

文章编号:1671-6833(2026)03-0019-10

新型人字行星齿轮传动齿面设计及接触特性分析

梁 栋, 胡汉宝, 吴育康, 陈仁祥, 徐向阳

(重庆交通大学 机电与车辆工程学院, 重庆 400074)

摘 要: 渐开线齿轮传动在传递大扭矩和大功率时,常面临齿面接触应力分布不均导致齿面点蚀磨损、齿轮抗弯性能不足的问题。为解决这一问题,提出了一种新型人字行星齿轮传动,啮合形式为凹齿廓(中心轮)-凸齿廓(行星轮)-凹齿廓(内齿圈)点接触。基于空间几何关系推导各构件凸、凹齿齿廓方程,利用螺旋运动法完成各构件共轭齿面数学描述,建立成型齿面几何方程。基于 MATLAB 与 UG 软件,通过曲面缝合、拉伸、合并和布尔运算等操作,构建了凹齿抛物线中心轮、凸齿圆弧行星轮和凹齿抛物线内齿圈,并完成新型人字行星齿轮传动、渐开线齿轮传动和渐开线-圆弧齿轮传动 3 种形式的模型装配。采用自适应网格技术划分网格,通过灵敏度分析确定了网格密度与计算精度的关系。在输入功率为 360 kW、太阳轮转速为 2 000 r/min 的工况下,根据有限元分析对比相同工况下 3 种传动构型的啮合接触特性。结果表明:与渐开线齿轮传动相比,新型人字行星齿轮传动的静态等效应力降低了 24.5%,齿面应力分布更加均匀,且抗弯性能提升了 4.63%,显著优于标准渐开线齿轮传动形式。

关键词: 人字行星齿轮; 点接触; 齿面设计; 三维建模; 接触分析

中图分类号: TH132.425 **文献标志码:** A **doi:** 10.13705/j.issn.1671-6833.2025.06.002

人字行星齿轮以结构紧凑、高负载和精度著称,广泛应用于航空航天及工业领域。尽管渐开线齿应用广泛,仍存在滑动、低负载和接触强度不足等缺陷^[1],制约传动性能与寿命。通过新型齿廓设计优化齿轮啮合性能,已成为提升行星齿轮系统效能的重要研究方向。

近年来,许多学者针对齿轮传动的齿廓设计和性能优化进行了深入研究。Chen 等^[2]开发了基于啮合线函数的非生成纯滚动内斜齿轮系统,采用圆弧与渐开线组合齿廓降低接触应力、弯曲应力和载荷传递误差。Gao 等^[3]提出圆弧与抛物线复合的点接触齿廓,通过几何理论推导齿面方程以克服渐开线齿形缺陷。袁新梅等^[4]设计双圆弧齿廓椭圆齿轮,建立三维模型揭示偏心率对传动比的影响规律。姜碧琼等^[5]构建凸凹齿廓圆柱齿轮数学模型,完成双/四圆弧齿廓三维建模与有限元分析。陈君辉等^[6]研制外啮合双圆弧斜流道齿轮泵,通过数值模拟研究结构参数对泵性能的影响。

为深入探究人字行星齿轮的动力学行为和传动性能,Liu 等^[7]建立渐开线行星齿轮动态接触模型,模拟计算齿根动态弯曲应力。Yang 等^[8]提出含滑动摩擦的载荷分布模型,揭示摩擦系数与涂层厚度对应力分布的影响规律。Zhang 等^[9]研究线接触曲线圆柱齿轮的齿面接触特性,证实齿顶优化可消除边缘接触应力,发现最大弯曲应力集中于齿根两端。Jin 等^[10]通过有限元与正交试验建立接触/弯曲应力经验方程,并验证其有效性。Gonzalez-perez 等^[11]开发新型有限元模型分析齿轮应力,结合赫兹理论验证并探讨边界条件对接触压力的影响。He 等^[12]通过实验与数值模拟研究薄缘齿轮齿根裂纹扩展机制,采用 ABAQUS 实现裂纹扩展仿真并通过单齿弯曲试验验证。刘竹丽等^[13]运用 ANSYS 模拟渗碳淬火齿轮残余压应力,分析其对弯曲强度与疲劳寿命的作用机理。

尽管已有研究在齿轮齿廓设计和性能优化方面取得了显著进展,但针对人字行星齿轮传动的接触

收稿日期:2025-12-01;修订日期:2026-02-10

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52575053);重庆市自然科学基金创新发展联合基金重点项目(CSTB2023NSCQ-LZX0127);重庆交通大学研究生科研创新项目(2024S0087)

作者简介:梁栋(1987—),男,山东烟台人,重庆交通大学教授,博士,主要从事齿轮几何学设计与制造等研究,E-mail: cqjtuliangdong_me@163.com。

引用本文:梁栋,胡汉宝,吴育康,等. 新型人字行星齿轮传动齿面设计及接触特性分析[J]. 郑州大学学报(工学版), 2026, 47(3):19-28. (LIANG D, HU H B, WU Y K, et al. Tooth surface design and contact characteristics analysis of a novel herringbone planetary gear drive[J]. Journal of Zhengzhou University(Engineering Science), 2026, 47(3): 19-28.)

应力分布不均、抗弯性能不足等问题,仍缺乏系统性的解决方案。本文旨在解决以下关键问题:设计一种新型人字行星齿轮传动结构,使其在接触应力分布和抗弯性能方面优于传统渐开线齿轮传动结构。基于上述问题,本文在前期理论研究基础上,提出了一种新型人字行星齿轮传动,主要啮合类型为凹齿廓(中心轮)-凸齿廓(行星轮)-凹齿廓(内齿圈)点接触形式,推导各构件齿廓方程和共轭齿面方程,构建不同接触形式的装配模型,分析同工况下不同人字行星齿轮传动的接触特性,为后续深入研究高性能人字行星齿轮传动奠定基础。

1 新型人字行星齿轮齿面设计

1.1 新型人字行星齿轮齿廓方程

所提新型人字行星齿轮主要由抛物线-圆弧-抛物线构型的齿轮副构成,由凸-凹齿廓接触形成点接触状态。凸齿圆弧齿廓由工作曲线 H_2H_3 、过渡圆弧曲线 H_1H_2 构成,如图 1 所示。

