

文章编号: 1001-4888(2021)06-0783-10

振动应力和稳态应力联合作用的 疲劳试验夹具设计^{*}

李冬春¹, 程礼¹, 刘景元², 王博涵¹, 吴宇航¹, 丁均梁¹

(1. 空军工程大学 航空工程学院, 陕西西安 710038; 2. 空军航空大学 航空作战勤务学院, 吉林长春 130022)

摘要: 基于航空发动机叶片基本失效模式, 开发了一种可施加振动应力和稳态应力联合作用的高频(激振频率 1195 Hz 左右)疲劳试验夹具。本文对该试验夹具的设计工作进行了详细的介绍和分析, 首先建立二自由度动力学系统模型, 随后采用 Solidworks 三维建模软件对各部件进行辅助建模, 并借助 Abaqus 对振动组件进行模态和应力场分布分析。利用该试验夹具对 TC4 钛合金进行了振动应力和稳态应力联合作用的疲劳试验, 验证了该夹具的可行性。对疲劳断口进行了显微观察和分析, 结果显示: 裂纹源区、裂纹扩展区和瞬断区三个重点区域的典型特征清晰可见, 裂纹萌生机理为表面滑移。

关键词: 振动应力; 稳态应力; 高频; 疲劳试验; 振动台

中图分类号: V215.5+5

文献标识码: A

DOI: 10.7520/1001-4888-21-145

0 引言

高可靠性和长寿命是航空发动机设计的目标, 也是保障飞行安全、提高经济效益的关键指标^[1]。为了获得更好的性能, 航空发动机普遍采用高工作转速、大增压比和结构轻量化设计, 导致离心应力和振动应力联合作用下的结构件失效问题日益严峻^[2], 因此, 在航空发动机设计的初始阶段, 必须对关键的结构部件进行疲劳性能评估。根据我国对航空发动机部件高疲劳循环寿命的相关规定, 要求在使用环境条件和工作包线范围内, 振动应力和稳态应力联合作用条件下, 发动机中的钢、有色金属合金和钛合金零件应分别具有 10^7 、 3×10^7 和 10^9 次循环寿命^[3], 然而该通用规范并没有给出可以施加振动应力和稳态应力联合作用的疲劳试验方法, 导致工程实践过程中缺少可以获得振动应力和稳态应力联合作用下疲劳数据的手段。

针对现有疲劳试验技术的优缺点, 国内外学者对试验方法进行了广泛的研究。在基于传统疲劳试验方法的基础上, Seidt 等^[4]提出了将振动能量聚集到悬臂梁试件“双条纹”振型高频共振模态上的新型振动试验方法, 该方法可以开展多轴应力高循环疲劳试验。Shiryayev 等^[5]设计了一种新的控制软件, 可以实现对非线性动态系统疲劳试验共振点的精确有效跟踪, 进而控制共振疲劳试验。George 等^[6,7]提出了“逐级加载法”, 一种能在高频振动模态下加速完成疲劳试验的新方法, 之后还提出了一种利用预应变来获得不同单轴应力比的新型振动疲劳试验方法。Yun 等^[8]提出了一种能缩短试验周期、评估金属结构疲劳行为的振动试验方法。许巍等^[9]在基于振动台的基础上提出并验证了一种超高频(1756 Hz)疲劳试验方法, 结果显示在该超高频率下试验获得的疲劳数据是可靠的。在基于超声疲劳试

^{*} 收稿日期: 2021-06-12; 修回日期: 2021-09-09

基金项目: 陕西省基金: 进气总压畸变条件下失速压气机叶片气弹稳定性研究(2020JQ-477)

通信作者: 程礼(1963—), 男, 博士, 教授。主要研究领域为动力装置结构、强度与振动。Email: cheng_qiaochu@foxmail.com

验方法的基础上,李全通等^[10]提出了一种悬臂梁式弯曲振动疲劳试验系统。BaO 等^[11]提出了一种可施加稳态拉伸应力的三点弯曲超声疲劳试验方法,这也是关于能施加振动应力和稳态应力联合作用试验方法鲜有的一次报道。一般而言,基于振动的传统疲劳试验方法精度高,但试验频率低,累积疲劳循环需要大量时间^[12-15];而基于超声加载的疲劳试验方法能极大缩短试验时间,但试验过程中不能对加载应力进行实时监控,且频率效应和温升效应对试验结果可能有潜在的不良影响^[16-19]。

本文采用电磁振动台在基于弯曲振动疲劳试验方法的基础上,设计了一套能施加振动应力和稳态应力联合作用的夹具机构和相应的疲劳试验系统,该系统能在高频(1195Hz 左右)下完成-1 到+1 任意应力比的疲劳试验。通过对该疲劳试验系统进行的理论分析和对振动组件进行的数值仿真,完成了振动臂和试件的优化设计。采用该疲劳试验系统对 TC4 钛合金进行了振动应力 150MPa、稳态应力 450MPa 联合作用下的疲劳试验,验证了夹具设计的可行性;并对疲劳断口进行了体视显微镜和扫描电子显微镜的观察,分析了疲劳机理。

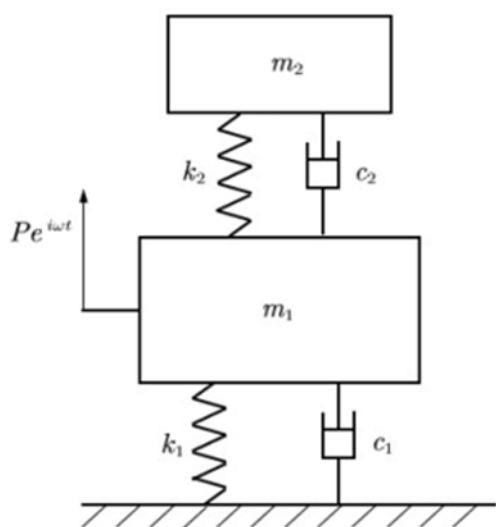


图 1 二自由度振动系统

Fig. 1 Two degree of freedom vibration system

1 试验系统动力学分析

1.1 力学模型

将振动台、振动组件分别简化为两个独立的质量阻尼弹簧系统,再作为一个二自由度的质量弹簧系统进行整体考虑,如图 1 所示。图中, m_1 、 m_2 分别为振动组件和振动台动圈的质量; c_1 、 c_2 分别为振动组件和振动台动圈的阻尼; k_1 、 k_2 分别为振动组件和振动台动圈的刚度。

