

典型燃气发生器转子平衡状态与振动特性分析

宋明波,夏商周,赵海凤,张海彪
(中国航发湖南动力机械研究所,湖南株洲 412002)

摘要:针对某型涡轴发动机整机试验中出现的振动过大现象,通过建立考虑低速动平衡的刚性转子系统动力学方程,求解低速动平衡后刚性转子的动力学响应,对涡轴发动机典型燃气发生器转子平衡状态与振动特性进行分析。介绍了该型发动机整机试验中出现的振动过大现象及后续的排查措施,分析了该类转子振动模态特性与激振载荷的关系,建立了该类转子在不平衡状态下的动力学分析模型,对 2 种初始不平衡状态的转子振动响应进行了仿真计算。结果表明:对于该类涡轴发动机典型燃气发生器转子,当离心叶轮处存在较大初始不平衡时,转子的低速动平衡虽能较好地控制其前 2 阶振动,但会加剧其在大转速时的振动,特别是转子第 3 阶弯曲型临界转速裕度不大时,应当特别重视。

关键词:燃气发生器转子;平衡状态;动平衡;振动特性;航空发动机

中图分类号:V231.96

文献标识码:A

doi:10.13477/j.cnki.aeroengine.2021.02.014

Analysis on Balancing State and Vibration Characteristics of a Typical Gas Generator Rotor

SONG Ming-bo, XIA Shang-zhou, ZHAO Hai-feng, ZHANG Hai-biao

(AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: For the vibration problem of one turboshaft engine, the relationship between the rotor balancing state and the vibration characteristics was analyzed by establishing the dynamic equation of rigid rotor after low speed dynamic balancing, and solving the dynamic response. The vibration problem of one turboshaft engine and the follow-up solutions were introduced. The relationship between the rotor mode and the exciting force was analyzed. The dynamic model of the rotor was established, and the dynamic response of 2 rotor balancing state was calculated. The results show that for this typical rotor of turboshaft engine, if the initial unbalance at about centrifugal impeller is major, even if the vibration of the rotor at the first and second critical speed is suppressed well by low-speed balance, the vibration of the rotor at high speed region will be aggravated, especially the margin for the third critical speed is not enough.

Key words: gas generator rotor; rotor balancing state; dynamic balancing; vibration characteristics; aeroengine

0 引言

转子系统是航空发动机的核心部件,而高速旋转的转子所带来的整机振动问题一直是制约航空发动机进一步快速发展的主要问题之一^[1-3]。特别是中小型涡轴发动机,其燃气发生器转子系统的额定工作转速一般高达 40000 r/min,有的甚至在 50000 r/min 以上,振动问题往往更加突出。

李建华等^[4]、邹望之等^[5]分析了当前国内外涡轴发动机的发展趋势,其中 1-0-1 支点布局是一类典型的中小型涡轴发动机燃气发生器转子系统布局形式,国内外多型涡轴发动机的燃气发生器转子即采用了

该种布局设计。基于中小型涡轴发动机的技术特点及性能、结构特征,该类转子系统在动力学上一般采用刚性转子设计^[6-7],其设计思路如下:优化转子自身的鼓筒结构以及连接结构,保证转子足够的抗弯刚性,在其前、后支点处布置弹性支承,通过调节弹性支承的刚性将整个转子-支承系统的前 2 阶模态设计为刚体模态,并置于慢车转速以下;通过保证转子自身的抗弯刚度,将转子-支承系统的第 3 阶临界转速(弯曲模态)置于最大工作转速以上,并保证充分的裕度。邓旺群等^[8]针对某型发动机转子的支点及采用的弹性支承,通过有限元软件 SAMCEF/ROTOR 仿真分析

收稿日期:2020-09-10 基金项目:国家科技重大专项(2017-1-0008-0009)资助

作者简介:宋明波(1985),男,博士,高级工程师,从事航空发动机结构设计、转子动力学研究工作;E-mail:17773320134@163.com。

引用格式: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 Shang-zhou, ZHAO Haifeng, et al. Analysis on balancing state and vibration characteristics of a typical gas generator rotor[J]. Aeroengine, 2021, 47(2): 79-83.