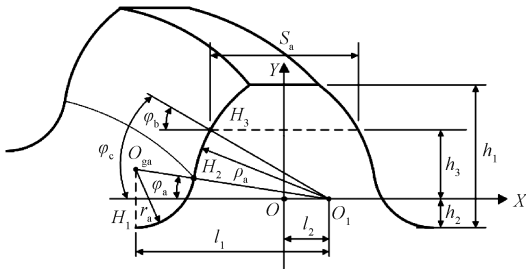


图 1 凸齿圆弧齿廓图

Figure 1 Tooth profile of circular-arc convex tooth

以端面齿廓为坐标平面,点 O 为坐标点中心,齿廓对称线为 Y 轴,圆弧工作齿廓节线方向为 X 轴。 $O_1(X_1, Y_2)$ 为工作圆弧坐标中心点 $X_1 = 1.54m_n/2 - \rho_a \cos \varphi_b$, $Y_1 = -\rho_a \sin \varphi_b$, $O_{og}(X_{og}, Y_{og})$ 为过渡圆弧坐标中心点 $X_{ga} = (\rho_a + r_a) \cos \varphi_a$, $Y_{ga} = r_a - h_2$ 。凸齿圆弧齿廓几何关系、凸齿圆弧工作齿廓方程和凸齿圆弧过渡齿廓方程分别如式(1)、式(2)和式(3)所示。

$$\begin{cases} \sin \varphi_a = \frac{\rho_a \sin \varphi_b - (h_1 - h_2 - h_3)}{\rho_a}; \\ \sin \varphi_c = \frac{\rho_a \sin \varphi_b + (h_1 - h_2 - h_3)}{\rho_a}; \\ r_a - r_a \sin \varphi_a = r_a - h_2. \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} x_a = \rho_a \sin \varphi + l_1; \\ y_a = \rho_a \cos \varphi + h_3. \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} x_{ga} = r_a \sin \omega + l_1 - l_2; \\ y_{ga} = r_a \cos \omega + h_3 + h_2. \end{cases} \quad (3)$$

式中: ρ_a 为圆弧工作齿廓半径, mm; φ 为圆弧工作齿廓角度参数, ($^\circ$); r_a 为过渡齿廓半径, mm; ω 为过渡齿廓角度参数, ($^\circ$); l_1 为 $O_{ga}O$ 横轴距离, mm; l_2 为 OO_1 横轴距离, mm; h_2 为过渡圆弧齿顶到 X 轴距离, mm; h_3 为啮合线到 X 轴纵向距离, mm。

如图 2 所示,凹齿抛物线齿廓由齿根倒角直线段 J_1J_2 、圆弧齿顶曲线段 J_3J_4 以及抛物线工作曲线段 J_2J_3 。 $O_2(X_2, Y_2)$ 为抛物线的焦点 $X_2 = \rho_f \sin \alpha_{f3} - x_f$, $Y_2 = -\rho_f \cos \alpha_{f3} + c_f$, 以端面齿廓为坐标平面,抛物线工作齿廓对称线为 Y 轴。列出凹齿抛物线工作齿廓间相互关系,即

$$\begin{cases} \theta = \alpha_{f3} - \alpha_{f1}; \\ p = \rho_f \cos \theta; \\ L = \rho_f \sin^2 \theta / (2 \cos \theta + \rho_f \cos \theta). \end{cases} \quad (4)$$

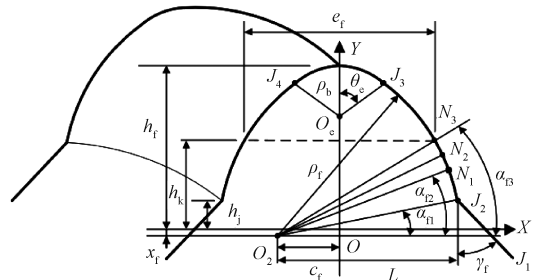


图 2 凹齿抛物线齿廓图

Figure 2 Tooth profile of the parabolic concave tooth

凹齿抛物线工作齿廓方程、凹齿抛物线过渡圆弧齿廓方程和凹齿抛物线过渡直线段齿廓方程分别为

$$\begin{cases} x_b = t \cos \alpha_f - \frac{t^2}{2P} \sin \alpha_f + L \sin \alpha_f; \\ y_b = t \sin \alpha_f + \frac{t^2}{2P} \cos \alpha_f - L \cos \alpha_f + c_f. \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} x_e = \rho_b \cos (\theta_e - 1) + h_k; \\ y_e = \rho_b \sin \theta_e + x_{f0}. \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} x_j = x_e - l \cos \gamma_f; \\ y_j = y_e + l \sin \gamma_f. \end{cases} \quad (7)$$

式中: P 为抛物线系数, P 为常量; L 为抛物线焦点与 J_2 点横轴距离, mm; α_f 为抛物线工作齿廓角度参数; c_f 为 O_2O 横轴距离; θ_e 为抛物线齿顶过渡圆弧角度参数, ($^\circ$); t 为抛物线长度参数, mm; h_k 为啮合线到 X 轴纵向距离, mm; x_f 为抛物线焦点到 X 轴纵向距离, mm; γ_f 为抛物线齿廓直线段 J_1J_2 与竖直方向夹角, ($^\circ$); ρ_b 为抛物线齿顶过渡圆弧齿廓半径, mm; l 为从直线段 J_1J_2 上任意点到 J_2 上的距离, mm。

1.2 新型人字行星齿轮齿面方程

对于这一新型齿廓,满足两齿廓在啮合传动时

不能发生干涉。则当该曲线做螺旋运动形成具有曲线接触性质的啮合齿面^[14]。图3为新型人字行星齿轮齿廓啮合图。

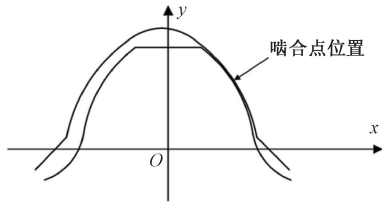


图3 新型人字行星齿轮齿廓啮合图

Figure 3 Tooth profile meshing diagram of the new herringbone planetary gear

根据微分几何原理^[15],齿轮齿廓径向线和节圆柱的交点 O_n ,沿着节圆柱体螺旋线 $O_1O'_1$ 做螺旋运动,即可形成齿轮齿面。如图4所示。

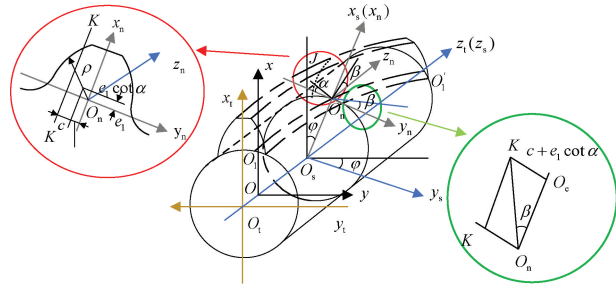


图4 新型人字行星齿轮螺旋运动坐标系

Figure 4 Coordinate system of tooth surface generation

建立 S_n 、 S_1 和 S_s 坐标系,其中 S_n 为齿轮齿廓法面坐标系(图中灰色坐标系); S_s 为齿轮齿廓端面坐标系(图4中蓝色坐标系), S_1 为齿轮节圆坐标系(图4中黄色坐标系)。在坐标系 S_n 中, x_n 轴通过齿廓径向线与节圆柱交点 O_n ,沿着螺旋线方向即为 z_n 轴线方向,与螺旋线垂直方向的 $x_nO_ny_n$ 平面即为齿轮法向平面。法向平面中齿廓上任意点 J 的坐标为

$$\begin{cases} x_n = \rho \sin \alpha + e_1; \\ y_n = -(\rho \cos \alpha + e_1 \cot \alpha); \\ z_n = 0. \end{cases} \quad (8)$$