用一个作用在动圈上的循环力载荷 $Pe^{i\omega t}$ 模拟振动台的输出。在循环力载荷 $Pe^{i\omega t}$ 的作用下,动圈产生振动,其振动响应(位移 x_2 、速度 $\dot{x}_2$ 及加速度 $\ddot{x}_2$)代表了振动台的振动输出。

对该二自由度振动系统建立动力学平衡方程:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{P} \quad (1)$$

式中: $\mathbf{M}$ 表示系统的质量矩阵,有 $\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}$; $\mathbf{C}$

表示系统的阻尼矩阵,有 $\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 + c_2 \end{bmatrix}$; $\mathbf{K}$ 表示系统的刚度矩阵,有 $\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix}$; x 、 $\dot{x}$ 、 $\ddot{x}$

表示系统的位移、速度和加速度; $\mathbf{P}$ 表示激振力,有 $\mathbf{P} = \begin{bmatrix} Pe^{i\omega t} \\ 0 \end{bmatrix}$ 。

设系统响应为 $\mathbf{x} = \mathbf{B}e^{i\omega t}$, 即 $\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix} e^{i\omega t}$ 。可得

$$\mathbf{B} = (\mathbf{K} + i\omega\mathbf{C} - \omega^2\mathbf{M})^{-1}\mathbf{P} \quad (2)$$

式中:系统的幅值响应可以用 $|\mathbf{B}|$ 表示,相对于激振力,幅值滞后的相位差为 $\arctan\left[\frac{\text{Re}(\mathbf{B})}{\text{Im}(\mathbf{B})}\right]$ 。

1.2 振动特性分析

把上述二自由度振动系统看作由两个独立的质量、刚度、阻尼单自由度振动系统复合而成,两个单自由度系统分别满足动力学平衡方程:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = P_1 e^{i\omega t} \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_1 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = P_2 e^{i\omega t} \end{cases} \quad (3)$$

其中对应的无阻尼共振频率分别为 $\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$ 和 $\omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$, 对应的阻尼比分别为 $\zeta_1 = \frac{c_1}{2\omega_1 m_1}$ 和 $\zeta_2 =$

$$\frac{c_2}{2\omega_2 m_2} \circ$$

试验在东菱 5S-20-445 电磁振动台上进行, 动圈质量 $m_2 = 20\text{kg}$, 空载情况下最大振动加速度输出超过 $100g$, 满足试验要求。设振动台的标准正弦振动位移为 $A\sin(\omega t)$, 则加速度为 $-\omega^2 A\sin(\omega t)$, 即位移幅值是加速度幅值的 $\frac{1}{\omega^2}$ 。采用推力除以动圈质量的方式计算空载输出, 可获得振动台空载振动时输出振幅为 $P/(m_2 \cdot \omega^2)$, 记为理论输出。

根据动力学平衡方程(式(1)), 空载时有 $m_1 = 0$, 即系统为单自由度系统, 可得

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = P e^{i\omega t} \quad (4)$$

设 $x_2 = B_2 e^{i\omega t}$, 由式(4)可解得空载时振动台输出的振幅 $|B_2|$ 。由于振动台的动圈振动系统是大阻尼、小刚度的, 因此可以假设其阻尼比 $\zeta_2 = 1$, 共振频率 $\omega_2 = 1\text{Hz}$, 代入式(3)可求得 $|B_2|$, 当作计算输出。理论输出与计算输出的误差用 $P/(m_2 \cdot \omega^2) - |B_2|$ 表示。计算输出与误差的数值如图 2 所示, 可见误差值与计算输出值相差几个数量级, 说明本文对振动台动圈的参数设定是合理的。

根据实际情况, 设定振动组件质量 $m_1 = 0.25\text{kg}$, 阻尼比 $\zeta_1 = 0.01$, 共振频率 $\omega_1 = 1200\text{Hz}$, 以此为基础, 研究振动组件的振动响应。

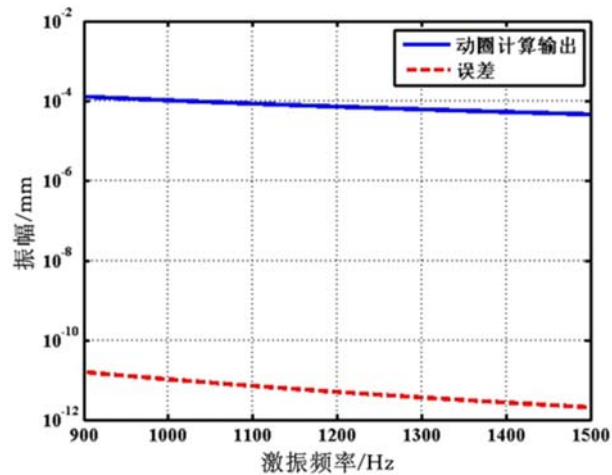
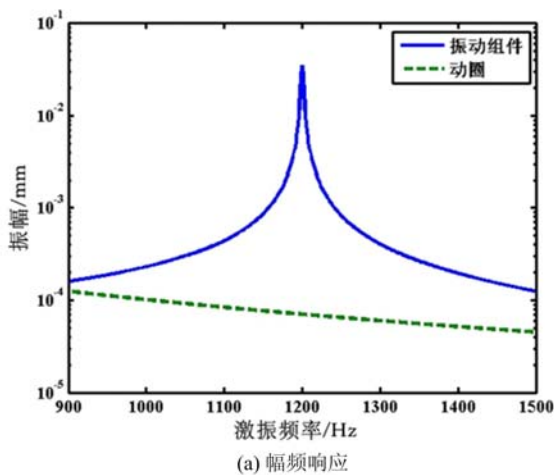
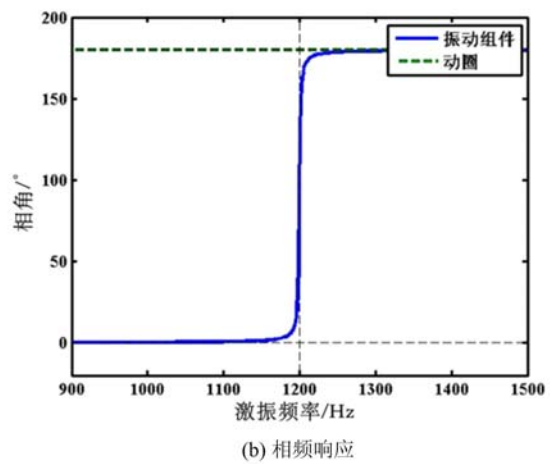


