

空气涡轮起动机传扭轴断裂故障分析

蒋聪,陈靖华,张雪强

(中国航空工业集团有限公司 金城南京机电液压工程研究中心,江苏 南京 211106)

摘要:针对某型航空发动机在起动过程中空气涡轮起动机传扭轴断裂问题,结合宏观检测和断口金相分析,对发动机附件机匣和起动机中潜在的不安全因素开展排查工作,绘制详细故障树,得出了进气压力超调、起动系统传动链齿侧间隙和发动机转动惯量的随机性综合作用,引起瞬时冲击转矩超大,是导致此次传扭轴断裂故障的主要原因。

关键词:空气涡轮起动机;冲击转矩;齿侧间隙;故障分析

中图分类号: P277.3 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2021)04-0046-03

Fault Analysis of Broken Transmission Torsion Shaft of Air Turbine Starter

JIANG Cong, CHEN Jinghua, ZHANG Xueqiang

(Nanjing Mechanical and Hydraulic Engineering Research Center, Aviation Industry Corporation of China, Ltd., Nanjing 211106, China)

Abstract: Aimed at the broken transmission torsion shaft of the air turbine starter, the potential unsafe factors in engine accessory casing and starter were investigated by means of combining macroscopic inspection with metallographic analysis of fracture surface, and the detailed fault tree was compiled. It is concluded that the main causes of the fracture are the excessive instantaneous impact torque created by the combined action of intake pressure overshoot, gear side clearance of transmission chain of starting system and engine rotational inertia.

Keywords: air turbine starter; impact torque; backlash; fault analysis

0 引言

航空旋转类部件上普遍存在冲击转矩。过大的冲击转矩将导致传扭轴断裂、齿轮断裂^[1]和离合器磨损等影响产品安全性的问题发生,在设计时考虑冲击转矩的形成和预防也越来越受到重视。某型航空发动机空气涡轮起动机在起动瞬间出现传扭轴断裂,继而导致起动机涡轮超转和发动机无输入转速现象。本文基于该现象,对冲击转矩导致传扭轴断裂的发生原因进行了详细分析和研究。

1 理化检查

传扭轴在设计保护切断的轴颈处断裂,断裂位置合理,见图1。



图1 齿面剥落位置

断口表面未见夹杂、裂纹等原始缺陷,见图2。进一步放大观察,发现断口表面可见明显磨损痕迹,见图3。

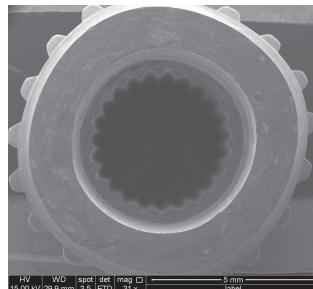


图2 联接轴微观形貌 31X

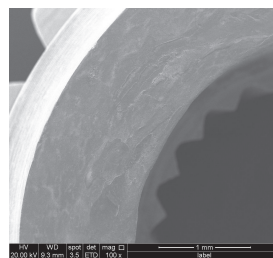


图3 断口放大形貌 100X

未磨损区域放大观察可见明显的拉长韧窝形貌,见图

4 和图 5。

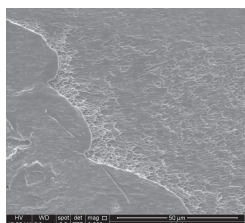


图 4 未磨损区韧窝形貌
3 000X

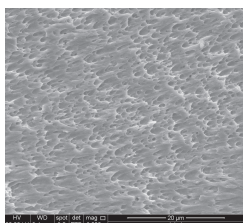


图 5 拉长韧窝形貌
6 000X

取样镶嵌后进行硬度测试,测试的结果为 510 HV0.5 (约 50 HRC),满足设计要求。综合判断导致该传扭轴断裂的主要原因为瞬时冲击转矩^[2]引起的过载扭转剪切断裂。

2 故障分析

2.1 原因分析

导致此次发动机起动无转速的原因是起动机中传扭轴断裂。以传扭轴断裂为顶事件建立故障树,如图 6 所示。

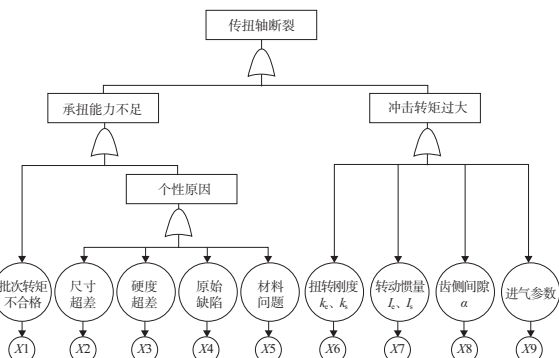


图 6 传扭轴断裂问题故障树

冲击转矩与以下故障树分支有关,分别是进气条件、发动机和起动机的齿侧间隙、发动机和起动机的转动惯量以及发动机和起动机的扭转刚度^[3],其计算公式如下:

$$\frac{T_{c\max}}{T} = \frac{I_e}{I_s + I_e} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2k_s k_e (I_s + I_e) \alpha}{T(k_s + k_e) I_e}} \right] \quad (1)$$

