

文章编号: 1000-8055(2023)06-1467-07

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220764

基于适航要求的某涡轴发动机最大不平衡探索

宋明波¹, 严平², 王旭¹, 向有志¹, 杨洋¹, 谢荣华¹

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

2. 军委审计署北京审计中心, 北京 100041)

摘 要: 以国内某在研民用涡轴发动机为对象, 系统开展基于适航要求的最大不平衡探索研究。统计分析同构型同量级某在役涡轴发动机首次翻修间隔期不平衡量恶化情况, 得到该涡轴发动机正常服役不平衡量恶化分布于20~70 g·mm, 极个别情况下达到80 g·mm以上, 接近100 g·mm。在此基础上, 基于短轴承半油膜模型进行该涡轴发动机转子不平衡响应计算分析, 并在转子和整机平台上进行了最大不平衡探索试验。计算与试验结果均表明, 在正常服役平衡恶化(70 g·mm)下, 该发动机全转速范围振动平稳, 能够稳定工作; 特殊情况下, 当不平衡量达到并超过100 g·mm时, 发动机振动较大, 尤其是不平衡呈反相位分布时, 激起转子在第2阶临界转速区域剧烈振动, 覆盖转速范围更宽, 发动机无法正常工作。

关 键 词: 适航; 涡轴发动机; 转子; 最大不平衡; 振动

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Exploration of maximum unbalance of a turboshaft engine according to airworthiness requirements

SONG Mingbo¹, YAN Ping², WANG Xu¹, XIANG Youzhi¹,
YANG Yang¹, XIE Ronghua¹

(1. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China;

2. Beijing Audit Center of

the Central Military Commission Audit Office, Beijing 100041, China)

Abstract: Taking a domestic independently-developed civil turboshaft engine in development as the object, the maximum unbalance exploration research based on airworthiness requirements was carried out. The deterioration of unbalance during the first TBO of an in-service turboshaft engine was statistically analyzed, finding this turboshaft engine had the same configuration and the same magnitude with this one researched in this paper. The deterioration of unbalance in normal service of this turboshaft engine was 20—70 g·mm, and in those rare cases it reached above 80 g·mm, close to 100 g·mm. On this basis, the unbalance response of the turboshaft engine was analyzed based on the short bearing π oil film model, and the maximum unbalance exploratory experiment was carried out both on a rotor test device and an engine test device. The calculation and experiment results showed that, the engine could work stably at all speeds in normal service unbalance deterioration (70 g·mm); under special cases, when the unbalance reached and exceeded 100 g·mm, the engine vibrated seriously, especially when the unbalance was of out-of-phase

收稿日期: 2022-10-03

基金项目: 国家科技重大专项(2017-I-0008-0009, J2019-IV-0005-0072)

作者简介: 宋明波(1985—), 男, 高级工程师, 博士, 主要从事航空发动机总体结构、转子动力学研究。

引用格式: 宋明波, 严平, 王旭, 等. 基于适航要求的某涡轴发动机最大不平衡探索[J]. 航空动力学报, 2023, 38(6): 1467-1473. SONG Mingbo, YAN Ping, WANG Xu, et al. Exploration of maximum unbalance of a turboshaft engine according to airworthiness requirements[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(6): 1467-1473.

distribution, the engine vibrated violently during the 2st critical speed region. The vibration speed range was wider, and the engine could not work properly.

Keywords: airworthiness; turboshaft engine; rotor; maximum unbalance; vibration

由于材料、加工、装配等实际误差,转子重心与支点连线之间存在偏差,即转子不平衡,其量值大小即不平衡量,与偏心距和偏心质量呈正比。众所周知,转子系统的振动与其不平衡之间存在密切的关系^[1-3],每一型航空发动机都有严格的出厂动平衡及整机振动限制要求^[4-5]。涡轴发动机燃气发生器转子通常采用一类典型的刚性转子设计^[6-7],采用低速动平衡工艺^[8-10],其出厂不平衡量限制按 GB/T 9239.1(ISO 1940-1)^[11] 中平衡品质级别选取,精度控制于 G2.5~G6.3 之间^[11-12]。国内多型在役、在研涡轴发动机采用此类设计^[10-12],图 1 所示为某在研民用涡轴发动机燃气发生器转子,其出厂不平衡量限制 14 g·mm,精度等级为 G3.3。基于力与力矩的等效关系,以及转子支点、重心与前后校正面的相对位置^[12],该转子的出厂不平衡量限制分配到两个校正面分别如下:前校正面为 6 g·mm、后校正面为 8 g·mm,前、后校正面如图 1 所示。