图2 动圈输出与误差

Fig. 2 Moving coil output and error



(a) 幅频响应



(b) 相频响应

图3 两个独立单自由度系统频响特性曲线

Fig. 3 Frequency response characteristic curve of two independent single degree of freedom systems

作为参照, 分别对独立的两个单自由度系统(式(3))进行研究, 即由动圈和振动组件各自组成的单自由度系统, 激振力取 $P_1 = 1000m_1$, $P_2 = 2t$, 幅频响应和相频响应的结果如图 3 所示。图中呈现典型的共振响应特征, 在幅频响应中, 共振频率为峰值所对应的频率, 阻尼比的大小由峰的宽窄体现; 在相频响应中, 过共振点相位差变化 180° , 其中相位差为 90° 时所对应的频率即为共振频率, 阻尼比的大小由相位差从 0° 变化到 180° 的过程体现。对二自由度系统进行求解分析, 获得的耦合振动结果如图 4 所示。从图中可以看到, 幅频响应和相频响应为图 3 中所示两个单自由度系统振动特性的叠加。

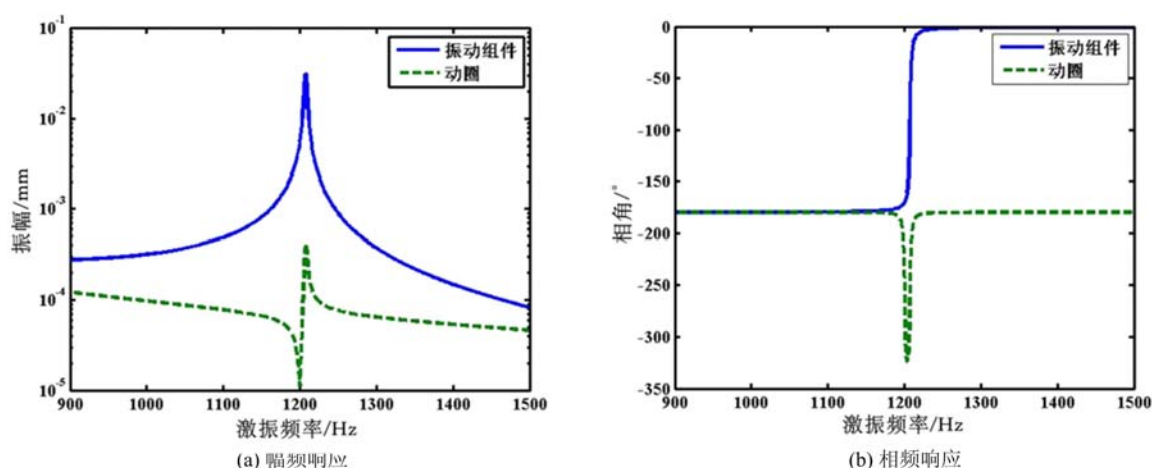


图 4 二自由度系统频响特性曲线

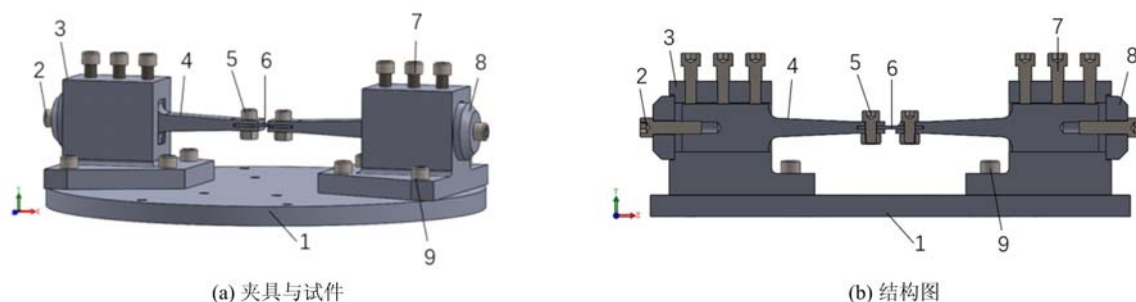
Fig. 4 Frequency response characteristic curve of two degree of freedom system

2 夹具与试件的设计和仿真分析

2.1 结构设计

对于振动疲劳试验,试件需要通过夹具与振动台的台面固定连接在一起,因此,夹具的设计对疲劳试验能否成功至关重要。通常情况下,基于振动台的疲劳试验,是根据被测试构件自身的固有频率进行的,夹具的主要作用是固定试件,即施加边界条件、提供阻尼。

如图 5 所示,本文试验所用夹具由对称的两部分组成,试件通过第一固定螺栓被固定在振动臂上,振动臂则放置在壳体内,垫板卡在壳体的凹槽内,且与振动臂端面存在一定的间隙,稳态应力施加螺栓顶在垫板外面,经由振动臂为试件提供稳态应力,随后第二固定螺栓将振动臂固定在壳体内,第三固定螺栓则将壳体固定在振动台的台面上。



