

# 保持架打滑对航空发动机主轴承故障特征频率的影响

景新<sup>1</sup>, 曹宏瑞<sup>1,2</sup>, 陈雪峰<sup>1,2</sup>

- (1. 西安交通大学 机械工程学院 航空发动机研究所, 西安 710049;  
2. 西安交通大学 机械制造系统工程国家重点实验室, 西安 710049)

**摘 要:** 通过理论推导,得到保持架打滑率与轴承内、外圈和滚动体故障特征频率之间关系。利用圆柱滚子轴承支承的转子实验台验证了推导公式的正确性,并研究保持架打滑率、实际故障特征频率与理论公式偏差随转速的变化规律。结果表明:随着转速升高,滚动轴承保持架打滑率趋于增大,导致轴承实际故障特征频率与基于纯滚动假设的理论计算值的偏差也随之增大。研究结论对于航空发动机主轴承的故障诊断具有指导意义。

**关 键 词:** 滚动轴承; 局部损伤; 保持架打滑; 故障特征频率; 故障轴承实验

**中图分类号:** V231.92; TH133.33

**文献标志码:** A

## Effect of cage slipping on fault characteristic frequencies of aeroengine main-shaft bearings

JING Xin<sup>1</sup>, CAO Hongrui<sup>1,2</sup>, CHEN Xuefeng<sup>1,2</sup>

- (1. Aeroengine Research Institute, School of Mechanical Engineering,  
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;  
2. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering,  
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** The relationship between the cage slip ratio and characteristic frequencies was obtained by theoretical deduction. The correctness of the derivation formulas was verified by the rotor experiment bench supported by cylindrical roller bearings. And the variation law of the slip ratio of the cage, the actual characteristic frequencies and the theoretical values deviations with the rotational speed were studied. Results showed that the slip ratio and the deviation tended to increase with the growth of the shaft rotating speed. The research conclusion has the guiding significance for the fault diagnosis of the aeroengine main-bearings.

**Key words:** roller bearing; local defect; cage slipping;  
fault characteristic frequencies; fault bearing experiment

**收稿日期:** 2018-08-19

**基金项目:** 装备预研领域基金(61400030601)

**作者简介:** 景新(1994—),男,硕士生,研究方向为航空发动机圆柱滚子轴承故障动力学建模与试验。

**通讯作者:** 曹宏瑞(1982—),男,教授、博士生导师,博士,研究方向为航空发动机转子系统动力学分析与故障诊断。

E-mail: chr@mail.xjtu.edu.cn

**引用格式:** 景新,曹宏瑞,陈雪峰. 保持架打滑对航空发动机主轴承故障特征频率的影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(5): 1145-1152. JING Xin, CAO Hongrui, CHEN Xuefeng. Effect of cage slipping on fault characteristic frequencies of aeroengine main-shaft bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(5): 1145-1152.

航空发动机主轴承在高速工况下经常会发生打滑现象,即滚动体和滚道之间发生的相对滑动现象。而一旦出现打滑,不可避免的会造成接触表面蹭伤,严重时将导致轴承内、外滚道或滚动体出现剥落等局部损伤的失效形式<sup>[1-4]</sup>。而这种打滑现象的一种表现形式就是保持架转速的降低,因此也被称为保持架打滑<sup>[5]</sup>。

而随着航空发动机高速化和主轴的轻量化发展,高速打滑问题会愈加严重。但现有的研究大多是针对正常轴承从建模的角度分析保持架打滑规律<sup>[6-17]</sup>,或是从建模角度针对故障轴承分析其特征频率随转速变化情况<sup>[18-22]</sup>,而实际上,轴承故障特征频率变化与保持架打滑之间有密切联系。像航空发动机主轴承高速运转中若发生严重打滑,往往会造成局部损伤故障。损伤的出现除了导致振动的加剧,也会进一步加重保持架打滑,而与此同时,打滑又会改变相邻两个滚动体通过损伤的时间间隔,进而导致实际振动信号的故障特征频率值相比于纯滚动的理论公式值出现一定偏差。一些学者考虑到这一现象,但也只是定性的给出 1%~2% 的变动量假设<sup>[23-24]</sup>。而实际故障诊断中,由纯滚动理论公式计算得到的故障特征频率是评定轴承故障的标准,如果偏差太大会严重影响轴承的故障诊断。但目前还没有学者针对保持架打滑和轴承故障特征频率的关系开展研究。因此本文针对这一现状,从理论和实验相结合的角度开展研究,建立保持架打滑和轴承故障特征频率之间的联系。

# 1 保持架打滑率的测量

## 1.1 保持架瞬时转频的测量

这里是通过非接触的电涡流位移传感器测量保持架瞬时转频。即保持架旋转一周,利用位移传感器就获得一系列脉冲序列,对脉冲序列做快速傅里叶变换(FFT),频谱中最突出的频率成分即为保持架平均转频与滚动体个数的乘积,用带通滤波器从原始信号中将该频率成分滤出,然后对滤出成分做 Hilbert 变换求得瞬时相位,对瞬时相位进一步求导即可得到保持架的瞬时转频,其流程如图 1 所示。

