

风扇轴高/低周复合疲劳试验方法研究及设计

孙万超¹, 廖连芳², 陈璐璐², 山峰¹, 黄文超¹

(1. 中国航空工业集团公司 中国飞机强度研究所, 西安 710065;

2. 中国航空发动机集团有限公司 商用航空发动机有限责任公司, 上海 201108)

摘 要: 为了实现风扇轴在轴向力、主扭矩、振动扭矩和旋转弯矩载荷联合作用下, 真实模拟试验件边界环境, 且不引入额外载荷的要求下进行高/低周复合疲劳(HCF/LCF)试验. 采用机械设计技术、液压技术、计算机技术和数据采集技术, 提出了轴向力、主扭矩、振动扭矩和旋转弯矩载荷的加载方法, 建立了4种载荷的控制系统和标定系统, 并设计了大涵道比涡扇发动机风扇轴试验器. 试验器利用计算机测控系统, 通过信号提取、电液伺服阀和机械系统可同时实现轴向力、主扭矩、振动扭矩和旋转弯矩载荷的协调加载. 结果表明: 试验器高周载荷加载频率可达到9Hz, 低周疲劳载荷加载精度优于 $\pm 0.12\%$, 振动扭矩载荷加载精度优于 $\pm 2\%$, 92.75%的旋转弯矩加载数据精度优于 $\pm 5\%$, 旋转弯矩误差范围为 $\pm 9\%$. 试验器具有良好的重复性和线性度.

关 键 词: 风扇轴; 高/低周复合疲劳(HCF/LCF); 轴向力; 主扭矩; 振动扭矩; 旋转弯矩

中图分类号: V235.13

文献标志码: A

Investigation and design for HCF/LCF complex fatigue experiment method of fan shaft

SUN Wanchao¹, LIAO Lianfang², CHEN Lulu²,

SHAN Feng¹, HUANG Wenchao¹

(1. Aircraft Strength Research Institute of China, Aviation Industry Corporation of China, Xi'an 710065, China;

2. Commercial Aircraft Engine Company Limited, Aero Engine (Group) Corporation of China, Shanghai 201108, China)

Abstract: In order to accomplish the fan shaft's high-cycle fatigue/low-cycle fatigue (HCF/LCF) complex fatigue experiment under combined loading of axial force, principal torsion, vibration torsion and rotating moment, the sample's boundary conditions was simulated truly without inducing other extra loading. A loading method under these conditions was proposed based on mechanism design skills, hydraulics kills and computer data acquisition technology, meanwhile four kinds of loading control and calibrated system were established, and a fan shaft fatigue experiment device of high bypass ratio turbofan engine was designed. Making use of computer measurement and control systems, this experiment device can achieve the harmonious loading of axial force, principal torsion, vibration torsion and rotating moment by signal extraction, electro-hydraulic servo valve and mechanism system. Result showed that the high circle loading frequency could reach to 9Hz, the precision of low circle fatigue, vibration torsion and 92.75% the rotating moment to be loaded was superior to than $\pm 0.12\%$, $\pm 2\%$ and $\pm 5\%$, respectively, the maximum error of rotating moment didn't exceed $\pm 9\%$. This experiment device has well repeatability and linearity.

收稿日期: 2016-06-29

作者简介: 孙万超(1985—), 男, 工程师, 博士, 主要从事航空发动机零部件强度研究. E-mail: sunwanchao2010@163.com

引用格式: 孙万超, 廖连芳, 陈璐璐, 等. 风扇轴高/低周复合疲劳试验方法研究及设计[J]. 航空动力学报, 2017, 32(6): 1349-1358.
SUN Wanchao, LIAO Lianfang, CHEN Lulu, et al. Investigation and design for HCF/LCF complex fatigue experiment method of fan shaft[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(6): 1349-1358.

Key words: fan shaft; high-cycle fatigue/low-cycle fatigue (HCF/LCF); axial force; principal torsion; vibration torsion; rotating moment

我国已立项开展大型客机的研制,与之对应的大涵道比涡扇发动机的研究作为国家重大专项也在稳步推进过程中. 发动机旋转部件的强度、寿命、刚度研究作为型号研制中的一项关键技术,迫切需要相关的试验验证^[1-2].

对于主轴寿命的研究,我国是从 20 世纪 70 年代开始的^[3]. 当时,我国生产的 WP6 发动机在飞行中发生多起涡轮轴断裂故障. 这项故障的排除工作使我国的发动机主轴寿命研究技术得到了全面迅速发展. 但是该项故障研究中,轴的疲劳试验载荷是以弯矩为主载荷,忽略振动扭矩^[4].

英国斯贝发动机的引进,又一次促进了我国航空发动机主轴寿命研究技术的发展. 但是该轴的疲劳试验载荷是以扭矩为主载荷,忽略弯矩载荷^[4].

美国普惠公司的主轴疲劳试验系统可分别单独进行 4 种载荷的考核,但没有考虑高/低循环载荷的交互作用对疲劳寿命的影响^[5].

西安航空发动机公司从英国引进了能联合施加 4 种载荷的主轴疲劳试验器. 该试验器存在 3 个明显的缺点:①试验轴长度必须是 1500 mm±10 mm. ②试验轴上不能有转子支点. ③试验轴上不能带有球形联轴器^[5].

成都发动机集团有限公司研制了能联合施加 4 种载荷的主轴疲劳试验器,该试验器可以模拟转子实际支点边界条件. 但是该试验器存在两个明显的缺点:①由于电动机高速旋转过程中产生的振动会传递到风扇轴,从而对试验件产生一个不期望的振动载荷^[6-7]. ②由于尺寸的限制,该试验器只能对中型航空涡轮发动机主轴做疲劳试验^[8].

在飞行中,风扇轴承受的载荷非常复杂. 这些载荷主要为:轴向力 P 、主扭矩 M 、振动扭矩 ΔM 和旋转弯矩 M_u ^[9-10]. 风扇轴作为大涵道比涡扇发动机传递功率的重要部件,一旦出现断裂故障,会造成极其严重的后果,因此要求风扇轴具有很高的可靠性和极低的破坏率. 对于如此重要而又受力复杂的零件,仅仅依据强度理论计算疲劳寿命和强度储备来保证使用安全是不够的,必须经过试验验证^[11]. 大涵道比涡扇发动机风扇轴的结构、强度、刚度、寿命试验是商用发动机适航取证过程中必须进行的项目之一^[12-14]. 必须建立完整的研究体系,降低取证成本和风险,保证型号研制周期. 通常航空发动机主轴的最大工作载荷比台

架试车的载荷大很多,在试车台上进行的发动机整机试车,无法对主轴的疲劳寿命进行有效的试验验证. 因此,在专门的试验器上进行主轴疲劳寿命试验验证,具有特别重要的意义^[15].