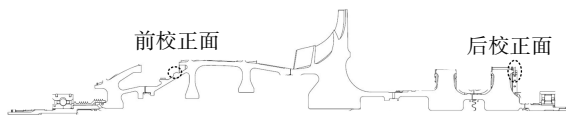


图 1 某涡轴发动机燃气发生器转子

Fig. 1 Gas generator rotor of an turboshaft engine

航空发动机工况复杂、零组件多,服役期间易产生结构微观损伤^[13-14],转子不平衡状态恶化^[15],上述平衡精度难以保持,加之挤压油膜阻尼器的非线性阻尼特点^[16-17],为整机振动带来了不确定性。《航空发动机适航规定》(CCAR-33R2)^[18]第 63 条对民用航空发动机整机振动提出了基本要求,并通过咨询通告 AC 33.63^[19]进一步详细说明,给出了一种通过制造转子最大不平衡来验证该条款的试验,这个最大不平衡应包括制造、装配,以及翻修间隔期内转子不平衡量的恶化。

考虑上述情况,某民用涡轴发动机(见图 1)系统开展了基于适航要求的最大不平衡探索研究,统计分析了同类在役发动机平衡恶化数据,基于短轴承半油膜模型进行转子不平衡响应计算,并以转子和整机平台开展了探索试验及验证分析,为该型发动机整机振动限制值选取及适航取证工

作奠定了基础,也为后续民用涡轴发动机的研制提供参考。

1 不平衡量恶化

发动机转子系统连接结构多,支承结构复杂,工作环境恶劣,其出厂时的平衡状态在服役期间易被破坏,甚至逐步恶化,这对发动机的持续稳定工作是不利的。

咨询通告 AC 33.63 中指出^[19]:“不平衡量的恶化可通过初始维修检查试验或持久试验后测量获得,或通过相似发动机的服役经验获得。”国内某在役涡轴发动机与图 1 所示发动机转子结构布局相同、尺寸质量相当,如图 2 所示。本节对其服役期间的不平衡量恶化进行统计分析。

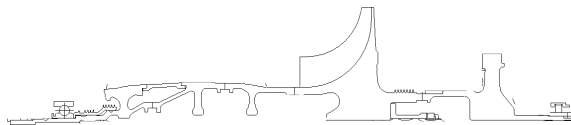


图 2 某在役涡轴发动机燃气发生器转子

Fig. 2 Gas generator rotor of an in-service turboshaft engine

表 1 为图 2 所示发动机燃气发生器转子在初始翻修检查时的转子不平衡量恶化情况。

对表 1 数据进行统计分析,结果如图 3 所示。

由表 1、图 3 的统计可知,该发动机初始翻修检查时,燃气发生器转子的不平衡量恶化主要分布于 20~70 g·mm 范围,极个别情况下达到 80 g·mm 以上,接近 100 g·mm。

上述统计中不平衡量恶化较严重的几台发动机整机振动有所增大,但未超过规定的限制值(40 mm/s)。

本文的统计样本容量为 22,当样本容量过小时,统计结果置信度较低,误差较大,而样本容量太大则需耗费过多的统计成本,下面对本节统计的样本容量进行一些讨论。

在简单随机抽样条件下,样本容量的计算公式如下^[20]:

$$N = \frac{Z^2 \sigma^2}{h^2} \quad (1)$$

式中 N 为样本容量, Z 为置信度, σ 为总体标准差, h 为可接受的误差水平。

表 1 某涡轴发动机不平衡量恶化
Table 1 Unbalance deterioration of a turboshaft engine

序号	不平衡量/(g·mm)					
	出厂		返厂		变化	
	前	后	前	后	前	后
1	3.3	4.4	27.6	56.6	24.3	52.2
2	2.7	1.8	35.2	29	32.5	27.2
3	5.5	6.9	112.6	52.9	107.1	46
4	4.4	5.2	47.2	33.2	42.8	28
5	3.8	4.3	46.4	69	42.6	64.7
6	5.8	3.4	51.6	79.6	45.8	76.2
7	4.2	3.8	37.8	55.4	33.6	51.6
8	2.8	2.7	58.2	45.6	55.4	42.9
9	5.4	5.6	44.6	65.8	39.2	60.2
10	1.8	5.3	43	51.2	41.2	45.9
11	3.4	2.2	72.2	99	68.8	96.8
12	5.6	4.2	18.9	30.6	13.3	26.4
13	4.6	6.2	36.2	64	31.6	57.8
14	1.2	6.4	61.6	38	60.4	31.6
15	4.3	1.8	89.6	66.4	85.3	64.6
16	3.4	3.2	67.8	30	64.4	26.8
17	4.1	7.5	29	35	24.9	27.5
18	5.1	4.5	51.8	47.6	46.7	43.1
19	1.5	5.6	69.2	76.6	67.7	71
20	2.9	6.4	18.62	52	15.72	45.6
21	5.7	1.8	28.8	18.78	23.1	16.98
22	1.8	3.1	47.9	90.2	46.1	87.1

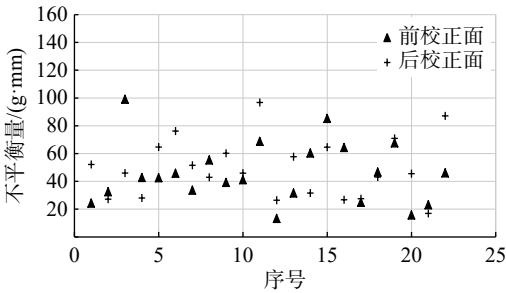


图 3 某在役涡轴发动机不平衡量恶化统计
Fig. 3 Statistics of unbalance deterioration of an in-service turboshaft engine

假设初始翻修检查时的剩余不平衡量满足正态分布,以抽样标准差代表总体标准差,即前、后校正面的 σ 分别为 21.4 g·mm 和 20.8 g·mm,结合工程实际,对于本节的统计结果,可接受的误差水平 h 取为 10 g·mm,当置信度为 95%(即 Z 取 1.96)时,由式(1)可得,前、后校正面的样本容量

N 分别为 18 和 17。可知本节所得统计结果在 10 g·mm 的误差水平下,置信度超过 95%,满足工程实用要求。

2 不平衡响应计算

图 1 所示某涡轴发动机燃气发生器转子采用中小型涡轴发动机典型的刚性转子设计,其前 2 阶刚体型临界转速置于工作转速以下,第 3 阶弯曲型临界转速置于最大工作转速以上,并保证至少 20% 的裕度^[7,12]。经计算,该转子前 3 阶临界转速分布如表 2 所示,对应的模态振型如图 4 所示,分别为平动、俯仰和弯曲振型,满足临界转速裕度与模态振型要求。

表 2 某涡轴发动机燃气发生器转子临界转速
Table 2 Critical speeds of a turboshaft engine gas generator rotor

阶次	临界转速/(r/min)	模态振型
第 1 阶	10 500	平动
第 2 阶	22 500	俯仰
第 3 阶	67 500	弯曲

该转子前、后支点均采用了挤压油膜阻尼器,根据其具体结构,本节采用短轴承半油膜模型对不平衡响应进行计算分析,油膜刚度、油膜阻尼由式(2)表达^[7]:

$$\begin{cases} k_0 = \frac{\mu RL^3}{C^3} \cdot \frac{2\Omega\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2} \\ d_0 = \frac{\mu RL^3}{C^3} \cdot \frac{\pi}{2(1-\varepsilon^2)^{1.5}} \end{cases} \quad (2)$$

式中 k_0 为油膜刚度系数; d_0 为油膜阻尼系数; μ 为滑油动力黏度; R 为油膜半径; L 为油膜长度; C 为油膜厚度; Ω 为进动角速度; ε 为偏心率。

