针轮的承载特性与传动精度。因此，有限元模型需保留中心孔、曲柄轴承孔与扇形孔等多孔结构特征，以反映真实轮体结构对啮合承载状态的影响。

2.2 摆线针轮有限元承载接触模型

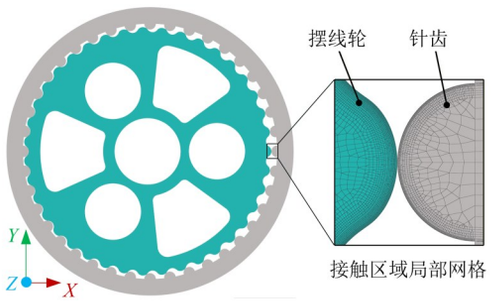
基于RV减速器少齿差行星传动原理，建立摆线针轮少齿差行星传动有限元承载接触模型。首先，对几何模型进行合理简化，并采用HyperMesh软件完成二维平面网格划分；随后，将网格模型导入Abaqus软件，设置材料属性、接触关系、边界条件、施加载荷以及网格无关性验证。

为提高接触分析的计算效率，对几何模型进行适当简化。将多曲柄结构等效为单曲柄，针齿与针齿壳合并处理。模型保留3个曲柄轴承孔的几何结构，以反映轴承孔对摆线轮轮体连续性和刚度分布的影响；将3个曲柄轴承孔按等效支承边界处理，用于建立摆线轮的等效运动约束和支承条件。此外，基于摆线轮与针轮宽度一致且共面的结构特点，将三维几何投影为二维平面模型后进行求解[14]2029。

网格划分是计算之前的必要步骤，网格质量对计算精度和计算时间有直接影响。采用HyperMesh软件完成网格划分，摆线针轮平面网格如图4所示。为提高接触分析精度，对啮合区实施局部网格加密处理，而对远离接触区域的非关键部位进行适当简化。如图4(a)所示，将单个摆线轮齿划分为4个区域，其中，区域①采用细网格(0.03 mm)划分，区域②、③、④采用相对疏化的网格策略。选用三角形单元CPE3和四边形单元CPE4R，最终得到摆线针轮平面网格模型，总单元数为338 140，节点数为340 435，如图4(b)所示。



(a) 摆线轮齿切分



（b）接触区域网格局部加密

图4 摆线针轮平面网格

Fig. 4 Planar mesh of the cycloidal-pin gear pair

在Abaqus软件中导入摆线针轮平面网格模型，有关材料属性、相互作用、边界条件与施加载荷、分析类型的设置如下所述。

1）材料属性：摆线轮与针齿材料均取GCr15，泊松比为0.3，弹性模量为208 GPa。

2）相互作用：建立摆线针轮传动机构各构件间的接触关系；摆线轮与曲柄轴、针轮之间采用面-面接触，并考虑切向摩擦作用，摩擦因数取0.1。在摆线轮齿廓与40个针齿之间建立接触对，以表征啮合过程中的实际接触状态。

3）边界条件与施加载荷：对针齿壳外圈施加固定约束；对摆线轮的3个轴承孔内表面与摆线轮圆心O_c建立耦合约束，仅保留耦合点绕Z轴的转动自由度；在摆线轮耦合点RP-1上施加微小转角位移，以建立摆线轮与针齿之间的初始接触关系；保留3个轴承孔的几何结构，但载荷输入采用等效单曲柄方式，对等效单曲柄外表面与针齿壳圆心O_p建立耦合约束，同样仅保留绕Z轴的转动自由度；在曲柄轴耦合点RP-2上施加180°角位移；同时在曲柄轴耦合点O_p处添加转矩；考虑到模型采用单片摆线轮进行模拟，在摆线轮上施加工作转矩T_c，$T_c = 0.55T$[11]204。其中，T为两片摆线轮分担前的总工作转矩。

4）分析类型与分析步设置：采用Abaqus软件中的隐式静力分析方法，并通过分步加载，减小接触状态和载荷突变对非线性求解收敛性的影响。各分析步的时间长度均设置为1 s，具体设置如下：

① Step-1为初始接触步，在摆线轮参考点施加0.001°微小转角，使摆线轮与针齿建立初始接触关系，初始时间增量设置为0.2 s。

② Step-2为转矩加载步，在保持初始接触状态的条件下，采用平滑幅值曲线将单片摆线轮工作转矩由0逐渐增加至165 N·m，初始时间增量设置为0.2 s。

③ Step-3为承载啮合步，保持Step-2施加的工作转矩不变，驱动等效曲柄轴由初始位置转动180°，模拟摆线针轮副的承载啮合过程，初始时间增量设置为0.005 s。前一分析步结束时的约束、载荷及接触状态传递至后一分析步。

图5所示为所建立的摆线针轮少齿差行星传动有限元承载接触模型。

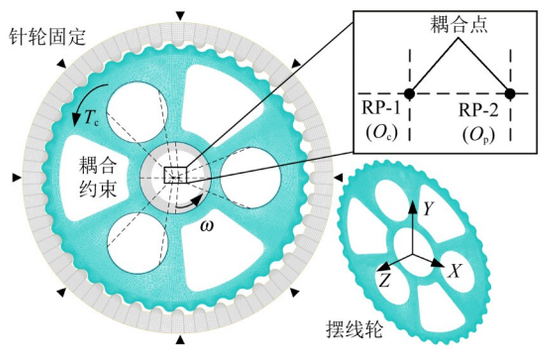


图5 摆线针轮少齿差行星传动有限元承载接触模型

Fig. 5 Finite element load and contact model of the cycloidal-pin planetary transmission with a small tooth difference

为保证网格质量与计算精度，以针齿5某一转角位置的啮合力为基准，对啮合区网格尺寸进行无关性验证（图6）。网格数量随啮合区网格宽度的减小而增加，啮合力呈现显著的收敛趋势。

