DOI: 10.3901/JME.2020.17.108

基于时变啮合刚度的裂纹故障齿轮振动特征分析*

孟 宗 石桂霞 王福林 詹旭阳 樊凤杰

(燕山大学河北省测试计量技术及仪器重点实验室 秦皇岛 066004)

摘要: 齿轮系统在复杂的工况条件下, 容易产生裂纹故障, 对正常运转造成困难。时变啮合刚度作为齿轮传动系统重要内部激励之一, 刚度的变化能够良好地反映齿轮的动力学响应, 因此使用精确的刚度算法能够有效地进行齿轮系统动力学特征分析。考虑齿轮过渡曲线函数, 通过分析完整的齿廓曲线, 采用势能法计算齿轮时变啮合刚度, 研究 10 种不同裂纹长度的刚度变化。考虑时变啮合刚度和齿间滑动摩擦, 建立 6 自由度齿轮系统动力学模型, 利用 Runge-Kutta 法仿真求解齿轮不同裂纹长度时的动力学响应。通过分析位移响应发现齿轮存在裂纹时会产生冲击特征, 随着裂纹长度增加, 冲击特征越来越明显。最后比较分析了多种统计指标随裂纹扩展程度的变化趋势, 结果表明峭度指标对故障特征最为敏感。

关键词: 时变啮合刚度; 轮齿裂纹; 齿轮动力学模型; 振动特征分析

中图分类号: TH13

Vibration Characteristic Analysis of Cracked Gear Based on Time-varying Meshing Stiffness

MENG Zong SHI Guixia WANG Fulin ZHAN Xuyang FAN Fengjie

(Key Laboratory of Measurement Technology and Instrumentation of Hebei Province,
Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract: Under complex working conditions, the gear system is prone to crack failure, which makes it difficult for normal operation. Time-varying meshing stiffness is one of the important internal incentives of gear transmission system. The change of stiffness can well reflect the dynamic response of gear. Therefore, using an accurate stiffness algorithm can effectively analyze the dynamic characteristics of gear system. Considering the function of gear transition curve, the potential energy method is used to calculate the time-varying meshing stiffness of gear by analyzing the complete profile curve, and the stiffness changes of 10 different crack lengths are studied. Considering the time-varying mesh stiffness and sliding friction between teeth, a dynamic gear model with six degrees of freedom is established. The dynamic response of gear with different crack lengths is simulated by Runge-Kutta method. By analyzing the displacement response, it is found that the impact characteristics will occur when there is a crack in the gear. With the increase of the crack length, the impact characteristics become more and more obvious. Finally, the trends of various statistical indicators with respect to the level of crack extension are compared and analyzed. The results show that the kurtosis indicator is the most sensitive to fault characteristics.

Key words: time-varying mesh stiffness; tooth crack; gear dynamic model; vibration characteristic analysis

0 前言

齿轮传动系统在机械运动中传输力和转矩, 具有体积小, 结构复杂, 传动比大的特点, 广泛应用于汽车、航空、舰船等领域^[1]。齿轮在过度转矩、不良润滑作用等条件下易发生应力变形, 产生裂纹、点蚀、剥

落甚至断齿故障^[2-3], 影响齿轮系统的工作运转。

刚度激励为齿轮系统重要的内部激励, 在齿轮副系统中, 扭转振动和横向振动之间的耦合主要是由啮合刚度引起^[4]的, 齿轮一旦发生故障会引起啮合刚度变化, 导致系统动力学行为和振动特征的改变^[5-6]。目前, 众多学者在刚度计算和振动特征分析方面做了大量研究^[7-9]。LIANG 等^[10]将齿廓曲线简化成直线, 研究了不同程度裂纹对行星轮系刚度的影响; CHAARI 等^[11]考虑了齿轮基体变形量, 并计算了齿轮剥落或断齿故障对齿轮啮合刚度的影响;