风扇轴高低周复合疲劳试验设计需要综合考虑加载系统、边界模拟系统、试验器机械设计、载荷标定系统及控制系统等众多因素. 针对发动机主轴高/低周复合疲劳试验设计方面,目前公开发表的研究文献很少. 为了克服以上试验器存在的载荷加载不准确、边界模拟困难的现状,提高加载精度和加载频率,本文拟设计一套风扇轴高/低周复合疲劳(HCF/LCF)试验器,为航空发动机主轴试验器的设计和试验研究提供有益的理论、技术研究.

1 协调加载平台系统

1.1 风扇轴载荷分析

为真实模拟风扇轴(见图 1)工作过程中所承受的交变载荷情况,试验加载系统必须能向试验件准确施加轴向力、主扭矩、振动扭矩和旋转弯矩,且不产生额外的载荷,高/低周复合疲劳试验载荷谱如图 2 所示.



图 1 风扇轴外形示意图

Fig. 1 Schematic of fan shaft figure

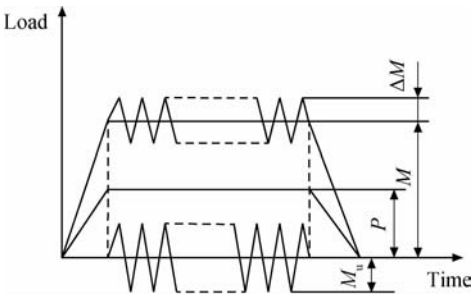


图 2 风扇轴疲劳试验载荷谱

Fig. 2 Loading spectrum of fan shaft fatigue experiment

主扭矩、振动扭矩、轴向力和旋转弯矩产生的原因及载荷传递方式如表 1 所示. 主扭矩和轴向

力为低周载荷, 振动扭矩和旋转弯矩为高周载荷.

1 可以看出, 试验器的载荷应通过风扇盘转接段或低压涡轮轴转接段施加到风扇轴.

表 1 主扭矩、振动扭矩、轴向力和旋转弯矩产生原因及作用方式

试验载荷	产生原因	作用方式
主扭矩	气体在转子叶片进出口的周向动量变化.	
	轮盘前后表面气体静压差;	
轴向力	转子叶片进出口的轴向动量变化;	
	着陆和机动飞行产生的轴向惯性力;	
	转子装配中的轴向预紧力.	叶片→风扇盘→风扇轴←低压涡轮轴
振动扭矩	燃烧不稳定等影响, 在主轴上产生的振动扭矩.	
	由轮盘重力、机动飞行引起的惯性力;	
旋转弯矩	转子不平衡力;	
	高速旋转转子由陀螺效应引起的弯矩.	

1.2 轴向力加载设计

轴向力载荷采用电磁阀和液压缸以杠杆的方式加载, 如图 3 所示.

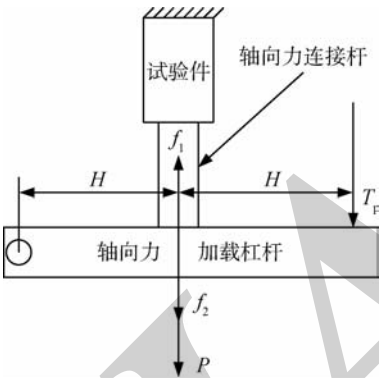


图 3 轴向力加载示意图

Fig. 3 Loading schematic of axial force

轴向力作动筒产生的推力 T_p 通过杠杆转化成轴向力连接杆的轴向力 P , 并最终将载荷 P 施加到试验件. 试验器属于立式结构, 试验夹具的自重会叠加到试验件轴向力载荷上. 因此, 试验中在轴向力控制系统中必须进行扣重, 以消除这部分力的影响. 如图 3 所示, P 为扣重后轴向力设定值, f_1 或 f_2 为大小和方向不定的轴向附加力, 本文采用闭环力控, 这部分轴向附加力会被控制系统消除.

1.3 主扭矩和振动扭矩加载设计

主扭矩和振动扭矩载荷的性质相同, 均为扭矩载荷. 为了解决两者加载机构间相互干涉问题, 便于精确控制, 采用一对三腔作动筒将这两种载荷的加载执行机构合二为一, 如图 4 所示, 其中 T_M 为主扭矩, $T_{\Delta M}$ 为振动扭矩.

疲劳试验时, 利用这两合作动筒, 主腔产生压向大小为 $2T_M L$ 的力偶, 实现主扭矩加载; 主扭矩

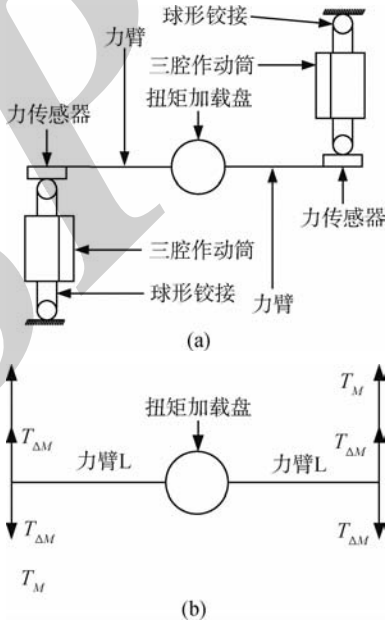


图 4 主扭矩和振动扭矩加载示意图

Fig. 4 Loading schematics of principal and vibration torsion

加载完成后进行保载, 同时两个小腔产生以余弦规律变化大小为 $2T_{\Delta M} L$ 的力偶, 完成振动扭矩加载.

在扭矩载荷作用下, 扭矩盘会发生一定的扭转变形, 导致活塞杆与力臂不再垂直, 如图 5 所示. 本文采取以下设计来避免由此而产生的问题: ①扭矩盘伸出一对对称的力臂. 在每一力臂的作用点处垂直于力臂刚性连接一个力传感器, 将垂直于力臂的分力反馈给控制器, 用于扭矩载荷控制. 沿力臂方向的分力在扭矩加载盘内相互抵消, 避免额外载荷传递至风扇轴; ②作动筒与承力墙和传感器之间采用球形铰接, 以保证在加载过程中不对活塞杆产生剪切力.