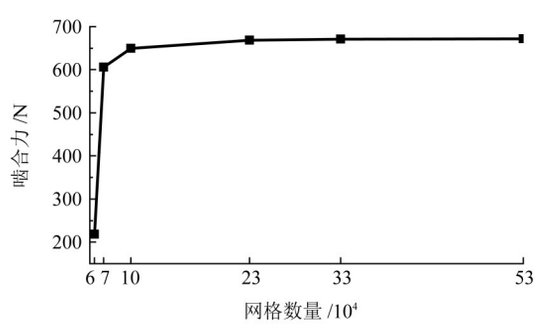


图6 网格无关性验证

Fig. 6 Mesh independence verification

图6中，网格数量从2.3×10⁵增至3.3×10⁵时，相对误差小于3%；从3.3×10⁵增加至5.3×10⁵时，相对误差为0.1%。这表明，当前网格密度下的有限元仿真结果达到收敛标准，即网格数量达到3.3×10⁵，即啮合区①采用细网格（0.03 mm）划分时，啮合区网格宽度小于接触半宽的1/3。因此，网格划分满足计算精度要求，可用于后续摆线针轮啮合特性分析。

3 多孔结构摆线针轮啮合特性分析

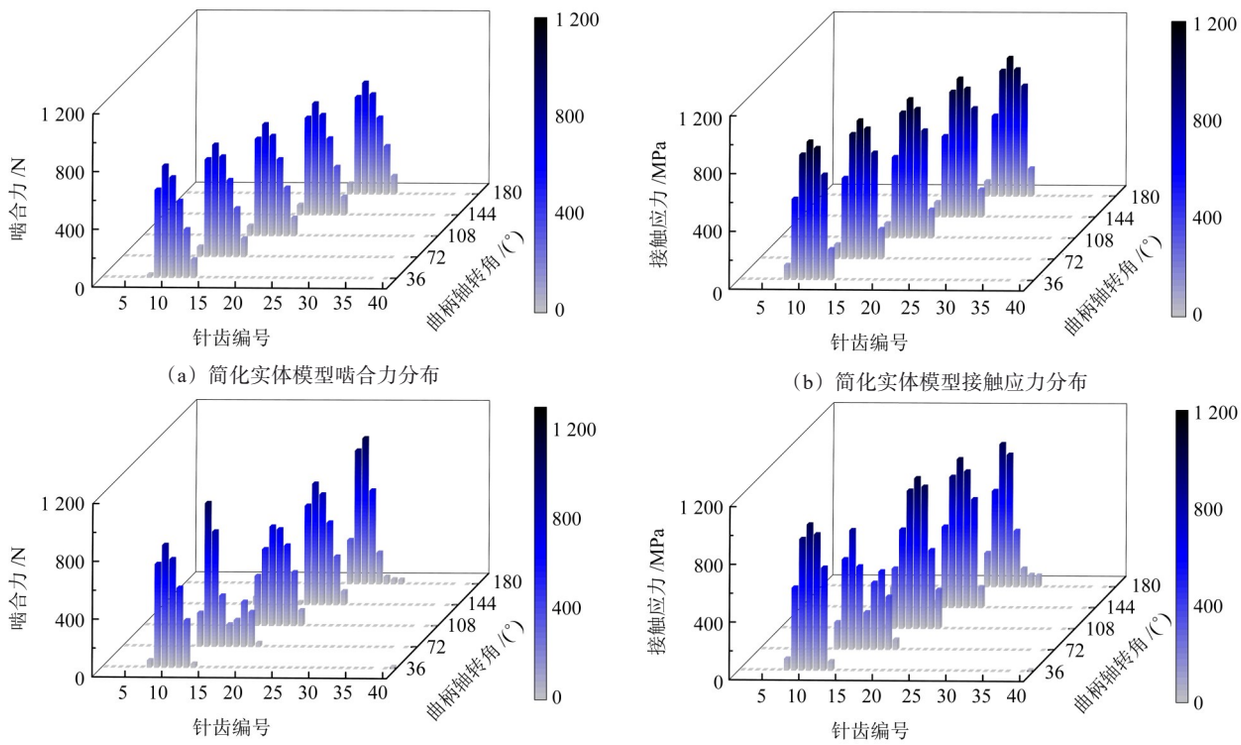
基于已建立的摆线针轮有限元承载接触模型，对多孔结构下摆线针轮啮合过程进行数值求解，获

得承载特性(啮合力、接触应力、同时啮合齿数)和传动误差等仿真结果，分析考虑多孔结构后摆线轮多齿啮合载荷分配、局部接触状态和传动误差等啮合特性的变化规律。

3.1 承载特性分析

3.1.1 不同轮体结构下多齿啮合承载响应分析

为分析多孔结构对啮合承载响应的影响，设置保留中心孔的简化实体模型作为对照。已有摆线针轮副承载接触研究表明，啮合载荷通常沿有效啮合齿对呈非均匀分布，主要承载齿对集中在局部啮合区域[28]。在T_c=165 N·m工作转矩作用下对比两种模型的力学响应。其中，提取摆线针轮在曲柄轴转动180°范围内5个等间隔增量步，对应曲柄轴转角分别为36°、72°、108°、144°和180°，分析负载转矩作用下摆线针轮副多齿啮合的载荷分配与局部承载状态。图7所示为不同轮体结构下摆线针轮有限元仿真的啮合力与接触应力分布。



（a）简化实体模型啮合力分布　（b）简化实体模型接触应力分布

（c）多孔模型啮合力分布　（d）多孔模型接触应力分布

图7 简化实体模型与多孔模型仿真结果

Fig. 7 Simulation results of the simplified solid model and the multi-hole model

1）啮合力方面，由图7(a)、图7(c)可知，多孔模型的啮合力分布较简化实体模型更不均匀，最大啮合力由777 N增至1 050 N，增幅为35%。这表明，中心孔、曲柄轴承孔与扇形孔会改变摆线轮局部支承刚度，使部分齿对承担更高载荷，削弱了摆线传动多齿分担载荷的均匀性。

2）接触应力方面，由图7(b)、图7(d)可知，多孔模型齿面接触应力呈现更明显的局部集中现象，最大接触应力为1 105.6 MPa，较简化实体模型增大13%。这表明，多孔结构引起的载荷集中使摆线轮齿面接触应力峰值升高，局部承载状态更不均匀。

