

DOI: 10.7652/xjtuxb202002006

裂纹损伤行星轮系的编码器信号响应特性

刘振^{1,2,·}, 孔德同³, 赵明^{1,2}, 马志鹏^{1,2}

(1. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安; 2. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 3. 华电电力科学研究院有限公司, 310030, 杭州)

摘要: 为了探究齿轮裂纹损伤对行星轮系编码器信号的影响机理,以利用编码器信号对行星齿轮箱进行健康监测,通过动力学分析研究了在齿轮裂纹损伤影响下行星轮系编码器信号的响应特性,并建立了响应的模型。首先采用能量法推导了齿轮存在裂纹时的时变啮合刚度算法,并构建了扭转动力学模型,用于获取编码器信号;在此基础上,通过将行星轮裂纹时的啮合刚度代入构建的模型中,求解得到行星轮裂纹影响下的编码器响应信号,分析编码器信号中蕴含的扭转振动特征;最后根据模型进一步研究了不同裂纹损伤下的行星轮系编码器响应信号。在实验台上进行了验证,结果表明:当行星轮出现裂纹故障时,编码器响应信号中蕴含的扭转振动出现明显冲击特征;随着裂纹损伤程度增加,编码器响应信号中扭转振动的冲击特征逐渐增强,其均方根值与峭度值明显增加,可有效评估故障损伤程度。该研究结果可为编码器信号用于行星齿轮箱健康监测提供理论依据。

关键词: 行星轮系;编码器信号;动力学分析;时变啮合刚度;裂纹损伤

中图分类号: TH17 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2020)02-0043-08

Encoder Signal Response Characteristics of Planetary Gear Sets with Cracks

LIU Zhen^{1,2}, KONG Detong³, ZHAO Ming^{1,2}, MA Zhipeng^{1,2}

(1. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
3. Huadian Electric Power Research Institute Co. Ltd., Hangzhou 310030, China)

Abstract: Dynamic analysis is applied to study the response characteristics of the encoder signal of planetary gears with crack damage and to deal with the problems that the influencing mechanism of gear crack damage on the encoder signal of planetary gear is still unknown and the health monitoring of planetary gear box based on the encoder signal lacks theoretical basis. Firstly, the energy method is used to derive a time-varying meshing stiffness algorithm when the gear cracks, and a pure torsion dynamics model of the planetary gear system is constructed. Then the meshing stiffness of the cracked gear is substituted into the constructed model, and solving the model obtains the encoder response signal under the influence of the planetary wheel crack. The torsional vibration characteristics contained in the encoder signal are analyzed. Finally, the encoder response signals of planetary gear under different crack damages are studied based on the model. The results show that the torsional vibration in the encoder response signal has obvious impact characteristic when the planetary wheel cracks. With the increase of crack damage degree, the shock characteristic of torsional vibration in the encoder signal is gradually enhanced, and the

收稿日期: 2019-07-30。 作者简介: 刘振(1995—),男,硕士生;赵明(通信作者),男,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51875434);陕西省自然科学基金资助项目(2019JM-278)。

网络出版时间: 2019-11-11 网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20191110.2040.002.html>

root mean square value and kurtosis value are obviously increased, which can be used to effectively evaluate the degree of fault damage. This research may provide a theoretical basis for the use of encoder signal in health monitoring of planetary gear box.

Keywords: planetary gear set; encoder signal; dynamic analysis; time-varying mesh stiffness; crack damage

行星齿轮传动系统具有结构紧凑、传动效率高、承载能力大等优点,在工业机械中广泛应用。由于行星齿轮箱通常在比较恶劣的环境下运行,导致其关键部件容易出现裂纹等故障。行星齿轮箱一旦出现故障,将导致严重的经济损失,甚至威胁人的生命安全^[1],因此,行星齿轮箱的监测和诊断具有重要的理论研究和工程应用价值。

目前,行星齿轮箱的监测和诊断主要利用箱体上采集的横向振动信号。为准确描述行星齿轮系统横向振动响应特征,国内外学者在行星齿轮动力学分析方面做了许多工作。清华大学孙智民等考虑了模型啮合相位和齿侧间隙的影响,建立了行星齿轮传动系统的动力学模型^[2]。韩国汉阳大学 Kim 等通过建立行星齿轮动力学模型,研究了时变压力角和重合度对动态响应的影响^[3]。2016年,阿尔伯塔大学 Liu 等考虑振动传递路径的影响,建立了行星轮系综合信号模型,利用该模型研究了行星轮系振动响应特征^[4]。在故障行星轮系动力学响应研究方面,2013年重庆大学 Shao 等建立了裂纹扩展模型,然后对太阳轮与行星轮出现不同尺寸裂纹故障时的动力学响应特征进行了研究^[5]。2016年,西安交通大学雷亚国等考虑振动传递路径时变效应的影响,研究了行星轮系在正常、裂纹及剥落情况下的振动信号响应特征^[6]。2017年,清华大学 Yang 等研究了轮齿断裂尺寸对行星轮系振动响应的影响^[7]。2017年,昆明理工大学 Zheng 等研究了齿轮裂纹与风电行星齿轮箱横向振动响应之间的映射关系^[8]。2018年,丁闯等建立了存在裂纹故障的行星齿轮系统动力学模型,研究了正常、太阳轮裂纹和行星轮裂纹3种状态下的系统振动响应^[9]。

