

柔性薄壁轴承寿命试验机的研制及特性分析*

李 振^{1,2}, 苗 壮¹, 徐孝国¹, 高 健², 李伟光³

(1. 烟台大学机电与汽车工程学院 烟台, 264005)

(2. 广东工业大学机电工程学院 广州, 510006)

(3. 华南理工大学机械与汽车工程学院 广州, 510640)

摘要 针对柔性薄壁轴承在谐波减速器中的损伤问题,提出了一种基于振动检测的故障诊断及寿命试验方法,以研究柔性薄壁轴承的失效机理。首先,分析了柔性薄壁轴承在谐波减速器中的受载方式及其运动学特性,揭示了其在承载过程中内圈、外圈及滚动体的受力特点和损伤易发部位;其次,设计了用于检测柔性薄壁轴承故障的试验机,通过振动信号监测轴承的健康状态;然后,推导了柔性薄壁轴承中具有椭圆特性的内圈、外圈及滚动体的故障特征频率求解模型,确定了柔性薄壁轴承的故障特征频率表现为一区间范围内的变动值;最后,通过柔性薄壁轴承寿命试验确定了其疲劳特性,获得合适的概率修正系数。试验结果表明,柔性薄壁轴承的概率修正系数 K_0 在0.15~0.2范围内较为合适,并且与普通轴承具有固定的故障特征频率不同,柔性薄壁轴承的故障特征频率在一定范围内波动,有效支持了故障特征的早期检测和准确诊断。

关键词 柔性薄壁轴承;寿命试验机;故障特征频率;时变特性

中图分类号 TH113.1;TP18;TK267

引 言

谐波减速器具有重量轻、体积小、高减速比、传动精度高等优点,被广泛用于各种机器人的传动系统中。谐波减速器利用柔性轴承可控弹性形变实现高减速比,在循环交变载荷的作用下,滚动元件易发生疲劳失效,其运行状态的好坏决定着谐波减速器的寿命^[1-2]。因此,对柔性薄壁轴承的研究引起了学者们的关注。赵滨海等^[3]利用赫兹理论对柔性轴承的载荷分布进行了研究。姜伟等^[4]利用软件 ANSYS Workbench 建立柔性轴承与波发生器凸轮的多体接触模型,分析了柔性轴承内外圈变形、应力以及载荷的分布规律。Ostapski 等^[5]在施加长轴对称径向载荷的情况下,分析了柔性薄壁轴承的变形和应力分布情况。文献[6-7]对柔性轴承的结构形式和尺寸参数等进行研究,讨论了目标函数的构建、约束条件的确定及关键结构参数的优化设计等。以上研究多为柔性薄壁轴承设计及其应力分布计算方面,对其寿命试验和故障诊断方面的研究还较少。

当柔性薄壁轴承出现疲劳点蚀时,会通过振动信号反映出来。笔者设计了一种基于振动检测的柔

性薄壁轴承故障诊断与寿命试验机,推导了椭圆特性的柔性薄壁轴承内、外圈及滚动体故障特征频率模型的求解过程。分析了内、外圈单点故障及正常柔性薄壁轴承的信号特征。建立了柔性薄壁轴承元件损伤与振动特征的映射关系,并与普通滚动轴承同类损伤的振动特征进行对比,为柔性薄壁轴承的损伤诊断提供理论依据。试验结果表明,柔性薄壁轴承的概率修正系数 K_0 设在0.15~0.2范围内比较合适。对实际损伤振动信号的分析也验证了柔性薄壁轴承损伤特征频率的理论分析结果。

1 柔性轴承寿命试验机设计

1.1 谐波减速器的工作原理

谐波减速器是一种靠波发生器装配柔性轴承使柔性齿轮产生可控的弹性形变,并与刚性轮齿进行多齿啮合来传递运动和扭矩的减速机。谐波减速器由波发生器、柔轮和刚轮构成。谐波减速器通过柔性轴承的弹性变形引起刚轮与柔轮之间的转齿差来实现大减速比,寿命主要取决于柔性轴承的寿命。

* 国家高技术研究发展计划(“八六三”计划)资助项目(2015AA043005);国家自然科学基金资助项目(51375178, 51875216);山东省自然科学基金资助项目(ZR2023QE280)

收稿日期:2022-05-17;修回日期:2022-08-29

波发生器由椭圆轴和柔性薄壁轴承组成。柔性薄壁轴承在谐波减速器中工作时,不仅承受滚动体的循环应力载荷,还承受来自椭圆长轴部位的周期性交变挤压以及外部载荷的双向挤压,使得柔性薄壁轴承的内外圈及滚动体等元件易发生损伤,尤其是外圈极易发生疲劳断裂,这会造成轴承振动异常,使整个谐波减速器振动加剧,致使传动精度降低。

普通轴承的内外圈都是大刚度圆环,而柔性薄壁轴承装配到椭圆形的凸轮上时,内外圈会跟随其轮廓线变成椭圆形。柔性薄壁轴承在谐波减速器中工作时,内、外圈的主要承载点位于滚动体与内、外圈沟道的接触位置。当其跟随椭圆轴转动时,会受到椭圆长轴的周期性挤压而产生大尺度形变,且在柔轮的啮入、啮出椭圆轴交替过程中还会承受周期性的冲击,使得柔性薄壁轴承在没有出现损伤时,振动信号中也会产生周期性的冲击。这对于柔性轴承的故障诊断将是一个极大的干扰成分。

