

文章编号: 100028055(2010) 0621340206

微小型涡喷转子结构热工作稳定性 分析及试验验证

郑东亚, 丁水汀, 杜发荣, 韩树军, 张 奇
(北京航空航天大学 交通科学与工程学院
微小型发动机与分布式能源研究中心, 北京 100191)

摘 要: 针对某型微小型涡喷发动机高速转子进行结构热工作稳定性分析, 采取高精度整体动平衡、热态动平衡检查以及必要的结构阻尼和隔热冷却处理进行试验验证. 结果表明: 转子不平衡量减小, 在合适外阻尼作用下转子持续稳定, 后轴承隔热屏的安装使转子支承测点平均温度降低, 减少了转子支承的热量输入, 减轻了热流对支承刚度以及阻尼的影响, 改善了发动机转子结构热工作稳定性, 提升了发动机整机稳定性和安全性.

关 键 词: 微小型涡喷发动机; 转子; 结构热; 工作稳定性; 动平衡; 阻尼; 隔热
中图分类号: V231.9 文献标识码: A

Analysis and experimental verification of structure2thermal running stability for micro turbojet engine rotor

ZHENG Dong2ya, DING Shu2ting, DU Fa2rong,
HAN Shu2jun, ZHANG Qi

(Micro2Engine and Distributed Energy System Research Center,
School of Transportation Science and Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: For the high speed rotor of a type of micro turbojet engine, thermal running stability was analyzed firstly, then high2precision dynamic balancing and overall dynamic bal2ance checking in thermal state, as well as the damping structure and thermal insulation, were experimentally verified. The results show that, when the rotor imbalance is reduced, the rotor is kept steady with proper external damping. The average temperature of measur2ing points is reduced with the installation of heat shield for back bearing, which reduces the heat input for rotor support and its effect on the bearing stiffness and damping. The methods consequently improve the structure2thermal running stability of rotor, and enhance the sta2bility and safety of the whole engine.

Key words: micro turbojet engine; rotor; structure2thermal; running stability;
balancing; damping; thermal insulation

微小型涡喷发动机尺寸小, 结构紧凑, 其转子成为柔性转子, 转子特性也不可避免地受其他部件或环境因素影响程度增大, 传统转子动力学特
最高转速达到或超过 100 000 r/min, 不可忽略地

性研究基本未涉及热影响, 因此转子设计时余量大, 否则在转子实际运转时就会产生各种各样的问题, 得不到最优的转子结构以及最好的转子性能^[28]. 而实际微小型发动机结构中, 转子更容易受到高温气体辐射影响, 尤其对于处于燃烧室至涡轮区域的转子部分受到加热冲击的机会更大, 影响发动机的结构热稳定性, 因此需要在保证发动机性能的前提下进行必要的结构阻尼和隔热冷却处理. 本文针对某微小型涡喷发动机高速转子进行结构热工作稳定性分析并采取改进措施进行试验验证.

1 转子结构

转子结构如图 1 所示, 由涡轮、压气机离心叶轮、前后轴承以及压紧螺母螺帽组成, 其中前后轴承都是高速角接触混合式陶瓷球轴承, 转子轴向力和径向力都经其传向转子外部支承结构. 该轴承内外圈使用轴承钢, 滚动体采用 SiBN4, 轴承承载能力为: 径向承载基本额定动负荷 $C_r = 3.7\text{ kN}$, 极限转速 162000 r/min .

