某发动机主轴承故障分析

林国昌 张振波 陈聪慧
(中国航空工业沈阳发动机设计研究所,沈阳 110015)

摘要:针对某发动机主轴承出现的故障,从五个方面分析原因,最终断定由于漏装一个密封胶圈引起供油效率严重下降是本次故障起因。

关键词:发动机 主轴承 密封胶圈 故障分析

V2 A

The Fault Analysis of Main Thrust Bearing in a Typical Engine

Lin Guochang Zhang Zhenbo Chen Conghui
(Shenyang Aeroengine Research Institute, Senyang 110015)

Abstract: Five possibilities have been analyzed for the fault of the main thrust bearing in a typical turbofan engine. It is concluded that a rubber sealing ring unmounted results in lowered oil supply efficiency.

Key words: engine; fault analysis; main thrust bearing; rubber sealing ring

1 引言

主轴承是航空发动机的关键部件,其可靠性对发动机和飞机至关重要。随着发动机技术的发展,其主轴承工作条件越来越苛刻,发生故障的概率越来越大。从国外发动机发展历史和国内某外场反映来看,主轴承是先进发动机外场发生故障概率最大的部件之一,应给予足够重视。

针对某发动机主轴承的一次典型故障,从多个可能引起故障的因素入手,层层深入分析研究,最终找出故障的惟一起因,其分析过程对其他类型轴承故障分析也有一定启示作用。

2 故障发生过程及故障现象

某发动机01次装配工厂试车在中间状态正常进行到6h27min时,尾喷口左上角喷出三束白色火花,高压振动骤然加大。试车操作员立刻将转速降至慢车状态,而发动机从慢车状态自然减速至停车。从发现火花至停车总共约57s的时间。

在分解轴承时,未发现高压主轴承与收油环之间的密封圈,收油环胶圈槽内只有约两个火柴头体积大小的残留物。高压压气机止推轴承和高压转、静子严重损坏,大部分已报废。

经共同分析、讨论,确认本次故障是由高压主轴承瞬间损坏引起的。该轴承故障分析,是本次故障分析的关键。

从该轴承故障件看,两个半内圈滚道被严重压碾变形,如图1所示,宽度增加5.9mm,最小直径减小4.07mm,两挡边外侧间宽度扩大2.6~3.9mm,且后半圈材料整体后移。滚道边缘有材料堆积现象,外边缘凸起,内边缘堆积被压平后堵死了12个油孔,使两个半内圈被粘连为一体。用肉眼仔细观察可发现,靠近收油环的半圈端面上大体有三个同心圆环,其中与收油环端面接触的两个颜色较浅(黄黑色),中间应与密封圈接触的颜色较深(蓝黑色),这与收油环另一端胶圈对应位置颜色较浅相反。三个同心圆外有较明显的沿径向甩油留下的积碳痕迹,如图2所示,整体呈黑色。另外收油环与内圈接触端面和内圈相比颜色很浅(黄白色),未出现过热现象,说明冷却较充分,即收油环与内圈之间漏油较严重。