了该转子支点刚度与支点位置对其动力学特性的影响;白中祥等^[9]通过有限元软件 ANSYS, 针对支承系统的静刚度、动刚度, 研究了其对转子系统临界转速与稳态不平衡响应的影响;李全成^[10]考虑航空发动机静子机匣系统与弹性支承的动刚度耦合, 利用有限元软件 ANSYS 详细分析了支点刚度对转子临界转速的影响。采用上述设计的涡轴发动机燃气发生器转子系统, 装配时一般只需进行低速动平衡, 保证转子系统在前 2 阶刚体模态的支点外传力最小^[11-13]。实际上, 根据此类转子的动力学特性, 以及低速动平衡的力学原理, 在一些特殊情况下, 该类转子在工作转速时的振动响应可能反而加剧。

本文针对某型发动机试车过程中出现的大状态整机振动过大现象, 结合该发动机总装时的燃气发生器转子动平衡状态, 以及燃气发生器转子的低速动平衡工艺, 对发动机试车中出现的大状态整机振动过大问题进行机理解释、仿真分析, 及整机验证, 为该型发动机解决大状态整机振动过大问题提供了理论基础, 也为该类涡轴发动机燃气发生器转子系统的动力学设计及动平衡提供参考。

1 问题背景

某型发动机燃气发生器转子如图 1 所示。该转子采用 1-0-1 支点布局的刚性转子设计, 其工作转速位于前 2 阶刚体模态以上, 第 3 阶弯曲模态以下, 不考虑连接刚度损失时, 其弯曲模态设计裕度达到 30%。



图1 某型发动机燃气发生器转子

该型发动机在试验中曾出现大状态振动过大现象, 由于振动表现为燃气发生器转子基频振动量占优, 故对燃气发生器转子平衡状态进行检查, 前后校正面(图 1 红圈)不平衡量并不是很大, 小于 30 g·mm。将燃气涡轮分解, 对压气机转子进行平衡状态检查, 发现其 1 级盘前不平衡量约为 70 g·mm, 而在离心叶轮处不平衡量达到 300 g·mm, 如图 2 所示。



图2 某型发动机压气机转子

对该型号另一台振动情况良好的发动机进行上述平衡状态检查, 燃气发生器转子前后面不平衡量约为 30 g·mm, 压气机转子组件前后面不平衡量约为 70

g·mm。2 台发动机实测振动情况对比如图 3 所示。图中实线为振动情况良好发动机数据, 点线为出现大状态振动问题发动机振动数据。从图中可见, 前述存在大状态振动问题的发动机在靠近最大工作转速时, 振动激增。

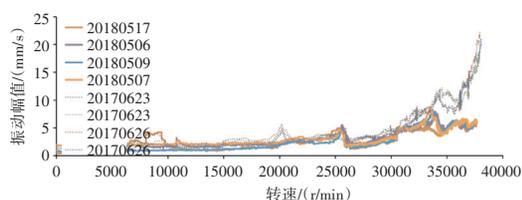


图3 2台发动机振动对比

基于上述对比分析, 对存在大状态振动问题的发动机压气机转子离心叶轮装配角向位置进行调整, 调整后检查压气机转子平衡状态, 离心叶轮处不平衡量减小到约 150 g·mm。上台试验, 发动机振动情况较好, 如图 4 所示。图中实线为调整后实测数据。

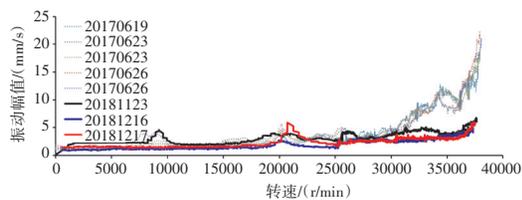


图4 离心叶轮角度调整后振动对比

经过此次振动排查, 对该型号发动机提出了压气机转子组件平衡状态检查等要求, 上述振动问题未再发生。

2 机理分析

为了防止上述燃气发生器转子振动问题再次出现, 探明其发生机理, 对该类转子动平衡状态与振动特性的关系进行理论分析。

2.1 转子模态特性与激振载荷

不考虑阻尼与陀螺力矩的影响, 转子系统的振动可简单表达^[14]为

$$[M]\ddot{x} + [K]x = F \quad (1)$$

式中: x 为位移坐标; $[M]$ 为系统的惯性矩阵; $[K]$ 为系统的刚度矩阵; F 为激振载荷。

由式(1)可得转子系统各阶临界转速与对应振型的条件式

$$|[K] - [M]\Omega_i^2| = 0 \quad (2)$$

$$([K] - [M]\Omega_i^2)R_i = 0 \quad (3)$$

式中: Ω_i 为各阶临界转速; R_i 为各阶主振型。

由于系统各阶主振型的正交性,式(1)中的激振载荷 F 可以表示为各阶主振型的线性组合^[15]

$$F = \sum_{i=1}^n (\alpha_i \Omega_i^2 R_i \cdot e^{j\Omega_i t}) \quad (4)$$

式中: α_i 为常数。

将式(4)代入式(1)可得

$$[M] \ddot{x} + [K] x = \sum_{i=1}^n (\alpha_i \Omega_i^2 R_i \cdot e^{j\Omega_i t}) \quad (5)$$