3）同时啮合齿数方面，由图7(a)、图7(b)可知，简化实体模型中，主要承载齿对的载荷分布较为稳定，同时啮合齿数基本维持在7对。图8所示为多孔模型的同时啮合齿数。由图8可知，多孔模型在曲柄轴转动180°范围内的同时啮合齿数在5~9对波动，并呈现明显的分段阶梯特征。图8中的刚性区和柔性区划分与第2.1节所述轮体结构划分一致。随着曲柄轴转动，主要啮合区域沿摆线轮周向移动；根据不同转角下主要承载齿对的位置与轮缘厚度分布的对应关系，在0°~180°计算范围内，主要啮合区域依次经过刚性区Ⅰ、柔性区Ⅰ和刚性区Ⅱ(编号仅用于区分啮合过程中先后出现的同类区域)。其中，受中心孔、曲柄轴承孔与扇形孔共同影响，摆线轮受载区域呈现刚柔交替分布特征；当啮合区处于刚性区时，载荷更易集中于少数齿对，同时啮合齿数局部降至5~6对；当啮合区进入柔性区时，局部变形使更多相邻齿对参与接触，同时啮合齿数主要维持

在7~9对。

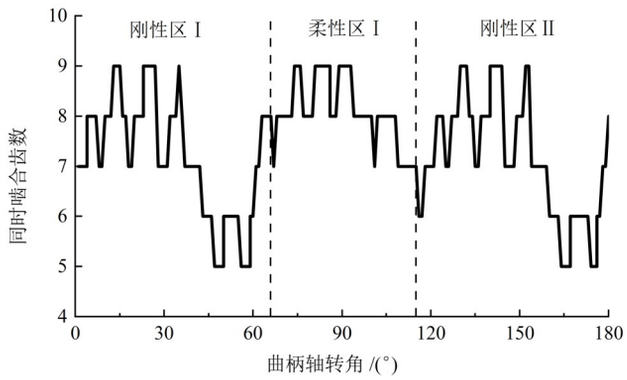


图8 同时啮合齿数

Fig. 8 Number of simultaneously meshing teeth

3.1.2 典型转角下载荷分配与应力响应分析

由图7(c)可知，多孔模型在5个转角位置下均表现出不同程度的载荷分配差异。其中，曲柄轴转角为72°时，主要承载齿对之间出现较典型的局部载荷突变，啮合力未沿有效啮合齿对呈连续平缓分布，局部齿对载荷集中，相邻齿对之间的承载差异较为明显。该工况能够较为直观地反映多孔结构作用下齿间载荷分配和载荷传递路径的变化。因此，选取72°位置作为典型工况，分析不同模型的啮合力分布与多孔模型的等效应力响应。

图9所示为曲柄轴转角72°时理论模型、简化实体模型和多孔模型的摆线针轮啮合力分布。由图9可知，理论模型与简化实体模型的啮合力分布趋势基本一致，有效啮合针齿均分布在11~17号针齿内，且最大啮合力均出现在13号针齿。相比之下，多孔模型的啮合力分布发生明显变化，其有效啮合范围扩展至11~19号针齿，同时啮合齿数由7对增加至9对。多孔模型的啮合力主要集中在12、13号针齿。其中，12号针齿的啮合力达到996 N，而15号针齿啮合力仅为156 N。这表明，新增啮合齿对并未有效分担载荷，多孔结构未能改善多齿载荷分配的均匀性。

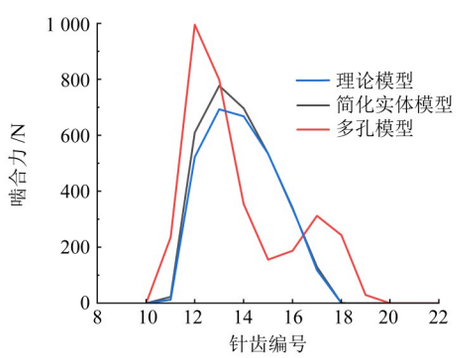


图9 72°时摆线针轮啮合力分布

Fig. 9 Meshing force distribution of the cycloidal-pin gear pair at 72°

图10为72°位置时摆线针轮的等效应力云图。由图10(a)可知，高应力区域主要出现在齿廓啮合区及其邻近轮辐区域，中心孔与远离啮合区的轮体区域应力相对较低。在11~18号针齿附近，扇形孔边界与啮合区之间存在明显的应力传递联系。其中，12号、13号针齿对应区域出现较明显的应力集中，而15号针齿附近应力水平相对降低，与图9啮合力分布现象一致。扇形孔引起的轮缘厚度和局部刚度变化，使不同针齿的实际啮合点位置及啮合力大小产生差异，其接触法向与载荷传递路径也随之改变，进而导致对应齿廓及邻近轮辐区域呈现不同的应力响应。

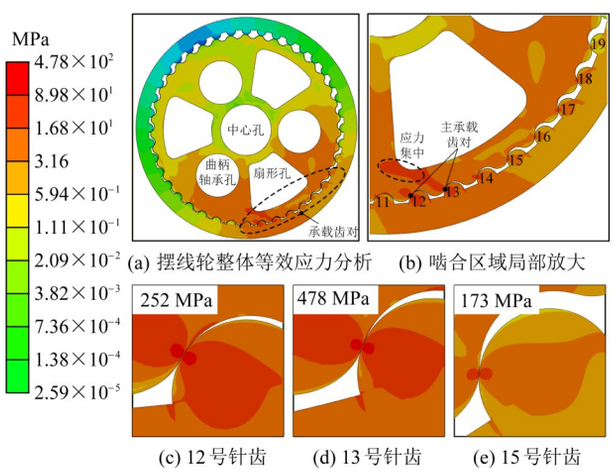


图10 72°时摆线针轮等效应力

Fig. 10 Equivalent stress of the cycloidal-pin gear pair at 72°

摆线轮多孔结构中，中心孔位于摆线轮中心，距齿廓啮合区较远，其尺寸变化对啮合特性的影响相对有限；曲柄轴承孔需满足轴承的安装、支承刚度与运动约束要求，结构尺寸受装配关系限制。相比之下，扇形孔位于轮辐与轮缘过渡区域，对主要啮合承载区域的刚度分布和载荷传递路径影响更为直接，是影响啮合区刚度分布和载荷传递路径的关键结构。因此，后文选取扇形孔结构参数作为试验因素，研究其对摆线针轮啮合特性的影响规律，具体见第4.1节。