## 1.2 保持架打滑率的计算方法

由文中第 1.1 节可以得到保持架的瞬时转频,对瞬时转频取平均值即可得到保持架实际平均转频  $f'_c$ 。同样利用文中第 1.1 节方法,测得转

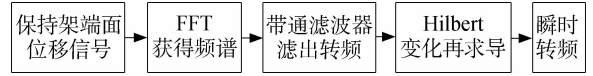


图 1 保持架瞬时转频的测量流程

Fig. 1 Measurement process of cage instantaneous rotation frequency

轴编码盘位移信号,按流程图可以得到转轴的瞬时转频,进而求得转轴的实际转频  $f_i$ ,根据轴承运动学关系可得保持架不打滑情况的理论转频  $f_c$  为<sup>[15]</sup>

$$f_c = \frac{1}{2} f_i \left( 1 - \frac{d}{D} \right) \quad (1)$$

式中  $d$  为滚动体直径,  $D$  为轴承节径。

则保持架打滑率  $\eta$  为<sup>[17]</sup>

$$\eta = \frac{f_c - f'_c}{f_c} \quad (2)$$

## 2 故障特征频率与保持架打滑率关系

假设已知保持架打滑率为  $\eta$ ,轴承节径为  $D$ ,滚动体直径为  $d$ ,滚动体个数为  $Z$ ,轴承内圈转频即转轴转频为  $f_i$ ,轴承外圈转频为  $f_o$ ,对保持架打滑率与轴承实际故障特征频率关系进行理论推导。

### 2.1 内圈故障

根据已知条件可得,不打滑情况下,内圈相对保持架转频  $f_{ic}$  为

$$f_{ic} = f_i - f_c = \frac{1}{2} f_i \left( 1 + \frac{d}{D} \right) \quad (3)$$

若内圈有单个损伤,则内圈相对保持架旋转一周,该损伤会与  $Z$  个滚动体分别发生一次碰撞,则相邻两次冲击的时间间隔所对应的频率为  $Zf_{ic}$ ,也就是理论内圈故障特征频率<sup>[24]</sup>  $f_{bpfi}$ 。

结合式(2)可知,保持架实际转频  $f'_c$  为

$$f'_c = (1 - \eta) f_c \quad (4)$$

因此,在考虑保持架打滑后,内圈相对保持架转频  $f'_{ic}$  为

$$f'_{ic} = f_i - f'_c = \frac{1}{2} f_i \left( 1 + \frac{d}{D} \right) + \eta f_c \quad (5)$$

则得到的实际内圈故障特征频率  $f'_{bpfi}$  为

$$f'_{bpfi} = Zf'_{ic} = f_{bpfi} + Z\eta f_c \quad (6)$$

即实际内圈故障特征频率为理论内圈故障特征频率增加一项  $Z\eta f_c$ 。

### 2.2 外圈故障

结合前面已知条件可知,不考虑打滑,外圈静

止,即  $f_o$  为零,则保持架相对外圈转频  $f_{co}$  为

$$f_{co} = f_c - f_o = \frac{1}{2} f_i \left( 1 - \frac{d}{D} \right) \tag{7}$$

保持架旋转一周,  $Z$  个滚动体会对外圈固定位置的损伤产生  $Z$  个冲击,则理论外圈故障特征频率<sup>[24]</sup>  $f_{bpfo}$  为

$$f_{bpfo} = Z f_{co} \tag{8}$$

考虑保持架打滑,则实际保持架相对外圈转频  $f'_{co}$  为

$$f'_{co} = f'_c - f_{co} = \frac{1}{2} f_i \left( 1 - \frac{d}{D} \right) - \eta f_c \tag{9}$$

因此,实际外圈故障特征频率  $f'_{bpfo}$  为

$$f'_{bpfo} = Z f'_{co} = f_{bpfo} - Z \eta f_c \tag{10}$$

即发生打滑后,实际外圈故障特征频率要小于理论故障特征频率,其差值刚好为  $-Z \eta f_c$ 。

2.3 滚动体故障

单个滚动体发生损伤,则该滚动体自转一周,与轴承内圈或外圈发生一次碰撞,所以,其故障特征频率为滚动体自转转频,而实际可测的是保持架转频,忽略保持架兜孔和滚动体之间的间隙,则保持架转频就等于滚动体公转转频。因此,要得到滚动体故障特征频率与保持架打滑率的关系,需要先建立滚动体公转转频和自转转频之间的联系。参考文献[9],按照外滚道控制假设,即滚动体和外圈接触过程中,始终做纯滚动运动,那么打滑只发生在滚动体和内滚道之间。