1.4 旋转弯矩加载设计

弯矩盘外圈均匀布置 8 个沿轴向加载的高频

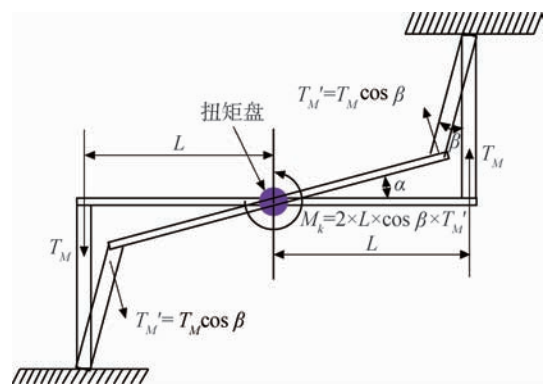


图 5 力的分解

Fig. 5 Decomposition of forces

响液压作动筒。弯矩载荷采用力偶与力臂的乘积来模拟,如图 6。按顺时针将 8 个作动筒编号($n=1, \dots, 8$)。每个作动筒施加频率为 $f=\omega/2\pi$ 、幅值为 A_u 、以余弦规律变化的载荷 F^n 。t 时刻,第 n 个作动筒的加载函数如下式所示:

$$F^n = A_u \cos[\omega t + (n-1)\pi/4] \quad (n=1, \dots, 8) \quad (1)$$

弯矩盘加载点的分布圆半径为 R, 旋转弯矩向量 M_u 由式(2)确定。其中 i, j 为单位向量, 弯矩向量 M_u 的模为 $|M_u| = 4|A_u|R$ 。

$$M_u = \sum F^n R = A_u R \sum \{ \cos[\omega t + (n-1)\pi/4] \cos[(n-1)\pi/4] i + \cos[\omega t + (n-1)\pi/4] \sin[(n-1)\pi/4] j \} = 4A_u R [-\sin(\omega t) i + \cos(\omega t) j] \quad (2)$$

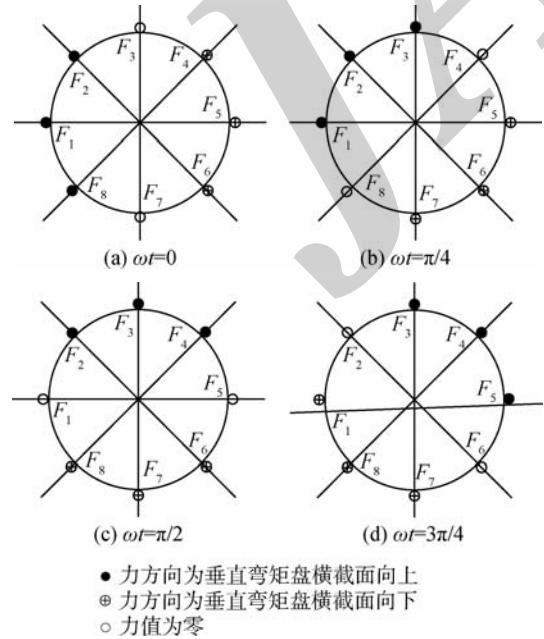


图 6 弯矩加载示意图

Fig. 6 Loading schematic of bending moment

1.5 边界模拟系统

轴承径向刚度模拟器采用立式层叠结构,包括

刚度模拟器上轴承支座和下轴承支座。通过优化刚度模拟器的外部形状和几何尺寸,以达到模拟风扇轴承的真实微小刚度,如图 7 和图 8 所示。与风扇轴和轴承径向刚度模拟器接触的零部件采用原结构尺寸和加工工艺。

采用有限元工程软件的优化设计板块,分别以上轴承支座和下轴承支座的外部几何尺寸为设计变量,其中 $L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, D, D_1, D_2, R_1, R_2$ 为下轴承支座的设计变量, $L_7, L_8, L_9, L_{10}, L_{11}, R_3$ 为上轴承支座的设计变量;分别以上轴承支座和下轴承支座的最大等效应力、体积为约束变量;分别以上轴承支座和下轴承支座的刚度为目标函数,进行优化设计。优化之后的刚度模拟器试验测量值见图 9 和图 10, 满足误差范围为 $\pm 20\%$ 的设计要求。