式中: ρ 为圆弧半径,mm; α 齿廓端面坐标系与法面坐标系在 y 轴上夹角, $(^\circ)$; β 为齿轮齿廓端面与法面两平面间夹角为齿轮螺旋角, $(^\circ)$ 。在坐标系 S_s 中, x_s 轴通过 O_n 点, z_s 轴与圆柱中心线重合, y_s 轴与 y_n 轴距离相差齿轮节圆半径 r_1 值。通过坐标变换, J 点在端面坐标系中的方程为

$$\begin{cases} x_s = \rho \sin \alpha + e_1 + r_1; \\ y_s = -(\rho \cos \alpha + e_1 \cot \alpha) \cos \beta; \\ z_s = (\rho \cos \alpha + e_1 \cot \alpha) \sin \beta. \end{cases} \quad (9)$$

在 S_1 坐标系中, z_1 与圆柱中心轴线重合, $x_1O_1y_1$ 平面与齿轮端面重合, S_s 坐标系在 S_1 坐标系以旋转 φ 角做螺旋运动,并同时向前移动 $p\varphi$ 值,即可形成螺旋齿面;将 S_s 坐标系中的齿廓参数方程,通过坐标变换转换到 S_1 中,取右旋为正,左旋为负,如式(10)所示。

$$\begin{cases} x_1 = (\rho \sin \alpha + e_1 + r_1) \cos \varphi \pm (\rho \cos \alpha + e_1 \cot \alpha) \sin \varphi; \\ y_1 = (\rho \sin \alpha + e_1 + r_1) \sin \varphi \mp (\rho \cos \alpha + e_1 \cot \alpha) \cos \varphi; \\ z_1 = p\varphi \pm \frac{c + e_1 \cot \alpha}{\sin \beta}. \end{cases} \quad (10)$$

式中: e_1 为齿廓圆心偏移量,mm; α 为齿廓上任意点压力角, $(^\circ)$ 。

推导出凸齿圆弧齿面方程为

$$\begin{cases} x_{11} = [r_a \sin \omega + l_1 + l_2 + (\rho_a + r_1) \sin \varphi_a] \cos \varphi \pm [r_a \cos \omega + h_3 + h_2 - (\rho_a + r_1) \cos \varphi_a] \sin \varphi; \\ y_{12} = [r_a \sin \omega + l_1 + l_2 + (\rho_a + r_1) \sin \varphi_a] \sin \varphi \mp [r_a \cos \omega + h_3 + h_2 - (\rho_a + r_1) \cos \varphi_a] \cos \varphi; \\ z_{13} = r_1 \cot \beta \pm \frac{(c + e_1 \cot \alpha)}{\sin \beta}. \end{cases} \quad (11)$$

凹齿抛物线齿面方程为

$$\begin{cases} x_{21} = [t \cos \alpha_f - \left(\frac{t^2}{2p}\right) \sin \alpha_f + L \sin \alpha_f] \cos \varphi \pm [t \sin \alpha_f + \left(\frac{t^2}{2p}\right) \cos \alpha_f - L \cos \alpha_f + c_f] \sin \varphi; \\ y_{22} = [t \cos \alpha_f - \left(\frac{t^2}{2p}\right) \sin \alpha_f + L \sin \alpha_f] \sin \varphi \mp [t \sin \alpha_f + \left(\frac{t^2}{2p}\right) \cos \alpha_f - L \cos \alpha_f + c_f] \cos \varphi; \\ z_{23} = r_1 \cot \beta \pm \frac{(c + e_1 \cot \alpha)}{\sin \beta}. \end{cases} \quad (12)$$

结合表1中新型人字行星齿轮主要参数,运用MATLAB软件编写代码,将上述齿轮齿面点云文件可视化,图5为两种齿轮的齿面点云图。

表1 新型人字行星齿轮主要参数

Table 1 Main parameters of the new herringbone planetary gear

参数	齿数	模数 m/mm	压力角 $\alpha/(^\circ)$	齿宽 b/mm	螺旋角 $\beta/(^\circ)$
太阳轮	40	3	25	60	35.989 1
行星轮	23	3	25	60	35.989 1
内齿圈	86	3	25	60	35.989 1

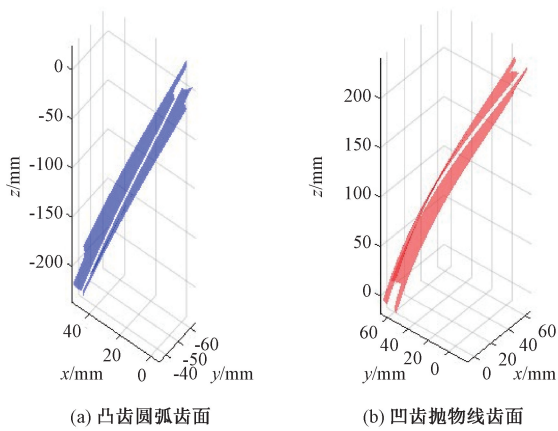


图5 新型人字行星齿轮齿面

Figure 5 Tooth surfaces of novel herringbone planetary gear

2 模型构建与装配

2.1 三维模型构建

将计算绘制的新型人字行星齿轮齿面点云文件导入UG软件中,通过曲面缝合、拉伸、合并和布尔运算等操作^[16],建立了凹齿抛物线太阳轮、凸齿圆弧行星轮和凹齿抛物线内齿圈,如图6所示。

