

某发动机涡轮泵转子高温超速/疲劳试验研究

窦唯, 闫宇龙, 金志磊, 林奇燕

(北京航天动力研究所, 北京 100076)

摘要: 涡轮转子是输送液氢/液氧推进剂的关键组件, 其运行状态的好坏将直接影响发动机的性能和可靠性。超速/疲劳试验是转子质量控制、极限强度考核的一种试验方法。针对某发动机涡轮转子开展了高温超速/疲劳试验研究, 首先研究了试验用转接器的设计方法, 然后基于有限元方法建立了某液体火箭发动机涡轮泵转子高温超速试验的有限元模型, 研究了温度对涡轮泵转子振型及临界转速等动特性的影响, 分析了转子启动升速过程中常温和高温的振动幅值与支撑应力变化规律。在理论研究基础上开展了转子高温超速/疲劳试验研究, 分析了高温状态下涡轮泵转子系统启动升速过程振动幅值的变化规律, 研究了温度对涡轮泵转子超速动特性的影响规律。

关键词: 液体火箭发动机; 涡轮转子; 高温疲劳试验

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2015) 01-0015-08

Fatigue experiment of turbo-pump rotor at over-speed and high temperature condition

DOU Wei, YAN Yu-long, JIN Zhi-lei, LIN Qi-yan

(Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100076, China)

Abstract: In order to study the dynamic characteristics of turbo-pump rotor system in liquid-propellant rocket engine at high speed and high temperature condition, a finite element model for high temperature and over-speed test of turbo-pump rotor system in a liquid-propellant rocket engine was built by means of the finite element method to research the influence of temperature and critical speed on mode shape and dynamic characteristics of turbo-pump rotor system. The vibration state and bearing stress change rule in the startup process of rotor system in normal and high temperature are analyzed. The fatigue experiment of turbo-pump rotor in over-speed and high temperature was carried out. Based on simulation analysis, the influence rules of high temperature on the dynamic characteristics of turbo-pump rotor system have been mastered. The research result provided a basis for further research on dynamic performance of turbo-pump rotor system at high temperature.

Keywords: liquid-propellant rocket engine; turbo-rotor; high-temperature fatigue test

收稿日期: 2014-08-10; 修回日期: 2014-12-11

基金项目: 中国航天科技集团公司重大工艺课题研究(ZDGY2013-35)

作者简介: 窦唯 (1977—), 男, 博士, 高级工程师, 研究领域为转子动力学及设备故障诊断技术研究

0 引言

涡轮转子是液体火箭发动机的动力核心,是输送液氢液氧推进剂的关键组件,其运行状态的好坏将直接影响发动机的性能和可靠性。由于涡轮转子转速高、动能大,实际工作中又受高温、振动等多种复杂因素的影响,给涡轮转子的结构强度带来很大影响。为确保产品运行的结构强度及可靠性,涡轮转子高温超速、疲劳试验研究在发动机研制中显得尤为重要^[1-3]。

以某发动机涡轮转子为研究对象,开展了高温超速/疲劳试验研究。设计了高温超速试验转接器;基于有限元方法研究了涡轮泵高温超速试验转子的固有特性,分析了温度对动力学特性的影响,得出了涡轮转子的超速振动特性和支撑应力的变化规律,为涡轮转子系统的高温动力学性能研究提供了理论依据。

1 涡轮转子高温超速/疲劳试验器设计

根据转接器设计原则,涡轮转子高温超速试验转接器主要考虑其与产品转动惯量比、轴系定心、组合低速动平衡,以及材料强度等问题。图 1 为坐标系示意图。转接器与产品组合体的转动惯量比应满足如下条件

