

行星齿轮传动的齿面动态磨损特性

张荣华, 曹莉, 周建星, 海几哲, 孙占飞, 贾吉帅

(新疆大学机械工程学院, 830047, 乌鲁木齐)

摘要: 针对动态载荷下行星齿轮传动系统齿面磨损问题, 考虑了时变啮合刚度和齿廓磨损误差激励的影响, 应用势能法求解齿廓磨损情况下的齿轮副啮合刚度, 采用集中参数法建立了平移-扭转多自由度齿轮动力学模型, 通过 Newmar $k-\beta$ 时域积分法求解动态啮合力, 基于变形协调原理确定齿间载荷分配系数, 依据赫兹接触理论确定齿面接触压力分布, 采用有限元方法等转角度离散齿面, 基于 Archard 磨损公式建立了行星齿轮传动系统动态磨损数值仿真模型。通过算例, 分析了不同磨损程度的啮合齿面接触压力分布, 探讨了负载转矩和磨损次数对磨损的影响以及磨损深度与齿轮系统啮合刚度间的关系。仿真结果表明: 磨损后双齿啮合区齿面压力呈“ $\wedge$ ”形分布; 磨损速率与负载转矩呈正比映射关系, 与磨损次数呈指数映射关系; 啮合刚度与最大磨损深度呈一次函数关系。该研究结果对行星齿轮传动系统的齿廓修形设计及减磨延寿具有一定的参考意义。

关键词: 行星齿轮传动; 接触压力; 齿面磨损; 时变啮合刚度

中图分类号: TH132 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202108006 **文章编号:** 0253-987X(2021)08-0042-08



OSID 码

Dynamic Tooth Surface Wear Characteristics of Planetary Gear Transmission

ZHANG Ronghua, CAO Li, ZHOU Jianxing, HAI Jizhe, SUN Zhanfei, JIA Jishuai

(School of Mechanical Engineering, Xinjiang University, Urumqi 830047, China)

Abstract: A new numerical simulation model is proposed to reveal tooth surface wear characteristics of planetary gear transmission system under dynamic load. Following Archard wear formula and considering the influence of time-varying meshing stiffness and tooth profile wear error excitation, a translation-torsion multi-degree of freedom gear dynamic model is established with lumped parameter method. The meshing stiffness of gear pair with tooth profile wear is solved with potential energy method, and the dynamic meshing force is calculated by Newmar $k-\beta$ time domain integration. The load distribution coefficient between teeth is determined according to the deformation coordination principle, the contact pressure distribution on the tooth surface is obtained, and the contact pressure distribution of meshing tooth surface with different wear degree is numerically analyzed. The influence of load torque and wear times on wear and the relationship between wear amount and meshing stiffness of the gear system are discussed. The simulation results show that after wear, the distribution of tooth surface pressure in the meshing area of double teeth is in shape of “ $\wedge$ ”; the wear rate is proportional to the load

收稿日期: 2020-12-15。 作者简介: 张荣华(1995—),男,硕士生;曹莉(通信作者),女,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51665054);“天池博士计划”科研基金资助项目(tcbs201924);国家自然科学基金青年基金资助项目(XJEDU 2021Y013)。

网络出版时间: 2021-04-29

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20210428.1647.002.html>

torque and exponentially mapped with the wear times; the meshing stiffness linearly depends on the maximum wear amount. This research provides a reference for tooth profile modification design, wear reduction and work-life extension of planetary gear transmission system.

Keywords: planetary gear transmission; contact pressure; tooth surface wear; meshing stiffness

行星齿轮传动系统因其体积紧凑、效率高、工作平稳等特点而广泛应用于风力发电、航空、能源机械等领域。在负载下齿面不可避免地产生磨损,不断的磨损累积将诱发接触恶化,不仅影响系统的运行平稳性,而且严重缩短使用寿命。因此,研究行星齿轮传动的齿面动态磨损特性,对行星传动系统减磨延寿设计具有重大的工程意义。

国内外学者对齿轮磨损开展了大量的研究,由于磨损机理复杂,还未有完全适用的理论公式,Archard 黏着磨损公式被广泛应用。采用此公式时,其间的主要区别在于对公式中法向接触力求取方法。Flodin 等基于简化的 Winkler 模型,建立了静载荷下直齿轮的轻微磨损预测模型^[1];Wu 等将直齿轮副的啮合等效为两圆柱体的接触,建立滑动磨损模型,推导了齿轮磨损计算公式,计算了恒定载荷作用下的齿面磨损^[2];Mert 等采用 Archard 公式确定了内齿轮的磨损量^[3]。张俊等研究了准静态下直齿轮啮合偏差和微观齿廓修形对齿面磨损量的影响^[4]。实际运行中,齿轮系统传动中磨损与啮合力相互影响,准静态磨损对其耦合作用及啮合冲击考虑不足^[5]。