轴承各元件速度和运动关系参见图 2,图中,  $\omega_i$  为转轴转速,  $\omega_c$  为滚动体公转转速,  $R_o$  为外滚道半径,  $R_r$  为滚动体半径,  $\omega_r$  为滚动体自转转速,  $v_i$ 、 $v_o$  分别为滚动体和内、外圈接触点速度。

基于上面假设,滚动体与外圈接触点处相对滑移速度为零,而外圈静止,所以外圈接触点处速

度为零,则滚动体和外圈接触点速度  $v_o$  为

$$v_o = \omega_c R_o - \omega_r R_r \tag{11}$$

进而,滚动体和外圈的相对滑移速度  $\Delta u$  为

$$\Delta u = v_o - 0 = \omega_c R_o - \omega_r R_r = 0 \tag{12}$$

所以,滚动体自转转速与公转转速之间关系式为

$$\omega_r = \omega_c R_o / R_r \tag{13}$$

换算成转频即滚动体理论自转转频  $f_r$  为

$$f_r = f_c R_o / R_r \tag{14}$$

因此,在已知滚动体公转转频即保持架转频  $f_c$  和保持架打滑率  $\eta$  的情况下,可得滚动体实际自转转频  $f'_r$  为

$$f'_r = (1 - \eta) f_c R_o / R_r \tag{15}$$

由此可得实际滚动体故障特征频率  $f'_{bpb}$  与理论值  $f_{bpb}$  的差值为

$$f'_{bpb} - f_{bpb} = f'_r - f_r = -\eta f_c R_o / R_r \tag{16}$$

即发生打滑后,滚动体实际故障特征频率要小于理论故障特征频率,并且差值为  $-\eta f_c R_o / R_r$ 。

3 实 验

实验采用的两轴承-转子实验台如图 3 所示,带配重转盘的转子由两个相同型号的圆柱滚子轴承支承,并且轴承座 1 中为正常轴承,故障轴承安装在轴承座 2 中,两个轴承座间距为 86 mm,转子质量约为 3.6 kg。通过对轴承端面保持架处以及转子编码盘处加装灵敏度为 7 870 mV/mm 电涡流位移传感器来测量轴和保持架实际转速。此外,在故障轴承所在的轴承座水平和垂直方向安装有两个 KISTLER 的型号为 8702B100M1 灵敏度为每重力加速度 50.2 mV 的加速度传感器,用于获得故障轴承两个方向的振动响应,振动信号利用 AVANT MI-7008 亿恒数据采集分析系统进行记录,采样频率为 20 480 Hz。

利用上述实验装置分别对内圈损伤、外圈损伤和滚动体损伤进行 12 组不同转速实验,损伤宽

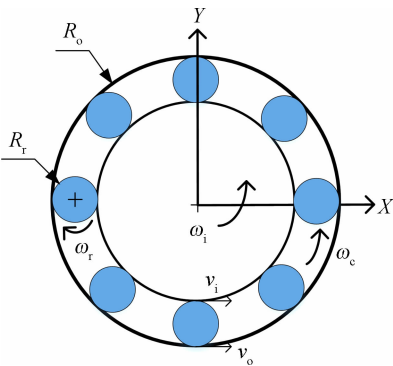


图 2 轴承各元件速度和运动关系

Fig. 2 Relationship between speed and motion of various components of bearings

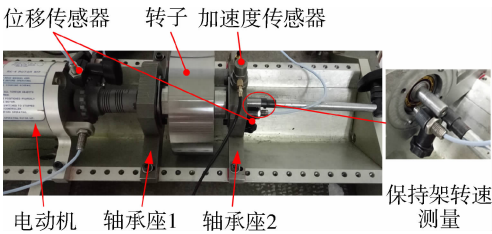


图 3 轴承-转子实验台

Fig. 3 Bearing-rotor experiment rig

度和深度均为 0.5 mm,损伤示意图如图 4 所示。对于内圈损伤和滚动体损伤,所用轴承为 HRB NJ202EM 轴承,其几何参数见表 1,而对于外圈损伤,所用轴承为 TMB NJ202M 轴承,其几何参数见表 2,针对 3 种损伤,转频均从 5 Hz 一直到 60 Hz,每间隔 5 Hz 转频进行一组实验。

