

同轴面齿轮分扭传动的动态均载特性

李旺¹, 赵宁¹, 蔺彦虎² 秋朋园²

(1. 西北工业大学机电学院, 710072, 西安; 2. 台州学院航空工程学院, 318000, 浙江台州)

摘要: 为了解决同轴面齿轮分扭传动在工程应用中的载荷分配不均问题, 针对该传动构型不均载机理与动态均载特性展开研究。从功率流的角度分析了同轴面齿轮分扭传动中载荷分配不均问题, 基于变形协调基本原理推演了支路载荷分配的过程, 指出了影响载荷分配的主要因素; 利用多啮合齿轮系统快速建模方法建立了同轴面齿轮分扭传动系统弯扭轴耦集中参数齿轮动力学模型, 并基于动态啮合力的求解定义了系统动态均载性能的衡量方法; 分析了同轴面齿轮分扭传动系统中各齿轮副综合啮合误差, 并给出了支路无载传动误差的计算方法; 通过算例, 研究了支撑刚度与无载传动误差对系统动态均载性能的影响规律。研究结果表明: 同轴面齿轮分扭传动不均载产生的本质原因是各支路的刚度及无载传动误差参数不对称; 输入齿轮及两惰轮径向支撑刚度对系统均载性能影响较大; 调整无载传动误差可以有效地改善系统均载性能。研究结果对同轴面齿轮分扭传动的均载设计具有一定的参考意义。

关键词: 面齿轮; 分扭传动; 不均载机理; 均载特性

中图分类号: TH113 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202009012 **文章编号:** 0253-987X(2020)09-0109-08



OSID 码

Dynamic Load Sharing Characteristics of the Concentric Torque Split Face Gear Transmission

LI Wang¹, ZHAO Ning¹, LIN Yanhu², QIU Pengyuan²

(1. School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. School of Aerospace Engineering, Taizhou University, Taizhou, Zhejiang 318000, China)

Abstract: To solve the problem of uneven load distribution in the engineering application of the concentric torque split face gear transmission, the mechanism of uneven load distribution and the dynamic load sharing characteristics of this type of gear transmission are studied. From the point of view of power flow, the uneven load distribution of the concentric torque split face gear transmission is analyzed. The mechanism of uneven load distribution is deduced based on the basic principle of deformation coordination, and the main factors affecting load distribution are pointed out. A lumped parameter dynamic model coupling with flexional, torsional and axial motion is established by using the fast modeling method of the multi-meshing gear system. Based on the solution of dynamic meshing force, a method for measuring the dynamic load sharing performance of the system is defined. The meshing error of each gear pair of the concentric torque split face gear transmission system is analyzed, and the calculation method of the no-load transmission error is given. The influences of support stiffness and no-load transmission error on

收稿日期: 2020-04-02。 作者简介: 李旺(1988—),男,博士生;赵宁(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家科技重大专项资助项目(KY-44-2018-165);浙江省自然科学基金资助项目(LQ20E050010)。

网络出版时间: 2020-05-20

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20200520.1350.006.html>

the load sharing performance of the system is studied by a practical calculation example. The results show that the essential reason of the uneven load sharing of the concentric torque split face gear transmission is the asymmetry of the stiffness and no-load transmission error of each path. The supporting stiffness of input gear and two idlers has a great influence on the load sharing performance of the system. And the load sharing performance of the system can be effectively improved by adjusting the no-load transmission error. This study may provide reference for the design of even load sharing of the concentric torque split face gear transmission.

Keywords: face gear; torque split gear transmission; uneven load distribution mechanism; load sharing characteristics

面齿轮传动因具有传动比大、误差敏感度低等优点而应用于直升机齿轮传动系统。国内外学者在面齿轮传动的啮合特性、加工制造及动力学等方面开展了大量的研究工作^[1-5]。1992年, Litvin介绍了一种采用面齿轮的轻量化齿轮分扭传动设计方案, 论证了面齿轮在直升机主减速器高速、重载工况下应用的可行性, 并进行了面齿轮分扭传动试验^[6]。同轴面齿轮分扭传动构型是一种新型齿轮分扭传动构型, 在美国陆军航空应用技术局与波音公司合作的强化旋翼机驱动系统项目中首先提出^[7-8]。该构型相比于传统齿轮分扭传动构型具有传动比更大及结构更加紧凑的特点。

国内外学者针对面齿轮分扭传动进行了大量的研究^[9-14]。Heath等搭建了同轴面齿轮分扭传动静力学均载试验平台, 通过测定面齿轮齿根应力研究惰轮间以及分扭面齿轮载荷分配情况, 通过调整系统参数得到测试结果为: 输入齿轮处两面齿轮均载系数为 1.083, 两惰轮间均载系数为 1.33^[15]。Dong等分析了同轴面齿轮分扭传动的几何装配问题, 并采用有限元方法研究了功率流向与均载等问题^[16]。Zhao等分析了同轴面齿轮分扭传动不均载机理, 建立了有限元-集中参数静力学均载计算模型, 研究了系统刚度、误差等参数对均载的影响^[17]。

上述关于同轴面齿轮分扭传动的均载研究主要在静态条件下展开, 但是对该构型动态工况下的均载性能研究尚不足。本文首先研究同轴面齿轮分扭传动各支路载荷分配的过程, 分析影响均载的主要因素; 采用集中参数法建立同轴面齿轮分扭传动系统弯-扭-轴耦合动力学模型; 通过算例, 研究齿轮支撑刚度及传动误差等参数对系统动态均载性能的影响。

