

小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮传动啮合特性研究

倪高翔¹ 何超¹ 刘占旗¹ 李 垚¹ 刘思远²

(1. 三峡大学 水电机设备设计与维护湖北省重点实验室, 宜昌 443002)

(2. 重庆大学 高端装备机械传动全国重点实验室, 重庆 400044)

摘要:【目的】针对交错轴变厚齿轮副在轴向窜动量较大时易产生的干涉与卡死现象, 提出一种小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮传动类型, 旨在提升传动系统的可靠性与环境适应性。【方法】首先, 基于空间齿轮啮合理论, 构建了小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮副的工作节圆锥-节圆柱数学模型; 其次, 提出该传动类型的几何设计方法, 获得了关键的几何设计参数与安装参数; 最后, 利用有限元法建立负载啮合分析模型, 系统研究了载荷、螺旋角及节锥角对啮合印痕、传递误差和齿根应力的影响规律。【结果】结果表明, 随载荷增加, 齿轮副的啮合印痕面积、传递误差及齿根弯曲应力均呈增大趋势。增大变厚齿轮的节锥角会导致啮合印痕面积减小, 并使传递误差与齿根弯曲应力上升; 而增加变厚齿轮的螺旋角则能有效扩大啮合印痕面积, 并降低传递误差的峰峰值及齿根弯曲应力。研究结果可为小交错角变厚齿轮传动的设计与应用提供指导。

关键词: 小交错角; 变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮传动; 工作节圆锥-节圆柱; 啮合特性; 交错轴

中图分类号: TH132 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.03.017

0 引言

变厚齿轮传动具有加工方便、结构紧凑、精度高等优点。相比其他空间夹角齿轮传动, 变厚齿轮传动在小轴交角且高速工况下具有较高的重合度, 并且不需要专用机床加工, 可以有效降低制造成本, 因此, 被广泛应用于汽车、舰艇和航空航天等动力传递领域。空间变厚齿轮副虽可通过轴向窜动实现精密传动, 但该齿轮副对安装误差十分敏感。如图1所示, 当轴向窜动量较大时, 齿轮副会产生干涉、卡死等现象。而渐开线圆柱齿轮与变厚齿轮的啮合可以避免这种现象的发生, 相比交错轴斜齿轮传动, 该型传动能够通过变厚齿轮的轴向移动调节侧隙, 实现精密传动, 可用于小倾角船用齿轮箱、机器人旋转关节等高灵活性、空间受限的传动场合。

变厚齿轮因其变位系数沿轴线方向成线性变化, 导致其轴向齿形呈现一定的锥度, 能够实现交错轴、相交轴以及平行轴传动。因其齿形特殊, 可以和渐开线圆柱齿轮、圆柱蜗杆等组成新的传动形式。SONG等^[1-2]将变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮相结合, 提出小角度相交轴渐开线圆柱与变厚齿轮几何参数设计方法,

并进行了齿面啮合特性分析。NI等^{[3][815-825]}将变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮相啮合组成交错轴传动, 建立轮齿接触分析(Tooth Contact Analysis, TCA)模型, 研究了几何设计参数对齿轮副卸载接触特性的影响。ZHU等^[4]以倾斜安装的圆柱渐开线齿轮为刀具, 获得了近似的变厚齿轮齿面, 并将近似齿面与标准齿面进行了对比。YE等^[5]将变厚齿轮与双导程圆柱蜗杆相啮合, 得到一种新型可调齿隙的蜗杆传动, 并进行了传动精度和接触试验。陈燕等^[6]研究了螺旋角、传动比、法向模数及压力角等主要设计参数对变齿厚渐开线齿轮包络环面蜗杆传动啮合性能的影响规律。

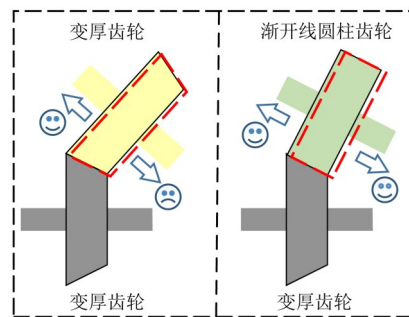


图1 小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮副
Fig. 1 Beveloid gear and involute cylindrical gear pairs with low crossed shaft angle

收稿日期: 2024-11-25 修回日期: 2025-01-27

基金项目: 国家自然科学基金项目(52205051); 湖北省自然科学基金项目(2024AFB316)

作者简介: 倪高翔, 男, 1991年生, 湖北枝江人, 博士, 讲师; 主要研究方向为齿轮传动的几何设计与传动特性研究; Gaoxiang_Ni@outlook.com。

引用格式: 倪高翔, 何超, 刘占旗, 等. 小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮传动啮合特性研究[J]. 机械传动, 2026, 50(3): 154-160.

NI Gaoxiang, HE Chao, LIU Zhanqi, et al. Study on meshing characteristics of beveloid gear and involute cylindrical gear transmission with low crossed shaft angle[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(3): 154-160.