* 国家自然科学基金 (51575472) 和河北省自然科学基金 (E2019203448) 资助项目。20190930 收到初稿, 20200327 收到修改稿

万志国等^[12]根据讨论齿数是否大于 42 的情况, 提出一种齿根圆和基圆不重合时的齿轮啮合刚度修正方法; MA 等^[13]根据齿根裂纹扩展路径的不同, 考虑了两种不同的齿根裂纹扩展模型, 并通过实验证明在相同裂纹深度下, 齿根裂纹沿轮缘方向时造成的轮齿啮合刚度变化更加明显; 吴家腾等^[14]提出将应力强度因子引入裂纹齿轮刚度计算过程, 提出了解析有限元法计算裂纹齿轮啮合刚度, 提高了计算精度; SAXENA 等^[15]研究了频率响应函数随不同扩展长度的裂纹的变化, 实现对系统进行动态监测的目的; 马锐等^[16]考虑齿轮断齿后的微小重心不平衡, 建立 4 自由度断齿模型, 将数值仿真结果与实验信号对比, 研究了断齿故障演化对齿轮系统动力响应的影响; DOĞAN 等^[17]研究了不同长度裂纹对对称轮齿与不对称轮齿的啮合刚度的影响, 通过建立四自由度动力学模型, 研究了动力学传动误差随着故障程度增加而产生的变化; MOHAMMED 等^[18]研究了时变刚度对应的频响函数, 通过观测齿轮系统固有频率的移动评估齿轮裂纹尺寸; 王鑫等^[19]建立了 2 级定轴齿轮-1 级行星齿轮非线性动力模型, 利用断齿故障因子定义故障程度, 仿真求解断齿故障的动力学特性; CHEN 等^[20]采用角度同步平均技术提取轮轨中的故障特征。

本文在已有研究的基础上, 考虑更加符合实际的齿廓曲线, 改进了刚度算法。计算齿轮不同裂纹扩展长度的时变啮合刚度, 采用集中参数法建立 6 自由度齿轮动力学模型, 仿真求解齿轮动力学响应并分析振动特征随裂纹长度增加的演变规律。最后比较分析不同统计特征指标对裂纹故障特征敏感性。本文结论可为齿轮早期故障诊断和状态监测提供一定的参考作用。

1 齿轮啮合刚度计算

齿轮啮合刚度为齿轮传动系统时变参数, 随着齿轮的运行, 轮齿间接触点沿发生线移动^[21]。刚度作为齿轮系统主要激励之一, 当齿轮变形后, 刚度会发生变化, 齿轮振动特征也会发生改变。因此, 计算准确的齿轮啮合刚度有利于进行精确的动力学仿真, 获得齿轮系统更为准确的动态特性。

1.1 正常齿轮刚度计算

根据材料力学与弹性力学相关知识将直齿轮轮齿转化为从齿根圆开始的变截面悬臂梁, 当轮齿变形后剪切势能 U_s 、弯曲势能 U_b 、轴向压缩势能 U_a , 齿轮赫兹势能 U_h 都会产生相应的变化, 根据势能与刚度关系可以求解刚度。齿轮势能计算公式如下

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

$$U_s = \frac{F^2}{2k_s} = \int_0^d \frac{1.2F_b^2}{2GA_x} dx \quad (2)$$

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

$$U_h = \frac{F^2}{2k_h} \quad (4)$$

$$k_h = \frac{\pi EL}{4(1-\nu^2)} \quad (5)$$

式中 k_h ——赫兹接触刚度;

G ——剪切模量;

E ——弹性模量;

L ——齿宽;