1 均载问题与载荷分配机理

同轴面齿轮分扭传动三维构型如图 1 所示, 其

中输入齿轮、惰轮和尾传齿轮是直齿圆柱齿轮, 并且具有完全相同的齿数、模数、压力角等齿轮参数。上、下端两个面齿轮是正交直齿面齿轮, 同样也具有完全相同的齿轮参数。5 个圆柱齿轮在面齿轮圆周上均匀布置, 相邻两圆柱齿轮轴线夹角为 72° 。

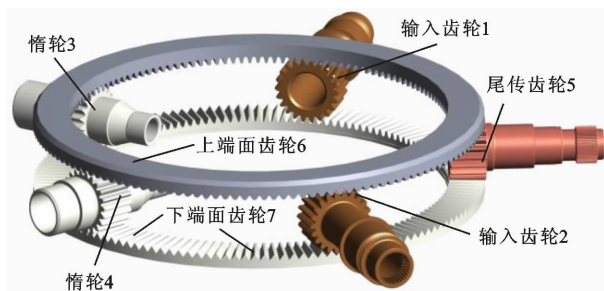


图1 同轴面齿轮分扭传动三维构型

同轴面齿轮分扭传动各支路理想状态下功率传递路径如图 2 所示, 其中理想状态功率流向也是系统正常运转时需要达到的状态。由图 2 可以看出, 同轴面齿轮分扭传动中存在的载荷分配不均问题有两处: ①输入齿轮处上、下两支路的均载; ②下端面齿轮 7 功率回传时惰轮 3、惰轮 4 两支路之间的均载。由于尾传齿轮 5 有功率输出, 故该支路不作为均载问题研究。

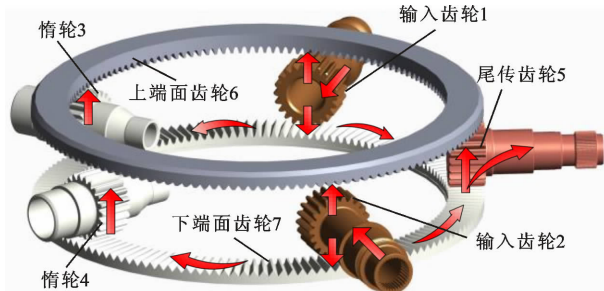


图2 同轴面齿轮分扭传动理想状态下功率传递路径

下面从两支路变形协调的角度详细分析齿轮分扭处载荷分配的机理。图 3 给出了同轴面齿轮分扭传动载荷分配机理示意图。

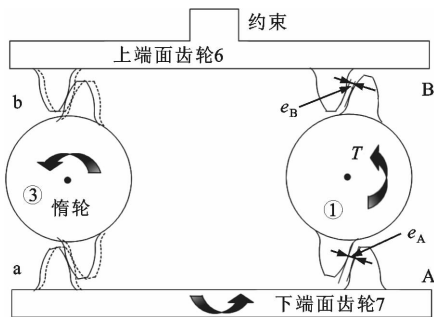


图3 同轴面齿轮分扭传动载荷分配机理示意图

图3中,由于两惰轮参数完全一致,两输入齿轮参数完全一致,故仅由①表示两输入齿轮,③表示两惰轮。图3中的轮齿仅表示两齿轮相啮合,而实际中两齿轮的啮合为多对轮齿相啮合,各对啮合轮齿的啮合点均在啮合线上。另外,同轴面齿轮分扭传动满足配齿条件,各齿轮副正确啮合,轮齿及轮体在空间几何上不互相干涉。

图3中, e_A 、 e_B 分别表示A、B两支路无载传动误差, T 表示施加于齿轮1的扭矩;a、b两处表示惰轮与两面齿轮的啮合,实线表示实际啮合轮齿,虚线表示理论啮合轮齿。

无载传动误差是指当输出齿轮扭转方向固定时,轻转输入齿轮使所有啮合轮齿接触,输入齿轮啮合轮齿沿啮合线方向的移动距离。无载传动误差产生的原因通常有齿轮位置误差、基节误差及齿形误差。约束上端面齿轮6绕自身轴线的转动自由度,轻转齿轮1可得到A支路无载传动误差为 e_A ;同理,B支路无载传动误差为 e_B 。

不妨设A支路无载传动误差大于B支路无载传动误差,则两支路无载传动误差的差值 e 为

$$e = e_A - e_B \quad (1)$$

设按图3所示箭头方向轻转下端齿轮7后,a、b两处的轮齿刚刚接触,A、B两支路的沿啮合线方向的等效刚度分别为 k_A 、 k_B ^[17]。下面应用变形协调原理解释A、B两支路载荷分配的机理。将载荷分配的过程分成以下3个阶段。

第1阶段 轻转齿轮1使齿轮副1、6的轮齿刚刚接触。A、B两支路啮合线方向位移为 e_B ,B支路所有齿轮副的轮齿已经接触,而A支路尚有部分齿轮副的轮齿未接触。在该阶段,两支路未发生任何弹性变形,即两支路的载荷均为0。

第2阶段 齿轮1施加扭矩 T_0 ($T_0 < T$)。在该阶段,A、B两支路啮合线方向位移为 e ,A支路齿轮副1、7的轮齿刚刚接触,该支路未发生任何弹性变形,

A支路载荷为0;B支路啮合线方向已经发生了弹性变形,大小为 e ,B支路传递载荷 $W_B = k_B e$ 。

第3阶段 齿轮1继续施加扭矩至 T 。在该阶段,A支路啮合线方向已经发生了弹性变形 e' ,A支路载荷为 $W_A = k_A e'$;B支路啮合线方向弹性变形为 $e + e'$,B支路传递载荷 $W'_B = k_B (e + e') = W_B + k_B e'$ 。