2.2 3种传动人字行星齿轮模型装配

将建立的圆弧凸齿轮、抛物线凹齿轮、渐开线齿轮和传动轴承等三维模型通过UG装配体模块按照3种传动系统的设计进行装配,考虑新型人字行星

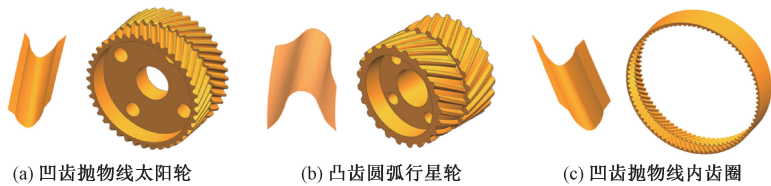


图6 新型人字行星齿轮系统三维模型

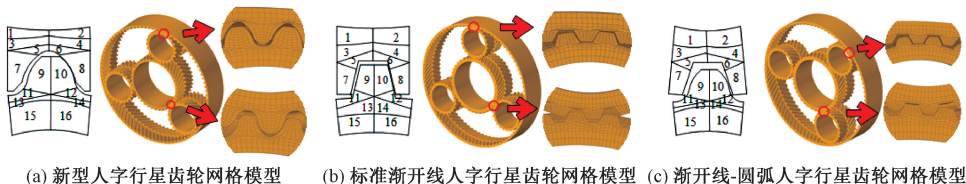
Figure 6 Three-dimensional model of a new herringbone planetary gear system



(a) 新型人字行星齿轮系统 (b) 标准渐开线人字行星齿轮系统 (c) 渐开线-圆弧人字行星齿轮系统

图7 3种传动系统装配体

Figure 7 Three kinds of transmission system assemblies



(a) 新型人字行星齿轮网格模型 (b) 标准渐开线人字行星齿轮网格模型 (c) 渐开线-圆弧人字行星齿轮网格模型

图8 3种传动系统网格划分

Figure 8 Three kinds of transmission system grid division

齿轮系统啮合时因为精度原因容易出现干涉,通过调整新型人字行星齿轮齿面接触状态。利用UG运动学模块进行评估与干涉检查,确保新型人字行星齿轮啮合时不会出现干涉^[17]。如图7所示,图7(a)所示的行星轮为圆弧凸齿廓,中心轮与内齿圈为抛物线凹齿廓的新型人字行星齿轮系统;图7(b)所示齿轮齿廓都为渐开线的标准渐开线人字行星齿轮系统;图7(c)所示内齿圈与太阳轮为渐开线齿廓,行星轮为圆弧凸齿廓的渐开线-圆弧人字行星齿轮系统。

3 仿真分析

3.1 有限元网格划分

传动系统的不同会导致接触迹线的不同^[18],通过对齿轮进行有限元分析可以更清晰地了解3类传动系统的特点;在进行有限元分析前处理阶段,对齿轮中不重要的部分进行简化,既能保证齿轮的主要特征和结构完整,又能提高计算效率,简化后的模型能够满足本研究的分析要求^[19]。对齿面接触区域进行局部平面网格细化,将齿轮传动系统分为16个区域,如图8所示。在Hypermesh中对齿轮区域分别进行网格划分,将接触面网格进行加密会提高仿真分析结果精度。图8(a)为新型人字行星齿轮网格模型;图8(b)为标准渐开线人字行星齿轮网格模型;图8(c)为渐开线-圆弧人字行星齿轮网格模型。

3.2 有限元接触分析设置

为深入研究 3 种传动系统的啮合特性,对有限元模型进行静态和动态载荷分析,新型人字行星齿轮传动系统中内齿圈固定,中心轮作为输入组件,行星架作为输出组件,行星轮在此过程中受到作用力并将负载传递给行星架。在仿真阶段,负载通过行星轮内侧施加。负载大小具体计算为

$$T_s = 9\ 550P_s/n_s \quad (13)$$

式中: P_s 为太阳轮的输入功率 360 kW; n_s 为输入转速 2 000 r/min; T_s 为输入转矩计算得 1 719 N·m。

行星齿轮系统的运动关系可用经典的 Willis 公式^[20]表示为

$$\omega_c = \omega_s Z_r / (Z_s + Z_r) \quad (14)$$

式中: ω_c 为行星架的角速度, rad/s; ω_s 为太阳轮的角速度, rad/s; Z_s 为太阳轮齿数; Z_r 为内齿圈齿数, Z_r 为常量; 则行星架转速约为 1 250.2 r/min。

计算行星架输出扭矩,考虑系统在传递过程存在效率损耗,传输效率 $\eta = 95\%$, 输出功率为输入功率乘以效率,则

$$P_c = P_s \eta; \quad (15)$$

$$T_c = 9\ 550P_c/n_c \quad (16)$$

式中: P_c 为输出功率, kW; T_c 为输出转矩, N·m; n_c 为行星架转速, r/min。

计算每个行星轮承受的扭矩,即

$$T_p = T_c / N_p \quad (17)$$

式中: N_p 为行星轮个数, N_p 为常量; 计算出行星轮的负载扭矩为 870.8 N·m。

基于传动系统的实际工作条件进行边界条件设置:内齿圈被固定;太阳轮限制其在径向和轴向方向上的运动,允许其绕自身轴线旋转,即在绕轴方向上保留转动自由度;行星轮限制其在轴向方向上的运动,以防止轴向偏移。允许其绕自身轴线旋转,同时也允许其绕中心轮的公转自由度。在动态载荷分析中对中心轮与行星轮添加了几何体对地面的回转,对内齿圈外侧添加固定支撑,太阳轮内侧添加旋转速度、行星轮内侧添加力矩,同时注意旋转速度与转矩方向保持一致以确保动态载荷分析准确性^[21]。动态载荷分析设置如图 9 所示。

在静态载荷分析中添加内齿圈外侧的固定支撑,添加中心轮内侧的固定支撑,各个行星轮内侧的位移,施加各个行星轮内侧力矩并确保力矩方向保持一致,并设定齿面摩擦因数为 0.2,静态载荷分析设置如图 10 所示。

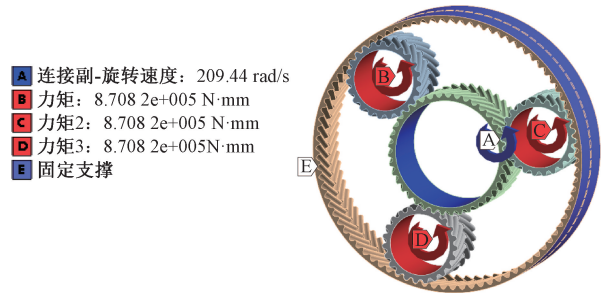


图 9 动态载荷分析设置

Figure 9 Dynamic load analysis settings

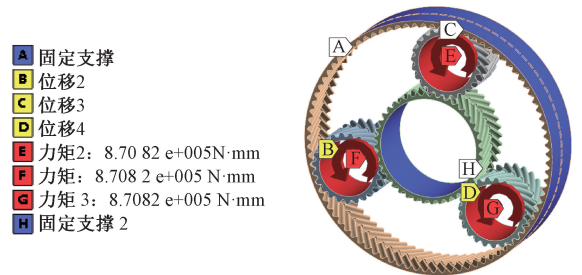


图 10 静态载荷分析设置

Figure 10 Static load analysis settings

关于齿轮材料的本构关系,本文在研究中已经充分考虑了齿轮材料 40Cr 的力学性能,其主要力学参数参照了 GB/T 3077—2015《机械产品结构有限元力学分析通用规则》^[22] 和相关实验数据。假设材料各向同性,设定齿轮材料参数如表 2 所示。