1. 振动台台面; 2. 稳态应力施加螺栓; 3. 壳体; 4. 振动臂;
5. 第一固定螺栓; 6. 试件; 7. 第二固定螺栓; 8. 垫板; 9. 第三固定螺栓

图 5 夹具与试件模型设计

Fig. 5 Fixture and specimen model design

振动臂和试件共同振动,是设计的主体部分,将其称为振动组件,如图 6 所示。通过这样的设计,可以以简单的结构完成稳态应力的施加,且通过振动臂参与试件的振动,试验频率将由振动组件的固有频率决定,既可以提高试验频率,又能显著放大试件振幅^[21],但是,这将对振动臂的疲劳性能提出很高的要求。由文献[22]可知,30CrMnSiNi2A 高强钢满足试验要求,对于试件,则要求与振动臂之间采用间隙配合,且间隙量不超过 0.05mm,以便于通过第一固定螺栓将其与振动臂完全固定。振动臂和试件的表面粗糙度为 $Ra \leq 0.4 \mu\text{m}$,一定程度上避免了表面缺陷对疲劳寿命的影响。为了让试件在试验时能够获得足够高的应力水平,在试件中间段向内做了收缩处理,且收缩切面加工成二分之一圆,有效避免了直角边的应力集中。夹具的其他部分不做特殊要求,采用 45 号钢制成。

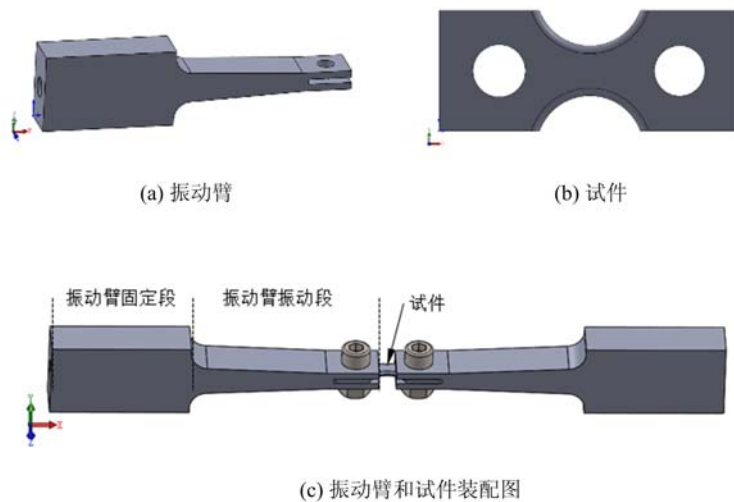


图 6 振动组件

Fig. 6 Vibration components

2.2 振动组件的仿真分析

在振动疲劳试验过程中,只有振动臂和试件会进行振动,为了减少仿真的计算时间,仅对振动组件进行分析。对振动组件在 Abaqus 软件里基于 Lanczos 方法进行模态分析,对振动臂赋予高强钢的材料属性:密度 $7.85\text{g}/\text{cm}^3$,弹性模量 210GPa ,泊松比 0.285 ;对试件和第一固定螺栓赋予 TC4 钛合金的材料属性:密度 $4.5\text{g}/\text{cm}^3$,弹性模量 110GPa ,泊松比 0.33 。试件一弯模态分析结果如图 7 所示,计算结果为相对值,即振动组件最大位移点的位移值为 1mm 时,所对应的模态特征。图 7(a)、(b)为在不施加