3.2 传动精度分析

摆线轮多孔结构使轮体刚度沿周向呈非均匀分布，改变了轮齿啮合关系，引起轮体偏转角与瞬时啮合位置变化，从而影响摆线针轮副的运动传递稳定性。转角偏差随啮合位置发生周期性变化，最终表现为传动误差曲线的波动。传动误差[23]72~73是RV传动中的重要指标，用于表征实际运动相对理论运动的偏离程度；其波动越小，运动传递越平稳，反之则传动精度受影响越明显。

有限元模型中，针齿壳保持固定，通过等效输入参考点施加输入运动，并以摆线轮中心参考点表征输出运动。有限元分析依次包括初始接触步、转矩加载步和承载啮合步。以整个有限元分析的初始时刻t_s为角位移基准，分别提取等效曲柄轴参考点和摆线轮中心参考点绕Z轴的转角。输入增量转角$\Delta\varphi_1$、输出增量转角$\Delta\varphi_2$分别为

$$\Delta\varphi_1 = \varphi_1(t) - \varphi_1(t_s) \tag{6}$$

$$\Delta\varphi_2 = \varphi_2(t) - \varphi_2(t_s) \tag{7}$$

式中，φ_1为等效曲柄轴参考点输入转角；t为当前计算状态对应的累计分析时间；φ_2为摆线轮中心参考点输出转角。

根据实际输出增量转角与理论输出增量转角的差值，定义摆线针轮副传动误差e_{TE}为

$$e_{TE} = \Delta\varphi_2 - \frac{\Delta\varphi_1}{i_{cp}} \tag{8}$$

式中，i_{cp}为传动比，$i_{cp} = z_c/(z_p - z_c)$。

为分析多孔结构对传动精度的影响，计算多孔模型与简化实体模型的传动误差，并将其与理论模型[26]225进行对比，结果如图11所示。图11中，横坐标表示承载啮合步内的等效输入转角，其0°位置对应承载啮合步开始时刻t_0。由于此时模型已经完成初始接触调整和转矩加载，前序分析步产生的累积角位移已计入传动误差，因此，曲线初始值不为0。本文主要评价传动误差曲线的波动程度，初始角位移偏置不影响其幅值计算。

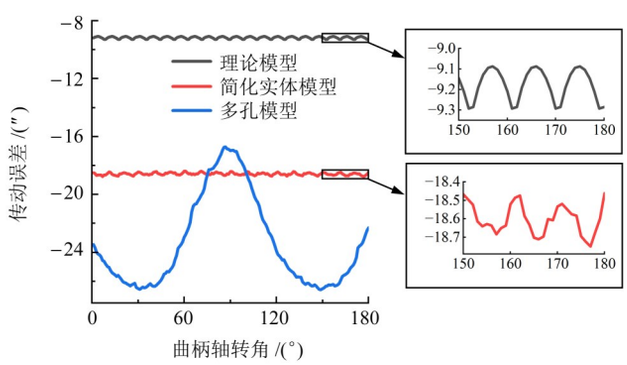


图11 传动误差曲线

Fig. 11 Transmission error curves

为定量表征传动误差曲线在计算区间内的波动程度，计算区间内传动误差幅值A_{TE}。传动误差幅值为传动误差曲线最大值与最小值之差，即

$$A_{TE} = \max(e_{TE}) - \min(e_{TE}) \tag{9}$$

在曲柄轴转动180°范围内，理论模型与简化实体模型的传动误差曲线均呈小幅周期波动，简化实体模型传动误差幅值为0.37″；考虑多孔结构后，传动误差波动明显增大，多孔模型传动误差幅值达到9.86″。

现有研究表明，摆线针轮副在200 N·m载荷下的承载传动误差幅值约为0.2″[29]。本文简化实体模型传动误差幅值为0.37″，二者均表现为小幅周期波动。考虑多孔结构后，本文多孔模型传动误差幅值为9.86″，与文献[30]中考虑齿形误差所得的4.44″与4.26″同等数量级。

从曲线波形可以看出，简化实体模型的传动误差主要表现为围绕平均水平的小幅周期波动；而多孔模型在保留基本啮合周期特征外，呈现出波动更显著的正弦波形。这表明，摆线轮多孔结构引起的轮体刚度非均匀分布会改变传动误差的波动特征。

4 基于正交试验的扇形孔结构参数影响分析

基于第3.1.2节典型转角下载荷分配与等效应力响应分析，扇形孔直接影响啮合承载区域的载荷传递路径，是影响摆线针轮啮合特性的关键结构。为定量分析扇形孔结构参数对啮合特性的影响规律，选取上底圆半径、两腰夹角、下底圆半径与倒角半径作为试验因素，构建四因素五水平正交试验方案。用齿面最大接触应力和传动误差幅值分别评价承载性能与传动精度，采用极差分析法研究扇形孔结构参数对两类评价指标的影响趋势。

4.1 扇形孔结构参数与正交试验设计

摆线轮扇形孔结构如图12所示，其几何形状主要受上底圆、两腰夹角、下底圆与倒角的影响。其中，上底圆半径和下底圆半径决定扇形孔内外侧轮廓位置，两腰夹角反映扇形孔周向开口范围，倒角半径影响孔边过渡形状。上述参数能够表征扇形孔的主要几何特征，因此，选取上底圆半径(因素A)、两腰夹角(因素B)、下底圆半径(因素C)与倒角半径(因素D)作为正交试验因素。

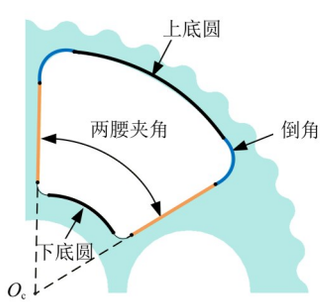


图12 摆线轮扇形孔

Fig. 12 Sector-shaped hole of the cycloidal gear

由于扇形孔结构参数较多，采用单因素分析方法不仅计算量较大，而且难以反映多因素共同作用下的影响规律。为提高分析效率，采用正交试验设

计方法[7]109-111，并用齿面最大接触应力和传动误差幅值分别表征承载性能与传动精度，分析扇形孔结构参数对摆线针轮啮合特性的影响。

根据摆线轮结构约束条件与行星架尺寸，确定各因素取值范围，如表2所示。

表2 扇形孔结构参数范围

Tab. 2 Structural parameter ranges of the sector-shaped hole

	A/mm	B/(°)	C/mm	D/mm
上限	67	58	27	8.5
下限	65	48	24.5	6

基于各试验因素的取值范围，每个因素各设置5个水平。所考虑的因素水平如表3所示。

表3 因素水平表

Tab. 3 Factor-level table

	1	2	3	4	5
A/mm	65.00	65.50	66.00	66.50	67.00
B/(°)	48.00	50.50	53.00	55.50	58.00
C/mm	24.50	25.125	25.750	26.375	27.00
D/mm	6.000	6.625	7.250	7.875	8.500