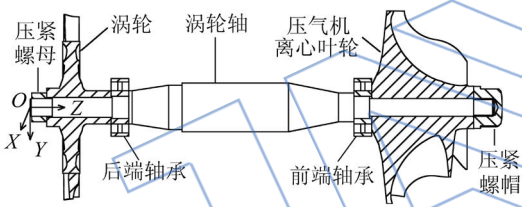


图 1 转子结构图
Fig. 1 Rotor structure

2 发动机气流组织

转子外部设计安装有转子轴套, 起到隔离高温气体以及支承转子两个作用. 如图 2 所示, 气流从发动机前端进入, 经过压气机加压、扩压器整流之后分成两部分, 其中一部分进入燃烧室内筒与

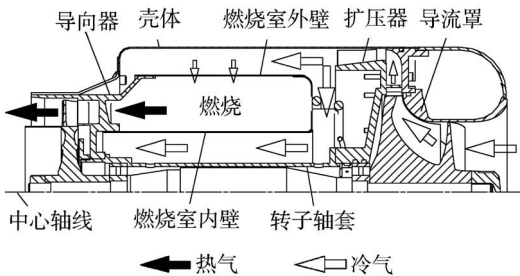


图 2 发动机气流组织分布图
Fig. 2 Air flow of engine

轴套区域冷却轴套以防止高温燃气烧蚀转子, 然后穿过导向器中的冷却孔吹向涡轮盘对其进行冷却. 在此过程中, 后轴承座处温度易影响后轴承寿命, 因此在轴承座套后端外壁周向对称布置两支热电偶以测该处温度分布, 温度测点如图 3 所示, 其中测点 1 处于轴套的轴承座处, 其周向角度对应润滑油口位置, 测点 2 处于测点 1 对面.

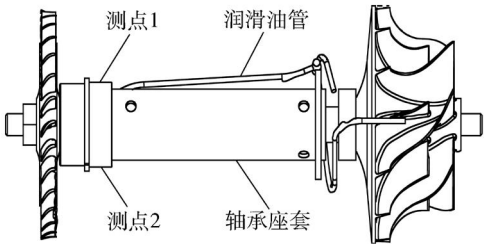


图 3 轴承座套外壁温度测点分布图
Fig. 3 Measuring points of temperature outside bearing housing

3 试验现象及分析

3.1 试验现象

发动机地面试车台如图 4 所示, 采取主要设备有地面台架装置、起动系统(压缩空气起动)、供气(工业丙烷气)及点火系统(电热塞点火)、燃滑油供给系统、转速测量装置、推力测量装置、振动测量设备、压力测量系统、温度测量系统以及大气参数采集系统. 试验采集了发动机推力、转速、空气流量、燃滑油流量等性能参数, 另外还有后轴承座套外壁温度和发动机振动等检测数据.

发动机试车过程中发现, 各工况下压气机离心叶轮及涡轮前端面部分与静子件产生碰摩. 分解后检查前后轴承外圈有沿周向的摩擦痕迹如图 5、图 6 所示; 内导流罩部分表面碰摩较严重; 涡轮前端面外环有碰摩, 涡轮叶片叶尖部分有较大碰摩, 出现小部分缺损. 另外轴承座套后端外壁周向布置热电偶测出的温度较高, 轴承内圈有部分烧蚀, 后轴承外圈颜色变为棕色. 而且发动机整体振动值比较大.

各试验现象表明, 随着发动机负荷增加转子结构热工作不稳定性渐趋增大, 因此要对该结构进行改进, 以保证发动机在变工况变负荷情况下的稳定性进而提高发动机的安全性和适应性.