在复杂齿面齿轮传动啮合特性的研究方面, 刘思远等^[7]提出一种针对小交错角面铣准双曲面齿轮的几何设计方法, 研究了不同外载荷对齿面啮合特性的影响。MARINO 等^[8]考虑强度和安装空间, 提出小交错角变厚齿轮传动的分析计算方法, 对变厚齿轮的几何参数进行了优化。NI 等^[9]提出交错轴变厚齿轮传动接触椭圆的计算方法, 研究了几何设计参数与安装误差对接触椭圆的影响规律。CAO 等^[10]提出一种交错轴变厚齿轮副接触压力和载荷分布的数值计算方法。陈鹏等^[11]基于 Ease-off 理论提出一种弧齿锥齿轮齿面高阶接触分析方法。MO 等^[12]研究了非对称斜齿轮的啮合特性, 估算了螺旋角、压力角、齿宽等基本参数。LI 等^[13]提出一种精确高效预测弧齿锥齿轮接触压力和载荷分布的数值方法。彭先龙等^[14]研究了两种传动比条件下的修形直纹面和传统齿面面齿轮的主曲率、空载接触特性、承载接触特性。林家祥等^[15]基于齿轮啮合原理, 建立了非对称变位斜齿轮的数学模型, 并对其接触应力进行了分析。

上述学者针对与变厚齿轮相关的传动形式及复杂齿面齿轮传动的啮合特性开展了大量研究, 但关于变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮组成的交错轴传动形式的研究较少。为此, 本文以小交错角渐开线圆柱齿轮与变厚齿轮传动为研究对象, 建立小交错角工作节圆锥-节圆柱数学模型, 对齿轮副进行了几何设计; 并研究了载荷和几何参数对齿轮副啮合特性的影响规律, 以期推动该型齿轮传动在动力传递领域的应用与发展。

1 小交错角工作节圆锥-节圆柱设计

变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮的接触问题从宏观上可以看作一个圆锥与一个圆柱之间的接触。基于齿轮啮合原理, 建立小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮副工作节圆锥-节圆柱数学模型^{[13][16]}, 如图2所示。图2中, $S_1(x_1, y_1, z_1)$ 、 $S_2(x_2, y_2, z_2)$ 分别为固定在变厚齿轮和渐开线圆柱齿轮上的动坐标系; S_f 为全局参考坐标系。工作节圆锥与工作节圆柱相切, 以节点 P 为特征点; r_{w1} 、 r_{w2} 分别为变厚齿轮、渐开线圆柱齿轮的工作节圆半径; d_1 、 d_2 分别为变厚齿轮、渐开线圆柱齿轮的参考安装距; d_{w1} 、 d_{w2} 分别为变厚齿轮、渐开线圆柱齿轮的实际安装距; E 为两齿轮中心距; δ 为两齿轮轴线的交错角。

当工作节圆锥和工作节圆柱在 P 点切触时, 应满足在固定坐标系 $S_f(x_f, y_f, z_f)$ 下, 工作节圆锥与工作节圆柱在 P 点处的位置坐标相等、单位法矢方向相反, 即

$$\begin{cases} \mathbf{R}_{f1} = \mathbf{R}_{f2} \\ \mathbf{n}_{f1} = -\mathbf{n}_{f2} \end{cases} \quad (1)$$

$$\mathbf{R}_{fj} = \mathbf{M}_{fj} [x_j \ y_j \ z_j \ 1]^T, \quad j = 1, 2 \quad (2)$$

$$\mathbf{n}_{fj} = \mathbf{L}_{fj} [x_j \ y_j \ z_j]^T, \quad j = 1, 2 \quad (3)$$

式中, \mathbf{M}_{fj} 、 \mathbf{L}_{fj} 分别为从局部坐标系 $S_j(x_j, y_j, z_j)$ 到固定坐标系 $S_f(x_f, y_f, z_f)$ 的位置坐标变换矩阵、法矢变换矩阵。



图2 小交错角工作节圆锥-节圆柱数学模型

Fig. 2 Mathematical model of working pitch cone-pitch cylinder in low crossed shaft angle

则两个齿轮的位置坐标变换矩阵分别为

$$\mathbf{M}_{f1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & E \\ 0 & \cos \delta & \sin \delta & d_1 \sin \delta \\ 0 & -\sin \delta & \cos \delta & d_1 \cos \delta \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{M}_{f2} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

通过计算可得, 齿轮副安装距 d_1 、 d_2 的表达式分别为

$$d_1 = r_{w1} (\cot \gamma_{w1} - \cot^2 \delta \tan \gamma_{w1}) + r_{w2} (\cot^2 \delta \sin \gamma_{w1} + \sin \gamma_{w1}) \quad (6)$$

$$d_2 = d_1 \cos \delta + r_{w1} \cot \gamma_{w1} \cos \delta + r_{w1} \tan \gamma_{w1} \cos \delta \quad (7)$$