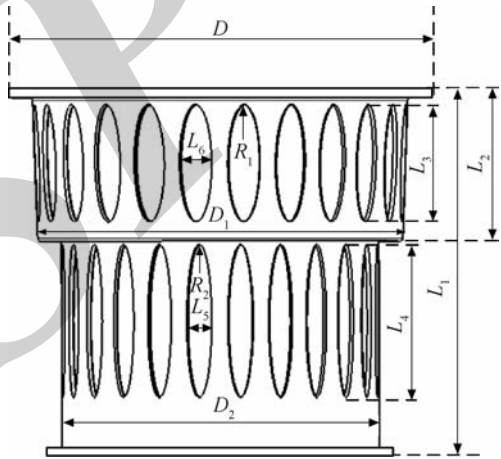


图 7 下轴承支座径向刚度模拟器

Fig. 7 Radial rigid simulator of below bearing supports

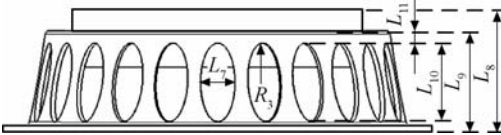


图 8 上轴承支座径向刚度模拟器

Fig. 8 Radial rigid simulator of up bearing supports

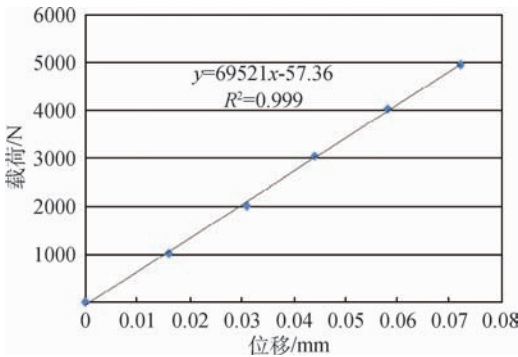


图 9 上轴承支座径向刚度模拟器试验结果

Fig. 9 Experimental result for radial rigid simulator of up bearing supports

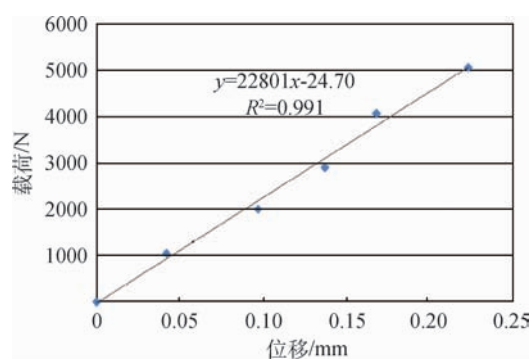


图 10 下轴承支座径向刚度模拟器试验结果

Fig. 10 Experimental result for radial rigid simulator of below bearing supports

1.6 试验器设计

风扇轴试验器机械部分如图 11 所示. 试验器机械部分能向风扇轴施加轴向力、主扭矩、振动扭矩和旋转弯矩载荷, 同时降低各载荷加载机构之间的相互干扰. 试验器机械系统主要包括主框架、轴承径向刚度模拟器、试验件支持夹具、对接法兰、弯矩加载盘、扭矩加载盘、扭矩固定盘、2 个扭矩加载作动筒、8 个弯矩加载作动筒、1 个轴向力加载作动筒以及轴向力加载杠杆等.

主扭矩、振动扭矩和旋转弯矩载荷分别经试验件两端加载. 从机械结构设计上, 减少主扭矩、振动扭矩和旋转弯矩载荷之间的相互干扰. 旋转弯矩载荷通过弯矩加载盘施加到试验件盘轴连接面. 在试验件顶部套齿法兰端输入主扭矩、振动扭矩.

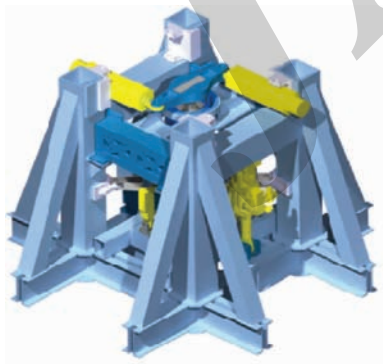


图 11 试验器机械系统图

Fig. 11 Mechanical system diagram of experiment device

试验器基于静强度设计, 各部件的安全系数大于 4.0. 考虑到风扇轴承受载荷中, 振动扭矩和旋转弯矩为高循环载荷, 因此, 试验器需要满足频率要求. 在计算整个模型的动态特性时, 整体模型采用实体单元建模, 单元总数为 97 万, 节点总数为 40 万. 各部件之间采用 Rbe2 单元模拟连接.

边界约束为框架底部固支见图 12.

刚度模拟器和试验件之间的连接为轴承连接, 通过 Rbe2 单元和 Rbar 单元组合来实现, Rbar 单元需要释放轴向转动自由度. 计算结果如表 2 所示. 试验器内部夹具 1 阶频率为 43.2 Hz. 试验器固有频率高于本试验器高周载荷 5~20 Hz 的加载频率, 因此试验器满足动态强度要求.

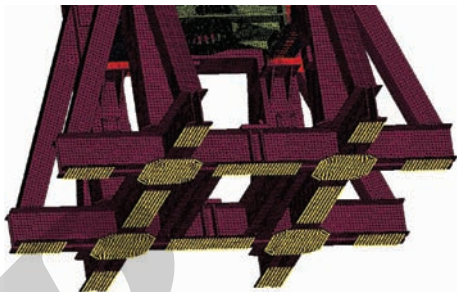


图 12 试验器有限元模型及边界约束示意图

Fig. 12 Finite element model and boundary constraints schematic of experiment device

表 2 外框架前 3 阶模态

阶次	固有频率/Hz	
	外框架	内部试验夹具
1 阶	82.0	43.2
2 阶	82.7	43.8
3 阶	102.5	75.3

2 协调加载控制系统

风扇轴高/低周复合疲劳试验器需要对试验件的弯矩转接盘 8 个加载点, 扭矩转接盘 4 个加载点, 轴向 1 个加载点依据图 2 的标准循环载荷谱完成载荷的循环施加与协调控制. 加载控制器应至少提供 13 个控制通道, 且静态控制精度优于±1%, 动态控制精度优于±3%, 指令谱发生频率不小于 200 Hz, 控制迭代频率不小于 2500 Hz. 风扇轴高/低周复合疲劳试验协调加载控制系统基本组成框图如图 13 所示. 控制器以双控制回路模式工作, 可实现力控与位控方式的切换.

主扭矩利用液压伺服阀驱动三腔作动筒的大腔输出作用力, 内置压力传感器作为控制反馈, 蓄能器消除压力脉动. 振动扭矩利用液压伺服阀驱动三腔作动筒两个小腔输出拉/压力, 力传感器作为反馈, 蓄能器用于提供流量补充. 轴向力载荷采用一套液压伺服执行机构施加, 通过载荷谱给定一个命令信号作为轴向力控制通道的命令信号, 经伺服放大器后驱动电液伺服阀, 完成轴向力的