ν ——泊松比。

I_x 为距离齿根圆 x 处轮齿截面惯性矩; A_x 为截面面积, 计算分别如式(6)、(7)

$$I_x = \frac{1}{12} (2h_x)^3 L = \frac{2}{3} h_x^3 L \quad (6)$$

$$A_x = 2h_x L \quad (7)$$

轮齿几何参数如图 1 所示, AB 为齿顶圆, BC 为轮齿渐开线曲线, CD 为齿廓过渡曲线。

图1 正常轮齿几何模型

文献[10]中将 CD 间距离简化为直线, 但轮齿实际情况为曲线。在此基础上, 将直线变成与实际更为接近的过渡曲线函数, 假设实际齿廓曲线 CD 为长幅渐开线的等距曲线, 对应的参数方程表达式为

$$x = r \times \sin \varphi - (a_1 / \sin \gamma + r_p) \times \cos(\gamma - \varphi)$$

$$y = r \times \cos \varphi - (a_1 / \sin \gamma + r_p) \times \sin(\gamma - \varphi) \quad (8)$$

式中, r 为分度圆半径; a_1 为刀顶圆角距中线距离; r_p 为刀顶圆角半径; b_1 为刀顶圆角圆心距刀具齿槽中心线的距离; γ 为变参数, $\alpha_0 \leq \gamma \leq \pi/2$, α_0 为压力角。

h_x 为 x 处到轮齿中线的距离。由于 BC 段为渐近线函数, 而 CD 段为过渡曲线函数, 所以 CD 段 h_x 取值即为参数方程 x 轴坐标值, BC 段可由渐近线

性质得出, 如式(9)

$$h_x = \begin{cases} r \times \sin \varphi - (a_1 / \sin \gamma + r_p) \times \cos(\gamma - \varphi) & 0 \leq x \leq d_1 \\ R_b [(\alpha_2 - \alpha) \cos \alpha + \sin \alpha] & d_1 \leq x \leq d \end{cases} \quad (9)$$

随着齿轮副的不断啮合, 不仅轮齿会产生变形, 轮体也会产生变形。假设在齿根圆处有线性的、恒定的应力变化。齿轮基体变形的计算公式如下

$$\delta_f = \frac{F \cos^2 \alpha_m}{WE} \left\{ L^* \left(\frac{u_f}{S_f} \right)^2 + M^* \left(\frac{u_f}{S_f} \right) + P^* (1 + Q^* \tan^2 \alpha_m) \right\} \quad (10)$$

式中, L^* 、 M^* 、 P^* 、 Q^* 的值从式(11)可得。

$$X^*(h_f, \theta_f) = A/\theta_f^2 + Bh_f^2 + Ch_f/\theta_f + D/\theta_f + Eh_f + F \quad (11)$$

A 、 B 、 C 、 D 、 E 、 F 的系数可以从表1中得出, 其余参数见图2。

图2 轮体基体刚度参数示意图

表1 式(10)系数取值

	A	B	C	D	E	F
L^*	-5.574×10^{-5}	-1.9956×10^{-3}	-2.3105×10^{-4}	4.77021×10^{-3}	0.0271	6.8045
M^*	60.111×10^{-5}	28.100×10^{-3}	-83.431×10^{-4}	-9.9256×10^{-3}	0.1624	0.9086
P^*	-50.952×10^{-5}	185.50×10^{-3}	0.0538×10^{-4}	53.300×10^{-3}	0.2895	0.9236
Q^*	-6.2042×10^{-5}	9.0889×10^{-3}	-4.0964×10^{-4}	7.8297×10^{-3}	-0.1472	0.6904

齿轮基体的刚度

$$k_f = \frac{F}{\delta_f} \quad (12)$$

综上所述, 单对齿轮副总啮合刚度为每个齿轮的赫兹刚度、弯曲刚度、剪切刚度、压缩刚度以及基体形变刚度的总和, 即

$$k_t = \frac{1}{\frac{1}{k_h} + \frac{1}{k_{b1}} + \frac{1}{k_{s1}} + \frac{1}{k_{a1}} + \frac{1}{k_{f1}} + \frac{1}{k_{b2}} + \frac{1}{k_{s2}} + \frac{1}{k_{a2}} + \frac{1}{k_{f2}}} \quad (13)$$