1.2 寿命试验机的设计分析

由于普通轴承的疲劳试验机无法满足柔性薄壁轴承交替受载的特点,学者们对柔性薄壁轴承寿命试验机的研制开展了一些研究工作。从试验对象的方式可以划分为2类:①以谐波减速器为对象;②以柔性薄壁轴承单一元件为试验对象。对于第1类,Tuttle等^[8]设计一种试验机,用于研究谐波传动中柔性薄壁轴承的摩擦性能及柔轮刚度轮齿的失效机理。文献[9]探讨了其在真空环境下传动效率与负载、温度及运转时间之间的关系。对于第2类,文献[10]实现了单一轴承测试的突破,但存在轴承振动严重、磨损凸出及传感器仅能测量外圈故障的缺点。

以柔性薄壁轴承为单一试验对象进行研究,能够增加试验的可控性和操作性,且大大降低试验成本,是未来试验研究的重要发展方向。

1.3 柔性薄壁轴承寿命试验机的设计

柔性薄壁轴承在谐波减速器整个运行过程中,不仅存在疲劳点蚀现象,还存在由交变应力引起的弯曲疲劳现象。因此,常见的柔性薄壁轴承失效形式主要有剥落、外圈磨损及外圈断裂等。考虑到轴承的寿命长且离散,需要对其进行加速寿命试验。常用的加速寿命试验包括加温、加速和加载。根据普通轴承的基本额定寿命公式^[11]可知,轴承的基本额定寿命与转速和载荷的3次方均成反比。

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon \quad (1)$$

其中: L_h 为轴承寿命(h); C 为额定动载(N); P 为当量动载荷(N); n 为转速(r/min); ϵ 为寿命指数。

在设计柔性薄壁轴承故障寿命试验机的加载方式时,应尽可能地满足其实际工作状态。笔者对柔性薄壁轴承载荷区的载荷分布情况进行研究,将谐波减速器中柔性薄壁轴承的外圈单点故障模型进行简化,得到的柔性薄壁轴承的外圈故障模型如图1所示。柔性薄壁轴承的载荷区随着椭圆长轴的转动而不断变化,引起故障冲击响应的幅值出现时强时弱的调制现象。

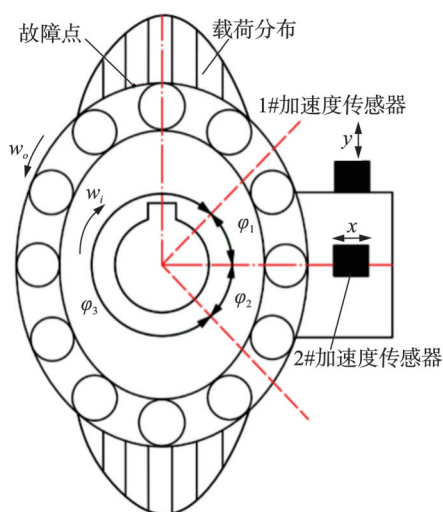


图1 柔性薄壁轴承的外圈故障模型

Fig.1 Outer ring fault model of flexible thin wall bearing

为了满足实际中柔性薄壁轴承的椭圆双向加载方式和加速加载寿命试验的要求,将负载所施加给轴承的随动径向载荷简化为加速寿命试验时所施加的径向载荷,进而设计了一种基于振动信号检测的柔性加载方式。当柔性薄壁轴承工作的温度、压力、振动和噪声等发生变化时,可通过振动信号反映出来。通过振动信号分析可实现柔性薄壁轴承椭圆变形时的故障诊断与寿命分析。图2为柔性薄壁轴承寿命试验机,包括隔振机体、润滑冷却系统、主驱动

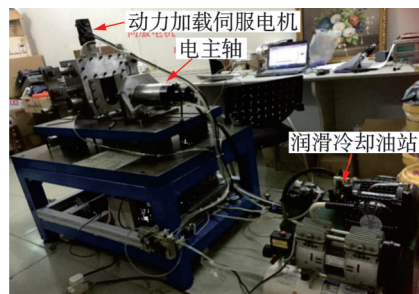


图2 柔性薄壁轴承寿命试验机

Fig.2 Flexible thin-wall bearing testing machine

电机、数据采集系统和加载机构等部分。

参照普通滚动轴承寿命试验机的加载方式,笔者设计了一种可对柔性轴承进行静、动载荷加载的凸轮盘加载机构。图3为加载机构原理图。柔性薄壁轴承寿命试验机的加载机构如图4所示。