表 2 齿轮材料参数表

Table 2 Parameters of gear material

参数	取值
齿轮材料	40Cr
弹性模量/MPa	2.07×10^5
泊松比	0.3
拉伸屈服强度/MPa	850
抗拉极限强度/MPa	1 200

在仿真实验前,逐步细化网格,并进行详细的灵敏度分析,本文采用自适应网格技术。选取适当的网格密度来寻找精度和计算效率之间的最佳平衡点。网格密度是有限元模型中单元数量与体积的比值,其计算公式为

$$\gamma = N/V \quad (18)$$

式中: γ 为网格密度, γ 为常量; N 为有限元模型中单元数量, N 为常量; V 为有限元模型体积, mm^3 。为确保仿真条件的一致性,在静态仿真分析中在齿轮啮合点施加相同的力矩为 10 000 N·mm,采用六面体网格以排除其他变量对结果的干扰,图 11 为不同网格密度对仿真结果的影响。

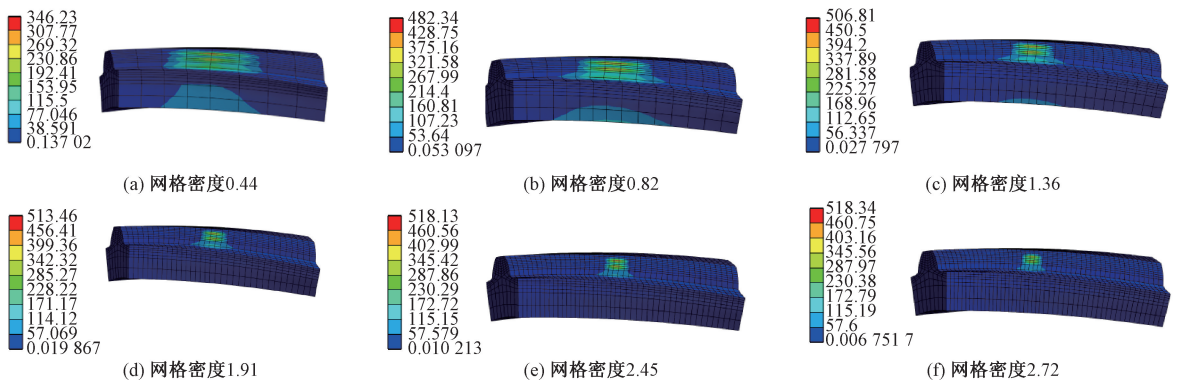


图 11 网格密度对仿真结果的影响

Figure 11 Effect of mesh density on simulation results

网格密度与应力关系的收敛性曲线,如图 12 所示。从曲线图像的变化趋势可以看出,当网格密度从 0.5 增加到 0.8 时,应力值从 350 MPa 迅速上升至 460 MPa,表明在此区间内仿真结果对网格密度的敏感性较高。当网格密度达到 0.9 时,应力值增加至 480 MPa,随后曲线上升趋势逐渐放缓。在网格密度约为 2.0 之后,等效应力值趋于稳定,变化幅度很小。因此,为了保证仿真结果的精确性和可靠性,后续研究选择网格密度为 2.1 进行仿真分析。

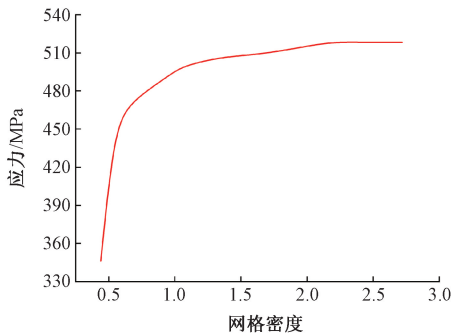


图 12 网格密度与应力关系的收敛性曲线

Figure 12 Convergence curve of the relationship between grid density and stress

在确定网格密度后,依据齿轮接触区域的几何特征和力学特性,对完整的齿轮模型进行了横向网格划分。通过有限元分析软件,提取了各模型的单元和节点数量。具体结果如下:新型人字行星齿轮模型有 336 960 个单元,1 672 032 个节点;标准渐开线人字行星齿轮模型有 335 930 个单元,1 663 928 个节点;渐开线-圆弧人字行星齿轮模型有 342 080 个单元,1 690 820 个节点。

3.3 静-动态接触分析结果

按照上述部分有限元前处理完成后,计算得到 3 种传动系统静态等效应力、接触应力和弯曲应力。图 13 为 3 种传动系统的静态接触应力云图,新型人

字行星齿轮系统展现出显著的接触性能优势,其最大等效应力值为 522.79 MPa,相较于标准渐开线齿轮系统的 612.03 MPa 降低了 14.6%。渐开线-圆弧齿轮传动系统因齿面曲率特性形成凸-凸接触副,接触区域呈局部点状分布,最大应力值介于上述两者之间。标准渐开线齿轮系统由于线接触特性使得应力集中现象最为显著,其弯曲应力峰值达到三者中的最高水平 309.71 MPa。

在动态接触仿真分析中,考虑齿轮在实际运转过程中的动态行为,增加速度变换和瞬时载荷^[23],对比静态和动态接触分析结果,有利于做出更加合理与可靠的结论。图 14 为 3 种传动系统动态接触应力云图。由图 14 可知,在动态接触仿真过程中,3 种传动系统的接触方式并未发生改变,但新型人字行星齿轮最大等效应力值为 668.52 MPa,相较于静态接触应力值提升了 27.9%;标准渐开线齿轮最大等效应力值为 885.08 MPa,相较于静态接触应力值提升了 44.6%。该对比研究结果验证了新型人字行星齿轮在接触应力控制方面的结构优越性。