实际上,以上3个阶段是瞬间完成的,此处为说明问题而将其人为分开。第3阶段还不能完全确定A、B两支路所分配到载荷 W_A 、 W'_B 的大小,故将两支路等效刚度分为两种情况: $k_A = k_B$, $k_A \neq k_B$ 。

当 $k_A = k_B$ 时,有

$$\frac{W_A}{W'_B} = \frac{k_A e'}{k_B (e + e')} = \frac{e'}{e + e'} \quad (2)$$

式中 W_A 与 W'_B 比值的大小取决于两支路无载传动误差的差值 e 。当 $e = 0$ 时, $W_A/W'_B = 1$;当 $e < 0$ 时, $W_A/W'_B < 1$;当 $e > 0$ 时, $W_A/W'_B > 1$ 。

当 $k_A \neq k_B$ 时,有

$$\frac{W_A}{W'_B} = \frac{k_A e'}{k_B (e + e')} \quad (3)$$

式中 W_A 与 W'_B 比值的大小取决于 k_A 、 k_B 、 e 。

由此可知,当 $k_A = k_B$ 时,A、B两支路所分配到的载荷取决于两支路无载传动误差,无载传动误差小的支路分配到更多的载荷;当 $k_A \neq k_B$ 时,两支路所分配的载荷大小由两支路等效刚度与无载传动误差具体值决定。

2 系统动力学模型与方程

图4给出了同轴面齿轮分扭传动系统弯-扭-轴耦合集中参数动力学模型。

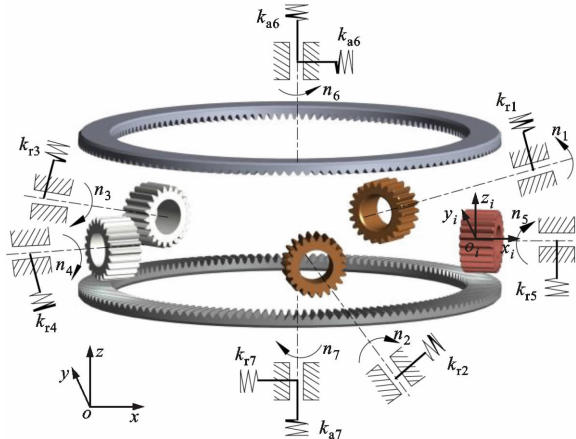


图4 同轴面齿轮分扭传动系统弯-扭-轴耦合集中参数动力学模型

依据集中参数法建模的原则,该模型中齿轮及轴的质量与转动惯量等效至集中参数点,将轴与轴

承的刚度等效为齿轮刚体的支撑刚度,齿轮副之间的啮合等效为同刚度的弹簧。

图4中 k_{ri} 为齿轮 i 的径向支撑刚度; k_{aj} 为齿轮 j 的轴向支撑刚度;系统全局坐标系为 $oxyz$,满足右手定则, z 轴沿面齿轮轴向,由下向上为正, x 轴沿尾传齿轮轴向,由面齿轮指向尾传齿轮为正。两面齿轮局部坐标系方向与全局坐标系相同;各圆柱齿轮局部坐标系为 $o_i-x_iy_iz_i$,满足右手定则, x_i 轴沿齿轮 i 轴向,由面齿轮指向齿轮 i 为正, z_i 轴与全局坐标系 z 轴平行且方向相同; i 表示圆柱齿轮, $i=1\sim 5$, j 表示上、下端两面齿轮, $j=6,7$ 。

给出系统广义位移向量为

$$\mathbf{u} = [x_1, y_1, z_1, w_1, \dots, x_7, y_7, z_7, w_7]_{1 \times 28} \quad (4)$$

式中 w 为齿轮刚体扭转方向的线位移。

定义齿轮 i 与齿轮 j 组成的齿轮副 i, j 的广义位移向量为

$$\mathbf{u}_{i,j} = [x_i, y_i, z_i, w_i, x_j, y_j, z_j, w_j]_{1 \times 8} \quad (5)$$

正交直齿面齿轮副 $i, 6$ 沿啮合线方向位移投影矢量为

$$\mathbf{q}_{i,6} = [0, \cos\gamma, \sin\gamma, 1, 0, -\cos\gamma, -\sin\gamma, -\cos\gamma]^T \quad (6)$$

当 $i=1, 2$ 时,正交直齿面齿轮副 $i, 7$ 沿啮合线方向位移投影矢量为

$$\mathbf{q}_{i,7} = [0, -\cos\gamma, -\sin\gamma, 1, 0, \cos\gamma, \sin\gamma, -\cos\gamma]^T \quad (7)$$

当 $i=3, 4, 5$ 时,正交直齿面齿轮副 $i, 7$ 沿啮合线方向位移投影矢量为

$$\mathbf{q}_{i,7} = [0, \cos\gamma, -\sin\gamma, 1, 0, -\cos\gamma, \sin\gamma, \cos\gamma]^T \quad (8)$$

式中 γ 为压力角。

图4中,齿轮副 i, j 啮合线方向的位移为

$$\mathbf{u}_{i,j} = \mathbf{u}_{i,j} \mathbf{M}_{oi} \mathbf{q}_{i,j} - \mathbf{e}_{i,j} \quad (9)$$

式中: $\mathbf{M}_{oi}$ 为齿轮副局部坐标系向全局坐标系转换的变换矩阵; $\mathbf{e}_{i,j}$ 为齿轮副 i, j 的综合啮合误差。

不难找到矩阵 $\mathbf{M}_{oi}^*$ 使得

$$\mathbf{u}_{i,j} = \mathbf{u}_{i,j} \mathbf{M}_{oi} \mathbf{q}_{i,j} - \mathbf{e}_{i,j} = \mathbf{u}_{i,j} (\mathbf{M}_{oi}^* \mathbf{q}_{i,j}) - \mathbf{e}_{i,j} \quad (10)$$