式中, 下标1、2分别代表主动轮和被动轮。

1.2 齿轮裂纹刚度计算

由于过度的工作载荷, 不适当的操作条件等原因, 齿轮可能会发生裂纹, 并且在不断地工作中, 裂纹路径会发生扩展。本文假设齿根裂纹扩展路径为直线, 裂纹贯穿于整个齿宽, 在齿宽方向上均匀分布, 逐渐沿着裂纹深度方向增长, 裂纹角度取常数 $\nu=45^\circ$, 具体几何参数如图3所示。

图中 q_1 为未穿过轮齿中心线的初始裂纹长度, q_2 为随着轮齿故障加剧, 穿过轮齿中心线的裂纹长度。当齿轮出现裂纹故障后, 轮齿的赫兹刚度和压缩刚度不会改变, 轮齿弯曲刚度和剪切刚度会发生改变。轮齿产生裂纹后, 裂纹部分轮齿失效, 影响轮齿截面惯性矩和截面面积。根据裂纹的扩展长度

图3 裂纹轮齿几何模型

分成四种情况。情况1和情况2为未穿过中心线, 情况3和情况4为裂纹扩展到轮齿中心线下。

情况1: 当 $h_a \geq h_o$ 且 $\alpha_1 > \alpha_a$ 时

$$A_x = \begin{cases} (h_a + h_x)L & (x \leq d_c) \\ 2h_x L & (x > d_c) \end{cases} \quad (14)$$

$$I_x = \begin{cases} (h_a + h_x)^3 L / 12 & (x \leq d_c) \\ (2h_x)^3 L / 12 & (x > d_c) \end{cases} \quad (15)$$

情况2: 当 $h_a < h_o$ 或 $h_a \geq h_o$, $\alpha_1 \leq \alpha_a$ 时

$$A_x = (h_a + h_x)L \quad (16)$$

$$I_x = (h_a + h_x)^3 L / 12 \quad (17)$$

此时 $h_a = R_b \sin \alpha_2 - q_1 \sin \nu$ 。

情况 3: 当 $h_c < h_o$ 或 $h_c \geq h_o$, $\alpha_1 \leq \alpha_c$ 时

$$A_x = (h_x - h_c)L \quad (18)$$

$$I_x = (h_x - h_c)^3 L / 12 \quad (19)$$

情况 4: 当 $h_c \geq h_o$, $\alpha_1 > \alpha_c$ 时

$$A_x = (h_a - h_x)L \quad (20)$$

$$I_x = (h_a - h_c)^3 L / 12 \quad (21)$$

此时 $h_c = q_2 \sin v$ 。

1.3 刚度仿真求解

在文献[10]的基础上研究了更精确的齿廓曲线, 图 4 为改进后算法与文献[10]中原算法求解结果对比图。从中可以看出啮合刚度单双齿交替变化, 这是由齿轮单双齿交替啮合和轮齿周期性变化引起的。

图 4 时变啮合刚度比较

从图 4 中可以看出, 与文献[10]的方法相比, 改进后的齿轮啮合刚度变大。这是由于将实际齿廓曲线简化成直线时, 轮齿的变形能较大, 齿轮刚度较小。本文计算了齿轮基体刚度, 并考虑实际齿廓曲线, 轮齿承受载荷的面积更大, 轮齿变形能较小, 因此刚度增大。