$$\frac{I_z}{I_x} \geq 1.25 \text{ 或 } \frac{I_z}{I_x} \leq 0.7$$

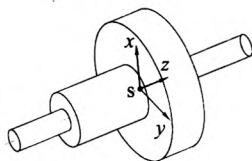


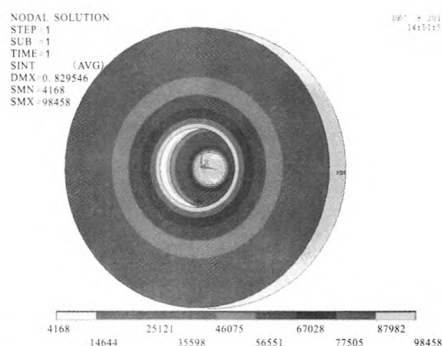
图 1 坐标系示意图

Fig. 1 Schematic diagram of coordinate system

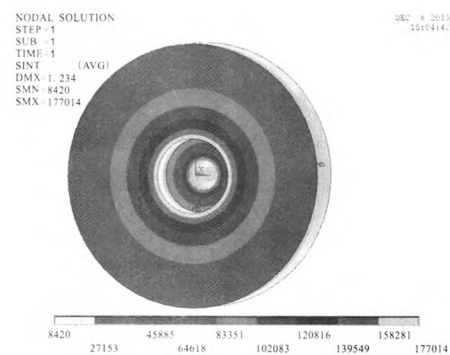
涡轮转子与转接器组成的轴系在高温、高速旋转条件下,定位轴孔会因热变形、离心力的作用而扩大,使得轴系定心被破坏,这样会导致轴系转动过程中振动过大。因此,轴系定心是超转试验对接器设计重要环节之一。

涡轮转子及转接器组合体低速动平衡精度是影响超转试验振动的一个重要因素。本文试验研究设定低速动平衡精度为 G1 级。

关于转接器用材料的选择问题:为了达到在 900 K 高温环境下安全使用的要求,涡轮盘连接件必须选用耐高温高强度材料。本文以 TC11 和 GH4169 为备选材料,根据设计尺寸及材料的特性参数建立有限元模型,按照工作温度 900 K、转速 30 000 r/min 设置边界条件,计算了连接件应力,如图 2 所示。计算得出 TC11 材料连接件最大应力为 98.5 MPa, GH4169 材料连接件最大应力为 177 MPa。



TC11



GH4169

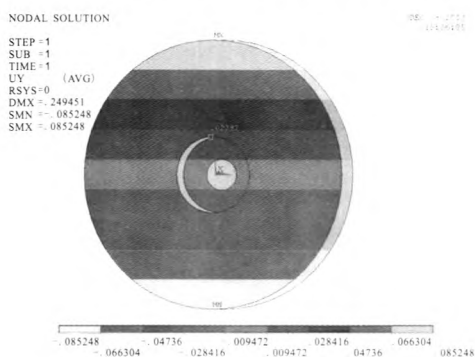
图 2 连接件的应力云图

Fig. 2 Stress nephogram of linker

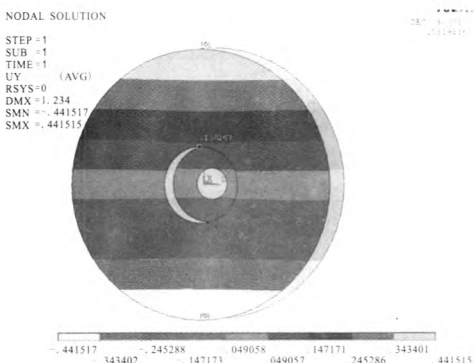
从《材料手册》得知在 900 K 时的 TC11 和 GH4169 屈服强度 $\sigma_{R0.2}$ 分别为 544 MPa 和 1 040 MPa, 两种材料强度都可以满足要求。但是, 钛合金主要应用于 500 ℃ 以下的环境。涡轮转子转接件为承载件, 从安全及使用寿命上考

虑, 这里选用 GH4169 作为其材质。

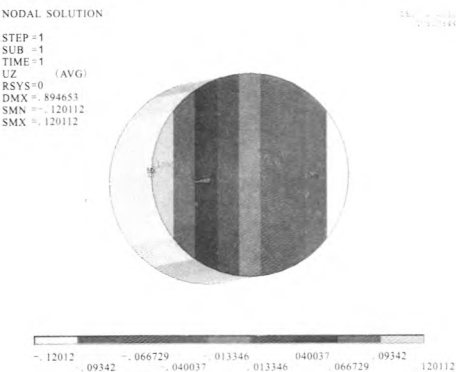
涡轮转子转接器结构设计主要考虑与涡轮盘及输出轴法兰的连接定位问题。转接件接件与涡轮盘连接通过轴孔配合方式定位, 以涡轮盘末端轴为定位轴, 据此设计与之配合的连接件定位孔。设计常温下连接件的定位孔与涡轮盘定位轴的配合直径过盈量为 0.060~0.070 mm。建立有限元模型, 进行轴孔变形计算, 如图 3 所示。