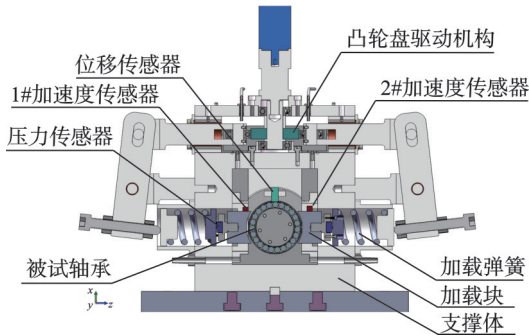


图3 加载机构原理图

Fig.3 Schematic diagram of loading device

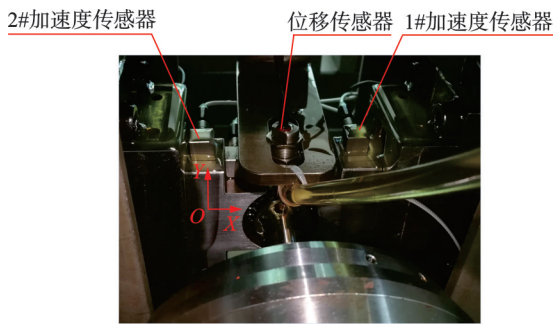


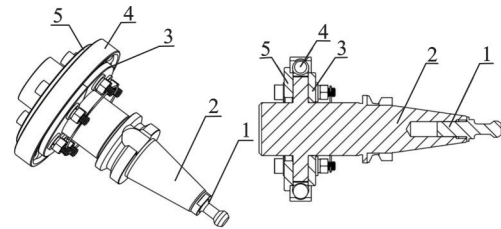
图4 柔性薄壁轴承寿命试验机的加载机构

Fig.4 Loading device of flexible thin-wall bearing life testing machine

当凸轮盘加载驱动机构工作时,可通过杠杆弹簧机构对薄壁轴承施加动变载荷。当凸轮盘加载驱动机构静止时,可通过螺杆对薄壁轴承施加静变载荷。当柔性薄壁轴承在载荷的作用下出现疲劳点蚀时,安装在加载块上的加速度传感器可拾取 x 与 y 方向的振动信号。由于加速度传感器拾取信号的能力不仅与冲击大小相关,还与接触区的压力相关,因此信号的拾取能力与故障点是否位于加载区 φ_1 、卸荷区 φ_2 或非承载区 φ_3 相关,即当加速度传感器位于 φ_1 时,拾取信号的能力最强;当传感器位于 φ_2 时,拾取信号的能力次之;当传感器位于 φ_3 时,加速度传感器拾取信号的能力最弱。

为了模拟柔性薄壁轴承在实际工况下的运转方式,如图5所示,笔者设计了一种柔性薄壁轴承测试安装轴组件。将柔性薄壁轴承固定在轴承安装体椭圆形轴环上,来模拟谐波减速器中波发生器的椭圆形结构。为了方便柔性薄壁轴承的安装测试,设计

了一种刀柄结构,其锥度比为7:24。其中:拉钉采用标准化的机床刀柄通用零部件接头。为了实现轴承的稳定工作,在保持架的两边设有内外挡板。保持架挡板带有凸台结构,可防止变形后的保持架脱离,且内圈挡板为半圆结构。



1-拉钉;2-轴承安装体;3-内圈挡板;4-被测轴承;5-保持架挡板

图5 柔性薄壁轴承测试安装轴组件

Fig.5 Installation drawing of flexible thin wall bearing test

1.4 柔性薄壁轴承的振动信号分析

笔者对完整无损的柔性薄壁轴承进行振动采样时,得到转频为 $35/2$ Hz的无故障轴承信号如图6所示。无故障的柔性薄壁轴承的振动信号中存在周期性的冲击,与旋转时外圈受到的周期性作用力是一致的。如图6(c)所示,与普通滚动轴承存在严重损伤时的振动信号类似。当柔性轴承的元件发生故障并跟随椭圆轴转动时,滚动体将会不断冲击故障点而产生周期性的冲击,正常的周期性冲击将会混合在柔性薄壁轴承工作时长短轴交替所产生的非线性

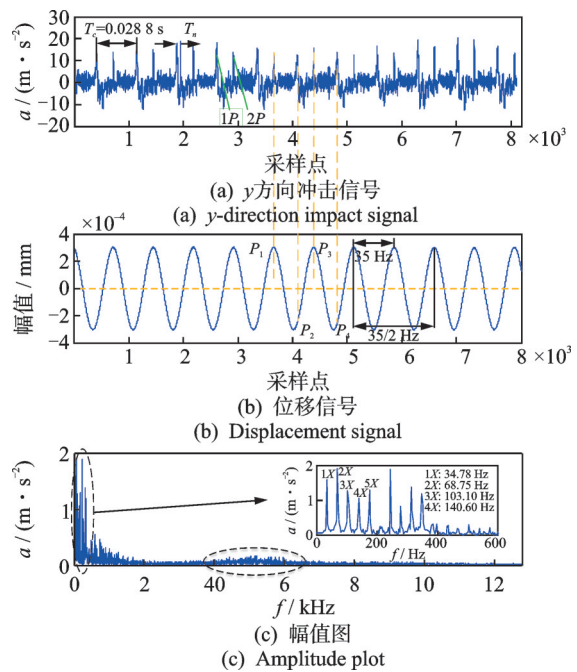


图6 转频为 $35/2$ Hz的无故障轴承信号

Fig.6 Fault free bearing signal with rotation frequency of $35/2$ Hz

性、周期性的背景冲击中。这种正常的周期性背景冲击对故障特征的提取是一个极大的干扰,尤其在柔性薄壁轴承的早期故障中,后续将进一步探讨此类轴承的早期故障诊断。

2 柔性轴承故障特征频率推导

2.1 运动学特性

当普通滚动轴承的滚珠与滚道的损伤点接触时,会产生周期性的冲击,这种周期性的冲击频率会因不同元件(内、外圈或滚动体)之间的相互碰撞而不同。柔性薄壁轴承也有类似的现象。因此,可通过滚珠与不同元件接触的特征频率来判断哪一元件的损伤,故称此频率为故障特征频率。

