

航空发动机转子盘腔积油振动故障分析

丁小飞^{1,2}, 曹航^{1,2}, 冯国全^{1,2}, 江建玲¹

(1. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015;

2. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所

辽宁省航空发动机冲击动力学重点实验室, 沈阳 110015)

摘 要: 结合工程中航空发动机转子在试验中遇到的积油振动问题,从积油振动理论、动力学特性和振动信号分析方面展开研究,剖析了转子盘腔积液故障机理,获得了所引起转子失稳振动的特征及规律,建立了盘腔积油故障识别的流程和准则,以及其振动监控指导。研究表明:积油在转子临界转速以上的特定区域才会产生明显的次谐波波动,引起转子自激振动,自激振动频率与转子1阶临界转速接近;在临界转速以下,仍以转频振动为主,且积油会导致过临界转速峰值增大;上述故障识别的流程和准则应用在某发动机试验件转子,准确地识别出盘腔积油特征,验证本文研究结论的正确性。

关 键 词: 盘腔积油; 振动; 动力学特性; 振动信号分析; 转子失稳; 振动监控

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Vibration fault analysis of aeroengine rotor disk cavity filled with oil

DING Xiaofei^{1,2}, CAO Hang^{1,2}, FENG Guoquan^{1,2}, JIANG Jianling¹

(1. Shenyang Engine Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China;

2. Key Laboratory of Impact Dynamics on Aero Engine,

Liaoning Province, Shenyang Engine Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: In combination with the problems of rotor cavity filled with oil vibration encountered in the test of aero engine rotor in the project, the research was carried out from the theory of vibration, dynamic characteristics and vibration signal analysis, and the failure mechanism of rotor disk cavity filled with oil was analyzed. The characteristics and regularity of instability vibration were acquired, the process and criteria for disc cavity fluid accumulation fault identification as well as its vibration monitoring guidance were established. The result showed that the subharmonic vibration was produced when the rotor speed was above the critical speed of the rotor if the rotor cavity was filled with oil, which caused the self-excited vibration of the rotor; and the frequency of the self-excited vibration was close to the first order critical speed of the rotor; and the rotor frequency vibration was still dominant when the rotor speed was below the critical speed, and the oil deposit could cause the increasing peak value of the over critical speed; the above-mentioned fault identification

收稿日期: 2020-05-02

基金项目: 中国科协青年人才托举工程

作者简介: 丁小飞(1987—),男,高级工程师,博士生,主要从事航空发动机整机振动分析和故障诊断。

引用格式: 丁小飞,曹航,冯国全,等.航空发动机转子盘腔积油振动故障分析[J].航空动力学报,2021,36(2):341-351. DING Xiaofei, CAO Hang, FENG Guoquan, et al. Vibration fault analysis of aeroengine rotor disk cavity filled with oil[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(2): 341-351.

process and criteria were applied to an rotor of an engine to accurately identify the characteristics of rotor cavity filled with oil. Oil was found in the fan's secondary disk cavity when the rotor was dismantled. After cleaning up the oil, the abnormal vibration disappeared, which verified the correctness of the conclusions.

Key words: disk cavity filled with oil; vibration; dynamic characteristics; vibration signal analysis; rotor instability; vibration monitoring

航空发动机振动问题是航空发动机研制过程中的一大瓶颈。航空发动机转子结构的连接面多且形式复杂,在装配过程中,大多数工艺参数难以测量,无法保证装配质量的重复性^[1],导致航空发动机整机振动问题呈现随机性的特点。

航空发动机整机振动严重影响发动机结构完整性和可靠性^[2]。近年来,国内外很多学者对于航空发动机典型振动故障如不平衡、不对中、支承松动、轴承故障等问题开展了大量的仿真和试验研究^[3-9]。上述的研究得到了典型振动故障的特征,为发动机振动故障的诊断提供了参考。但其中对于航空发动机转子盘腔内积油振动故障的研究相对较少。

转子积油振动在工程上时有发生,但对其机理认识有限其诊断相对困难。由于转子积油振动问题的复杂性,该领域的研究已成为转子动力学领域的一个重要方向。国外 Wolf 对积油转子开展了理论与试验研究,并把不能实现平行涡动的条件当作失稳的判定依据^[10]。Hendricks 等对转子部分充液的稳定性问题进行了研究,得到了影响转子系统稳定性的参数^[11]。国内陶德明和张文在 90 年代对部分充液柔性转轴的动力稳定性等开展了研究,给出了系统失稳的判据^[12]。祝长生在二维无黏旋转流体模型的基础上,详细地分析了支承刚度各向异性部分充液转子系统的稳定性问题和转子系统的各参数对其稳定性的影响^[13];同时祝长生实验研究分析了部分充液柔性转子系统不稳定出现的过程,失稳过程以及充液量对转子系统振动和稳定性的影响^[14]。金业壮、陈希红、金思勤等以多体动力学原理为基础,开展积油转子系统的仿真分析工作^[15-17]。姜广义等学者针对航空发动机实际试车过程中遇到的转子积油振动故障问题开展振动信号的分析 and 模态试验分析,分析了积油导致的自激振动^[18]。而实际上转子积油振动的复杂性和难以预测性,在工程实际中如何诊断是一大难题,同时鲜见文献给出积油振动限制标准。

本文首先分析了积油振动故障的机理,阐述了积油振动产生的条件、失稳区域和典型特征,结合工程中多个航空发动机转子性能试验件振动总结,建立了航空发动机转子试验件积油振动识别流程准则和积油振动限制标准参考,并以某试验件积油振动诊断为案例进行了详细说明,证明了本文结论的正确性。

1 转子积油振动分析

航空发动机工作过程中因支承封严磨损等问题,导致滑油泄漏至转子盘腔内,而一旦转子甩油孔设计不当或加工偏差等,极有可能导致积油不能及时排出,当积油量达到一定程度,就会显著地影响系统的振动特性。在空腔半径(R)处产生积油,当转子转速 Ω 高速旋转时,由于液体的黏性,液体将被旋转的内腔壁所带动而使其质心略超前角(θ),如图 1 所示。积油的离心力(F_c)可分解为径向分力(F_r)和切向分力(F_t),其中 F_t 将促使转子做正进动,在一定条件下,转子便将产生自激的非协调进动。

