

含行星架裂纹故障的行星齿轮箱振动仿真

王丹凤, 郭 瑜

(昆明理工大学 机电工程学院, 昆明 650500)

摘 要: 为深入了解行星架裂纹故障振动频谱结构, 提出一种考虑时变传递路径和行星轮系载荷非均匀分配的振动仿真模型。根据裂纹导致的行星轮角位移函数, 分析了行星轮角位移对行星轮系载荷分配特性的影响, 仿真分析了行星架裂纹导致的行星轮角位移和行星轮系载荷非均匀分配下的频谱边带结构。仿真结果表明: 行星轮个数为 3 时, 边频带仅受行星轮角位移影响, 随行星轮个数增加到 4、5 时, 频谱边带受行星轮角位移和载荷分配共同影响, 阶比谱出现以行星架旋转阶次为间隔的调制边带成分。通过对比行星轮个数为 3 的齿轮箱仿真与实测信号的阶比谱边带结构, 验证了模型的有效性。

关 键 词: 行星架裂纹; 时变传递路径; 载荷分配系数; 频谱边带; 振动仿真

中图分类号: V232.3; TH132.413

文献标志码: A

Vibration simulation of planetary gearbox with planet-carrier crack

WANG Danfeng, GUO Yu

(Faculty of Mechanical and Electrical Engineering,

Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China)

Abstract: To deeply understand the vibration spectrum structure, a vibration simulation model considering the time-varying transfer paths and the uneven load sharing of the planetary gearbox was proposed. According to angular shift function of planet gears caused by the crack, the effect of the angular shift of planet gears on load sharing was analyzed. The spectrum sideband structure under the planet gear angular shift caused by the planet-carrier crack and the non-uniform load distribution was simulated and analyzed. The simulation results showed that when the number of planet gears was 3, the sideband was only affected by the additional angular displacement of planet gears. When the number increased to 4 and 5, the spectral sideband was jointly affected by the angular displacement and load distribution among planets, and the modulation sideband components with the rotation order of carrier appeared in the order spectrum. By comparing the order spectrum structure of the simulated signal and measured signal of the planetary gearbox with 3 planets, the effectiveness of the proposed model was verified.

Key words: planet-carrier crack; time-varying transfer path; load sharing factor; spectral sideband; vibration simulation

收稿日期: 2021-05-27

基金项目: 国家自然科学基金(51675251); 云南省重点领域科技计划项目(202002AC080001)

作者简介: 王丹凤(1993—), 女, 博士生, 主要从事行星齿轮箱故障诊断、建模研究。

通信作者: 郭瑜(1971—), 男, 教授, 博士, 主要从事旋转机械故障诊断研究。E-mail: kmgary@163.com

引用格式: 王丹凤, 郭瑜. 含行星架裂纹故障的行星齿轮箱振动仿真[J]. 航空动力学报, 2022, 37(7): 1447-1455. WANG Danfeng, GUO Yu. Vibration simulation of planetary gearbox with planet-carrier crack[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(7): 1447-1455.

行星架作为行星齿轮箱易发生故障的关键零部件,行星架裂纹故障诊断方法的研究通常需基于故障对应的振动信号,但通过实验获取不同裂纹阶段的行星架故障实测信号较为困难。因此,构建与实际行星架裂纹故障振动信号相近的振动仿真模型,对了解其振动频谱结构,开展行星架裂纹故障诊断方法的研究具有重要意义。

国内外学者研究了行星齿轮箱载荷分配特性及其振动仿真模型。20 世纪 90 年代, Singh 等^[1]建立有限元/理论混合模型,研究了行星轮系载荷分配对行星轮位置误差的敏感程度;随后,基于太阳轮是否浮动,推导了行星轮存在轴孔位置误差时均载系数计算公式^[2-3]。Ligata 等^[4]提出离散模型推导了行星轮系载荷分配系数计算公式,通过有限元/理论混合模型及实验对比验证模型的有效性。国内,肖铁英等^[5]提出当量啮合误差、等效啮合刚度等概念,推导了均载系数的计算公式。李阳等^[6]研究了间隙浮动机构的行星轮系静力学载荷分配问题。针对行星齿轮箱振动仿真模型,McFadden 等^[7]指出振动频谱结构的非对称性不仅与齿轮箱结构调幅、调频有关,还与行星轮的时变相位有关。随后,McNames^[8]通过傅里叶级数进一步解释了频谱边带非对称现象。Inalpolat 等^[9]提出了简化的数学模型,根据行星轮分布情况将行星齿轮箱分为 5 类,并分析了振动频谱的边带特性。国内,冯志鹏等^[10]分析了 3 种振动传递路径,总结了不同齿轮故障的振动频谱结构。刘宗姚等^[11]基于时变传递路径提出振动仿真模型,研究了齿根裂纹故障频谱结构特性。以上行星轮系载荷分配模型、行星齿轮箱振动仿真研究,研究对象主要为齿轮,缺乏针对行星架裂纹故障的载荷分配模型及其振动频谱结构的研究。

部分学者通过振动频谱分析实现了行星架裂纹故障诊断^[12-13], Patrick 等^[14]考虑行星轮角位移建立了振动信号模型,通过边带幅值变化诊断故障,但上述方法的有效性局限于实验测试单元信号,对直升机实际飞行信号效果不明显。范磊等^[15]建立了动力学模型,研究了行星架裂纹故障对行星齿轮箱振动频谱的影响,但其结果尚未与实测信号对比。目前,很少有文献从行星齿轮箱的运行特性角度出发,提出同时考虑行星架裂纹故障导致的行星轮角位移和行星轮系载荷非均匀分配的振动信号仿真模型。