在假设柔性薄壁轴承的滚动体与滚道之间为纯滚动的前提下,根据运动学理论,对柔性薄壁轴承的故障特征频率进行分析。为了讨论方便,假设:①柔性薄壁轴承的所有尺寸均为理想尺寸;②内、外套圈与滚动体之间的间隙略为不计;③滚动体的中心、凸轮中心以及滚动体与内外套圈的接触点均位于同一条直线上。

柔性薄壁轴承工作时,内圈与凸轮轴相连接,且随轴转动。设柔性薄壁轴承在被凸轮轴撑开之后,长轴位移量为 w_1 ,短轴位移量为 w_2 (负值)。不失一般性,假定外圈固定,当内圈转动时,滚动体将会产生绕椭圆中心的公转和绕自身中心的自转。由于滚动体的公转将会带动保持架一起转动,因此相对于保持架,滚动体为主动运动。柔性薄壁轴承的运动学简图如图 7 所示。图 8 为滚动体速度分布图。

先假设滚动体在 BH 或 MF 的位置,此时 r 与未发生变形时的内圈半径相等,由图 7(a),8(a)可知,

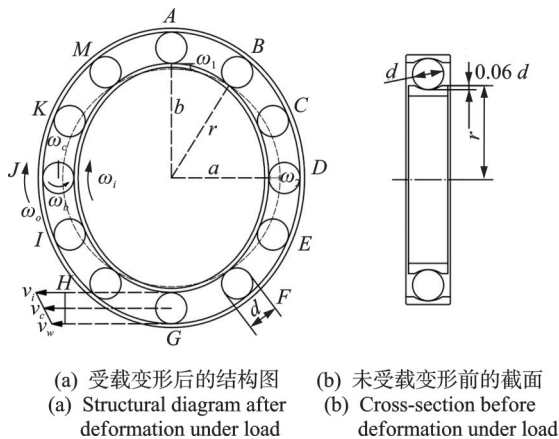


图 7 柔性薄壁轴承的运动学简图

Fig.7 Kinematic diagram of flexible thin wall bearing

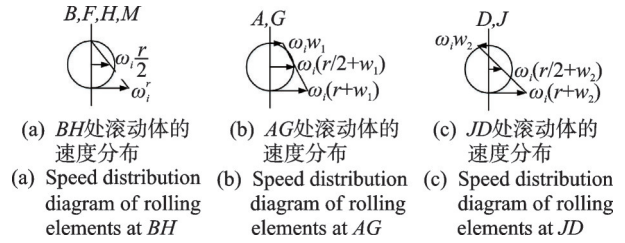


图 8 滚动体速度分布图

Fig.8 Speed distribution diagram of the rolling elements in a flexible thin-walled bearing

根据滚动体上的速度分布,得到此时保持架的转速 ω'_c 为

$$\omega'_c(r + d/2) = \omega_i r/2 \quad (2)$$

$$\omega'_c = \frac{\omega_i}{2} \frac{r}{r + d/2} \quad (3)$$

其中: d 为滚动体直径; $0.06d$ 为滚道在内圈中的深度; $r=0.5D_1-0.06d$; D_1 为未变形前的内圈直径; ω_i 为凸轮轴的角速度。

若假设滚动体在 A 和 G 位置处为主动,这两点处的半径相对于 B 和 H 位置增加了 w_1 ,则内圈上 A 和 G 点处的线速度相对于 B 和 H 点增加了 $\omega_i w_1$ 。进一步地,在 A 和 G 位置处的滚动体与内圈接触处的线速度也相对增加了 $\omega_i w_1$,由于滚动体可视为刚体,那么滚动体上各个点的线速度都增加了 $\omega_i w_1$,由此得到滚动体的速度分布,如图 8(b)所示,此时保持架的角速度 ω''_c 为

$$\omega''_c(r + w_1 + d/2) = \omega_i(r/2 + w_1) \quad (4)$$

$$\omega''_c = \frac{\omega_i}{2} \frac{r + 2w_1}{r + w_1 + d/2} \quad (5)$$

若滚动体 D 和 J 为主动,由滚动体的速度分布可知,此时的保持架角速度 ω'''_c 为

$$\omega'''_c = \frac{\omega_i}{2} \frac{r + 2w_2}{r + w_2 + d/2} \quad (6)$$

由于 w_2 为负值,因此得到

$$\omega''_c > \omega'_c > \omega'''_c \quad (7)$$

可见,保持架的旋转方向与凸轮轴的旋转方向相同,其旋转角速度比凸轮轴转速的一半要小一些。这说明柔性薄壁轴承的保持架转速相对于普通轴承的保持架转速是一种动态过程。

2.2 柔性薄壁轴承故障频率理论分析

由椭圆坐标方程^[6]可得

$$\omega = \sqrt{a^2 \cos^2 \theta + b^2 \sin^2 \theta} - r \quad (8)$$

其中: ω 为椭圆轨迹相对于 r 的增量; θ 为椭圆轨迹点对应长边圆的旋转角(离心角) $[0, 2\pi]$; a 为椭圆短轴(y 轴); b 为椭圆长轴(x 轴)。