外圈滚道也被压碾变形,但比内圈变化轻得多,

收稿日期:2001-11-10

第一作者简介:林国昌,高级工程师,1964年出生,1986年毕业于北京航空航天大学,从事航空发动机传动、润滑系统的设计、研究工作。

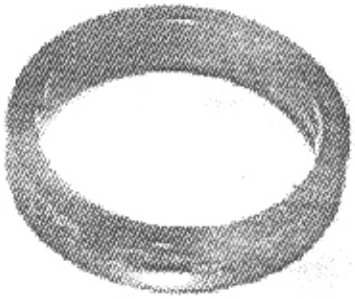

图1 故障件——内圈

图3 故障件——保持架和滚珠

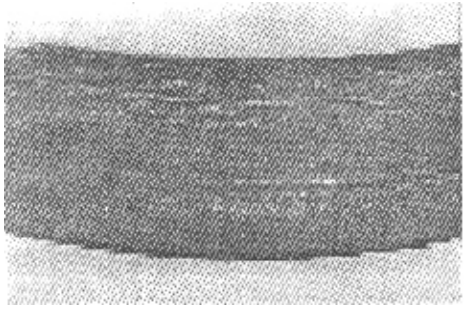

图2 故障件——内圈端面

宽度增加0.48mm,最大直径增加0.12mm。滚道边缘卡下少许滚珠材料,并粘连微量保持架银层,说明外圈温度比内圈和滚珠温度低。

滚珠表面出现很多2mm×3mm×0.5mm左右大小麻坑,如图3所示,大部分表面还有一道约长15mm、宽9mm、深1.5mm的深沟,但未有平台。滚珠轮廓直径减小0.47~0.82mm,表面有高温、软化、剥落发生。

保持架被拉断为6节(如图3),变形严重的颜色较浅,以保持架本色乳白色为主,有部分变黑;变形较小的颜色较深,以黑色为主,有部分白色。各段兜孔棱角处均卡下并粘连部分变黑的金属材料,这些材料与套圈和滚珠材料相同。说明在保持架断裂前套圈和滚珠工作表面已处于高温软化状态。而保持架各段均未出现材料因高温软化堆积现象,说明保持架未出现过过火。断口分析表明保持架是被大应力疲劳拉断,并非自身缺陷所致。

3 故障分析

该轴承是内圈分瓣的三点接触角接触球轴承。其内外圈和滚珠均由高温轴承钢Cr4Mo4V制造,硬度为HRC 60~64,回火温度为550℃左右,锻造温度为920℃,正常使用温度可达315℃。保持架材料为调质处理的40CrNiMoA,硬度为HRC33~37,是该材料最佳处理状态,其抗拉强度达980MPa。保持架表面镀银。

根据轴承故障特征和理化分析结果,轴承套圈和滚珠工作表面出现过瞬时的因超大应力产生的过热现象,而超大应力是由于轴承内部过盈过大产生的,过盈过大是由于在供油不足条件下,内圈吸收的热量和摩擦生热过多又不能及时排出、温度骤升而迅速膨胀产生的。看来,供油不足是该轴承发生此类故障的主要原因。

那么,是否还有其他原因呢?

下面从各种可能的因素分析,最后全面、准确地找出该故障的根本原因。

3.1 轴承质量

如果轴承质量低劣,如材料材质、成分、硬度和表面加工质量与设计要求相差较大,轴承承载能力将会大幅下降,在正常载荷和正常供油条件下会过早疲劳剥落或塑性变形。

经对轴承故障件材料材质、成分、硬度检测,各套圈、滚珠、保持架材料均符合有关标准和设计要求,而轴承表面加工质量是经过多个检验环节检查,证明合格。因此,轴承无缺陷。

另外,该轴承是各主轴承中使用时间最长的主轴承,在以往使用过程中,还未发生因轴承质量缺陷而损坏的先例。现有样机中,有三套已使用 230~308h 仍未失效,这几套正好与本次故障件是同一批生产的轴承。其他使用过的,除一套因收油环前端面超差降低收油效率使轴承烧伤、另一套因异物侵入轴承使之失效(表面粘连杂物、光度下降并引起整机振动)外,其余几套都使用了几十甚至近二百小时,无一失效。所以,轴承完全胜任相应工作条件,相应的设计经过考验证明是可靠的,在几小时内因轴承自身问题出现严重故障是不可能的。

3.2 碎屑侵入

轴承高速转动时,滑油会以很高的速度从轴承内腔喷溅到腔外,碎屑不易进入内腔。特殊情况下,如果有硬质碎屑进入并滞留在轴承内腔,只能滞留在套圈滚道和引导面上。如果滞留在滚道上,将使转子振动加大,但不会马上损坏轴承,而本次试车发生故障前振动值一直比较正常;如果有较大碎屑进入并滞留在保持架与内圈引导面上,有可能卡住保持架,使保持架与内圈相对转速大幅降低,而与外圈相对转速大幅提高,滚珠与外圈相对滑动速度过大而严重打滑,外圈和保持架引导面会率先过热和严重磨损,外圈滚道比内圈滚道磨损严重。