综上所述,已有的行星齿轮动力学分析均针对横向振动信号,然而行星齿轮系统传递路径复杂,多个行星轮在绕自身轴线自转的同时还在绕太阳轮公转,增加了振动信号之间的耦合性,而且振动信号中还包含轴、轴承振动及复杂噪声成分^[10-11],因此对横向振动信号进行读取、分析和处理十分困难。以上原因导致基于横向振动信号对行星齿轮进行健康监测和诊断的效果往往不佳。除横向振动外,行星齿

轮箱的编码器信号也蕴含故障信息,其本质上反映行星齿轮扭转振动信息。当齿轮出现故障时,故障激励引起齿轮轴的扭矩波动,使传动轴产生扭转振动,可以将编码器信号作为故障诊断的源信号。相比横向振动信号,编码器信号传递路径简单,不易受其他振源干扰,因此信噪比高,并且对故障更加敏感,在行星齿轮诊断中具有一定优势^[11-12]。然而,目前对行星齿轮系统编码器信号响应的研究较少,尚不了解故障对编码器响应的影响机理,使得编码器信号的可行性受到一定限制。

在此背景下,本文以裂纹故障为例,对行星轮存在裂纹故障时的编码器信号响应进行了研究,其中获得故障齿轮啮合刚度及建立合适的动力学模型是研究故障对行星轮系编码器响应影响机理的关键。因此,本文首先采用能量法推导了齿轮存在裂纹故障时的时变啮合刚度计算方法,并建立了行星齿轮纯扭转动力学模型。在此基础上,通过所建立的模型求解了行星轮出现裂纹故障时的编码器响应信号,分析了编码器响应信号蕴含的扭转振动,搭建了行星齿轮箱实验台,将实验结果与仿真结果进行对比,验证了仿真结果的准确性。最后,基于编码器信号对故障趋势进行了研究。本文研究结果为编码器信号用于行星齿轮箱的健康监测提供了理论依据。

1 齿根存在裂纹时的变啮合刚度

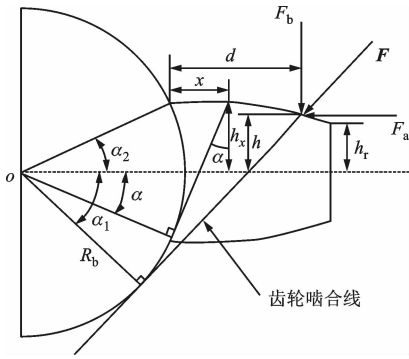
1.1 基于能量法计算时变啮合刚度原理

在齿轮时变啮合刚度计算方面,国内外学者做了许多工作^[13-14]。相比于其他时变啮合刚度计算方法,能量法具有简便高效等特点。本文在计算齿轮时变啮合刚度时,综合考虑了齿轮的赫兹接触能、轴向压缩变形能、弯曲变形能、剪切变形能和齿轮基体变形能。对齿轮轮齿进行分析时,齿轮轮齿可简化为图1所示的变截面悬臂梁来计算其刚度。

根据梁的变形理论,轮齿的弯曲能量 U_b 、剪切能量 U_s 和轴向压缩能量 U_a 可以表示为^[14]

$$U_b = \frac{F^2}{2k_b} = \int_0^d \frac{[F_b(d-x) - F_a h]^2}{2EI_x} dx \quad (1)$$

$$U_s = \frac{F^2}{2k_s} = \int_0^d \frac{1}{2} \frac{2F_b^2}{GA_x} dx \quad (2)$$



F —齿轮啮合力; F_b 、 F_a — F 的切向力和径向力, $F_b = F \cos \alpha_1$, $F_a = F \sin \alpha_1$; α_1 —啮合点压力角; α_2 —基圆半齿角; h —啮合点到轮齿中线的距离; d —啮合点到基圆的距离; h_r —齿顶圆半齿厚; h_x —距离基圆 x 处齿廓到轮齿中线的距离; α —齿廓距离基圆为 x 时的压力角; R_b —齿轮基圆半径。

图1 轮齿悬臂梁模型

$$U_a = \frac{F^2}{2k_a} = \int_0^d \frac{F_a^2}{2EA_x} dx \quad (3)$$

式中: k_b 、 k_s 和 k_a 分别表示 F 处的弯曲刚度、剪切刚度和轴向压缩刚度; I_x 表示距离基圆为 x 处的截面的面积惯性矩; A_x 代表该部分的截面面积; G 为剪切模量; E 为材料的弹性模量。

结合图1和渐开线的几何特点并利用式(1)~(3),可得齿轮啮合点对应的弯曲刚度 k_b 、剪切刚度 k_s 、轴向压缩刚度 k_a 分别为

$$\frac{1}{k_b} = \int_{-a_1}^{a_2} \{3[1 + \cos \alpha_1 ((\alpha_2 - \alpha) \sin \alpha - \cos \alpha)]^2 \cdot (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha / [2EL (\sin \alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha)^3]\} d\alpha \quad (4)$$

$$\frac{1}{k_s} = \int_{-a_1}^{a_2} \frac{1.2(1+\nu)(\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha \cos^2 \alpha_1}{EL [\sin \alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha]} d\alpha \quad (5)$$

$$\frac{1}{k_a} = \int_{-a_1}^{a_2} \frac{(\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha \sin^2 \alpha_1}{2EL [\sin \alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha]^3} d\alpha \quad (6)$$