式中, γ_{w1} 为变厚齿轮的工作节锥角。

变厚齿轮、渐开线圆柱齿轮的工作节平面到参考坐标系的距离可分别表示为

$$d_{w1} = d_1 + r_{w1} / \tan \gamma_{w1} \quad (8)$$

$$d_{w2} = d_2 + u_2 \quad (9)$$

式中, u_2 为切触点 P 沿渐开线圆柱齿轮轴线方向, 相对于原点 O_2 的轴向距离。

图3为节圆锥与节圆柱在 P 点的相对速度示意图。 τ_1 、 τ_2 分别为节圆锥、节圆柱母线的单位方向矢量; v_1 、 v_2 分别为节圆锥、节圆柱切触点的速度矢量; η 为节圆锥母线与节圆柱母线所成角度。

由图3可得,

$$\tau_1 \tau_2 = |\tau_1| |\tau_2| \cos \eta = \cos \eta \quad (10)$$

$$\tau_1 = \left(\frac{\partial \mathbf{R}_{f1}}{\partial u_1} \right) / \left| \frac{\partial \mathbf{R}_{f1}}{\partial u_1} \right| \quad (11)$$

$$\tau_2 = \left(\frac{\partial R_{12}}{\partial u_2} \right) / \left| \frac{\partial R_{12}}{\partial u_2} \right| \quad (12)$$

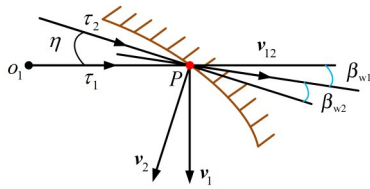


图3 切触点处相对速度示意图

Fig. 3 Diagram of relative speeds at the tangent contact point

结合式(1)、式(2)、式(4), 可得

$$\cos(\beta_{w1} + \beta_{w2}) = \cos \delta \cos \gamma_{w1} - \sin \delta \sin \gamma_{w1} \sin \theta_1 \quad (13)$$

$$\cos \delta = (\cos \eta + \sin \delta \sin \gamma_{w1} \sin \theta_1) / \cos \gamma_{w1} \quad (14)$$

$$E = (r_{w1} + r_{w2} \cos \gamma_{w1}) \sin(\beta_{w1} + \beta_{w2}) / \sin \delta \quad (15)$$

式(13)~式(15)中, 工作节圆锥、工作节圆柱参数与参考节圆锥、参考节圆柱参数满足如下关系式:

$$\sin \gamma_{w1} = \sin \gamma_1 \sin \alpha_{n1} / \sin \alpha_{nw1} \quad (16)$$

$$\sin \beta_{wj} = \sin \beta_j \cos \gamma_j / (\xi_n \cos \gamma_{wj}) \quad (17)$$

式中, γ_1 为变厚齿轮节锥角; α_{n1} 为变厚齿轮参考节圆压力角; α_{nw1} 为变厚齿轮工作节圆压力角; β_j 为齿轮螺旋角; ξ_n 为法向齿形角系数。

根据上述计算式, 建立小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮传动的几何设计流程, 如图4所示。已知的参数为: 中心距 E , 两个齿轮的齿数 N_1 、 N_2 , 法向模数 m_n , 压力角 α_n , 变厚齿轮的节锥角 γ_1 , 螺旋角 β_1 。待求的变量为: 法向齿形角系数 ξ_n , 圆柱齿轮的螺旋角 β_2 。

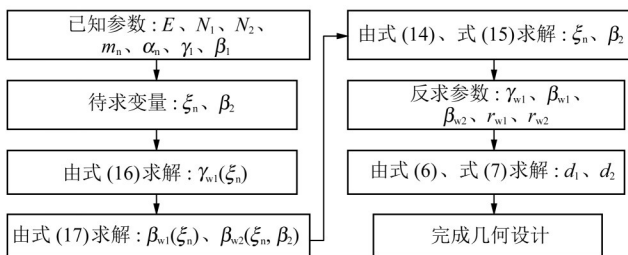


图4 几何设计流程图

Fig. 4 Flow chart of the geometric design

2 小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮传动啮合分析模型

根据小交错角工作节圆锥-节圆柱几何设计, 得到表1所示的小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮副的几何设计参数。

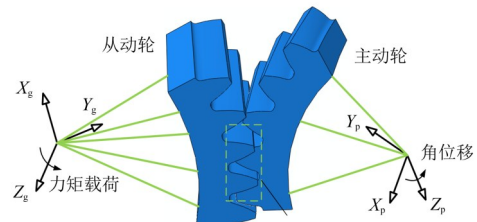
利用有限元分析软件对小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮副进行承载接触分析。为节约时间成本、提高计算效率, 分别选取变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮的5个轮齿为分析对象。齿轮材料选用17CrNiMo6, 弹性模量为208 000 MPa, 泊松比为0.298。网格类型采用六面体网格单元(C3D8R), 将接触对在齿面

划分为较密的网格。选取变厚齿轮为主动轮, 渐开线圆柱齿轮为从动轮。对主动轮耦合点施加转动, 对从动轮施加负载转矩。建立的交错轴变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮副有限元啮合模型如图5所示。