根据拉格朗日建模方法,可得到系统中各齿轮副啮合刚度矩阵 $\mathbf{K}_{i,j}$ 及综合啮合误差激励力向量 $\mathbf{F}_{m,i,j}$ 的表达式分别为

$$\mathbf{K}_{i,j} = k_{m,i,j} (\mathbf{M}_{oi}^* \mathbf{q}_{i,j}) (\mathbf{M}_{oi}^* \mathbf{q}_{i,j})^T \quad (11)$$

$$\mathbf{F}_{m,i,j} = k_{m,i,j} (\mathbf{M}_{oi}^* \mathbf{q}_{i,j}) \mathbf{e}_{i,j} \quad (12)$$

式中 $k_{m,i,j}$ 为齿轮副 i, j 的时变啮合刚度。

根据多啮合齿轮系统快速建模的方法,得到系

统啮合刚度矩阵 $\mathbf{K}_m$ 及系统综合啮合误差激励力向量 $\mathbf{F}_m$ 分别为

$$\mathbf{K}_m = \sum_{i=1}^5 \sum_{j=6}^7 \mathbf{K}_{i,j} \quad (13)$$

$$\mathbf{F}_m = \sum_{i=1}^5 \sum_{j=6}^7 \mathbf{F}_{m,i,j} \quad (14)$$

可直接写出系统支撑刚度矩阵 $\mathbf{K}_s$ 为

$$\mathbf{K}_s = \text{diag}(k_{r1}, k_{r1}, 0, 0, k_{r2}, k_{r2}, 0, 0, k_{r3}, k_{r3}, 0, 0, k_{r4}, k_{r4}, 0, 0, k_{r5}, k_{r5}, 0, 0, k_{r6}, k_{r6}, k_{a6}, 0, k_{r7}, k_{r7}, k_{a7}, 0, 0) \quad (15)$$

将系统啮合刚度矩阵与支撑刚度矩阵相加即可得到系统刚度矩阵为

$$\mathbf{K} = \mathbf{K}_m + \mathbf{K}_s \quad (16)$$

可直接写出系统质量矩阵为

$$\mathbf{M} = \text{diag}(m_1, m_1, m_1, J_1/r_1^2, m_2, m_2, m_2, J_2/r_2^2, m_3, m_3, m_3, J_3/r_3^2, m_4, m_4, m_4, J_4/r_4^2, m_5, m_5, m_5, J_5/r_5^2, m_6, m_6, m_6, J_6/r_6^2, m_7, m_7, m_7, J_7/r_7^2) \quad (17)$$

式中: J_n, r_n 分别为齿轮刚体的转动惯量与等效半径, $n=1\sim 7$ 。

可直接写出系统外力矩阵为

$$\mathbf{F} = [0, 0, 0, T_{in}/r_1, 0, 0, 0, T_{in}/r_2, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, T_{out5}/r_2, 0, 0, 0, T_{out6}/r_6, 0, 0, 0, 0]^T \quad (18)$$

式中: T_{in} 为输入齿轮的输入扭矩; T_{out5} 为尾传齿轮输出扭矩; T_{out6} 为上端面齿轮的输出扭矩。

至此,得到了系统刚度矩阵与质量矩阵。同轴面齿轮分扭传动系统动力学方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F} + \mathbf{F}_m \quad (19)$$

式中 $\mathbf{C}$ 为阻尼矩阵,计算方法见文献[18]。

3 综合啮合误差

齿轮误差对齿轮副啮合的激励主要体现在啮合线方向位移的变化。本文综合啮合误差是指齿轮位置误差沿啮合线方向的等效误差与齿轮副啮合线方向的基节误差、齿形误差的叠加。

图5给出了齿轮位置误差示意图。 E_{ri}, E_{rj} 分别为圆柱齿轮与面齿轮偏心误差; E_{aj} 为面齿轮轴向位

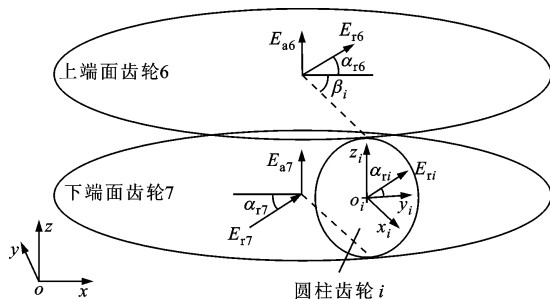


图5 齿轮位置误差示意图

置误差; α_{ri} 为圆柱齿轮偏心误差与 y_i 轴的夹角; α_{rj} 为面齿轮偏心误差与 x 轴的夹角; β_i 为圆柱齿轮 i 轴线与 x 轴的夹角。

将图 5 中齿轮位置误差等效至各齿轮副啮合线方向,可得圆柱齿轮偏心误差沿齿轮副 i 、6 啮合线方向的等效误差为

$$e_{i,6}^{Sr} = E_{ri} \cos(\alpha_{ri} + \omega_S t) \cos \gamma + E_{ri} \sin(\alpha_{ri} + \omega_S t) \sin \gamma \tag{20}$$

式中 ω_S 为圆柱齿轮角速度。

当 $i=1,2$ 时,圆柱齿轮偏心误差沿齿轮副 i 、7 啮合线方向的等效误差为

$$e_{i,7}^{Sr} = -E_{ri} \cos(\alpha_{ri} + \omega_S t) \cos \gamma - E_{ri} \sin(\alpha_{ri} + \omega_S t) \sin \gamma \tag{21}$$