式中: L 为轮齿宽度; ν 为材料的泊松比。

此外,轮齿的赫兹接触刚度 k_h 和齿轮基体柔性变形对应的刚度 k_f 分别为^[15-16]

$$k_h = \frac{\pi EL}{4(1-\nu^2)} \quad (7)$$

$$\frac{1}{k_f} = \frac{1}{EL} \cos^2 \alpha_1 \left[L^* \left(\frac{u_w}{S_{fv}} \right)^2 + M^* \left(\frac{u_w}{S_{fv}} \right) + P^* (1 + Q^* \tan^2 \alpha_1) \right] \quad (8)$$

式中: u_w 为啮合线与中线交点到齿根圆距离; S_{fv} 为齿根圆全齿角对应的齿根圆弧长; 参数 L^* 、 M^* 、 P^* 、 Q^* 的值参考文献[17]。

由于齿轮的重合度 $1 < \epsilon < 2$, 齿轮在运行过程中一对齿啮合与两对齿啮合交替进行。一对齿啮合时,根据势能原理可得齿轮的综合啮合刚度为

$$k_i = \left(\frac{1}{k_h} + \frac{1}{k_{b1}} + \frac{1}{k_{s1}} + \frac{1}{k_{a1}} + \frac{1}{k_{f1}} + \frac{1}{k_{b2}} + \frac{1}{k_{s2}} + \frac{1}{k_{a2}} + \frac{1}{k_{f2}} \right)^{-1} \quad (9)$$

式中,下标 1、2 分别代表主动轮和从动轮。

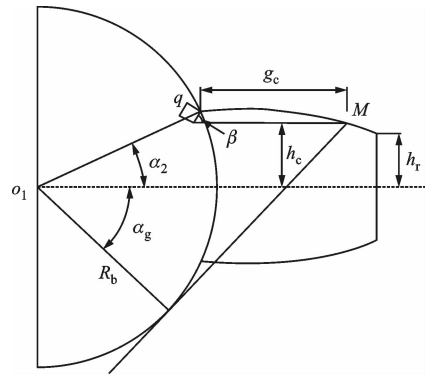
当两对齿啮合时,齿轮的综合啮合刚度为两对轮齿啮合刚度的叠加,此时齿轮时变啮合刚度 k_t 为

$$k_t = \sum_{i=1}^2 \left(\frac{1}{k_{h,i}} + \frac{1}{k_{b1,i}} + \frac{1}{k_{s1,i}} + \frac{1}{k_{a1,i}} + \frac{1}{k_{f1,i}} + \frac{1}{k_{b2,i}} + \frac{1}{k_{s2,i}} + \frac{1}{k_{a2,i}} + \frac{1}{k_{f2,i}} \right)^{-1} \quad (10)$$

式中: $i=1$ 表示第一对轮齿啮合副; $i=2$ 表示第 2 对轮齿啮合副。

1.2 齿根出现裂纹故障时的变啮合刚度计算

当轮齿齿根出现裂纹时,假设轮齿齿根裂纹深度恒为 q ,与轮齿中线夹角为 β ,齿轮裂纹故障模型如图2所示。此时该轮齿仍可采用悬臂梁模型,齿根裂纹不会影响齿面轮廓,因此啮合接触长度没有改变,赫兹刚度不发生变化,裂纹部分依旧可以承受轴向压缩力,轴向压缩刚度和正常情况下相同。但是,轮齿弯曲变形刚度和剪切变形刚度在齿根裂纹的影响将会发生改变,因为齿轮存在齿根裂纹时,齿轮轮齿有效的惯性矩 I_x 和截面面积 A_x 将会发生改变。



q —裂纹深度; β —裂纹与轮齿中线夹角; h_c —裂纹终止点到轮齿中心线的距离; α_g —齿廓 M 点处压力角; g_c — M 点到基圆的距离。

图2 齿轮裂纹故障模型

裂纹轮齿的有效惯性矩 I_{xc} 和截面面积 A_{xc} 分别为

$$I_{xc} = \begin{cases} \frac{1}{12} (h_c + h_x)^3 L, & x \leq g_c \\ \frac{1}{12} (2h_x)^3 L, & x > g_c \end{cases} \quad (11)$$

$$A_{xc} = \begin{cases} (h_c + h_x) L, & x \leq g_c \\ 2h_x L, & x > g_c \end{cases} \quad (12)$$

对于存在不同深度裂纹的轮齿,其弯曲变形刚

度和剪切变形刚度分为如下两种情况进行计算。

(1) 当 $h_c < h_r$ 或者 $h_c \geq h_r$ 且 $\alpha_1 \leq \alpha_g$ 时, 图 1 中的距离 x 总小于或者等于图 2 中啮合点到齿根的距离 g_c , 此时轮齿弯曲刚度 k_{bc} 和剪切刚度 k_{sc} 分别为

$$\frac{1}{k_{bc}} = \int_{-a_1}^{a_2} \left\{ 12[1 + \cos\alpha_1((\alpha_2 - \alpha)\sin\alpha - \cos\alpha)]^2 \cdot (\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha \left[EL \left(\sin\alpha_2 - \frac{q}{R_b}\sin\alpha + \sin\alpha + (\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha \right)^3 \right] \right\} d\alpha \quad (13)$$

$$\frac{1}{k_{sc}} = \int_{-a_1}^{a_2} \left\{ 2.4(1 + \nu)(\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha\cos^2\alpha_1 \left[EL \left(\sin\alpha_2 - \frac{q}{R_b}\sin\alpha + \sin\alpha + (\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha \right) \right] \right\} d\alpha \quad (14)$$

