

高 DN 值滚子轴承保持架断裂分析

刘 鲁¹, 霍 帅¹, 郑 凯¹, 王黎钦²
(1. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所
航空发动机动力传输重点实验室, 沈阳 110015;
2. 哈尔滨工业大学 机电工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 对高 DN 值(轴承内径与转速的乘积)滚子轴承保持架断裂的故障机理进行仿真,采用超高周疲劳理论对仿真结果进行分析,结果表明:以往基于高周疲劳概念的保持架设计方法不适用于高 DN 值轴承保持架,超长寿命期内造成断裂所需的应力远低于材料的疲劳极限。造成高 DN 值滚子轴承保持架断裂的主要应力来自高转速带来的离心应力,而兜孔圆角过小导致应力集中过大是造成轴承保持架断裂主要原因,因此增大保持架兜孔圆角或清根能够降低局部应力集中,有利于防止保持架的断裂,提高轴承的可靠性。
关 键 词: 保持架断裂; 高 DN 值; 滚子轴承; 兜孔圆角; 超高周疲劳
中图分类号: V233.4⁺5 **文献标志码:** A

Analysis of roller bearing cage broken under high DN value

LIU Lu¹, HUO Shuai¹, ZHENG Kai¹, WANG Liqin²
(1. Key Laboratory of Power Transmission Technology on Aero-Engine,
Shenyang Engine Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China;
2. School of Mechatronics Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The failure mechanism of high DN value (bearing inner diameter multiply speed) bearing cage was analyzed. The results of roller bearing cage broken under the theory of ultra-high cycle fatigue showed that the method of designing of cage based on high cycle fatigue didn't apply to high DN value cage. The stress causing fracture within over-long design life was far below fatigue limit of the material. The centrifugal stress caused by high speed contributed a lot to high DN value bearing cage fracture, and the main reason causing cage fracture was attributable to stress concentration because of the small pocket fillet. Therefore increasing pocket fillet and clean-up machining would help avoid cage fracture, and increase reliability of bearings.
Key words: cage break; high DN value; roller bearing; pocket fillet; ultra-high cycle fatigue

航空发动机主轴轴承是支撑发动机转子系统正常运转的关键零部件,轴间轴承主要承受发动机高压转子的径向载荷,将径向载荷传递到发动机的低压转子^[1]。随着发动机技术的发展,高压

转子主轴承的内径与转速的乘积(通常称为 DN 值,单位 $\text{mm} \cdot \text{r/min}$)通常在 2.0×10^6 以上,因此对于主轴承的安全性和可靠性的要求也越来越苛刻^[2]。保持架是轴承的重要组成部分,相应轴承技术的发展对保持架也提出了较高的要求,由于对保持架的研究重视程度不足,导致多个机型的主轴承均发生过因为保持架疲劳断裂造成的轴承失效^[3]。在这些故障中尤以轴间滚子轴承保持架更为多发,这是因为轴间滚子轴承的保持架工况更加恶劣,甚至有的发动机上的轴间滚子轴承,其 DN 值高达 2.5×10^6 ^[4]。内外圈同向旋转轴承的保持架离心载荷更大,高转速对轴承最直接的影响是轴承零件的惯性效应^[5],这种惯性效应导致高 DN 值滚子轴承的保持架受到的离心载荷超过以往的应用经验认知。因此在进行轴承设计时如果未充分考虑保持架的安全裕度,很可能会由于保持架的损坏造成轴承迅速失效,甚至导致发动机发生严重故障^[6]。

在某型发动机进行试车时,发动机核心舱出口下方先出现白烟。对发动机进行分解检查, No. 4 支点轴间滚子轴承保持架断裂、2 粒滚动体脱落。经分析认为,保持架疲劳断裂是故障发生的主要原因。

虽然疲劳断裂问题的研究已经历了 150 多年,在这期间经过材料学家和力学家的不懈努力,积累了大量的实验数据,建立了不少理论模型^[7],但是这些研究工作大多集中在低周疲劳和高周疲劳阶段,循环数不超过 10^7 。

