

DOI:10.16356/j.1005-2615.2024.03.013

P 型橡胶卡箍的拉压疲劳性能测试和寿命预测

沈兴铿^{1,2}, 徐鹤鸣³, 刘伟⁴, 张屹尚³, 戴瑛¹, 陈新民², 周洪民¹

(1. 同济大学航空航天与力学学院, 上海 200092; 2. 中国科学院宁波材料技术与工程研究所特种飞行器系统工程研究中心, 宁波 315336; 3. 中国航发商用航空发动机有限责任公司研发中心, 上海 200241; 4. 西北工业大学力学与土木建筑学院, 西安 710072)

摘要: P 型橡胶卡箍是航空发动机外部管路系统中连接管路与支架、机匣之间的重要连接件, 其主要的失效形式为机体振动和管内高压液体脉动共同作用下的疲劳断裂。卡箍的疲劳性能极大地制约了管路系统的性能, 因此对于卡箍的疲劳性能研究具有重要意义。本文首先设计并进行了卡箍的拉压疲劳试验, 得到了不同加载位移下的疲劳寿命。后续的断口分析表明卡箍疲劳破坏呈现出两种不同的形式: 一是卡箍的金属箍带发生由外侧向内侧扩展的疲劳断裂, 二是卡箍的橡胶垫圈严重的磨损现象。其次, 结合卡箍疲劳试验的加载过程, 建立了对应的有限元模型, 并通过与贴片位置的应变对比验证了构建模型的预测精度。针对卡箍箍带疲劳断裂的失效形式, 通过卡箍箍带所采用的不锈钢材料的疲劳试验结果, 建立了卡箍的 SWT (Smith-Watson-Topper)、FS (Fatemi-Socie) 以及 WB (Wang-Brown) 临界平面疲劳寿命模型。最后, 结合有限元分析得到的最大应力应变以及卡箍拉压疲劳试验得到的疲劳寿命结果, 验证了提出的寿命模型均处于 3 倍分散带内, 对于卡箍的疲劳寿命具有良好的估计精度。

关键词: P 型橡胶卡箍; 拉压疲劳; 断口分析; 临界平面模型; 疲劳寿命预测

中图分类号: V215.5+5 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-2615(2024)03-0494-10

Tension-Compression Fatigue Performance Testing and Fatigue Life Prediction of P-Type Rubber Clamp

SHEN Xingkeng^{1,2}, XU Heming³, LIU Wei⁴, ZHANG Yishang³,
DAI Ying¹, CHEN Xinmin², ZHOU Hongmin¹

(1. School of Aerospace Engineering and Applied Mechanics, Tongji University, Shanghai 200092, China; 2. Research Center for Special Aircraft Systems Engineering Technology, Ningbo Institute of Materials Technology & Engineering, CAS, Ningbo 315336, China; 3. Research and Development Center, AECC Commercial Aircraft Engine Co., Ltd., Shanghai 200241, China; 4. School of Mechanics, Civil Engineering and Architecture, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The P-type rubber clamp is an important connector to connect pipelines, supports, and gearboxes in the external piping system of an aircraft engine. The main failure form of the clamp is fatigue fracture under the combined action of external vibration and high-pressure liquid pulsation inside the pipelines. The fatigue failure of clamps greatly restricts the performance of piping systems. Thus it is of great significance to study the fatigue performance of clamps. Firstly, tension-compression fatigue tests of the clamps are designed and conducted and the corresponding fatigue lives under different loading displacements are obtained. Subsequent fracture analysis shows that the fatigue failure of the clamp exhibits two different forms: The one is the fatigue fracture

基金项目: 上海市商用航空发动机领域联合创新计划。

收稿日期: 2023-11-13; **修订日期:** 2024-02-02

通信作者: 刘伟, 男, 副教授, 博士生导师, E-mail: liuwei@nwpu.edu.cn。

引用格式: 沈兴铿, 徐鹤鸣, 刘伟, 等. P 型橡胶卡箍的拉压疲劳性能测试和寿命预测[J]. 南京航空航天大学学报, 2024, 56(3): 494-503. SHEN Xingkeng, XU Heming, LIU Wei, et al. Tension-compression fatigue performance testing and fatigue life prediction of P-type rubber clamp[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2024, 56(3): 494-503.

of metal band on the clamp extending from the outside to the inside and the other is the severe wear of rubber washer on the clamp. Secondly, based on the loading process of the tests, the corresponding finite element model is established and the predicted accuracy of the constructed model is further verified by comparing the strain at the strain gauge location. Then, based on the fatigue test results of the stainless steel used in the clamp band, the SWT (Smith-Watson-Topper), FS (Fatemi-Socie), and WB (Wang-Brown) critical plane fatigue life models of the clamp are established for the fatigue fracture the clamp band. Finally, by combining with the maximum stress and strain which are obtained from finite element analysis and the fatigue life results obtained from the tension-compression fatigue test of the clamps, it is verified that the proposed life models are all within the triple dispersion band and have good estimation accuracy for the fatigue life of the clamp.

Key words: P-type rubber clamp; tension-compression fatigue; fracture analysis; critical plane model; fatigue life prediction

航空发动机外部管路系统主要包括发动机机匣外部的管路、卡箍、支架和以及其他附件,它连接着飞行器上的动力装置、阀控装置和作动装置等,形成燃油系统、液压系统、滑油系统以及空气系统等诸多关键系统^[1-3],如图1所示。而卡箍作为航空发动机管路系统中的重要连接件,起着管路与支架、机匣等连接作用,同时对于提升管路刚度、实现管路的调频也具有重要作用^[4-7]。在实际发动机服役环境中,发动机机匣上的机体振动通过卡箍传递到管路上,而管路中流体的流致振动亦通过卡箍传递到机匣上^[8-9]。在这些载荷的共同作用下,卡箍很容易发生疲劳断裂^[10-11]。管路系统性能的安全可靠是发动机正常运行的基础,而卡箍的性能安全对于整个管系结构起着关键作用,故对于动载作用下的卡箍的疲劳问题研究具有重要意义^[12-14]。