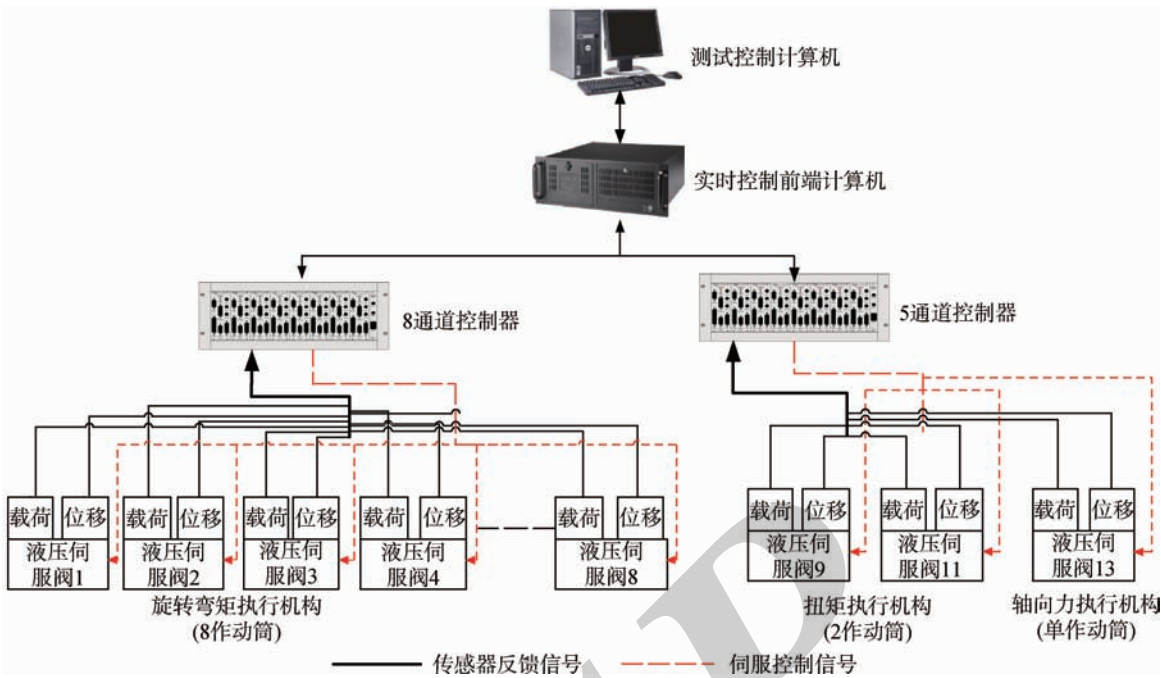


图 13 试验器控制系统工作原理示意图

Fig. 13 Operating principle schematic of experiment device's control system

加/卸载。

在整个疲劳载荷谱周期内,通过载荷谱给定一个频率、幅值可设定的命令信号作为主扭矩、振动扭矩、旋转弯矩和轴向力加载执行机构控制通道的命令信号,完成载荷谱的启动与停止.主扭矩和轴向力载荷加载至峰值时,在控制器的控制下处于保载状态.此时施加振动扭矩和旋转弯矩载荷,并循环一定周期之后停止,并进行卸载.振动扭矩和旋转弯矩载荷卸载之后,主扭矩和轴向力载荷进行卸载.

3 试验验证

3.1 试验载荷间干涉及线性度验证

本文设计了风扇轴模拟件(如图 1 所示)用以验证试验器的加载精度、线性度和重复性.试验模拟载荷如表 3 示,载荷谱如图 2 所示.

首先,分别采用主扭矩、轴向力和静态弯矩载荷($1\text{kN}\cdot\text{m}$)单独加/卸载,并采集应变数据;然后,同时施加主扭矩、轴向力和静态弯矩载荷($1\text{kN}\cdot\text{m}$),并采集应变数据;最后将 3 种载荷单独加/卸载所采集的应变数据进行代数叠加,并将计算所得到数据与同时施加所采集的应变数据绘制到同一张图中,如图 14 所示.由图可知两条加卸载应变线完全重合,得出本试验器的机械解耦设计可以有效的解决因拉伸、弯区、扭转同时变形而产生的加载误差.同时可以得知,试验器加卸载

过程中具有良好的线性度.

表 3 风扇轴高/低周复合疲劳试验载荷

Table 3 HCF/LCF experiment loading of fan shaft		
载荷	加载范围	加载频率/Hz
主扭矩/ $(\text{kN}\cdot\text{m})$	$-12\sim12$	>0.01
振动扭矩/ $(\text{kN}\cdot\text{m})$	$-1.5\sim1.5$	>5
轴向力/kN	$0\sim24$	>0.01
旋转弯矩/ $(\text{kN}\cdot\text{m})$	$-1\sim1$	>5

注:文中载荷已做归一化处理.

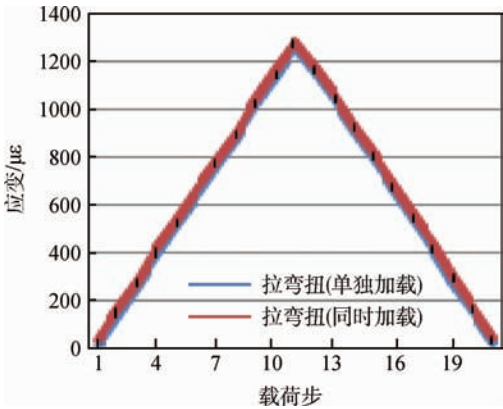


图 14 主扭矩、轴向力和静态弯矩载荷解耦分析图

Fig. 14 Decoupled analysis diagram of principal torsion, axial force and static bending moment

3.2 试验前载荷标定方法

本节设计了一种风扇轴试验器载荷标定系统,用于试验前和试验过程中定期对试验加载系

统进行标定和修正. 轴向力载荷标定迭代公式为

$$\delta_p^k = P_d^k / P_f^k \quad (3)$$

$$P_d^{k+1} = \delta_p^k P_d^k \quad (4)$$

其中 δ_p^k 为第 k 次轴向力载荷标定系数; P_d^k 和 P_d^{k+1} 分别为第 k 次和第 $k+1$ 次轴向力载荷指令值; P_f^k 第 k 次轴向力载荷反馈值.

扭矩载荷标定迭代公式为

$$M_f^k = 2T_f^k L \quad (5)$$

$$M_d^k = 2T_d^k L \quad (6)$$

$$\delta_M^k = M_d^k / M_f^k \quad (7)$$

$$M_d^{k+1} = \delta_M^k M_d^k \quad (8)$$

$$T_d^{k+1} = M_d^{k+1} / (2L) \quad (9)$$

其中 δ_M^k 为第 k 次扭矩载荷标定系数; M_d^k 和 M_d^{k+1} 分别为第 k 次和第 $k+1$ 次扭矩载荷指令值; M_f^k 第 k 次扭矩载荷反馈值; T_d^k 和 T_d^{k+1} 分别为第 k 次和第 $k+1$ 次扭矩加载作动筒载荷指令值; T_f^k 为第 k 次扭矩加载作动筒载荷反馈值.