采用极坐标的形式表示保持架的转速 ω_c ,即

$$\omega_c = \frac{\omega_i}{2} \frac{r+2w}{r+w+d/2} \quad (9)$$

其中:当 $\theta=0$ 时, $w=w_2$, $\omega_c=\omega_c''$;当 $\theta=90^\circ$ 时, $w=w_1$, $\omega_c=\omega_c'''$ 。

用频率的形式表示保持架的转频,设内圈(即轴)的旋转频率为 f_i ,滚动体个数为 z ,则保持架的转频 f_c 为

$$f_c = \frac{f_i}{2} \frac{r+2w}{r+w+d/2} \quad (10)$$

当 θ 取 0 或 90° 时,分别得到保持架的最大和最小转频,即

$$\begin{cases} f_c'' = \frac{f_i}{2} \frac{r+2w_1}{r+w_1+d/2} \\ f_c''' = \frac{f_i}{2} \frac{r+2w_2}{r+w_2+d/2} \end{cases} \quad (11)$$

其中: $f_i=n/60$; n 为凸轮轴转速(r/min); f_c'' 和 f_c''' 分别为最大和最小转频

保持架相对内圈的频率 f_{ci} 为

$$f_{ci} = f_c - \frac{r+w}{r} f_i = \frac{f_i}{2} \frac{r+2w}{r+w+d/2} - \frac{r+w}{r} f_i \quad (12)$$

如果柔性薄壁轴承中有 z 个滚珠,那么保持架相对于内圈滚动一周时,滚珠会通过固定点 z 次,则滚珠通过内圈固定点的通过频率 f_{bci} 为

$$f_{bci} = z \left(f_c - \frac{r+w}{r} f_i \right) = z \left(\frac{f_i}{2} \frac{r+2w}{r+w+d/2} - \frac{r+w}{r} f_i \right) \quad (13)$$

滚珠通过外圈固定点的频率 f_{boc} 为

$$f_{boc} = z \left(\frac{r+w}{r} f_o - f_c \right) = z \left(\frac{r+w}{r} f_o - \frac{f_i}{2} \frac{r+2w}{r+w+d/2} \right) \quad (14)$$

根据式(13)可得

$$\omega_{ci}(r+w) = \omega_b d/2 \quad (15)$$

由式(15)得到滚珠的自转频率,即滚动体发生故障时的频率为

$$f_b = \frac{2f_{ci}(r+w)}{d} \quad (16)$$

将式(12)代入式(16),得到滚动体的故障频率为

$$f_b = \frac{2(r+w)}{d} \left(\frac{f_i}{2} \frac{r+2w}{r+w+d/2} - \frac{r+w}{r} f_i \right) \quad (17)$$

综上所述,柔性轴承的故障特征频率不同于普通滚动轴承的故障频率。普通滚动轴承的故障特征频率表达式如表1所示,其故障频率为定值,而谐波减速用柔性薄壁轴承的故障特征频率为某一区间范围内变动的值,这说明此类轴承的故障特征频率具有时变特性。同时,当柔性薄壁轴承的滚珠如图7(a)旋转到 BH 或 MF 点时,此时 r 等于轴承内圈未变形时半径时,可近似等同于普通轴承故障情况。柔性轴承的故障特征频率表达式如表2所示。

表1 普通滚动轴承的故障特征频率表达式

Tab.1 Expression of fault characteristic frequency of common rolling bearing

特征频率	表达式
外圈单点故障频率	$f_o = \frac{z}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) f_c$
内圈单点故障频率	$f_i = \frac{z}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) f_c$
滚动体故障频率	$f_b = \frac{D}{2d} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right) f_c$

f_c -驱动轴转频(Hz); α -压力角(rad); d -滚动体直径(mm); D -滚动轴承节圆(mm); z -滚动体个数

表2 柔性轴承的故障特征频率表达式

Tab.2 Expression of fault characteristic frequency of flexible thin-walled bearing

特征频率	表达式
内圈单点故障频率	$f_{bci} = z \left(\frac{f_i}{2} \frac{r+2w}{r+w+d/2} - \frac{r+w}{r} f_i \right)$
外圈单点故障频率	$f_{boc} = z \left(\frac{r+w}{r} f_o - \frac{f_i}{2} \frac{r+2w}{r+w+d/2} \right)$
滚动体故障频率	$f_b = \frac{2(r+w)}{d} \left(\frac{f_i}{2} \frac{r+2w}{r+w+d/2} - \frac{r+w}{r} f_i \right)$