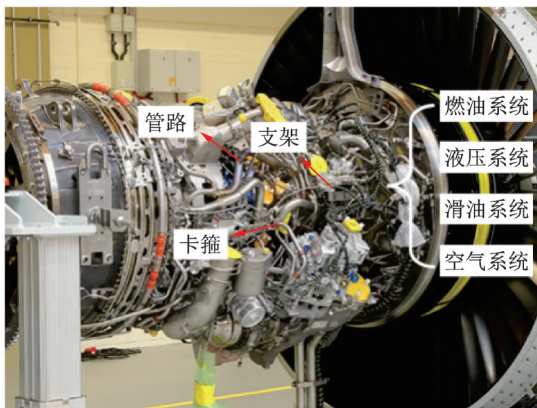


图1 航空发动机外部结构件

Fig.1 External structural components of aircraft engines

目前,针对于航空发动机上的卡箍的研究主要关注于卡箍的刚度、阻尼等相关的动力学特性以及卡箍在管路系统上的布局优化等相关研究^[15-19]。而对于卡箍的疲劳失效问题研究大都集中在疲劳断口分析以及通过有限元等数值方法定性预测卡箍断裂位置。郑敏等^[20]介绍了国内外航空管路连接卡箍的使用情况,阐述了卡箍的主要断裂原因是

应力腐蚀,并相应地给出了改进措施。刘中华等^[4]针对某型发动机2级风扇安装边上固定低压作动筒杆腔连通管的卡箍多次在相同位置发生断裂的问题进行故障原因分析,得出结论:卡箍上下半部的装配夹角较大,装配后会产生较大的初始局部应力,从而导致卡箍的高周疲劳断裂。Lee等^[21]针对韩国空军某直升机发动机卡箍螺栓断裂的情况,通过失效件的断口形貌,以及应力分析,确定了螺栓断裂是由于拉伸应力和环境腐蚀共同作用引起的应力腐蚀疲劳所致,并给出了更换卡箍螺栓材质的建议,以防止类似故障的发生。李洋等^[22]通过对引气管卡箍的断口分析以及卡箍的应力计算,确定卡箍安装端弯折处转角较小与划痕所致的应力集中是卡箍发生高周疲劳的主要原因。邱丰等^[23]通过引气管上金属丝卡箍的疲劳断裂分析得到了类似的结论,同时提出了在上下半部之间加装垫片以消除卡箍上半部在装配过程中的表面拉应力,从而提高卡箍的高周疲劳寿命。李波等^[24]通过对发动机预冷系统导管固定卡箍断口的宏微观观察、金相组织分析、硬度测试以及化学成分分析等方法对卡箍断裂原因进行了综合分析,结果表明:卡箍的断裂是由于发动机运行振动引起的高周疲劳断裂,同时给出了预防卡箍疲劳断裂的支架设计建议。Yousefi等^[25]针对某工业公司生产的弹簧卡箍失效问题,给出了不锈钢材料保温时间不充足导致的相变不完全是卡箍疲劳失效的主要原因。刘吉等^[26]对法兰卡箍箍带进行有限元分析,得到了疲劳危险区的应力分布情况,并通过与实际裂纹出现位置的比对,验证了分析的有效性。孙涛等^[27]针对P型橡胶卡箍的装配张角问题进行有限元仿真,结果表明,卡箍上下半部之间较大的张开角导致存在较大的装配应力,从而降低了卡箍的疲劳寿命。综上所述,对于卡箍的疲劳失效研究仅局限于定性分析,以及简单的失效机理讨论,缺乏从疲劳理论以及疲劳试验的角度去建立卡箍的疲劳寿命模型,定量给

出卡箍的使用寿命预测,这显然不利于卡箍的工程应用。因此,对于卡箍的拉压疲劳试验以及对应的疲劳寿命模型的建立非常有必要。

综上所述,卡箍作为航空发动机管路系统中常用的连接件,在复杂振动载荷作用下非常容易出现疲劳断裂问题。本文首先以航空发动机外部管路系统中常用的P型橡胶卡箍为研究对象,设计并开展了P型橡胶卡箍的拉压疲劳试验,得到了不同加载位移下的疲劳寿命。其次,通过有限元分析得到卡箍在相应试验加载位移下的应力应变响应,对比卡箍拉压疲劳试验过程中应变片粘贴位置的应变结果,验证了有限元模型的有效性。最后针对P型橡胶卡箍的金属箍带断裂情况,结合疲劳试验结果建立了卡箍的SWT(Smith-Watson-Topper)、FS(Fatemi-Socie)以及WB(Wang-Brown)临界平面寿命模型,并进行了疲劳寿命模型的有效性验证。

1 P型橡胶卡箍的拉压疲劳试验

本节针对航空发动机外部管路系统中常用的P型橡胶卡箍,设计并进行了卡箍的拉压疲劳试

验,得到了卡箍典型工况下的疲劳寿命,为疲劳寿命模型的建立提供了试验依据。

1.1 试样结构和性能参数

本文采用大连长之琳生产的直径为1 inch (25.4 mm)的P型橡胶卡箍,模型和照片如图2。卡箍外层为EPDM8370三元乙丙橡胶垫圈,内层为不锈钢321箍带,材料性能参数见表1,其中橡胶垫圈采用Mooney-Rivling模型,不锈钢321的塑性关系采用Ramberg-Osgood模型^[28-30],有

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} + \alpha \frac{\sigma_0}{E} \left(\frac{\sigma}{\sigma_0} \right)^n \quad (1)$$

式中: E 为弹性模量; σ 为应力; σ_0 为屈服强度; α 为屈服偏移系数; n 为应变硬化指数^[31],对应数值见表1。

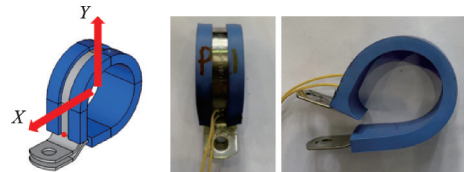


图2 P型橡胶卡箍模型和照片
Fig.2 Photo of P-type rubber clamp

表1 P型橡胶卡箍材料性能参数

Table 1 Material properties of P-type rubber clamp

| 金属箍带 | | | | | | | |
|---------------|--------------------------|----------|----------|----------|----------|---------|---------|
| 材料 | 密度/(kg·m ⁻³) | 弹性模量/GPa | 泊松比 | 屈服强度/MPa | 极限强度/MPa | 屈服偏移系数 | 应变硬化指数 |
| 0Cr18Ni9Ti不锈钢 | 7 850 | 200 | 0.27 | 238 | 657 | 1.550 7 | 2.777 8 |
| 橡胶垫圈 | | | | | | | |
| 材料 | 密度/(kg·m ⁻³) | C_{10} | C_{01} | D_0 | — | — | — |
| EPDM8370 橡胶 | 1 200 | 0.774 | 0.193 5 | 0.025 | — | — | — |