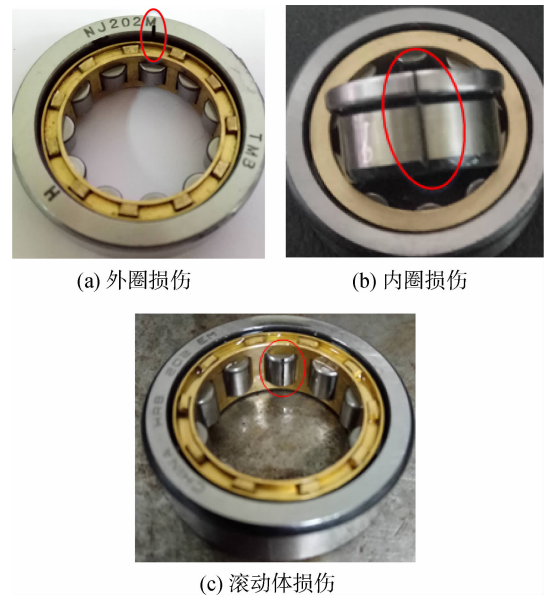


图 4 轴承损伤示意图

Fig. 4 Diagram of bearing damage

表 1 HRB NJ202EM 轴承参数

Table 1 Parameters of HRB NJ202EM bearing

| 参数       | 数值   |
|----------|------|
| 内滚道半径/mm | 9.9  |
| 外滚道半径/mm | 15.4 |
| 滚子个数     | 10   |
| 滚子直径/mm  | 5.5  |
| 轴承节径/mm  | 25.3 |

表 2 TMB NJ202M 轴承参数

Table 2 Parameters of TMB NJ202M bearing

| 参数       | 数值     |
|----------|--------|
| 内滚道半径/mm | 10.655 |
| 外滚道半径/mm | 15.655 |
| 滚子个数     | 11     |
| 滚子直径/mm  | 5      |
| 轴承节径/mm  | 26.31  |

## 4 实验结果与讨论

通过图 3 中的位移传感器利用文中第 1.1 节方法可以获得轴和保持架的实际转频,通过加速度传感器获得故障轴承振动响应,分析其包络谱,从中可以获得轴承实际故障特征频率,而结合轴的实际转频以及轴承几何参数,代入到理论公式可以计算出保持架的理论转频以及轴承的理论故障特征频率,进而求得保持架打滑率以及轴承实际和理论的故障特征频率差,下面,将实验结果与文中第 2 节所得到的推导公式计算值进行对比,来验证推论,所有实验的故障特征频率分辨率均为 0.1 Hz。

### 4.1 内圈故障

首先以转轴 5 Hz 和 30 Hz 转频情况下的保持架转频实验结果为例,对比说明保持架打滑现象,分别如图 5 和图 6 所示。图 5 为低速保持架不打滑情况,可以看到保持架实际转频和理论转频基本一致,图 6 为高速保持架发生打滑情况,可以看到保持架实际转频明显低于理论转频。

对保持架瞬时转频去均值,然后求得其有效值可以用来描述保持架转速波动情况,轴转速波动计算方法与此类似。对 12 组不同转速实验结果进行处理可得保持架瞬时转频有效值随轴转频变化情况,如图 7 所示。从图中可以看到,随着轴转频的增大,轴转速波动很小,而保持架转速波动越来越剧烈,这也说明保持架运动的不稳定性越来越严重。

然后对轴承座振动加速度信号进行处理,利用 db8 小波进行小波包分解,选取轴承故障所在频带,对该频带进行重构,最后对重构信号做包络谱分析。

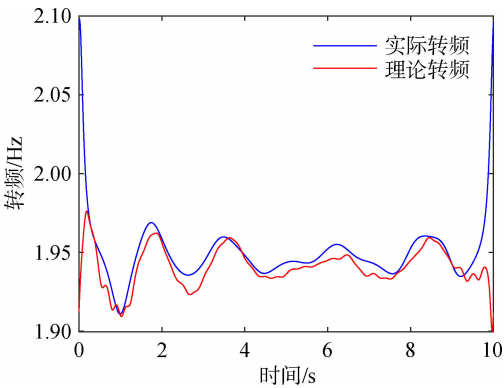


图 5 轴转频为 5 Hz 时保持架的瞬时转频

Fig. 5 Instantaneous rotation frequency of cage when shaft rotation frequency is 5 Hz

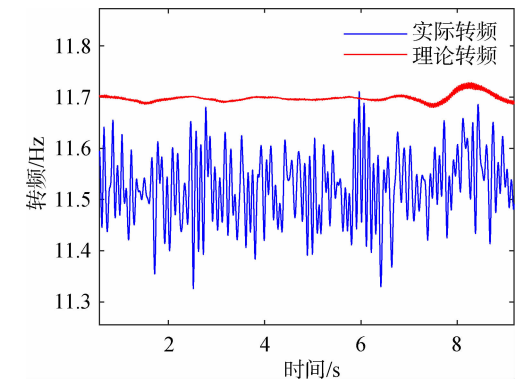


图 6 轴转频为 30 Hz 时保持架的瞬时转频

Fig. 6 Instantaneous rotation frequency of cage when shaft rotation frequency is 30 Hz