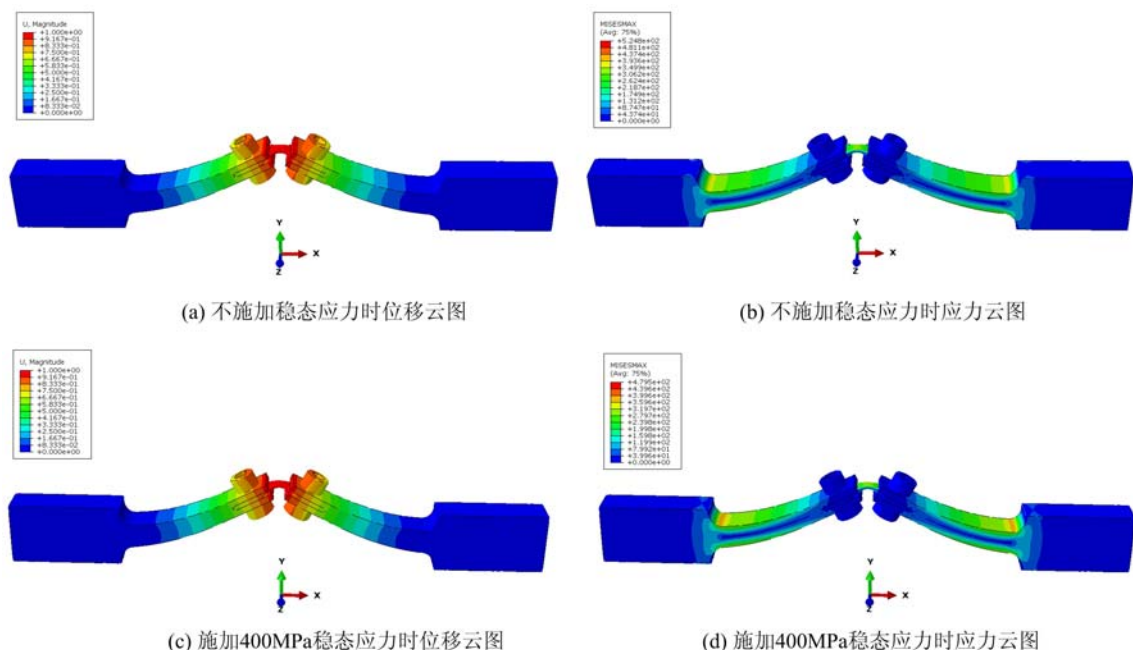


图 7 振动组件仿真分析

Fig. 7 Simulation analysis of vibration components

稳态应力情况下振动组件一弯模态的位移场和模态应力场分析结果,模态频率为 1246.6Hz ,颜色越深表示位移或应力的值越大。从图 7(a)可以看到,振动组件的中部颜色最深,这表明相对于坐标原点,试件的相对位移最大。由图 7(b)可知,振动组件中部和振动臂振动段根部的颜色最深,模态应力值分别约为 350MPa 和 387MPa ,而最大模态应力区出现在试件和振动臂相接触的几个单元上,最大值约为 520MPa 。图 7(c)、(d)为在施加 400MPa 稳态应力情况下振动组件一弯模态的位移场和模态应力场分

析结果,模态频率为 1267 Hz。图 7(c)、(d) 显示的位移场和模态应力场分布特征和图 7(a)、(b) 相似。图 7(d) 中模态应力场分布结果为,试件中间部分的最大模态应力约为 335 MPa,振动臂振动段根部的最大模态应力约为 390 MPa,最大模态应力区依旧出现在试件和振动臂相接触的几个单元上,最大值约为 480 MPa。由于模态频率是物体的固有属性,施加稳态应力后对振动组件的模态分析结果几乎没有产生影响,但是稳态应力的施加会使试件中心截面的真实应力变大,有利于疲劳试验的开展。

由一弯模态分析结果可知,振动臂振动段根部的模态应力是较大的,将高强钢 30CrMnSiNi2A 作为材料制造,可以保证振动臂的疲劳强度足够高。值得注意的是,最大模态应力出现在试件与振动臂相接触的几个单元上,一个原因在于采用了绑定约束条件,导致计算结果偏大,而实际值小于计算结果,所以在后续的试验过程中没有出现试件在此处破坏的情况。对比不施加稳态应力和施加 400 MPa 稳态应力的分析结果可知,后者的模态频率得到了提高,这个结果在进行扫频时得到了验证。

3 试验方法

试验系统主要由电磁振动台、试件和夹具组成,如图 8 所示。振动台由电动台体、功率放大器和台体冷风机等组成,主要技术指标为激振力和试验频率范围。试验设备为 ES-50-445 东菱振动疲劳试验台,最大激振力为 50 kN,试验频率范围可达到 5 Hz~2700 Hz,满足试验要求。

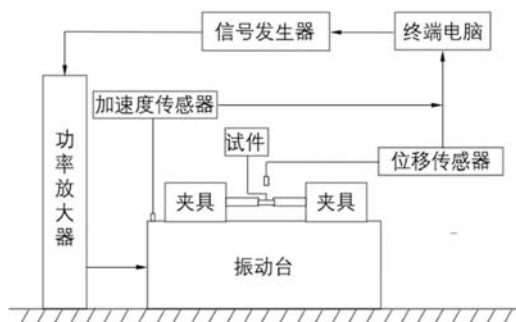


图 8 工作原理示意图

Fig. 8 Schematic diagram of working principle

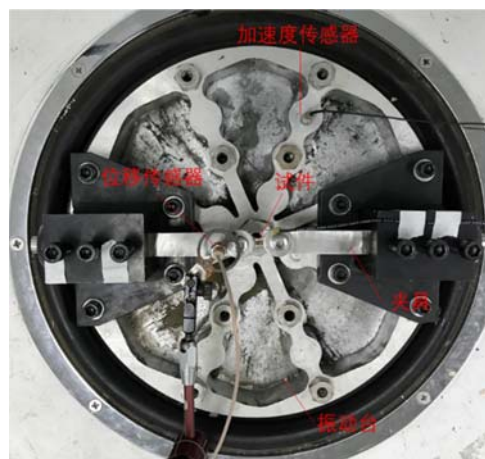


图 9 疲劳试验测量仪器放置位置

Fig. 9 Fatigue test instrument placement

在振动疲劳试验方法中,用于测量数据的常用仪器是一个加速度传感器,一个单轴应变计和一个位移传感器,测量仪器的放置位置如图 9 所示。使用加速度传感器通过 Vibstar 振动控制仪对振动台动圈的振动输出进行闭环控制,使动圈的振动输出量保持在设定值。使用 Zlds-100 应变仪通过贴在试件上的应变片确定稳态应力和振动应力。振动应力从振动台的激振力中获得,可以通过调节振动台的输出量级改变振动应力的值,稳态应力则由稳态应力施加螺栓提供,给定之后不再改变,一直保持到试验停止。使用 ZZF6-2D 振幅测量仪通过电涡流式位移传感器测量振动位移。由于应变片会在振动应力加载到一定循环数后失效,因此本文采用控制振动幅值的方式代替控制加载振动应力的方式进行试验,以实现对振动应力水平的实时监控,即在振动应力加载到目标值后,记录下位移传感器显示的试件振幅,后续的试验过程中通过保持振幅不变进而控制振动应力恒定。

在试验前期,持续不断的振动会产生一定的温升,以及随着微损伤的萌生会导致试件的刚度降低,阻尼力增大,振幅也就增大。此时需要调整试验频率以减小试件的振幅,从而将应力值控制在设定值。随着试验的进行,当试件上出现裂纹后,其对振动台的激励响应减弱,此时则需要增大振动台的输出振幅,使试件所受到的应力值保持在一个恒定值。当无论是调整频率还是调整振动台的输出振幅都无法将振幅维持在所需值时,则试验完成,此时的疲劳循环数则为该联合应力水平下的疲劳寿命。