为解决以上问题,本文提出一种行星齿轮箱

行星架裂纹故障振动仿真模型。通过行星轮角位移函数研究了行星架裂纹故障对行星轮系载荷分配系数的影响;仿真了时变传递路径下行星架裂纹故障的行星齿轮箱振动频谱边带结构,并通过实验验证模型的有效性。

1 行星轮角位移

行星架的主要作用是通过立柱或轴承孔将行星轮固定在合适的位置,使载荷平均分配到多个行星轮^[16]。行星齿轮箱运行过程中,较高振动幅值及周期载荷易使其发生裂纹故障。以“黑鹰”直升机主传动系统为例,裂纹演变可分为 4 个阶段:无裂纹、裂纹萌生、短裂纹、长裂纹。裂纹多产生于立柱与行星架盘接触的应力集中区域,随后沿立柱切线向行星架外缘萌生,最后,沿立柱与轮毂公切线向内延伸,直至贯穿行星架半径^[15-16]。

行星架裂纹导致其与行星轮的接触刚度下降,行星轮产生一个附加角位移^[14]。在实际应用中,不可避免存在太阳轮、行星轮、行星架及齿圈的制造、装配等误差,因此,即使没有行星架裂纹故障影响,各行星轮同样存在位置误差。本文假设传感器安装于静止齿圈之上的箱体上,太阳轮为浮动中心构件,在理想状态下,行星轮均匀分布于行星架盘。行星架裂纹发生于立柱 1 与行星架连接处,使行星轮 1 发生 $\Delta\theta_{r1}$ 的角位移,如图 1 所示。图中数字 1、2、…、5 分别表示行星轮的编号, $\Delta\theta_{r1}$ 、 $\Delta\theta_{r2}$ 、…、 $\Delta\theta_{r5}$ 分别表示对应编号行星轮的角位移。

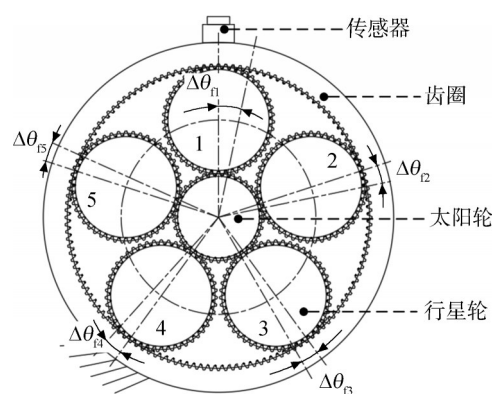


图 1 5 个行星轮均布的行星齿轮箱

Fig.1 Planetary gearbox with 5 equally spaced planets

根据文献[15]行星架裂纹静力学仿真结果(见表 1,太阳轮齿数 $Z_s=38$,行星轮齿数 $Z_p=47$,齿圈齿数 $Z_r=132$ 、 $N_p=5$, N_p 为行星轮个数),行星轮角位移随行星架的旋转呈周期性变化,将行

表 1 行星架裂纹导致的各行星轮角位移^[15]Table 1 Angular shift of planets caused by carrier-plate crack^[15]

裂纹长度/ mm	行星轮编号				
	1	2	3	4	5
0	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17
11.15	0.18	0.17	0.18	0.17	0.16
22.30	0.19	0.17	0.18	0.17	0.16
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
78.05	0.32	0.18	0.19	0.16	0.12
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
133.80	1.07	0.16	0.29	0.06	0.01
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

星架裂纹导致的行星轮角位移拟合为一元三次函数^[15] $\Delta\theta_{fi}$, $i=1, 2, 3 \cdots N_p$, 可表示为

$$\Delta\theta_{fi} = (a_{1i}d^3 + a_{2i}d^2 + a_{3i}d + \theta_0) \cdot [1 + \sin(2\pi f_c t)] \quad (1)$$

式中 d 表示行星架裂纹长度, f_c 为行星架旋转频率, i 表示第 i 个行星轮, a_{1i} 、 a_{2i} 、 a_{3i} 分别为行星轮角位移函数的拟合系数, 如表 2 所示。本文增加常数项 $\theta_0=0.17^\circ$ 表示无裂纹时行星轮位置误差。

$$\begin{cases} E_{pi} = 0 & N_p = 3 \\ E_{pi} = e_i - e_{(i+1)} + e_{(i+2)} - e_{(i+3)} & N_p = 4 \\ E_{pi} = 2e_i - 1.618e_{(i+1)} + 0.618e_{(i+2)} + 0.618e_{(i+3)} - 1.618e_{(i+4)} & N_p = 5 \end{cases} \quad (3)$$

式中 R_s 为太阳轮节圆半径, e_i 为第 i 个行星轮切向角位移分量^[11], T_s 为作用于太阳轮的外部载荷, k_e 为行星轮的有效支撑刚度, 定义为

$$k_e = \left(\frac{1}{k_{sp} + k_{tp}} + \frac{1}{k_{pb}} \right)^{-1} \quad (4)$$

式中 k_{sp} 、 k_{tp} 分别表示行星轮与太阳轮、齿圈啮合的时变刚度, 本文采用势能法, 将其分为赫兹接触刚度、弯曲、剪切及轴向压缩刚度^[17]。 k_{pb} 表示行星轴承刚度, $k_{pb}=3.20 \times 10^7 \text{ N/m}$ ^[11]。