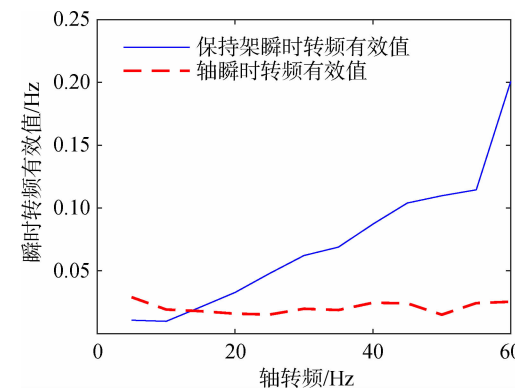


图 7 内圈故障轴承保持架和轴转速波动情况

Fig. 7 Fluctuation of cage and shaft rotation speed of inner ring fault bearing

以转频为 60 Hz 为例,得到振动信号包络谱如图 8 所示。图中可以看到转频  $f_i$  及其 3 倍频  $3f_i$ ,此外还可以清晰看到内圈故障特征频率  $f_{bpi}$  为 373.5 Hz,两侧有明显的以转频为间隔的边频带,符合内圈故障特征,因此可以确定实际内圈故障特征频率为 373.5 Hz。

根据实验结果,可以计算出不同转速下的保持架打滑率以及实际和理论故障特征频率差值如图 9 所示。从图中可以看到随着轴转频增大,打滑率持续增大,而实际和基于纯滚动的理论故障特征频率差值也是同样的趋势,此外由于轴承几何参数的测量误差,使得图中低速时的保持架打滑率不为零。

最后将实验得到的实际和理论故障特征频率差值与文中第 2.1 节的推导公式计算值列于表 3,可以看到,推导公式计算值与实验结果基本一致,说明推导公式的正确性。此外,结合图 8 可以看到,保持架打滑率与轴转频存在相关关系,即打滑率随着轴转频增大在持续增大,而保持架理论

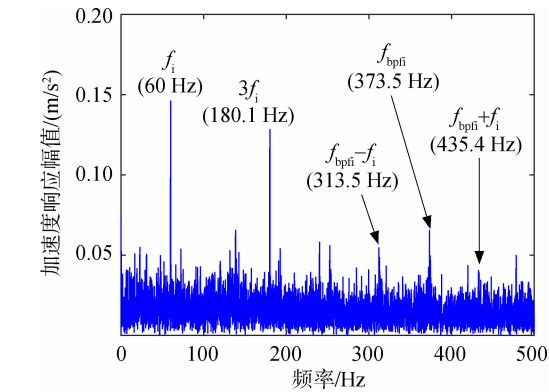


图 8 内圈故障包络谱

Fig. 8 Envelope spectrum of inner ring fault

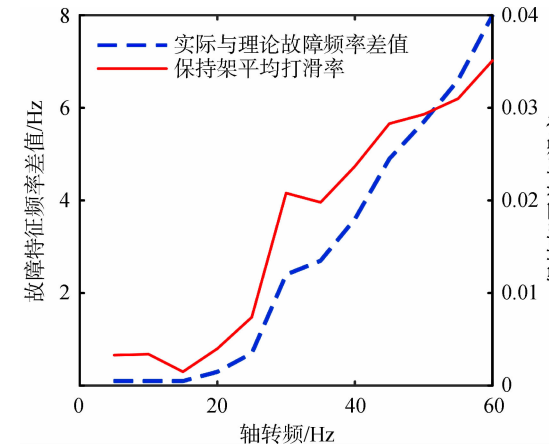


图 9 保持架打滑率及内圈故障特征频率差随轴转频变化情况

Fig. 9 Variation of the cage slip ratio and the characteristic frequency of the inner ring fault with the shaft rotation frequency

表 3 内圈故障实验结果与推导公式计算值对比

Table 3 Comparaision between experimental results of inner ring faults and formula calculation values

| 轴转频/Hz | 实际与理论故障特征频率差/Hz | $Z\eta f_c$ /Hz |
|--------|-----------------|-----------------|
| 5      | 0.1             | 0.06            |
| 10     | 0.1             | 0.13            |
| 15     | 0.1             | 0.09            |
| 20     | 0.3             | 0.32            |
| 25     | 0.7             | 0.72            |
| 30     | 2.4             | 2.44            |
| 35     | 2.7             | 2.72            |
| 40     | 3.6             | 3.70            |
| 45     | 4.9             | 4.99            |
| 50     | 5.7             | 5.73            |
| 55     | 6.6             | 6.68            |
| 60     | 8.0             | 8.25            |

转频与轴转频成线性关系,因此实际和理论的故障特征频率差值 $Z\eta f_c$ 与轴转频成非线性关系,换句话说,随着轴转速增大,实际故障特征频率相比于基于纯滚动的理论值差值会越来越大,而已有学者提出的实际特征频率变动量只有 $1\%\sim 2\%$ 的假设只适用于保持架的轻微打滑。

4.2 外圈故障

外圈发生故障时,保持架转速波动与内圈故障相同,不再赘述,同样用小波包加包络谱的信号处理方法对实验结果进行分析,以转频为 $60\text{ Hz}$ 为例,得到振动信号包络谱如图 10 所示。从图中可以清晰看到,外圈故障特征频率 $f_{\text{bpfo}}$ 为 $251.3\text{ Hz}$ ,并且还可以看到其 2 倍频 $2f_{\text{bpfo}}$ 。