在传统疲劳理论下,当材料的应力水平低于一定的水平后材料将不再发生疲劳,即可认为材料在该应力水平下具有无限疲劳寿命。但是,随着技术和需求的发展,在许多工业领域如飞机、汽车、铁路以及超声行业技术应用,尤其是航空工业对于材料的使用要求,零件的疲劳寿命通常要求循环数达到 $10^8 \sim 10^{10}$ 。如此高的循环数已经远远超出了传统疲劳理论的范围。随着超声疲劳试验技术的发展,材料测试循环数已经达到 10^{10} ,已经有许多研究成果显示,材料循环数在 10^7 以上超高周疲劳阶段仍然可能发生疲劳断裂,通常将循环数在 $10^8 \sim 10^{12}$ 范围内的疲劳称为超高周疲劳^[8-11]。超高周疲劳发生在传统疲劳极限以下,其循环应力幅远低于材料的屈服强度,因此研究超高周疲劳行为有助于进一步理解疲劳的本质和疲劳机理,尤其是对裂纹起源和萌生的认识。

在正常工作状态下,轴承的保持架近似于悬

浮状态,主要受力来自滚动体的高频次冲击,滚动体每次进入和退出承载区时均与保持架发生碰撞,目前仅能对碰撞力的均值进行计算分析,瞬态值也处于研究阶段。某型航空发动机高 DN 值主轴承的转速高达 $15\,000 \text{ r/min}$,其寿命要求在 2500 h 以上,在寿命期内保持架的应力循环数超过 10^9 ,高周疲劳理论已经不能适应航空轴承故障分析及设计计算,因此有必要引入超高周疲劳的概念对航空轴承进行故障分析和设计计算。

专门针对轴承保持架断裂的研究属于专用技术,而保持架的断裂失效是高速滚动轴承失效的最常见的情况之一^[12]。对于固体材料破坏断裂过程的研究,是固体力学研究中的难点和热点^[13],国内对于保持架的研究多限于理论分析。滚子轴承保持架经常因为保持架结构设计不合理,使其在离心力作用下产生应力集中,运转一定时间后其侧壁倒圆处萌生裂纹,最终导致保持架断裂^[14]。由于普遍认为保持架所受到的载荷很小,而且在航空发动机保持架在加工过程中工艺非常复杂,机械加工后还需要进行镀银,此外还需要考虑滚子倒角的干涉问题,因此在保持架加工过程中很少考虑兜孔的倒角过小可能产生问题,加上对保持架断裂方面的工程研究很少,也不够深入,因此对轴承保持架断裂的影响因素的认识不深,导致滚子轴承保持架兜孔的倒角通常都很小,甚至是尖角。然而在发动机研制过程中高 DN 值轴承保持架断裂的故障一再出现,说明在高 DN 值工况下保持架的动应力水平应当比较高或者存在潜在的影响因素。

目前国际先进轴承公司对于轴承保持架使用的安全性和可靠性给予了足够的重视,在很多轴承保持架上应力比较集中的位置设置了应力缓冲结构,避免轴承保持架出现断裂。轴承保持架在较低的应力水平下产生断裂的原因则很少有公开的研究资料。

本文以发生故障的某型发动机 No. 4 支点轴间滚子轴承为研究对象,通过计算、仿真分析等手段进行分析和研究影响轴承保持架的因素,将其结果用于指导工程上的实际应用。

1 失效分析

1.1 宏观检查

某型发动机 No. 4 支点轴间滚子轴承为轴间滚子轴承,其内外圈同向旋转,保持架的三维模型见图 1。

为了便于分析,对轴承的兜孔进行了编号。将靠近发动机前端的侧梁称为前侧梁,另一侧梁称为后侧梁。前侧梁与滚动体之间无明显磨损痕迹,后侧梁与滚动体磨损严重,轴承的保持架故障形貌如图 2 所示。