3.2 动力学分析

如图 1 所示坐标系的选取^[5], 取转子轴线方向为 Z 轴, XOY 选在垂直 Z 轴平面内, 沿重力方

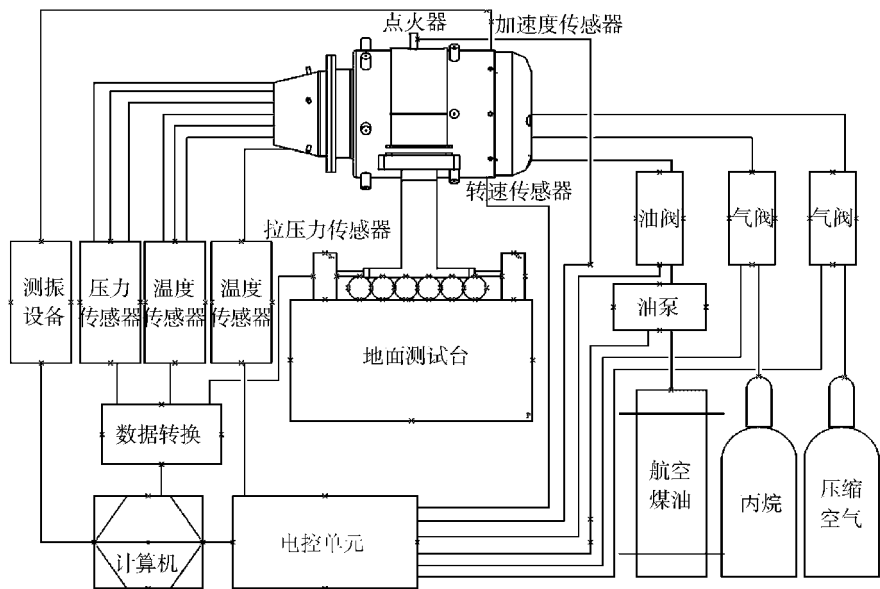


图 4 发动机地面试车台示意图

Fig. 4 Ground testing rig sketch of the engine

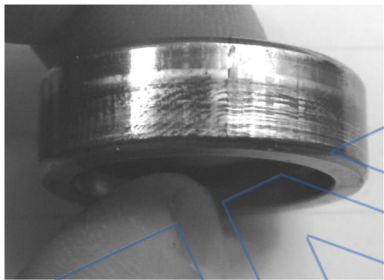


图 5 前端轴承

Fig. 5 Bearing of front end

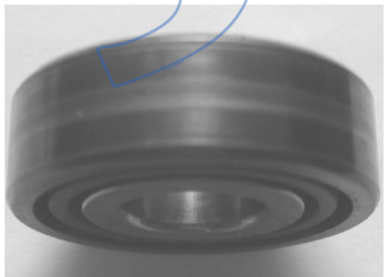


图 6 后端轴承

Fig. 6 Bearing of back end

向为 Y 轴正向, 自涡轮至压气机方向为 Z 轴正向, X 轴为水平方向.

转子系统可以简化为如图 7 所示具有两个弹性支承的多盘转子系统, 忽略该滚珠轴承阻尼^[210]. 根据集聚转子理论^[11], 考虑弹性支承基础及顶隙激振力的情况下, 该转子系统在广义坐标下的动力学方程为

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Cx = F \tag{1}$$

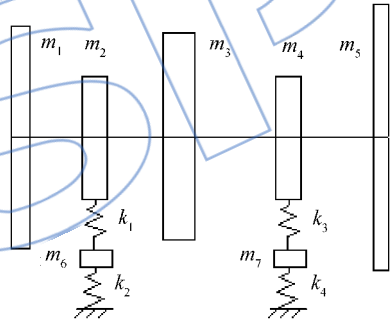


图 7 转子简化模型

Fig. 7 Simplified modal of rotor

其中 M 为质量矩阵, B 为惯性阻尼矩阵, C 为刚度矩阵, F 是外作用力, x 为系统位形的广义坐标.

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Cx = 0 \tag{2}$$

以下利用传统理论对简化的系统进行稳定性定性分析.

假设转子为阻尼循环系统, 其一般运动方程是

$$M\ddot{x} + (D + G)\dot{x} + (K + S)x = 0 \tag{3}$$

对应的特征值问题是

$$[\lambda^2 M + \lambda(D + G) + K + S]x_0 = 0 \tag{4}$$

假设无外阻尼, 此时系统稳定需要非常苛刻的条件, 一般难以实现.