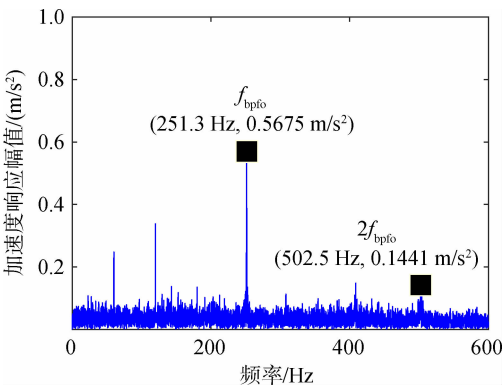


图 10 外圈故障包络谱

Fig. 10 Envelope spectrum of outer ring fault

对 12 组不同转速实验结果进行分析,可以得到保持架打滑率以及实际和理论故障特征频率差随转频变化情况如图 11 所示。

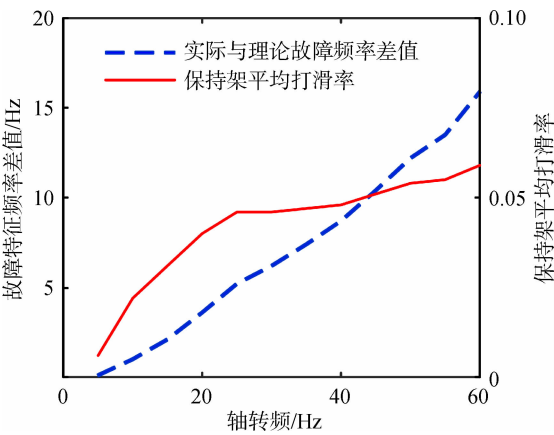


图 11 保持架打滑率及外圈故障特征频率差随轴转频变化情况

Fig. 11 Variation of the cage slip ratio and the characteristic frequency of the outer ring fault with the shaft rotation frequency

从图 11 中可以看到,保持架打滑率和实际与理论故障特征频率偏差随转速变化的总体趋势与内圈故障基本一致,但相比之下,同转速情况下外圈故障特征频率偏差更大,保持架打滑率也更大。这可能是由于相同转速下,滚动体和外滚道损伤产生的碰撞相对于内滚道损伤更为剧烈,进而对保持架运动稳定性的影响也更大,从而使得外圈故障轴承保持架的打滑情况大于内圈故障轴承。

对比实验结果与推导公式计算值如表 4 所示。从表中可以明显看到,实验得到的实际与理论故障特征频率差值与推导公式 $-Z\eta f_c$ 计算值基本一致,证明了文中第 2.2 节分析结果的正确性。

表 4 外圈故障实验结果与推导公式计算值对比  
Table 4 Comparison between experimental results of outer ring faults and formula calculation values

| 轴转频/Hz | 实际与理论故障特征频率差/Hz | $-Z\eta f_c/\text{Hz}$ |
|--------|-----------------|------------------------|
| 5      | -0.1            | -0.14                  |
| 10     | -1              | -0.96                  |
| 15     | -2.1            | -2.07                  |
| 20     | -3.6            | -3.56                  |
| 25     | -5.2            | -5.10                  |
| 30     | -6.2            | -6.17                  |
| 35     | -7.4            | -7.31                  |
| 40     | -8.7            | -8.61                  |
| 45     | -10.4           | -10.27                 |
| 50     | -12.2           | -12.0                  |
| 55     | -13.5           | -13.59                 |
| 60     | -15.9           | -15.72                 |

4.3 滚动体故障

用同样的信号处理方法对滚动体故障实验结果进行分析,以转频为 $60\text{ Hz}$ 为例,得到振动信号包络谱如图 12 所示。

从图中可以清晰看到保持架转频 $f_c$ 为 $22.6\text{ Hz}$ ,此外可以看到滚动体故障特征频率 $f_{\text{bpb}}$ 为 $245.1\text{ Hz}$ ,在其两侧存在以保持架转频为间隔的边频带,符合滚动体故障特征。