动载荷下的齿面磨损与实际情况更为接近。Ellen 等基于动态接触压力分析了齿轮表面和润滑剂相互作用对轻度磨损的影响^[6];Ding 提出了考虑时变磨损系数的轮齿磨损评估模型^[7],Wojnarowski 引入齿轮动力学模型,研究了齿面磨损对直齿轮动力学特性的影响^[8];Osman 等根据齿轮副动力学模型计算动态啮合力,预测了宽齿面直、斜齿轮的齿面磨损,分析了齿面磨损和动力学特性之间的映射关系^[9];Bajpai 等基于三维有限元接触分析建立了斜齿轮副磨损模型,计算了平行轴斜齿圆柱齿轮的磨损深度,分析了齿廓偏差对磨损深度的影响^[10];王晓筭等将齿面磨损模型和含齿侧间隙、内部误差及时变啮合刚度的三自由度齿轮系统动力学模型相结合,分析了磨损对系统非线性动态特性的影响^[11]。Brandao 等研究了载荷对磨损系数的影响^[12]。上述研究主要建立简单的外啮合单级齿轮副的动力学模型,对含有内啮合的行星齿轮传动系统磨损的研究较少。而内啮合的齿圈与行星轮对齿

面压力分布呈现出与外啮合情况不同的分布规律。此外,行星轮齿面分别与中心轮、齿圈交替磨损形成累积接触误差,同时该误差反映到与其啮合的太阳轮及齿圈间的啮合位置误差。Liang 等的综述工作系统地总结了包括齿轮磨损、点蚀、剥落和裂纹的齿轮箱故障的动力学建模,并表明时变啮合刚度是一个重要的激励并能导出动态响应的特征^[13]。Chen 和 Ma 研究了齿廓修形和齿形误差对啮合刚度的影响,为评价齿面磨损对时变啮合刚度的影响提供了一种新的分析方法^[14-17]。

本文以行星齿轮传动系统为研究对象,引入了考虑综合磨损误差的行星齿轮传动系统平移-扭转动力学模型,采用 Archard 公式,建立了基于齿轮系统参数可快速准确计算动态磨损的数学模型,分析了不同负载下传动系统的动态磨损特性,探究了系统磨损后的啮合刚度的变化规律。

1 传动系统动力学模型

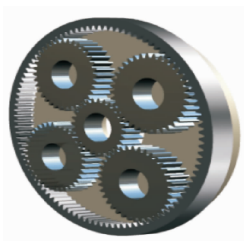
采用 UG·NX 软件建立了某行星齿轮系统三维模型,如图 1a 所示,其中内齿圈固定,太阳轮、行星架分别为系统输入端、输出端,行星轮用轴承支撑,结构如图 1b 所示。齿轮的转动惯量、质量等基本参数可由实体造型得出,如表 1 所示。

表 1 齿轮参数
Table 1 The parameters of gear

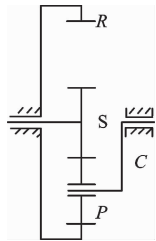
参数	数值		
	太阳轮	行星轮	内齿圈
齿数	28	36	100
模数/mm	2	2	2
压力角/(°)	20	20	20
齿宽/mm	10	10	10
质量/kg	2.7	2.5	5.3
转动惯量/(kg·m ²)	0.008	0.007	0.178
弹性模量/MPa	206 000	206 000	206 000
泊松比		0.3	
齿面硬度(HBS)		278	

1.1 行星齿轮啮合单元

齿面磨损导致齿廓参数改变,同时该磨损误差反映到其啮合的位置误差。将齿等效为弹簧,如图 2



(a)行星齿轮系统三维模型



(b)系统结构简图

图1 行星齿轮传动系统模型

Fig. 1 Model of planetary gear transmission system

所示。在正常工作周期中,齿面磨损深度很小,可忽略对重合度的影响,那么有

$$\left. \begin{aligned} e^i(t) &= e_{pi}^i + e_{gi}^i \\ \delta_1 + e^1(t) &= \delta_2 + e^2(t) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: e_{gi}^i 、 e_{pi}^i 为齿廓磨损误差(初始值取为0,位置见图2); δ_i 为两接触面啮合线方向形变量(其中 $i=1, 2$)。

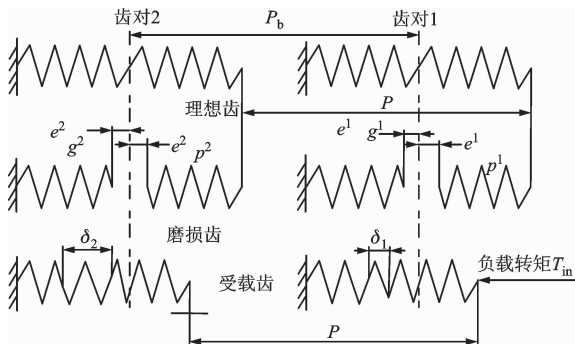


图2 含磨损误差的双齿啮合简图

Fig. 2 Sketch of double tooth meshing with wear error

综合考虑磨损误差,将齿轮副位置误差向啮合线方向投影,得到接触啮合线相对形变量为

$$\left\{ \begin{aligned} e(t) &= \begin{cases} e^1(t), & i=1 \\ e^1(t) - e^2(t), & i=2 \end{cases} \\ \delta_{qp} &= (x_q - x_p)\sin\alpha + (y_q - y_p)\cos\alpha + \\ &\quad (\theta_q r_q \pm \theta_p r_p) + e(t) \end{aligned} \right. \quad (2)$$