振动扭矩载荷标定迭代公式为

$$\Delta M_f^k = 2\Delta T_{\Delta Mf}^k L \quad (10)$$

$$\Delta M_d^k = 2\Delta T_{\Delta Md}^k L \quad (11)$$

$$\delta_{\Delta M}^k = \Delta M_d^k / \Delta M_f^k \quad (12)$$

$$\Delta M_d^{k+1} = \delta_{\Delta M}^k \Delta M_d^k \quad (13)$$

$$\Delta T_{\Delta Md}^{k+1} = \Delta M_d^{k+1} / (2L) \quad (14)$$

其中 $\delta_{\Delta M}^k$ 为第 k 次振动扭矩载荷标定系数; ΔM_d^k 和 ΔM_d^{k+1} 分别为第 k 次和第 $k+1$ 次振动扭矩载荷指令值; ΔM_f^k 第 k 次振动扭矩载荷反馈值; $\Delta T_{\Delta Md}^k$ 和 $\Delta T_{\Delta Md}^{k+1}$ 分别为第 k 次和第 $k+1$ 次振动扭矩加载作动筒载荷指令值; $\Delta T_{\Delta Mf}^k$ 为第 k 次振动扭矩加载作动筒载荷反馈值.

旋转弯矩载荷标定迭代公式为

$$M_{ud}^k = 4A_{ud}^k R[-\sin(\omega t)\mathbf{i} + \cos(\omega t)\mathbf{j}] \quad (15)$$

$$M_{uf}^k = 4A_{uf}^k R[-\sin(\omega t)\mathbf{i} + \cos(\omega t)\mathbf{j}] \quad (16)$$

$$\delta_{Mu}^k = M_{ud}^k / M_{uf}^k \quad (17)$$

$$A_{ud}^{k+1} = \delta_{Mu}^k A_{ud}^k \quad (18)$$

其中 δ_{Mu}^k 为第 k 次旋转弯矩载荷标定系数; M_{ud}^k 为第 k 次旋转弯矩载荷指令值; M_{uf}^k 第 k 次旋转弯矩载荷反馈值; A_{ud}^k 和 A_{ud}^{k+1} 分别为第 k 次和第 $k+1$ 次旋转弯矩加载作动筒载荷指令幅值; A_{uf}^k 为第 k 次旋转弯矩加载作动筒载荷反馈幅值.

试验开始前, 首先分别单独加载主扭矩和轴向力, 建立起试验件实际承受载荷与作动筒输出的标定关系; 其次同时加载主扭矩和轴向力, 对标定关系进行修正; 在低周疲劳载荷(主扭矩和轴向力)标定完成后, 加载低周载荷的同时施加振动

扭矩, 建立标定关系, 并修正低周疲劳载荷的标定关系; 最后在准确加载低周载荷和振动扭矩的同时施加旋转弯矩, 建立旋转弯矩载荷与作动筒输出的标定关系, 并修正前 3 种载荷的标定关系. 按上述顺序进行迭代标定, 完成全部 4 种载荷复合加载时试验件承受载荷与作动筒输出的标定, 直到载荷满足试验误差要求.

正式试验过程中, 利用控制器实时计算 4 种载荷值, 与目标载荷值构成控制闭环, 根据结果实时修正载荷加载命令值, 在载荷加载控制通道外, 又形成一个闭环, 实现复合试验系统自动校核, 提高系统的控制精度, 如图 15 所示, 其中 a_1, a_2, a_3, a_4 分别代表控制器第 1, 2, 3, 4 输出通道; b_1, b_2, b_3, b_4 分别代表控制器第 1, 2, 3, 4 输入通道.

3.3 正式试验及分析

采用本文所设计的风扇轴试验器进行了表 3 和图 2 的载荷谱循环加载试验, 试验结果如图 16~图 22 所示. 图 16 为不采用文中第 3.2 节设计的载荷标定系统试验件所承受的旋转弯矩载荷绝对值曲线, 图 17 为误差分析图.

采用文中第 3.2 节设计的载荷标定系统后试验件所承受的旋转弯矩载荷绝对值曲线如图 18 所示, 误差分析见图 19. 对比图 16 和图 18、图 17 和图 19 可以发现, 未采用载荷标定系统时试验件实际所承受的旋转弯矩载荷误差较大, 仅有 21% 的数据落在 $\pm 5\%$ 的误差范围之内, 最大误差达到 -14.02% . 采用载荷标定系统后, 试验件实际所承受的旋转弯矩载荷误差较小, 92.75% 的数据落在 $\pm 5\%$ 的误差范围之内, 最大误差为 -8.89% . 由于旋转弯矩载荷大小不变, 不能采用峰谷值误差分析, 所以本次误差分析为全程误差分析, 最大误差 (-8.89%) 小于峰谷值误差分析时要求的过程误差范围为 $\pm 10\%$ 的要求.

采用文中第 3.2 节设计的载荷标定系统后振动扭矩载荷加载指令与反馈对比如图 20 所示, 加载误差分析如图 21 所示. 由图 20 可知, 振动扭矩载荷加载指令与反馈指令重合度很好, 基本消除了动态载荷惯性力的影响, 加载误差范围为 $\pm 2\%$.

主扭矩和轴向力为低周载荷, 具有很好的加载精度, 加载误差小于 0.12% .

疲劳试验第 1000 次、8000 次和 15000 次循环时采集的应变曲线如图 22 所示, 可以得到试验器具有良好的重复性.