2.1 不平衡量

咨询通告 AC 33.63 中指出^[19]:“除了正常工作的转子不平衡恶化,还需适当叠加一些特殊工况产生的转子不平衡量,如结冰、积冰等。”结合第 1 节的统计分析,本节计算中转子的不平衡量选取如表 3 所示。表中的 3 组数据由小到大依次代表了出厂限制、正常服役恶化以及特殊工况下的不平衡量。后续的计算中,每组数据均考虑同相位、反相位两种极端情况。

2.2 同相位不平衡响应

图 5 所示为同相位情况下的不平衡响应计算结果,图 5(a)为响应幅值,图 5(b)为偏心比,图中

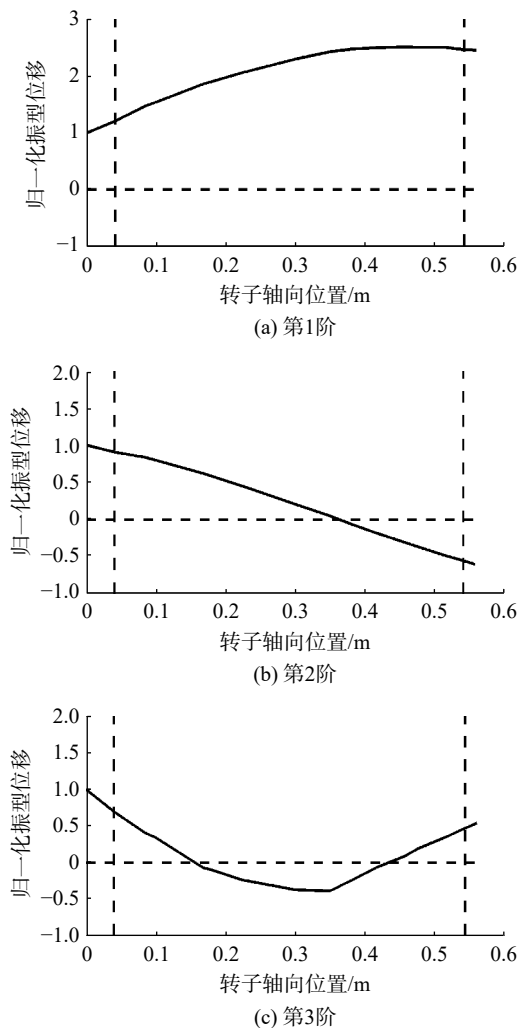


图 4 模态振型

Fig. 4 Mode shapes

表 3 计算中的不平衡量

Table 3 Unbalance in calculations

序号	不平衡量/(g·mm)		说明
	前	后	
1	6	8	出厂限制
2	70	70	正常服役恶化
3	140	140	特殊工况

实线为出厂限制,虚线为正常服役恶化(70 g·mm),点线为特殊工况(140 g·mm)。

由图 5 可得:

- 1) 同相位不平衡激起该转子第 1 阶临界转速,区域范围为 9 000~14 000 r/min。
- 2) 出厂限制条件下,转子的响应幅值非常小,实际上这样的状态在发动机工作中已被破坏。
- 3) 正常服役恶化(70 g·mm)条件下,转子的振动较平稳,临界区域最大偏心比 0.4。
- 4) 特殊工况(140 g·mm)条件下,转子的振动