(a) 温度 400 K 连接件定位孔膨胀量



(b) 温度 900 K 连接件定位孔膨胀量



(c) 温度 900 K 涡轮盘定位轴膨胀量

图 3 轴孔变形量云图

Fig. 3 Distortion nephogram of axis and hole

1) 温度 400 K, 转速 30 000 r/min 的状态下, 计算连接件的定位孔的膨胀量。计算模型的材料 GH4169 参数选取, $E=204$ GPa, $\mu=0.3$, 线膨胀量 $\alpha=13.0 \times 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$ 。计算得出在该状态下, 定位孔在半径方向扩大 0.024 mm。

2) 温度 900 K, 转速 30 000 r/min 的状态下, 计算连接件定位孔的膨胀量。计算模型的材料 GH4169 参数选取, $E=150$ GPa, $\mu=0.32$, 线膨胀量 $\alpha=14.8 \times 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$ 。计算得出在该状态下, 定位孔在半径方向扩大 0.130 mm。

3) 温度 900 K, 转速 30 000 r/min 的状态下, 计算涡轮盘定位轴的膨胀量。计算模型的材料 GH4169 参数选取, $E=150$ GPa, $\mu=0.32$, 线膨胀量 $\alpha=14.8 \times 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$ 。计算结果: 在该状态下, 定位轴在半径方向扩大 0.120 mm。

虽然常温下连接件与涡轮盘为过盈配合, 配合面直径过盈量为 0.060~0.070 mm; 将连接件加热 120 $^{\circ}\text{C}$ 后, 二者变为间隙配合, 配合面直径间隙量为 0.012~0.022 mm, 可以轻松装配。在试验过程中, 温度 900 K, 转速 30000 r/min 的状态下, 连接件定位孔半径方向膨胀 0.130 mm, 涡轮盘定位轴半径方向膨胀 0.120 mm, 由于常温下二者配合直径过盈量为 0.060~0.070 mm, 二者之间仍为过盈配合, 配合面直径过盈量为 0.01~0.020 mm, 可以保证二者之间的定位精度。

与输出轴法兰的连接定位考虑到螺钉的装拆等问题, 本文设计转接件与输出轴法兰的连接与定位则通过定位块实现。设计定位块材质为 1Cr18Ni9Ti, 定位块定位面与连接件定位孔过盈配合或者间隙配合, 直径过盈量或者间隙量约为 0.03~0.04 mm; 定位块与连接件装配时, 可通过加热连接件或液氮冷却定位块的方式实现。

转接器设计完之后进行实体建模校核, 本文利用 PROE 软件分别绘制带轴涡轮盘、连接件以及输出轴法兰的零件图, 计算各零件的质量, 形成组合体后计算出组件的质量及主转动惯量, 见表 1。

从表中可以看出, 转动惯量比 $I_z/I_x=0.38$, 符合设计要求 ($I_z/I_x<0.7$)。

表 1 组合件参数表

Tab. 1 Parameters of combination unit

组合件质量/kg	12.53
组合件转动惯量/(kg·mm ²)	$I_x=I_y=148\ 439\ I_z=56\ 682$

2 涡轮转子系统模型

以上文涡轮转子为研究对象,其转子系统简化结构如图 4 所示。根据试验装配需要,涡轮泵转子系统包含传动轴、转接器和涡轮泵转子三部分。轴承支撑处为弹性支撑,其刚度约为 $k=5\times 10^5\text{ N/m}$ 。转子系统转速在 28 000 r/min 以上。

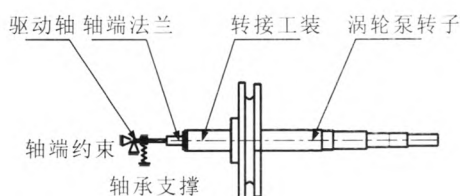


图 4 涡轮转子系统结构简图

Fig. 4 Structure diagram of turbo-pump rotor system

根据有限元方法对涡轮泵转子系统的轴、盘和轴承进行离散化,可以获得各个单元的特征矩阵。通过文献 [4] 中的有限元组集方法,可以对轴单元、盘单元和轴承单元的特性矩阵进行组集,进而构成转子系统的整体运动方程的形式,如下所示^[5-7]:

$$[M]\{\ddot{u}\}+[C]\{\dot{u}\}+[K]\{u\}=\{F(t)\}$$

式中: $\{u\}$, $\{\dot{u}\}$ 和 $\{\ddot{u}\}$ 分别为系统的位移、速度和加速度; $[M]$, $[C]$ 和 $[K]$ 分别为系统的质量、阻尼和刚度矩阵。单元特征矩阵的形式和推导过程具体参考文献 [8]。