分析不同程度裂纹对刚度的影响能够更好地进行齿轮故障特征分析。采用表 2 齿轮系参数, 运用改进后的算法求取 10 种不同裂纹长度的齿轮啮合刚度。前 7 种裂纹 q_2 的值均为 0。10 种裂纹长度分别为: 裂纹 1: $q_1=0$; 裂纹 2: $q_1=0.5$ mm; 裂纹 3: $q_1=1.0$ mm; 裂纹 4: $q_1=1.2$ mm; 裂纹 5: $q_1=1.6$ mm; 裂纹 6: $q_1=2.0$ mm; 裂纹 7: $q_1=3.0$ mm; 裂纹 8: $q_1=3.2$ mm, $q_2=1.0$ mm; 裂纹 9: $q_1=3.2$ mm, $q_2=1.2$ mm; 裂纹 10: $q_1=3.2$ mm, $q_2=1.5$ mm。刚度变化结果如图 5 所示。

由图 5 可以看出, 齿轮产生裂纹时, 刚度减小, 并且随着裂纹长度的增加, 齿轮刚度逐渐降低。当

图 5 齿轮不同裂纹长度时变啮合刚度

齿轮裂纹较小时, 刚度微弱变化, 当裂纹长度接近 3.2 mm 时, 齿轮刚度大幅度降低。这是由于裂纹穿过中心线时属于突然断裂, 轮齿变形急剧增加, 势能变化明显。随着 q_2 的增长, 当轮齿要全部断裂时, 刚度曲线发生弯曲, 这是由于轮齿断裂, 严重影响了齿轮间的啮合关系。

2 齿轮模型的建立

建立 6 自由度集中参数模型, 如图 6 所示。图中 m_1 为主动轮质量; m_2 为主从动轮质量; I_1 为主动轮转动惯量; I_2 为从动轮转动惯量; T_1 为施加在主动轮上的扭矩; T_2 为施加在从动轮上的扭矩; ω_1 为主动轮转速; ω_2 为从动轮转速; k_{x1} 为主动轮 x 方向径向支撑刚度; k_{x2} 为从动轮 x 方向径向支撑刚度;

图 6 六自由度齿轮动力学模型

k_{y1} 为主动轮 y 方向径向支撑刚度; k_{y2} 为从动轮 y 方向径向支撑刚度; c_{x1} 为主动轮 x 方向径向支撑阻尼; c_{x2} 为从动轮 x 方向径向支撑阻尼; c_{y1} 为主动轮 y 方向径向支撑阻尼; c_{y2} 为从动轮 y 方向径向支撑阻尼; k_m 为时变啮合刚度; c_m 为齿间啮合阻尼。具体模型参数如表 2 所示。

表 2 齿轮系参数

参数	主动轮	从动轮
齿数	55	75
模数/mm	2	2
重合度	1.79	1.79
压力角/(°)	20	20
质量/kg	3.5	4.5
齿宽/mm	40	40
泊松比	0.3	0.3
质量惯量/(kg·m ²)	0.008 2	0.011
支撑刚度/(N/m)	5×10^5	5×10^5
支撑阻尼/(Ns/m)	1.2×10^5	1.2×10^5
摩擦系数	0.06	0.06
转速/(r/min)	500	367

该模型考虑 x 和 y 方向自由度以及扭转方向 θ 自由度, 动力学方程可表示为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_{x1} \dot{x}_1 + k_{x1} x_1 - F_f = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_{x2} \dot{x}_2 + k_{x2} x_2 - F_f = 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_{y1} \dot{y}_1 + k_{y1} y_1 + (k_m y + c_m \dot{y}) = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_{y2} \dot{y}_2 + k_{y2} y_2 - (k_m y + c_m \dot{y}) = 0 \\ I_1 \ddot{\theta}_1 - R_{b1} (k_m y + c_m \dot{y}) - M_1 = T_1 \\ I_2 \ddot{\theta}_2 + R_{b2} (k_m y + c_m \dot{y}) - M_2 = -T_2 \end{cases} \quad (22)$$