当 $N_p=3, 4$ 时, 分别取表 1 前 3 列和前 4 列对应的数据进行分析, 由式(2)得到行星轮系载荷分配特性曲线, 如图 2 所示。

由图 2(a)可知, 当太阳轮作为浮动中心构件, $N_p=3$ 时, 载荷分配系数以 0.001 的数量级在理想载荷分配系数 0.33 上下波动。因此, 可认为该情况下即使存在行星轮角位移, 行星轮系载荷仍均匀分配, 即 $F_{ls,i}=1/3$ 。可观察到, $N_p=4$ 时,

表 2 行星轮角位移函数的拟合系数

Table 2 Fitting parameters of the angular shift function of each planet gear

行星轮 编号	$a_{1i}/10^{-8}$	$a_{2i}/10^{-5}$	$a_{3i}/10^{-4}$	$\theta_0/(^\circ)$
1	50.0	-4.12	22.8	0.17
2	13.8	-2.04	7.59	0.17
3	5.11	-3.14	3.22	0.17
4	-7.86	0.757	-2.48	0.17
5	4.66	-1.50	3.00	0.17

2 行星架裂纹的载荷分配

行星轮系载荷分配易受行星轮角位移切向分量影响, 即使较小的角位移同样会影响行星轮系载荷分配系数(load sharing factor, LSF, 量符号记为 F_{ls})。本文通过 Ligata 等提出的模型计算各行星轮载荷分配系数^[4], 可表示为

$$F_{ls,i} = \frac{1}{N_p} + \frac{k_e R_s}{2N_p T_s} E_{pi} \quad (i=1, 2, 3, \cdots, N_p) \quad (2)$$

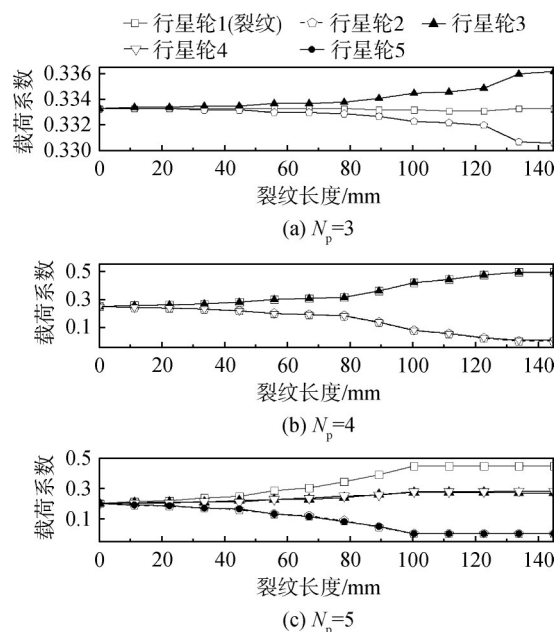


图 2 行星轮系载荷分配曲线

Fig.2 Load sharing curves among all planet gears

随裂纹长度的增加,相对位置的行星轮有相同的载荷分配系数。当 $N_p=5$ 时,随故障程度的增加,裂纹位置的行星轮承担将近 $1/2$ 的外部载荷,其余系数为 $F_{ls,2}=F_{ls,5}, F_{ls,3}=F_{ls,4}$ (见图 2(c))。当 $d \geq 100$ mm 后,图 2(b)、图 2(c) 中均出现了行星轮未承担载荷的现象。

根据图 2,研究中提出载荷波动比 c (即载荷波动值与理想载荷的比值) 与裂纹演化的 3 个阶段对应。观察图 2,令 $c \leq 10\%$ 时,对应裂纹萌生阶段,此时 $d \leq 20$ mm (裂纹占比约为 14%); $10\% < c \leq 50\%$ 时,对应短裂纹阶段,此时 20 mm $< d \leq 100$ mm (裂纹占比约在 $14\% \sim 70\%$ 之间); $c > 50\%$ 时,对应长裂纹阶段 (开始出现行星轮不承担载荷),此时 100 mm $< d \leq 145$ mm (裂纹占比在 $70\% \sim 100\%$)。

3 行星架裂纹故障振动信号模型

行星齿轮箱传动过程中存在多对齿轮同时啮合现象,为简化振动模型,假设太阳轮-行星轮、行星轮-齿圈之间的啮合振动为线性叠加。在无故障情况下 (存在行星轮位置误差, δ_{pi}), 行星齿轮箱的振动信号 $v(t)$ 可表示为

$$v(t) = \sum_{i=1}^{N_p} A_{ri}(t) v_{rpi}(t) + A_{si}(t) v_{spi}(t) \quad (5)$$

若仅考虑行星轮 1, 行星轮 1 与太阳轮啮合点比其与齿圈啮合点到振动传感器的传递路径长 $D_p = mZ_p$ (如图 3 所示), m 为行星轮模数, 行星轮 1-齿圈振动传递路径函数 $A_{r1}(t)$ (传递路径 1) 和行星轮 1-太阳轮振动传递路径函数 $A_{s1}(t)$ (传递路径 2) 的关系可表示为^[18]

$$A_{s1}(t) = \left[\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos \left(2N_p \frac{Z_p}{Z_r} \right) \right] A_{r1}(t) \quad (6)$$