4 试验

考虑到航空发动机在实际工作中叶片等旋转构件所受到的离心应力载荷是大于振动应力载荷的，因此选取振动应力为 150MPa、稳态应力为 450MPa、应力比为 0.5 进行疲劳试验。扫频确定的一弯振动模态的频率为 1195Hz 左右，这个频率比在 Abaqus 软件环境下进行模态分析得到的结果要低一些，是试验中提供的边界条件达不到理想情况造成的，不影响试验正常进行。

4.1 振动分析

为验证试验系统的有效性和可靠性，对试件上的振动信号进行采集并分析，如图 10 所示。由于应变片在大变形情况下易发生失效，所以以 1g 的加速度进行振动激励，在共振点(1195Hz 左右)驻留，并对试件上的相关信号进行采集，包括应变信号和振动幅值信号。

对采集的数据运用共振加强奇异值分解方法^[23]进行降噪处理，提取特征信号，如图 11 所示。从图中可以看到，当振动台在振动组件一弯谐振频率处以额定功率输出时，试件的应变幅值和振动幅值都随着试验频率发生周期性的变化，且整体较为平稳，说明在疲劳试验过程中，试件所受到的交替变化的疲劳载荷是稳定且可靠的，即该试验系统的设计达到了预期的目标，能有效地完成振动疲劳试验。

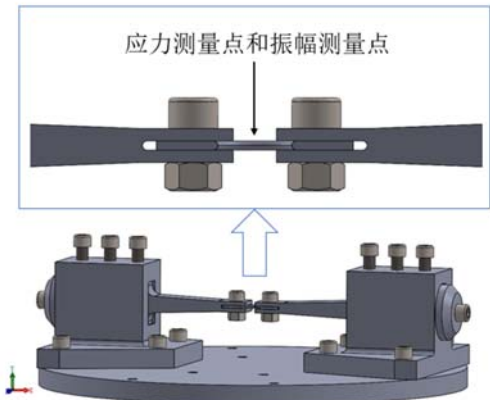


图 10 振动数据采集示意图

Fig. 10 Schematic diagram of data acquisition

表 1 TC4 试样振动应力与稳态应力
联合作用下的疲劳试验结果

Tab. 1 Fatigue test results of TC4 specimen under
the combined action of vibration stress
and steady-state stress

试件编号	寿命
1	1.57×10^7 次
2	1.74×10^7 次
3	2.1×10^7 次

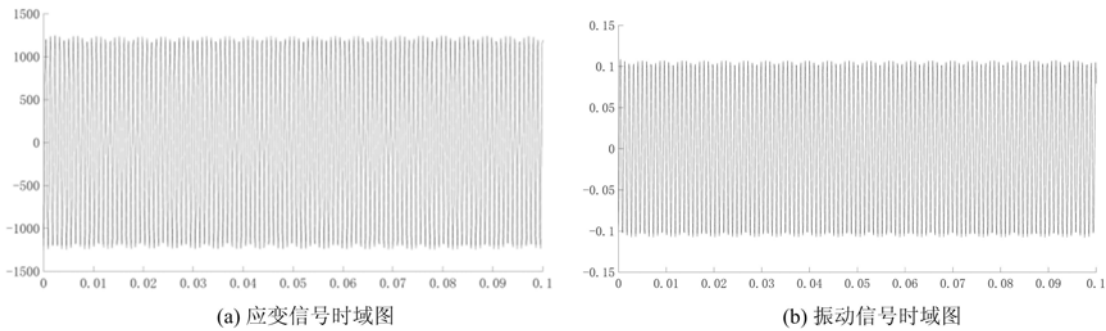


图 11 特征信号提取

Fig. 11 Feature signal extraction

4.2 结果

对三个试件进行了重复试验，得到的疲劳寿命数据如表 1 所示。

对试件的断口用体视显微镜和扫描电镜 SEM 进行观察，可以发现三个试件的断口形貌相似，呈现典型的疲劳断裂特征。体式显微镜的观察结果如图 12 所示，图 12(a)为试件断口的宏观形貌，由图可以清晰看出三个明显不同的区域，分别为疲劳裂纹源区、疲劳裂纹稳定扩展区和瞬断区。图 12(b)为疲劳裂纹源区的局部放大图，图中可以看见疲劳裂纹由表面萌生，并且呈扇形扩散，直至形成整个疲劳裂