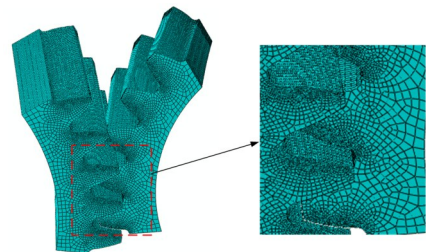
表1 小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮几何设计参数

Tab. 1 Geometric design parameters of the beveloid gear and the involute cylindrical gear with low crossed shaft angle

参数	变厚齿轮	渐开线圆柱齿轮
法向模数/mm	6	6
法向压力角/(°)	20	20
齿数	29	45
节锥角/(°)	1.8	0
螺旋角/(°)	21	-8.194 0
中心距/mm	229	229
轴交角/(°)	13	13
齿宽/mm	50	60
实际安装距/mm	3 300.93	3 356.29



(a) 接触对与边界条件



(b) 网格模型

图5 小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮副啮合模型

Fig. 5 Mesh model of the beveloid gear and the involute cylindrical gear pair with low crossed shaft angle

3 小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮传动啮合特性参数影响分析

基于啮合分析模型对小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮副的啮合特性进行研究, 讨论了载荷、螺旋角和节锥角对啮合印痕、传递误差、齿根应力以及齿面接触力的影响规律。

3.1 载荷对齿轮副啮合特性的影响

载荷是影响齿轮传动啮合特性的重要因素。为了更好地研究不同载荷下齿轮传动齿面啮合特性的分布情况, 采用表1中的几何设计参数, 选取负载分别为100、300、600、1 000 N·m。图6、图7所示分别为变厚齿轮和渐开线圆柱齿轮在不同负载下的齿面啮合印痕。

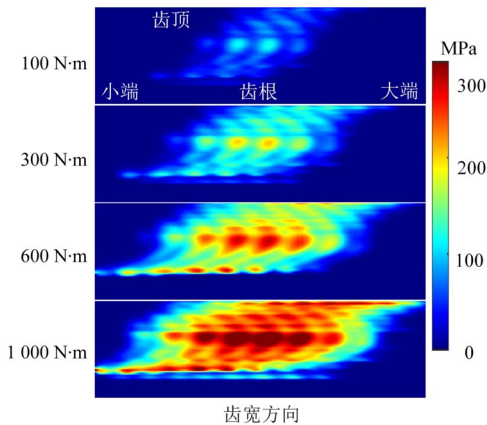


图6 不同载荷下变厚齿轮齿面啮合印痕
Fig. 6 Contact pattern of beveloid gear under different loads

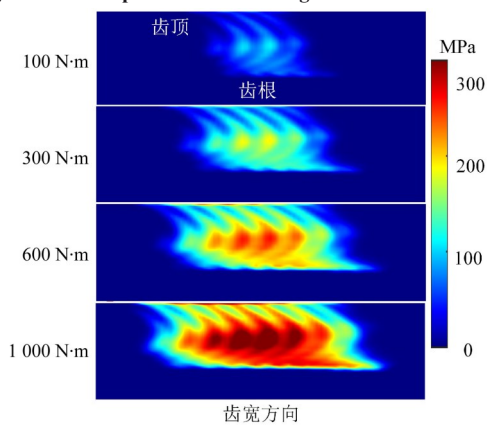


图7 不同载荷下渐开线圆柱齿轮齿面啮合印痕
Fig. 7 Contact pattern of involute cylindrical gear under different loads

由图6、图7可知, 啮合印痕主要分布在齿面齿宽的中间部分, 与预期结果相符。随着负载从100 N·m增加至1 000 N·m, 变厚齿轮和渐开线圆柱齿轮齿面上的接触区域面积均逐渐增大; 同时, 齿面上的应力也逐渐增加。

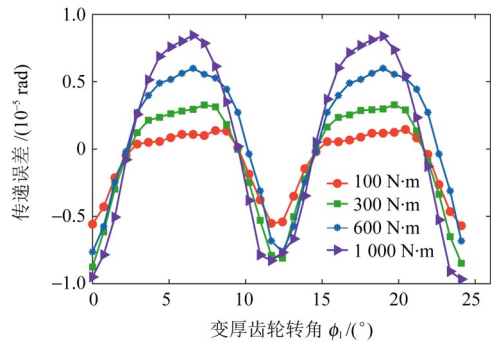
不同载荷下变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮副的传递误差曲线及其峰峰值的变化情况如图8所示。从图8中可以看出, 随着载荷的增加, 传递误差曲线的波动范围逐渐增大, 传递误差均值与峰峰值均逐渐增加, 说明载荷对齿轮副的传动稳定性影响较大。

图9所示为不同载荷下变厚齿轮齿根应力的变化情况。由图9可知, 齿根应力沿轴向呈抛物线状; 随着载荷的增大, 应力峰值逐渐增加。此外, 变厚齿轮靠近大端处承受的齿根应力要大于小端。由于变厚齿轮的变位系数沿齿宽方向成线性变化, 变厚齿轮的大端齿厚要大于小端齿厚。因此, 交错轴变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮传动形式和交错轴斜齿轮传动相比, 具有更高的弯曲疲劳强度。