随行星架旋转, 各行星轮以 T_c/N_p 时间间隔

$$A_{rpi}(t) v_{rpi}(t) = A_{r1} \left(t - \frac{i-1}{N_p} T_c \right) \cdot V_{rp1} \cos \left[f_m \left(t - \frac{\phi_i + \delta_{pi}}{f_c} \right) \right] = \sum_{q=-Q}^Q \sum_{n=-N}^N X_{qi} F_{rin} e^{j(nZ_r + q)f_c t} \cdot e^{-j(nZ_r + q)(\phi_i + \delta_{pi})} \quad (7)$$

$$A_{spi}(t) v_{spi}(t) = A_{s1} \left(t - \frac{i-1}{N_p} T_c \right) \cdot V_{sp1} \cos \left[f_m \left(t + \frac{\phi_i + \delta_{pi}}{f_s - f_c} \right) + \gamma_i \right] = k \sum_{q=-Q}^Q \sum_{n=-N}^N X_{qi} F_{rin} e^{j(nZ_r + q)f_c t} \cdot e^{jn\gamma_i} e^{j(nZ_s - q)(\phi_i + \delta_{pi})} \quad (8)$$

式中 X_{qi} 为 $A_{ri}(t)$ 的 q 次谐波傅里叶系数, k 为传递路径导致的能量损失, $k = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos(2N_p \frac{Z_p}{Z_r})$ 。 F_{rin}

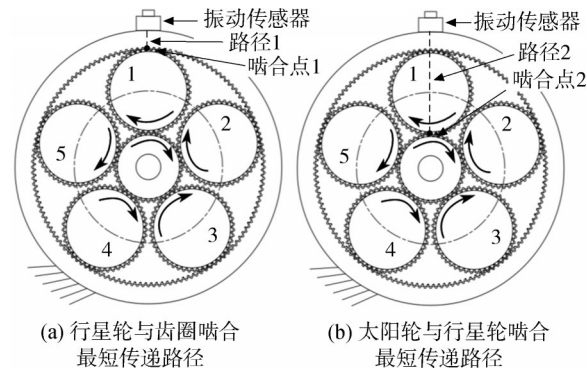


图 3 故障行星齿轮振动传递路径

Fig.3 Vibration transfer paths of the fault planet gear

依次接近传感器, T_c 为行星架旋转周期。因此, $A_{ri}(t)$ 和 $A_{si}(t)$ 可表示为

$$\begin{cases} A_{ri}(t) = A_{r1} \left(t - \frac{i-1}{N_p} T_c \right) \\ A_{si}(t) = A_{s1} \left(t - \frac{i-1}{N_p} T_c \right) \end{cases} \quad (7)$$

行星轮与齿圈、太阳轮啮合振动信号 $v_{rpi}(t)$ 和 $v_{spi}(t)$ 是周期为啮合频率 f_m 的函数, $f_m = Z_c f_c$, 可将其分别写为三角函数形式

$$\begin{cases} v_{rpi}(t) = V_{rp1} \cos \left[f_m \left(t - \frac{\phi_i + \delta_{pi}}{f_c} \right) \right] \\ v_{spi}(t) = V_{sp1} \cos \left[f_m \left(t + \frac{\phi_i + \delta_{pi}}{f_s - f_c} \right) + \gamma_i \right] \end{cases} \quad (8)$$

式中 V_{rp1} 和 V_{sp1} 分别表示 $v_{rpi}(t)$ 和 $v_{spi}(t)$ 的幅值, ϕ_i 表示行星轮 i 相对行星轮 1 的初始位置角 $\phi_i = 2\pi(i-1)/N_p$, f_s 和 f_c 分别表示太阳轮和行星架的旋转频率, γ_i 为太阳轮-行星轮、行星轮-齿圈啮合的相对相位^[19]。因此, 行星轮-齿圈、行星轮-太阳轮振动信号可展开为傅里叶级数的形式

和 F_{sin} 表示 $v_{rpi}(t)$ 和 $v_{spi}(t)$ 的 n 次谐波傅里叶系数。

综上, 考虑行星轮系载荷分配系数, 将式(5)按傅里叶级数展开为

$$v(t) = \sum_{q=-Q}^Q \sum_{n=-N}^N X_{qt} e^{j(nZ_r+q)f_c t} \left[\bar{F}_{rin} \sum_{i=1}^{N_p} F_{ls,i} e^{-j(nZ_r+q)(\psi_i+\delta_i)} + \bar{F}_{sin} k \sum_{i=1}^{N_p} F_{ls,i} e^{jny_i} e^{j(nZ_s-q)(\psi_i+\delta_i)} \right] \quad (11)$$

式中 $\bar{F}_{rin}$ 和 $\bar{F}_{sin}$ 可表示为式(12)^[11]。在理想状态下 ($\delta_{pi}=0$), 各行星轮承担相同载荷, 即 $F_{ls,i}=1/N_p$ 。

$$\bar{F}_{rin} = \sum_{i=1}^{N_p} F_{rin}, \quad \bar{F}_{sin} = \sum_{i=1}^{N_p} F_{sin} \quad (12)$$

$$v(t) = \sum_{q=-Q}^Q \sum_{n=-N}^N X_{qt} e^{j(nZ_r+q)f_c t} \left[\bar{F}_{rin} \sum_{i=1}^{N_p} F_{ls,i} e^{-j(nZ_r+q)(\psi_i+\Delta\theta_{fi})} + \bar{F}_{sin} k F_{ls,i} e^{jny_i} e^{j(nZ_s-q)(\psi_i+\Delta\theta_{fi})} \right] \quad (13)$$