当 $i=3,4,5$ 时,圆柱齿轮偏心误差沿齿轮副 i 、7 啮合线方向的等效误差为

$$e_{i,7}^{Sr} = E_{ri} \cos(\alpha_{ri} + \omega_S t) \cos \gamma - E_{ri} \sin(\alpha_{ri} + \omega_S t) \sin \gamma \tag{22}$$

上、下端两面齿轮轴向位置误差沿齿轮副 i 、 j 啮合线方向的等效误差分别为

$$e_{i,6}^{Fa} = -E_{aj} \sin \gamma \tag{23}$$

$$e_{i,7}^{Fa} = E_{aj} \sin \gamma \tag{24}$$

上端面齿轮偏心误差沿齿轮副 i 、6 啮合线方向的等效误差为

$$e_{i,6}^{Fr} = -E_{rj} \sin(\alpha_{rj} - \beta_i + \omega_F t) \cos \gamma \tag{25}$$

式中 ω_F 为面齿轮角速度。

当 $i=1,2$ 时,下端面齿轮偏心误差沿齿轮副 i 、7 啮合线方向的等效误差为

$$e_{i,7}^{Fr} = E_{rj} \sin(\alpha_{rj} - \beta_i + \omega_F t) \cos \gamma \tag{26}$$

当 $i=3,4,5$ 时,下端面齿轮偏心误差沿齿轮副 i 、7 啮合线方向的等效误差为

$$e_{i,7}^{Fr} = -E_{rj} \sin(\alpha_{rj} - \beta_i + \omega_F t) \cos \gamma \tag{27}$$

分别取同轴面齿轮分扭传动中各齿轮副啮合线方向的基节误差 $e_b = f_b$,齿形误差 $e_f = f_f^{[19]}$ 。因此,同轴面齿轮分扭传动中齿轮副 i 、 j 综合啮合误差为

$$e_{i,j} = e_{i,j}^{Sr} + e_{i,j}^{Fa} + e_{i,j}^{Fr} + e_b + e_f \tag{28}$$

将两输入齿轮与两面齿轮的啮合,惰轮、尾传齿轮与两面齿轮的啮合均视为并联,则输入齿轮处上、下两支路的无载传动误差 e_{up} 、 e_{low} 可分别表示为

$$e_{up} = e_{1,6}^{Sr} + e_{1,6}^{Fa} + e_{1,6}^{Fr} + e_b + e_f \tag{29}$$

$$e_{low} = e_{1,7}^{Sr} + e_{1,7}^{Fa} + e_{1,7}^{Fr} + e_{3,7}^{Sr} + e_{3,7}^{Fa} + e_{3,7}^{Fr} + e_{3,6}^{Sr} + e_{3,6}^{Fa} + e_{3,6}^{Fr} + 3e_b + 3e_f \tag{30}$$

两惰轮支路的无载传动误差 e_3 、 e_4 分别表示为

$$e_3 = e_{3,6}^{Sr} + e_{3,6}^{Fa} + e_{3,6}^{Fr} + e_{3,7}^{Sr} + e_{3,7}^{Fa} + e_{3,7}^{Fr} + 2e_b + 2e_f \tag{31}$$

$$e_4 = e_{4,6}^{Sr} + e_{4,6}^{Fa} + e_{4,6}^{Fr} + e_{4,7}^{Sr} + e_{4,7}^{Fa} + e_{4,7}^{Fr} + 2e_b + 2e_f \tag{32}$$

由于无载传动误差对均载的影响最终反映到分扭齿轮副,所以在分析无载传动误差对系统动态均载性能的影响时,只需要改变支路分扭齿轮副的综合啮合误差。

4 系统动态均载系数

齿轮副 i 、 j 动态啮合力 $F_{i,j}$ 为

$$F_{i,j} = u_{i,j} k_m \tag{33}$$

式中 k_m 为面齿轮副时变啮合刚度。

由各支路动态啮合力的平均值代表该支路载荷,定义均载系数如下

$$\xi_1 = 2\max(\bar{F}_{1,6}, \bar{F}_{1,7}) / (\bar{F}_{1,6} + \bar{F}_{1,7}) \tag{34}$$

$$\xi_2 = 2\max(\bar{F}_{2,6}, \bar{F}_{2,7}) / (\bar{F}_{2,6} + \bar{F}_{2,7}) \tag{35}$$

$$\xi_{34} = 2\max(\bar{F}_{3,7}, \bar{F}_{4,7}) / (\bar{F}_{3,7} + \bar{F}_{4,7}) \tag{36}$$

$$\xi_{67} = \max(\xi_1, \xi_2) \tag{37}$$

式中: ξ_1 、 ξ_2 分别为输入齿轮 1、2 处上、下两支路间的均载系数; ξ_{67} 为输入齿轮处上、下两支路间总均载系数; ξ_{34} 为两惰轮支路之间的均载系数; $\bar{F}_{i,j}$ 为齿轮副 i 、 j 动态啮合力的平均值。

5 动态均载性能分析

本节分析同轴面齿轮分扭传动系统动态均载性能,主要系统参数为:输入转速 7 600 r/min,输入功率 2 MW,尾传输出功率 300 kW。面齿轮副啮合刚度采用有限元方法计算,平均啮合刚度为 1.69×10^8 N/m,啮合阻尼为 4.34×10^3 N/(m·s⁻¹),齿轮误差参数均取 5 μ m。齿轮参数见表 1,刚度与阻尼见表 2。

表 1 同轴面齿轮分扭传动系统齿轮参数

参数	数值	
	直齿轮	面齿轮
齿数	21	145
模数/mm	1.95	1.95
压力角/(°)	25	25
齿宽/mm	27	25
内径/mm		255
外径/mm		305