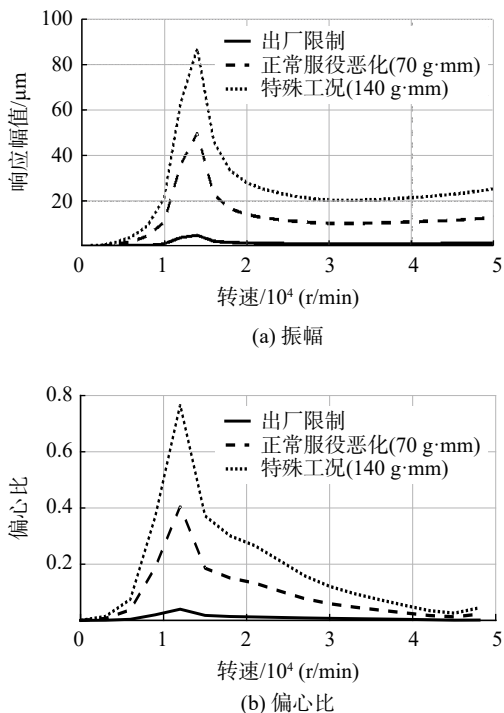


图 5 同相位不平衡响应计算

Fig. 5 Calculated response of in-phase unbalance

较大,特别是临界区域最大偏心比达到 0.8。

《航空发动机设计手册 第 19 册》^[7]中提到,当偏心比小于 0.4 时,挤压油膜阻尼器近似线性阻尼,转子能够平稳工作。

根据图 5 的计算结果,不平衡分布呈同相位时,正常服役恶化(70 g·mm)条件下,该发动机能够平稳工作;特殊工况(140 g·mm)条件下,整个临界区域(9 000~14 000 r/min)位于慢车转速以下,实际工作时发动机可以快速通过。

2.3 反相位不平衡响应

图 6 所示为反相位情况下的不平衡响应计算结果,图 6(a)为响应幅值,图 6(b)为偏心比,图中实线为出厂限制,虚线为正常服役恶化(70 g·mm),点线为特殊工况(140 g·mm)。

由图 6 可得:

- 1) 反相位不平衡激起该转子第 2 阶临界转速,区域范围为 20 000~30 000 r/min。
- 2) 出厂限制条件下,转子的响应幅值非常小,如前所述,这样的状态在发动机工作中实际已被破坏。
- 3) 正常服役恶化(70 g·mm)条件下,转子的振动较平稳,临界区域最大偏心比为 0.4。
- 4) 特殊工况(140 g·mm)条件下,转子振动较大,10 000 r/min 以后持续增大。

根据图 6 的计算结果,不平衡分布呈反相位

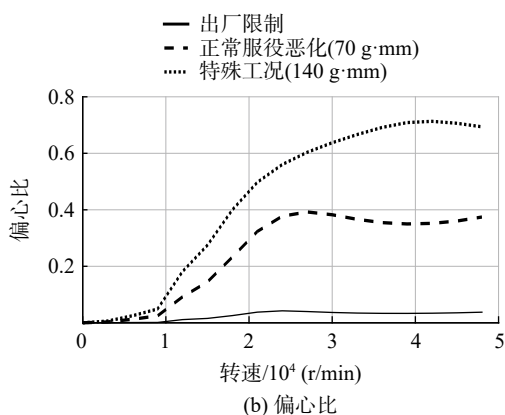
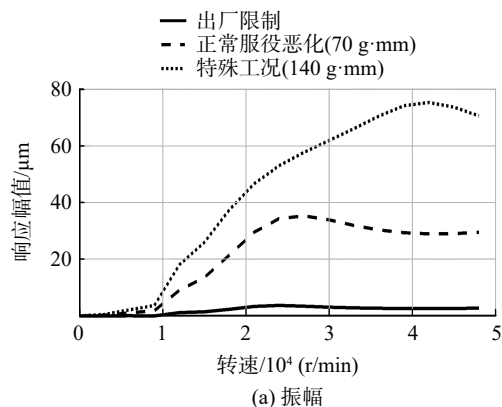


图6 反相位不平衡响应计算

Fig. 6 Calculated response of out-of-phase unbalance

时,正常服役恶化(70 g·mm)条件下,该发动机能够平稳工作;特殊工况(140 g·mm)条件下,转子振动持续增大,且覆盖整个工作转速范围,发动机难以平稳工作。

综合文中第2.2节和第2.3节的计算,如图1所示的某涡轴发动机在正常服役恶化(70 g·mm)条件下,整个工作范围偏心率不超过0.4,振动平稳,发动机能够稳定工作;而在特殊工况(140 g·mm)条件下,即一些极端条件,特别是不平衡呈反相位分布时,转子振动将持续增大,且覆盖整个工作转速范围,发动机难以稳定工作。

3 探索试验

前面2节的统计和计算分析基本得到了图1所示发动机转子的不平衡量恶化量级,为本节的转子及整机探索试验提供了基础。为了进一步探明该转子最大不平衡量,及其与整机振动的关系,分别进行了转子不平衡响应试验与整机最大不平衡探索试验。