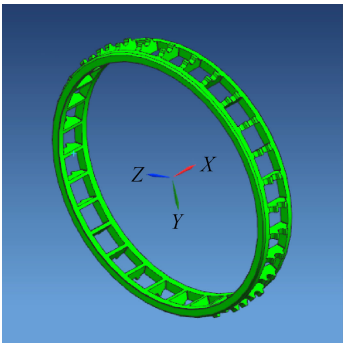


图 1 保持架模型
Fig. 1 Model of the cage

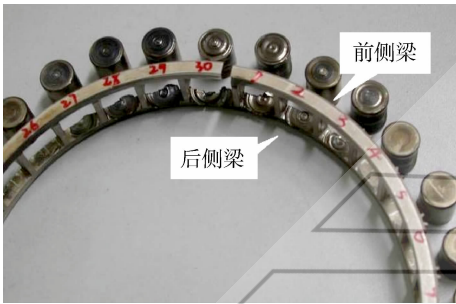


图 2 保持架故障形貌
Fig. 2 Fault appearance of cage

故障轴承保持架前侧梁为疲劳断裂,疲劳起源于保持架前侧梁与横梁交接处靠近内弧侧,疲劳断裂与冶金缺陷无直接关系;后侧梁为瞬时断裂,断口形貌见图 3。

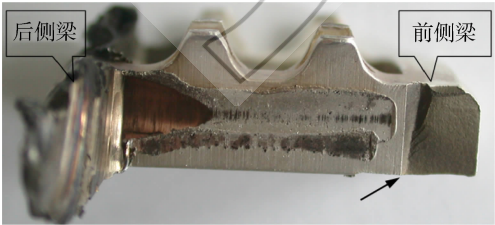


图 3 保持架断口宏观形貌
Fig. 3 Macroscopic appearance of the fracture on the cage

通过宏观和微观的检查认为:故障轴承保持架前侧梁先产生疲劳断裂,然后与内圈引导面磨损;保持架前侧梁为疲劳断裂,后侧梁为瞬时断裂。保持架断口附近表面形貌见图 4。前、后侧梁断口附近均有与内圈引导面磨损特征。



图 4 保持架断口附近表面形貌
Fig. 4 Surface appearance of the fracture on the cage

前侧梁断口两侧磨损痕迹存在明显差异,说明保持架前侧梁先产生疲劳断裂,然后与内圈引导面磨损,见图 5。

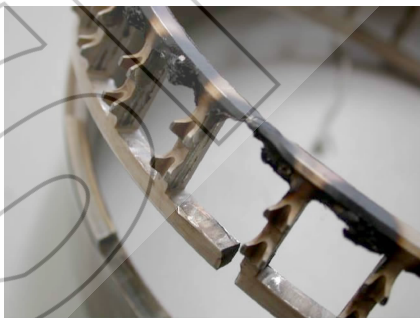


图 5 保持架形貌
Fig. 5 Appearance of the cage

保持架 27#~30#横梁与 1#~3#横梁磨损特征存在差异,27#~30#横梁是滚动体推动保持架产生磨损,1#~3#横梁是保持架推动滚动体产生磨损。保持架后侧梁先与内圈引导面发生磨损,然后 27#~3#滚动体对保持架后侧梁产生挤压、磨损。磨损对比情况见图 6。