4.2 各因素对不同评价指标的极差分析

采用正交试验设计后，按照表3中的因素水平，选用$L_{25}(5^4)$正交表构建25组扇形孔结构参数组合(对各组进行编号并列入表4)，据此分别更新得到25组摆线轮几何模型，建立对应的有限元承载接触模型。在各组仿真中，保持载荷、边界条件、材料参数和接触设置一致，以保证试验结果的可比性。仿真完成后，提取各试验组齿面最大接触应力σ_{max}，将其作为承载性能评价指标；同时，根据传动误差曲线计算传动误差幅值A_{TE}，将其作为传动精度评价指标。各组正交试验方案及仿真结果如表4所示。

为定量分析各因素对评价指标的影响程度，采用极差分析法对正交试验结果进行处理。统计同一因素在不同水平下评价指标的试验结果之和与平均值，比较其随因素水平变化的波动范围，判断各结构参数对评价指标的主次关系。极差越大，表明该因素水平变化引起的指标响应差异越明显。通过极差大小，可确定影响齿面最大接触应力和传动误差幅值的主要因素。各因素不同水平对应结果之和、平均值与极差的关系为

$$k_j = \frac{K_j}{N} \tag{10}$$

$$R = \max(k_j) - \min(k_j) \tag{11}$$

式中，K_j为任一列水平j(j=1，2，…，5)所对应的结果之和；k_j为某因素在水平j下某指标的平均值；N为任一列上各个水平出现的次数；R为极差。

表4 正交试验表及试验结果

Tab. 4 Orthogonal test table and test results

编号	A/mm	B/(°)	C/mm	D/mm	σ_{max}/MPa	A_{TE}/(″)
1	65.00	48.00	24.50	6.00	1 053	9.86
2	65.00	50.50	25.75	7.875	1 091	9.90
3	65.00	53.00	27.00	6.625	1 130	11.00
4	65.00	55.50	25.125	8.50	1 136	11.12
5	65.00	58.00	26.375	7.25	1 149	11.94
6	65.50	48.00	27.00	7.875	1 156	9.77
7	65.50	50.50	25.125	6.625	1 173	10.73
8	65.50	53.00	26.375	8.50	1 170	11.02
9	65.50	55.50	24.50	7.25	1 208	11.77
10	65.50	58.00	25.75	6.00	1 210	12.88
11	66.00	48.00	26.375	6.625	1 173	10.53
12	66.00	50.50	24.50	8.50	1 165	10.75
13	66.00	53.00	25.75	7.25	1 190	11.59
14	66.00	55.50	27.00	6.00	1 218	15.77
15	66.00	58.00	25.125	7.875	1 233	12.70
16	66.50	48.00	25.75	8.50	1 149	10.68
17	66.50	50.50	27.00	7.25	1 180	11.66
18	66.50	53.00	25.125	6.00	1 207	12.43
19	66.50	55.50	26.375	7.875	1 213	12.62
20	66.50	58.00	24.50	6.625	1 250	13.63
21	67.00	48.00	25.125	7.25	1 191	12.56
22	67.00	50.50	26.375	6.00	1 211	12.43
23	67.00	53.00	24.50	7.875	1 222	12.51
24	67.00	55.50	25.75	6.625	1 224	13.59
25	67.00	58.00	27.00	8.50	1 231	13.82

表5所示为极差分析结果。根据极差分析结果，绘制摆线轮扇形孔结构参数对齿面最大接触应力σ_{max}与传动误差幅值A_{TE}的影响趋势，如图13、图14所示。

表5 极差分析结果

Tab. 5 Range analysis results

评价指标	影响因素	平均值					极差
		k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	R
σ_{max}/MPa	A	1 112	1 183	1 196	1 200	1 216	104
	B	1 144	1 164	1 184	1 200	1 215	71
	C	1 180	1 188	1 173	1 183	1 183	15
	D	1 180	1 190	1 184	1 183	1 170	20
A_{TE}/(″)	A	10.76	11.23	12.27	12.20	12.98	2.22
	B	10.68	11.09	11.71	12.97	12.99	2.31
	C	11.70	11.91	11.73	11.71	12.40	0.70
	D	12.67	11.90	11.90	11.50	11.48	1.19

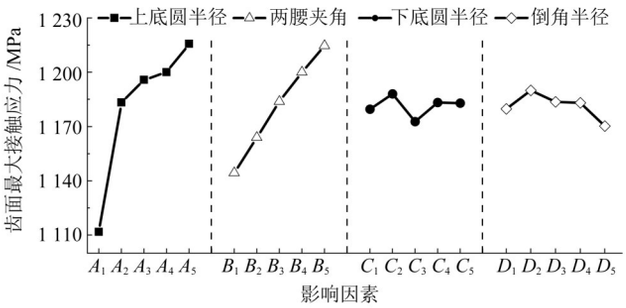


图13 扇形孔结构参数对齿面最大接触应力的影响趋势

Fig. 13 Influence trends of sector-shaped hole structural parameters on the maximum tooth-surface contact stress

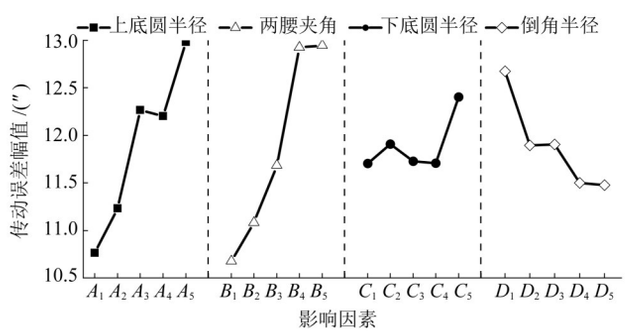


图14 扇形孔结构参数对传动误差幅值的影响趋势

Fig. 14 Influence trends of sector-shaped hole structural parameters on the transmission error amplitude