对于系统整体所受外载荷 $\{F(t)\}$, 由于本文所分析转子系统只受不平衡力作用, $\{F(t)\}$ 的表达形式如下:

$$\{F(t)\}=me\begin{bmatrix}\dot{\Omega} \\ \Omega^2 \\ 0 \\ 0\end{bmatrix}\cos\Omega t+me\begin{bmatrix}\Omega^2 \\ \dot{\Omega} \\ 0 \\ 0\end{bmatrix}\sin\Omega t$$

式中: m 为不平衡质量; e 为该不平衡质量的偏心距; Ω 为转速; t 为时间。

3 有限元模型的建立与分析

根据涡轮转子、转接器及传动轴的实际尺寸进行有限元建模。轴段选用 beam188 单元,模拟转子的弯曲和扭转变形; 涡轮盘选用 mass21 单元,通过设置质量及转动惯量来模拟涡轮盘结构; 轴承选用 combine14 单元,模拟轴承的支撑刚度。有限元模型的边界条件根据超转试验台的结构形式而定。

建立的涡轮转子有限元模型如图 5 所示,共有 21 个节点,节点 1 为位移、转角 6 自由度全约束,节点 4 为 y 、 z 方向的弹性支撑单元,节点 12 为涡轮盘集中质量单元。

对转子系统有限元模型进行模态分析,得到涡轮泵转子的前三阶轴心轨迹如表 2 所示。



图 5 涡轮泵转子有限元模型

Fig. 5 FEM of turbo-pump rotor system

表 2 涡轮泵转子系统的前三阶轴心轨迹

Tab. 2 First three order shaft center orbits of turbo-pump rotor system

阶数	轴心轨迹
一阶	
二阶	
三阶	

进行转子系统有限元模型临界转速计算,得到常温下转子系统的坎贝尔图如图 6 所示。

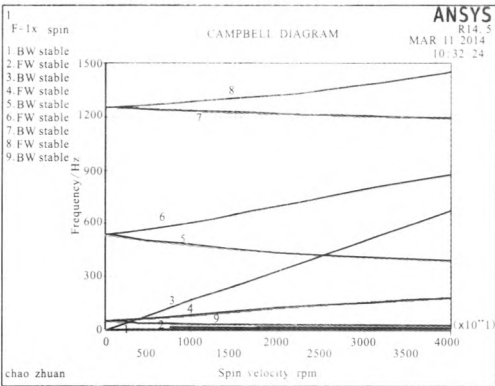


图 6 转子系统坎贝尔图

Fig. 6 Campbell diagram of rotor system

计算所得转子系统的前三阶临界转速见表 3。

表 3 转子系统前三阶临界转速

Tab. 3 First three order critical speeds of rotor system

阶数	1	2	3
临界转/(r·min ⁻¹)	113.10	3 631.04	41 414.5

从坎贝尔图可以看出, 超速试验升速过程中, 转子会经历前两阶临界转速, 由于试验转速范围在 23 000 至 30 000 r/min, 足以避开该转子的二阶和三阶临界转速, 满足试验进行的条件。

4 温度对轴系转子动特性影响分析

试验过程中, 为了测试该涡轮泵转子的超速试验性能, 并模拟高温工作环境, 需要将转子整体加热到 900 K, 并逐步升高转子系统的转速。通过测试驱动轴的振动值, 可以得出转子系统的整体振动状态, 传感器测点布置在转子有限元模型的节点 3 处。因此, 通过计算节点 3 的振动幅值, 并与试验数据相对比, 研究温度对于涡轮泵转子系统超速动力学特性的影响。

转子进行高温超速试验前需要先进行低速动平衡, 考虑到最高试验转速为 30 000 r/min, 在 G1 级平衡精度下, 低速动平衡后的不平衡量约为 $U=70\text{ g}\cdot\text{mm}$ 。仿真计算过程中, 将该不平衡量等效在涡轮盘处。利用所建立的转子系统有限元模型, 模拟转子启动升速过程的振动状态, 模拟的两种工况如表 4 所示。考虑到计算效率, 设置转子启动匀加速 3 s 后达到最高转速。