图 6 磨损差异对比
Fig. 6 Contrast of wear difference

1.2 断口分析

在扫描电镜中观察,断口疲劳源区放大形貌见图 7,可见收敛于前侧梁与横梁交接处靠近内弧侧的放射棱线,未见明显的冶金缺陷。

保持架断口扩展区形貌如图 8 所示,可见细

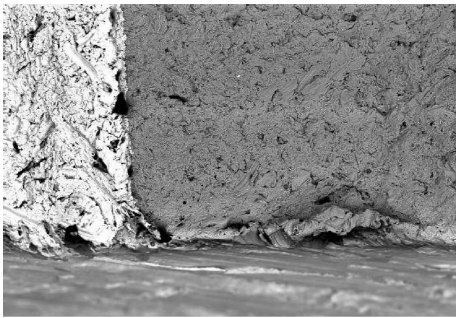


图 7 保持架断口源区放大形貌

Fig. 7 Magnified appearance of fracture source on the cage

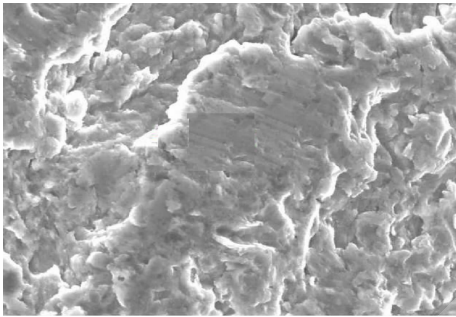


图 8 保持架断口扩展区疲劳条带

Fig. 8 Fatigue belt of fracture growth region on the cage

密的疲劳辉纹特征,进一步表明该断口为高周疲劳断口。

其余剖开的裂纹如图 9 所示,小裂纹断口扩展后期可见细密的疲劳条带形貌,说明造成疲劳断裂的应力较低,扩展时间较长。

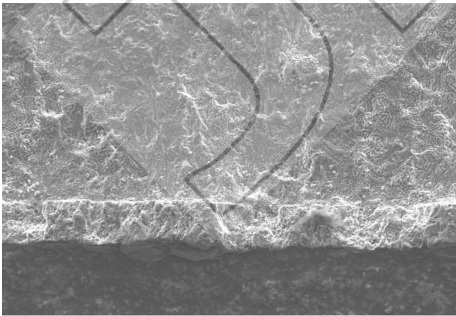


图 9 小裂纹断口源区微观形貌

Fig. 9 Microcosmic appearance of fracture source on the small crackle

1.3 磁粉检查

分别对故障轴承外圈、内圈、保持架和滚动体进行磁粉探伤检查,保持架 16# 兜孔有 2 条典型的小裂纹已经延伸到侧梁内弧侧表面,见图 10。故障轴承外圈、内圈和滚动体均未见裂纹显示。

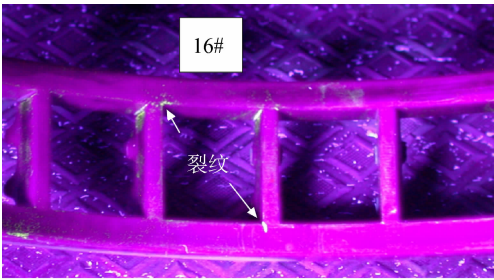


图 10 保持架磁粉荧光形貌

Fig. 10 Fluorescent appearance of the cage

断口分析表明,故障保持架 16# 兜孔前侧梁与横梁转接处的小裂纹为疲劳裂纹,疲劳起源于保持架前侧梁与横梁转接处,呈线性特征。

对表 1 中的轴承保持架进行无损探伤,序号为 2、3、5 的轴承保持架横梁和侧梁转接处存在大量裂纹缺陷显示;序号为 1、4、7 的轴承保持架横梁和侧梁转接处未发现裂纹缺陷显示;序号为 6 的新品轴承保持架的横梁和侧梁转接处未发现裂纹缺陷显示。检查结果具体情况见表 1。

表 1 轴承检查情况表
Table 1 Bearing check list

轴承序号	工作时间/h	检查情况
1	11	无裂纹
2	322	多处疲劳裂纹
3	550	多处疲劳裂纹
4	50	无裂纹
5	450	30 处裂纹
6	0	无裂纹
7	702	无裂纹

综上所述,故障轴承保持架断裂为疲劳断裂,疲劳起源于保持架前侧梁与横梁转接处,故障轴承保持架裂纹是在工作时间远低于设计寿命的情况下产生,且具有普遍性。

2 基于超高周疲劳理论的保持架
动应力仿真分析

根据断口分析结论,对故障轴承的保持架进行兜孔圆角检查,兜孔测量圆角示意图见图 11,检测结果如表 2。测量结果表明兜孔的圆角非常小,几乎形成尖角。

兜孔圆角过小将导致圆角处应力过大,为分析保持架断裂的原因,需要对发生断裂的保持架动应力进行仿真分析,研究保持架在工作状态下

的动应力情况。

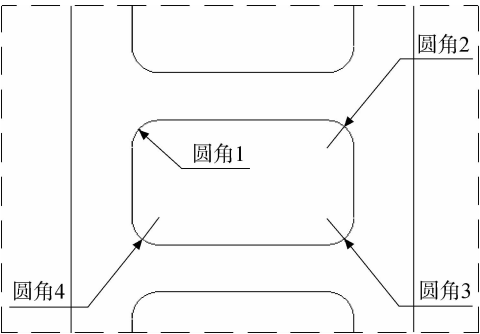


图 11 兜孔测量圆角示意图
Fig. 11 Sketch of pocket measured fillet

表 2 兜孔圆角测量值($R\leqslant0.3\text{ mm}$)