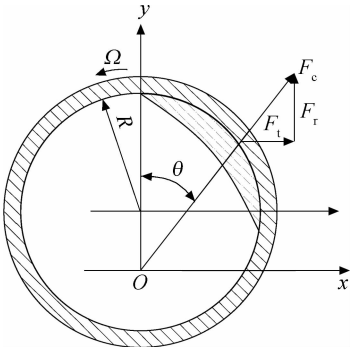


图 1 转子积油示意图

Fig. 1 Schematic diagram of rotor filled with oil

文献[19]中对积油转子的运动学方程进行了推导。假定转子内腔积油,沿转子内腔周边分布成一层不等厚的油膜,并在作自激的非协调进动,频率为 ω ,在随转子一起进动的坐标系内,通过转子径向力的平衡条件推导出

$$\omega = \frac{\omega_n}{1 + \sqrt{1 + \frac{m}{2M}}} \tag{1}$$

式中 ω_n 为转子临界转速, m 为积油总质量, M 为盘质量。

从式(1)可以看出, 转子因部分积油而产生的自激进动频率 ω 接近(略低于)转子的临界转速频率。

通过转子切向力的平衡条件推导部分积油转子自激进动的失稳区为

$$\frac{1}{\sqrt{1 + \mu}} < \frac{\Omega}{\omega_n} < 1 + \frac{3}{2} \sqrt{\frac{e^2 - 1}{2}} \mu \tag{2}$$

式中 $e = \frac{R}{R - t}$, t 为油膜厚度, μ 为油膜黏度。

参考文献[20]研究了转子部分积油后的自激进动, 得到的结果为失稳区有 2 个, 相应在

$$\frac{\Omega}{\omega_n} \approx 0.95 \sim 1.2, \quad \frac{\Omega}{\omega_n} \approx 1.8 \sim 2.05 \tag{3}$$

2 航空发动机转子积油振动判别和监控原则

航空发动机转子多采用盘鼓轴混合式转子设计, 采用滚动轴承支承。发动机转子试验件在设计阶段, 都进行了动力学特性分析和校核, 并通过结构优化设计以确保工作转速范围内没有危害性临界转速。同时动力学分析确定了临界转速大小和不平衡响应敏感性。在试验前, 需根据动力学分析结果并结合前期同类型转子试验振动情况, 制定振动监测方案和限制标准, 以保障试验过程中的振动安全监测。转子振动特性设计流程如图 2 所示。

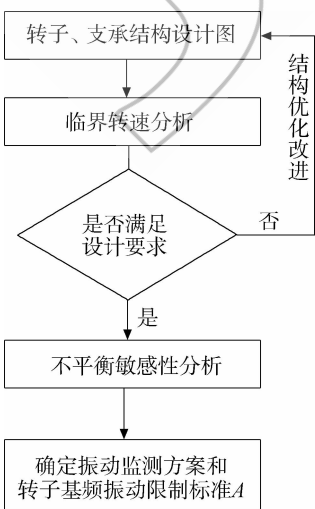


图 2 转子振动特性设计流程

Fig. 2 Design process of rotor vibration characteristics

转子在试验运转过程中, 其支承可能会因为封严磨损等问题, 常有漏油现象。虽然转子都有甩油孔设计以防止盘腔内积油。但实际情况下, 在台架试验过程中, 仍时有转子盘腔积油情况的发生。因缺乏积油振动故障识别的准则, 无法观察和判断振动特征, 时有因积油引发自激振动过大而终止试验的情况。通常情况下, 通过对转子进行积油清理后继续开展试验, 而往往运行一段时间后再次积油, 如此反复。

对于积油振动, 一般转子需要运转一定时间, 积油量达到一定程度后, 才会引发较大振动。一旦发生积油, 要通过振动信号识别判断出积油振动特征。

文献[15-17]根据仿真和试验结果指出, 当转子转速较低时, 积油均匀分布在盘腔表面, 随着转子同步旋转; 当转子达到临界转速以后, 积油产生油团, 产生不同步进动, 出现次谐波。

本文在工程实际中对大量工程试验分析发现, 当转子工作在临界转速以下时, 积油振动不会产生明显的次谐波振动, 但可能会导致转子转频振动幅值略有增大; 只有在转速高于临界转速的特定区域, 才会产生明显的次谐波振动。通过对工程上积油振动特征总结, 制定了积油振动特征确认流程, 如图 3 所示。

当转子试验过程中出现次谐波振动时, 通过图 3 流程判断其是否为积油振动。

步骤 1 计算次谐波振动与转速的比值 $\lambda = \frac{\omega}{\Omega}$ 。

通常情况下, 发动机传动系统较多, 首先要排除次谐波振动是否为附件传动系统频率, 再次要结合典型振动特征, 结合发动机其他监控参数(如光纤、滑油滤以及光谱)排除一些典型的如碰摩、支承松动以及轴承故障产生次谐波的振动;

步骤 2 计算转速与转子临界转速的比值 $\gamma = \frac{\Omega}{\omega_n}$ 。

结合转子临界转速、不平衡响应分析和试验结果, 较易得到转子临界转速 ω_n (通常情况下, 对于大尺寸简支结构的发动机试验件转子, 工作范围内仅有 1 阶俯仰型临界)。