加入外阻尼, 令 $d > 0$, 由 R2H (Routh2Hurwitz) 准则, 得稳定性条件为

$$d(dk + gs) - ms^2 > 0 \tag{5}$$

因此, $d > 0$ 的存在使失稳推迟发生, 也即外

阻尼的存在使转子形成了一个稳定区。

转子在热态时的阻尼、刚度以及不平衡质量都会产生变化, 这些因素反映到方程里就会影响整个转子的动力特性。热态影响简化为在方程中添加热流影响因子, 考虑热流密度 q 的动力学方程

$$M\ddot{x} + B_q\dot{x} + C_qx = F_q \tag{6}$$

稳态热流密度 q_1 、过渡态热流密度 q_2 对转子系统的刚度阻尼和受力都会产生影响, 尤其是对轴承座和轴承的影响不可忽略, 从而引起转子支承刚度和阻尼甚至轴承寿命的变化, 此变化将改变转子设计状态的动力特性如临界转速、不平衡响应等, 即转子系统的刚度矩阵 C 、阻尼矩阵 B 以及力矩阵 F 都会产生变化, 偏离设计状态值, 形成另一个动力学方程及对应解, 而原有设计措施无法保证足够空间使转子系统稳定。这就会使转子的状态难以控制甚至失稳而碰摩, 而且在过渡工况下, 转子支承系统可能处于非对称的温度场中, 非对称变形引起的非对称刚度也易造成失稳。

因此, 尽量减少转子支承部件的热流输入以及提高转子不平衡精度成为亟须, 针对该转子系统可以采取以下结构改善措施用于提高转子工作稳定性: 首先提高转子动平衡精度, 不仅提高单件动平衡精度, 而且进行转子整体动平衡, 并采取转子热态动平衡检查, 尽可能消除不平衡质量带来的影响; 再者适当增加转子预紧力, 减少变工况或过渡态时对转子 Z 方向上的冲击; 第三, 适当增加转子系统的外阻尼, 进行振动能量扩散, 避免转子过载(主要在 X, Y 方向); 第四, 增加隔热屏以保护后轴承, 降低高温部件对其热影响。

4 改善措施及结果对比

4.1 转子动平衡

涡轮、压气机离心叶轮、轴等单个零件动平衡精度都采用国标 G2. 5 要求。转子组件总质量 712 g, 转子整体动平衡时采用两个去重面, 一个是离心叶轮底端斜面处, 另一个是涡轮前端面处, 动平衡精度要求提高到在两个去重面的不平衡量都小于 $0.1\text{ g}\cdot\text{mm}$, 且相位差在 $170^\circ\sim 190^\circ$ 之间。但实际转子系统运行过程中受传热影响会有相应变动, 但该形位变化不能太大而产生较大不平衡量, 否则影响转子实际结构热工作稳定性。因此整体动平衡之后进行转子热态动平衡检查, 将转子整体放入加热炉内 $130\text{ }^\circ\text{C}$ 保温后进行动平衡检查,

要求两个去重面的不平衡量都小于 $0.2\text{ g}\cdot\text{mm}$, 且相位变化在 20° 以内。

4.2 转子外阻尼调整

转子外阻尼的实施是在压气机端轴承底座处安装多层平垫片和 O 型阻尼橡胶圈, 在转子各个方向上进行外阻尼调整, 方法为在标量系统中通过振动能量和衰减能量计算所需阻尼, 并结合试验调整。利用摩擦功(部分形式为微动摩擦^[12])来消耗转子涡动振动能量, 从而确保转子的高速稳定性。转子具体阻尼装配结构如图 8 所示。

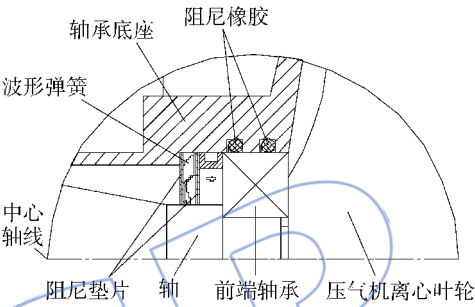


图 8 转子外阻尼结构装配示意图

Fig. 8 Assembly of damping structure outside rotor

4.3 后轴承隔热屏设计

试验中发现后轴承座处温度偏高, 影响后轴承工作状态及转子稳定性, 在保证冷却通道畅通的情况下采取增加隔热屏设计, 其结构如图 9 所示。采用 0.5 mm 厚不锈钢材料, 整体长度为 60 mm , 安装在涡轮导向器和轴承座套之间, 靠其弹性镶嵌在导向器内孔里并带有锁销以防止其移动甚至脱落。