表 4 两种模拟工况

Tab. 4 Two kinds of simulation conditions

工况序号	温度/K	最高转速/(r·min ⁻¹)
1	室温 (300)	25 000
2	900	25 000

由于试验在真空状态下进行, 计算时只考虑温度对材料的弹性模量和泊松比的影响。对于高温合金 GH4169 材料, 两种工况下的弹性模量和泊松比如表 5 所示。

表 5 两种工况 GH4169 的材料参数

Tab. 5 Material parameters of GH4169 in

two conditions

序号	温度/K	弹性模量/(N/m ²)	泊松比
1	室温(300)	2.04×10^{11}	0.3
2	900	1.50×10^{11}	0.32

通过对转子系统进行瞬态分析, 得到两种工况节点 3 (传感器测点位置) 的振动幅值对比图如图 7 所示。

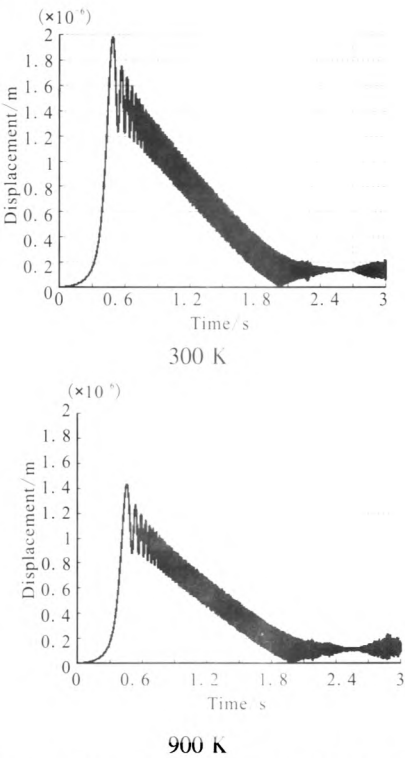


图 7 启动升速状态节点 3 的振动幅值对比图

Fig. 7 Vibration amplitude comparison chart of node 3 in the process of startup

转子系统旋转过程中, 由于涡轮盘处转动惯量和质量较大, 该点的振动幅值同样为重要的监测数据, 通过分析得到两种工况节点 12 (涡轮盘位置) 的振动幅值对比图如图 8 所示。

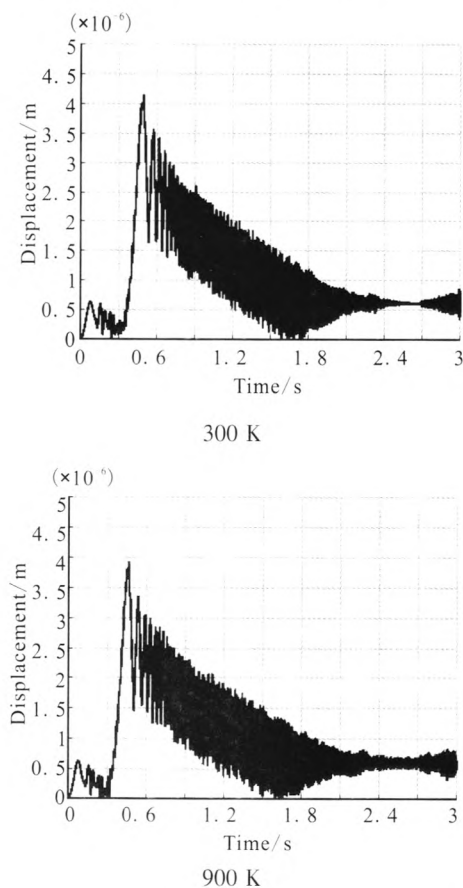


图 8 启动升速状态节点 12 的振动幅值对比图
Fig. 8 Vibration amplitude comparison chart of node 12 in the process of startup

根据图 7 和图 8 的涡轮泵转子升速振动状态图可以看出, 转子系统在越过临界转速时振动幅值达到峰值, 越过临界转速之后振动幅值逐渐减小。由于温度的影响, 900 K 时临界转速下振动幅值相比 300 K 时有所减小, 而越过临界转速之后, 900 K 时的振动幅值相比 300 K 时略有增大。同时, 900 K 下转子系统的临界转速相比 300 K 时略有降低。

通过分析得到两种工况的轴承支撑处 (节点 4) 的应力对比图如图 9 所示。

根据图 9 的涡轮泵转子升速状态轴承支撑应力图可以看出, 转子系统在越过临界转速时, 轴

承支撑应力达到峰值。由于温度的影响, 900 K 时临界转速下支撑应力幅值相比 300 K 时有所减小。当越过临界转速后, 轴承支撑的应力幅值虽有小幅度降低, 但随着转速的升高, 支撑应力不断增大。