(2) 当 $h_c \geq h_r$ 且 $\alpha_1 > \alpha_g$ 时, 一对轮齿的啮合点在点 M 和齿根间移动, 因此, 存在两种计算惯性矩 I_x 和截面积 A_x 的情况, 分别为 $x \leq g_c$ 和 $x > g_c$ 。计算轮齿弯曲变形刚度和剪切变形刚度的积分也需要分为两段进行积分, 所以此时弯曲刚度和剪切刚度分别为

$$\begin{aligned} \frac{1}{k_{bc}} = & \int_{-a_g}^{a_2} \left\{ 12[1 + \cos\alpha_1((\alpha_2 - \alpha)\sin\alpha - \cos\alpha)]^2 \cdot (\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha \left[EL \left(\sin\alpha_2 - \frac{q}{R_b}\sin\alpha + \sin\alpha + (\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha \right)^3 \right] \right\} d\alpha + \\ & \int_{-a_1}^{-a_g} \left\{ 3[1 + \cos\alpha_1((\alpha_2 - \alpha)\sin\alpha - \cos\alpha)]^2 (\alpha_2 - \alpha) \cdot \cos\alpha \left[2EL(\sin\alpha + (\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha)^3 \right] \right\} d\alpha \quad (15) \\ \frac{1}{k_{sc}} = & \int_{-a_g}^{a_2} \left\{ 2.4(1 + \nu)(\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha\cos^2\alpha_1 \left[EL \cdot \left(\sin\alpha_2 - \frac{q}{R_b}\sin\alpha + \sin\alpha + (\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha \right) \right] \right\} d\alpha + \\ & \int_{-a_1}^{-a_g} \left\{ 1.2(1 + \nu)(\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha\cos^2\alpha_1 \left[EL(\sin\alpha + (\alpha_2 - \alpha)\cos\alpha) \right] \right\} d\alpha \quad (16) \end{aligned}$$

综上, 将轮齿存在齿根裂纹时的弯曲刚度和剪切刚度代入公式(9)和公式(10)中, 即可求得裂纹齿轮的时变啮合刚度。

2 行星轮系动力学模型

2.1 行星轮系纯扭转动力学模型构建

行星齿轮建模主要采用集中质量法和有限元参数法^[18]。本文采用集中质量模型, 以 2K-H 行星齿轮系为对象, 其集中质量模型如图 3 所示, 该系统由太阳轮、 N 个行星轮、行星架与内齿圈组成。模型

建立时, 基于以下假设: 模型的平移自由度被忽略, 仅考虑各构件的扭转振动; 各个构件视为刚性体, 忽略其柔性变形, 沿作用线的齿轮啮合用带阻尼的线性弹簧建模; 行星轮在太阳轮周围均匀分布, 并拥有相同的几何尺寸; 轮齿在无侧隙的状态下啮合, 忽略制造和装配误差对模型的影响。

模型中共包含 $N+2$ 个自由度, 该模型广义坐标分别为太阳轮的角位移 θ_s 、第 i 个行星轮的角位移 θ_{pi} ($i=1, 2, \dots, N$) 和行星架的角位移 θ_c 。

图 3 所示模型中内齿圈固定, 可得构件之间相对位移与各啮合位移之间的关系如下

$$\left. \begin{aligned} x_{spi} &= r_{bs}\theta_s - r_{bpi}\theta_{pi} - r_{bc}\theta_c + e_{spi}(t) \\ x_{rpi} &= r_{bpi}\theta_{pi} - r_{bc}\theta_c + e_{rpi}(t) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式中: x_{spi} 为太阳轮与第 i 个行星轮之间的相对位移; x_{rpi} 为内齿圈与第 i 个行星轮之间的相对位移; r_{bs} 为太阳轮基圆半径; r_{bp} 为行星轮基圆半径; $r_{bc} = r_c \cos\alpha$ 为行星架的当量半径, 其中 α 为渐开线齿轮的啮合角, $r_c = r_s + r_p = r_r - r_p$ 为行星架半径, r_s 、 r_p 、 r_r 分别为太阳轮、行星轮及齿圈的节圆半径; e_{spi} 和 e_{rpi} 为齿轮副综合误差函数。

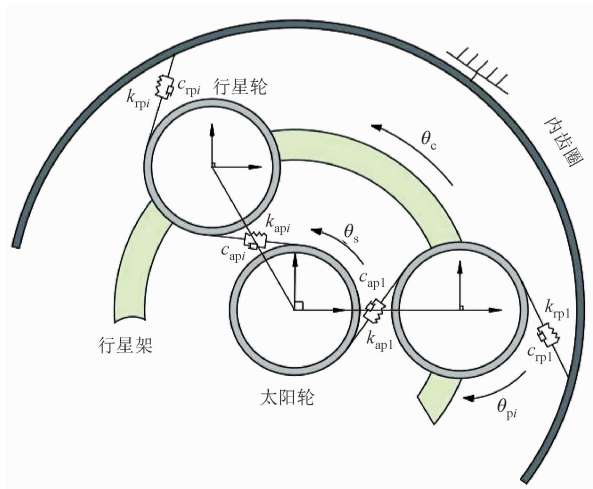


图3 行星齿轮纯扭转模型

通过拉格朗日方程可推导出图 3 所示模型的力学微分方程为

$$\left. \begin{aligned} J_s \ddot{\theta}_s + \sum_{i=1}^n (P_{spi} + D_{spi}) r_{bs} &= T_d \\ J_{pi} \ddot{\theta}_{pi} + (P_{spi} - P_{rpi} + D_{spi} - D_{rpi}) r_{bpi} &= 0 \\ (J_c + \sum_{i=1}^n m_{pi} r_c^2) \ddot{\theta}_c - \sum_{i=1}^n (P_{spi} + D_{spi} + P_{rpi} + D_{rpi}) r_c \cos\alpha &= -T_l \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