步骤 3 确定 λ 和 γ 值大小, 判断是否为积油振动。

当 $0.8 < \lambda < 1, \gamma > 1$ 时, 即次谐波振动在转子通过临界转速以后出现, 且次谐波振动频率与转速

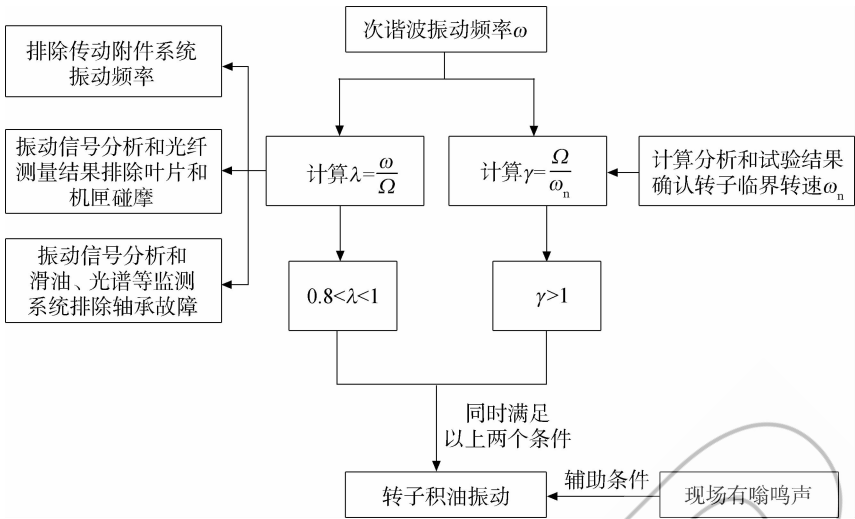


图 3 转子积油振动特征判别流程

Fig. 3 Vibration identification process of rotor filled with oil

频率的比在 0.8~1 之间时,可判断次谐波振动为转子积油导致。若次谐波出现的同时,试验现场伴随出现嗡鸣声,可进一步确认转子为积油振动。

在工程实际中,为保障试验运转的安全,都进行了振动监测和限制,目前发动机多数从发动机机匣上安装加速度传感器来测量振动,发动机上各处的振动均可由不同的传递路径传至机匣^[21]。一般情况下,发动机试验件试验过程中,多数仅给出转子转频振动幅值控制标准,对于其他频率的振动,并未给出严格限制标准。

在试验过程中,需要进行多个转速点的试验测试,试验时间长,若一出现积油振动即停止试验进行积油清理,会导致试验无法完成,不切实际。但如不对积油振动产生的振动进行监测限制,一旦发生失稳就易引发严重故障。因此需合理制定积油振动监测准则,保障试验安全。本文结合工程中试验振动监控实际,制定了积油振动监控准则,如图 4 所示。

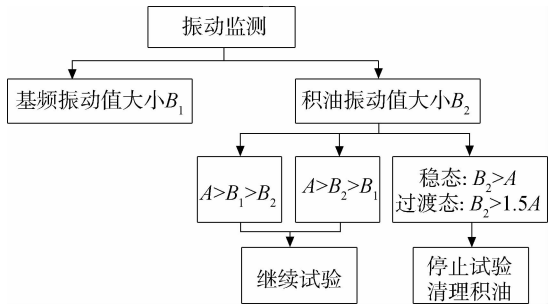


图 4 转子积油振动监测准则

Fig. 4 Vibration monitoring standards for rotor filled with oil

在试验过程中,确认积油振动后,监测转频振动值 B_1 和积油振动值 B_2 。设转子转频振动限制值为 A 。其监测标准如下:

- 1) 若积油振动值 B_2 小于转频振动值 B_1 ,且转频振动不超过限制标准 A ,此时转子可以继续试验;
- 2) 若积油振动值 B_2 大于转频振动值 B_1 ,但不超过限制标准 A ,此时转子可以继续试验;
- 3) 若稳态积油振动值 B_2 大于限制标准 A 或过渡态积油振动值 B_2 大于限制标准 A 的 1.5 倍时,停止试验,清理积油后再次开展试验。

3 某试验件积油振动故障诊断

某试验件在试验过程中出现异常次谐波振动,并伴随着嗡鸣声。利用本文的积油振动判断准则,准确识别出了该异常振动为转子积油导致;通过积油振动监测准则判断该试验件振动已较大,不宜再进行试验。停止试验后对转子进行局部分解,发现二级盘腔内有大量积油。清理积油后恢复试验,异常振动消失。

3.1 试验件结构及振动特性

某试验件转子为 1 个三级轮盘叶片风扇转子。转子通过前、后支点分别支承在前、后承力机匣上,其中前支点为滚珠轴承,后支点为滚棒轴承。转子通过传动轴驱动,如图 5 所示。

3.1.1 转子临界转速计算分析

为分析试验件转子振动特性,根据转子结构图纸尺寸,利用 Samcef/rotor 专业动力学分析软件,建立了转子动力学一维梁单元动力学分析模

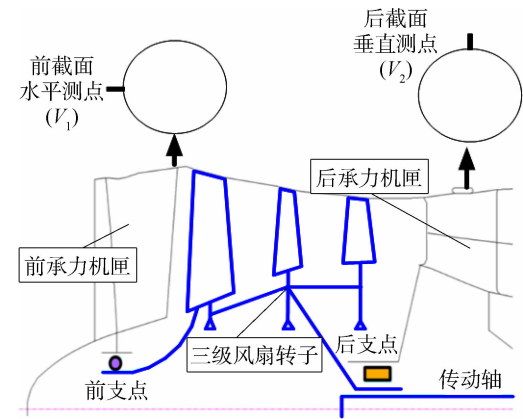


图 5 转子结构及振动测点布置

Fig. 5 Rotor structure and vibration measurement point

型。转子轴及鼓筒按照截面等尺寸简化为梁单元(结构的截面特性发生变化时采用变截面梁单元模拟);各级转子叶片和轮盘按其质量与转动惯量简化为集中质量单元,坐标位于质心处;支承(包含轴承、轴承座、承力机匣等)等效为弹簧单元。图 6 为转子计算模型图。