根据式(13), 分别对裂纹长度 $d=11.15$ mm (裂纹萌生)、 $d=78.05$ mm (短裂纹)、 $d=133.80$ mm (长裂纹), $N_p=3, 4, 5$ 的齿轮箱进行振动信号仿真。图4为 $N_p=3$ 行星齿轮箱在3种故障状态下的振动仿真结果。阶比(l)表示频率 f 与 f_c 的比值, $l=f/f_c$ 。由式(13)可知, 在理想情况下, $v(t)$ 阶比谱的主谐波位于 $nZ_r+q=\lambda N_p$ (λ 为整数), 如129阶、132阶、135阶等, 分别对应 $43N_p$ 、 $44N_p$ 、 $45N_p$ 。由于 $N_p=3$ 行星轮系载荷分配系数相同 ($F_{ls,1}=F_{ls,2}=F_{ls,3}=0.33$), 行星架裂纹故障仅通过 $\Delta\theta_{fi}$ 使阶比谱出现非 N_p 整数倍的附加边带。如图4(b)、图4(c)在啮合阶比 ($l_m=132$) 附近产生间隔为行星架阶比 $l_c=1$ 的边带, 如130阶、131阶、133阶等。

图5表示 $N_p=4$ 振动信号仿真阶比谱。由图2(b)可看出 $F_{ls,1}=F_{ls,3}$ 、 $F_{ls,2}=F_{ls,4}$, 因此, 振动频谱

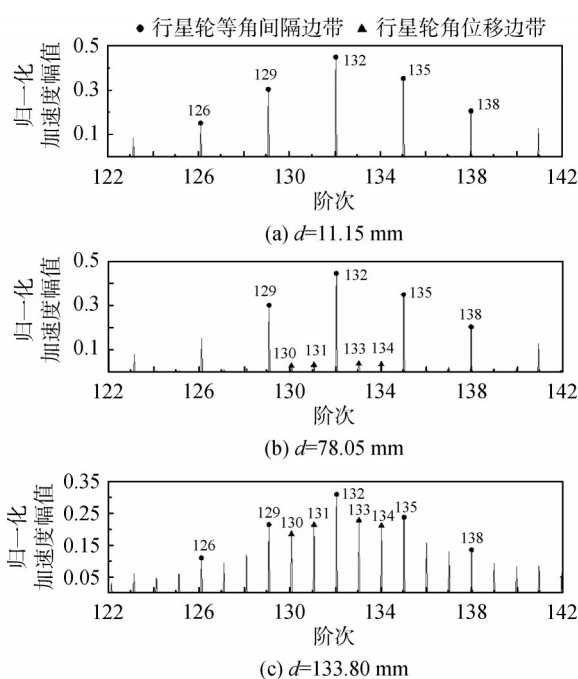


图4 3个行星轮行星架裂纹故障振动信号阶比谱
Fig.4 Order spectrum of planet-carrier crack fault vibration signal with 3 planets

同理, 可推导立柱1与行星架盘接触处发生裂纹故障时, 各行星轮产生的附加角位移 $\Delta\theta_{fi}$, 行星齿轮箱振动信号的傅里叶级数展开式为

出现 $2\omega_c$ 的频率分量, 如130阶、134阶 (见图5)。对比不同故障程度发现, 载荷分配不均现象导致的频率分量一直存在, 而行星轮角位移导致频率分量 (如131阶、133阶、135阶等), 在裂纹萌生阶段并未出现。观察短裂纹、长裂纹阶段 (图5(b)、图5(c)) 的频谱边带可知, 其受行星轮角位移和行星轮系载荷非均匀分配共同影响, 且长裂纹阶段频谱边带结构更为复杂。

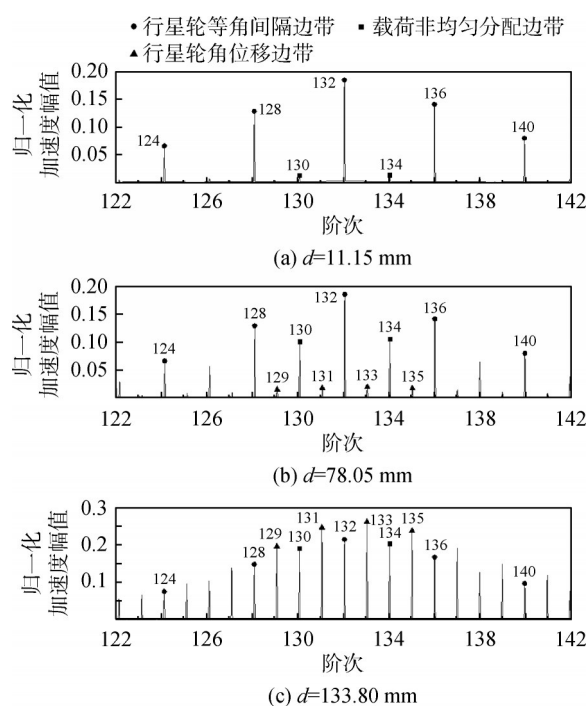


图5 4个行星轮行星架裂纹故障振动信号阶比谱
Fig.5 Order spectrum of planet-carrier crack fault vibration signal with 4 planets

当 $N_p=5$ 时, 有 $F_{ls,2}=F_{ls,5}$ 、 $F_{ls,3}=F_{ls,4}$, 而裂纹长度达到总裂纹长度的70%后, $F_{ls,1}$ 接近总载荷的0.5倍。相比于理想状态 ($F_{ls,i}=0.2$), 载荷分配严重不均, 谱边带结构更复杂, 如图6所示。与上述两种情况类似, 行星架裂纹萌生阶段, 频谱边带主要受行星轮系载荷不均分配的影响 (如127阶、128阶、132阶、133阶等), 随裂纹长度增大, 行星