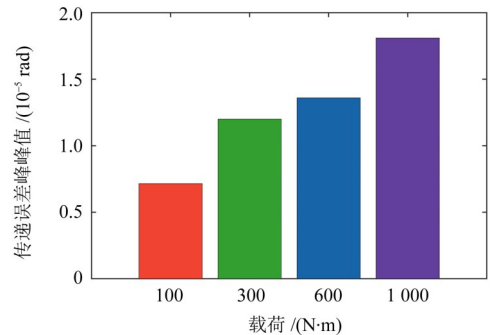
3.2 节锥角对齿轮副啮合特性的影响

变厚齿轮的节锥角是小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮传动能够通过轴向调隙实现精密传动的重

要参数, 也是区别于交错轴斜齿轮传动的特征参数。保持施加在渐开线圆柱齿轮上的转矩载荷600 N·m不变, 选取变厚齿轮的节锥角分别为1.0°、1.4°、1.8°、2.2°, 通过计算得到的对应渐开线圆柱齿轮的螺旋角分别为-8.046 0°、-8.112 2°、-8.194 0°、-8.288 2°, 研究了变厚齿轮的节锥角对小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮副啮合特性的影响规律。



(a) 传递误差曲线



(b) 传递误差峰峰值

图8 载荷对传递误差的影响

Fig. 8 Influence of load on the transmission error

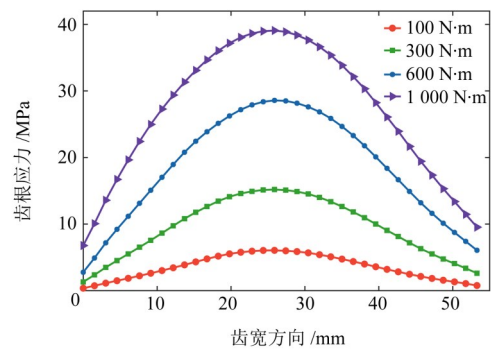


图9 载荷对变厚齿轮齿根弯曲应力的影响

Fig. 9 Influence of load on the bending stress of beveloid gear roots

图10、图11所示分别为节锥角对两种齿轮齿面啮合印痕的影响。由图10、图11可知, 随着节锥角的增大, 两种齿轮的齿面啮合印痕面积逐渐减小, 变厚齿轮啮合印痕面积占比从70.53%降低到66.23%, 渐开线圆柱齿轮啮合印痕面积占比从68.02%减少为58.19%, 齿面上的接触应力逐渐增加。从节锥角增加的幅度及啮合印痕的变化情况看, 齿轮副的接触区域对节锥角十分敏感。

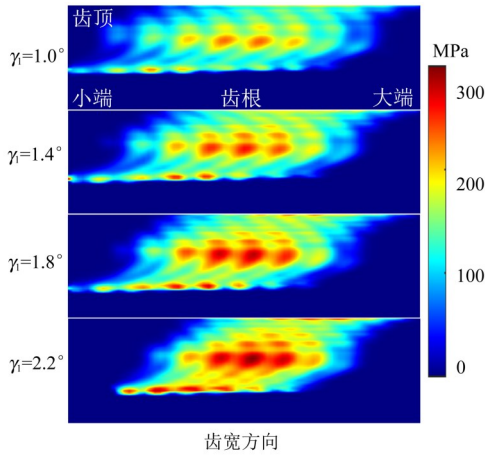


图10 不同节锥角下变厚齿轮齿面啮合印痕

Fig. 10 Contact pattern of beveloid gear under different pitch cone angles

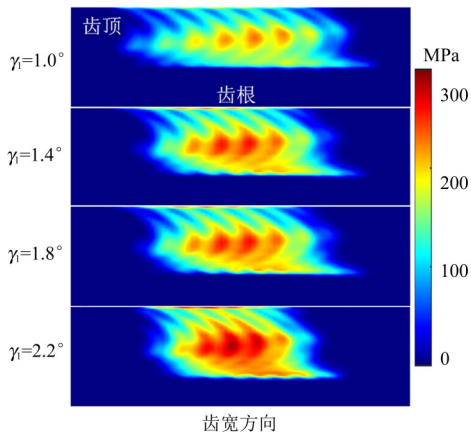
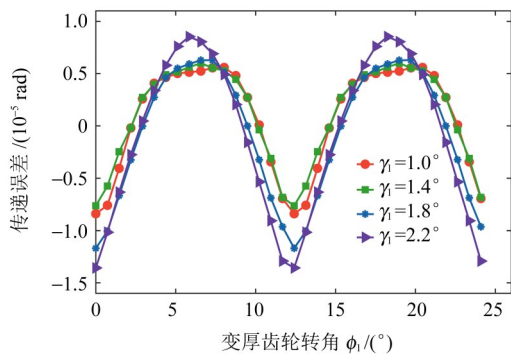