将仿真数据整理统计,3 种传动系统静-动态接触应力数据可视化后如图 15 所示。新型人字行星齿轮系统在静态接触中弯曲应力略大于标准渐开线齿轮传动系统,在动态接触中弯曲应力小于标准渐开线齿轮传动系统,出现这种现象的原因主要在于新型人字行星齿轮传动系统是点接触,齿轮系统需完成预设周期的磨合过程。圆弧-渐开线齿轮系统在动态接触中的弯曲应力最大,在于凸-凸传动的接触方式,会在齿根部分产生较大的弯曲应力。从图 15 的数据可以看出,在同工况下新型人字行星齿轮的接触状况明显优于另外两种传动形式,相较于标准渐开线齿轮传动系统,新型人字行星齿轮传动系统的等效应力降低 24.5%,表明其结构应力分布显著优化。

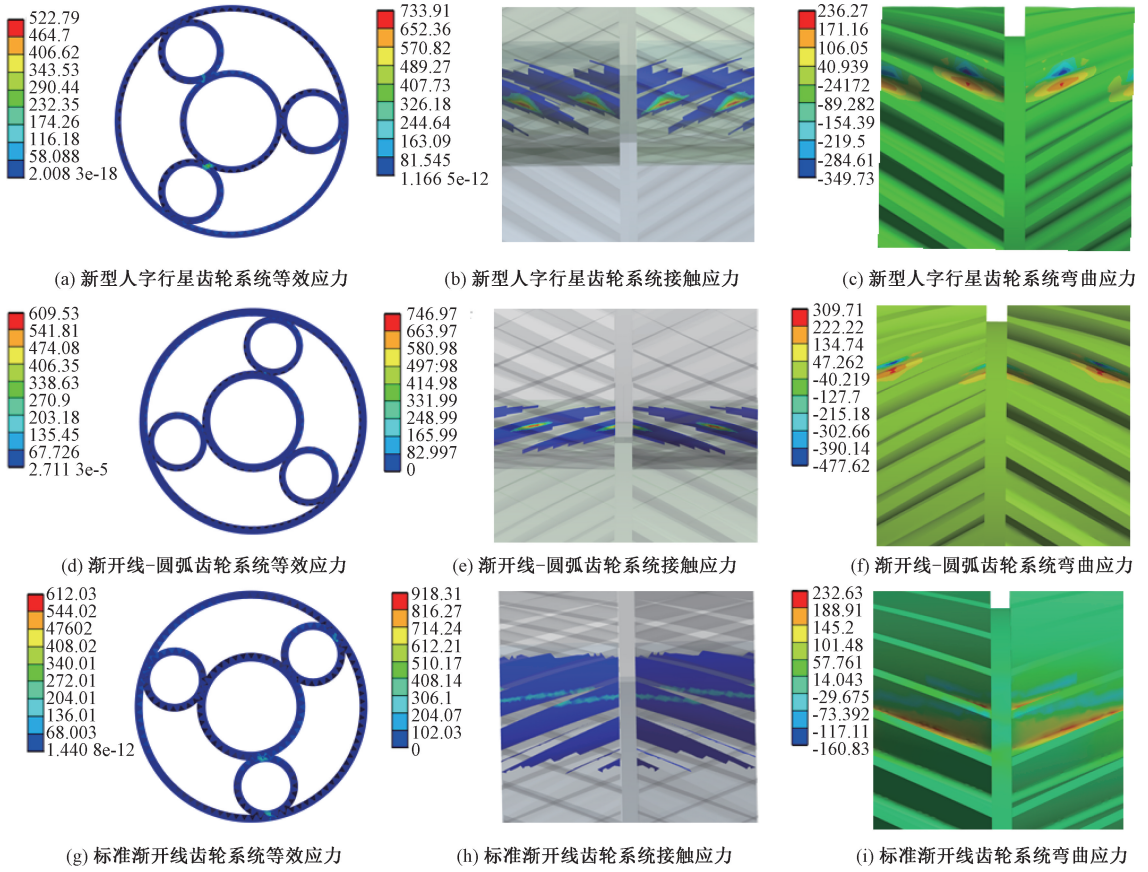


图 13 3 种传动系统静态接触应力云图

Figure 13 Static contact stress nephogram of three kinds of transmission systems

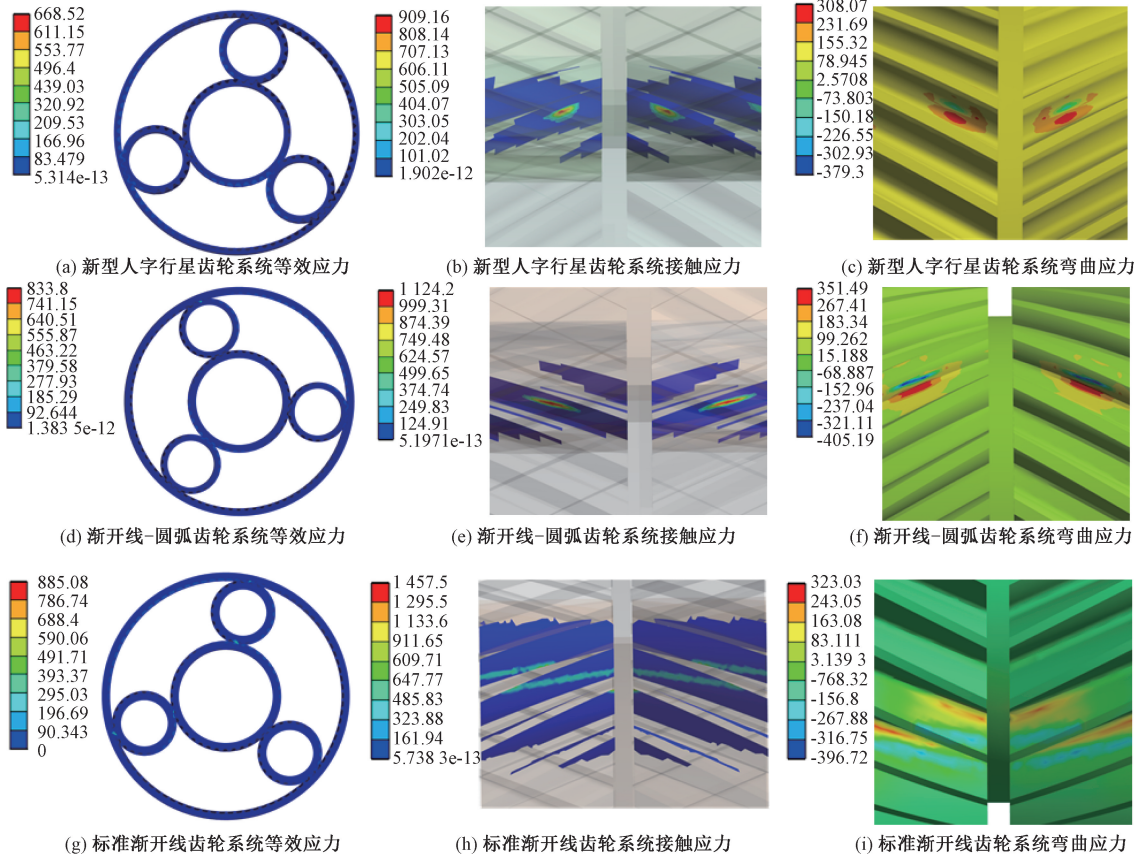


图 14 3 种传动系统动态接触应力云图

Figure 14 Dynamic contact stress nephogram of three kinds of transmission systems