式中: α 为啮合角; $e(t)$ 为齿廓间隙误差(初始值取为零); r_q 为主动轮基圆半径; r_p 为从动基圆半径(内啮合取“—”,外啮合取“+”); δ_{qp} 为啮合线方向综合形变量。假定磨损后齿轮间啮合作用仍然沿着理论啮合线方向,齿轮啮合力为

$$F_{qpi} = k_{mi}\delta_{qpi} \quad (3)$$

式中: k_{mi} 为啮合刚度; δ_{qpi} 为两质体接触面啮合线方向相对形变量。

啮合刚度采用势能法计算

$$\left. \begin{aligned} U &= \frac{F^2}{2k} = U_h + \sum_{i=1}^2 (U_{ai} + U_{bi} + U_{si}) = \\ &\quad \frac{F^2}{2} \left(\frac{1}{k_h} + \sum_{i=1}^2 \left(\frac{1}{k_{ai}} + \frac{1}{k_{bi}} + \frac{1}{k_{si}} \right) \right) \\ U_h &= F^2 / (2k_h) \\ U_b &= \frac{F^2}{2k_b} = \int_0^d \frac{[F_b(d-x) - F_a h_x]^2}{2EI_x} dx \\ U_s &= \frac{F^2}{2k_s} = \int_0^d \frac{1}{2GA_x} dx \\ U_a &= \frac{F^2}{2k_a} = \int_0^d \frac{F_a^2}{2EA_x} dx \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: U_h 为赫兹接触能; U_b 为弯曲势能; U_a 为轴向压缩变形能; U_s 为剪切变形能; k_h 为赫兹接触刚度; k_b 为弯曲刚度; k_a 为轴向压缩变形刚度; k_s 为剪切变形刚度; E 和 G 分别为弹性模量和剪切模量; I_x 和 A_x 为到齿根距离为 x 的截面的面积矩和惯性面积; h_x 为半齿厚; d 为啮合点和齿根截面之间的距离; F_b 和 F_a 为压载 F 的正交分量。

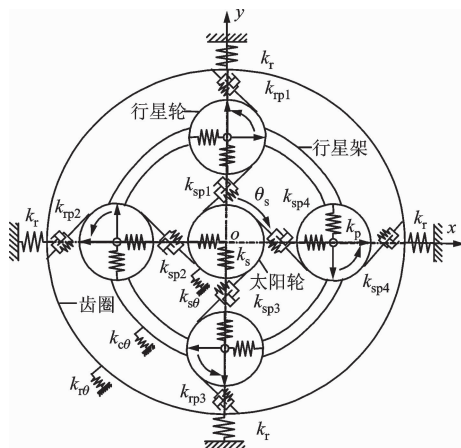
齿轮磨损时,齿轮参数中仅转动惯量 I_x 、极惯性矩 A_x 、半齿厚 h_x 发生变化。根据文献[19],接触刚度更为精确的表达式为

$$k_h = \frac{\pi E b}{4(1-\nu^2)} \left(\ln \frac{\sqrt{4h_1 h_2}}{a_H} - \frac{\nu}{2-2\nu} \right)^{-1} \quad (5)$$

式中: h_1 、 h_2 分别为两啮合齿轮的对称线与载荷作用线的交点到载荷作用点的距离。

因此,考虑磨损后的啮合刚度为

$$k = \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{k_{hi}} + \frac{1}{k_{awi}} + \frac{1}{k_{bwi}} + \frac{1}{k_{swi}} + \frac{1}{k_{fi}} \right)^{-1} \quad (6)$$



k_s 、 k_p 、 k_r —太阳轮、行星轮、齿圈支撑刚度; k_{spi} 、 k_{rpi} —行星轮/太阳轮、内齿圈/行星轮间啮合刚度(其中 $i=1, 2, 3, 4$);
 k_{s0} 、 k_{s9} 、 k_{r0} 、 k_{r9} —太阳轮、行星架、齿圈扭转刚度。