4.2.1 齿面最大接触应力

由图13可知，以齿面最大接触应力为评价指标时，上底圆半径下的极差最大，表明该参数是影响扇形孔结构承载性能的主要因素。

a. 随着上底圆半径的增大，齿面最大接触应力增大。这是由于上底圆半径变化会改变扇形孔上部区域轮缘厚度，影响轮辐区域连续性与刚度分布，导致啮合区载荷分布趋于集中，从而使接触应力增大。

b. 齿面最大接触应力随两腰夹角增大而逐渐增大。这是因为两腰夹角增大会削弱摆线轮齿廓附近承载刚度，柔性区轮齿数量增多，改变啮合过程中的载荷分布状态，使啮合接触区域应力水平升高。

c. 当下底圆半径在24.5~27 mm范围内变化时，齿面最大接触应力总体保持在1 180 MPa附近，仅呈小幅波动。这表明，下底圆半径对齿面最大接触应力的影响相对有限。

d. 齿面最大接触应力随倒角半径的增加在不同区间呈现不同的变化规律；倒角半径小于6.625 mm时，齿面最大接触应力随倒角半径增大而增大，并在6.625 mm时达到峰值，随后总体呈现减小的趋势。这表明，倒角半径对多孔结构边界过渡区域的应力分布具有较强影响，其变化会改变孔缘附近的刚度连续性和应力扩散能力，进而影响摆线针轮的接触应力水平。

4.2.2 传动误差幅值

与齿面最大接触应力不同，传动误差幅值主要受到两腰夹角的影响。这表明，扇形孔开角变化对运动传递精度更为敏感。

a. 随着上底圆半径的增大，传动误差幅值总体呈上升趋势，仅在局部水平间小幅波动。这表明，上底圆半径增大后，啮合齿对齿厚变小，减弱摆线轮受载区域的有效支承刚度，导致传动误差幅值增大。

b. 两腰夹角较大(55.5°~58°)时，传动误差幅值趋于平缓，但整体水平仍保持较高值。这表明，两腰夹角变化改变轮辐区域刚度分布，进而增强啮合刚度波动与载荷转移不均匀性，对传动误差幅值产生影响，使传动误差幅值维持在较高水平。

c. 当下底圆半径在24.5~27 mm范围内变化时，传动误差幅值整体波动较小，前4个水平下变化不明显，而在较大水平时出现一定幅度的增大。这表明，下底圆半径虽然不属于主导因素，但在较大取值下仍可能对局部支撑条件产生较明显削弱，导致摆线轮整体刚度分布发生微小变化。因此，下底圆半径成为传动误差增大的潜在诱因。

d. 倒角半径增大时，传动误差幅值总体呈下降趋势并逐渐趋于平缓。这表明，适当增大倒角半径有利于改善孔边界附近刚度过渡，减弱局部载荷突变对轮齿啮合过程的扰动，有效降低传动误差幅值。

4.3 基于综合评价的扇形孔结构参数选取算例

多准则决策方法可用于多个评价指标下的方案比较，其中，加权求和模型能够将不同指标的评价结果聚合为单一综合评价值[31]。为说明扇形孔结构参数的综合选取方法，以表4中25组参数方案为例，建立接触应力与传动精度的综合评价函数S。由于齿面最大接触应力与传动误差幅值均为越小越优型指标，采用极差归一化方法进行无量纲处理，有

$$S_H = \frac{H_q - H_{\min}}{H_{\max} - H_{\min}} \tag{12}$$

$$S_{A_{\mathrm{TE}}} = \frac{A_{\mathrm{TE}q} - A_{\mathrm{TE}\min}}{A_{\mathrm{TE}\max} - A_{\mathrm{TE}\min}} \tag{13}$$

式中，S_H为齿面最大接触应力归一化值；$S_{A_{\mathrm{TE}}}$为传动误差幅值归一化值；H_q与$A_{\mathrm{TE}q}$分别为第q组方案的齿面最大接触应力与传动误差幅值；$H_{\min}$、$H_{\max}$分别为齿面最大接触应力的最小值、最大值；$A_{\mathrm{TE}\min}$、$A_{\mathrm{TE}\max}$分别为传动误差幅值的最小值、最大值。归一化后，数值越小，表示该指标越优。

$$S = w_1 S_H + w_2 S_{A_{\mathrm{TE}}} \tag{14}$$

式中，w_1与w_2分别为齿面最大接触应力与传动误差幅值的权重系数，且w_1+w_2=1。本算例中承载能力与传动精度同等重要，取w_1=w_2=0.5；若更重视抗冲击与承载能力，可适当增大w_1；若更重视传动精度保持能力，可适当增大w_2。对表4中25组方案，按综合评价值从小到大排序，排名前六的方案如表6所示。

表6 不同扇形孔结构参数方案的综合评价结果

Tab. 6 Comprehensive evaluation results of different sector-shaped hole structural parameter schemes

排名	编号	H_q/MPa	A_{TEq}/(″)	综合评分S
1	1	1 053	9.86	0.007
2	2	1 091	9.90	0.107
3	6	1 156	9.77	0.261
4	3	1 130	11.00	0.298
5	16	1 149	10.68	0.319
6	4	1 136	11.12	0.323

由表6可知，编号1的综合评价值最小，其最大接触应力为1 053 MPa，传动误差幅值为9.86″，在两个指标之间具有较好的综合性能。编号6虽然传动误差幅值最小，为9.77″，但最大接触应力较编号1增加103 MPa，因此，综合评价值较高。编号2的最大接触应力与传动误差幅值均处于较优水平，且倒角半径较编号1更大，在考虑孔边过渡、避让间隙或加工约束时，可作为综合性能较优的备选方案。

综上，扇形孔参数选取应服从整机结构设计要求。实际设计时，应先根据传递转矩、抗冲击能力与扭转刚度要求确定支撑柱尺寸，再根据支撑柱尺寸、运动包络与装配间隙确定扇形孔可行范围，最后在可行方案中结合接触应力与传动精度进行综合优选。本文所得的规律可为满足整机结构约束后的扇形孔局部参数选型提供参考。

5 结论

针对多孔结构对RV减速器摆线针轮啮合特性的影响展开研究，建立考虑中心孔、曲柄轴承孔与扇形孔的少齿差行星传动有限元承载接触模型，结合正交试验设计分析了扇形孔结构参数对啮合特性的影响规律。主要结论如下：