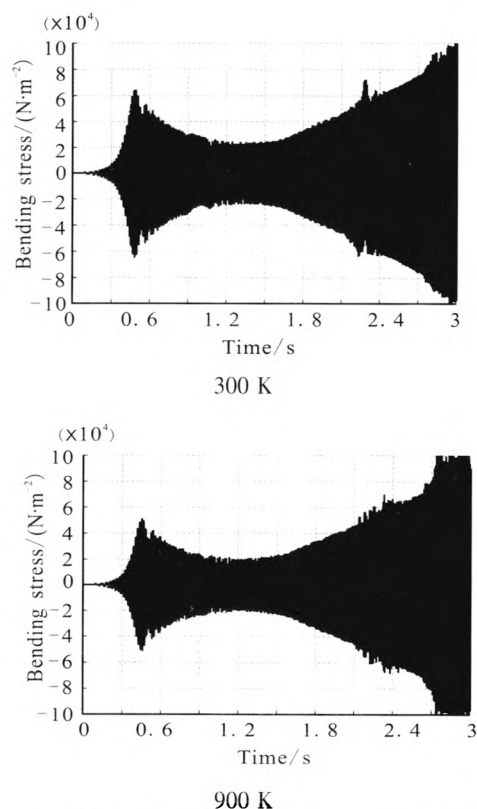


图 9 启动升速状态轴承支撑处应力幅值对比图
Fig. 9 Comparison chart of stress amplitude at bearing support point in the process of startup

5 试验研究

为了验证上文理论分析的结果, 本文在高温超速试验台上开展了某涡轮转子高温超速/疲劳试验。该试验台为进口产品, 最高工作转速可达 125 000 r/min, 最高加热温度可达 800 ℃, 可以进行旋转构件的超速试验、疲劳试验等试验项目。超速试验台外观图如图 10 所示。试验件在试验台上的安装如图 11 所示。

试验过程中, 先将涡轮泵转子在 1 000 r/min 的低速下旋转, 以释放由于装配紧固所产生的装配应力, 过滤掉启动过程中的不稳定振动幅值, 使测试数据平稳有效。低速旋转的同时, 对转子

进行加热, 待温度满足试验要求, 将转子转速从 1 000 r/min 匀加速升至 25 000 r/min, 进行试验数据采集。



图 10 超速试验台
Fig. 10 High-speed tester

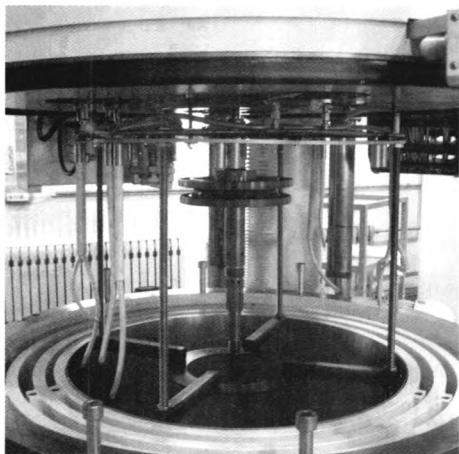


图 11 转子试验台安装
Fig. 11 Assembly of rotor testbed

首先在常温和高温两种工况进行超转试验, 工况如表 6 所示。

表 6 两种试验工况

Tab. 6 Two kinds of test conditions			
序号	温度/K	启动转速/(r·min ⁻¹)	启动转速/(r·min ⁻¹)
1	室温(300)	1 000	25 000
2	900	1 000	25 000

常温和高温试验结果见图 12 和图 13。从试验结果可以看出, 900 K 下转子系统临界转速相比 300 K 时有所降低, 在转速接近 25 000 r/min 时, 振动幅值相比 300 K 有所升高。该结论与测点振动幅值的仿真分析结果一致。而当转子系统达到临界转速时, 900 K 下的振动峰值则略大于 300 K 时, 与仿真分析结果有所偏差。

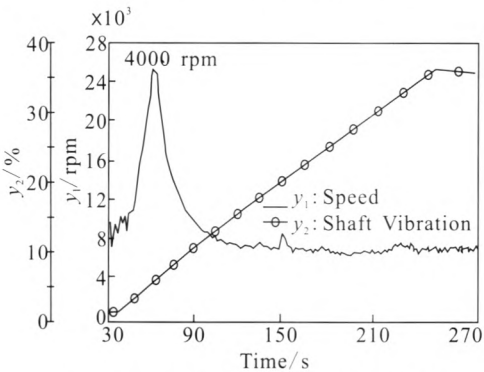


图 12 常温下转子系统测点的启动升速
状态振动幅值曲线
Fig. 12 Vibration amplitude curves for measured
point of rotor system at normal temperature
in speed-raising process of startup