图3 传动系统动力学分析模型

Fig. 3 Dynamic model of planetary gear transmission system

1.2 系统动力学模型

行星传动系统动力学分析模型如图 3 所示,太阳轮中心作为坐标系中心 o , x 、 y 轴方向如图所示。

根据牛顿动力学理论,系统振动微分方程如下

$$\left. \begin{aligned} m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s - \sum_{i=1}^4 F_{spi} + k_s x_s &= 0 \\ m_s \ddot{y}_s + c_s \dot{y}_s + \sum_{i=1}^4 F_{spi} + k_s y_s &= 0 \\ m_{spi} \ddot{u}_s + c_{\theta} \dot{u}_s + \sum_{i=1}^4 F_{spi} + k_{\theta} u_s &= \frac{T_{in}}{r_s} \\ m_{pi} \ddot{x}_i - k_{pi} \delta_{pir} - F_{spi} \sin \alpha + F_{rpi} \sin \alpha &= 0 \\ m_{pi} \ddot{y}_i - k_{pi} \delta_{piy} - F_{spi} \cos \alpha - F_{rpi} \cos \alpha &= 0 \\ m_{eq, pi} \ddot{u}_i - F_{rpi} + F_{spi} &= 0 \\ m_{eqc} \ddot{u}_c + \sum_{i=1}^4 (c_{pi} \dot{\delta}_{cpiy} + k_{pi} \delta_{cpiy}) + c_{cu} \dot{u}_c + \\ k_{cu} u_c &= -\frac{T_{out}}{r_c} \\ m_r \ddot{x}_r + c_r \dot{x}_r - \sum_{i=1}^4 F_{rpi} \cos \varphi_{rpi} + k_r x_r &= 0 \\ m_r \ddot{y}_r + c_r \dot{y}_r + \sum_{i=1}^4 F_{rpi} \sin \varphi_{rpi} + k_r y_r &= 0 \\ m_{rpi} \ddot{u}_r + c_{r\theta} \dot{u}_r + \sum_{i=1}^4 F_{rpi} + k_{r\theta} u_r &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中: m_{spi} 为第 i 个行星轮的等效质量; m_s 为太阳轮质量; m_{pi} 为行星轮质量; m_r 为内齿圈质量; $u_s = \theta_s r_s$; $u_{pi} = \theta_{pi} r_{pi}$; $\bar{m}_s = I_s / R^2$; $\bar{m}_g = I_{pi} / R_{pi}^2$; $m_{spi} = \bar{m}_s \bar{m}_{pi} / (\bar{m}_s + \bar{m}_{pi})$ 。

2 行星齿轮动态磨损模型

2.1 行星齿轮动态磨损模型

在行星齿轮传动系统中,太阳轮与齿圈单边磨损,行星轮经历太阳轮和齿圈交替接触磨损,齿面的实际磨损在齿廓法向呈非均匀分布,同时行星齿轮传动系统中轴短而刚度大,不易产生偏载,在齿宽方向上几乎均匀磨损。因行星系统绝大多数工作状态处于材料弹性范围内,定义磨损量为试件在材料弹性范围内其体积的减小量。故而以切向磨损深度量化沿齿廓线不同位置齿面磨损量,如图 4 所示。

行星齿轮传动大多在高速重载工况中应用,在重载工况条件下行星齿轮传动系统齿面主要发生胶合,偶有少量材料脱落,采用适用于黏着磨损理论中的 Archard 磨损公式计算磨损

$$\frac{V}{S} = K \frac{W}{H} \quad (8)$$

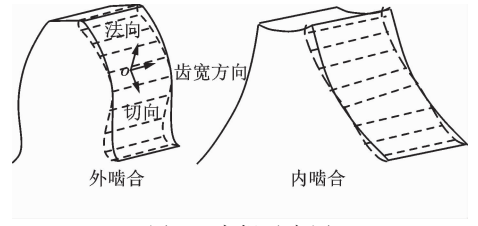


图 4 磨损示意图

Fig. 4 Gear wear model

式中: V 为磨损体积; S 为磨损滑移距离; W 为法向载荷; K 为磨损系数; H 为接触材料硬度。

通过接触分析可获得齿面的压力分布,将齿廓按啮合角等角度离散,得到齿面压力和啮合角之间的函数关系。文献[20]通过实验验证了齿轮相似粗糙度和硬度的无量纲磨损系数 k 在材料和工况确定时为定值,此处取 5×10^{-18} 。由此结合啮合处的相对滑动距离 S ,并定义齿与齿间从开始接触摩擦到本次接触摩擦完成为一次磨损,有效单次磨损深度为其阶段的平均磨损深度。 n 次动态磨损后的各齿廓离散位置的磨损深度为

$$h_n(t) = h_{(n-1)}(t) + k p_n(t) s_n(t) \quad (9)$$

式中: h_n 为第 n 次磨损后磨损深度; p_n 为第 $n-1$ 次磨损后接触压力; k 为无量纲磨损系数; s_n 为第 $n-1$ 次磨损后相对滑动距离, $s_i = 2a_H(1 - u_2/u_1)$; $u_i = \omega R_i$ 。

由于磨损深度小于 $1 \mu\text{m}$ 时齿面的压力几乎不变,设定重构阈值为 $1 \mu\text{m}$ 。在此基础上,为了加快迭代速度,改进了磨损深度的累计方式,将累计步长设定为重构阈值次数的 $1/10$ 。因此,基于行星齿轮参数和确定工况下的齿轮动态磨损计算可分为两步:先依据负载工况(多组输入转矩 $300 \sim 700 \text{ N} \cdot \text{m}$)、齿轮参数、材料等,分别对接触压力、相对滑移距离和磨损系数的求解;再根据改进的磨损深度累计方式进行迭代计算,从而快速计算齿面磨损深度。根据上述分析,可得出齿面磨损的流程,如图 5 所示。