2.3 特征频率计算实例

笔者以项目组设计的柔性薄壁轴承CSF-32-80为例,分别给出其外圈、内圈和滚珠故障特征频率的计算过程。CSF32-80型柔性薄壁轴承尺寸参数如表3所示。同时,以转频为17.5 Hz为例。图9为试验用柔性薄壁轴承。

计算柔性薄壁轴承在 BH 或 MF 点时的内外圈及滚动体的故障频率,此时故障频率与未变形前的故障频率一致。由式(13)可得,内圈的故障频率 f'_{bci} 为

$$f'_{bci} = z \left| \frac{f_i}{2} \frac{r}{r+d/2} - f_i \right| = 222.98 \text{ Hz} \quad (18)$$

表3 CSF32-80型柔性薄壁轴承尺寸参数

Tab.3 Dimension parameter of CSF32-80 flexible thin-walled bearing

参数	数值
内径 r /mm	29.501
节圆 D /mm	69.40
内径长轴 w_1 /mm	0.73
内径短轴 w_2 /mm	-0.40
滚珠个数	23
滚珠直径 d /mm	7.144
接触角 α (°)	0



(a) 外圈缺陷 (a) Outer ring defect
(b) 内圈缺陷 (b) Inner ring defect

图9 试验用柔性薄壁轴承

Fig.9 Flexible thin-wall bearings for testing

假设外圈固定不动, $f_o = 0$, 则外圈的故障频率 f'_{boc} 为

$$f'_{boc} = z \left| f_o - \frac{f_i}{2} \frac{r}{r + d/2} \right| = 179.51 \text{ Hz} \quad (19)$$

滚动体的故障频率 f'_b 为

$$f'_b = \left| \frac{2r}{d} \left(\frac{f_i}{2} \frac{r}{r + d/2} - f_i \right) \right| = 80.07 \text{ Hz} \quad (20)$$

计算柔性薄壁轴承在 A 或 G 点时的内外圈及滚动体的故障特征频率, 且 A 或 G 点为最大故障通过频率。由式(13)可得内圈的最大故障频率为

$$f''_{bci} = z \left| \frac{f_i}{2} \frac{r + 2w_1}{r + w_1 + d/2} - \frac{r + w_1}{r} f_i \right| = 228.12 \text{ Hz} \quad (21)$$

由式(14)可得外圈的故障频率 f''_{boc} 为

$$f''_{boc} = z \left| \frac{r + w_1}{r} f_o - \frac{f_i}{2} \frac{r + 2w_1}{r + w_1 + d/2} \right| = 184.33 \text{ Hz} \quad (22)$$

由式(17)可得滚动体的最大故障频率为

$$f''_b = \frac{2(r + w_1)}{d} \left(\frac{f_i}{2} \frac{r + 2w_1}{r + w_1 + d/2} - \frac{r + w_1}{r} f_i \right) = 83.94 \text{ Hz} \quad (23)$$

计算柔性薄壁轴承在 D 或 J 点时的内外圈及滚动体的故障频率, 其中, J 或 D 点为最小故障通过频率。根据式(13)取 $w = w_2$, 可得内圈的最小故障频率为

$$f'''_{bci} = z \left| \frac{f_i}{2} \frac{r + 2w_2}{r + w_2 + d/2} - \frac{r + w_2}{r} f_i \right| = 220.26 \text{ Hz} \quad (24)$$

根据式(14)取 $w = w_2$, 可得外圈的最小故障频率为

$$f'''_{boc} = z \left| \frac{r + w_2}{r} f_o - \frac{f_i}{2} \frac{r + 2w_2}{r + w_2 + d/2} \right| = 176.78 \text{ Hz} \quad (25)$$

由式(17)可得滚动体的最小故障频率为

$$f'''_b = \frac{2(r + w_2)}{d} \left(\frac{f_i}{2} \frac{r + 2w_2}{r + w_2 + d/2} - \frac{r + w_2}{r} f_i \right) = 78.02 \text{ Hz} \quad (26)$$

综上所述, CSF-32-80型柔性轴承的内圈故障频率取值范围为 220.26~228.12 Hz, 外圈故障频率取值范围为 176.78~184.33 Hz, 滚动体的故障频率取值范围为 78.02~83.94 Hz。

3 寿命试验及故障信号分析

普通滚动轴承计算寿命时, 均是假设单边受载且内圈旋转外圈固定, 而柔性轴承是双边受载, 除内转动外外圈也正常转动。因此, 在保证柔性薄壁轴承使用概率为 90% 时, 其寿命计算应为

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon K_a \quad (27)$$

其中: L_h 为柔性轴承寿命(h); C 为轴承的额定动载(N); P 为当量动载荷(N); n 为转速(r/min); ϵ 为寿命指数(球轴承 $\epsilon=3$, 滚子轴承 $\epsilon=10/3$); K_a 为受双向载荷而引入的概率修正系数。