基于上述系统参数,计算当齿轮支撑刚度、支路无载传动误差在给定范围变化时同轴面齿轮分扭传动系统均载性能的变化规律,结果如图 6~图 9

所示。

表 2 同轴面齿轮分扭传动系统支撑刚度与阻尼

方向	支撑刚度 /(N·m ⁻¹)	支撑阻尼 /(N·m ⁻¹ ·s)
输入齿轮径向	2.89×10 ⁷	1.74×10 ³
惰轮径向	1.59×10 ⁸	4.72×10 ³
尾传齿轮径向	5.15×10 ⁷	2.72×10 ³
面齿轮径向	8.48×10 ⁸	3.68×10 ⁴
面齿轮轴向	3.59×10 ⁹	7.58×10 ⁴

图 6 给出了齿轮支撑刚度对输入齿轮处上、下两路动态均载性能的影响。由图 6 可知:输入齿轮径向支撑刚度越大,输入齿轮处上、下两路的均载系数 ξ_{67} 越大,均载性能越差,这是因为输入齿轮径向支撑刚度越大,输入齿轮向下浮动的能力越差;惰轮径向支撑刚度及下端面齿轮轴向支撑刚度越大,均载系数 ξ_{67} 越小,均载性能越好;与单个惰轮径向支撑刚度变化相比,当两个惰轮径向支撑刚度同时变化时,均载系数 ξ_{67} 变化幅度更大;尾传齿轮径向支撑刚度及上端面齿轮轴向支撑刚度变化时,均载系数 ξ_{67} 变化曲线几乎是一条直线,说明其对 ξ_{67} 几乎无影响。

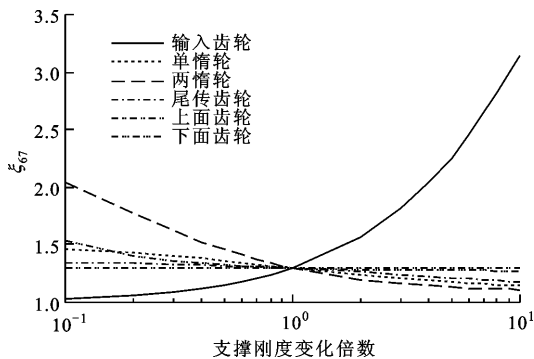


图 6 齿轮支撑刚度对输入齿轮处上、下两路动态均载性能的影响

图 7 给出了齿轮支撑刚度对两惰轮支路动态均载性能的影响。由图 7 可知:由于输入齿轮、尾传齿轮及面齿轮的支撑刚度不属于两惰轮支路的刚度参数,所以当以上齿轮的支撑刚度变化时,两惰轮支路之间的均载系数 ξ_{34} 几乎没有变化;当其中一个惰轮径向支撑刚度增大或减小时,均载系数 ξ_{34} 均大幅增加,均载性能迅速变差;当两个惰轮径向支撑刚度同步改变时,均载系数 ξ_{34} 保持不变。

图 8 给出了各支路无载传动误差对输入齿轮处上、下两路动态均载性能的影响。同轴面齿轮分扭传动载荷分配时,无载传动误差可以使某支路在

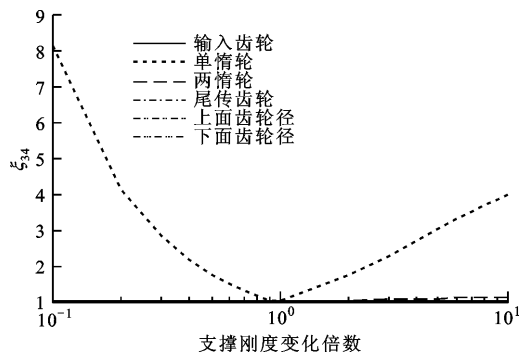


图 7 齿轮支撑刚度对两惰轮支路动态均载性能的影响

无载荷的条件下发生位移,减少该支路所分配载荷。由图 8 可知:输入齿轮处上支路无载传动误差越大,输入齿轮处上、下两路的均载系数 ξ_{67} 越小,均载性能越好;输入齿轮处下支路、惰轮支路及尾传齿轮支路无载传动误差越大,均载系数 ξ_{67} 越大,均载性能越差;输入齿轮处上、下两路无载传动误差对均载系数 ξ_{67} 影响最大, ξ_{67} 在 1.30 上下变化,幅值达 0.2。

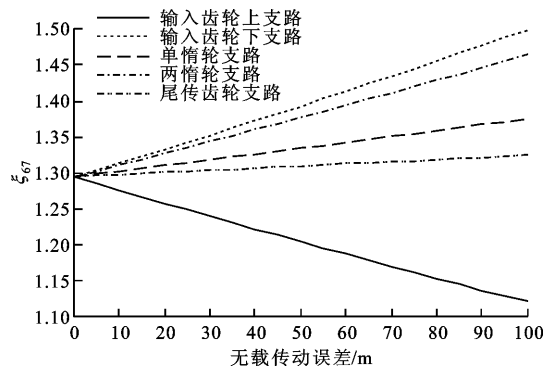


图 8 无载传动误差对输入齿轮处上、下两路动态均载性能的影响

图 9 给出了各支路无载传动误差对两惰轮支路动态均载性能的影响。由图 9 可知:输入齿轮处上下支路、尾传齿轮支路无载传动误差对惰轮 3、惰轮 4 两支路均载系数 ξ_{34} 无影响,这是因为只有两惰轮