2.2 齿面接触压力分析

齿轮传动是单双齿交替啮合的过程,双齿啮合时载荷分配相对复杂,又因磨损导致齿间间隙时刻改变,增加了载荷的分配难度。将双齿啮合简化为两个无阻尼弹簧,得到如下关系

$$\left. \begin{aligned} F_t &= F_{t1} + F_{t2} = k_{t1}(\delta_{t1} + e_{t1}) + k_{t2}(\delta_{t2} + e_{t2}) \\ e_{t1} &= h_{1(y)} - h_{2(y)} \\ e_{t2} &= h_{1(y+p_b)} - h_{2(y+p_b)} \\ y_i &= R_{bi}(\tan \varphi - \tan \alpha_{i1}) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中: F_{ti} 为第 i 对齿的实际载荷(其中 $i=1,2$); k_{ti} 为

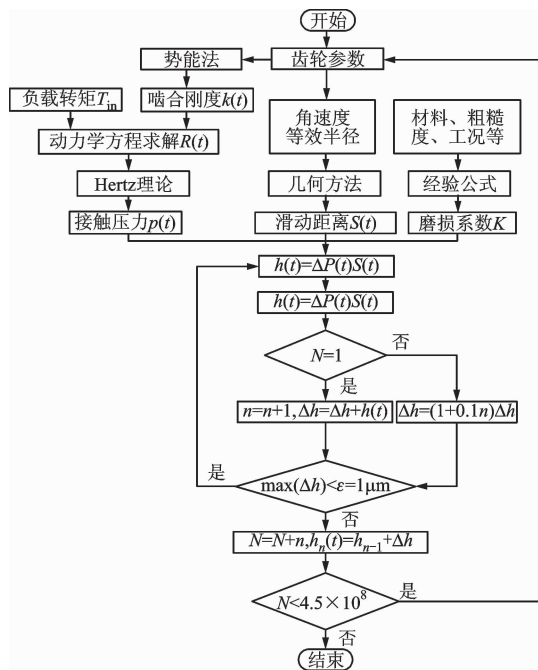


图5 齿面磨损流程图

Fig. 5 Gear wear flow chart

第 i 对齿的啮合刚度; h_i 为第 i 对齿的磨损累积量; p_b 为齿距; y_i 为啮合点 i 到节点的距离^[21]。

依据变形协调原理考虑齿面磨损时的载荷分配系数 ζ 为

$$\zeta = \frac{F_{t1}}{F_t} = \frac{k_{t1}}{k_{t1} + k_{t2}} + \frac{k_{t2} k_{t2}}{k_{t1} + k_{t2}} \frac{e}{F_t} \quad (11)$$

$$e = |e_{t1} - e_{t2}|$$

啮合力即为接触面的法向载荷,采用 Hertz 接触分析得到齿面压力。齿轮啮合接触在理论上为线接触,受载而发生变形,因此近似采用矩形面接触。假定摩擦因素不变,可得到啮合齿面接触压力

$$\left. \begin{aligned} p &= \frac{2F_t}{\pi a_H} \\ a_H &= \sqrt{\frac{4F_t R^*}{\pi E^*}} \\ R_i &= R_{bi} \sin \alpha_i - y_i \\ E^* &= 1 / \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \\ R^* &= \sqrt{\frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

式中: p 为最大接触压力; a_H 为赫兹接触半宽; R^* 为综合曲率半径(内啮合取“—”,外啮合取“+”); R_b 为基圆半径; α 为啮合处压力角; F_t 为啮合力; φ 为压力角; E_1 、 E_2 为弹性模量; ν_1 、 ν_2 为泊松比。

3 计算结果及分析

3.1 传动系统动态啮合力和齿面接触压力

计算了转速相同、转矩不同时的啮合力。限于篇幅,在此仅给出转速为 $3000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 、转矩为 600 、 $700 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时行星轮与齿圈动态啮合力分布,如图 6 所示。从中可以看出:由于齿轮单双齿周期性交替啮合传动,啮合力呈周期性变化;转矩为 $700 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时理论静态啮合力为 3040.5 N ,波动幅值为 80 N ;转矩为 $600 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时波动幅值为 60 N ,波动幅值随着输入转矩的增加而增大。

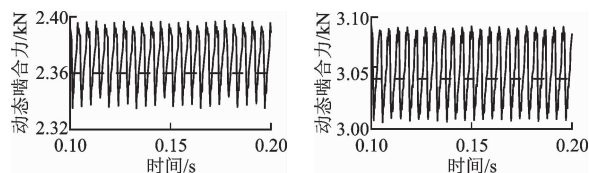
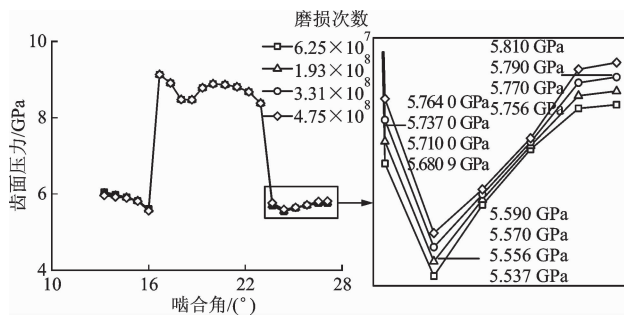
(a) 转矩为 $600 \text{ N} \cdot \text{m}$ (b) 转矩为 $700 \text{ N} \cdot \text{m}$