由于式(5)为线性方程,其解可由 n 个分量方程的解之和表达,其中第 i 个方程为

$$[M] \ddot{x}_i + [K] x_i = \alpha_i \Omega_i^2 R_i \cdot e^{j\Omega_i t} \quad (6)$$

式(6)的解形式为

$$x_i = X_i \cdot e^{j\Omega_i t} \quad (7)$$

将式(7)代入式(6)可得

$$([K] - [M] \Omega_i^2) X_i = \alpha_i \Omega_i^2 R_i \quad (8)$$

对式(8)两端取转置,右乘 R_i^T ,得

$$X_i^T ([K] - [M] \Omega_i^2)^T R_i = \alpha_i \Omega_i^2 R_i^T R_i \quad (9)$$

其中, $([K] - [M] \Omega_i^2)$ 为对称矩阵,可变形为

$$X_i^T \left[\frac{([K] - [M] \Omega_i^2) R_i}{\Omega_i^2} \right] = \alpha_i R_i^T R_i \quad (10)$$

式中:等号右端 $\alpha_i R_i^T R_i$ 为常数;当等号左端 $\left[\frac{([K] - [M] \Omega_i^2) R_i}{\Omega_i^2} \right]$ 趋于极小值时, X_i 趋于极大值。

由式(3)可知,当 Ω 取第 i 阶临界转速 Ω_i 时, $([K] - [M] \Omega_i^2) R_i = 0$,故 X_i 在 Ω_i 处趋于无穷大,当系统存在阻尼时, X_i 在 Ω_i 附近达到 1 个有限的峰值。

上面的分析说明,对于 1 个转子系统(式(1)或式(5)),当其激振载荷 F 与某 1 阶振型 R_i 分布相同时,则该转子在对应的第 i 阶临界转速存在振动峰值。当转子系统的激振载荷 F 由各阶振型线性组合时(式(4)),则转子在各阶临界转速存在振动峰值,各自峰值的相对大小与各激振载荷分量的系数 α_i 有关。

2.2 刚性转子低速动平衡

第 1 章中提到的燃气发生器转子(图 1)装配时采用刚性转子低速动平衡。假设转子旋转时不发生挠曲变形,其低速动平衡目标为通过施加的配重使转子两端支点的外传力为 0。所施加的配重可以通过力平衡方程、力矩平衡方程求得。

对于第 1 章中提到的情况,转子系统在离心叶轮

截面的不平衡量达到 $300 \text{ g} \cdot \text{mm}$,考虑如图 5 所示的动平衡,图中 u_0 表示

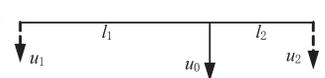


图 5 动平衡

初始平衡量,假设其集中于离心叶轮处, u_1 、 u_2 表示待确定的平衡校正量,三者之间保证力、力矩平衡,则平衡方程为

$$u_0 + u_1 + u_2 = 0 \quad (11)$$

$$u_0 l_1 + u_2 (l_1 + l_2) = 0 \quad (12)$$

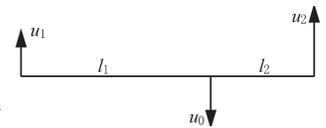
由式(11)、(12)解得前、后面平衡校正量

$$u_1 = -\frac{l_2}{l_1 + l_2} u_0 \quad (13)$$

$$u_2 = -\frac{l_1}{l_1 + l_2} u_0 \quad (14)$$

式中:“-”表示 u_1 、 u_2 与 u_0 方向相反。

进行平衡后,转子的平衡状态如图 6 所示。



某发动机燃气发生器转子(图 1)的第 3 阶振型

图 6 转子动平衡后平衡状态

如图 7 所示。对比图 6、7 可知,如果转子在离心叶轮处存在较大初始不平衡,则转子动平衡后的平衡状态将与其第 3 阶振型吻合。由第 2.1 节的分析可知,在图 6 的平衡状态下,转子在前 2 阶临界转速处的振动可能不大,但会在第 3 阶临界转速附近产生较大振动。

上面的分析说明,在某些情况下(如离心叶轮初始不平衡较大),低速动平衡会使转子的平衡状态与第 3 阶模态振型相吻合,导致转子靠近第 3 阶临界转速时振动增大。燃气发生器转子(图 1)的第 3 阶临界转速设计裕度为 30%,但计算中并未考虑转子各级连接结构的刚度损失,真实工况下裕度可能更小。