式中: J_s 、 J_{pi} 、 J_c 分别为太阳轮、第 i 个行星轮和行

星架的转动惯量; m_{pi} 为第 i 个行星轮的实际质量; T_d 为输入转矩; T_l 为负载转矩; P 、 D 分别为齿轮副的啮合力和阻尼力, $P_{spi}=k_{spi}(t)x_{spi}$ 、 $P_{rpi}=k_{rpi}(t)x_{rpi}$ 、 $D_{spi}=c_{spi}\dot{x}_{spi}$ 、 $D_{rpi}=c_{rpi}\dot{x}_{rpi}$,其中 $k(t)$ 为齿轮啮合刚度, c 为啮合阻尼。

由于齿轮啮合刚度的周期性激励,在行星齿轮动力学模型响应信号中,行星齿轮啮合频率及其谐波占动力学模型响应的主要成分,对于内齿圈固定的行星齿轮系,其啮合频率 f_m 通过下式获得

$$f_m = \frac{Z_r Z_s}{Z_r + Z_s} f_s \tag{19}$$

式中: f_s 为太阳轮转频; Z_s 、 Z_r 分别为太阳轮、内齿圈齿数。

当太阳轮、行星轮及内齿圈出现故障时,对应的故障特征频率 f_{ds} 、 f_{dp} 和 f_{dr} 分别通过下式获得

$$f_{ds} = \frac{f_m}{Z_s} N; \quad f_{dp} = \frac{f_m}{Z_p}; \quad f_{dr} = \frac{f_m}{Z_r} N \tag{20}$$

式中: Z_p 行星轮齿数; N 为行星轮个数。

2.2 扭转动力学模型编码器响应求解与验证

根据表 1 中行星轮系的基本参数,求取行星轮

表 1 行星轮系动力学仿真参数

部件	齿数	模数/ mm	压力角 α_0 / ($^\circ$)	齿宽 L / mm	质量/ kg	转动惯量 / ($\text{kg} \cdot \text{mm}^2$)	节圆半径 / mm	弹性模量 E / Pa	泊松比 ν
行星架					5.43	6.29	76.5	2×10^{11}	0.29
内齿圈	82	3	20	20	2.36	3.00	123.0	2×10^{11}	0.29
太阳轮	20	3	20	20	0.4	0.39	30.0	2×10^{11}	0.29
行星轮	31	3	20	20	0.66	0.61	46.5	2×10^{11}	0.29

主要利用编码器信号中的扭转振动特征判断行星齿轮箱的健康状态,因此需进一步获取编码器响应信号中的扭转振动。转速波动是扭转振动的主要表现形式,可通过转速波动呈现扭转振动。为获取扭振信息,对输出轴编码器响应信号进行差分,得到输出轴瞬时转速曲线如图 5 所示。从图 5 中可以看出,瞬时转速在平均转速上下波动。对瞬时转速进行频谱分析,频谱如图 6 所示。根据太阳轮转速求得行星轮系啮合频率 $f_m=160.9\text{ Hz}$,在频谱中可以看到啮合频率 f_m 及其倍频成分。根据以上求解结果可知,通过模型求解的响应信号与理论结果基本一致

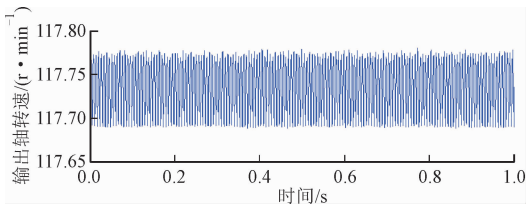


图 5 正常情况时输出轴瞬时转速

与太阳轮以及行星轮与内齿圈的时变啮合刚度。将啮合刚度代入行星齿轮动力学模型时,由于行星齿轮系中同时存在多对啮合,不同啮合之间啮合相位不同步,存在啮合相位差,这些相位差将对动力学响应产生影响。因此,需将不同啮合之间相位差考虑其中,相位差的计算参考文献[19]。设置输入转矩 $T_d=120\text{ N} \cdot \text{m}$,负载转矩 $T_l=0.4\hat{0}_c$,太阳轮输入转速为 600 r/min 。将考虑过啮合相位关系的时变啮合刚度代入模型中,通过 MATLAB 中的 ODE45 对行星齿轮扭转模型的动力学方程组进行数值求解,得到输出轴(行星架)编码器响应信号如图 4 所示。从图 4 可知,输出轴角度随时间呈线性增加。