1）多孔结构摆线轮非均匀刚度分布，改变了摆线针轮啮合过程中的载荷分配。对比仅保留中心孔的简化实体模型，多孔模型中部分齿对更易形成局部承载集中，啮合力与接触应力峰值升高；同时啮合齿数虽在部分转角位置增加，但新增接触齿对承载能力有限。这表明，多孔结构加剧载荷分配的不均匀性。

2）摆线轮多孔结构会增大传动误差幅值，并增强误差曲线的局部波动。在啮合过程中，多孔结构引起的轮体刚度非均匀分布会引入与局部柔度变化相关的误差分量，降低摆线针轮副的运动传递平稳性。

3）扇形孔结构参数对齿面最大接触应力和传动误差幅值的影响程度不同。上底圆半径对齿面最大接触应力影响最明显；两腰夹角主要影响传动误差幅值；下底圆半径整体影响较弱，但取值过大时会加剧啮合区载荷分布变化；增大倒角半径会对传动误差幅值起到一定抑制作用。本文所得的扇形孔参数影响规律主要用于满足整机结构约束后的局部参数优选，可为多孔摆线轮结构设计提供参考；在工程应用中，可进一步结合整机强度、刚度要求及样机试验进行综合校核。

参 考 文 献

[1] Han L S, Zhang Y S, Wang Y J, et al. Current status of RV reducer development in China and abroad[J]. Journal of Engineering Research and Reports, 2023, 25(8): 141-147.

[2] Masmoudi W, Wojtowicki J L, Petrone G, et al. Evaluating lightweight gear transmission error: a novel nonlinear finite element approach using direct constraint contact algorithm[J]. Frontiers in Mechanical Engineering, 2023, 9: 1228696.

[3] Benaïcha Y, Mélot A, Rigaud E, et al. A decomposition method for the fast computation of the transmission error of gears with holes [J]. Journal of Sound and Vibration, 2022, 532: 116927.

[4] Hong C Y, Liu M, Su N, et al. Study on the influence of gear spoke hole numbers on meshing noise[J]. Applied Sciences, 2023, 13(1): 511.

[5] Shweiki S, Rezayat A, Tamarozzi T, et al. Transmission error and strain analysis of lightweight gears by using a hybrid FE-analytical gear contact model[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 123: 573-590.

[6] Sun Z, Tang J Y, Chen S Y, et al. Dynamical modeling and characteristics analysis of tooth spalling in gear system with weight reduction structure[J]. Mechanism and Machine Theory, 2023, 189: 105429.

[7] 谢学凯，魏冰阳，古德万，等. 一种圆柱直齿轮槽孔减振结构仿真分析与试验研究[J]. 机械传动，2023，47(2)：107-115.
Xie Xuekai, Wei Bingyang, Gu Dewan, et al. Simulation analysis and experimental research on a vibration damping structure of cylindrical spur gear slot holes[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(2): 107-115.

[8] 崔迪，张迎辉，葛宰林，等. RV减速器有限元动态仿真与接触疲劳强度设计[J]. 机械设计，2019，36(9)：50-56.
Cui Di, Zhang Yinghui, Ge Zailin, et al. Finite-element dynamic simulation and design of contact fatigue strength for RV reducer [J]. Journal of Machine Design, 2019, 36(9): 50-56.

[9] 杨帆，杨建军，邓效忠，等. 摆线轮孔型结构对摆线轮振动特性影响分析[J]. 机械强度，2023，45(4)：999-1004.

Yang Fan, Yang Jianjun, Deng Xiaozhong, et al. Analysis of influence of cycloid gear hole structure on the vibration characteristic of cycloidal gear[J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(4): 999-1004.

[10] Wu Z G, Li X, Sun Q, et al. Integrated geometric modeling, meshing behavior analysis, and experimental prototype validation of arc-cycloid external gear pairs[J]. Mechanism and Machine Theory, 2026, 219: 106323.

[11] Gao S, Zhang Y M, Li Y W, et al. Piecewise modification of cycloidal gear in RV reducer: application of spline interpolation theory and comparison with a combination modification optimization method [J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2025, 26(1): 195-208.

[12] Liu W K, Li S F, Park H S. Eighty years of the finite element method: birth, evolution, and future [J]. Archives of Computational Methods in Engineering, 2022, 29(6): 4431-4453.

[13] Gonzalez-Perez I, Fuentes-Aznar A. Implementation of a finite element model for stress analysis of gear drives based on multi-point constraints[J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 117: 35-47.

[14] Zhang K, Guo C X, Li Y T, et al. Contact analysis for cycloid pinwheel mechanism by isogeometric finite element [J]. Coatings, 2023, 13(12): 2029.

[15] 李红勋, 金晓辉, 叶鹏, 等. 基于有限元法的高重合度摆线内齿轮副时变啮合特性研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(11): 206-219.
Li Hongxun, Jin Xiaohui, Ye Peng, et al. Research of time-varying mesh characteristics of cycloid internal gear pair with high contact ratio based on finite element method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(11): 206-219.

[16] 王辉, 石照耀, 林家春, 等. 机器人用RV减速器多齿啮合特性研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2020, 41(2): 227-234.
Wang Hui, Shi Zhaoyao, Lin Jiachun, et al. Multi-tooth meshing performance of RV reducer for robot arms[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2020, 41(2): 227-234.

[17] 吴素珍, 何卫东, 张迎辉. RV传动机构用转臂轴承的受力及接触特性分析[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2020, 48(6): 25-33.
Wu Suzhen, He Weidong, Zhang Yinghui. Analysis of force and contact characteristics of rotating arm bearings for RV transmissions mechanism[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2020, 48(6): 25-33.

[18] Kong W C, Li X, Qian G C, et al. Integrated theoretical modeling and MASTA-based parametric simulation for contact mechanics, wear behavior, of critical bearings in RV reducers[J]. Lubricants, 2026, 14(4): 141.

[19] Li X, Chen B K, Wang Y W, et al. Mesh stiffness calculation of cycloid-pin gear pair with tooth profile modification and eccentricity error[J]. Journal of Central South University, 2018, 25(7): 1717-1731.

[20] Gao S, Wang J P. Optimization modelling and application scenario for cycloid-pin gear mechanism based on force transmission characteristics[J]. Forschung Im Ingenieurwesen, 2024, 88(1): 43.