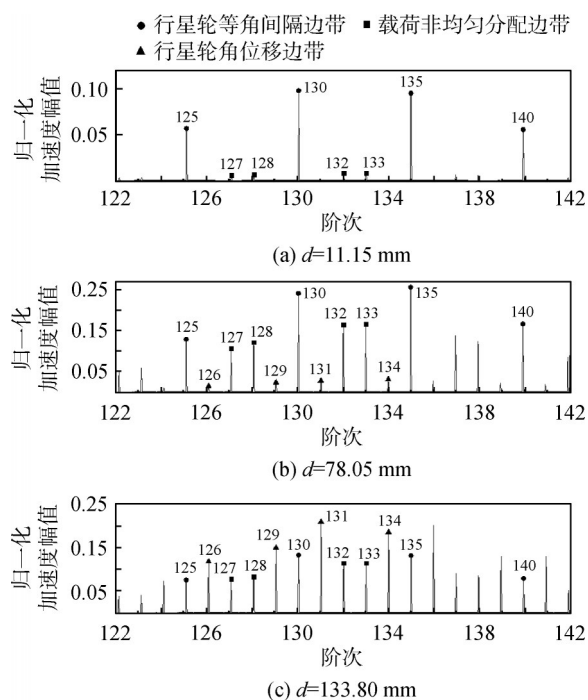


图6 5个行星轮行星架裂纹故障振动信号阶比谱

Fig.6 Order spectrum of planet-carrier crack fault vibration signal with 5 planets

轮角位移增大,间隔为 l_c 的频率分量逐渐突出,裂纹后期,其幅值尤为突出(如129阶、131阶、134阶等)。

观察行星齿轮箱3种情况的振动信号阶比谱,发现 l_m 附近均存在 N_p 整数倍的频率分量,该类频率分量由行星轮等角间隔分布引起。同时,当行星架裂纹处于萌生阶段时,行星轮角位移导致的边带几乎观察不到。随着裂纹程度的增加,阶比谱边带结构受载荷分配系数和行星轮角位移共同的影响,频谱边带结构更复杂。

4 实验验证分析

4.1 实验说明

本文以齿圈与箱体固定,太阳轮为浮动支撑的单级行星齿轮箱为研究对象,对上述提出的行星架裂纹故障振动仿真模型进行实验验证,实验台如图7所示。

根据文献[15]对裂纹演化过程的研究结果,在行星架轴承孔处加工一条长约为8 mm,宽约为0.18 mm,贯行星架厚度方向与轴承孔相切的裂纹(见图8)。若裂纹完全贯行星架盘,则 $d \approx 50$ mm,裂纹占比约为16%(短裂纹阶段)。实验中分别对正常、行星架裂纹故障两种情况进行数据采集,3个加速度振动传感器(DH112,灵敏度

为5.2 pC/g, pC表示输出电量单位, g 为重力加速度 $g=9.8 \text{ m/s}^2$)分别安装于行星齿轮箱体靠近太阳轮的轴承座、齿圈上方以及行星架轴承座,如图7所示。电涡流位移传感器(DH904,灵敏度为2.5 V/mm)与太阳轮轴相对安装,用于获得太阳轮转速脉冲。加速度传感器经电荷放大器(灵敏度0.030 V/pC)转换为电压,以NI 9234采集卡(采样频率为51.2 kHz)进行4通道同步采样。齿轮详细参数见表3。行星轮齿根裂纹故障特征阶比 $l_p=Z_r/Z_p=3.55$ 。

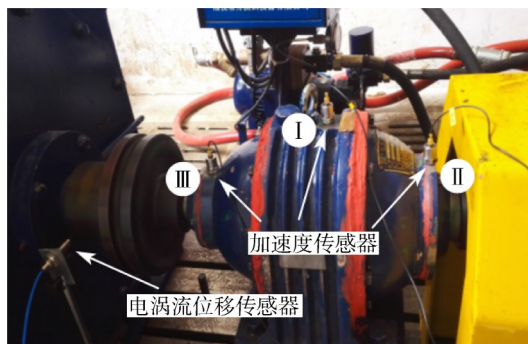


图7 行星齿轮传动实验台

Fig.7 Planetary gear transmission test rig

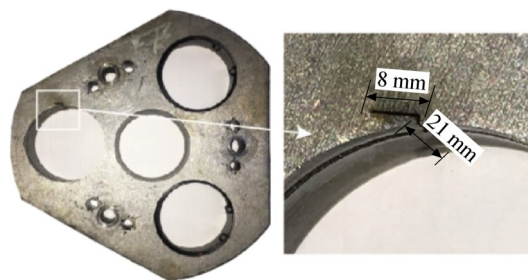


图8 行星架裂纹故障

Fig.8 Planet-carrier crack fault

表3 行星齿轮箱参数

Table 3 Parameters of the planetary gearbox

参数	齿轮		
	太阳轮	行星轮(3个)	齿圈
齿数	$Z_s=28$	$Z_p=20$	$Z_r=71$
模数/mm	2.25	2.25	2.25
齿形角/(°)	20	20	20

首先根据行星齿轮箱传动比,将采集的太阳轮转速脉冲信号按齿轮箱传动比转换到行星架,然后,选取行星架为参考轴对原始振动信号进行角域重采样,消除转速波动的影响;最后,通过快