式中: $T_{c\max}/T$ 为冲击转矩系数; I_s 为起动机转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; I_e 为发动机转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; k_s 为起动机转动部分的扭转刚度, $\text{N} \cdot \text{m/rad}$; k_e 为发动机转动部分的扭转刚度, $\text{N} \cdot \text{m/rad}$; α 为系统圆周侧隙 rad; T 为稳态起动机转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

2.2 原因定位

传扭轴材料化验结果为 40CrNiMoA, 内外径尺寸符合要求, 实测硬度为 50 HRC, 满足要求的 (47~52) HRC, 且断口金相分析未见初始裂纹损伤, 断口为韧窝形貌, 过载扭转剪切断裂。同时复查同批次传扭轴转矩试验记录, 符合转矩要求。

起动机扭转刚度主要由涡轮、齿轮、轴、离合器等零部

件的材料特性和几何尺寸决定, 不可能在使用过程中增大而引起冲击转矩大幅升高。故发动机扭转刚度对冲击转矩影响很小, 可以排除其引起冲击转矩大幅升高的可能。

以上分析可以排除 X1、X2、X3、X4、X5 和 X6 项故障树底事件。

发动机转子除了发动机本体转子外, 还包括带转的附件转子, 转子本身的转动惯量由材料特性和几何尺寸决定, 不可能变化, 但需考虑带转的负载变化及阻力变化, 如发动机燃气发生器转子卡滞或转子阻力矩偏大也会引起冲击转矩过大。复查发动机起动时间、起动机脱开转速和燃气发生器余转时间, 均在正常范围, 可以排除转子阻力矩偏大的影响。但起动瞬间如果存在燃气发生器转子卡滞, 导致折算的转动惯量增大是有可能的, 因此不能排除转动惯量的影响^[4]。

齿轮啮合传动时, 为避免齿轮卡死, 齿廓之间必须留有间隙。齿侧间隙的存在会产生冲击, 导致起动瞬间传扭轴遭受较大的冲击载荷而断裂。起动机的齿侧间隙包括齿轮侧隙、花键侧隙, 计算得出该型起动机理论齿侧间隙范围为 (0.006~0.009) rad。实测故障件齿侧间隙为 0.009 5 rad, 略高于合理范围。该型起动机花键配合间隙计算结果见表 1。

表 1 花键配合间隙计算结果

花键副名称	侧隙范围 $C_{v\min} \sim C_{v\max}/\text{mm}$	侧隙对应角度 范围/rad
离合器轴与 联接轴花键副	0.001~0.094	0~0.018 7

根据实测数据和计算结果得出, 故障起动机的齿侧间隙=齿侧侧隙+花键侧隙= (0.009 5~0.028 2) rad, 大于合理值范围, 因此不能排除齿侧间隙的影响^[5]。

起动机输出转矩取决于进气参数随着进气压力、温度增加, 最大转矩增加, 对应的冲击转矩也增加^[6]。当进气压力超调至合理值的 105% 时, 冲击转矩将进入传扭轴极限承扭范围, 极有可能发生断轴, 因此不能排除进气压力超调的影响。

3 机理分析

根据飞行参数曲线判断, 该起动机传扭轴断裂发生在起动瞬间, 断口分析证明断裂原因是承受了过大的瞬时冲击转矩。经故障树判断单一因素的冲击转矩达不到断轴范围, 但综合因素是可以达到的。过大的瞬时冲击转矩来自于进气压力超调、起动系统传动链齿侧间隙、发动机转动惯量的随机性综合作用, 传扭轴在以上因素作用下发生的断裂属于保护起动机和发动机免受继发破坏性质的主动断轴, 断裂位置在传扭轴设置的最薄弱位置, 符合设计意图^[7]。

4 结语

瞬时冲击转矩过大是导致空气涡轮起动机传扭轴断裂最常见原因之一, 本文通过对断口形貌进行理化检查和

分析,确定失效模式,并对可能导致该故障的各个因素进行了排查,得出引起冲击转矩过大的深层次原因,为后续空气涡轮起动机的安全性设计和加工制造提供了依据。

参考文献:

- [1] 于印鑫. 齿轮传动系统若干动力学问题研究[D]. 沈阳:东北大学,2015.
- [2] 刘恩福,吕希敏,张怡恭. 积累式冲击扭矩测试仪研制[J]. 大连理工大学学报,1999,39(1):90-94.
- [3] 赵帅,范习民,王金立,等. 发动机试验联轴器失效测试分析[J]. 内燃机与配件,2018(24):53-54.
- [4] 王文阁,鹿云,刘再生,等. 降低传动系统冲击载荷的一种有效方法[J]. 汽车技术,2013(2):4-8.
- [5] 陈宝庆,叶福民. 两级行星齿轮断齿故障的动态特性分析[J]. 机械制造与自动化,2019,48(6):51-54.
- [6] 李文辉. 某型直升机交流发电机断轴故障分析及改进[J]. 直升机技术,2016(4):51-53.
- [7] 夏致斌,李武元. 空气起动机保险轴断裂故障分析[J]. 热加工工艺,2013,42(16):202-204.

收稿日期:2020-09-07

(上接第26页)

本文引入等效比刚度 $\bar{S}$ (见公式(6))的概念以表征不同微桁架胞元结构的刚度特性。

$$\bar{S} = \frac{F/x}{\rho} \quad (6)$$

式中: F 为载荷力; x 为变形量; ρ 为胞元相对密度。

由图6可知,FCCZ胞元具有最高的比刚度,BCCZ、BFCCZ模块次之,可见通过引入载荷方向上的Z模块,不仅使传力路径得到优化,显著提高了微桁架胞元的等效比刚度(1~2个数量级),而且降低了胞元构型对等效比刚度的影响程度,即在仅承受压缩载荷的条件下,相对胞元构型,载荷方向上的杆元基本决定了胞元的等效比刚度。

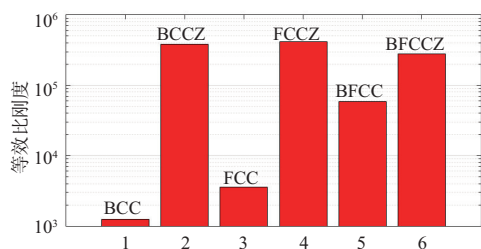


图6 不同构型微桁架胞元的等效比刚度

4 结语

本文针对6种微桁架胞元结构进行了参数化建模及几何特性分析,通过有限元法对不同构型的胞元分别进行了压缩载荷条件下的力学性能分析,得到以下结论:

- 1) 不同类型胞元的比表面积相差不大,随着Z模块的加入,比表面积均相应有所降低;
- 2) 不同类型胞元的相对密度相差较大,FCC和FCCZ型胞元相对密度较低(4%~6%),FCC和FCCZ型胞元具

有较优的几何特性及减重效果;

3) 胞元承载能力主要受胞元构型以及Z向杆元的影响。BCC型胞元变形最大,通过BCC型与FCC型的组合,BFCC型胞元变形显著减小。通过引入载荷方向上的Z模块,可以显著提高该方向上的承受载荷能力;

4) FCCZ胞元具有最高的比刚度,BCCZ、BFCCZ模块次之,通过引入载荷方向上的Z模块,显著提高了微桁架胞元的等效比刚度,同时降低了胞元构型对等效比刚度的影响程度。

参考文献:

- [1] 王向明,苏亚东,吴斌,等. 微桁架点阵结构在飞机结构/功能一体化中的应用[J]. 航空制造技术,2018,61(10):16-25.
- [2] EVANS A G, HUTCHINSON J W, FLECK N A, et al. The topological design of multifunctional cellular metals[J]. Progress in Materials Science, 2001, 46(3/4):309-327.
- [3] 戴贵鑫,吴士平. 超轻质微点阵结构金属材料的研究进展[J]. 铸造,2020,69(1):1-10.
- [4] 仲梁维,李小伟,胡寿根. 轻质点阵结构的参数化建模及力学性能研究[J]. 中国机械工程,2014,25(16):2253-2261.
- [5] LI P, WANG Z, PETRINIC N, et al. Deformation behaviour of stainless steel microlattice structures by selective laser melting[J]. Materials Science and Engineering: A, 2014, 614:116-121.
- [6] MASKERY I, ABOULKHAIR N T, AREMU A O, et al. A mechanical property evaluation of graded density Al-Si10-Mg lattice structures manufactured by selective laser melting[J]. Materials Science and Engineering: A, 2016, 670:264-274.
- [7] AMANI Y, DANCETTE S, DELROISSE P, et al. Compression behavior of lattice structures produced by selective laser melting: X-ray tomography based experimental and finite element approaches[J]. Acta Materialia, 2018, 159:395-407.
- [8] 梁晓康,孙宏波,董鹏,等. 桁架式三维点阵结构的参数化建模与增材制造[J]. 电加工与模具,2020(2):65-68.

收稿日期:2020-07-03