而本次故障,内圈比外圈变形严重得多,保持架引导面也未过热和严重磨损。故障件表面材料成分分析表明并无轴承材料成分以外的元素存在。因此,轴承不是因碎屑侵入而在短时间内严重损坏的。

3.3 大负荷或冲击负荷

本次试车时,一直监视着轴承所受轴向力,其最大值在 10kN 以内。径向载荷只有转子重力和不平衡力产生的负荷,在振动正常情况下应在 5kN 以内。而以往发动机该轴承负荷有多台在 40kN 以上而未失效。说明轴承本次未承受较大负荷。

该轴承冲击负荷是由振动和高压转子与相邻零组件因为高温膨胀不同步、靠近碰磨引起的。碰磨件之间相对速度非常大,但温度变化相对迟缓,轴承损坏前碰磨是逐渐发生的,不会产生过大冲击负荷。只有高压压气机相邻几个叶片断裂或发动机严重喘振引起的振动才会产生能使轴承瞬间损坏的冲击负荷。该次试车既无叶片断裂又无喘振,振动异常是伴随着喷火和自然减速发生的,发生在轴承损坏之后,轴承损坏之前未受过大冲击负荷。

3.4 两半内圈未靠紧

如果两半内圈未靠紧,当内圈与轴之间的紧度较小时,承受轴向力的半个内圈与轴之间会产生滑动,持续高速的滑动会生成大量热量使内圈膨胀、消除轴承游隙、卡死轴承,使轴承损坏。这种故障是系统故障,只要轴承配合紧度和压紧螺帽拧紧力矩满足设计要求就可以避免该种故障发生。经轴承压配力和螺帽拧紧力矩产生的轴向压紧力校核,设计数据合理。从轴承内圈和轴配合面特征分析,二者没有滑动迹象。因而,两半内圈是压紧的。

3.5 滑油不足

该轴承是高压压气机前支点轴承,其工作环境温度较高,工作时不断有热量传入;轴承自身也会因滚珠与套圈滚道之间的摩擦、保持架与内圈和滚珠之间的摩擦、滚珠与滑油之间的挤压搅拌等产生大量热量(计算值约 5~6kW)。通过对比中间状态转速时试车记录与轴承试验数据发现:试车回油温升约为试验回油温升的 3 倍,故传入热量约为轴承自身发热的两倍,轴承滑油要排出的热量约为 15~18kW。所以,必须有足够的滑油供给轴承才能保证正常润滑和冷却,才能使轴承正常工作。

影响轴承供油效果的因素主要有以下几点:供油压力、喷嘴、收油环供油效率、收油环两端密封圈、轴承内圈油沟、油孔。

本次试车供油压力一直高于设计要求,为 0.35MPa 左右,能够满足供油要求;分解发动机时,现场对两个喷嘴进行了检查,无堵塞现象;收油环收油效率曾做过试验,转速在 10000r/min 以上时达 90%;收油环和内圈油沟也无油泥堵塞情况。油孔被内圈材料堵死是在轴承工作面出现过热、材料软化后造成的,不是故障根源。看来,只有收油环两端的胶圈使用状况才能明显影响轴承供油效率,过去就有一台首次装配时因收油环端面超差,胶圈压缩不均匀影响到供油效率,使主轴承工作到 34h 就严重变色烧伤,形成黑色赤道圆环。所以,收油环两处胶圈必须严格按设计要求装好。

在分解中央传动部件时,只发现收油环前面与齿轮密封的胶圈,而未发现收油环与内圈之间的胶圈,收油环前端面质量良好。从内圈与收油环接触面表面特征来看:第一,内圈与收油环接触面有甩油痕迹;第二,收油环端面颜色较浅为黄白色,而与其接触的轴承内圈端面颜色较深,说明两个端面温度有较大差距,二者之间有冷却滑油通过;第三,收油