[21] Zhang Y H, Huang J Y, He W D. Multi-objective optimization of cycloidal gear based on segmental modification of pressure angle [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2022, 36(7): 3535-3545.

[22] Yun P W, Fu H D, Zhang H T, et al. Rapid design of high-end copper alloy processes combining orthogonal experiments, machine learning, and Pareto analysis [J]. Journal of Materials Research and Technology, 2025, 36: 1005-1016.

[23] 李辉, 徐宏海, 吴凯. 基于正交试验法的RV减速器传动误差分析[J]. 机械传动, 2017, 41(2): 71-76.
Li Hui, Xu Honghai, Wu Kai. Analysis of transmission error of RV reducer based on orthogonal experiment[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(2): 71-76.

[24] Ji S T, Li J L, Wei T Y, et al. Study on multi-tooth meshing-in impact and optimization design of modified cycloidal pin gear transmission[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2025, 47(2): 69.

[25] Mo J Y, Luo S M, Gong X, et al. Influence of modification and shaft angle error on the meshing and mechanical performance of internal meshing planetary reducer with involute-cycloid tooth[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2026, 48(2): 85.

[26] 段蕴杰, 韩振华, 韩小飞, 等. 基于LTCA的摆线针轮制造误差分析与补偿研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2025(2): 222-228.
Duan Yunjie, Han Zhenhua, Han Xiaofei, et al. Research on transmission error and error compensation of cycloidal pinwheel based on LTCA[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2025(2): 222-228.

[27] 苏建新, 王东峰, 徐家科, 等. 摆线针轮啮合刚度计算与仿真分析研究[J]. 机械传动, 2025, 49(4): 1-7.
Su Jianxin, Wang Dongfeng, Xu Jiake, et al. Research on calculation and simulating analysis of cycloidal pin wheel meshing stiffness[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2025, 49(4): 1-7.

[28] 杜雪松, 余自强, 朱才朝, 等. RV减速器针摆传动啮合特性分析[J]. 机械强度, 2020, 42(1): 115-121.
Du Xuesong, Yu Ziqiang, Zhu Caichao, et al. Analysis of meshing characteristics of pin-cycloid transmission of RV reducer[J]. Journal of Mechanical Strength, 2020, 42(1): 115-121.

[29] 王永强, 魏冰阳, 徐家科, 等. 摆线针轮多齿啮合特性与承载接触分析方法[J]. 中国机械工程, 2023, 34(10): 1151-1158.
Wang Yongqiang, Wei Bingyang, Xu Jiake, et al. Multi tooth meshing characteristics and load bearing contact analysis method of cycloidal-pin wheels[J]. China Mechanical Engineering, 2023, 34(10): 1151-1158.

[30] 李天兴, 夏鑫博, 吴丹, 等. 考虑齿形误差影响的摆线针轮承载特性分析[J]. 河南科技大学学报(自然科学版), 2024, 45(1): 12-18.
Li Tianxing, Xia Xinbo, Wu Dan, et al. Load characteristics analysis of cycloidal pin gear considering influence of tooth profile error [J]. Journal of Henan University of Science and Technology (Natural Science), 2024, 45(1): 12-18.

[31] O'Shea R, Deeney P, Triantaphyllou E, et al. Weight stability intervals for multi-criteria decision analysis using the weighted sum model[J]. Expert Systems with Applications, 2026, 296: 128460.

Meshing characteristic analysis of cycloidal-pin gear pair for RV reducer considering multi-hole structure

Wu Zhaojian[1] Han Zhenhua[1] Xu Lang[2] Shi Wankai[2] Shan Wentao[1] Xia Qing[3]

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangsu University of Technology, Changzhou 213001, China)

(2. State Key Laboratory of Mechanical Transmission for Advanced Equipment, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

(3. Longcheng Laboratory of Intelligent Manufacturing, Changzhou 213164, China)

Abstract: [Objective] The multi-hole structure of cycloidal gears causes non-uniform stiffness distribution, complex loaded deformation of gear teeth, and difficulty in characterizing the motion transmission mechanism. To address these problems, a finite element load-bearing contact modeling and analysis method for cycloidal-pin gear pairs considering the multi-hole structure was proposed, and orthogonal tests were conducted to study the effects of sector-shaped hole structural parameters on meshing characteristics. [Methods] The key multi-hole structural features of the cycloidal gear, including the central hole, crank bearing holes, and sector-shaped holes, were considered. Based on the kinematic relation of the RV reducer and tooth contact constraints, a finite element load-bearing contact model was established for the cycloidal-pin planetary transmission with a small tooth difference. The simulated meshing characteristics, including meshing force, contact stress, number of simultaneously meshing teeth, and transmission error, were analyzed to clarify the influence mechanism of multi-hole structural parameters on meshing characteristics. With the upper-base radius, included angle between the two side edges, lower-base radius, and fillet radius of the sector-shaped holes taken as test factors, a four-factor five-level orthogonal test was designed. Range analysis was used to investigate their effects on the maximum tooth-surface contact stress and transmission error amplitude. [Results] The results show that, compared with the conventional simplified solid model, the multi-hole cycloidal-pin gear pair model increases the peak meshing force and peak contact stress by 35% and 13%, respectively. The number of simultaneously meshing teeth changes from 7 in the simplified solid model to a fluctuating range of 5 to 9. The transmission error amplitude of the multi-hole cycloidal-pin gear pair model is 9.86″, which is 26.6 times that of the simplified solid model. In addition to retaining the basic meshing-period characteristics, the transmission error curve shows more pronounced additional fluctuations. Range analysis indicates that the upper-base radius has the most significant effect on the maximum tooth-surface contact stress, and a smaller upper-base radius helps reduce the peak tooth-surface contact stress. The included angle between the two side edges is the main factor affecting the transmission error amplitude, and reducing this angle helps improve transmission accuracy. The lower-base radius has a relatively weak effect, whereas an appropriate increase in the fillet radius helps reduce the transmission error amplitude. These conclusions provide a basis for the forward design and structural optimization of cycloidal-pin gear pairs in high-performance RV reducers.

Key words: RV reducer; Cycloidal-pin gear pair; Multi-hole structure; Orthogonal test; Meshing characteristic

（编辑：贾文倩）