Table 2 Measured value of pocket fillet ($R\leqslant0.3\text{ mm}$)

兜孔 编号	半径/mm			
	圆角 1	圆角 2	圆角 3	圆角 4
1 #	0.12	0.10	0.13	0.06
2 #	0.11	0.15	0.05	0.12

2.1 滚动体对保持架作用力的仿真

高速滚动轴承的动力学仿真软件复杂耗时太长^[15],为了更加便于计算分析需要对仿真进行简化处理,以故障轴承保持架为研究对象,选取保持架的一个兜孔进行建模,分别将保持架两端固定。滚子与兜孔间的作用力是由滚子与保持架兜孔接触变形引起的作用力^[16],将滚动体对保持架的作用等效为一个作用力,施加在保持架横梁中部。施加作用力的位置示意如图 12 所示。

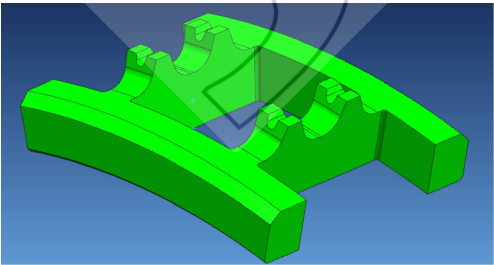


图 12 作用力位置
Fig. 12 Position of the force

使用 Cobra 软件对轴承保持架及滚动体的相互作用力进行计算分析,分析结果显示,该轴承在正常工作状态下轴承滚子对保持架的作用力为 8~10 N。

根据河南科技大学黄运生等的研究^[17],保持

架受到的瞬态作用力为平均作用力的 10 倍,因此将作用力设置为 100 N,得到保持架兜孔圆角半径 $R=0.1\text{ mm}$ 时的保持架圆角应力 S 的情况见图 13,最大应力为 77 MPa。



图 13 兜孔圆角 $R=0.1\text{ mm}$,100 N 作用力情况下应力值
Fig. 13 Value of stress when pocket fillet $R=0.1\text{ mm}$, the force is 100 N

再将作用力设置为 100 N,得到异常情况下保持架兜孔圆角处 $R=0.05\text{ mm}$ 时的保持架圆角应力的情况见图 14,最大应力为 99.3 MPa。

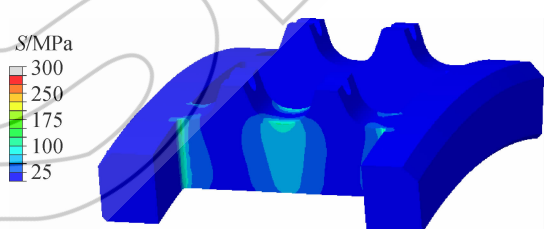


图 14 兜孔圆角 $R=0.05\text{ mm}$,100 N 作用力情况下应力值
Fig. 14 Value of stress when pocket fillet $R=0.05\text{ mm}$, the force is 100 N

2.2 离心力作用下圆角应力

当保持架绕中心轴旋转的速度为 10 000 r/min 时,得到兜孔圆角 $R=0.1\text{ mm}$ 的分布图见图 15,最大应力为 139.5 MPa。

当保持架绕中心轴旋转的速度为 10 000 r/min,得到异常情况下兜孔圆角 $R=0.05\text{ mm}$ 的

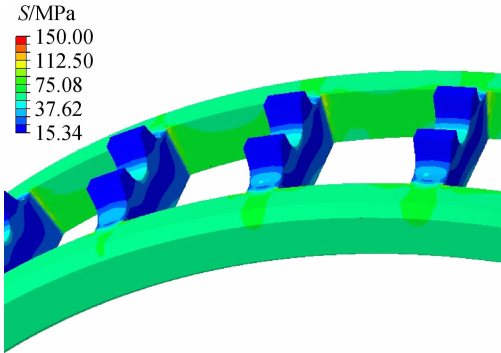


图 15 兜孔圆角为 $R=0.1\text{ mm}$ 的应力分布
Fig. 15 Stress distribution of pocket fillet $R=0.1\text{ mm}$