环油沟的积碳量远多于内圈油沟的积碳量，说明滑油流出收油环进入内圈前有分流现象；第四，收油环胶圈槽内无胶圈残骸，槽内残留物与胶圈结焦试验产物（比原形状略小的碳化物）相差甚远，没有胶圈结焦迹象。分析表明，收油环与内圈之间未装胶圈。

如果收油环与内圈之间不装胶圈，二者之间将因表面形状公差（内圈端面圆跳动为0.006，收油环端面圆跳动为0.01）而产生缝隙，滑油在巨大离心力（约10MPa）作用下从缝隙中甩出，使轴承供油不足。计算和试验表明，不装胶圈时，轴承供油效率不到50%。按该轴承设计滑油流量6.5～7.0L/min计算，如果滑油损失50%以上，有效滑油将少于3.5L/min。这对于*DN*值达2×10^6mm·r/min又承受近10kN负荷的球轴承来说，滑油温度升高120℃以上，达到或超过极限使用温度，显然是严重供油不足。

在严重缺油条件下，轴承油膜难以形成，尤其滚珠与内圈间处于边界润滑或混合润滑，形成的油膜很容易发生热破裂，接近干接触，摩擦增大而热量不能及时排出，内圈温度不断升高，尺寸不断增大。如果游隙不被消除，轴承仍可维持高温状态工作，但工作表面会变色。当轴承径向游隙消除（内、外圈温差约110℃）时，滚珠与套圈会出现多点接触，摩擦力骤然加大，内圈迅速升温并膨胀，轴承内部很快出现大的过盈。当内、外圈温差达到170℃左右，过盈达0.15左右时，滚珠与滚道会产生大于4.1GPa的超大应力。此时，伴随着工作区严重变形，高速碾压使轴承部分工作表面温度骤然升至接近材料锻造温度，达840℃以上，表面彻底软化。内圈滚道表面软化的材料被碾压堵上两半内圈间的油孔，使供给轴承的滑油彻底中断；同时滚珠对保持架产生不均匀的超大挤压力，滚珠表面软化的材料卡在保持架兜孔棱角上，并将保持架拉断，先断的部分被迅速甩出轴承内腔（颜色较浅），后断部分又在轴承内腔转动一会（颜色较深）；此时，在不很大的负荷下滚珠就把内圈滚道挤压得又宽又小，形成大的轴承游隙，个别滚珠卡在滚道边缘上出现深沟，表面成片黏结剥落软化材料形成麻坑，滚道边缘也因挤压出现软化材料凸起。在轴承游隙增大的同时，高压转子与静子、低压转子间发生碰磨，造成其他件损伤，并自动降低转子转速。

4 总结

前面分析了能够造成轴承失效的多种因素，但前几种因素要么不存在，要么不足以引起本次严重故障。只有供油不足是本次故障的起因，而供油不足的原因是漏装胶圈。

漏装胶圈是本次故障的根源，也是本次故障的惟一起因。

（上接第42页）

4.2 发动机地面台架试车

（1）台架长试：轴承至少随两台发动机进行累计1.0－1.5倍首翻期的台架试车。试车程序按发动机型号规范的技术要求。试车中确认轴承运转良好，试后检查轴承无异常现象，则认为轴承通过了台架试车考核。

（2）发动机滑油供给中断试车考核：发动机应进行一台份滑油供给中断试车考核。断油试车的工作状态和断油时间按发动机型号规范要求。在发动机断油试车期间及其后恢复正常润滑的30min内，轴承应完好无损。

新研制的主轴轴承完成了上述各项试验，就具备了确定使用寿命的基础。

5 结论

航空发动机主轴轴承的设计寿命是用L－P理论计算的，其失效形式是次表面疲劳。使用寿命才是重要的，失效形式是从表面起始的表面损伤继而发展为表面疲劳。使用寿命目前只能用试验、试用和经验加以确定。

航空发动机主轴轴承应规定统一的寿命确定方法和程序。

参考文献（略）