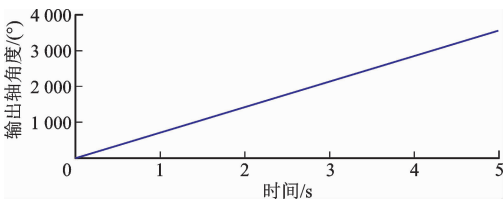


图 4 正常情况时输出轴角度信号随时间变化关系

采用编码器信号对行星齿轮箱进行健康监测时,

采用编码器信号对行星齿轮箱进行健康监测时,

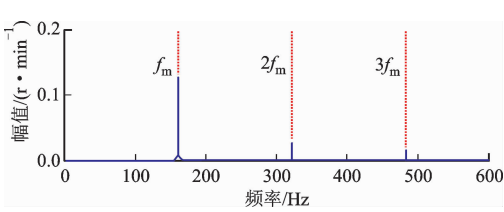


图 6 正常情况时输出轴转速频谱

(包括转角、转速),瞬时转速频谱图中存在行星齿轮啮合频率及其倍频。数值仿真结果证明了本文所建模型获取编码器响应信号的准确性。

3 发生裂纹故障时编码器信号响应特性

3.1 行星轮存在裂纹时的变啮合刚度

根据图 2 所示裂纹故障模型,考虑轮齿裂纹的一般形式及损伤程度,假定行星轮齿根处存在深度 $q=2.4\text{ mm}$ 、角度 $\beta=45^\circ$ 的裂纹。齿轮参数仍如表 1 所示,根据第一部分推导出的齿轮裂纹故障时的时

变啮合刚度计算公式,计算出行星轮存在裂纹时行星轮与太阳轮以及行星轮与内齿圈的时变啮合刚度分别如图7和图8所示。通过对比正常和裂纹时的啮合刚度可以发现,相比正常齿轮,当裂纹齿轮的故障齿进入啮合区时,由于齿根裂纹的影响,导致齿轮的总体啮合刚度明显低于正常齿轮。

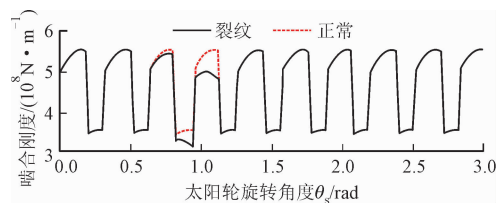


图7 行星轮存在裂纹时行星轮与太阳轮的时变啮合刚度

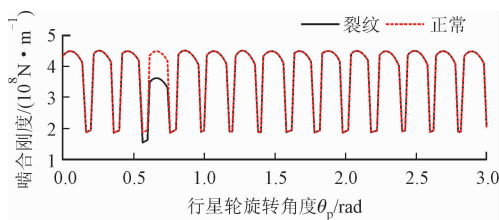


图8 行星轮存在裂纹时行星轮与内齿圈的时变啮合刚度

3.2 行星轮裂纹时编码器响应特性分析

将行星轮存在裂纹时的时变啮合刚度代入行星齿轮动力学模型中,设输入扭矩 $T_d = 120 \text{ N} \cdot \text{m}$,负载扭矩 $T_l = 0.1 \hat{t}_c$,太阳轮输入转速为 $1\,200 \text{ r/min}$,求解得到输出轴(行星架)编码器响应信号如图9所示。对图9所示编码器响应信号进行差分,进一步获取行星轮裂纹时编码器信号中蕴含的扭转振动。差分后得到输出轴瞬时转速曲线如图10所示。从图10可以看出,由于齿轮时变啮合刚度周期性激励,转速存在大量频率为啮合频率及其倍频的周期性波动成分,导致行星轮裂纹故障引起的响应特征不太显著。对输出轴瞬时转速进行柔性同步平均处理^[20],以消除啮合频率波动成分。

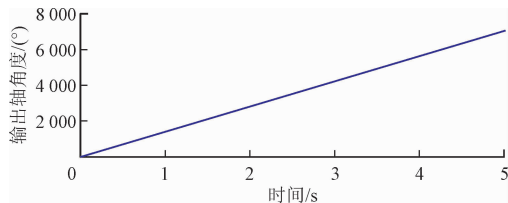


图9 行星轮存在裂纹时输出轴角度信号

根据转速信息,利用式(20)得到行星轮故障特征频率 $f_{dp} = 10.38 \text{ Hz}$ 。采用柔性同步平均对输出轴瞬时转速柔处理后的结果如图11所示。从图11可以看出,行星轮存在裂纹时,转速即扭转振动出现明显周期冲击特征,频率为行星轮故障频率 10.38

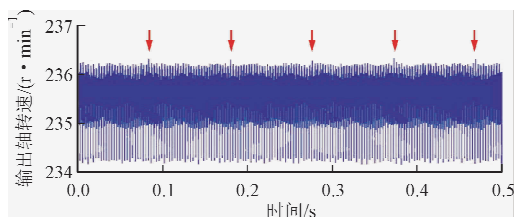


图10 行星轮存在裂纹时输出轴瞬时转速

Hz 。为了更清晰地反映行星轮发生故障后编码器信号中蕴含的扭转振动特征,与行星轮正常情况时的输出轴转速进行对比。行星轮正常情况下输出轴瞬时转速柔性同步平均结果如图12所示。从图12可知,行星轮正常时瞬时转速无冲击响应。由分析结果可知,裂纹故障将导致编码器信号蕴含的扭转振动出现冲击特征。