3.1 转子试验

转子试验装置如图7所示,采用发动机装机转子、模拟支座进行不平衡响应试验,并在转轴、

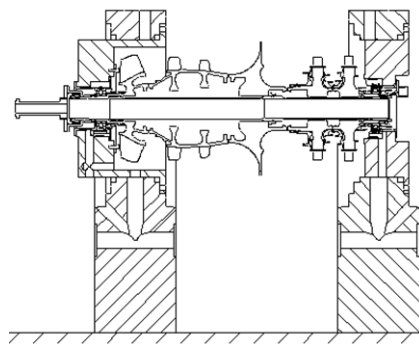


图7 转子试验装置

Fig. 7 Rotor test device

支座等位置进行振动监测。

转子试验共进行5组,每组试验前在平衡机上调整转子前、后校正面不平衡分布,如表4所示。

图8所示为表4中各组平衡状态(同相位)下,实测的转子不平衡响应。图中实线为第1组,初始状态;虚线为第2组,即同相位,80 g·mm;点线为第3组,即同相位,150 g·mm。

表4 转子试验不平衡状态

Table 4 Unbalance in rotor experiments

序号	不平衡量/(g·mm)		说明
	前	后	
1	3	5	初始状态
2	80	77	同相位
3	151	163	同相位
4	68	73	反相位
5	98	94	反相位

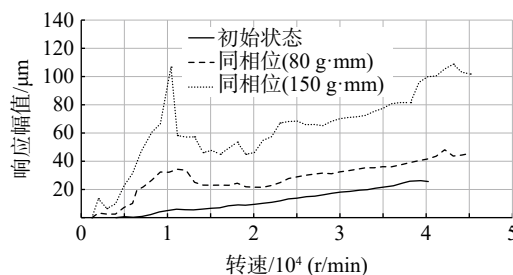


图8 同相位转子不平衡响应试验

Fig. 8 Test response of in-phase unbalance on rotor test device

图9所示为表4中第1、4、5组平衡状态(反相位)下,实测的转子不平衡响应。图中实线为第1组,初始状态;虚线为第4组,即反相位,70 g·mm;点线为第5组,即反相位,100 g·mm。

由图8、图9可知:

1) 该转子第1阶临界转速位于10 000 r/min

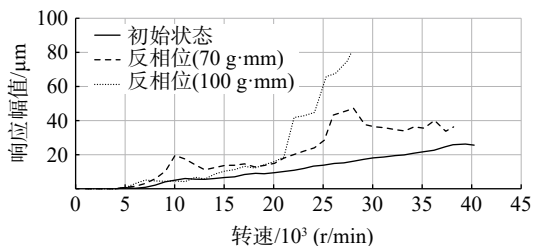


图9 反相位转子不平衡响应试验

Fig. 9 Test response of out-of-phase unbalance on rotor test device

附近,第2阶临界转速位于25 000~30 000 r/min。

2) 在70~80 g·mm不平衡量级下,该转子能够稳定工作。

3) 反相位不平衡量达到100 g·mm时,转子在20 000 r/min之后振动持续快速增大,且转速范围较宽,转子难以越过临界,出于安全考虑,未继续增大转速。

4) 即使不平衡量达到150 g·mm,在同相位情况下,转子仍能越过第1阶临界转速,但振动会随转速上升缓慢增大,在工作转速维持较大振动,不利于长时间工作。

上述转子试验得到的结果与第2节的计算分析基本一致,即在正常服役恶化(70 g·mm)条件下,该发动机能够稳定工作;在极端工况条件下,不平衡量达到140 g·mm(反相位为100 g·mm)时,发动机难以长时间稳定工作,特别是反相位,甚至无法越过临界转速。

3.2 整机试验

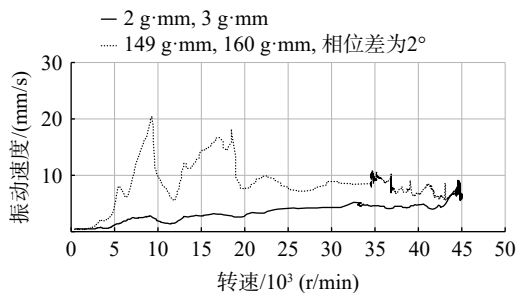
根据某发动机整机试车经验,结合前文统计、计算及转子不平衡响应试验结果,整机最大不平衡探索试验在表5所示的4组不平衡状态下开展。