速傅里叶变换(fast Fourier transform, FFT)获得阶比谱。具体过程可参见图 9。

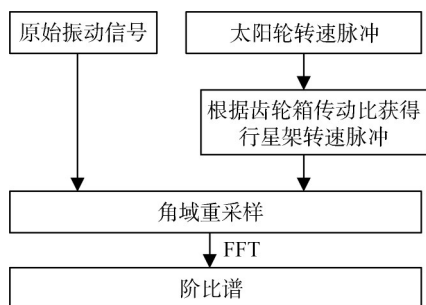


图 9 振动信号处理流程图

Fig.9 Flow chart of vibration signal processing

4.2 正常和行星架裂纹故障结果分析

对最接近齿圈位置 I 测点信号进行分析。实验时,太阳轮转速约为 800 r/min,通过行星齿轮箱传动比,计算得到行星架(参考轴)转速曲线波形,如图 10 所示,图中仅显示 2 s 的数据。

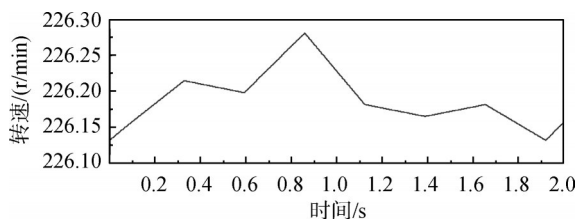


图 10 行星架转速曲线

Fig.10 Speed profile of planet-carrier

图 11 为正常和行星架裂纹故障的时域波形和阶比谱对比图。由图 11(a)可观察到,故障时域振动信号(灰色虚线)幅值大于正常振动信号幅值。通过对行星轮系载荷分配特性的分析可知,3 个等角间隔行星轮且太阳轮作为中心浮动构件的行星齿轮箱,各行星轮承担的载荷相等,对频谱结构的影响仅包括行星轮角位移。观察图 11(b)可知,其振动信号频谱边带可归纳为 3 类:①行星轮等角间隔分布产生的位于啮合阶比($l_m=71$)附近边带,如 66 阶、69 阶、72 阶,其分别对应 $22N_p$ 、 $23N_p$ 、 $24N_p$;②行星轮角位移产生间隔为 l_c 的附加边带 70 阶、71 阶、73 阶等;③其他与行星轮局部故障特征阶比 l_p 相关的边带,如 67.2 阶、67.45 阶、67.8 阶等。

实验中,由于安装、制造误差,导致无故障振动信号阶比谱存在与 l_p 相关的阶比分量。随行星架旋转,对 l_p 产生以 l_c 的调制现象,如阶次为 69.45 对应 $71+2-3.55$,此类边带存在以 l_c 为间隔的调制边带,如 67.45 阶、68.45 阶等。图 11(b)中其他边频带均可以同样方法计算,如 67.2 阶、67.8 阶。对比正常和故障阶比谱局部放大图的幅值可知(图 12),行星架裂纹故障(灰色虚线)的边带(如 70 阶、71 阶)幅值明显高于正常情况。同时,受行星轮角位移的影响,与行星轮局部故障相关的特征频率幅值也明显高于正常情况。

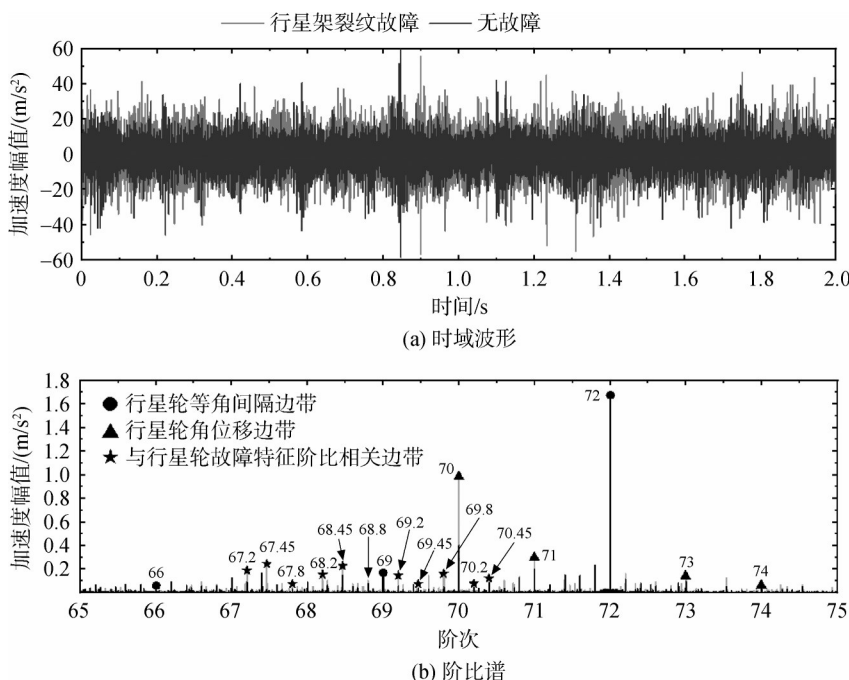


图 11 正常和行星架裂纹振动信号对比

Fig.11 Comparison of vibration signal between normal and planet-carrier crack

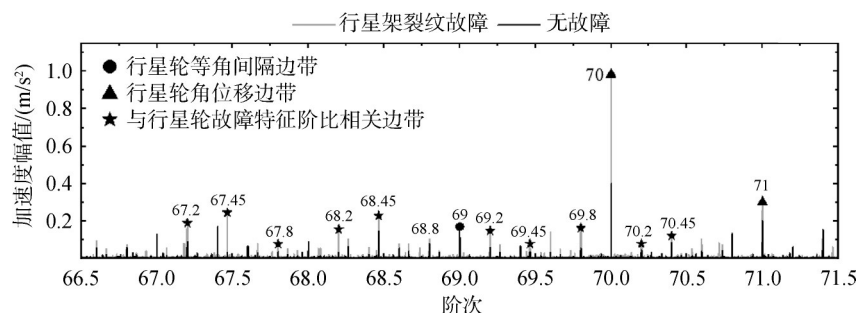


图 12 正常和行星架裂纹故障振动信号阶比谱放大图

Fig.12 Partial magnification of vibration signal order spectrum of the normal and planet-carrier crack