图11 不同节锥角下渐开线圆柱齿轮齿面啮合印痕

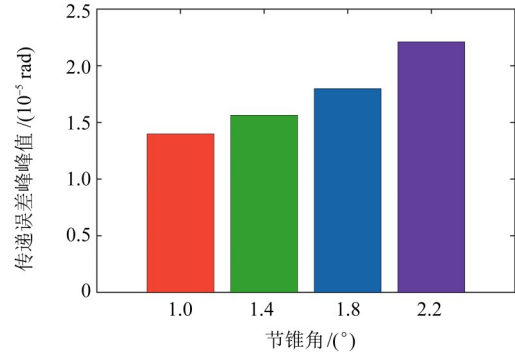
Fig. 11 Contact pattern of involute cylindrical gear under different cone angles

图12所示为节锥角对传递误差曲线及其峰峰值的影响。由图12可知，随着节锥角的增加，传递误差曲线的上下波动幅度逐渐增加，传递误差曲线峰峰值也逐渐增加，但传递误差曲线均值变化不明显。

图13所示为不同节锥角对变厚齿轮齿根应力的影响。由图13可知，齿根弯曲应力在齿宽方向上呈抛物线状，且应力的峰值集中于齿宽的中间部分。随着节锥角的增大，变厚齿轮的齿根弯曲应力均逐渐增大。



(a) 传递误差曲线



(b) 传递误差峰峰值

图12 节锥角对传递误差及其峰峰值的影响

Fig. 12 Influence of pitch cone angle on transmission error and its peak-to-peak value

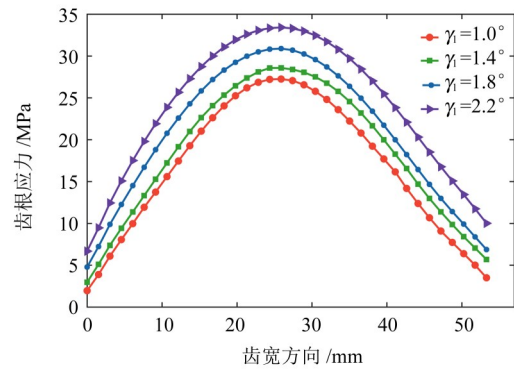


图13 不同节锥角对变厚齿轮齿根弯曲应力的影响

Fig. 13 Influence of different pitch cone angles on the bending stress of beveloid gear roots

3.3 螺旋角对齿轮副啮合特性的影响

对齿轮副进行几何设计时，基于齿轮啮合原理，根据变厚齿轮的螺旋角求解圆柱齿轮的螺旋角。变厚齿轮的螺旋角若发生改变，为了满足轮齿正确啮合条件，渐开线圆柱齿轮的螺旋角也应重新计算。本节讨论了变厚齿轮的螺旋角对齿轮副啮合印痕、传递误差以及齿根应力的影响。

保持施加在渐开线圆柱齿轮上的转矩载荷 $600 \text{ N}\cdot\text{m}$ 和变厚齿轮节锥角 1.8° 不变，选取变厚齿轮的螺旋角分别为 21° 、 22° 、 23° 、 24° ，通过计算可得对应的渐开线圆柱齿轮螺旋角分别为 -8.1940° 、 -9.1512° 、 -10.1062° 、 -11.0596° 。

图14、图15所示分别为不同螺旋角下变厚齿轮和渐开线圆柱齿轮的齿面啮合印痕的变化情况。可以看出，随着螺旋角的增大，两种齿轮的啮合印痕区域都在逐渐增大；变厚齿轮啮合印痕面积占比从螺旋角 21° 的 73.14% 增加到螺旋角 24° 的 83.88% ，渐开线圆柱齿轮啮合印痕面积占比从 63.07% 增加到 65.41% 。

图16所示为不同螺旋角下变厚齿轮与渐开线圆

柱齿轮副传递误差曲线的变化情况。从图 16 中可以看出, 随着螺旋角的增大, 传递误差曲线上下浮动的范围更小, 曲线呈更加平稳的趋势; 但是, 传递误差曲线的均值随着螺旋角的增大逐渐增大, 传递误差曲线的峰峰值随着螺旋角的增大而逐渐减小。