表5 整机试验不平衡状态

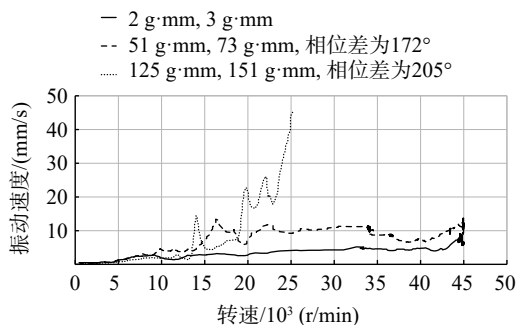
Table 5 Unbalance in whole engine experiments

序号	不平衡量/(g·mm)		说明
	前	后	
1	2	3	出厂限制
2	149	160	相位差为2°
3	51	73	相位差为172°
4	125	151	相位差为205°

图10所示为表5中各组不平衡状态下整机试验结果,图10(a)为第1、2组(同相位)整机振动响应,图10(b)为第1、3、4组(反相位)整机振动响应。



(a) 同相位



(b) 反相位

图10 整机最大不平衡探索试验

Fig. 10 Test response of maximum unbalance exploratory experiment on an engine test device

由图10可知:

1) 出厂限制不平衡量条件下,整机振动在全转速范围非常平稳。

2) 在较小不平衡量(表5第3组)条件下,整个转速范围整机振动有所增加,但仍较平稳,发动机稳定工作。

3) 在较大不平衡量(表5第2组、第4组)条件下,同相位时,发动机在低转速范围(7 000~18 000 r/min)整机振动较大,通过后振动平稳;反相位情况下,发动机从20 000 r/min开始整机振动激增,最终未能达到最大转速。

3.3 小结

通过本节转子及整机平台的最大不平衡探索试验,获得了该型发动机的最大不平衡极限,及其与整机振动的关系,即在70 g·mm量级(正常服役恶化),该发动机能够稳定工作;当不平衡量达到100 g·mm及以上时,发动机振动较大,不利于长时间稳定工作,尤其是不平衡呈反相位分布时,整机振动剧烈,难以正常工作。本节的试验也为该型发动机整机振动限制值的制定提供了数据支撑。

本节试验验证了第2节的计算分析,与分析得到的结论一致,可在同类型发动机上推广应用。

4 结 论

本文以某型在研民用涡轴发动机为对象, 基于适航要求, 从统计分析、计算仿真、转子及整机试验等多个方面, 探索研究了该型发动机最大不平衡极限, 及其与整机振动的关系, 得到结论如下:

基于同构型同量级涡轴发动机服役期间不平衡量数据统计分析, 计算与试验均表明, 在正常服役平衡恶化(70 g·mm)条件下, 该发动机全转速范围振动平稳, 能够稳定工作, 特殊情况下, 当不平衡量达到并超过 100 g·mm 时, 发动机振动明显增大, 尤其是不平衡呈反相位分布时, 激起转子在第 2 阶临界转速区域剧烈振动, 覆盖转速范围更宽, 发动机无法正常工作。

本文的研究对象某涡轴发动机是一类典型的中小型涡轴涡桨发动机, 系统开展了基于适航要求的最大不平衡探索研究, 所收集的统计数据, 采用的计算分析方法, 及获得的试验结果可作为后续该类发动机的基础, 开展进一步研究。

参考文献:

- [1] 顾家柳. 转子动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
- [2] SINGIRESU S R. 机械振动[M]. 李欣业, 译. 北京: 清华大学出版社, 2009.
- [3] 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.
- [4] 刘永泉, 王德友, 洪杰, 等. 航空发动机整机振动控制技术[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)
- [5] 艾延廷, 周海仑, 孙丹, 等. 航空发动机整机振动分析与控制[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2015, 32(5): 1-25.
AI Yanting, ZHOU Hailun, SUN Dan, et al. Study on the control of the whole aero-engine vibration[J]. Journal of Shenyang Aerospace University, 2015, 32(5): 1-25. (in Chinese)
- [6] 廖明夫, 谭大力, 耿建明, 等. 航空发动机高压转子的结构动力学设计方法[J]. 航空动力学报, 2014, 29(7): 1505-1519.
LIAO Mingfu, TAN Dali, Geng Jianming, et al. Structure dynamics design method of aero-engine high pressure rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(7): 1505-1519. (in Chinese)
- [7] 付才高, 郑大平. 航空发动机设计手册: 第19册 转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [8] 哈托·施耐德. 平衡技术理论与实践[M]. 廖日岳, 译. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [9] 汪俊熙, 任家海, 汤福龙. 航空发动机高压转子模拟平衡工艺分析与控制[J]. 航空动力学报, 2023, 38(3): 522-534.
WANG Junxi, REN Jiahai, TANG Fulong. Analysis and control of dummy balance process of aero-engine high pressure rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(3): 522-534. (in Chinese)
- [10] 孙贵青, 马峰, 余治国, 等. 某发动机高压转子平衡工艺问题分析与排除[J]. 航空制造技术, 2020, 63(16): 95-101.
SUN Guiqing, MA Feng, YU Zhiguo, et al. Analysis and elimination of high-pressure rotor balancing process problems[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2020, 63(16): 95-101. (in Chinese)
- [11] 中国国家标准化管理委员会. 机械振动 恒态(刚性)转子平衡品质要求: 第一部分 规范与平衡允差的检验: GB/T 9239.1[S]. 北京: 中国标准出版社, 2006: 5-13.
- [12] 顾永根, 刘光浩, 褚云程, 等. 航空发动机设计手册: 第6册 涡桨及涡轴发动机总体[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
- [13] 石炜, 温卫东, 崔海涛. 榫连接结构微动疲劳寿命研究[J]. 航空动力学报, 2014, 29(1): 104-110.
SHI Wei, WEN Weidong, CUI Haitao. Research on fretting fatigue life of dovetail joints[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(1): 104-110. (in Chinese)
- [14] 洪杰, 徐筱李, 梁天宇, 等. 转子结构系统界面失效分析及稳健设计方法[J]. 航空动力学报, 2018, 33(3): 649-656.
HONG Jie, XU Xiaoli, LIANG Tianyu, et al. Interface failure analysis and robust design method in rotor structural system[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(3): 649-656. (in Chinese)
- [15] 宋明波, 夏商周, 赵海凤, 等. 典型燃气发生器转子平衡状态与振动特性分析[J]. 航空发动机, 2021, 47(2): 79-83.
SONG Mingbo, XIA Shangzhou, ZHAO Haifeng, et al. Analysis on balancing state and vibration characteristics of a typical gas generator rotor[J]. Aeroengine, 2021, 47(2): 79-83. (in Chinese)
- [16] 刘展翅, 廖明夫, 丛佩红, 等. 航空发动机转子挤压油膜阻尼器设计方法[J]. 航空动力学报, 2015, 30(11): 2762-2770.
LIU Zhanchi, LIAO Mingfu, CONG Peihong, et al. Design method of squeeze film damper for aero-engine rotors[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(11): 2762-2770. (in Chinese)
- [17] 刘展翅, 廖明夫, 丛佩红, 等. 挤压油膜阻尼器非线性特性实验研究[J]. 机械科学与技术, 2016, 35(1): 23-28.
LIU Zhanchi, LIAO Mingfu, CONG Peihong, et al. Experimental investigation of a rotor bearing system with non-linear squeeze film damper[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2016, 35(1): 23-28. (in Chinese)
- [18] 中国民用航空总局. 中国民用航空规章 航空发动机适航规定: CCAR33-R2[S]. 北京: 中国民用航空总局, 2011: 18-19.
- [19] Department of Transportation Federal Aviation Administration. AC 33.63-1: turbine engine vibration[EB/OL]. [2022-09-10]. https://www.faa.gov/regulations_policies/advisory_circulars/index.cfm/go/document.information/documentID/73480.
- [20] 盛骤. 概率论与数理统计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2008.

(编辑: 秦理曼)