1.2 疲劳性能测试

卡箍的拉压疲劳试验系统照片见图3(a)。该系统主要由振动控制系统、试验加载系统以及应变采集系统3个部分组成。其中振动控制系统主要由控制计算机、LabGenius振动控制仪以及PCB三轴加速度传感器组成,控制东菱

ESD-100激振器的循环加载频率、加速度或位移等相关振动量。应变采集系统主要包括DEWE-soft动态应变仪以及采集计算机。而试验加载系统主要由东菱ESD-100激振器、自制固定台座、连杆以及夹具组成。此外,用摄像机监测试件断裂情况。

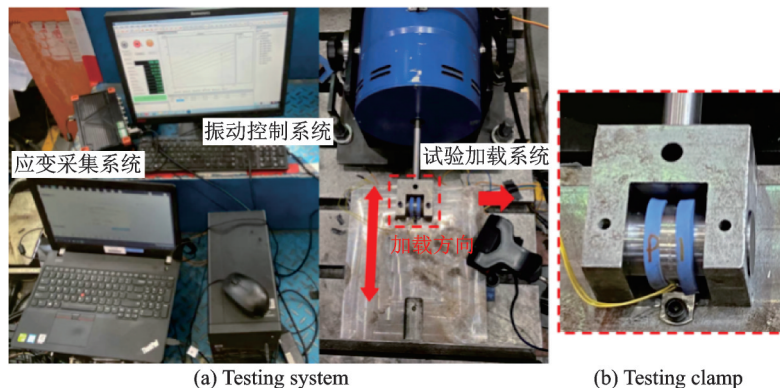


图3 P型橡胶卡箍拉压疲劳试验系统

Fig.3 Testing system of tension-compression fatigue tests of P-type rubber clamps

P型橡胶卡箍的方向定义见图2,本拉压疲劳试验载荷沿X向进行。试验夹具见图3(b),卡箍环绕模拟管路的圆棒,通过螺栓固定到固定台上,螺栓的拧紧力矩根据规范要求设置为 $3.5\text{ N}\cdot\text{m}$ ^[32]。激振器顶杆与夹具连接,试验时产生水平往复运动,带动夹具和圆棒,使卡箍承受X向拉压作用,实现疲劳加载。

由于卡箍中的应力分布相对复杂,故采用数值仿真方法确定给定加载位移量下的应变和应力。试验依次设置的对称位移加载幅值为0.4、0.5、0.6、0.7和0.8 mm,每个加载位移保证至少有两个有效试验结果。试验的加载频率为50 Hz。试验过程中将试件任何部位出现裂纹或循环加载次数超过 10^7 作为试验停止标准。

在卡箍的固定螺栓孔上方的金属箍带上(见图2中红点位置),沿着箍带的环向粘贴单向应变片(见图3(b))。图4为典型的拉压疲劳试验的加载时间-应变曲线(加载位移为 $\pm 0.8\text{ mm}$)。从图4可见尽管施加的是对称的位移载荷,但最大拉应变在数值上明显大于最大压应变,即拉压应变是不对称的。

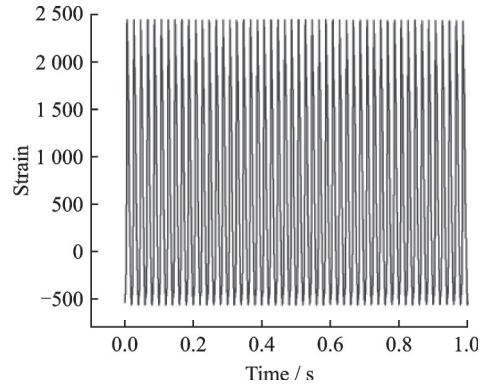


图4 典型卡箍加载时间-应变曲线(位移 $\pm 0.8\text{ mm}$)
Fig.4 Typical loading time-strain curve of clamps (Under displacement of $\pm 0.8\text{ mm}$)

P型橡胶卡箍疲劳试验结果汇总见表2,应变为贴片处的测量结果。卡箍在“大”位移载荷(0.8、0.7和0.6 mm)作用下发生断裂,位置均在固定孔第一个弯曲段的上边缘,疲劳寿命相对较小,均在50万次以下。在相对较小的位移载荷(0.5和0.4 mm)作用下,卡箍未发生断裂,但橡胶垫有严重的磨损甚至部分熔化的现象。图5为试验后卡箍的典型形貌(断裂和未断)。

表2 P型橡胶卡箍拉压疲劳试验结果

Table 2 Results of tension-compression fatigue tests of P-type rubber clamps

| 设计位移/mm | 试件序号 | 最大应变值/ μm | 最小应变值/ μm | 应变幅值/ μm | 循环次数 | 断裂位置 |
|---------|------|----------------------|----------------------|---------------------|----------|-----------------|
| 0.8 | 1 | 2 434.3 | -576.8 | 3 011.1 | 87 950 | 卡箍上固定孔第1个弯曲段上边缘 |
| | 2 | 2 483.7 | -602.3 | 3 086.0 | 54 920 | |
| 0.7 | 1 | 2 057.8 | -510.8 | 2 568.6 | 104 440 | |
| | 2 | 2 031.3 | -544.7 | 2 576.0 | 100 040 | |
| | 3 | 2 015.9 | -554.6 | 2 570.5 | 87 750 | |
| 0.6 | 1 | 1 757.3 | -486.9 | 2 244.2 | 263 250 | |
| | 2 | 1 787.8 | -474.87 | 2 262.67 | 349 900 | |
| | 3 | 1 794.3 | -505.8 | 2 300.1 | 157 250 | |
| 0.5 | 1 | 1 521.3 | -398.2 | 1 919.5 | $> 10^7$ | 未断裂 |
| | 2 | 1 554.1 | -412.2 | 1 966.3 | $> 10^7$ | |
| 0.4 | 1 | 1 302.6 | -329.3 | 1 634.9 | $> 10^7$ | |
| | 2 | 1 256.8 | -384.9 | 1 641.7 | $> 10^7$ | |