分布图见图 16,最大应力为 172.2 MPa。

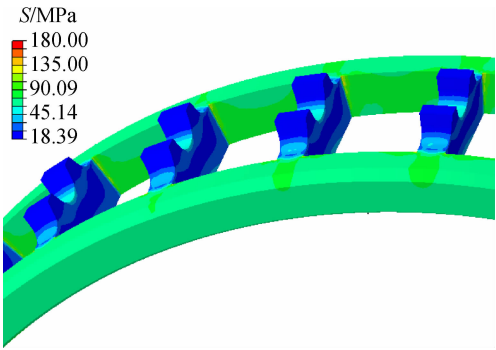


图 16 兜孔圆角为 $R=0.05\text{ mm}$ 的应力分布图
Fig. 16 Stress distribution of pocket fillet $R=0.05\text{ mm}$

2.3 基于传统疲劳理论的故障分析

该轴承位于发动机后腔,工作温度接近 $200\text{ }^{\circ}\text{C}$,在该温度条件下 40CrNiMoA 钢的弯曲疲劳极限为 451 MPa。

当保持架转速为 $10\,000\text{ r/min}$,兜孔圆角半径为 $R=0.05\text{ mm}$ 时,在保持架受到的碰撞力为 100 N 的情况下,保持架圆角处的应力可达到 271.5 MPa,该应力远小于 40CrNiMoA 钢的弯曲疲劳极限 451 MPa,仿真分析结果显示保持架主要应力源于保持架高转速导致的离心负荷,根据当前的常规设计理论,保持架圆角处的应力小于 40CrNiMoA 的弯曲疲劳极限,因此长时间工作也不会导致保持架出现疲劳断裂。

2.4 基于超高周疲劳理论的故障分析

文中第 3 节的分析结果与轴承保持架多次发生疲劳断裂的事实产生了相当大的矛盾。

经过对 40CrNiMoA 的研究和分析,发现工程应用中使用的高周疲劳极限研究的范围是循环数为 10^7 ,而航空发动机主轴承的转速高,在寿命期内保持架的应力循环数将达到 10^9 ,已经远远超出了常规的材料测试的范围,因此传统的高周疲劳理论已经不能适应航空发动机主轴承故障分析及设计计算,需要引入超高周疲劳的概念对保持架断裂故障进行故障分析和设计计算。

通过查阅大量的故障分析及研究的论文和研究报告,超高周疲劳分析主要在材料研究阶段,在构件方面的应用主要集中在离心机叶轮和发动机叶片方面^[18-19]。

由于材料的超高周疲劳同结构件的超高周疲劳有很大的相似性,而目前缺少对结构件的超高周疲劳极限研究,在本次分析过程中暂时用材料

的超高周疲劳极限来进行分析和说明。

根据南京理工大学邵红红研究,40CrNiMoA 钢在循环数超过 10^7 后仍然发生疲劳断裂,不存在传统意义上的疲劳极限^[20]。图 17 可以看出,40CrNiMoA 钢在循环数为 10^9 范围内测到的应力-寿命曲线(以下均用 S-N 曲线表示)与经典的高周疲劳特征曲线存在很大的不同,经过计算其疲劳极限为 200 MPa。

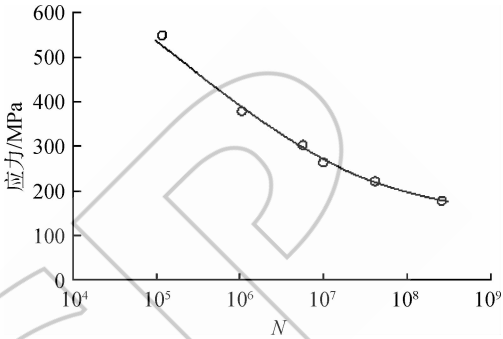


图 17 超高周疲劳试验条件下的 40CrNiMoA 钢的 S-N 曲线
Fig. 17 S-N curve of 40CrNiMoA steel under ultra-high cycle fatigue test condition