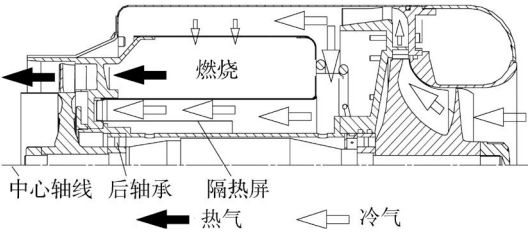


图 9 隔热屏安装图

Fig. 9 Installation of heat shield

4.4 试验结果对比

通过采取以上措施之后进行各工况下的对比试验, 结果显示: 在各个方向上转子振动都得到了很好的控制, 加速度幅值较小, 如图 10 中所示工况中发动机垂直方向的加速度小于 1.5 g , 顺利通过前两阶临界转速, 运行稳定, 碰摩现象消失, 转子工作稳定性提高; 后轴承座套外壁温度也显著

降低(如图 11 和表 1 所示),有利于整机安全性以及寿命的提高;发动机分解后未发现轴承外圈有摩擦痕迹,内圈未出现烧蚀,后轴承亦未出现高温棕色泛黄现象.

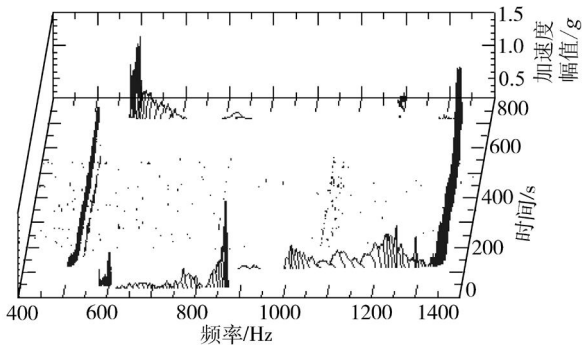


图 10 某工况下垂直方向瀑布图

Fig. 10 Vertical waterfall in a work condition

加装隔热屏前后测点 1 和测点 2 温度的对比,如图 11 和表 1 所示.与未加装隔热屏相比,加装隔热屏之后在工况 1 慢车时温度平均低了 24 e,工况 2(80 000 r/min)时平均低了 48 e,工况 3(90 000 r/min)时平均低了 52 e,工况 4(100 000 r/min)时平均低了 64 e,高温工况降温明显.测点 1 处于轴承润滑油出口附近,因此相对于测点 2 的温度稍低.

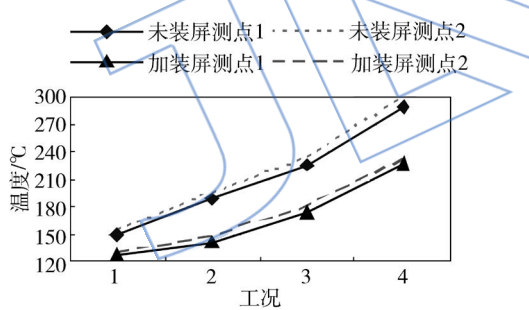


图 11 测点温度对比

Fig. 11 Comparison of temperature

表 1 测点 1、测点 2 的温度对比

Table 1 Temperature comparison of point 1 and point 2

		t/ e			
		33 000	80 000	90 000	100 000
		r/ min	r/ min	r/ min	r/ min
未装隔热屏	1	148.5	187.3	225.5	288.8
	2	153.5	195.5	233.2	299.7
加装隔热屏	1	125.2	140.5	174.2	227.5
	2	128.6	146.6	180.5	232.3

试验结果表明,转子整体动平衡精度提高之后,转子所受不平衡力 F 减小,强迫振动减弱,并在合适外阻尼作用下,转子持续稳定.后轴承隔热屏的安装使转子支承的受热状况得到改善,测点平均温度降低,输入转子支承的热量减少,减轻了热流密度 q 对支承刚度以及阻尼的影响,从而保持转子实际运行与设计状态特性的一致性及转子热态工作稳定性.