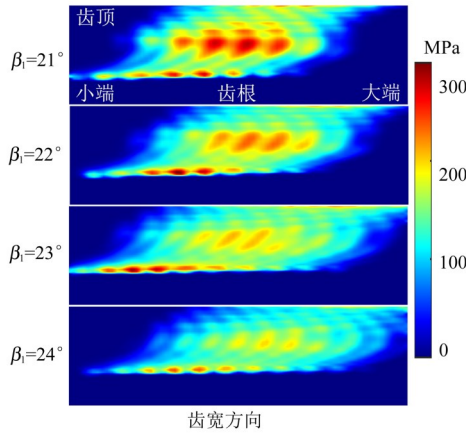


图 14 不同螺旋角下变厚齿轮齿面啮合印痕

Fig. 14 Contact pattern of beveloid gear under different helix angles

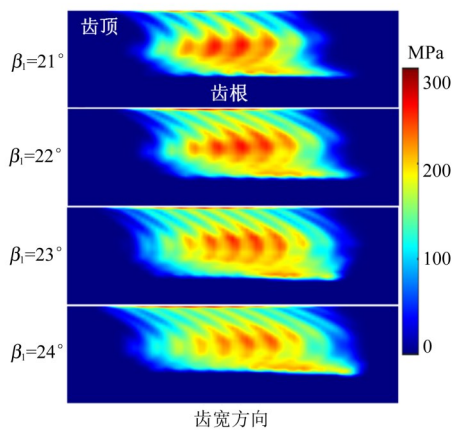
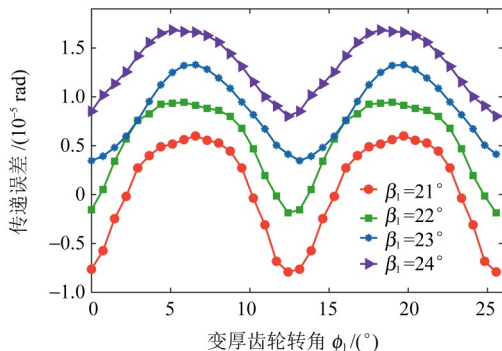


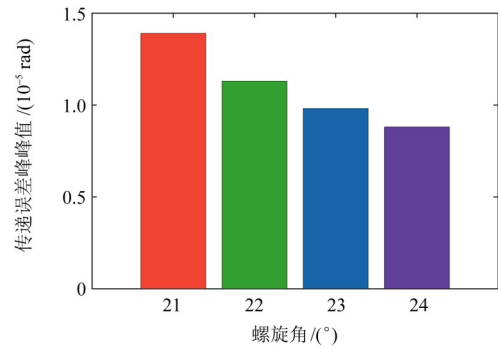
图 15 不同螺旋角下渐开线圆柱齿轮齿面啮合印痕

Fig. 15 Contact pattern of the involute cylindrical gear under different helix angles

图 17 所示为螺旋角对变厚齿轮齿根弯曲应力的影响。由图 17 可知, 随着螺旋角的增大, 变厚齿轮齿根弯曲应力的峰值逐渐降低, 齿根弯曲应力峰值出现的位置逐渐向变厚齿轮小端移动。



(a) 传递误差曲线



(b) 传递误差峰峰值

图 16 螺旋角对传递误差及其峰峰值的影响

Fig. 16 Influence of helix angle on transmission error and its peak-to-peak value

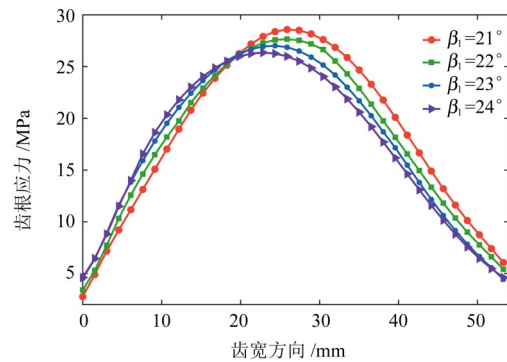


图 17 螺旋角对变厚齿轮齿根弯曲应力的影响

Fig. 17 Influence of helix angle on the bending stress of beveloid gear roots

4 结论

对小交错角变厚齿轮与渐开线圆柱齿轮传动进行了工作节圆锥-节圆柱设计与啮合特性研究, 得出以下主要结论:

- 1) 载荷增大使齿轮副齿面啮合印痕、传递误差均值和峰峰值、齿根弯曲应力均增大, 影响齿轮传动平稳性。
- 2) 节锥角增加, 变厚齿轮和渐开线圆柱齿轮上的啮合印痕面积均减小, 传递误差峰峰值和齿根弯曲应力逐渐增加。
- 3) 螺旋角增加, 变厚齿轮和渐开线圆柱齿轮上的啮合印痕面积均增加, 接触应力与传递误差峰峰值逐渐降低, 但传递误差均值增加, 变厚齿轮齿根弯曲应力逐渐减小。

参 考 文 献

[1] SONG C S, ZHOU Y, ZHU C C, et al. Loaded tooth contact analysis of intersected beveloid and cylindrical involute gear pair with small shaft angle [J]. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 2018, 12(1): JAMDSM0004.

[2] 周尧, 宋朝省, 朱才朝, 等. 小角度相交轴渐开线圆柱与变厚齿轮传动修形啮合特性分析[J]. 机械工程学报, 2019, 55(15): 135-144.