式中, R_{b1} 为主动轮基圆半径; R_{b2} 为从动轮基圆半径; F_f 为齿间摩擦力。本文取摩擦系数 $\mu=0.06$, 主动轮与从动轮相互啮合, 滑动方向相反。摩擦力 F_f 如下式计算

$$F_f = \mu F_n \quad (23)$$

$$F_n = k_m [(y_1 - y_2) - (R_{b1} \dot{\theta}_1 - R_{b2} \dot{\theta}_2)] + c_m [(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - (R_{b1} \ddot{\theta}_1 - R_{b2} \ddot{\theta}_2)] \quad (24)$$

F_n 为齿间的弹性啮合力; M_1 、 M_2 为摩擦力产生的力矩。 y 为齿轮副间相对位移, 可由下式得到

$$y = y_1 - y_2 + R_{b1} \theta_1 - R_{b2} \theta_2 \quad (25)$$

3 动力学响应仿真与振动特征分析

系统主动轮转频 $f_p=8.3$ Hz, 从动轮转频 $f_g=6.1$ Hz, 啮合频率 $f_m=458.3$ Hz, 对应的啮合周期 $T_m=0.002 2$ s。当主动轮存在故障时, 故障特征频率为其所在轴的转频 $f_i=f_p=8.3$ Hz。采用 Runge-Kutta 法求解系统动力学方程, 并分析 y 方向动力学响应。

由图 7 所示的正常齿轮信号响应图可知, 齿轮的振动位移响应具有周期性, 频谱图中主要为啮合频率和其倍频, 可以看出三倍频幅值较大。数值仿真求得其他 9 种不同长度裂纹的振动响应, 在故障较小时, 故障冲击不明显, 选取 3 条裂纹分别为 $q_1=1.0$ mm, $q_1=1.6$ mm, $q_1=3.0$ mm 的动态位移响应分别如图 8a、8b、8c 所示。由图 8 可知, 当齿轮裂纹较小时, y 方向时域信号冲击特征不明显, 随着裂纹增大, 冲击特征越来越明显, 并存在周期性的冲击, 冲击周期为故障特征周期 $T_f=0.12$ s。图 9a、9b 分别为 $q_1=3.2$ mm, $q_2=1.0$ mm 时域波形图及其频谱图; 图 9c、9d 分别为 $q_1=3.2$ mm, $q_2=1.5$ mm 时域波形图及其频谱图。由图 9 可知, 当裂纹超过 3.2 mm 时, 齿轮裂纹冲击幅值明显增大, 在 Fourier 频谱图中可以看出, 啮合频率周围出现了复杂的边带结构, 这是由于随着裂纹的不断扩展, 严重影响

图 7 正常齿轮 y 方向振动位移响应 图 8 不同裂纹水平下齿轮 y 方向位移响应

图9 裂纹穿过轮齿中心轴的时域响应及其频谱

齿轮系统的啮合, 导致故障振动冲击明显。

故障诊断中常采用一些统计指标去评估振动水平^[22]。将 10 种不同长度裂纹设定为 10 种裂纹等级, 分别用峭度、形状因子、峰值因子、脉冲因子和均方根值五个统计指标来评价不同裂纹等级对故障特征的影响。

采用两种计算方法比较裂纹等级对故障特征的影响, 第一种如式(26)

$$x_i = \frac{X_{if} - X_{ih}}{X_{ih}} \times 100\% \quad (26)$$

式中, 下标 f 代表故障信号统计指标值; h 代表健康信号统计指标值; X_i ($i=1,2,3,4,5$) 分别表示统计特征量峭度、均方根值、峰值因子、脉冲因子、形状因子。将故障信号减去正常信号的结果定义为剩余信号。第二种为故障信号去除正常信号后剩余信号直接求取统计特征。