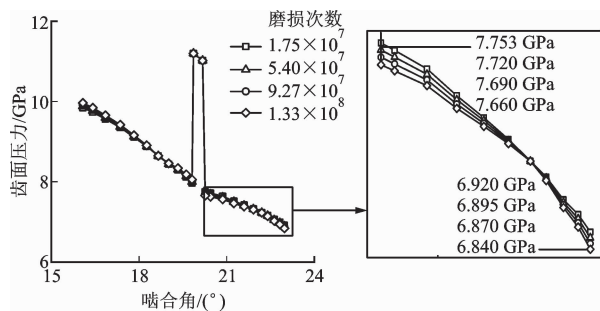
图6 行星轮/齿圈对动态啮合力

Fig. 6 Planet/ring gear pair mesh dynamics

齿面磨损不断累积,齿间间隙连续改变,齿面接触压力分布发生变化。不同磨损次数下齿面接触压力分布如图 7 所示。从图中可得到:单齿啮合区齿面接触压力较大,不同磨损次数下齿面接触压力呈小幅波动。太阳轮/行星轮在双齿啮合区齿面接触



(a) 太阳轮/行星轮



(b) 行星轮/齿圈

图7 不同磨损次数下啮合角对应的齿面压力

Fig. 7 Match of mesh angle and press on wear times

压力较小并呈“Λ”形分布,行星轮/齿圈双齿啮合区齿面接触压力由于曲率差值较大且呈倾斜分布,齿根处最大。内啮合接触压力分布趋势与文献[3]对应,由此可知该论文方法正确与可行性。从图 7 可以看出:太阳轮/行星轮磨损次数 4.75×10^8 时的齿面接触压力较磨损次数为 6.25×10^7 时最大降低了 83.1 MPa;行星轮/齿圈磨损次数 1.33×10^8 时的齿面接触压力较磨损次数为 1.75×10^7 时降低了 93 MPa;此外,在啮入、啮出双齿区,齿面接触压力随着磨损次数的增加而降低。动态啮合力和磨损在齿根齿顶及单双齿交替位置较大,而对应位置压力变化显著,与理论分析一致,可确定该结论正确。

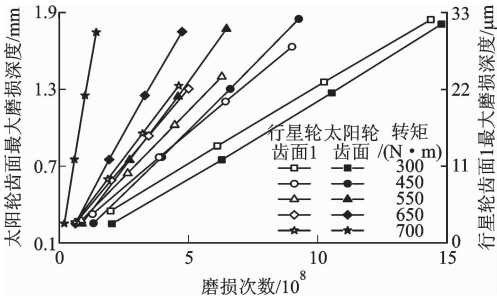
3.2 磨损次数和负载转矩对齿面磨损量的影响

在转速为 $3\,000\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 、转矩为 $700\text{ N} \cdot \text{m}$ 、不同磨损次数下,太阳轮/行星轮、行星轮/齿圈的齿面磨损曲线随啮合角的变化如图 8 所示。太阳轮啮合角 13.09° 、 20° 、 27.5° 分别对应齿轮齿根、节圆和齿顶,齿圈啮合角 16° 、 20° 、 23° 分别对应齿轮齿顶、节圆和齿根。可以知道:单齿啮合区太阳轮/行星轮、行星轮/齿圈的齿面磨损曲线基本呈“V”形分布,双齿啮合区保持着节圆两边的磨损变化趋势,交替处呈倾斜过渡。太阳轮和行星轮齿根处磨损深度最大,从齿根到节圆磨损曲线逐渐减小到 0,从节圆到齿顶磨损深度再从 0 逐渐增大。这是因为,太阳轮/行星轮在节圆处作纯滚动,滑移距离为 0,而齿根处压力相对较大。齿圈为内啮合,因此齿顶处磨

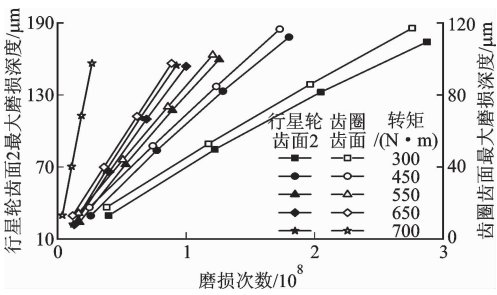
损深度最大,从齿顶到节圆磨损曲线逐渐减小到 0,从节圆到齿根磨损深度再从 0 逐渐增大。上述结论与文献[3,18]得到相同结论,可以间接证明本文结论的正确性和本文采用方法的有效性。但本文在其靠近齿根与齿顶位置的磨损变化趋势变缓,以及单双齿交替处磨损深度“垂直式”突变变缓。这与齿面压力分布变化趋势一一对应,因而可以说明结论正确。

随着磨损次数的增加太阳轮和行星轮齿根处磨损深度、齿圈齿顶处的磨损深度基本成倍增加;与齿圈啮合的行星轮的齿面磨损深度约为与太阳轮啮合时的磨损深度的 50%。同时,随着磨损次数的增加,在单双齿过渡处的变化差值逐渐增大。