文献[12]得到柔性薄壁轴承的概率修正系数为 0.62。为了得出准确的修正系数, 笔者通过一组柔性薄壁轴承进行寿命试验分析。

3.1 试验方法

通常轴承的寿命试验分为完全试验方法、截尾试验方法(定时截尾试验、定数截尾试验、分组淘汰试验)和贯序试验方法等。为了更好地获取柔性薄壁轴承的寿命试验数据, 本试验采用完全寿命试验。同时, 在试验中采用恒应力的加载方式进行加速寿命试验, 取 $C/P=0.214$, CSF-14-80型轴承的额定径向载荷为 182 N, 试验径向平均载荷取 850 N 测试 8 组轴承, 740 N 和 675 N 各测试一组轴承, 转轴转速为 2 000 r/min, 润滑方式: 喷油润滑, 采用 LMS 的数据采集系统, 每隔 30 min 采集一次数据, 当轴承失效时停止试验。表 4 为 CSF14-80 型柔性薄壁轴承尺寸参数。

表 4 CSF14-80 型柔性薄壁轴承尺寸参数
Tab.4 Dimension parameter of CSF14-80 flexible thin-walled bearing

参数	数值
内径 d /mm	25.201
节圆 D /mm	30.105
内径长轴 w_1 /mm	0.210
内径短轴 w_2 /mm	-0.210
滚珠个数	23
滚珠直径 d /mm	3.175
接触角 $\alpha/(\circ)$	0
额定动载荷/N	182.0

3.2 试验结果及分析

CSF14-80 型轴承寿命试验结果如表 5 所示。

表 5 CSF14-80 型轴承寿命试验结果
Tab.5 Experimental results of CSF14-80 flexible thin-walled bearing

序号	径向载荷/N	转速/($r \cdot \min^{-1}$)	轴承寿命/h
1	850	2 000	11.03
2	850	2 000	15.87
3	850	2 000	13.83
4	850	2 000	15.03
5	850	2 000	12.33
6	850	2 000	10.93
7	850	2 000	16.51
8	850	2 000	11.50
9	740	2 000	13.83
10	675	2 000	17.34

以上轴承失效均为外圈断裂失效,这是由于外圈在转动过程中不仅承受循环交变的径向载荷,还有转轴施加的转矩。由表 5 观察试验对象 1~8,9 和 10 可知,轴承的试验寿命与径向载荷初步推断成反比,在 L10 可靠度为 90% 额定寿命,CSF14-80 载荷为 850 N,转速为 2 000 r/min 的工况下,由试验结果表明,式(27)中的 K_a 概率修正系数在 0.15~0.2 范围内比较合适。

需要指出的是,当轴承失效时,采集到的一组柔性薄壁轴承外圈故障信号特征如图 10 所示。故障特征频率为 5X。

由于椭圆轴为一种余弦波发生器。对于柔性薄壁轴承的外圈故障特征信号,在一个转频周期内出现 2 个周期的余弦信号,这也是与普通轴承的不同之处。由图 10(a)可知,y 轴方向的冲击特征显著,只有当故障点与承载区相互重合时,冲击响应的幅值较大;而当承载区转动到其他区域时,冲击响应的

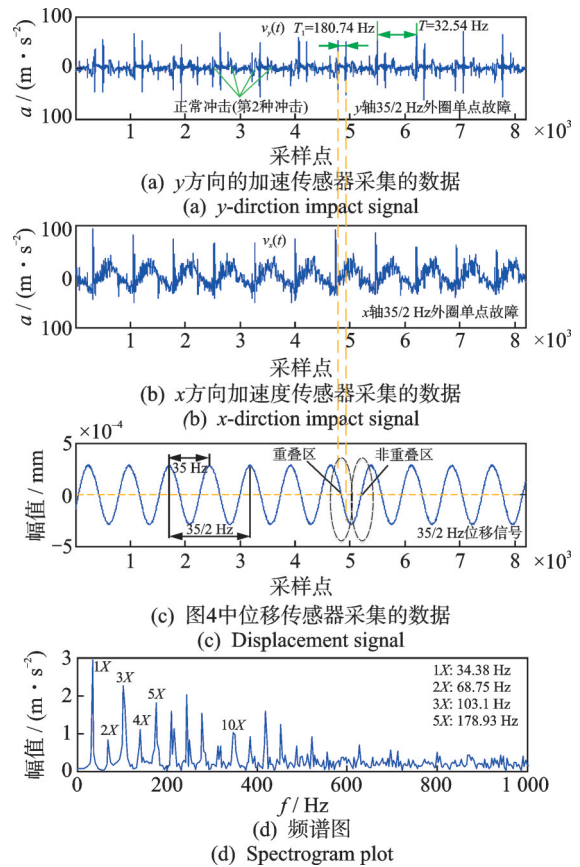


图 10 柔性薄壁轴承外圈故障信号特征

Fig.10 Fault signal characteristics of the outer ring on flexible thin-walled bearing

幅值较小且被淹没在背景噪声中,难以被发现。同时,还可以看出在半个转动周期内存在 5 次冲击,轴承的故障特征频率为 178.93 Hz,这与理论推导的结果相一致。

由图 10(b)可见,x 轴方向的单点故障特征信号中含有正弦分量,这是由长短轴交替引起的(这也是其称为余弦波发生器的原因),而且一个周期内产生 2 次幅值较大的冲击,除此之外,根本无法看出弱故障冲击。对比图 10(a),(b)可知,y 轴方向拾取的信号比 x 轴方向的信号更有利于故障信号的检测分析。