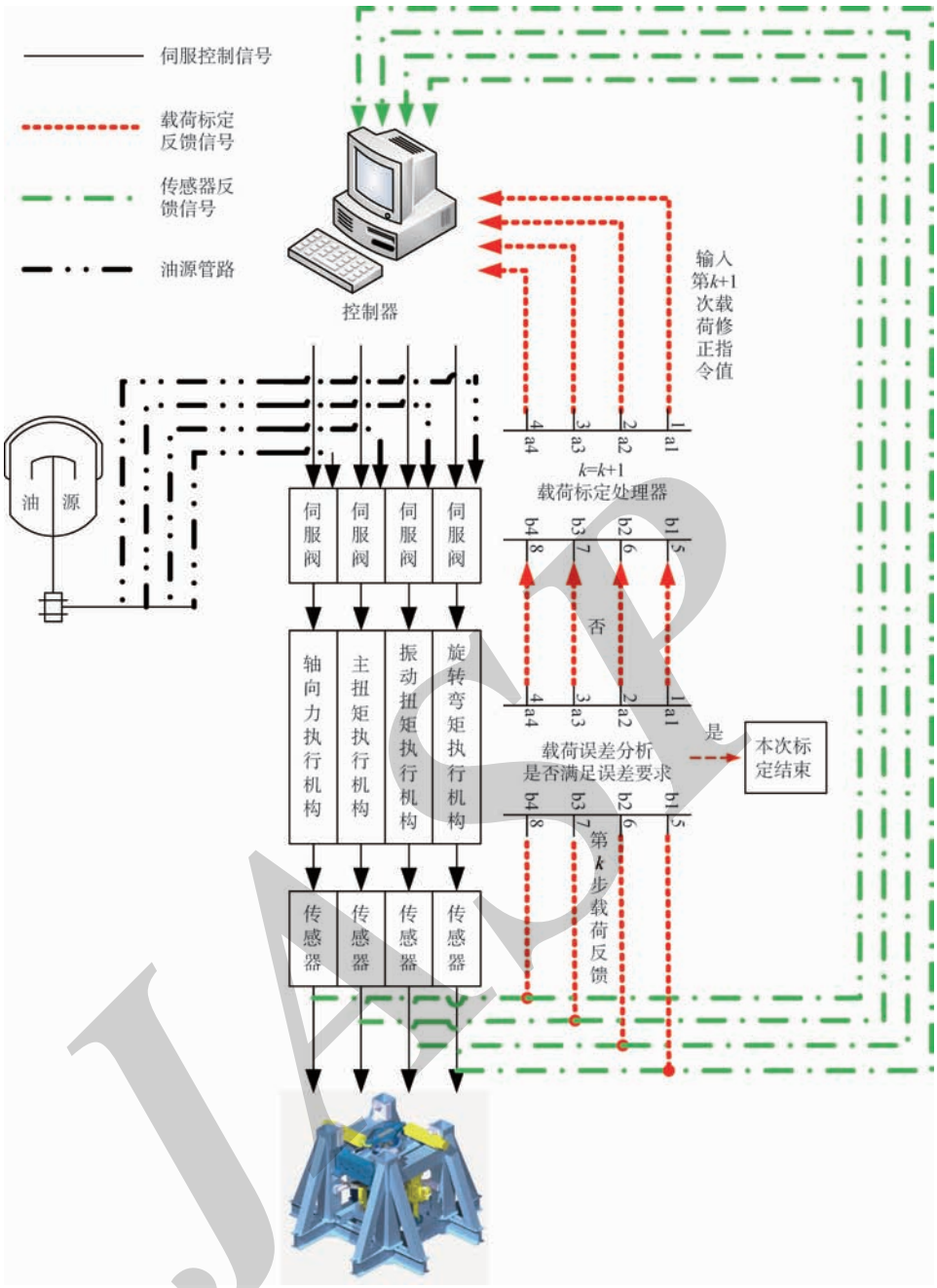


图 15 试验器载荷标定系统工作原理示意图

Fig. 15 Operating principle schematic of experiment device's loading calibrated system

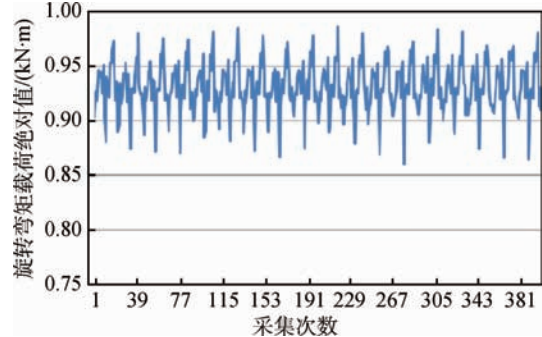


图 16 旋转弯矩载荷绝对值加载反馈值

Fig. 16 Loading feedback value of rotating moment load's absolute value

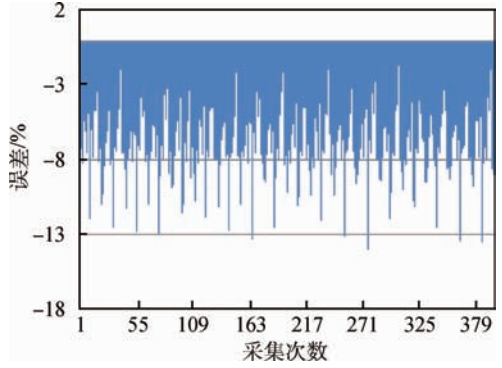


图 17 旋转弯矩载荷加载误差分析图

Fig. 17 Loading error analysis diagram of rotating moment load

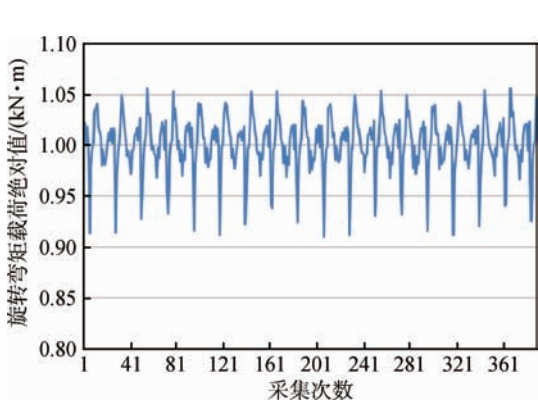


图 18 采用载荷标定的旋转弯矩载荷绝对值加载反馈值

Fig. 18 Loading feedback value of rotating moment load's absolute value by load calibration method

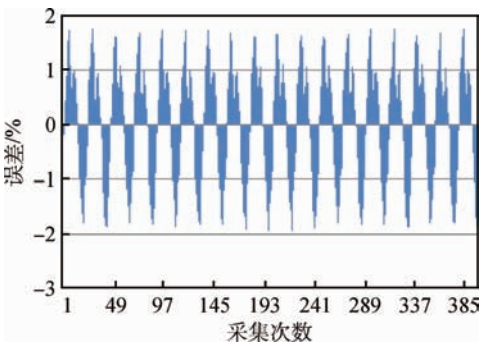


图 21 振动扭矩载荷加载误差分析图

Fig. 21 Loading error analysis diagram of vibration torsion load

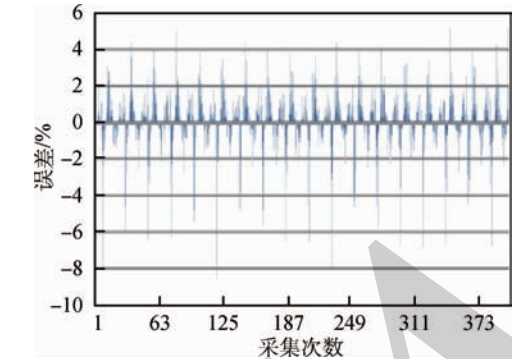


图 19 采用载荷标定的旋转弯矩载荷加载误差分析图

Fig. 19 Loading error analysis diagram of rotating moment load by load calibration method