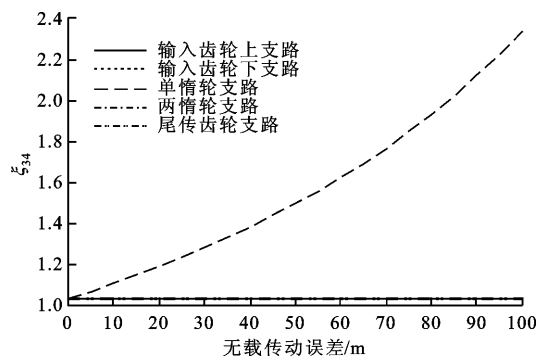


图 9 无载传动误差对两惰轮支路动态均载性能的影响

支路的无载传动误差参数才有可能影响其载荷分配;当其中一个惰轮支路无载传动误差增加时,均载系数 ξ_{34} 急剧增加,均载性能迅速变差;当两惰轮支路无载传动误差同步变化时,均载系数 ξ_{34} 保持不变。

6 结 论

本文分析了同轴面齿轮分扭传动中的载荷分配不均问题,基于变形协调基本原理,分析了载荷分配过程,揭示了影响载荷分配的关键因素。采用集中质量法建立了同轴面齿轮分扭传动动力学模型,基于动态啮合力的求解计算了系统均载系数,分析了系统支撑刚度及无载传动误差对均载性能的影响。基于以上计算分析,得到如下结论:

(1)影响同轴面齿轮分扭传动均载的本质因素是各支路的刚度与无载传动误差参数;

(2)减小输入齿轮支撑刚度,增加下端面齿轮、惰轮及尾传齿轮支撑刚度,有助于改善输入齿轮处上、下两支路间的均载性能;

(3)在一定范围内,增加输入齿轮处上支路无载传动误差或减小输入齿轮处下支路、惰轮支路及尾传齿轮支路无载传动误差,均有助于改善输入齿轮处上下两支路的均载性能;

(4)为保证两惰轮支路均载,两惰轮支路的刚度、误差参数应保持一致。

参考文献:

- [1] 盛伟,王利霞,冯占荣,等. 弧线齿面齿轮齿面几何设计及径向齿宽特性[J]. 航空动力学报, 2019, 34(4): 796-803.
SHENG Wei, WANG Lixia, FENG Zhanrong, et al. Geometrical design of tooth surface and characteristics of radial tooth width for face gear with arc tooth[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(4): 796-803.
- [2] 明兴祖,方曙光,王红阳. 面齿轮磨削齿面齿形误差修正[J]. 中国机械工程, 2018, 29(17): 2031-2037.
MING Xingzu, FANG Shuguang, WANG Hongyang. Tooth surface form error correction for face gear grinding[J]. China Mechanical Engineering, 2018, 29(17): 2031-2037.
- [3] LITVIN F L, PEREZ I G, FUENTES A, et al. Design, generation and stress analysis of face-gear drive with helical pinion[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2005, 194(36): 3870-3901.
- [4] 林腾蛟,冉雄涛. 正交面齿轮传动非线性振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2012, 31(2): 25-31.

- LIN Tengjiao, RAN Xiongtao. Nonlinear vibration characteristic analysis of a face-gear drive[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(2): 25-31.
- [5] LIU Dawei, GU Dandan, LIU Zhijia. Coupled vibration modeling and dynamic characteristics of noncircular face gear drive system with time-varying instantaneous center excitation[J]. Archive Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 233(14): 4947-4959.
- [6] LITVIN F L, WANG J C, BOSSLER R B, et al. Application of face-gear drives in helicopter transmissions[J]. Journal of Mechanical Design, 1994, 116(3): 672-676.
- [7] HEATH G F, SLAUGHTER S C, FISHER D J, et al. Helical face gear development under the enhanced rotorcraft drive system program[C]// Proceedings of the 67th American Helicopter Society International Annual Forum. Alexandria, VA, USA: American Helicopter Society, 2011: 1-20.
- [8] FILLER R R, HEATH G F, SLAUGHTER S C, et al. Torque splitting by a concentric face gear transmission[C]// Proceedings of the 58th American Helicopter Society International Annual Forum. Alexandria, VA, USA: American Helicopter Society, 2002: 1-17.
- [9] HANDSCHUH R F, LEWICKI D G, HEATH G F, et al. Experimental evaluation of face gears for aerospace drive system applications[J]. NASA Technical Memorandum, 1996: 107227.
- [10] 陈广艳,陈国定,李永祥,等. 含有面齿轮的传动系统动态响应特性研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(10): 239-244.
CHEN Guangyan, CHEN Guoding, LI Yongxiang, et al. Dynamic response analysis of gear drive with face-gears[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(10): 239-244.
- [11] 李晓贞,朱如鹏,李政民卿,等. 齿面摩擦对面齿轮传动系统振动特性的影响分析[J]. 振动工程学报, 2014, 27(4): 583-588.
LI Xiaozhen, ZHU Rupeng, LI Zhengminqing, et al. Analysis of the influence of tooth friction on the vibration characteristics of face gear transmission system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2014, 27(4): 583-588.
- [12] 彭先龙,张乐. 面齿轮功率分支传动系统的转矩分配研究[J]. 机械传动, 2016, 40(11): 117-122.
PENG Xianlong, ZHANG Le. Study on torque distribution of torque split transmission system of face gear