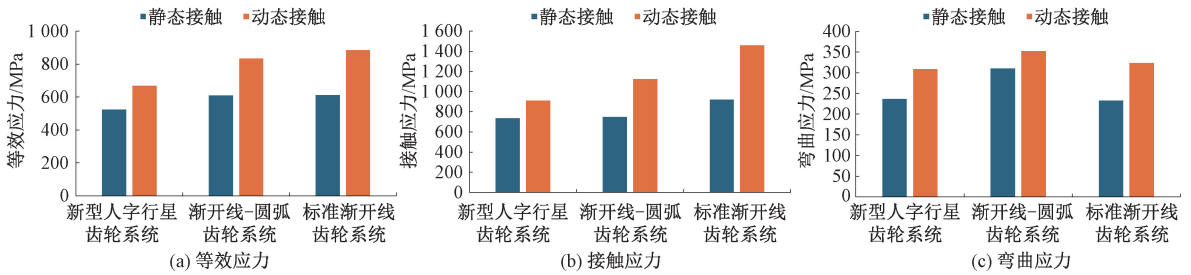


图 15 静-动态接触应力柱状图

Figure 15 Static-dynamic contact stress histogram

为验证仿真结果的准确性,基于赫兹接触理论公式^[24],验证仿真数据合理性。

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{\pi b} \cdot \frac{1}{\frac{1-\nu^2}{E_1} + \frac{1-\nu^2}{E_2}} \cdot \frac{1}{\rho_e}} \quad (19)$$

式中: b 为齿宽, mm; ν 为泊松比, ν 为常量; E 为弹性模量, MPa; F_n 为法向力, N; ρ_e 为等效曲率半径, mm。

代入表 2 的齿轮各参数,计算得出标准渐开线齿轮接触应力约为 1 384 MPa,通过对比分析,理论计算的接触应力与仿真实验结果的相对误差为 5.31%,表明两者具有高度一致性。该误差范围在工程允许的合理区间内,验证了仿真模型的准确性,能够较好地反映齿轮副的实际接触应力分布特性。

4 结论

本文考虑了齿轮齿廓对齿轮啮合特性的影响,提出了 1 种基于齿轮几何理论的新型人字行星齿轮传动系统,提高了齿轮接触强度,具体结论如下。

(1) 基于齿轮啮合理论,利用圆弧与抛物线曲线的特殊性质,提出了包括抛物线凹太阳轮、圆弧凸行星轮和抛物线凹内齿圈在内的新型人字行星齿轮传动。利用几何关系进行齿轮齿廓设计,根据运动学推导出凸齿圆弧齿面方程、凹齿抛物线齿面方程;利用 MATLAB 数值计算齿轮齿面点云文件,结合 NX UG 软件完成新型人字行星齿轮传动三维模型建立。

(2) 建立标准渐开线人字行星齿轮系统和渐开线-圆弧人字行星系统。通过网格灵敏度分析,确定网格密度为 2.1,对 3 种传动系统进行精细化网格划分。利用 ANSYS 有限元分析软件,完成 3 种传动系统静-动态接触分析,探究在相同工况下 3 种传动系统啮合特性,分析比较得出:新型人字行星齿轮系统在静态和动态仿真下都表现出较低的等效应力和弯曲应力,表明其设计在受力分布和抗弯性能方面具有优势。此外,理论计算与仿真分析的接触

应力误差为 5.31%,验证了仿真模型的准确性和可靠性。

参考文献:

- [1] 金增宇. 渐开线少齿差行星传动的优化设计与仿真分析[D]. 大连: 大连交通大学, 2023.
JIN Z Y. Optimal design and simulation analysis of involute planetary transmission with small tooth difference [D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2023.
- [2] CHEN Z, ZENG M, FUENTES-AZNAR A. Computerized design, simulation of meshing and stress analysis of pure rolling cylindrical helical gear drives with variable helix angle[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 153: 103962.
- [3] GAO Y E, CHEN B K, TAN R L, et al. Design and finite element analysis for helical gears with pinion circular arc teeth and gear parabolic curve teeth[J]. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 2016, 10(1): JAMDSM0009.
- [4] 袁新梅, 杨立昭, 黄天成, 等. 双圆弧齿廓椭圆齿轮建模与运动学仿真[J]. 机械传动, 2024, 48(2): 90-95.
YUAN X M, YANG L Z, HUANG T C, et al. Modeling and kinematics simulation of elliptical gears with double circular arc profiles[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2024, 48(2): 90-95.
- [5] 姜碧琼, 任重义, 段建中, 等. 圆弧齿廓圆弧齿线圆柱齿轮建模及承载能力分析[J]. 机械强度, 2022, 44(3): 742-746.
JIANG B Q, REN Z Y, DUAN J Z, et al. Modeling and carrying capacity analysis of circular arc tooth profile circular arc tooth line cylindrical gear[J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(3): 742-746.
- [6] 陈君辉, 司国雷, 陈川, 等. 基于 MATLAB 的圆弧齿轮泵水力设计与性能分析[J]. 液压与气动, 2024, 48(4): 45-52.
CHEN J H, SI G L, CHEN C, et al. Hydraulic design and performance analysis of circular arc gear pump based on MATLAB [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics,