由于实验台限制,使得仿真与实验所采用的行星齿轮箱齿轮参数不同,导致阶比谱在数值上不一致,但理论上仿真与实验的阶比谱主谐波阶次均产生于 $nZ_r + q = \lambda N_p$, 如 129 阶、132 阶、135 阶(图 4),图 11(b)中 66 阶、69 阶、72 阶等。行星架裂纹故障导致的边带可通过 $nZ_r + q \pm l_c$ 计算得到,如图 4 中 130 阶、131 阶、133 阶等,图 11(b)中 70 阶、71 阶和 73 阶。

5 结 论

本文以行星架裂纹故障为研究对象,分析了裂纹程度与行星轮系载荷分配特性的关系,考虑行星齿轮箱的时变路径特性,建立针对行星架裂纹故障的振动信号仿真模型,对故障阶比谱啮合频率两侧的边带产生原因进行详细解释。实验中,通过 3 行星轮齿轮箱行星架裂纹故障与正常情况的实测数据对比,验证了仿真模型的正确性。结果表明,行星架裂纹故障的齿轮箱频谱边带结构主要分为 3 类:①行星轮等角间隔分布产生的边带,②行星架裂纹故障通过行星轮角位移产生的边带,③行星架裂纹故障通过行星轮系载荷非均匀分布产生的边带。所提仿真模型弥补了现有研究对象上的不足,同时考虑行星轮系角位移与载荷分配特性更全面地描述系统的振动行为,为后续行星架裂纹故障诊断方法的仿真研究提供了途径。

参考文献:

[1] SINGH A. Application of a system level model to study the planetary load sharing behavior[J]. Journal of Mechanical Design, 2005, 127(3): 469-476.
[2] SINGH A. Load sharing behavior in epicyclic gears: physical explanation and generalized formulation[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(3): 511-530.
[3] SINGH A. Epicyclic load sharing map—development and

validation[J]. Mechanism and Machine Theory, 2011, 46(5): 632-646.

[4] LIGATA H, KAHARAMAN A, SINGH A. A closed-form planet load sharing formulation for planetary gear sets using a translational analogy[J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(2): 021007.1-021007.7.
[5] 肖铁英, 陆卫杰. 行星齿轮机构均载系数的计算方法[J]. 燕山大学学报, 1992, 16(4): 290-295.
XIAO Teiying, LUO Weijie. Calculative method of load balance coefficient in planetary gear[J]. Journal of Yanshan University, 1992, 16(4): 290-295. (in Chinese)
[6] 李阳, 刘光磊, 刘更, 等. 基于间隙浮动的行星齿轮传动系统静力学均载分析[J]. 机械科学与技术, 2009, 31(8): 1115-1120.
LI Yang, LIU Guanglei, LIU Geng, et al. Analysis of static load sharing in a planetary gear set with gap for gear floating[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2009, 31(8): 1115-1120. (in Chinese)
[7] MCFADDEN P D, SMITH J D. An explanation for the asymmetry of the modulation sidebands about the tooth meshing frequency in epicyclic gear vibration[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1985, 199(1): 65-70.
[8] MCNAMES J. Fourier series analysis of epicyclic gearbox vibration[J]. Journal of Vibration and Acoustics Transactions of the ASME, 2002, 124(1): 150-153.
[9] INALPOLAT M, KAHARAMAN A. A theoretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 323(3/4/5): 677-696.
[10] FENG Zhipeng, ZUO Mingjian. Vibration signal models for fault diagnosis of planetary gearboxes[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(22): 4919-4939.
[11] LIU Zongyao, LEI Yaguo, LIU Huan, et al. A phenomenological model for investigating unequal planet load sharing in epicyclic gearboxes[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 135(1): 1064141-10641416.
[12] KELLER J A, GRABILL P. Vibration monitoring of UH-60 A main transmission planetary carrier fault[R]. Phoenix, AZ, US: the 59th American Helicopter Society Annual Forum, 2003.
[13] BLUNT D M, KELLER J A. Detection of a fatigue crack in

- a UH-60A planet gear carrier using vibration analysis[J].Mechanical Systems and Signal Processing, 2006, 20(8):2095-2111.
- [14] PATRICK R, FERRI A, VACHTSEVANOS G. Effect of planetary gear carrier-plate cracks on vibration spectrum[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2012, 134(6): 061001-0610012.
- [15] FAN Lei, WANG Shaoping, WANG Xingjian, et al. Nonlinear dynamic modeling of a helicopter planetary gear train for carrier plate crack fault diagnosis[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2016, 29(3):675-687.
- [16] KAHRAMAN A. Load sharing characteristics of planetary transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory, 1994, 29(8):1151-1165.
- [17] LIANG Xihui, ZUO Mingjian, Pandey M. Analytically evaluating the influence of crack on the mesh stiffness of a planetary gear set[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 76(1):20-38.
- [18] LEI Yaguo, LIU Zongyao, LIN Jing, et al. Phenomenological models of vibration signals for condition monitoring and fault diagnosis of epicyclic gearboxes[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 369(1):266-281.
- [19] 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(4): 748-752.

(编辑:王碧珺)