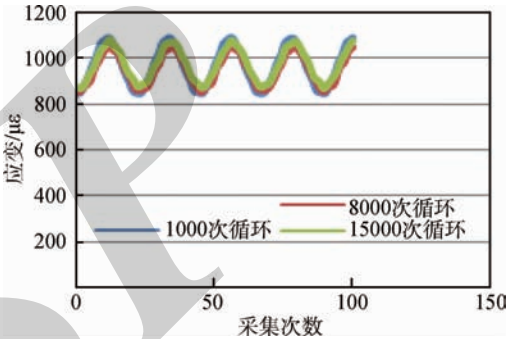


图 22 疲劳试验应变重复性分析曲线

Fig. 22 Strain repeatability analysis curve of fatigue experiment

4 结 论

本文提出了风扇轴轴向力、主扭矩、振动扭矩和旋转弯矩载荷的协调加载方法,研制了基于计算机控制、液压传动系统的风扇轴试验器,达到国际先进水平. 基于理论分析与数据采集技术,提出了能够解决多载荷加载相互干扰问题的解决方法.

试验器可准确模拟风扇轴试验件边界条件,具有良好的线性度和重复度、较高的加载频率和加载精度:高周载荷加载频率可达到 9Hz,轴向力和主扭矩载荷加载精度优于±0.12%,振动扭矩加载精度优于±2%,92.75%的旋转弯矩载荷加载数据精度优于±5%,误差范围为±9%.

参考文献:

[1] 美国空军. JSGS-87231A 航空涡喷涡扇涡轴涡桨发动机通用规范[S]. 蔡志毅, 张连祥译. 沈阳: 中国航空工业集团公司沈阳发动机设计研究所, 2001: 15-42.

[2] WOJCIECHOWSKI C R, CHESTER W, HOLLOWAY G M, et al. Composite drive shaft: US6210283B1[P]. 2001-04-03.

[3] 陆山, 陈倩, 陈军. 航空发动机主轴疲劳寿命预测方法[J].

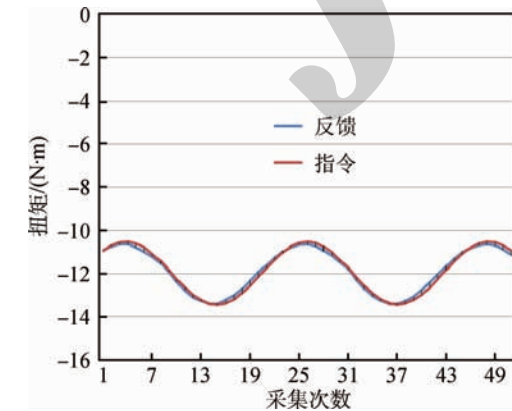


图 20 振动扭矩载荷加载指令与反馈对比图

Fig. 20 Loading orders and feedback comparison diagram of vibration torsion load

航空动力学报,2010.25(1):148-151.

LU Shan, CHEN Qian, CHEN Jun. Method of predicted fatigue life of aero-engine's principal shaft [J]. Journal of Aerospace Power,2010.25(1):148-151. (in Chinese)

[4] 苏清友. 航空涡喷涡扇发动机主要零部件定寿指南[M]. 北京: 航空工业出版社,2004.

[5] 王通北. 军用航空发动机主轴疲劳寿命的试验验证[J]. 航空发动机,2000(3):42-49.

WANG Tongbei. Fatigue life test validation of military aero-engine's principle shaft [J]. Aeroengine,2000(3):42-49. (in Chinese)

[6] 米建平. 航空发动机主轴试验器结构特点分析[J]. 燃气涡轮试验与研究,1997,10(4):34-38.

MI Jianping. Structural features analysis of aero-engine principle shaft's test device [J]. Gas Turbine Experiment and Research,1997,10(4):34-38. (in Chinese)

[7] 米建平. 发动机涡轮轴弯矩试验方法研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,1999,12(3):17-20.

MI Jianping. The bending moment experiment method investigation of engine's turbo-shaft [J]. Gas Turbine Experiment and Research,1999,12(3):17-20. (in Chinese)

[8] 刘敦惠. 新颖的航空发动机立式主轴综合加载疲劳寿命试验器[J]. 航空动力学报,1986,1(1):26-29.

LIU Dunhui. Novel stereo complex loading fatigue life test device of aero-engine's principle shaft[J]. Journal of Aerospace Power,1986,1(1):26-29. (in Chinese)

[9] 任虎钦,李伟. 航空发动机涡轮轴寿命研究[R]. 福建 武建山:中国航空学会第 9 届航空发动机结构强度振动学术会议,1998.

[10] 靳焕章,刘 建,苟华忠. 某系列发动机涡轮轴技术寿命研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2002,15(4):21-24.

JIN Huanzhang, LIU Jian, GOU Huazhong. A study on turbine shaft technical life of an aero engine series [J]. Gas Turbine Experiment and Research,2002,15(4):21-24. (in Chinese).

[11] 陈曼龙. 涡轮轴疲劳试验台系统设计[J]. 机床与液压,2013,41(3):113-115.

CHEN Manlong. Design for fatigue test bench system of turbo-shaft[J]. Machine Tool and Hydraulics,2013,41(3):113-115.

[12] 中国民用航空总局. CCAR-33-R2 航空发动机适航规定[S]. 北京:航空器适航审定司,2011:10-11.

[13] USA Air Force. MIL-STD-1783 Engine structural integrity program[S]. Washington: Aeronautical Systems Division, United States Air Force,1984:152-155.

[14] 国际航空编辑部. 斯贝 MK202 发动机应力标准(EGD-3)[M]. 北京:航空工业出版社,1979.

[15] European Aviation Safety Agency. CS-E Certification specification for engine[S]. Köln, Germany:European Aviation Safety Agency,2010:25-26.

(编辑:王碧琚)