考虑转子陀螺效应,计算了 12 000 r/min 范围内各转速下的转子模态频率,图 7 给出了转子临界转速计算的 Campbell 图。从图 7 中可以看

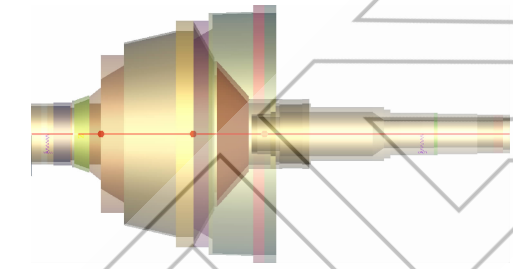


图 6 转子动力学分析模型

Fig. 6 Model of rotor dynamics analysis

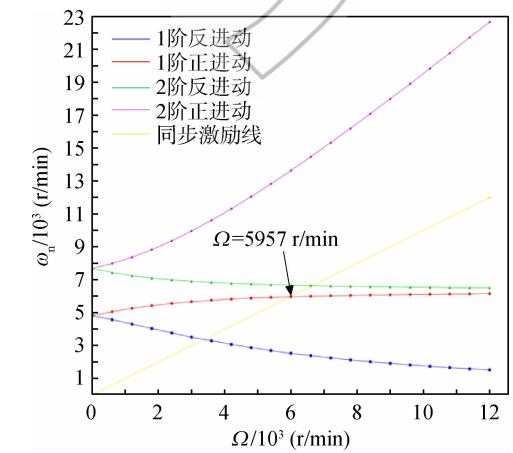


图 7 Campbell 图及临界转速

Fig. 7 Campbell diagram and critical speed

出,在 12 000 r/min 转速范围内,同步激励线仅与第 1 阶正进动线有交点。表 1 给出了试验件临界转速以及转子应变能的分布。转子 1 阶临界转速为转子俯仰振型,图 8 所示。

表 1 临界转速及应变能分布

Table 1 Critical speed and strain energy distribution

阶次	$\omega_n/(r/min)$	$E_{rotor}/\%$	$E_1/\%$	$E_2/\%$
1	5957	17.8	66.1	16.1

注: E_1 、 E_2 分别表示前、后支点(见图 5)应变能, E_{rotor} 表示转子应变能。

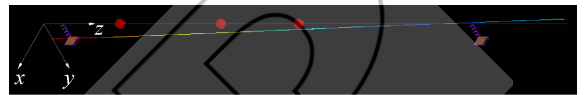


图 8 第 1 阶临界转速振型图

Fig. 8 First-order critical speed and mode shapes

试验件转子试验时主要工作转速区间为 3 000~9 000 r/min,从计算结果可以看出:转子 1 阶临界转速为 5 957 r/min,在试验件转子工作转速范围内,为转子前俯仰振型,前支点应变能较高。

3.1.2 转子不平衡响应计算分析

为分析转子对不平衡响应,在转子盘上设置 10 g · cm 的不平衡量,计算转子前、后支点的平衡响应,如图 9 所示。从图中可以看出,在转子不平衡激励作用下:

- 1) 转子前、后支点在 99 Hz(5 940 r/min)处存在一个振动峰值,主要是不平衡量激起的临界转速峰值;
- 2) 前支点振动峰值响应明显要高于后支点响应,这主要是转子 1 阶临界转速为前俯仰振型,振动主要通过前支点外传。

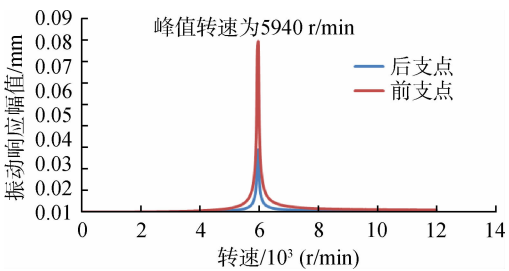


图 9 支点不平衡响应

Fig. 9 Unbalanced response of the fulcrum

3.2 试验件振动监测方案

试验过程中,在前、后承力机匣安装边上各布

置 1 支恩德福克 (ENDEVCO) 公司生产的 6233 型加速度传感器, 监测试验件转子振动情况, 传感器频响范围为 $10\sim 3000\text{ Hz}$ 。

其中前承力机匣测点监测水平方向振动(测点名称为 V1), 后承力机匣测点监测垂直方向振动(测点名称为 V2)。试验件振动测点位置如图 5 所示。采用窄带转速跟踪的方法, 测量转子转速 1 倍频的振动加速度幅值 B_1 。根据前期大量同类型试验件振动统计和分析, 试验件振动限制标准如下: 稳态 $A_1 \geq 2g$, 过渡态 $A_2 \geq 3g$, 其中 g 为重力加速度。

图 10 为振动信号采集系统示意图。振动传感器将测量的机械振动信号转换为电荷信号, 经信号调理器滤波、放大等处理后进入计算机, 由专业振动分析采集软件进行信号采集和振动实时监测分析。振动测试时, 采用定采样率采集, 采样率为 12.8 kHz 。软件频谱分析分辨率为 0.25 Hz , 能够满足工程振动测试需求。

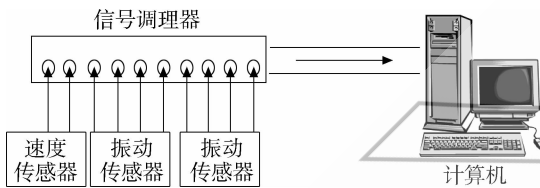


图 10 振动信号采集系统简图

Fig. 10 Simplified diagram of vibration signal acquisition system

3.3 故障现象

图 11 为试验件某一次试验时全程转频振动曲线图, 转子最高运转到 7200 r/min , 因振动异常, 为继续开展高转速试验。试验过程中, 在初始试验升转阶段, 振动以转子转频振动为主。当升转到 6750 r/min 时, 振动测点中开始出现次谐波异常振动频率。随着转速的升高, 异常振动频率略有增大, 且其幅值持续增大甚至超过转频。