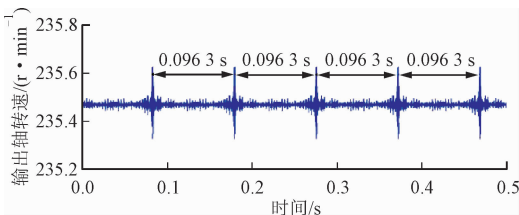


图11 行星轮存在裂纹时模型输出轴转速柔性同步平均图

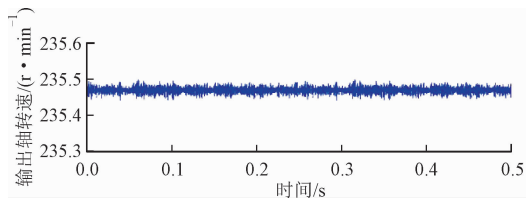
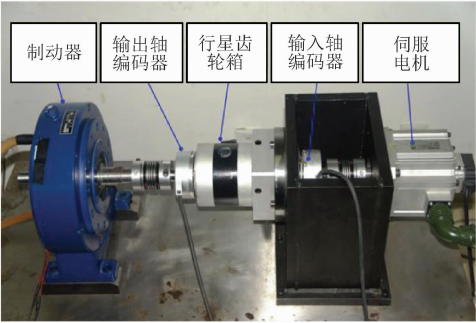


图12 行星轮正常时模型输出轴转速柔性同步平均图

3.3 实验验证

为验证行星轮裂纹故障仿真分析结果的正确性,在图13a所示实验台上进行实验验证。实验台主要由伺服电机、联轴器、输入轴编码器、单级行星齿轮箱减速器、输出轴编码器及制动器等部分组成。将行星齿轮箱其中一个行星轮替换为存在齿根裂纹的行星轮,故障行星轮如图13b所示。调节实验参数,使实验参数与仿真参数保持一致。采集输出轴(行星架)编码器信号,对采集的编码器信号进行差分,获取其蕴含的扭转振动,并对其进行柔性时域同步平均处理,结果如图14所示。

从图14可以看出,输出轴瞬时转速波形中存在周期为 $0.096\,3 \text{ s}$ 的周期性冲击,频率为 10.38 Hz ,对应于行星轮故障特征频率,实验结果与模型仿真分析结果相吻合,验证了模型仿真分析的正确性。通过以上分析结果可知,当行星轮存现故障时,行星齿轮箱编码器信号中蕴含的扭转振动会出现明显冲



(a)行星齿轮箱实验台



(b)齿根裂纹
图 13 行星轮裂纹故障实验平台

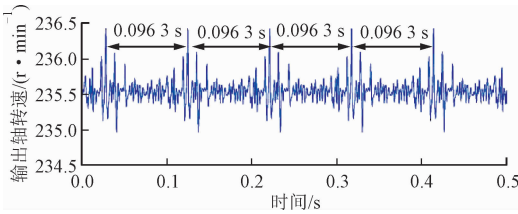


图 14 行星轮存在裂纹时实验输出轴转速柔性同步平均图

击响应。可为行星轮系的健康监测与故障诊断提供理论依据。

4 基于编码器信号故障趋势分析

故障趋势分析在故障诊断中具有十分重要的意义。故障趋势分析通过研究随着故障严重程度的增加,检测信号相关指标的变化情况,从而提供随时间推移设备运行状态的变化信息。当检测信号能反映故障趋势时,可以在避免设备突发事故的同时尽量延长设备运行周期,降低成本,并且更好的保证设备运行的可靠性。为了验证编码器信号对故障趋势反映情况,根据图 2 所示裂纹故障模型,改变裂纹深度 q 模拟裂纹故障的严重程度,利用建立的纯扭转动力学模型求解编码器信号响应,以编码器信号中扭转振动的均方根值 R_{MS} 和峭度值 K_{ur} 作为指标评估齿轮故障变化趋势。

本次研究假设了 13 种不同深度的裂纹,裂纹深度从 0 以 0.2 mm 递增,逐渐变到最大值 2.4 mm。

根据裂纹齿轮啮合刚度计算公式得到齿轮存在不同深度裂纹时对应的时变啮合刚度如图 15 所示。由图 15 可知,裂纹较小时,对刚度影响较小;但随着裂纹深度不断扩展,齿轮啮合刚度损失越来越大。将不同深度裂纹下的齿轮时变啮合刚度代入行星齿轮动力学模型中,分别求其解编码器信号响应。计算不同裂纹时编码器信号所蕴含扭转振动的均方根和峭度,得到扭转振动的均方根和峭度随裂纹深度增加的变化曲线如图 16 所示。由图 16 可知,当裂纹深度较小时,均方根值变化不明显,当裂纹深度到一定值,均方根值明显增加。峭度值变化和均方根值变化趋势相似,当裂纹故障达到一定程度时,峭度值也明显增加。以上结果表明,随着齿轮裂纹不断扩展,编码器信号能较好地反映出故障趋势,有效判断出故障损伤程度。

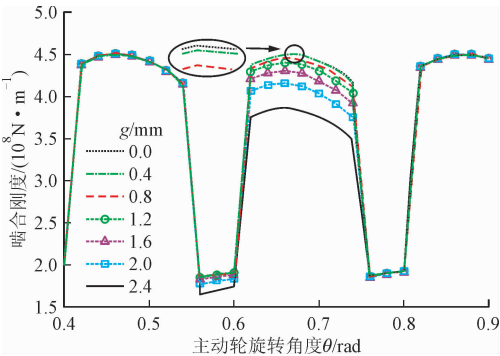


图 15 不同裂纹深度齿轮的变啮合刚度

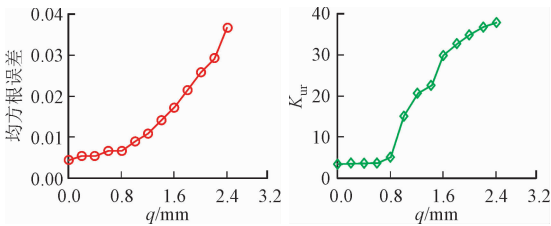


图 16 均方根误差和峭度随裂纹深度变化曲线

5 结 论

本文采用能量法推导了齿轮出现裂纹时的时变啮合刚度计算方法,求解了齿根裂纹故障时齿轮啮合刚度变化特征,建立了行星齿轮纯扭转动力学模型。在此基础上,利用纯扭转模型求解了行星轮存在裂纹故障时的行星齿轮编码器信号响应,提取了编码器信号蕴含的扭转振动。分析结果表明,齿轮出现裂纹时,行星齿轮编码器信号蕴含的扭转振动存在冲击特征,并通过实验验证了结果的正确性。最后,基于编码器信号对故障指标的趋势性进行了