在转速相同($3\,000\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$)、转矩不同(300 、 450 、 550 、 650 、 $700\text{ N} \cdot \text{m}$)时,磨损次数与最大磨损深度的关系如图 9 所示。从图中可以看出:最大磨损深度随着磨损次数增加呈线性增大,磨损速率(线段斜率表示磨损速率)随负载转矩增大而加快。



(a) 太阳轮与行星轮(与太阳轮啮合的面)



(b) 齿圈与行星轮(与齿圈啮合的面)

图 9 不同转矩下磨损次数对应的单次最大平均磨损深度
Fig. 9 Relation of wear times with maximum mean wear under torque

3.3 齿面磨损对啮合刚度的影响

在转速为 $3\,000\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 、为转矩 $700\text{ N} \cdot \text{m}$ 条件下,不同磨损次数的太阳轮/行星轮与齿圈/行星轮的时变啮合刚度与啮合角的变化如图 10 所示。从图中可以看出:齿面啮合刚度随磨损深度增加而

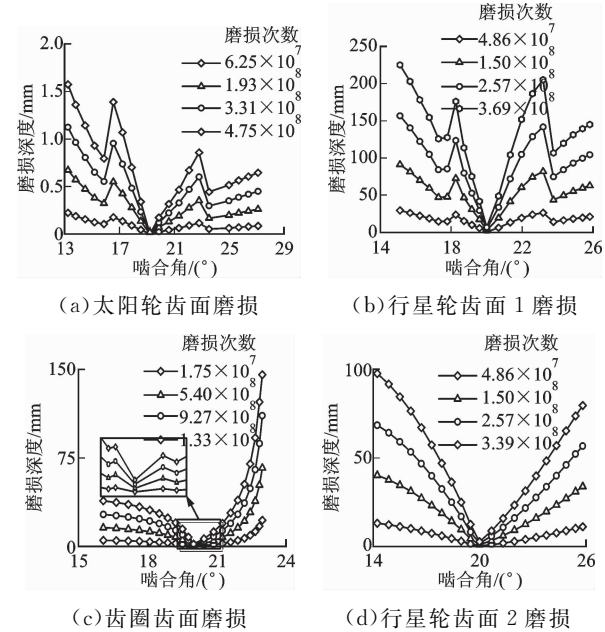
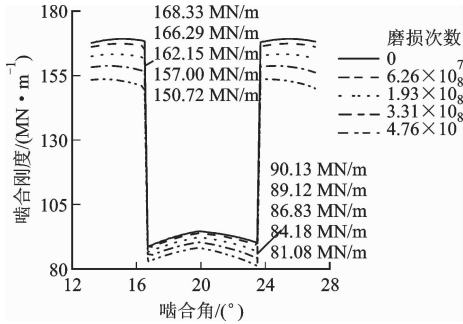
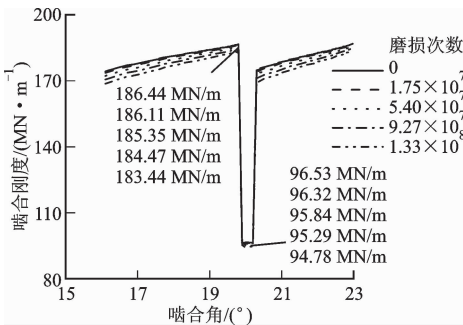


图 8 不同磨损次数下沿啮合角的齿面磨损深度
Fig. 8 Gear wear along mesh angle for various wear times

减小。当磨损 4.76×10^8 次时,在双齿啮合区太阳轮/行星轮的啮合刚度较无磨损时降低了 10.5%,磨损对单齿啮合区啮合刚度影响相对较小。为进一步讨论磨损深度与啮合刚度的关系,分析得到齿面最大磨损深度与时变啮合刚度的变化关系,如图 11 所示。可以看出,啮合刚度随最大磨损深度的增加逐渐降低,在合理范围内可近似采用一次函数关系进行表示,分别为 $y = -161.3x + 1.69$, $y = -234.3x + 1.88$ 。还可以看出,齿轮动态磨损过程中对齿轮啮合刚度有很大的影响。



(a) 太阳轮/行星轮



(b) 行星轮/齿圈

图 10 不同磨损次数下的齿轮副啮合刚度

Fig. 10 Mesh stiffness of pairs along mesh angle with wear

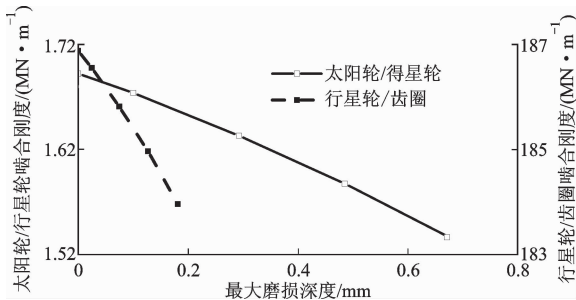


图 11 最大磨损深度下的齿对啮合刚度

Fig. 11 Mesh stiffness of gear pairs with maximum wear

4 结 论

本文考虑了齿廓磨损误差和时变啮合刚度激

励,建立了平移-扭转多自由度动力学模型求解动态啮合力。结合接触理论、黏着磨损理论,建立了行星齿轮传动系统的动态磨损模型,改进磨损累计方式缩短了计算时长,由此分析了传动系统的动态磨损规律,主要结论如下。