从图 11 可以看出, 在升转和降转过程中, 前、后测点分别在 5883 r/min 和 5752 r/min 出现振动峰值, 其中前截面振动幅值明显高于后截面, 如表 2 所示。结合转子临界转速和不平衡响应计算分析结果, 可判断该峰值为转子通过临界转速时, 转子不平衡产生的临界转速振动响应; 即该试验件转子临界转速 ω_n 在 5800 r/min 左右。试验件转子临界转速仿真计算结果为 5957 r/min , 与试验结果误差不超过 3.2% , 验证了动力学计算模型的准确性。

图 12 所示为出现异常振动频率时的三维瀑布图。异常频率出现的同时, 伴随着出现沉闷的嗡鸣声。出现异常振动频率后, 试验过程中, 多次尝试降转-升转试验, 振动现象均表现一致, 异常频率振动和沉闷嗡鸣声未见改善, 且异常振动频率振动值已超出试验件稳态振动限制标准, 遂降转终止试验。

图 13 分别给出了试验件在 6300 、 6750 r/min 和 7200 r/min 时 3 个不同转速下的振动频谱, 横

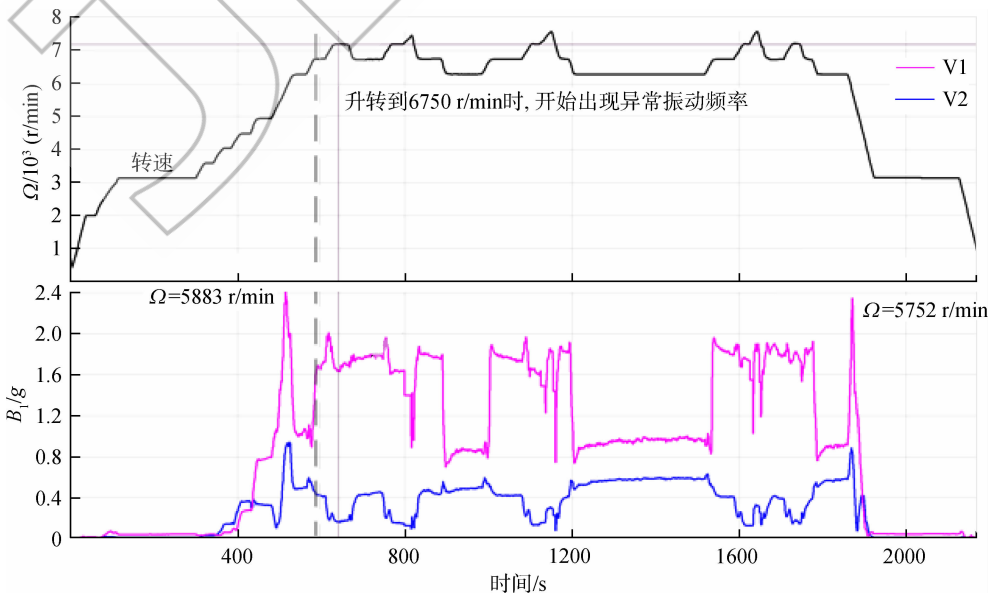


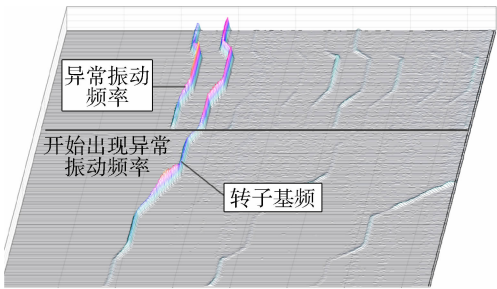
图 11 转频振动曲线图

Fig. 11 Curve of rotor frequency vibration

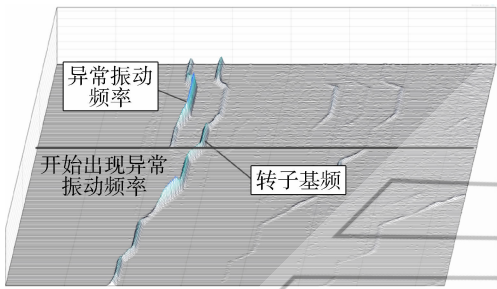
表 2 转频振动幅值

Table 2 Vibration amplitude of rotor frequency

试验阶段	转速/ (r/min)	V/g	
		前截面	后截面
转速上推	5 883	2.60	0.95
转速下拉	5 752	2.30	0.86



(a) V1



(b) V2

图 12 测点振动响应三维瀑布图

Fig. 12 Three-dimensional waterfall of vibration response

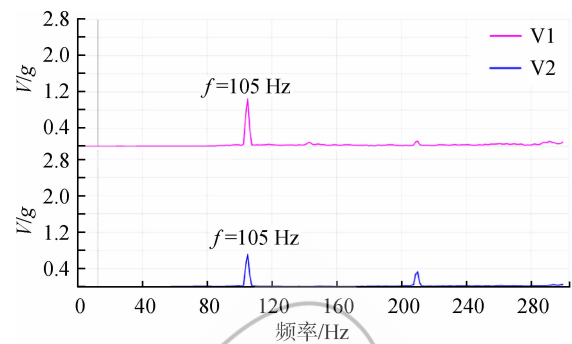
坐标为振动频率,纵坐标为振动幅值 V 。从振动频谱分析中可以看出:

当转速为 6 300 r/min 时,转子前、后截面振动测点转频 f 的振动幅值分别为 1.05g 和 0.71g,如图 13(a)。

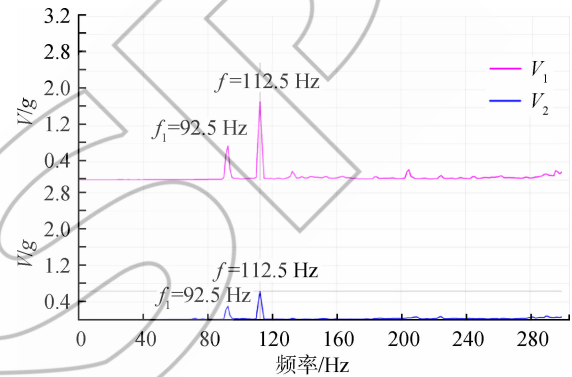
当转速上升到 6 750 r/min 时,前、后截面振动测点突然出现 $f_1=92.5$ Hz 异常频率振动成分,但振动幅值较小,如图 13(b)所示。此时前、后截面振动测点的转频 f 的振动幅值分别为 1.73g 和 0.63g;异常频率 f_1 的振动幅值分别为 0.75g 和 0.3g。