- 2024, 48(4): 45–52.
- [7] LIU Y P, HE X H, ZHAO Y Q, et al. Tooth dynamic contact simulation and experimental validation of involute spur gear[C]//2019 2nd World Conference on Mechanical Engineering and Intelligent Manufacturing (WC-MEIM). Piscataway: IEEE, 2019: 178–185.
- [8] YANG Y, WANG J X, HUANG Y Y, et al. Stress analysis of coated spur and helical gears considering load distribution[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2020, 234(5): 649–667.
- [9] ZHANG X G, LIANG Z. Mathematical model and contact characteristics of curvilinear cylindrical gears with line contact[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2021, 43(4): 183.
- [10] JIN M, ISLAM M R, LI L, et al. Contact stress and bending stress calculation model of spur face gear drive based on orthogonal test[J]. Microsystem Technologies, 2020, 26(4): 1055–1065.
- [11] GONZALEZ-PEREZ I, FUENTES-AZNAR A. Implementation of a finite element model for gear stress analysis based on Tie-surface constraints and its validation through the hertz's theory[J]. Journal of Mechanical Design, 2018, 140(2): 023301.
- [12] HE H F, MURA A, ZHANG T H, et al. Investigation of crack propagation behaviour in thin-rim gears: experimental tests and numerical simulations[J]. Materials, 2023, 16(11): 4095.
- [13] 刘竹丽, 陈赟, 王祝新. 齿面残余应力对齿轮轮齿弯曲疲劳寿命的影响分析[J]. 郑州大学学报(工学版), 2020, 41(3): 53–56.
- LIU Z L, CHEN Y, WANG Z X. The influence of residual stress of tooth surface on bending fatigue life of gear tooth[J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2020, 41(3): 53–56.
- [14] 张浩. 斜齿内齿轮成形磨削运动分析及误差补偿研究[D]. 洛阳: 河南科技大学, 2023.
- ZHANG H. Motion analysis and error compensation of helical internal gear forming grinding [D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2023.
- [15] 崔洪波. 基于 MATLAB 与 SolidWorks 联合建模的渐开线圆柱直齿轮接触特性仿真分析[J]. 内燃机与配件, 2022(4): 63–66.
- CUI H B. Contact stress simulation analysis of involute cylindrical spur gear based on MATLAB and SolidWorks joint modeling[J]. Internal Combustion Engine & Parts, 2022(4): 63–66.
- [16] LIN S Y, ZHAO H S, YANG W X, et al. A temperature rise calculation model of wind turbine gearbox gear considering crack fault and tooth number difference[J]. IET Renewable Power Generation, 2024, 18(15): 3416–3428.
- [17] 胡明珠, 刘怀举, 张秀华, 等. 空间机械臂关节双电机-行星齿轮传动系统的多目标优化[J]. 宇航学报, 2024, 45(12): 2009–2023.
- HU M Z, LIU H J, ZHANG X H, et al. Multi-objective optimization of dual motor planetary gear transmission system for space manipulator joint[J]. Journal of Astronautics, 2024, 45(12): 2009–2023.
- [18] 史书伟. 基于 UG/Open GRIP 的弧齿锥齿轮参数化建模与静态啮合仿真研究[D]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2023.
- SHI S W. Parametric modeling and static meshing simulation of spiral bevel gear based on UG/Open GRIP[D]. Shijiazhuang: Shijiazhuang Tiedao University, 2023.
- [19] YANG G P, YANG X S, SUN X Y. Modeling and simulation analysis of a certain planetary gear[C]//International Conference on Intelligent Equipment and Special Robots (ICIESR 2021). Qingdao: China. SPIE, 2021: 2625332.
- [20] 任菲, 王得玺, 时桂芹, 等. 含有点蚀故障的人字行星齿轮传动系统动态分析[J]. 郑州大学学报(工学版), 2022, 43(2): 71–77.
- REN F, WANG D X, SHI G Q, et al. Dynamic analysis of herringbone planetary gear transmission system with pitting failure[J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2022, 43(2): 71–77.
- [21] 李云鹏. 多级行星齿轮传动系统动力学分析技术研究[D]. 北京: 机械科学研究总院, 2021.
- LI Y P. Research on dynamic analysis technology of multi-stage planetary gear transmission system[D]. Beijing: China Academy of Machinery Science and Technology, 2021.
- [22] 国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 机械产品结构有限元力学分析通用规则: GB/T 33582—2017[S]. 北京: 中国标准出版社, 2017.
- General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. General principles of structural finite element analysis for mechanical products: GB/T 33582—2017 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2017.
- [23] 张波. 高减比准双曲面齿轮几何设计及啮合性能调控方法研究[D]. 洛阳: 河南科技大学, 2022.
- ZHANG B. Study on geometric design and meshing performance control method of hypoid gear with high reduction ratio[D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2022.

[24] 乔振峰, 薛军. 薄煤层采煤机摇臂行星传动齿轮齿面接触应力分析[J]. 中国矿业, 2024, 33(增刊2): 208-211.
QIAO Z F, XUE J. Contact stress analysis of tooth sur-

face of rocker planetary transmission gear of shearer in thin seam[J]. China Mining Magazine, 2024, 33(S2): 208-211.

Tooth Surface Design and Contact Characteristics Analysis of a Novel Herringbone Planetary Gear Drive

LIANG Dong, HU Hanbao, WU Yukang, CHEN Renxiang, XU Xiangyang

(School of Mechatronics and Vehicle Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China)

Abstract: Involute gear transmissions faced challenges such as uneven distribution of contact stress on tooth surfaces that leading to pitting wear, and insufficient bending resistance when transmitting high torque and power. To address these issues, in this study a novel herringbone planetary gear transmission system, featuring a point-contact meshing form consisting of concave tooth profiles (central gear)-convex tooth profiles (planetary gear)-concave tooth profiles (internal ring gear) was proposed. Based on spatial geometric relationships, the equations for the convex and concave tooth profiles of each component were derived. The mathematical description of the conjugate tooth surfaces was completed using the helical motion method, and the geometric equations for the formed tooth surfaces were established. MATLAB and UG software were utilized to perform operations such as surface stitching, extrusion, merging, and Boolean operations, constructing a concave parabolic central gear, a convex circular-arc planetary gear, and a concave parabolic internal ring gear. The assembly of three transmission models—the novel herringbone planetary gear transmission, the involute gear transmission, and the involute-circular-arc gear transmission—was completed. Adaptive meshing technology was employed to gradually refine the mesh, and a detailed sensitivity analysis determined the relationship between mesh density and computational accuracy. A convergence curve of mesh density versus stress was plotted, showing that the equivalent stress stabilized when the mesh density reached 2.0. To balance computational accuracy and efficiency, a mesh density of 2.1 was selected for simulation analysis. With operating conditions of 360 kW input power and a sun gear speed of $2\ 000\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$, finite element analysis was conducted to compare the meshing contact characteristics of the three configurations. Results demonstrated that compared with the involute gear system, the novel herringbone planetary gear system exhibited a 24.5% reduction in static equivalent stress, more uniform tooth surface stress distribution, and a 4.63% improvement in bending resistance, significantly outperforming standard involute gear transmissions.

Keywords: herringbone planetary gear; point contact; tooth surface design; three-dimensional modeling; contact analysis