保持架转速波动情况、保持架打滑率以及与实际故障特征频率差值随转速变化趋势和内圈故障相同,不再赘述,直接对比实验结果和推导公式

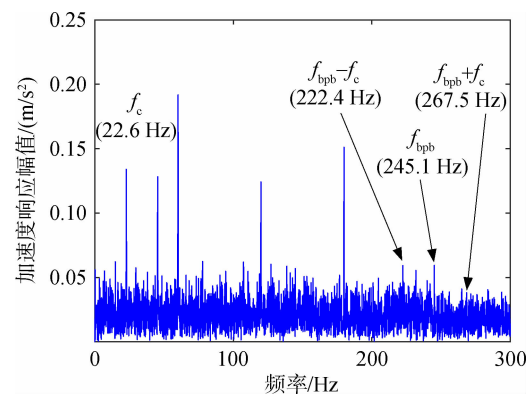


图 12 滚动体故障包络谱

Fig. 12 Envelope spectrum of rolling element fault

计算值如表 5 所示。

可以看到,实验得到的实际和理论故障特征频率差与推导公式 $-\eta f_c R_o/R_r$  计算值在个别转速下误差较大,这是由于推导过程中使用了外滚道控制假设,实际中可能滚动体和外滚道之间也发生打滑,另外,轴承间隙以及几何尺寸测量误差也会对实验结果产生影响。但整体上基本一致,说明推导公式的合理性。

表 5 滚动体故障实验结果与推导公式计算值对比

Table 5 Comparison between experimental results of rolling element faults and formula calculation values

| 轴转速/Hz | 实际与理论故障特征频率差/Hz | $(-\eta f_c R_o/R_r)/$<br>Hz |
|--------|-----------------|------------------------------|
| 5      | 0               | -0.01                        |
| 10     | 0               | -0.27                        |
| 15     | -0.1            | -0.63                        |
| 20     | -0.7            | -1.16                        |
| 25     | -2              | -1.82                        |
| 30     | -2.5            | -2.45                        |
| 35     | -3.8            | -3.42                        |
| 40     | -4.5            | -4.59                        |
| 45     | -6.6            | -5.79                        |
| 50     | -7.7            | -7.66                        |
| 55     | -9.4            | -8.93                        |
| 60     | -17.6           | -11.26                       |

5 结 论

1) 对于故障轴承,随着轴转速的增大,其保持架转速波动越来越剧烈,打滑率也越来越大,轴

承实际故障特征频率与基于纯滚动的理论公式计算值的偏差也同样随之增大,而偏差与保持架打滑率线性相关,并且偏差的增幅还与轴的转速成非线性关系。可以推测,对于实际航空发动机,其主轴工作转频往往成百甚至上千赫兹,一旦出现故障,其故障特征频率将与理论计算值偏差更大。

2) 内圈故障轴承,发生保持架打滑后,其实际故障特征频率要大于理论公式计算值,并且两者差值为  $Z\eta f_c$ 。

3) 外圈或滚动体故障轴承,发生保持架打滑后,其实际故障特征频率均小于理论公式计算值,其中对于外圈故障,两者差值为  $-Z\eta f_c$ ,对于滚动体故障,两者差值为  $-\eta f_c R_o/R_r$ 。

参考文献:

[ 1 ] TAUQIR A,SALAM I,HAQ A U,et al. Causes of fatigue failure in the main bearing of an aero-engine[J]. Engineering Failure Analysis,2000,7(2):127-144.

[ 2 ] 焦育洁,周志澜. 航空发动机主轴承失效分析[J]. 轴承,1998(6):6-11.

JIAO Yujie,ZHOU Zhilan. Failure analysis on aero-engine spindle bearing[J]. Bearing,1998(6):6-11. (in Chinese)

[ 3 ] 陈光. 航空发动机轴承的滑蹭损伤与防止措施[J]. 燃气涡轮试验与研究,2004,17(3):58-62.

CHEN Guang. Aero-engine bearing's skidding damage and preventive measures[J]. Gas Turbine Experiment and Research,2004,17(3):58-62. (in Chinese)

[ 4 ] 崔立,王黎钦,郑德志,等. 航空发动机高速滚子轴承动态特性分析[J]. 航空学报,2008,29(2):492-498.

CUI Li,WANG Liqin,ZHENG Dezhi,et al. Analysis on dynamic characteristics of aero-engine high-speed roller bearings[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2008,29(2):492-498. (in Chinese)

[ 5 ] 刘秀海. 高速滚动轴承动力学分析模型与保持架动态性能研究[D]. 辽宁 大连:大连理工大学,2011.

LIU Xiuhai. Dynamics analysis model of high-speed rolling bearing and dynamic performance of cages[D]. Dalian Liaoning:Dalian University of Technology,2011. (in Chinese)

[ 6 ] HARRIS T A. An analytical method to predict skidding in high speed roller bearings[J]. Tribology Transactions,1966,9(3):229-241.

[ 7 ] TU W,SHAO Y. An analytical model to investigate skidding in rolling element bearings during acceleration[J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2012,26(8):2451-2458.

[ 8 ] NIU L,CAO H,HE Z,et al. An investigation on the occurrence of stable cage whirl motions in ball bearings based on dynamic simulations[J]. Tribology International,2016,103:12-24.

[ 9 ] CAO H,NIU L,XI S,et al. Mechanical model development of rolling bearing-rotor systems;a review[J]. Mechanical

Systems and Signal Processing,2018,102:37-58.