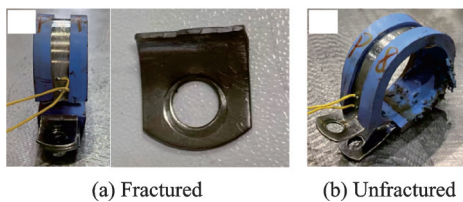


图5 试验后卡箍的典型形貌照片
Fig.5 Photo of typical morphology of clamps after tests

图6为典型的卡箍断口的扫描电子显微镜(SEM)局部微观形貌照片,从图6(a)中可以看

到由卡箍外壁面向内壁面发散的放射状裂纹萌生条纹,图6(b)为裂纹扩展区照片,断口表面光滑且平坦,存在清晰的疲劳辉纹,且大都呈水平方向分布,说明裂纹大部分沿着垂直方向进行扩展。图6(c)为最终断裂区的照片,整个断口非常粗糙,存在大量韧窝、孔洞以及疲劳辉纹。大量缺陷孔洞相连,进而造成了卡箍的宏观断裂线性。

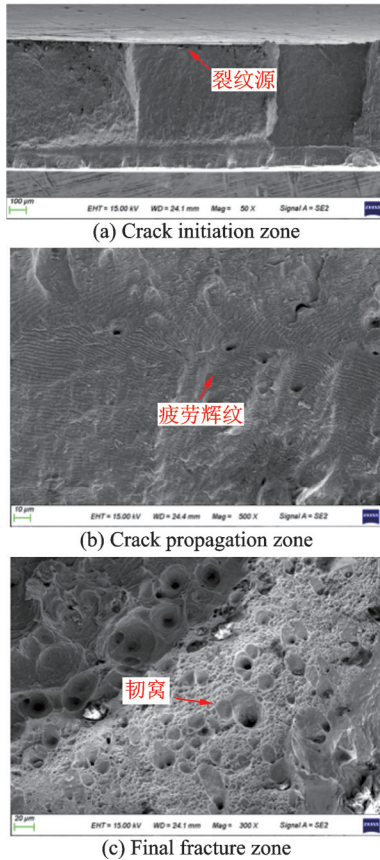


图6 卡箍断口形貌照片

Fig.6 Photos of fracture morphology of clamps

2 P型橡胶卡箍拉压应力分析

根据试验的加载方式,建立卡箍拉压循环加载下的有限元分析模型,如图7所示,将直管沿着X正向加载定义为压缩,X负向为拉伸。整个模型由金属箍带、橡胶垫圈、固定底座以及加载直管组成,对应的金属箍带以及橡胶垫圈的材料性能参数见表1。橡胶垫圈与直管、金属箍带与固定底座、金属箍带的上侧与下侧之间均设置面面接触,其中垫圈和直管之间的摩擦因数为0.5,箍带与底座、箍带之间的摩擦因数为0.3。整个模型包含146 117个节点以及119 457个C3D8R单元。拉压过程采用隐性动力学分析步进行,对称位移幅值分别为0.8、0.7、0.6、0.5和0.4 mm,方向沿X轴,加载频率为50 Hz。

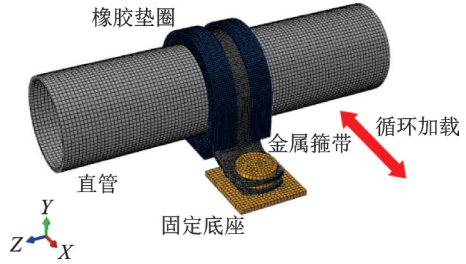


图7 卡箍有限元模型

Fig.7 Finite element model (FEM) of clamps

图8给出了±0.8 mm位移下贴片处的Y方向的应变(考虑到试验采用的应变片非常小,所以采用应变片中心位置对应节点的应变结果作为仿真值)。从图8可以看出,贴片处的最大拉、压应变在数值上不相等,即并非对称加载过程,这与试验测量结果一致。不同位移载荷下贴片处的最大拉、压应变见表3。由表3可知,尽管计算结果与试验结果存在一定的偏差,但基本上在5%以内,说明仿真与试验结果吻合非常好,也验证了数值仿真模型的有效性。

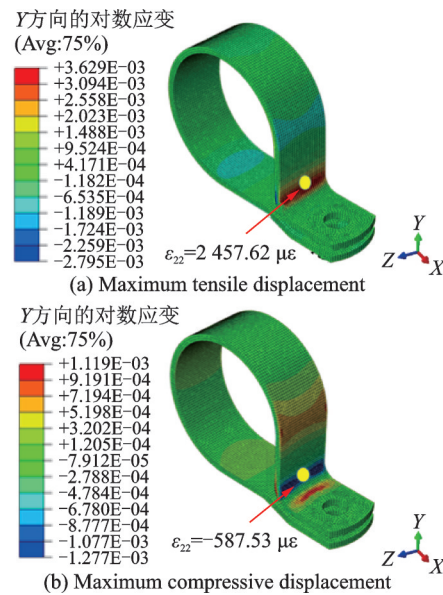


图8 应变片粘贴位置的最大拉、压应变云图

Fig.8 Distribution of maximum tensile and compressive strain at the location of strain gauge pasting

表3 不同位移载荷下贴片位置的最大拉、压应变结果

Table 3 Results of maximum tensile and compressive strain of strain gauge under different loading displacements

| 设计位移/ mm | 最大拉应变 | | | 最大压应变 | | |
|-------------|--------------------|--------------------|--------|--------------------|--------------------|--------|
| | 仿真值/ μm | 实验值/ μm | 相对误差/% | 仿真值/ μm | 实验值/ μm | 相对误差/% |
| 0.8 | 2 457.6 | 2 459 | 0.06 | -587.5 | -589.55 | 0.35 |
| 0.7 | 2 107.3 | 2 035 | 3.55 | -528.3 | -536.7 | 1.59 |
| 0.6 | 1 812.6 | 1 779.8 | 1.84 | -475.7 | -489.19 | 2.84 |
| 0.5 | 1 515.1 | 1 537.7 | 1.47 | -418.6 | -405.2 | 3.20 |
| 0.4 | 1 316.9 | 1 279.7 | 2.91 | -377.5 | -357.1 | 5.40 |