继续升转过程中,异常振动频率一直存在,且幅值持续增大。当转速到 7 200 r/min 时,异常振动频率 $f_1=97.5$ Hz,其幅值大于试验件转频振动,如图 13(c)所示。此时前、后截面振动测点转频 f 的振动幅值分别为 1.73g 和 0.25g,异常频率 f_1 的振动幅值分别为 2.2g 和 1.3g,前截面振

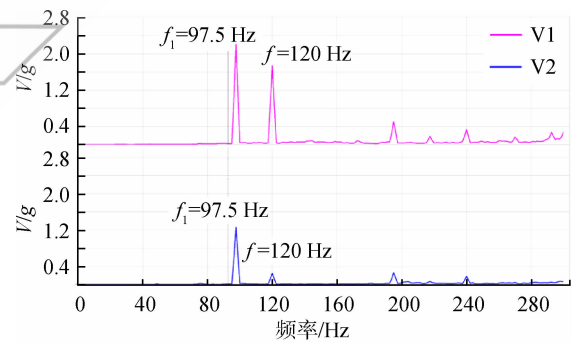
动测点异常振动幅值已超过试验件 2g 的稳态限制标准;同时试验现场出现沉闷的嗡鸣声。



(a) $\Omega=6300$ r/min



(b) $\Omega=6750$ r/min



(c) $\Omega=7200$ r/min

图 13 各转速下振动测点频谱图

Fig. 13 Spectrum of vibration at different speeds of measurement points

4 故障原因分析

表 3 给出了异常振动频率与转子转频的关系,在两个稳定转速台阶下异常振动频率与转频的比值分别为 0.82 和 0.81。即在试验过程中,在特定转速下产生了次谐波振动,且满足 $0.8 < \lambda < 1$ 的判断条件。

针对试验件在试验过程中特定转速下出现次谐波异常振动频率成分且振动幅值较大的问题,

开展了分析。表 4 给列出了几种典型次谐波振动故障特征^[22],表中 f 表示转子转频。

表 3 异常振动频率与转频关系

Table 3 Relationship between abnormal vibration frequency and rotor frequency

转频 f/Hz	异常振动频率 f_1/Hz	$\lambda = \frac{\omega}{\Omega} = \frac{f_1}{f}$
112.5	92.5	0.82
120.0	97.5	0.81

从一些转子典型振动故障机理和特征表现看,碰摩、油膜涡动、密封激起的涡动以及转子内腔积油会导致转子产生次谐波振动。结合本试验件转子结构、试验过程中其他参数监测结果(光纤间隙测量)可排除部分振动故障的可能。

试验件动力学仿真分析结果表明该试验件在

5957 r/min 时存在 1 阶前俯仰振型临界;试验时,在转子升转和降转过程中,前、后截面振动测点分别在 5883 r/min 和 5752 r/min 出现振动峰值,其中前截面振动峰值明显高于后截面。仿真结果与试验结果基本吻合,即该试验件 1 阶临界转速 ω_n 在 5800 r/min(96.6 Hz)左右。异常振动频率为 92.5~97.5 Hz 之间,与 ω_n 基本接近。

试验表明,在转子转速达到 6750 r/min 时,开始出现次谐波振动,即转子失稳转速 $\Omega=6750$ r/min,可得到 $\gamma = \frac{\Omega}{\omega_n} = 1.16$,满足 $\gamma>1$ 的判据条件。

按照积油振动特征判别流程,试验件在 6750 r/min 转速开始出现次谐波振动符合转子积油振动特征,判断其原因是转子积油导致;而积油振动幅值已超过转子稳态限制标准,按照积油振动监测准则,需进行积油清理。

表 4 典型次谐波故障特征

Table 4 Typical sub-harmonic fault characteristics

故障类型	频率分量	说明	排除情况
碰摩	$(0.2, 0.3, \cdots, 1.1, 1.2)f$	出现次谐波和超谐波振动频率	试验中光纤间隙测量可排除碰摩
油膜涡动	$(0.42 \sim 0.48)f$	出现次谐波振动	试验件无油膜相关结构,且与试验振动特征不符,可排除
密封激起的涡动	$(0.3 \sim 0.6)f$	出现次谐波振动,失稳转速与转子自振频率,与负荷有关	与试验振动特征不符,可排除
转子内腔积油	$(0.8 \sim 1.0)f$	适当的条件下会激发自激振动	试验振动特征相符,无法排除

5 排振及验证

通过对该试验件的结构分析,虽结构上设计了甩油孔,但由于甩油孔布置位置和角度的限制,仍存在积油的可能性。经对结构分析,该试验件二级盘腔前后存在积油的可能,为此在试验台上通过打开前端帽罩,对试验件进行了检查,发现二级盘腔内确有积油情况,并对积油进行了清理,完成积油清理后进行了试验验证。

验证试验时,试验件转子最大升转到 8039 r/min,图 14 为试验件转频振动曲线;图 15 为试验全程振动响应三维瀑布图;图 16 给出了典型转速下振动测点频谱。从试验振动三维瀑布图和频谱分析中可以看出验证试验时,全程振动以转频

振动为主,次谐波振动消失。

从图 14 中可以看出,在转子升转和降转过程中,前、后测点分别在 5778 r/min 和 5685 r/min 出现振动峰值,其中前截面振动峰值明显高于后截面。前、后测点的峰值大小均有一定程度的改善,如表 5 所示,以转速上推过程中前截面为例,清理积油后,过临界转速振动峰值由 2.60g 降低到 2.11g。