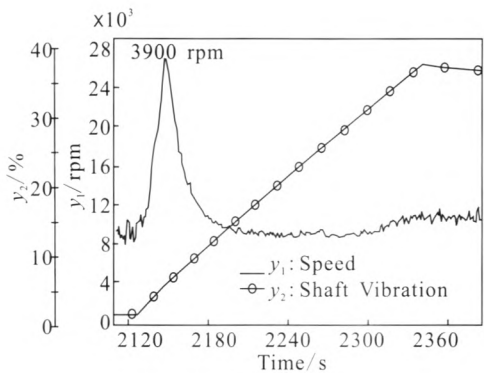


图 13 900 K 下转子系统测点的启动升速
状态振动幅值曲线
Fig. 13 Vibration amplitude curves for measured
point of rotor system at 900 K in speed-raising
process of startup

为了更加有效验证本文设计方法, 开展了温度为约 900 K 转速为 28 000 r/min 超速试验和温度 450 ℃、转速为 25 000 r/min 高温疲劳试验, 转子超转/疲劳试验转速-振动-温度-时间曲线如图 14 和图 15 所示。

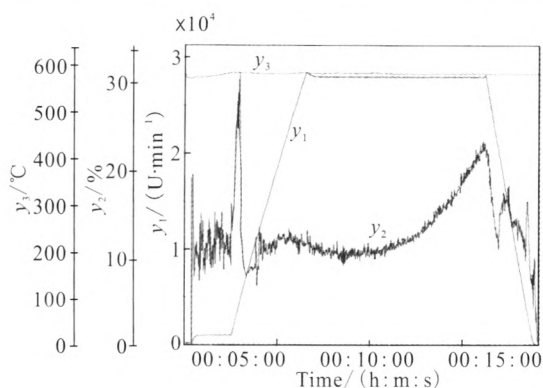


图 14 转子超转试验曲线

Fig. 14 Vibration amplitude-temperature curves of rotor system in high-speed test

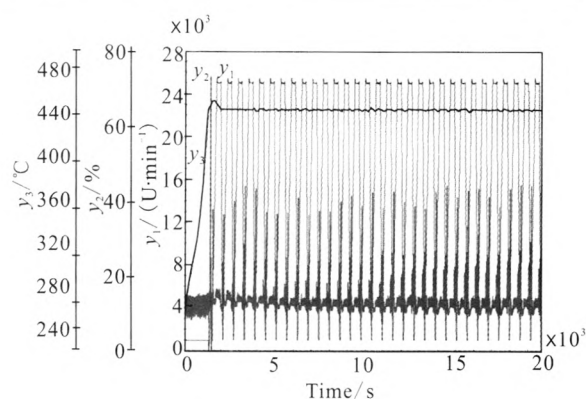
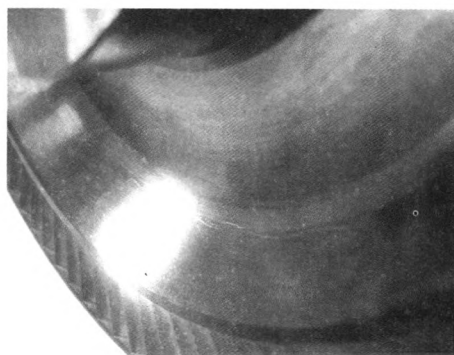
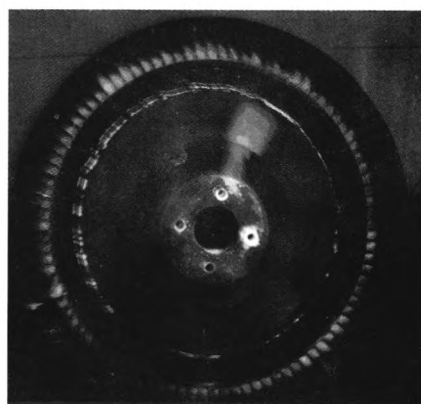


图 15 转子疲劳试验曲线

Fig. 15 Fatigue test curves of rotor system



(a) 超速试验涡轮转子外观图



(b) 试验后涡轮转子荧光照片

图 16 涡轮转子检查照片

Fig. 16 Fatigue damage after over-speed test of turbo-pump rotor

图中 y_1 为转子试验转速, y_2 为齿轮箱输出轴振动速度相对于试验装置最大允许值的百分比(试验装置最大允许值为 100%, 即 200 $\mu\text{m/s}$, 超过该值系统自动保护停机), y_3 为转子试验温度。