图10 不同统计指标对裂纹程度的敏感程度比较

分别对两种计算方法在数据归一化和未归一化情况下比较变化趋势,结果如图 10 所示。方法一结果如图 10a、10b 所示。图 10a 为原始仿真信号归一化后统计特征趋势图,图 10b 为未归一化情况下信号随裂纹长度增加变化趋势。由 10a 可知,5 种统计指标具有相同趋势,均随着裂纹等级的增加而逐渐增加,对故障冲击特征比较敏感。由图 10b 可知,峭度值随裂纹等级变化最为明显,对故障最敏感,其余指标围绕在 x 轴。在图 10a、10b 中前 7 种裂纹等级下曲线变化趋势较弱,从第 8 种裂纹等级开始,未归一化和归一化后的统计指标趋势均急剧增加。

方法二结果如图 10c、10d 所示。图 10c 为剩余信号归一化情况,可以看出 5 种统计指标均随着裂纹等级增加而逐渐变大,其中均方根值对早期故障不明显,但当裂纹超过轮齿中心后,均方根值变化趋势明显。图 10d 为剩余信号未归一化的情况,可以发现峭度值和脉冲因子随着裂纹等级增加而逐渐变大,变化趋势均比较明显,对早期故障较为敏感,其余统计指标对故障特征不敏感。

4 结 论

(1) 本文将轮齿简化为悬臂梁,考虑齿轮基体变形,采用势能法计算齿轮时变啮合刚度,通过考虑完整的齿轮齿廓曲线,获得了更为精确的时变啮合刚度。同时研究了 10 种不同裂纹长度对时变啮合刚度变化的影响。随着裂纹长度的增加,刚度逐渐降低。当裂纹穿过轮齿中心线时,轮齿突然断裂,刚度大幅度降低。

(2) 建立了含有时变啮合刚度,齿间摩擦力的 6 自由度齿轮系统动力学模型,仿真求解了齿轮系统的振动信号。通过时域图和频谱图可以发现,随着裂纹长度增加,波形上出现的冲击脉冲及调频现象越来越严重。

(3) 采用两种计算方法比较分析了 5 种统计指标随着裂纹等级增加的变化趋势。可以得到以下结论,可以看出峭度值对原始信号和剩余信号的故障特征均表现出较强的敏感性。本文讨论了单一裂纹故障,在接下来的工作中会继续研究齿轮混合故障对齿轮振动响应的影响。

参 考 文 献

- [1] LIANG X, ZUO M, FENG Z. Dynamic modeling of gearbox faults: A review[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 98: 852-876.
- [2] 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): 111-122.
LEI Yaguo, LUO Xi, LIU Zongyao, et al. A new dynamic model of planetary gear sets and research on fault response characteristics[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(13): 111-122.
- [3] 冯松, 毛军红, 谢友柏. 齿面磨损对齿轮啮合刚度影响的计算与分析[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(15): 27-32.
FENG Song, MAO Junhong, XIE Youbai. Analysis and calculation of gear mesh stiffness with tooth wear[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(15): 27-32.
- [4] WAN Z, CAO H, ZI Y, et al. Mesh stiffness calculation using an accumulated integral potential energy method and dynamic analysis of helical gears[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2015, 92: 447-463.
- [5] WANG J, HE G, ZHANG J, et al. Nonlinear dynamics analysis of the spur gear system for railway locomotive[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2017, 85: 41-55.
- [6] 秦大同, 龙威, 杨军, 等. 变风速运行控制下风电传动系统的动态特性[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(7): 1-8.
QIN Datong, LONG Wei, YANG Jun, et al. Dynamic characteristics of wind turbine transmission system under varying wind speed and operation control conditions[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(7): 1-8.
- [7] 雷亚国, 汤伟, 孔德同, 等. 基于传动机理分析的行星齿轮箱振动信号仿真及其故障诊断[J]. *机械工程学报*, 2014, 50(17): 61-68.
LEI Yaguo, TANG Wei, KONG Detong, et al. Vibration signal simulation and fault diagnosis of planetary gearboxes based on transmission mechanism analysis[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(17): 61-68.
- [8] 冯志鹏, 褚福磊. 行星齿轮箱齿轮分布式故障振动频谱特征[J]. *中国电机工程学报*, 2013, 33(2): 119-127.
FENG Zhipeng, CHU Fulei. Vibration spectral characteristics of distributed gear fault of planetary gearboxes[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2013, 33(2): 119-127.
- [9] LI Y, DING K, HE G, et al. Vibration mechanisms of spur gear pair in healthy and fault states[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, 115: 183-201.
- [10] LIANG X, ZUO M, PANDEY M. Analytically evaluating the influence of crack on the mesh stiffness of a planetary gear set[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2014, 76: 20-38.
- [11] CHAARI F, FAKHFAKH T, HADDAR M. Analytical