从验证试验的分析表明,对转子盘腔内的积油进行清理后:

- 1) 试验过程中的次谐波振动消失;
- 2) 试验过程中,临界转速值略有降低,临界转速处振动峰值有一定改善。

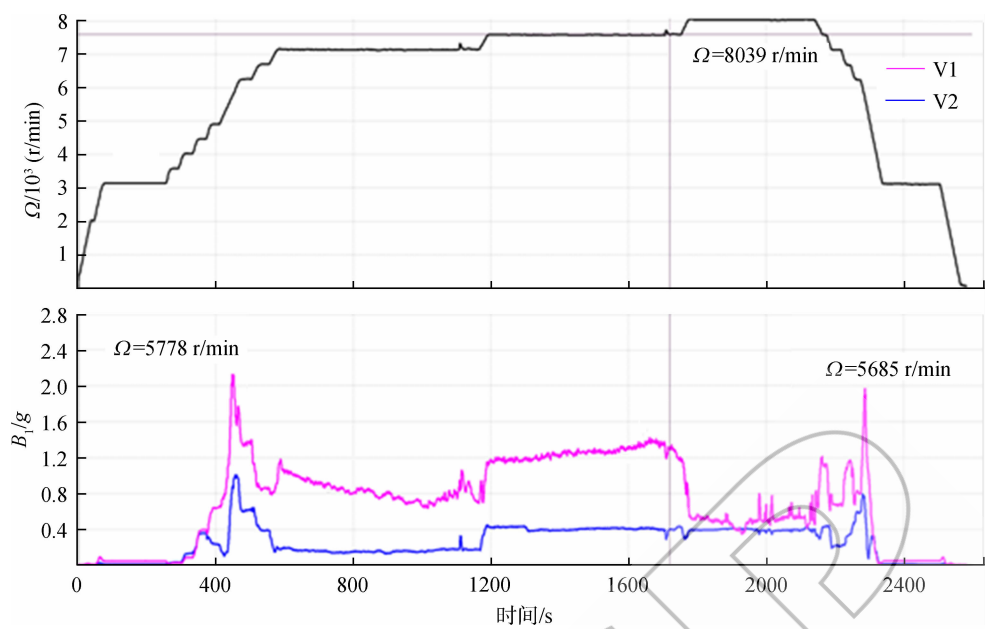


图 14 验证试验转频振动曲线图

Fig. 14 Rotor frequency vibration curve of the verification test

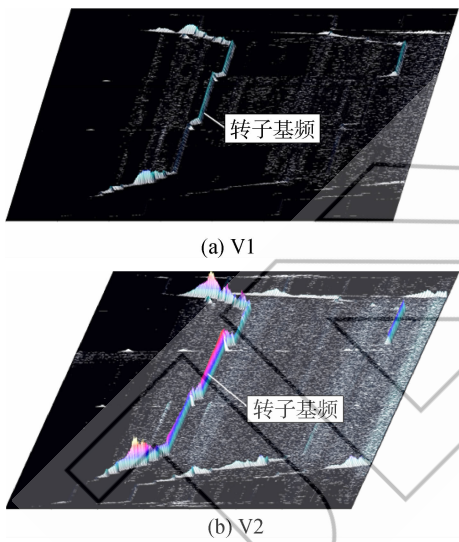


图 15 全程振动响应三维瀑布图

Fig. 15 Three-dimensional waterfall diagram of full vibration response

表 5 转频振动峰值

Table 5 Comparison of rotor frequency vibration

试验 条件	试验 阶段	转速/ (r/min)	V/g	
			前截面	后截面
清理	转速上推	5 778	2.11	0.86
积油后	转速下拉	5 685	1.96	0.68
清理	转速上推	5 883	2.60	0.95
积油前	转速下拉	5 752	2.30	0.86

6 结 论

针对航空发动机转子试验件在试验过程中的异常振动现象进行了分析,确定该现象为积油振动引起的自激振动,并进行了振动故障排除试验验证,经分析得到如下结论:

1) 结合积油振动理论、动力学特性和工程试验振动信号分析,建立了盘腔积油故障识别的流程和准则,以及其振动监控指导。成功应用于某试验件积油振动故障的识别和后续振动监控,验证了流程和准则的适用性。

2) 试验表明,积油在临界转速以上的特定区域才会产生明显的次谐波振动,引起转子自激振动,自激振动频率与转子 1 阶临界转速接近;在临界转速以下,仍以转频振动为主,且积油会导致过临界转速峰值增大。

3) 对于试验件转子,应结合其动力学特性计

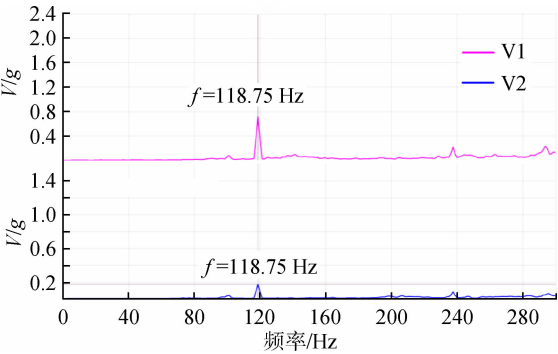


图 16 7125 r/min 转速下振动频谱图

Fig. 16 Spectrum of vibration at speed of 7125 r/min

算结果,合理预测其临界转速,制定振动限制标准,保障转子运行安全。

4) 针对积油振动,应结合工程实际,合理设置积油振动限制标准,即要保证试验的延续性,更要避免因积油过多导致转子发生较大的自激振动失稳。

5) 对于发动机转子系统,应合理设计甩油孔,使转子在运转过程中及时甩油,保证盘腔内无积油。

参考文献:

- [1] 刘永泉,王德友,洪杰,等. 航空发动机整机振动控制技术分析[J]. 航空发动机,2013,39(5):1-8.
LIU Yongquan, WANG Deyou, HONG Jie, et al. Analysis of whole aeroengine vibration control technology[J]. Aeroengine, 2013, 39(5): 1-8. (in Chinese)
- [2] 李其汉,王延荣. 航空发动机结构强度设计问题[M]. 上海:上海交通大学出版社,2014.
- [3] 廖明夫,刘永泉,王四季,等. 中介轴承对双转子振动的影响[J]. 机械科学与技术,2013,32(5):641-646.
LIAO Mingfu, LIU Yongquan, WANG Siji, et al. The vibration features of a twin spool rotor system with an intermediate bearing[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(5): 641-646. (in Chinese)
- [4] 郑旭东,张连祥. 航空发动机整机振动典型故障分析[J]. 航空发动机,2013,39(1):34-37.
ZHENG Xudong, ZHANG Lianxiang. Typical failure analysis of aeroengine vibration[J]. Aeroengine, 2013, 39(1): 34-37. (in Chinese)
- [5] 陈果,王海飞,刘永泉,等. 新型叶片-机匣碰摩模型及其验证[J]. 航空动力学报,2015,30(4):952-965.
CHEN Guo, WANG Haifei, LIU Yongquan, et al. A new blade-casing rubbing model and its verification[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(4): 952-965. (in Chinese)
- [6] 陈果,李兴阳. 航空发动机整机振动中的不平衡-不对中-碰摩耦合故障研究[J]. 航空动力学报,2009,24(10):2277-2284.
CHEN Guo, LI Xingyang. Study on imbalance misalignment rubbing coupling faults in aero engine vibration[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(10): 2277-2284. (in Chinese)
- [7] 张宏献,李学军,蒋玲莉,等. 航空发动机双转子系统不对中研究进展[J]. 航空学报,2019,40(6):37-48.
ZHANG Hongxian, LI Xuejun, JIANG Lingli, et al. A review of misalignment of aero-engine rotor system[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2019, 40(6): 37-48. (in Chinese)
- [8] 王洪伟,陈果,陈立波,等. 一种航空发动机滚动轴承磨损故障监测技术[J]. 航空动力学报,2014,29(9):2256-2263.
WANG Hongwei, CHEN Guo, CHEN Libo, et al. A fault monitoring technique for wear of aero-engine rolling bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(9): 2256-2263. (in Chinese)
- [9] 桑潇潇,廖明夫,吴法勇,等. 发动机轴承内环装配工艺对转子动力学特性影响的试验研究[J]. 推进技术,2015,36(12):1874-1880.
SANG Xiaoxiao, LIAO Mingfu, WU Fayong, et al. Experimental study on rotor dynamic behavior dependent on aero-engine bearing inner ring assembly technologies[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(12): 1874-1880. (in Chinese)
- [10] WOLF J A. Whirl dynamics of a rotor partially filled with liquid[J]. Journal of Applied Mechanics, 1968, 35(4): 676-682.
- [11] HENDRICKS S L, MORTON J B. Stability of a rotor partially filled with a viscous incompressible fluid[J]. Journal of Applied Mechanics, 1979, 46(4): 914-918.
- [12] 陶明德,张文. 部分充液柔性转轴的动态稳定性[J]. 复旦学报,1999,38(2):141-145.
TAO Mingde, ZHANG Wen. Dynamic stability of flexible rotating cylinder partially filled with liquid[J]. Journal of Fudan University, 1999, 38(2): 141-145. (in Chinese)
- [13] 祝长生. 支承刚度各向异性部分充液转子系统的稳定性[J]. 航空动力学报,2000,15(4):431-434.
ZHU Changsheng. Stability of a rotor system on support of anisotropic rigidity and partially filled with an inviscid fluid[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(4): 431-434. (in Chinese)
- [14] 祝长生. 部分充液悬臂柔性转子系统不稳定特性的实验研究[J]. 振动工程学报,2003,16(4):453-456.
ZHU Changsheng. Experimental investigation into instability of a flexible rotor partially filled with fluid[J]. Journal of Vibration Engineering, 2003, 16(4): 453-456. (in Chinese)
- [15] 金业壮,韩清凯,闻邦椿. 积油转子系统的仿真[J]. 中国工程机械学报,2015,13(2):109-113.
JIN Yezhuang, HAN Qingkai, WEN Bangchun. Simulation on product oil rotor system[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2015, 13(2): 109-113. (in Chinese)
- [16] 陈希红. 转子系统积油故障的仿真研究[D]. 沈阳:东北大学,2008.
CHEN Xihong. Simulation research on oil leakage fault of rotor system [D]. Shenyang: Northeastern University, 2008. (in Chinese)
- [17] 金思勤. 转子系统积油和不对中故障的仿真及试验研究[D]. 沈阳:东北大学,2009.
JIN Siqin. Simulation and experiment research on oil-leakage and misalignment of rotor system [D]. Shenyang: Northeastern University, 2009. (in Chinese)
- [18] 姜广义,武鹏,张洁. 航空发动机腔内积油引发振动故障分析[J]. 航空发动机,2013,39(2):75-78.
JIANG Guangyi, WU Peng, ZHANG Jie. Vibration failure caused by aeroengine cavity filled with oil[J]. Aeroengine,

2013,39(2):75-78. (in Chinese)

[19] 付才高,郑大平,航空发动机设计手册:第 19 册[M]. 北京:航空工业出版社,2000.

[20] HENDRICKS S L. Stability of a clamped-free rotor partially with liquid[J]. Journal of Applied Mechanics,1986, 53(1):166-172.

[21] 王俨凯,张占升,廖明夫,等. 基于动力学分析的发动机测振截面选取[J]. 航空动力学报,2018,33(6):1446-1455. WANG Yankai,ZHANG Zhansheng,LIAO Mingfu,et al. Section selecting for engine vibration measurement based on dynamic analysis[J]. Journal of Aerospace Power, 2018,33(6):1446-1455. (in Chinese)

[22] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安:西北工业大学出版社,2015.

(编辑:张 雪)