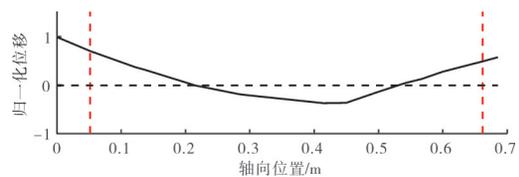


图 7 第 3 阶振型

上述分析基本解释了某发动机大状态振动问题产生的机理,下面进行仿真计算进一步验证说明。

3 仿真分析

在各级轮盘位置施加不平衡量,对某型发动机燃气发生器转子不平衡响应进行仿真分析,具体不平衡分布见表 1。

表1 初始不平衡分布

位置	组别1	组别2
压气机第1级盘	50 g·mm∠0°	50 g·mm∠0°
压气机第2级盘	50 g·mm∠180°	50 g·mm∠180°
压气机第3级盘	50 g·mm∠0°	50 g·mm∠0°
离心叶轮	150 g·mm∠120°	350 g·mm∠120°
涡轮第1级盘	50 g·mm∠0°	50 g·mm∠0°
涡轮第2级盘	50 g·mm∠180°	50 g·mm∠180°

从表中可见,2组不平衡分布的区别仅为离心叶轮处的不平衡大小,组别1为150 g·mm;组别2为350 g·mm,其他各级轮盘不平衡量均设定为50 g·mm。

根据低速动平衡过程,以支点外传力最小对转子进行动平衡,得到的平衡校正量 $u^{[6]}$ 为

$$u = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} = -\frac{l}{\Omega^2} \begin{bmatrix} l - z_1 & l - z_2 \\ z_1 & z_2 \end{bmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} f_L \\ f_R \end{pmatrix} \quad (15)$$

式中: f_L 、 f_R 分别为左、右支点的外传力; l 为左、右支点间距; z_1 、 z_2 分别为平衡面1、2距左支点的距离。

根据式(15)计算表1中2组不平衡状态下转子所需平衡校正量,见表2。

表2 平衡校正量

位置	组别1	组别2
前平衡面	49 g·mm∠-109°	108 g·mm∠-80°
后平衡面	95 g·mm∠-64°	227 g·mm∠-62°

根据表1、2的初始不平衡分布和不平衡校正量,分别计算转子平衡前后的不平衡响应,如图8所示。

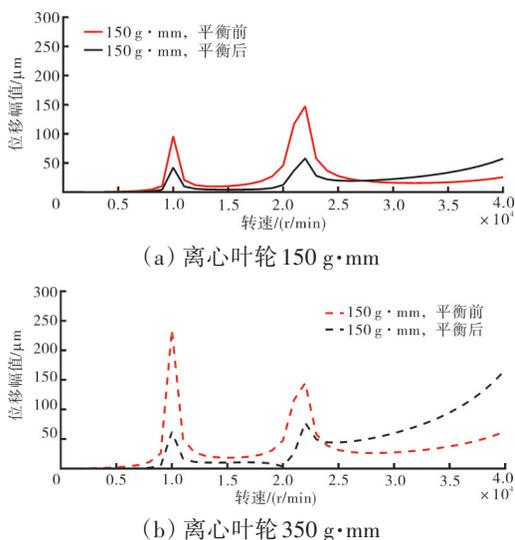


图8 转子动平衡前、后位移响应幅频特性

从图中可见,经过动平衡后,转子系统25000 r/min之前的振动得到了较好抑制,其后振动反而加剧。

在发动机试车时,转子都经过了动平衡,图8中的红线在实际试车中并不存在,为了对比,将2种平衡状态平衡后的响应幅值绘制于1幅图中,如图9所示。

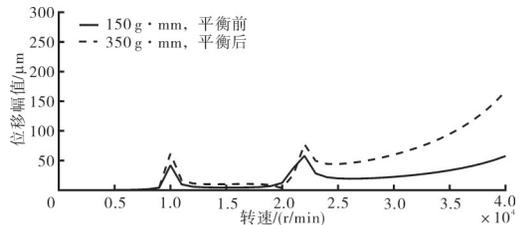


图9 不平衡响应对比

从图中可见,在2组初始平衡状态下,经过动平衡后,转子低转速范围振动基本相当;越过前2阶临界转速后,离心叶轮初始不平衡较大的转子在大转速状态下振动迅速增大。进一步说明:当离心叶轮处存在较大初始不平衡时,转子组件的低速动平衡反而会加剧转子大转速时的振动,特别是第3阶临界转速较低时。