- [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2016, 40(11): 117-122.
- [13] 赵宁, 王锐锋, 贾清健. 面齿轮分扭传动系统均载研究 [J]. 机械传动, 2013, 37(12): 5-8.
ZHAO Ning, WANG Ruifeng, JIA Qingjian, Study on the load sharing of face gear split torque transmission system [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2013, 37(12): 5-8.
- [14] CHUN H, FILLER R R, TAN J. Analytical determination of load distribution in a statically indeterminate face gear transmission [C]// Proceedings of the AHS International 62nd Annual Forum. Alexandria, VA, USA: American Helicopter Society, 2006: 680-686.
- [15] HEATH G F, FILLER R R, TAN J. Development of face gear technology for industrial and aerospace power transmission: NASA/CR-2002-211320 [R]. Mesa, AZ, USA: The Boeing Company, 2002: 14-78.
- [16] DONG Jianxiong, TANG Jinyuan, HU Zehua. Investigation of assembly, power direction and load sharing in concentric face gear split-torque transmission system [J]. Meccanica, 2019, 54(15): 2485-2506.
- [17] ZHAO Ning, LI Wang, HU Tao, et al. Quasistatic load sharing behaviours of concentric torque-split face gear transmission with flexible face gear [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2018, 2018: 1-12.
- [18] 付晨曦. 直升机齿轮分扭传动主减速器动态特性与均载特性研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2016: 64-65.
- [19] 莫帅, 岳宗享, 冯志友, 等. 面齿轮分扭传动系统动力学均载特性研究 [J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2020, 48(2): 23-28.
MO Shuai, YUE Zhongxiang, FENG Ziyu, et al. Analytical investigation on load-sharing characteristics for multi-power face gear split flow system [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2020, 48(2): 23-28.
- [本刊相关文献链接]
- 蒋进科, 刘钊, 刘红梅. 齿面磨损最小直齿锥齿轮 Ease-off 修形设计与分析. 2020, 54(6): 99-106. [doi: 10. 7652/xjtuxb202006013]
- 王成龙, 周建星, 孙文磊, 等. 行星齿轮传动柔性齿圈齿根动应力计算及光纤光栅检测方法. 2020, 54(6): 122-132. [doi: 10. 7652/xjtuxb202006016]
- 王靖岳, 李建刚, 王浩天. 采用改进多点最优最小熵反褶积的齿轮箱复合故障特征提取. 2020, 54(5): 70-77. [doi: 10. 7652/xjtuxb202005010]
- 姚斌, 卢杰, 蔡志钦, 等. 螺杆转子成形磨削用砂轮廓形的包络-像素设计方法. 2020, 54(2): 16-23. [doi: 10. 7652/xjtuxb202002003]
- 陈保家, 黄伟, 李立军, 等. 最大重叠离散小波包变换边际谱特征在齿轮故障诊断中的应用. 2020, 54(2): 35-42. [doi: 10. 7652/xjtuxb202002005]
- 刘振, 孔德同, 赵明, 等. 裂纹损伤行星轮系的编码器信号响应特性. 2020, 54(2): 43-50. [doi: 10. 7652/xjtuxb202002006]
- 吴静然, 丁恩杰, 崔冉, 等. 采用多尺度注意力机制的旋转机械故障诊断方法. 2020, 54(2): 51-58. [doi: 10. 7652/xjtuxb202002007]
- 张西宁, 周融通, 郭清林, 等. 局部倒频谱编辑方法及其在齿轮箱微弱轴承故障特征提取中的应用. 2019, 53(12): 1-9. [doi: 10. 7652/xjtuxb201912001]
- 张宁, 张英杰, 李阳帆. 考虑齿轮形变的谐波减速器齿廓优化方法. 2019, 53(12): 31-37. [doi: 10. 7652/xjtuxb201912005]
- 姜歌东, 王爽, 梅雪松, 等. 谐波齿轮传动双圆弧齿形双向共轭设计方法. 2019, 53(8): 8-14. [doi: 10. 7652/xjtuxb201908002]
- 胡升阳, 方宗德. 行星传动均载及动载系数定义改进与分析. 2019, 53(8): 40-46. [doi: 10. 7652/xjtuxb201908006]
- 何小高, 张庆, 贾林山, 等. 变速重载设备齿轮箱轴承故障的改进阶次包络分析方法. 2019, 53(8): 98-106. [doi: 10. 7652/xjtuxb201908013]
- 彭山东, 丁撼, 唐进元. 改进的 6σ 设计的螺旋锥齿轮加工参数反调修正方法. 2019, 53(6): 35-43. [doi: 10. 7652/xjtuxb201906006]
- 蒋进科, 方宗德, 刘钊. Ease-off 拓扑修形准双曲面齿轮齿面多目标优化设计方法. 2019, 53(6): 44-53. [doi: 10. 7652/xjtuxb201906007]
- 徐兴, 徐新铮, 王峰, 等. 新型双电机行星耦合 PHEV 多目标补偿能量优化策略研究. 2019, 53(3): 125-134. [doi: 10. 7652/xjtuxb201903018]
- 王凯, 付敏, 王珏翎. 滚子包络端面啮合蜗杆传动的啮合性能分析. 2019, 53(3): 135-142. [doi: 10. 7652/xjtuxb201903019]
- 邹创, 陶涛, 姜歌东, 等. 考虑力学特性的谐波齿轮啮合参数优化方法. 2019, 53(2): 16-23. [doi: 10. 7652/xjtuxb201902003]
- 张西金, 方宗德, 郭芳, 等. 混合弹流润滑修形斜齿轮齿面摩擦功率损耗. 2019, 53(1): 11-17. [doi: 10. 7652/xjtuxb201901002]
- 付学中, 方宗德, 崔艳梅, 等. 面齿轮传动全齿面闪温分布与抗胶合修形优化. 2018, 52(11): 120-126. [doi: 10. 7652/xjtuxb201811018]
- 刘超, 方宗德. 复杂机械装配体的响应面优化设计方法. 2018, 52(9): 28-36. [doi: 10. 7652/xjtuxb201809004]

(编辑 武红江)