- modeling of spur gear tooth crack and influence on gear mesh stiffness[J]. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 2009, 28(3): 461-468.
- [12] 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 Zhiguo, ZI Yanyang, CAO Hongrui, et al. Time-varying mesh stiffness algorithm correction and tooth crack dynamic modeling[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(11): 153-160.
- [13] MA H, PANG X, ZENG J, et al. Effects of gear crack propagation paths on vibration responses of the perforated gear system[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015, 62-63: 113-128.
- [14] 吴家腾, 杨宇, 程军圣. 基于解析有限元的齿根裂纹时变啮合刚度计算方法[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(23): 56-62.
- WU Jiateng, YANG Yu, CHENG Junsheng. The time-varying mesh stiffness calculation for gear tooth crack based on analytical-finite element Method [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(23): 56-62.
- [15] SAXENA A, CHOUKSEY M, PAREY A. Effect of mesh stiffness of healthy and cracked gear tooth on modal and frequency response characteristics of geared rotor system[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2017, 107: 261-273.
- [16] 马锐, 陈予恕. 含裂纹故障齿轮系统的非线性动力学研究[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(21): 84-90.
- MA Rui, CHEN Yushu. Nonlinear dynamic research on gear system with cracked failure[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(21): 84-90.
- [17] DOĞAN O, KARPAT F. Crack detection for spur gears with asymmetric teeth based on the dynamic transmission error[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 133: 417-431.
- [18] MOHAMMED O, RANTATALO M. Dynamic response and time-frequency analysis for gear tooth crack detection[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, 66-67: 612-624.
- [19] 王鑫, 徐玉秀, 武宝林, 等. 两级定轴齿轮断齿故障的非线性耦合特性研究[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(13): 119-124, 178.
- WANG Xin, XU Yuxiu, WU Baolin, et al. Coupled nonlinear characteristic of a two-stage gear system with chipping fault[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35(13): 119-124, 178.
- [20] CHEN Z, ZHAI W, WANG K. Vibration feature evolution of locative with tooth root crack propagation of transmission system[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 29-44: 115.
- [21] 李润方, 王建军. 齿轮系统动力学: 振动 冲击 噪声[M]. 北京: 科学出版社, 1997.
- LI Runfang, WANG Jianjun. *Gear system dynamics: Vibration impact noise*[M]. Beijing: Science Press, 1997.
- [22] CHEN Z, SHAO Y. Dynamic simulation of spur gear with tooth root crack propagation along tooth width and crack depth[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2011, 18(8): 2149-2164.
-
- 作者简介: 孟宗, 男, 1977 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为信号分析与处理, 旋转机械故障诊断。
E-mail: mzyysu@ysu.edu.cn
- 石桂霞, 女, 1995 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为齿轮动力学故障诊断。
E-mail: 260074574@qq.com
- 王福林, 男, 1995 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为旋转机械动力学故障诊断。
E-mail: 911687797@qq.com
- 詹旭阳, 男, 1993 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为深度学习与故障诊断。
E-mail: cyr0510@163.com
- 樊凤杰, 女, 1977 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为信号分析与处理。
E-mail: ffj@ysu.edu.cn
- 孟宗(通信作者), 男, 1977 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为信号分析与处理, 旋转机械故障诊断。
E-mail: mzyysu@ysu.edu.cn