纹稳定扩展区。疲劳裂纹扩展区的断面较光滑、平整,而瞬断区表面则更加粗糙一些。

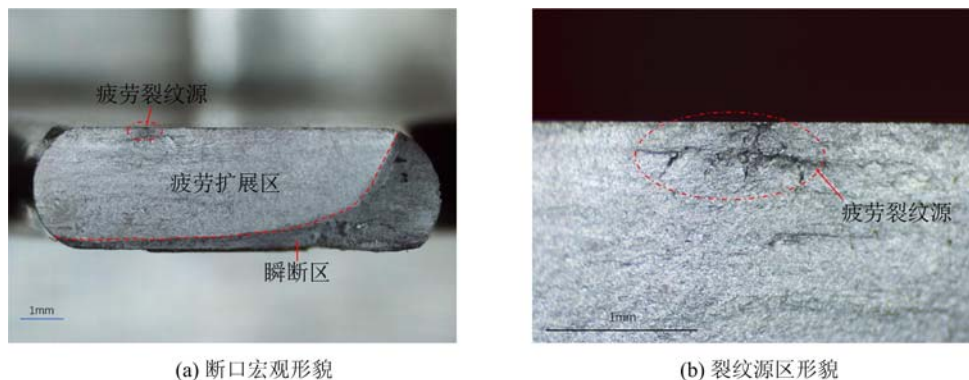


图 12 体视显微镜观察结果

Fig. 12 Stereomicroscope observation results

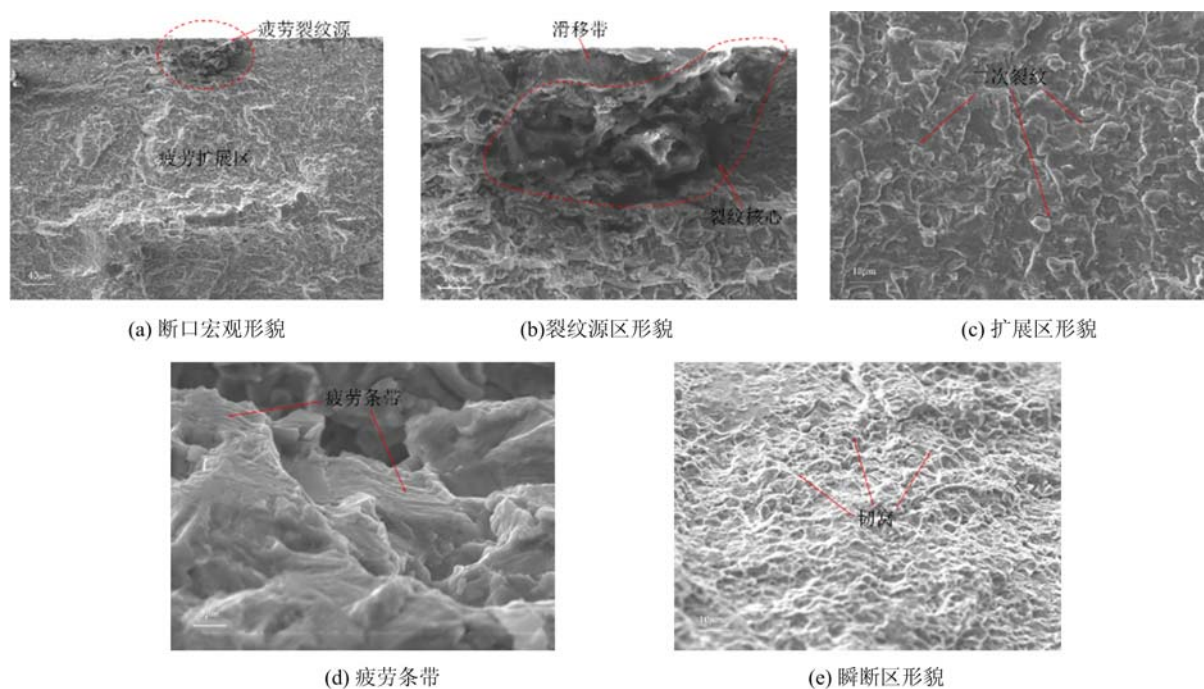


图 13 扫描电子显微镜观察结果

Fig. 13 Scanning electron microscope observation results

扫描电子显微镜的观察结果如图 13 所示。图 13(a)为疲劳裂纹源区和扩展区形貌,该形貌与体视显微镜观察所得结果相同,即裂纹由表面萌生并向内部扩展,存在清晰的河流状扩展花样。图 13(b)为疲劳裂纹源的局部放大图,可以看到靠近表面的区域较为平坦,而在表面之下有类似微观缺陷的空洞、空穴状形貌。这些空洞、空穴状形貌是由于在交变应力作用下,试件表面区域发生塑性变形,形成表面滑移带(PSB)造成的。根据滑移带的双向特性,即会形成表面滑移带的挤出和侵入现象,在驻留滑移带中,由于材料的挤出,就形成了空穴、空洞状的微观缺陷,这些缺陷的凝集、连接就构成了裂纹的核心。图 13(c)、(d)为疲劳裂纹扩展区的微观形貌,由图 13(c)可见,扩展区表面较平坦,存在清晰的二次微裂纹,二次裂纹的产生会消耗更多的能量,可以起到延缓裂纹扩展的作用。在图 13(d)中则可以看到大量的疲劳条带,说明试件为典型的疲劳失效。疲劳试验过程中,试件始终处于 450MPa 的稳态应力作用下,在进行高频弯曲振动时,裂纹尖端处的应力状态以及裂纹扩展速度与应力比为-1 时的疲劳试验不同,因此疲劳条带呈现较浅的形貌。图 11(e)为瞬断区的微观形貌,由图可以看到大量的韧窝存在,呈现典型的韧性断裂特征。

5 结论

(1) 本文所设计的可施加振动应力和稳态应力联合作用的高频疲劳试验夹具和试件,能进行频率为 1195 Hz 左右的振动疲劳试验,弥补了传统方法在进行疲劳试验时频率低、耗时长 的缺点。

(2) 通过对夹具和试件的设计,能在振动弯曲的基础上同时对试件施加稳态应力,并且通过改变振动应力与稳态应力的比值,能够实现-1 到+1 之间任意应力比范围内的疲劳试验,可以模拟航空发动机中旋转部件工作时的受力情况,具有工程应用价值。

(3) 试件断口分析表明:在振动应力为 150 MPa 和稳态应力为 450 MPa 的联合作用下,TC4 钛合金的疲劳裂纹均从表面开始萌生,呈现典型的表面滑移带(PSB)形貌,没有发现裂纹内部萌生的迹象。

致谢: 感谢陕航环境试验有限公司对本研究的大力支持!

参考文献:

- [1] Bathias C, Paris P C. Gigacycle fatigue in mechanical practice[M]. New York: Taylor & Francis, 2005:5—8.
- [2] 刘庆臻. 航空发动机钛合金叶片制造技术及失效分析[M]. 北京:航空工业出版社, 2018:972 (LIU Qingquan. Manufacturing technology and failure analysis of aeroengine titanium alloy blade[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2018:972 (in Chinese))
- [3] GJB 241A—2010, 航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范[S]. 北京:总装备部军标出版发行部, 2010 (GJB 241A—2010, General specifications for aero turbine jet and turbofan engine[S]. Beijing: The Chinese People's Liberation Army General Armaments Department Military Standard Publication Distribution Department, 2010 (in Chinese))
- [4] George T J, Seidt J, Shen M H, et al. Development of a novel vibration based high cycle fatigue test method[D]. Columbus: The Ohio State University, 2001.
- [5] Shiryayev O V, Slater J C. Control of resonant fatigue tests in the existence of bifurcations[J]. International Symposium of Air Breathing Engine, 2003, 1193:1—6.
- [6] George T J, Seidt J, Shen M H, et al. Development of a novel vibration-based fatigue testing methodology[J]. International Journal of Fatigue, 2004, 26:477—486.
- [7] George T J, Seidt J, Shen M H, et al. Goodman diagram via vibration-based fatigue testing[J]. Journal of Engineering Materials and Technology, 2005, 127:58—64.
- [8] Yun G J, Abdullah A B M, Binienda W. Development of a closed-loop resonant fatigue testing system[J]. Experimental Mechanics, 2012, 52:275—288.
- [9] 许巍, 赵延广, 钟斌, 等. 基于振动台的 TA11 钛合金超高频疲劳实验和验证[J]. 航空材料学报, 2019, 39(4): 86—92 (XU Wei, ZHAO Yanguang, ZHONG Bin, et al. Ultra-high frequency fatigue experiment and verification of TA11 titanium alloy based on vibration table[J]. Journal of Aeronautical Materials, 2019, 39(4):86—92 (in Chinese))
- [10] 李全通, 刘青川, 申景生, 等. TC17 钛合金超高周弯曲振动疲劳实验[J]. 航空动力学报, 2012, 27(3):617—622 (LI Quantong, LIU Qingchuan, SHEN Jjingsheng, et al. TC17 titanium alloy ultra-high cycle bending vibration fatigue test[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(3):617—622 (in Chinese))
- [11] Bao X C, Cheng L, Ding J L, et al. The effect of microstructure and axial tension on three-point bending fatigue behavior of TC4 in high cycle and very high cycle regimes[J]. Materials, 2020, 13(1):68.
- [12] Yamaguchi K, Abe T, Kobayashi K, et al. Gigacycle fatigue data sheets for advanced engineering materials[J]. Science and Technology of Advanced Materials, 2007, 8(7-8):545—551.
- [13] Ochi Y, Matsumura T, Masaki K, et al. High-cycle rotating bending fatigue property in very long-life regime of high-strength steels[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2002, 25(8-9):823—830.
- [14] Furuya Y, Matsuoka S, Aba T, et al. Gigacycle fatigue properties for high-strength low-alloy steel at 100 Hz, 600 Hz and 20 kHz[J]. Scripta Materialia, 2002, 46(2):157—162.
- [15] Futuya Y, Abe T, Matsuoka S. 10^{10} -cycle fatigue properties of 1800 MPa-class JIS-SUP7 spring steel[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2010, 26(7):641—645.

- [16] Mayer H. Recent developments in very sonic fatigue[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2016, 39(1):3–29.
- [17] Guennec B, Ueno A, Sakai T, et al. Dislocation-based interpretation on the effect of the loading frequency on the fatigue properties of JIS S15C low carbon steel[J]. *International Journal of Fatigue*, 2015, 70:328–341.
- [18] Zhao A, Xie J, Sun C, et al. Effects of strength level and loading frequency on very-high-cycle fatigue behavior for a bearing steel[J]. *International journal of Fatigue*, 2012, 38:46–56.
- [19] Hu Y, Sun C, Xie J, et al. Effects of loading frequency and loading type on high-cycle and very-high-cycle fatigue of a high-strength steel[J]. *Materials*, 2018, 11(8):1456.
- [20] 刘延柱, 陈立群, 陈文良, 等. 振动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2011:196–197 (LIU Yanzhu, CHEN Liqun, CHEN Wenliang, et al. *Vibration mechanics*[M]. Beijing: Higher Education Press, 2011:196–197 (in Chinese))
- [21] 许煜, 刘景元, 程礼, 等. 一种共振频率可调的振动放大器设计[J]. 实验力学, 2018, 33(4):599–609 (XU Yu, LIU Jingyuan, CHENG Li, et al. Design of a vibration amplifier with adjustable resonance frequency[J]. *Journal of Experimental Mechanics*, 2018, 33(4):599–609 (in Chinese))
- [22] 《中国航空材料》编辑委员会. 中国航空材料(第一卷)[M]. 北京: 中国标准出版社, 2001:360–384 (《China Aviation Materials Manual》editorial board. *China Aviation Materials Manual*(Vol. 1)[M]. Beijing: Standards Press of China, 2001:360–384 (in Chinese))
- [23] 程礼, 梁涛, 郭立, 等. 共振加强奇异值分解方法及其在涡桨发动机振动监测中的应用[J]. 振动与冲击, 2018, 37(22):206–213 (CHENG Li, LIANG Tao, GUO Li, et al. Resonance enhanced singular value decomposition and its application to the vibration monitoring of turboprop engine[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2018, 37(22):206–213 (in Chinese))

Fatigue test fixture design for the combination of vibration stress and steady state stress

LI Dongchun¹, CHENG Li¹, LIU Jingyuan², WANG Bohan¹, WU Yuhang¹, DING Junliang¹

(1. College of Aeronautical Engineering, Air Force Engineering University, Xi'an 710038, Shaanxi, China;

2. Air Combat Service College, Aviation University Air Force, Changchun 130022, Jilin, China)

Abstract: Based on the basic failure condition of aero-engine blade, a high-frequency (1195Hz) fatigue test fixture was developed, which can apply the combined action of vibration stress and steady-state stress. The design work of the test fixture is introduced and analyzed in detail. Firstly, SolidWorks 3D modeling software is used to assist the modeling of each component, and then ABAQUS is used to carry out the modal analysis of the vibration component. The fatigue test of TC4 titanium alloy under the combined action of vibration stress and steady-state stress was carried out by using the test fixture, and the feasibility of the test system was verified. The results show that the typical characteristics of three key areas, namely crack source area, crack propagation area and transient fracture area, are clearly visible, and the crack initiation mechanism is surface slip.

Keywords: vibration stress; steady state stress; high frequency; fatigue test; vibrator