按照超高周疲劳试验理论对保持架断裂问题进行分析,40CrNiMoA 钢在循环数为 10^9 范围内的超高周疲劳极限为 200 MPa。根据文中第 2.3 节中的计算分析可知,当保持架转速为 $10\,000\text{ r/min}$,兜孔圆角半径为 $R=0.05\text{ mm}$ 时,在保持架受到的碰撞力为 100 N 的情况下,保持架圆角处的应力可达到 271.5 MPa,该应力大大超过了 40CrNiMoA 钢的超高周疲劳极限 200 MPa,长时间工作将导致保持架必然出现疲劳断裂。

而保持架转速为 $10\,000\text{ r/min}$,兜孔圆角半径为 $R=0.3\text{ mm}$ 时,在保持架受到的碰撞力为 100 N 的情况下,保持架圆角处的应力为 159 MPa,该应力仍然小于 40CrNiMoA 钢的超高周疲劳极限为 200 MPa,即使长时间工作也不会导致保持架出现疲劳断裂。

根据上述分析可知,轴承故障的发生是由于保持架兜孔圆角过小,造成兜孔圆角处应力集中过大,超出 40CrNiMoA 钢的超高周疲劳极限,长时间工作后产生裂纹最终断裂。若将该故障轴承保持架兜孔圆角控制在 $R=0.3\text{ mm}$ 以上能够有效提高轴承的可靠性和使用寿命。

3 轴承的改进及验证情况

根据分析结果制定了轴承保持架的改进方

案,严格控制保持架兜孔的圆角,将保持架兜孔的圆角 R 从原来的不大于 0.3 mm 更改为圆角 $R=0.3\sim 0.5\text{ mm}$ 。

完成改进后的轴承完成了多套 $3\,000\text{ h}$ 试验器试验验证和发动机 $1\,000\text{ h}$ 试验验证,完成试验后该轴承的保持架完好,无裂纹等失效情况。

4 结 论

1) 以往基于高周疲劳概念的保持架设计方法不适用于高 DN 值轴承保持架,在长寿命期内(10^9 循环)造成断裂所需的应力远低于弯曲疲劳极限,在设计过程中需要采取降低保持架应力的措施;

2) 滚子轴承 DN 值高于 $10^6\text{ mm}\cdot\text{r/min}$ 的情况下保持架断裂的主要应力来自高转速带来的离心应力,在超高循环数(10^9)工况下,保持架受到滚子冲击力的作用也不容忽视;

3) 兜孔圆角过小导致应力集中过大是造成此次保持架断裂的主要原因,在超高循环数(10^9)的高 DN 值滚子轴承设计过程中应当采取增大保持架兜孔圆角或清根的措施降低局部应力集中,提高保持架抗断裂能力。

参考文献:

- [1] 陈聪慧,葛泉江,李季,等.航空发动机机械系统技术研究[J].航空发动机,2015,41(5):86-90.
CHEN Conghui, GE Quanjiang, LI Ji, et al. Study on aero-engine mechanical system technology [J]. Aeroengine, 2015, 41(5): 86-90. (in Chinese)
- [2] 张建忠,马国瀚.滚动轴承保持架动力学研究进展[J].轴承,2011(1):56-60.
ZHANG Jianzhong, MA Guohan. Research progress on dynamics of rolling bearing cages[J]. Bearing, 2011(1): 56-60. (in Chinese)
- [3] 周延泽,王春洁,陆震.高速滚动轴承保持架自由振动特性研究[J].北京航空航天大学学报,2001,27(5):596-598.
ZHOU Yanze, WANG Chunjie, LU Zhen. On the free vibration of high-speed ball bearing retainer[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2001, 27(5): 596-598. (in Chinese)
- [4] 林国昌,张振波,陈聪慧.某发动机主轴承故障分析[J].航空发动机,2002,28(1):43-46.
LIN Guochang, ZHANG Zhenbo, CHEN Conghui. The fault analysis of main thrust bearing in a typical engine [J]. Aeroengine, 2002, 28(1): 43-46. (in Chinese)
- [5] 刘良勇,李鸿亮,康正坡,等.高转速对滚动轴承性能影响的分析与计算[J].轴承,2013(2):1-4.
LIU Liangyong, LI Hongliang, KANG Zhengpo, et al. Analysis and calculation on effect of high rotating speed on

performances for rolling bearings[J]. Bearing, 2013(2): 1-4. (in Chinese)