图9和图10为卡箍在最大拉伸和压缩位移下的主应变和主应力云图。从云图中可见,最大拉伸

位移下的主应变/应力相较于最大压缩位移下的大,所以卡箍的疲劳寿命主要受拉伸过程控制。从

主应力云图中可以看出,在卡箍固定孔第一个弯曲段上边缘区域的拉伸主应力比较大,该区域与图 5(a)中的卡箍断裂位置基本一致。并且拉伸主应力云图中的最大值出现在卡箍外表面上的该区域中心点处,这与图 6(a)所示的断口裂纹萌生位置相吻合。结合以上结果可以看出,仿真结果得到的最大应力出现位置与卡箍疲劳试验的裂纹萌生位置基本吻合,建立的有限元模型对所研究的问题具有良好的拟合。图 11 为不同加载位移下的最大主应力和最大主应变结果。从该图中可以看出,在拉伸和压缩位移作用下的最大主应力和最大主应变结果均随着加载位移的增大而增大。

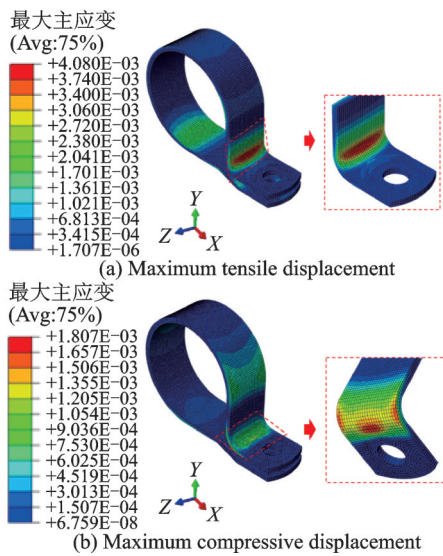


图 9 卡箍在最大拉、压位移下的主应变云图
Fig.9 Distribution of principal strain of clamps under maximum tensile and compressive displacement

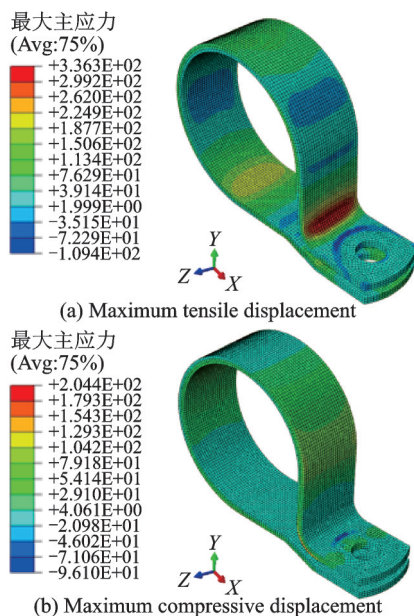


图 10 卡箍在最大拉、压位移下的主应力云图
Fig.10 Distribution of principal stress of clamps under maximum tensile and compressive displacement

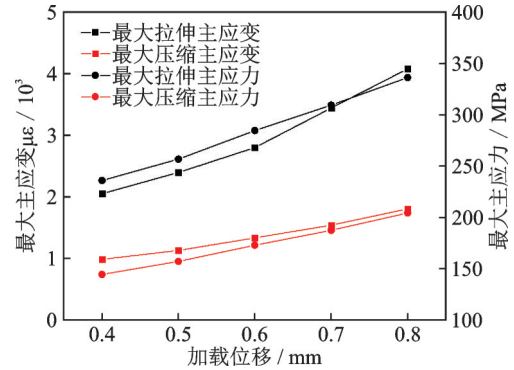


图 11 不同加载位移下的最大主应力和主应变仿真结果
Fig.11 Results of maximum principal strain and principal stress under different loading displacements

3 基于临界平面法的卡箍疲劳寿命模型建立与验证

考虑到卡箍的受力形式对其疲劳寿命的影响较大,选取了不同失效类型的 SWT^[33-34]、FS^[35]以及 WB^[36]临界平面法以建立卡箍中值疲劳寿命模型。

3.1 卡箍疲劳寿命模型

中值疲劳寿命模型中的 4 个疲劳参数(σ'_t , ϵ'_t , b , c)均基于文献[28,31]的 321 不锈钢疲劳试验结果,通过线性异方差分析得到 4 个疲劳参数分别为 1.1611×10^4 、19.619 6、-0.309 6 和 -0.718 6。建立对应的 SWT 多轴疲劳寿命模型

$$\frac{\Delta \epsilon_{n, \max}}{2} \sigma_{n, \max} = 1.0808 \times 10^4 \times (2N_f)^{-0.8676} + 1.3500 \times 10^7 \times (2N_f)^{-1.3965} \quad (2)$$

式中: $\Delta \epsilon_{n, \max}$ 为最大法向应变幅值; $\sigma_{n, \max}$ 为临界平面上的最大法向应力; N_f 为疲劳寿命。这两个参数根据有限元分析结果进行确定。根据文献[37]中的建议, k 取为 0.85,得到对应的 FS 多轴疲劳寿命模型,有

$$\frac{\Delta \gamma_{\max}}{2} (1 + 0.00357 \times \sigma_{n, \max}) = 0.3409 \times (2N_f)^{-0.4338} + 502.93 \times (2N_f)^{-0.9627} \quad (3)$$

式中: $\Delta \gamma_{\max}$ 为最大剪切应变幅值; $\sigma_{n, \max}$ 为临界平面上的最大法向应力。根据文献[38]中的建议, s 取为 0.3,而塑性泊松比 ν_p 取为 0.5,得到 WB 多轴疲劳寿命模型,有

$$\frac{1}{2} \Delta \gamma_{\max} + 0.3 \Delta \epsilon_n = 7.44 \times 10^{-6} \times (46494 - 2\sigma_{n, m}) \times (2N_f)^{-0.4338} + 479.11 \times (2N_f)^{-0.9627} \quad (4)$$

式中: $\Delta \gamma_{\max}$ 为最大剪切应变幅值; $\Delta \epsilon_n$ 和 $\sigma_{n, m}$ 分别为临界平面上的法向应变幅值和法向平均应力。

3.2 卡箍拉压疲劳寿命模型验证

由于卡箍的拉、压疲劳是一个非对称疲劳问题,故在拉伸和压缩位移作用下的临界平面不相同,从而导致临界平面的确定更为复杂。基于临界平面法的多轴疲劳寿命模型的寿命分析通过如下流程进行:

(1)有限元应力应变分析:通过第3节中建立的有限元模型进行应力、应变分析,得到卡箍的箍带上在最大拉伸和压缩位移下的危险点应力和应变矩阵 $\sigma_z, \sigma_f, \epsilon_z, \epsilon_f$ (下标 z 和 f 对应拉伸和压缩位移)。