CSF-14-80 型柔性薄壁轴承及外圈故障断裂状态如图 11 所示。



图 11 CSF-14-80 型柔性薄壁轴承及外圈故障断裂状态
Fig.11 CSF-14-80 flexible thin-walled bearing and fracture state of outer ring

4 结 论

1) 根据柔性薄壁轴承在谐波减速器中的受载方式以及柔性薄壁轴承的运动学特性设计了一种基于振动检测的柔性薄壁轴承寿命试验机,建立了柔性薄壁轴承的单点故障模型,并将其与普通滚动轴承故障特征频率对比分析。结果表明,普通轴承的故障频率为定值,而谐波减速用柔性轴承的故障特征频率为某一区间范围内变动的值,这也表明此类轴承的故障特征频率具有时变特性。

2) 根据理论与实际采集到的柔性轴承的振动信号可知,即使柔性薄壁轴承的元件没有出现任何损伤,柔性薄壁轴承振动信号中也会产生周期性的冲击。当柔性轴承元件发生损伤时,会因损伤产生周期性冲击,即损伤冲击信号中含有正常的冲击成分。

3) 寿命试验机上进行的寿命试验数据表明,柔性薄壁轴承的概率修正系数 K_a 设置在0.15~0.2范围内比较合适。

参 考 文 献

- [1] 王田苗,陶永.我国工业机器人技术现状与产业化发展战略[J].机械工程学报,2014,50(9):1-13.
WANG Tianmiao, TAO Yong. Research status and industrialization development strategy of Chinese industrial robot[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(9): 1-13. (in Chinese)
- [2] 叶南海,邓鑫,何韵,等.谐波柔轮力学分析与疲劳寿命研究[J].湖南大学学报(自然科学版),2018,45(2):18-25.
YE Nanhai, DENG Xin, HE Yun, et al. Study on mechanical analysis and fatigue life of harmonic flexspline [J]. Journal of Hunan University Natural Sciences, 2018, 45(2): 18-25. (in Chinese)
- [3] 赵滨海,刘正士,宋春磊,等.谐波传动薄壁柔性轴承力学分析[J].轴承,2002(10):1-3.
ZHAO Binhai, LIU Zhengshi, SONG Chunlei, et al. Mechanics analysis on flexible thin wall bearing in harmonic transmission [J]. Bearing, 2002 (10) : 1-3. (in Chinese)
- [4] 姜祎,王亚珍,赵坤,等.谐波减速器柔性薄壁轴承的力学特性分析[J].轴承,2017(1):10-14.
JIANG Yi, WANG Yazhen, ZHAO Kun, et al. Mechanical property analysis of flexible thin bearing in harmonic drive[J]. Bearing, 2017(1): 10-14. (in Chinese)
- [5] OSTAPSKI W. Analysis of the stress state in the harmonic drive generator-flexspline system in relation to selected structural parameters and manufacturing deviations [J]. Bulletin of the Polish Academy of Sciences-Technical Sciences, 2010, 58(4): 683-698.
- [6] 赵学智,郭莹莹,李振,等.柔性薄壁轴承的损伤特征频率分析[J].振动工程学报,2020,33(6):1313-1323.
ZHAO Xuezhi, GUO Yingying, LI Zhen, et al. Injury characteristic frequency analysis of flexible thin-wall bearing[J]. Journal of Vibration Engineering, 2020, 33(6): 1313-1323. (in Chinese)
- [7] 张栋梁,刘飞.基于有限元的谐波齿轮传动柔性轴承动态和接触特性分析[J].机械传动,2015,39(5):50-53,69.
ZHANG Dongliang, LIU Fei. Dynamic and contact characteristic analysis of flexible bearing of harmonic gear drive based on finite element [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2015, 39(5): 50-53, 69. (in Chinese)
- [8] TUTTLE T D, SEERING W P. A nonlinear model of a harmonic drive gear transmission[J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 1996, 12(3): 368-374.
- [9] MANIWA K, OBARA S. Mixed lubrication analysis between wave generator and flexspline in SWG: numerical analysis under load-torque applying operation[J]. Journal-Japanese Society of Tribologists, 2007, 52(1): 19-35.
- [10] LIU L, XIN H B, CUI D Q, et al. The design of flexible bearing life test device [J]. Applied Mechanics and Materials, 2014(496/500): 861-864.
- [11] 陈晓阳,冯戴一楠,赵联春.一种随动加载柔性轴承疲劳寿命测试装置:中国,CN201610139199.5[P].2016-05-26.
- [12] 韩晓娟,袁盛治.柔性轴承寿命的分析计算[J].轴承,1993(9):2-5,47.
HAN Xiaojuan, YUAN Shengzhi. Analysis & calculation of flexible bearings[J]. Bearing, 1993(9): 2-5, 47. (in Chinese)



第一作者简介:李振,男,1988年4月生,博士、副教授。主要研究方向为故障诊断和信号处理。曾发表《Feature frequency extraction based on svd and its application on rotor faults diagnosis》(《Journal of Vibration and Control》2019, No.3)等论文。

E-mail:scutlz@163.com