4 结论

本文以某型发动机试验中出现的大状态振动过大的问题为背景,对典型的涡轴发动机燃气发生器转子平衡状态与振动特性进行了分析,得到如下结论:

(1)结合该类转子第3阶弯曲模态振型,当离心叶轮存在较大初始不平衡时,转子组件的低速动平衡虽对其前2阶刚体模态的振动有较好控制,但会加剧转子大转速时的振动,特别是当转子最大转速比较接近第3阶临界转速时。

(2)该类转子设计时,当其第3阶裕度较小,难以增大时(本文提及的转子不考虑连接刚度损失时,第3阶裕度为30%),应特别注意控制离心叶轮位置的不平衡量。

(3)对于本文所述类型的转子,可以考虑以压气机转子、涡轮转子的动平衡,代替转子组件的动平衡,同时配以跳动检查。

参考文献:

- [1] 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 aero-engine vibration[J]. Aeroengine, 2013, 39(1): 34-37. (in Chinese)
- [2] 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. Analysis of whole aeroen-

- gine vibration control technology[J]. *Aeroengine*, 2013, 39(5): 1-8. (in Chinese)
- [3] Geng Z, Chen J, Hull J B. Analysis of engine vibration and design of an applicable diagnosing approach[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2003, 45(8): 1391-1410.
- [4] 李建华, 蔡建兵, 申余兵. 涡轴发动机发展展望[J]. *国际航空*, 2013(9): 75-77.
LI Jianhua, CAI Jianbing, SHEN Yubing. Outlook of turboshaft engine development[J]. *International Aviation*, 2013(9): 75-77. (in Chinese)
- [5] 邹望之, 郑新前. 航空涡轴发动机发展趋势[J]. *航空动力学报*, 2019, 34(12): 2577-2588.
ZOU Wangzhi, ZHENG Xinqian. Development trends of aero turboshaft engines[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2019, 34(12): 2577-2588. (in Chinese)
- [6] Gasch R, Nordmann R, Pfuezner H. *Rotordynamik*[M]. Berlin: Springer, 2002: 102-105.
- [7] 廖明夫, 谭大力, 耿建明. 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. Structure dynamics design method of aeroengine high pressure rotor [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(7): 1505-1519. (in Chinese)
- [8] 邓旺群, 王毅, 聂卫健. 支承刚度和轴向位置对某型对转发动机低压转子临界转速的影响[J]. *航空发动机*, 2016, 42(3): 7-11.
DENG Wangqun, WANG Yi, NIE Weijian. Influence of supporting stiffness and axial location on critical speeds of a low-pressure rotor of a counter rotating engine[J]. *Aeroengine*, 2016, 42(3): 7-11. (in Chinese)
- [9] 白中祥, 吴伟亮, 刘阔钊. 支承系统的刚度对转子动力特性的影响[J]. *机械设计与研究*, 2012, 28(4): 18-21.
BAI Zhongxiang, WU Weiliang, LIU Hongzhao. The effect of the stiffness of a rotor's supporting system on its dynamic characteristics[J]. *Machine Design and Research*, 2012, 28(4): 18-21. (in Chinese)
- [10] 李全成. 支承刚度对转子系统临界转速影响的研究[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2014.
LI Quancheng. Study of effects of support stiffness on rotor system critical speeds[D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University, 2014. (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 9239.1-2006[S]. 北京: 中国标准出版社, 2006: 4-6.
Standardization Administration of the People's Republic of China. Mechanical vibration-balance equality requirements for rotors in a constant (rigid) state-part 1: specification and verification of balance tolerances: GB/T 9239.1-2006[S]. Beijing: China Standards Press, 2006: 4-6. (in Chinese)
- [12] Sperling L, Ryzhik B, Linz C, et al. Simulation of two-plane automatic balancing of a rigid rotor[J]. *Mathematics & Computers in Simulation*, 2002, 58(4-6): 351-365.
- [13] Rodrigues D J, Champneys A R, Friswell M I, et al. Automatic two-plane balancing for rigid rotors[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2008, 43(6): 527-541.
- [14] 顾家柳. 转子动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1984: 18-21.
GU Jialiu. *Rotordynamics*[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1984: 18-21. (in Chinese)
- [15] Singiresu S R. 机械振动[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009: 340-344.
Singiresu S R. *Mechanical vibrations*[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2009: 340-344. (in Chinese)
- [16] 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: 92-93.
LIAO Mingfu. *Aeroengine rotordynamics*[M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 2015: 92-93. (in Chinese)

(编辑:程海)