- [6] HARRIS T A, KOTZALAS M N. 滚动轴承分析[M]. 罗继伟,马伟,杨咸启等.译.北京:机械工业出版社,2009.
- [7] 蒋小燕.40CrNiMoA 钢超声疲劳研究[D].南京:江苏大学,2008.
JIANG Xiaoyan. Study on ultrasonic fatigue of 40CrNiMoA steel[D]. Nanjing: Jiangsu University, 2008. (in Chinese)
- [8] 刘汉青,刘亮,黄志勇,等.非对称载荷下 TC17 合金超高周疲劳试验[J].航空动力学报,2018,33(5):1130-1135.
LIU Hanqing, LIU Liang, HUANG Zhiyong, et al. Very high cycle fatigue test of TC17 alloy under asymmetric loading[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(5): 1130-1135. (in Chinese)
- [9] MUGHRABI H. On "multi-stage" fatigue life diagrams and the relevant life-controlling mechanisms in ultrahigh-cycle fatigue[J]. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 2010, 25(8/9): 755-764.
- [10] BATHIAS C. There is no infinite fatigue life in metallic materials[J]. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 2010, 22(7): 559-565.
- [11] 倪金刚.超声疲劳试验技术的应用[J].航空动力学报,1995,10(3):245-248.
NI Jingang. Application of ultrasonic fatigue testing technique[J]. Journal of Aerospace Power, 1995, 10(3): 245-248. (in Chinese)
- [12] 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 bearings and dynamic performance of cages[D]. Dalian Liaoning: Dalian University of Technology, 2011. (in Chinese)
- [13] 马德鹏.固体材料中裂纹扩展模拟研究[D].吉林 长春:吉林大学,2008.
MA Depeng. Simulation research on crack propagation of solid material[D]. Changchun Jilin: Jilin University, 2008. (in Chinese)
- [14] 姜维,裴玉楠,葛世东,等.高速圆柱滚子轴承保持架断裂原因分析[J].轴承,2016(4):40-42.
JIANG Wei, PEI Yunan, GE Shidong, et al. Cause analysis on fracture of cages for high speed cylindrical roller bearings[J]. Bearing, 2016(4): 40-42. (in Chinese)
- [15] 崔立.航空发动机高速滚动轴承及转子系统的动态性能研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2008.
CUI Li. Research on dynamic performances of high-speed rolling bearing and rotor system of aeroengine[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2008. (in Chinese)
- [16] 杨咸启,刘文秀,李晓玲.高速滚子轴承保持架动力学分析[J].轴承,2002(7):1-5.
YANG Xianqi, LIU Wenxiu, LI Xiaoling. Dynamics analysis on cage of high speed roller bearing [J]. Bearing, 2002(7): 1-5. (in Chinese)
- [17] 黄运生,邓四二,张文虎,等.冲击载荷对铁路轴箱轴承型

料保持架动态性能影响研究[J]. 振动与冲击, 2018, 37(1):172-180.

HUANG Yunsheng, DENG Sier, ZHANG Wenhui, et al. Influence of impact loads on the dynamic characteristics of plastic cages in railway axle bearings[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(1):172-180. (in Chinese)

[18] 张恩玉. 离心压缩机叶轮超高周疲劳特性研究[D]. 辽宁大连:大连理工大学, 2017.

ZHANG Enyu. A study on fatigue properties of centrifugal compressor impeller in very high cycle fatigue regime[D]. Dalian Liaoning: Dalian University of Technology, 2017. (in Chinese)

[19] 李全通, 通旭东, 高星伟, 等. 基于试片超高周疲劳试验的叶片高周疲劳寿命估算方法[J]. 航空动力学报, 2014, 29(10):2471-2475.

LI Quantong, TONG Xudong, GAO Xingwei, et al. Estimation method of blade high cycle fatigue life based on ultra-high cycle fatigue test of specimen[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(10):2471-2475. (in Chinese)

[20] 邵红红. 40CrNiMoA 钢超高周疲劳行为研究[D]. 南京:南京理工大学, 2007.

SHAO Honghong. Study on the very-high-cycle fatigue behavior of 40CrNiMoA steel[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2007. (in Chinese)

(编辑:张 雪)