(2)任意平面上的应力和应变矩阵计算:如图12所示,将原坐标系先绕 Z 轴旋转 θ 角,再绕 Y 轴旋转 $\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right)$ 角,得到以 X 轴方向为平面法向、

$$\Delta\gamma_{\max} = \max \left\{ 2 \left(\sqrt{[\epsilon'_z(1,2) - \epsilon'_f(1,2)]^2 + [\epsilon'_z(1,3) - \epsilon'_f(1,3)]^2} \right) \right\} \quad (9)$$

式中: $\epsilon'_z(1,1), \epsilon'_f(1,1)$ 分别为最大压缩和拉伸位移作用下平面 ABC 的法向应力,而 $\epsilon'_z(1,2), \epsilon'_z(1,3), \epsilon'_f(1,2)$ 以及 $\epsilon'_f(1,3)$ 为对应的张量切应变。令 θ 在 $[0^\circ, 360^\circ]$, φ 在 $[0^\circ, 180^\circ]$ 内以 1° 为步长,计算对应参量值,并以其达到最大的平面 $(\theta_{\max}, \varphi_{\max})$ 作为临界平面。

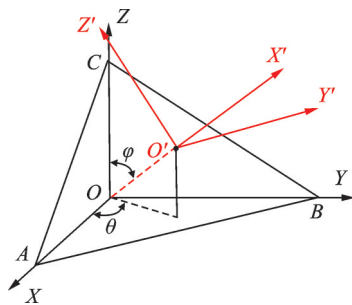


图12 空间坐标转换示意图

Fig.12 Schematic diagram of spatial coordinate transformation

(4)临界平面 $(\theta_{\max}, \varphi_{\max})$ 上的最大法向应力 $\sigma_{n,\max}$ 、法向应变幅值 $\Delta\epsilon_n$ 以及法向平均应力 $\sigma_{n,m}$ 的计算:在临界平面 $(\theta_{\max}, \varphi_{\max})$ 的基础上,计算 SWT、FS 以及 WB 临界平面模型所需的参量 $\sigma_{n,\max}, \Delta\epsilon_n$ 以及 $\sigma_{n,m}$ 。

(5)多轴疲劳寿命计算:将应力应变参量 $(\Delta\epsilon_{n,\max}, \sigma_{n,\max})$ 、 $(\Delta\gamma_{\max}, \sigma_{n,\max})$ 以及 $(\Delta\gamma_{\max}, \Delta\epsilon_n, \sigma_{n,m})$ 代入 SWT、FS 以及 WB 临界平面模型,计算得到对应疲劳寿命。

图13和14分别为 ± 0.8 mm 位移载荷作用下,各平面的最大法向应变幅值和最大剪切应变幅

值。 YOZ 平面平行于平面的新坐标系。通过坐标变换得到箍带上危险点任意平面上的应力和应变矩阵 $\sigma'_z, \sigma'_f, \epsilon'_z, \epsilon'_f$, 即

$$\sigma' = M \sigma M^T \quad (5)$$

$$\epsilon' = M \epsilon M^T \quad (6)$$

式中 M 为坐标转置矩阵,其形式为

$$M = \begin{bmatrix} \cos \theta \sin \varphi & \sin \theta \sin \varphi & \cos \varphi \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ -\cos \theta \cos \varphi & -\sin \theta \cos \varphi & \sin \varphi \end{bmatrix} \quad (7)$$

(3)临界平面的确定:SWT 临界平面寿命模型选用最大法向应变幅 $\Delta\epsilon_{n,\max}$ 而 FS 以及 WB 选用最大剪切应变幅 $\Delta\gamma_{\max}$ 所在平面作为临界平面,其对应参量为

$$\Delta\epsilon_{n,\max} = \max \{ (\epsilon'_z(1,1) - \epsilon'_f(1,1)) \} \quad (8)$$

值。可以看到最大法向应变幅值 $\Delta\epsilon_{n,\max}$ 在 $(\theta_{\max}, \varphi_{\max}) = (161^\circ, 90^\circ)$ 平面达到,而最大剪切应变幅值 $\Delta\gamma_{\max}$ 在 $(\theta_{\max}, \varphi_{\max}) = (103^\circ, 90^\circ)$ 平面达到。

不同加载位移下的 SWT、FS 以及 WB 疲劳寿命模型的基本参量以及预测寿命结果如表4所示。图15为卡箍拉压疲劳的预测寿命与试验寿命的结果对比,从图15可见,3种多轴疲劳寿命模型的预测结果均处于3倍疲劳寿命带内,其中绝大部分结果甚至处于2倍疲劳寿命带内,由此可知所建多轴疲劳寿命模型对于卡箍的拉、压疲劳问题具有良好的预测能力。此外,对比3种寿命模型结果可以看出,SWT 和 FS 疲劳寿命模型的预测结果非常相近,而 WB 寿命模型的预测结果相对于其余2种模型偏高。

综上所述,SWT、FS 和 WB 疲劳寿命模型的临界平面分别为 $(161^\circ, 90^\circ)$ 和 $(103^\circ, 90^\circ)$ 平面,尽管两者的 θ 角不同,但 φ 角均为 90° ,这意味着虽然不同的临界平面模型预测的疲劳开裂方向不同,但两者的预测断裂面均平行于卡箍的固定孔平面,这与图5所示的实际断裂面结果相吻合。根据动力学分析结果可知,最大应力应变出现在卡箍固定孔第一个弯曲段上边缘区域,在持续的拉压循环载荷作用下,该位置的疲劳损伤逐渐累积,并最终形成断裂。而结合疲劳寿命预测结果可以看出,以最大正应变幅值所在平面为临界平面的 SWT 疲劳寿命模型的预测结果大部分都处于2倍分散带内,对卡箍的拉压疲劳问题具有良好的预测精度,可以为后续卡箍的定期更换提供了定量的寿命预测结果,对于卡箍的工程应用具有重要作用。