涡轮转子超速试验过程中振动由 10% 增加到 20%, 试验件可能已经发生疲劳损坏, 超速试验后进行了分解检查, 发现涡轮盘音叉部位有明显裂纹, 如图 16 (a) 所示。荧光检查发现涡轮盘音叉部有一周的裂纹见图 16 (b) 所示。

6 结论

针对某发动机涡轮泵转子开展了高温超速/疲

劳试验研究。基于有限元法建立了涡轮泵转子模型, 在考虑温度条件下, 研究了转子的启动升速过程中的振动响应和支撑应力状态, 并对理论研究成果开展了高温超速/疲劳试验验证研究, 通过对比分析转子升速振动曲线可以得出: 高温状态会使转子系统的临界转速降低, 增大越过临界转速后转子系统的振动幅值。同时, 仿真分析结果表明, 高温状态会降低轴承支撑处所受应力的。本文研究内容对于涡轮泵转子系统的高温超速/疲劳试验的动特性分析具有重要的应用价值, 为进一步研究涡轮泵转子系统的高温动力性能提供了依据。

(下转第 49 页)

- 2008-2540[R]. USA: AIAA, 2008.
- [9] 潘瑾, 张堃元, 金志光. 弯曲激波压缩型面的设计及数值分析[J]. 推进技术, 2008, 29(4): 438-442.
- [10] 张林, 张堃元, 王磊, 等. 基于壁面马赫数梯度的高超声速弯曲激波二维进气道数值研究[J]. 航空动力学报, 2013, 28(4): 752-758.
- [11] 王磊, 张堃元, 向有志, 等. 高超声速二元弯曲激波压缩面反设计方法的参数化研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2013, 45(4): 441-446.
- [12] 南向军, 张堃元, 金志光. 基于反正切曲线压升规律设计高超内收缩进气道 [J]. 航空动力学报, 2011, 26(11): 2571-2577.
- [13] 杜炜强, 吴宝元. 高超声速进气道优化设计初探[J]. 火箭推进, 2007, 33(6): 17-21.
- [14] 张蒙正, 李斌, 路媛媛. 矩形流道 RBCC 动力系统推阻特性之思考[J]. 火箭推进, 2014, 40(3): 1-6.
- [15] 贺武生. 超燃冲压发动机研究综述[J]. 火箭推进, 2005, 31(1): 29-32.
- [16] 侯早, 王福民, 旷武岳. 冲压发动机超声速进气道研究进展[J]. 火箭推进, 2008, 34(5): 31-34.

(编辑: 陈红霞)

(上接第 22 页)

参考文献:

- [1] 吴荣仁, 陆君毅. 飞轮的超速和飞裂试验研究[J]. 机电工程, 1993 (4): 28-30.
- [2] 窦唯, 褚宝鑫. 支承总刚度对泵转子临界转速及稳定性影响[J]. 火箭推进, 2014, 40(1): 30-38
- [3] 高兴, 黄科, 段浩. 高速叶轮的塑性变形特性分析[J]. 鱼雷技术, 2013 (1): 14-19.
- [4] BATHE K J. Finite element procedures in engineering analysis[M]. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1982.
- [5] 钟一谔. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.
- [6] WU Jia-jang. Prediction of lateral vibration characteristics of a full-size rotor-bearing [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2007 (43): 803-816.
- [7] 窦唯. 液体火箭发动机涡轮泵转子密封系统动力稳定性研究[J]. 宇航学报, 2013, 34(12): 1557-1568.
- [8] NELSON H D, MCVAUGH J M. The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements [J]. Journal of Engineering for Industry, 1976, 98 (2): 593-600.
- [9] 窦唯, 刘占生. 液体火箭发动机涡轮泵转子弯扭耦合振动研究[J]. 火箭推进, 2012, 38(4): 17-25.
- [10] 郭维, 白东安. 液体火箭发动机用超低比转速离心泵优化设计[J]. 火箭推进, 2011, 37(5): 21-25.
- [11] 黄智勇, 李昌旻, 黄红. 高工况涡轮泵轴系状态对工作可靠性的影响[J]. 火箭推进, 2007, 32(1): 32-35.
- [12] 白东安, 段增斌, 张翠儒. 涡轮泵端面密封性能与漏气量影响研究[J]. 火箭推进, 2010, 36(1): 38-42.

(编辑: 陈红霞)