- ZHOU Yao, SONG Chaosheng, ZHU Caichao, et al. Effects of tooth modifications on mesh characteristics of intersected beveloid and cylindrical involute gear pair with small shaft angle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(15): 135-144.
- [3] NI G X, LIU Z Q, SONG C S, et al. Geometric parameter design and contact characteristics of beveloid gear and involute cylindrical gear transmission with crossed axes[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2024, 38(2): 815-825.
- [4] ZHU F H, SONG C S, ZHU C C, et al. Tooth thickness error analysis of straight beveloid gear by inclined gear shaping[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2022, 23(4): 429-443.
- [5] YE X X, CHEN Y H, LU B B, et al. Study on a novel backlash-adjustable worm drive via the involute helical beveloid gear meshing with dual-lead involute cylindrical worm[J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 167: 104466.
- [6] 陈燕, 殷国富, 陈永洪. 变齿厚渐开线齿轮包络环面蜗杆传动啮合性能分析[J]. 中国机械工程, 2019, 30(23): 2798-2808. CHEN Yan, YIN Guofu, CHEN Yonghong. Meshing performance analyses of variable tooth thickness involute gear enveloping hourglass worm drives[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(23): 2798-2808.
- [7] 刘思远, 宋朝省, 朱才朝. 小交错角面铣准双曲面齿轮副的几何设计与啮合特性[J]. 中国机械工程, 2022, 33(13): 1521-1528. LIU Siyuan, SONG Chaosheng, ZHU Caichao. Design methodology and mesh characteristics of face-milled hypoid gears with low crossed shaft angle[J]. China Mechanical Engineering, 2022, 33(13): 1521-1528.
- [8] MARINO D, BINZ H, BACHMANN M. Analytical design method for beveloid gears with a small shaft angle and offset[J]. Forschung Im Ingenieurwesen, 2019, 83(3): 611-620.
- [9] NI G X, SONG C S, FANG Z F, et al. Effects of geometric design parameters and misalignments on contact ellipse of crossed beveloid gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 165: 104441.
- [10] CAO B, LI G L, TAO Y J, et al. Robust geometric parameter optimization of a crossed beveloid gear pair with approximate line contact[J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 168: 104596.
- [11] 陈鹏, 王三民, 李飞. 基于 ease-off 的弧齿锥齿轮齿面高阶接触分析方法[J]. 航空动力学报, 2024, 39(6): 243-252. CHEN Peng, WANG Sanmin, LI Fei. High-order contact analysis method of spiral bevel gear tooth surface based on ease-off[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(6): 243-252.
- [12] MO S, LI Y H, WANG D D, et al. An analytical method for the meshing characteristics of asymmetric helical gears with tooth modifications[J]. Mechanism and Machine Theory, 2023, 185: 105321.
- [13] LI H N, TANG J Y, CHEN S Y, et al. Loaded contact pressure distribution prediction for spiral bevel gear[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2023, 242: 108027.
- [14] 彭先龙, 侯艳艳, 李爱民, 等. 可展直纹面齿轮传动的承载接触分析[J]. 西安交通大学学报, 2023, 57(3): 86-96. PENG Xianlong, HOU Yanyan, LI Aimin, et al. Analysis of bearing contact of developable ruled surface face gear transmission[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2023, 57(3): 86-96.
- [15] 林家祥, 招远聪, 付学中, 等. 非对称变位斜齿轮参数化建模和接触应力分析[J]. 机械传动, 2024, 48(6): 117-123. LIN Jiexiang, ZHAO Yuancong, FU Xuezhong, et al. Parametric modeling and contact stress analysis of asymmetric modified helical gears[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2024, 48(6): 117-123.

Study on meshing characteristics of beveloid gear and involute cylindrical gear transmission with low crossed shaft angle

NI Gaoxiang¹ HE Chao¹ LIU Zhanqi¹ LI Yao¹ LIU Siyuan²

(1. Hubei Key Laboratory of Hydroelectric Machinery Design and Maintenance, China Three Gorges University, Yichang 443002, China)

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

Abstract: [Objective] To address the interference and blocking phenomena caused by large axial displacement in crossed beveloid gear pairs, a new transmission type involving a beveloid gear and an involute cylindrical gear with a low crossed shaft angle was proposed. This research aims to enhance the reliability and stability of the gear system. [Methods] Firstly, based on the spatial gear meshing theory, a mathematical model of the working pitch cone-pitch cylinder for this gear pair was established. Secondly, a geometric design method was developed to obtain the necessary design and installation parameters. Finally, a loaded tooth contact model was created using the finite element method to investigate the influences of load, pitch cone angle, and helix angle on contact patterns, transmission errors, and tooth root stresses. [Results] The results indicate that the contact pattern area, transmission error, and tooth root bending stress all increase with increasing load. An increase in the pitch cone angle of the beveloid gear leads to a reduction in the contact pattern area and an increase in both transmission error and tooth root stress. Conversely, increasing the helix angle of the beveloid gear enlarges the contact pattern area while decreasing the peak-to-peak value of the transmission error and the tooth root stress. These findings provide a basis for the precision design and performance optimization of low-crossed-shaft-angle gear transmissions.

Key words: Low crossed shaft angle; Beveloid gear and involute cylindrical gear transmission; Working pitch cone-pitch cylinder; Meshing characteristic; Crossed axis

(编辑: 李立)