研究,结果表明,在裂纹深度达到一定值时编码器信号能较好的反映故障变化趋势,可有效判断故障损伤程度。研究结果可为编码器信号作为行星齿轮故障诊断信息提供理论依据。

参考文献:

- [1] LEI Y, LIN J, HE Z J, et al. Condition monitoring and fault diagnosis of planetary gearboxes; a review [J]. *Measurement*, 2014, 48: 292-305.
- [2] 孙智民, 季林红, 沈允文. 2K-H 行星齿轮传动非线性动力学 [J]. *清华大学学报*, 2003, 43(5): 636-639.
SUN Zhimin, JI Linhong, SHEN Yunwen. Nonlinear dynamics of 2K-H planetary gear transmission [J]. *Journal of Tsinghua University*, 2003, 43(5): 636-639.
- [3] KIM W, LEE J Y, CHUNG J. Dynamic analysis for a planetary gear with time-varying pressure angles and contact ratios [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(4): 883-901.
- [4] LIU L, LIANG X, ZUO M J. Vibration signal modeling of a planetary gear set with transmission path effect analysis [J]. *Measurement*, 2016, 85: 20-31.
- [5] SHAO Y, CHEN Z. Dynamic features of a planetary gear system with tooth crack under different sizes and inclination angles [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2013, 135: 031004.
- [6] 雷亚国, 罗希, 刘宗尧, 等. 行星轮系动力学新模型及其故障响应特性研究 [J]. *机械工程学报*, 2016, 52(13): 112-122.
LEI Yaguo, LUO Xi, LIU Zongyao, et al. A new dynamic model of planetary gear sets and research on fault response characteristics [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(13): 112-122.
- [7] YANG W, JIANG D, HAN T. Effects of tooth breakage size and rotational speed on the vibration response of a planetary gearbox [EB/OL]. (2017-07-01) [2019-05-12]. <https://doi.org/10.3390/app7070678>.
- [8] ZHENG M X, LI R H. Dynamic analysis of planetary gears with gear crack of semi-direct drive wind turbine [C]// 2017 International Conference on Applied System Innovation. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2017: 221-223.
- [9] 丁闯, 张兵志, 任国春, 等. 行星轮系损伤动力学仿真与特征提取 [J]. *计算机仿真*, 2018, 35(4): 367-372.
DING Chuang, ZHANG Bingzhi, REN Guochun, et al. Damage dynamics simulation and feature extraction of cracks damage in planetary gear systems [J]. *Computer Simulation*, 2018, 35(4): 367-372.
- [10] 王轩, 王细洋. 基于扭振信号的行星齿轮箱故障诊断 [J]. *失效分析与预防*, 2017, 4(12): 216-221.
WANG Xuan, WANG Xiyang. Fault diagnosis of planetary gearbox based on torsional vibration signal [J]. *Failure Analysis and Prevention*, 2017, 4(12): 216-221.
- [11] LI B, ZHANG X. A new strategy of instantaneous angular speed extraction and its application to multistage gearbox fault diagnosis [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 396: 340-355.
- [12] XUE S, HOWARD I. Torsional vibration signal analysis as a diagnostic tool for planetary gear fault detection [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 100: 706-728.
- [13] LIANG X, ZHANG H, LIU L, et al. The influence of tooth pitting on the mesh stiffness of a pair of external spur gears [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, 106: 1-15.
- [14] 万志国, 瞿艳阳, 曹宏瑞, 等. 时变啮合刚度算法修正与齿根裂纹动力学建模 [J]. *机械工程学报*, 2013, 49(11): 153-160.
WAN Guozhi, ZI Yanyang, CAO Hongrui, et al. Time-varying mesh stiffness algorithm correction and tooth crack dynamic modeling [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(11): 153-160.
- [15] YANG D, SUN Z S. A rotary model for spur gear dynamics [J]. *Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design*, 1985, 107(4): 529-535.
- [16] CHEN Z, ZHAI W, SHAO Y, et al. Analytical model for mesh stiffness calculation of spur gear pair with non-uniformly distributed tooth root crack [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2016, 66: 502-514.
- [17] SAINOT P, VELEX P, DUVERGER O. Contribution of gear body to tooth deflections: a new bidimensional analytical formula [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2004, 126: 748-752.
- [18] LIANG X, ZUO M J, FENG Z. Dynamic modeling of gearbox faults: a review [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 98: 852-876.
- [19] PARKER R G, LIN J. Mesh phasing relationships in planetary and epicyclic gears [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2004, 126(2): 365-370.
- [20] ZHAO M, LIN J, LEI Y, et al. Flexible time domain averaging technique [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 5(26): 1022-1030.

(编辑 刘杨)