[10] 韩勤锴,李兴林,闫国斌,等. 变载偏斜圆柱滚子轴承打滑动力学分析[J]. 机械工程学报,2017,53(9):58-65.  
HAN Qinkai, LI Xinglin, YAN Guobin, et al. Dynamic skidding behavior of skew cylindrical roller bearings under time-variable loads[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017,53(9):58-65. (in Chinese)

[11] 涂文兵. 滚动轴承打滑动力学模型及振动噪声特征研究[D]. 重庆:重庆大学,2012.  
TU Wenbing. Skidding dynamic model of rolling element bearing and features of vibration and noise [D]. Chongqing:Chongqing University,2012. (in Chinese)

[12] 丁洪福,景敏卿,王风涛,等. 加速工况下高速圆柱滚子轴承打滑分析[J]. 机械设计与制造,2016(2):64-67.  
DING Hongfu, JING Minqing, WANG Fengtao, et al. Skidding analysis of high speed cylindrical roller bearing considering acceleration of bearing[J]. Machinery Design and Manufacture,2016(2):64-67. (in Chinese)

[13] 金海善,朱爱斌,陈渭. 利用改进牛顿-拉夫逊法的高速圆柱滚子轴承打滑分析[J]. 西安交通大学学报,2015,49(1):133-138.  
JIN Haishan, ZHU Aibin, CHEN Wei. Skidding analysis of high-speed cylindrical roller bearings using improved Newton-Raphson method[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University,2015,49(1):133-138. (in Chinese)

[14] 刘红彬,张帅,邢国玺,等. 圆柱滚子轴承滚子打滑机理研究[J]. 轴承,2014(3):1-6.  
LIU Hongbin, ZHANG Shuai, XIN Guoxi. Study on skidding mechanism for rollers of cylindrical roller bearings [J]. Bearing,2014(3):1-6. (in Chinese)

[15] 贾永川,邓四二. 圆柱滚子轴承启动阶段滚动体打滑特性分析[J]. 机械传动,2015,39(12):133-137.  
JIA Yongchuan, DENG Sier. Analysis of slippage characteristic of roller in cylindrical roller bearing during the start-up[J]. Journal of Mechanical Transmission,2015,39(12):133-137. (in Chinese)

[16] 崔立,王黎钦,郑德志,等. 高速球轴承打滑的临界负荷研究[J]. 航空动力学报,2007,22(11):1971-1976.  
CUI Li, WANG Liqin, ZHENG Dezhi, et al. Study on critical load of skidding in high speed ball bearing[J]. Journal of Aerospace Power,2007,22(11):1971-1976. (in Chinese)

[17] 邓四二,顾金芳,崔永存,等. 高速圆柱滚子轴承保持架动力学特性分析[J]. 航空动力学报,2014,29(1):207-215.  
DENG Sier, GU Jinfang, CUI Yongcun, et al. Analysis on dynamic characteristics of cage in high-speed cylindrical roller bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(1):207-215. (in Chinese)

[18] NIU L, CAO H, HE Z, et al. A systematic study of ball passing frequencies based on dynamic modeling of rolling ball bearings with localized surface defects[J]. Journal of Sound and Vibration,2015,357:207-232.

[19] CAO H, NIU L, HE Z, et al. Dynamic modeling and vibration response simulation for high speed rolling ball bearings with localized surface defects in raceways[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering,2014,136(4):152-161.

[20] 牛蒯楷,曹宏瑞,何正嘉. 滚动球轴承损伤故障动力学建模与仿真[J]. 中国科技论文,2014,9(8):902-907.  
NIU Linkai, CAO Hongrui, HE Zhengjia. Dynamic modeling and simulation of rolling ball bearings with localized surface defects[J]. China Sciencepaper, 2014, 9(8):902-907. (in Chinese)

[21] 牛蒯楷,曹宏瑞,何正嘉. 具有局部表面损伤的滚动球轴承动力学建模[J]. 振动. 测试与诊断,2014,34(2):356-360.  
NIU Linkai, CAO Hongrui, HE Zhengjia. Dynamic modeling on localized defect of rolling ball bearings[J]. Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis, 2014, 34(2):356-360. (in Chinese)

[22] 牛蒯楷,曹宏瑞,何正嘉. 考虑三维运动和相对滑动的滚动球轴承局部表面损伤动力学建模研究[J]. 机械工程学报,2015,51(19):53-59.  
NIU Linkai, CAO Hongrui, HE Zhengjia. Dynamic modeling of rolling ball bearing with localized surface defects considering three dimensional motions and relative slippage [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(19):53-59. (in Chinese)

[23] ANTONI J, RANDALL R B. A Stochastic model for simulation and diagnostics of rolling element bearings with localized faults [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2003,125(3):282-289.

[24] SAWALHI N, RANDALL R B. The combined gear bearing dynamic model and the simulation of localised bearing faults [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2008,22(8):1924-1951.

(编辑:王碧珺)