(1) 齿轮磨损后双齿啮合区齿面压力呈“Λ”形变化,在双齿啮合区磨损波动较大。

(2) 齿轮磨损深度沿啮合角在单齿啮合区呈“V”形非线性分布,双齿啮合区倾斜分布,交替处由于动态啮合力而“垂直式”突变改善。

(3) 磨损次数和负载转矩对磨损影响显著。随着磨损次数的增加,磨损深度基本成倍增加,磨损速率与负载转矩呈正比映射关系,与磨损次数呈指数映射关系。

(4) 齿轮最大磨损深度对啮合刚度影响较大,两者近似呈一次函数映射关系。

参考文献:

[1] FLODIN A, ANDERSSON S. Simulation of mild wear in helical gears [J]. Wear, 2000, 241(2): 123-128.

[2] WU Shifeng, CHENG H S. Sliding wear calculation in spur gears [J]. Journal of Tribology, 1993, 115(3): 493-500.

[3] TUNALIOĞLU M Ş, TUÇ B. Theoretical and experimental investigation of wear in internal gears [J]. Wear, 2014, 309(1/2): 208-215.

[4] 张俊, 卞世元, 鲁庆, 等. 准静态工况下渐开线直齿轮齿面磨损建模与分析 [J]. 机械工程学报, 2017, 53(5): 136-145.

ZHANG Jun, BIAN Shiyuan, LU Qing, et al. Quasi-static-model-based wear analysis of spur gears [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(5): 136-145.

[5] 周长江, 汪红兵, 雷玉英, 等. 齿轮磨损计算与测试方法及抑制技术 [J]. 北京工业大学学报, 2018, 44(7): 987-1000.

ZHOU Changjiang, WANG Hongbing, LEI Yuying, et al. Calculation and test method of gear wear and suppression technology [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2018, 44(7): 987-1000.

[6] BERGSETH E, OLOFSSON U, LEWIS R, et al. Effect of gear surface and lubricant interaction on mild wear [J]. Tribology Letters, 2012, 48(2): 183-200.

[7] DING Huaili. Dynamic wear models for gear systems [D]. Columbus, USA: The Ohio State University, 2007: 118-130.

- [8] WOJNAROWSKI J, ONISHCHENKO V. Tooth wear effects on spur gear dynamics [J]. Mechanism and Machine Theory, 2003, 38(2): 161-178.
- [9] OSMAN T, VELEX P. Static and dynamic simulations of mild abrasive wear in wide-faced solid spur and helical gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(6): 911-924.
- [10] BAJPAI P, KAHRAMAN A, ANDERSON N E. A surface wear prediction methodology for parallel-axis gear pairs [J]. Journal of Tribology, 2004, 126(3): 597-605.
- [11] 王晓笋, 巫世晶, 周旭辉, 等. 含磨损故障的齿轮传动系统非线性动力学特性 [J]. 振动与冲击, 2013, 32(16): 37-43.
- WANG Xiaosun, WU Shijing, ZHOU Xunhui, et al. Nonlinear dynamics analysis of gear transmission system with wear fault [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(16): 37-43.
- [12] BRANDÃO J A, CERQUEIRA P, SEABRA J H O, et al. Measurement of mean wear coefficient during gear tests under various operating conditions [J]. Tribology International, 2016, 102: 61-69.
- [13] LIANG Xihui, ZUO M J, FENG Zhipeng. Dynamic modeling of gearbox faults: a review [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 98: 852-876.
- [14] CHEN Zaigang, SHAO Yimin. Mesh stiffness calculation of a spur gear pair with tooth profile modification and tooth root crack [J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 62: 63-74.
- [15] CHEN Zaigang, SHAO Yimin. Dynamic features of planetary gear train with tooth errors [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2015, 229(10): 1769-1781.
- [16] MA Hui, ZENG Jin, FENG Ranjiao, et al. An improved analytical method for mesh stiffness calculation of spur gears with tip relief [J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 98: 64-80.
- [17] SUN Yanning, MA Hui, HUANGFU Yifan, et al. A revised time-varying mesh stiffness model of spur gear pairs with tooth modifications [J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 129: 261-278.
- [18] SHEN Zhixian, QIAO Baijie, YANG Laihao, et al. Evaluating the influence of tooth surface wear on TVMS of planetary gear set [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 136: 206-223.
- [19] CORNELL R W. Compliance and stress sensitivity of spur gear teeth [J]. Journal of Mechanical Design, 1981, 103(2): 447-459.
- [20] YUKSEL C, KAHRAMAN A. Dynamic tooth loads of planetary gear sets having tooth profile wear [J]. Mechanism and Machine Theory, 2004, 39(7): 695-715.
- [21] 朱丽莎, 向磊, 邹常青. 齿间动态载荷分配下的齿轮磨损分析 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(5): 75-80.
- ZHU Lisha, XIANG Lei, ZOU Changqing. Analysis of gear wear under dynamic load distribution between teeth [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(5): 75-80.

(编辑 杜秀杰 武红江)