5 结 论

本文通过定性分析考虑热影响的转子动力学方程,采取了几种提高热态高速转子稳定工作的方法,得到如下结论:针对某转子进行整体动平衡并进行热态动平衡检查,提高转子动平衡精度,减少了引起强迫振动的不平衡力,并采取合适外阻尼保持转子工作持续稳定.设计隔热屏以保护轴承,降低了转子支承测点平均温度,减少了输入热流对转子支承刚度阻尼等的影响,提高了转子热工作稳定性.

由于传热对转子动力学特性影响比较复杂,具体到在运动方程里的体现也较难以解出,更深入的推导计算还有待于研究.

参考文献:

[1] Harris M, Jones A, Alexander E. Miniature turbojet development at hamilton sundstrand: the TJ250, TJ120 and TJ30 turbojets[R]. AIAA220026568, 2003.

[2] 黄国平, 温泉, 李博, 等. 微型涡喷发动机顶层设计研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(6): 832838.

HUANG Guoping, WEN Quan, LI Bo, et al. Top level design of micro turbine jet engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(6): 832838. (in Chinese)

[3] 黄治国, 单鹏, 王延荣. 微型涡喷发动机结构设计研究[J]. 北京航空航天大学学报, 2004, 30(3): 206209.

HUANG Zhiguo, SHAN Peng, WANG Yanrong. Structural design study of a micro turbojet engine[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(3): 206209. (in Chinese)

[4] 唐云冰, 罗贯火. 厘米级微型发动机转子系统分析[J]. 航空发动机, 2005, 31(2): 2023.

TANG Yunbing, LUO Guanhua. Analysis of the rotor system of centimeter level micro turbine engine [J]. Aero engine, 2005, 31(2): 2023. (in Chinese)

[5] 徐龙祥. 高速旋转机械轴系动力学设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.

XU Longxiang. Dynamic design of high speed rotating machinery shafting [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1994. (in Chinese)

[6] 梁德旺, 黄国平. 厘米级微型涡轮喷气发动机主要研究进展[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2004, 17(2): 13.
LIANG Dewang, HUANG Guoping. Recent development and key techniques of micro turbine in centimeter size [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2004, 17(2): 13. (in Chinese)

[7] 黄国平, 梁德旺, 马向东, 等. 微型涡轮发动机传热效应的建模分析与实验研究[J]. 航空学报, 2008, 29(3): 542-547.
HUANG Guoping, LIANG Dewang, MA Xiangdong, et al. Modeling analysis and experimental study on heat transfer effect in micro turbine engine [J]. Journal of Aeronautics, 2008, 29(3): 542-547. (in Chinese)

[8] 邓旺群, 郭飞跃, 高德平. 高速柔性转子的主要零部件对其动力特性的影响分析[J]. 机械强度, 2006(6): 813-819.
DENG Wangqun, GUO Feiyue, GAO Deping. Analysis of Influence of its main parts or components on dynamic characteristics of high speed flexible rotor [J]. Journal of Mechanical Strength, 2006(6): 813-819. (in Chinese)

[9] Suna G Y, Palazzolo A, Provenza A, et al. Long duration blade loss simulations including thermal growths for dual rotor gas turbine engine [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 316: 142-163.

[10] 钟一谔, 何衍宗, 王正, 等. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.
ZHONG Yie, HE Yanzong, WANG Zheng, et al. Rotor dynamics [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1987. (in Chinese)

[11] 张文. 转子动力学基础[M]. 北京: 科学出版社, 1990.

[12] 周仲荣. 复合微动磨损[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2004.