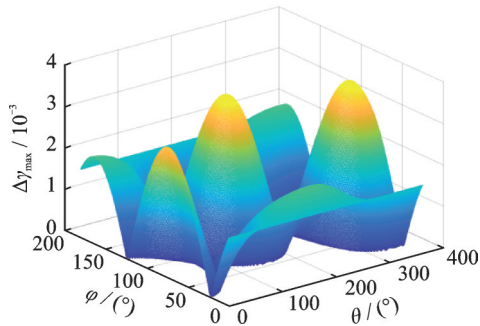


图 13 各平面的最大法向应变幅值结果

Fig.13 Maximum normal strain amplitude for each plane

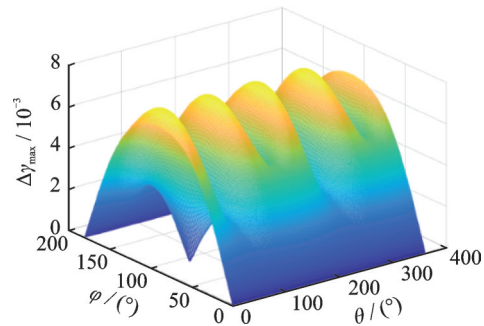


图 14 各平面的最大剪切应变幅值结果

Fig.14 Maximum shear strain amplitude for each plane

表 4 卡箍拉压疲劳寿命预测结果

Table 4 Results of predicted fatigue life of tension-compression fatigue tests

| 临界平面模型 | 加载位移/mm | $\Delta\epsilon_{n,max}$ | $(\theta_{max}, \varphi_{max})$ | $\sigma_{n,max}/\text{MPa}$ | N_f | |
|--------|---------|--------------------------|---------------------------------|-----------------------------|---------------------------|---------|
| SWT | 0.8 | 0.005 161 7 | $(161^\circ, 90^\circ)$ | 338.310 4 | 93 646 | |
| | 0.7 | 0.004 380 7 | $(161^\circ, 90^\circ)$ | 311.387 6 | 114 740 | |
| | 0.6 | 0.003 739 0 | $(161^\circ, 90^\circ)$ | 286.519 2 | 140 270 | |
| 临界平面模型 | 加载位移/mm | $\Delta\gamma_{max}$ | $(\theta_{max}, \varphi_{max})$ | $\sigma_{n,max}/\text{MPa}$ | N_f | |
| FS | 0.8 | 0.007 031 4 | $(103^\circ, 90^\circ)$ | 233.649 0 | 85 373 | |
| | 0.7 | 0.005 927 6 | $(103^\circ, 90^\circ)$ | 215.362 0 | 110 410 | |
| | 0.6 | 0.005 037 4 | $(103^\circ, 90^\circ)$ | 198.448 0 | 141 770 | |
| 临界平面模型 | 加载位移/mm | $\Delta\gamma_{max}$ | $(\theta_{max}, \varphi_{max})$ | $\Delta\epsilon_n$ | $\sigma_{n,m}/\text{MPa}$ | N_f |
| WB | 0.8 | 0.007 031 4 | $(103^\circ, 90^\circ)$ | 0.002 550 3 | 53.212 5 | 137 780 |
| | 0.7 | 0.005 927 6 | $(103^\circ, 90^\circ)$ | 0.002 196 5 | 50.089 5 | 171 160 |
| | 0.6 | 0.005 037 4 | $(103^\circ, 90^\circ)$ | 0.001 899 8 | 46.842 5 | 211 420 |

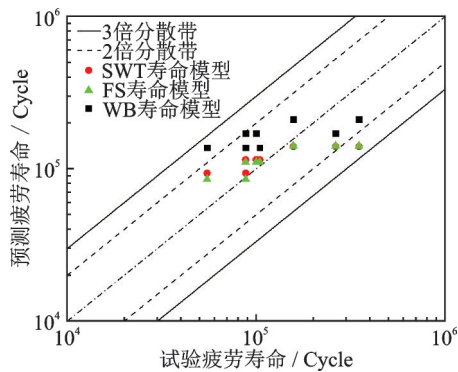


图 15 卡箍拉压疲劳寿命预测结果对比

Fig.15 Comparison of predicted fatigue life with tension-compression fatigue tests

4 结 论

卡箍作为航空发动机管路系统中的重要连接件,其主要的失效形式为动载荷下的疲劳断裂。卡箍的疲劳问题极大地限制了管路系统的性能,故对于动载作用下的卡箍的疲劳问题研究具有重要意义。本文设计并开展了P型橡胶卡箍的拉压疲劳试验,得到了不同加载位移下的疲劳寿命;针对箍带断裂形式,结合有限元分析结果,建立了箍带的

SWT、FS以及WB临界平面寿命模型,并通过疲劳试验结果验证了疲劳寿命模型的有效性。本文得到的结论如下:

(1)设计并进行了P型橡胶卡箍的拉压疲劳试验,得到了加载位移幅为0.4、0.5、0.6、0.7和0.8 mm下的卡箍疲劳寿命。同时,得到了卡箍疲劳破坏的两种形式:箍带疲劳断裂和橡胶垫圈的严重磨损。其中第1种失效模式对应的疲劳寿命相对较短,而第2种失效模式下尽管橡胶垫圈出现严重磨损,但金属箍带一般不发生断裂。

(2)通过SEM对箍带的疲劳断口形貌分析,可知箍带断口存在明显的由外壁面向内壁面发散的放射状条纹,由此可推断裂纹在卡箍外壁萌生,并由外向内扩展。该位置与卡箍拉压循环加载有限元分析得到的最大应力、应变出现位置相吻合。

(3)针对金属箍带的多轴疲劳失效问题,结合有限元分析结果,建立了SWT、FS以及WB中值疲劳寿命模型。与试验结果的对比表明:不同加载位移下的3个临界平面疲劳寿命模型的预测结果均处于3倍分散带内,对卡箍的疲劳寿命有着良好的预测精度。

参考文献:

- [1] 张亚骥,周瑞祥,尚柏林,等.飞机液压管路故障诊断及预防措施研究[C]//首届航空保障设备发展论坛.成都:中国航空航天工具协会,2017.
ZHANG Yahua, ZHOU Ruixiang, SHANG Bolin, et al. Research on fault diagnosis and preventive measures for aircraft hydraulic pipeline[C]//Proceedings of the First Aviation Support Equipment Development Forum. Chengdu: China Aerospace Tools Association, 2017.
- [2] MEHMOOD Z, HAMEED A, JAVED A, et al. Analysis of premature failure of aircraft hydraulic pipes [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2020, 109: 104356.
- [3] ZHANG Decong, JUAN Mingxin, ZHANG Zhongyi, et al. A dynamic modeling approach for vibration analysis of hydraulic pipeline system with pipe fitting [J]. *Applied Acoustics*, 2022, 197: 108952.
- [4] 刘中华,贾铎,刘鑫.某航空发动机卡箍断裂故障分析[J].*航空发动机*, 2019, 45(3): 77-81.
LIU Zhonghua, JIA Duo, LIU Xin. Fracture failure analysis of clamp for an aeroengine[J]. *Aeroengine*, 2019, 45(3): 77-81.
- [5] GAO Peixin, ZHAI Jingyu, YAN Yangyang, et al. A model reduction approach for the vibration analysis of hydraulic pipeline system in aircraft[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2016, 49: 144-153.
- [6] PAIDOUSSIS M P, SEMLER C, WADHAM-GAGNON M, et al. Dynamics of cantilevered pipes conveying fluid. Part 2: Dynamics of the system with intermediate spring support[J]. *Journal of Fluids Structures*, 2007, 23: 569-587.
- [7] CHEN Weijiao, CAO Yiming, GUO Xumin, et al. Nonlinear vibration analysis of pipeline considering the effects of soft nonlinear clamp[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2022, 43: 1555-1568.
- [8] TANG Zhangchun, LU Zhenzhou, LI Dawei, et al. Optimal design of the positions of the hoops for a hydraulic pipelines system[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2011, 241(12): 4840-4855.
- [9] ZHANG Fuli, YUAN Zhaohui, LIANG Na. The analysis and estimation of vibration fatigue for pipe fitting in aviation hydraulic system[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2019, 105: 837-855.
- [10] 高晔,孙伟,马辉.基于实测扫频响应反推管路卡箍支承刚度及阻尼[J].*振动与冲击*, 2020, 39(8): 58-63.
GAO Ye, SUN Wei, MA Hui. Inverse identification of the pipeline support stiffness and damping of the hoop based on the measured sweep frequency response [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(8): 58-63.
- [11] DEKKER C J, STIKVOORT W J. Improved design rules for pipe clamp connectors[J]. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2004, 81: 141-157.
- [12] 林君哲,周恩涛,杜林森,等.航空发动机管路系统振动机制及故障诊断研究综述[J].*机床与液压*, 2013, 41(1): 163-165.
LIN Junzhe, ZHOU Entao, DU Linsen, et al. Literature review on vibration mechanism and fault diagnosis of the pipe system of aeroengine[J]. *Machine Tools and Hydraulics*, 2013, 41(1): 163-165.
- [13] 江泉.发动机空气管路断裂故障分析与改进验证[J].*失效分析与预防*, 2021, 16(2): 143-147.
JIANG Quan. Fracture analysis and improvement verification of air pipe in engine[J]. *Failure Analysis and Prevention*, 2021, 16(2): 143-147.
- [14] GAO Peixin, ZHAI Jingyu, QU Fuzheng, et al. Vibration and damping analysis of aerospace pipeline conveying fluid with constrained layer damping treatment [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 2018, 232(8): 1529-1541.
- [15] 徐培原,刘伟.发动机外部管路系统的卡箍布局多目标优化[J].*航空发动机*, 2020, 46(6): 46-52.
XU Peiyuan, LIU Wei. Multi-objective optimization of clamp layout for engine external pipeline system[J]. *Aeroengine*, 2020, 46(6): 46-52.
- [16] 张宇,孙伟,刘旭东.充液管路振动特性半解析建模及卡箍布局优化[J].*中南大学学报(自然科学版)*, 2022, 53(11): 4262-4270.
ZHANG Yu, SUN Wei, LIU Xudong. Semi-analytical modeling of vibration characteristics for liquid-filled pipeline and clamps layout optimization[J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2022, 53(11): 4262-4270.
- [17] 刘学峰,张源麟,张德聪,等.航空带垫卡箍刚度及阻尼特性分析与试验验证[J].*航空动力学报*, 2022, 37(2): 274-282.
LIU Xuefeng, ZHANG Yuanlin, ZHANG Decong, et al. Analysis and test verification of stiffness and damping characteristics of aviation clamp with cushion [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2022, 37(2): 274-282.
- [18] ULANOV A M, BEZBORODOV S A. Calculation method of pipeline vibration with damping supports made of the MR material[J]. *Procedia Engineering*, 2016, 150: 101-106.
- [19] LIU Qiang, TANG Zhi, LIU Huijuan, et al. Integrated optimization of pipe routing and clamp layout for aeroengine using improved MOALO[J]. *International Journal of Aerospace Engineering*, 2021, 2021: 1-9.
- [20] 郑敏,景绿路,张艳,等.航空卡箍失效分析[J].*飞机设计*, 2014, 34(6): 71-75.
ZHENG Min, JING Lulu, ZHANG Yan, et al. Fail-

- ure analysis of clamps for aviation[J]. *Aircraft Design*, 2014, 34(6): 71-75.
- [21] LEE H, CHOI J, LEE B, et al. Failure analysis of stress corrosion cracking in aircraft bolts[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2007, 14:209-217.
- [22] 李洋, 佟文伟, 韩振宇, 等. 发动机引气管卡箍断裂原因分析[J]. *失效分析与预防*, 2013, 8(3): 167-172.
- LI Yang, TONG Wenwei, HAN Zhenyu, et al. Fracture analysis of aeroengine cited trachea clamp[J]. *Failure Analysis and Prevention*, 2013, 8(3): 167-172.
- [23] 邱丰, 刘博志, 赵世炜, 等. 航空发动机引气管卡箍断裂失效分析[J]. *航空发动机*, 2022, 48(1): 116-120.
- QIU Feng, LIU Bozhi, ZHAO Shiwei, et al. Fracture failure analysis of aeroengines suction pipe clamp[J]. *Aeroengine*, 2022, 48(1): 116-120.
- [24] 李波, 王志宏, 彭萌. 可拆卸卡箍断裂原因分析[J]. *失效分析与预防*, 2015, 10(3): 181-189.
- LI Bo, WANG Zhihong, PENG Meng. Fracture analysis of detachable hoop[J]. *Failure Analysis and Prevention*, 2015, 10(3): 181-189.
- [25] YOUSEFI M, RAJABI M. An investigation of the cause of failure in a spring hose clamp[J]. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 2020, 20: 1954-1963.
- [26] 刘吉, 田俊, 徐文娟, 等. 基于有限元方法的某型机应急动力系统管路法兰卡箍疲劳寿命分析[J]. *航空维修与工程*, 2021(6): 61-63.
- LIU Ji, TIAN Jun, XU Wenjuan, et al. Fatigue life analysis of flange clamps in emergency power system pipelines of a certain type of aircraft based on finite element method[J]. *Aviation Maintenance and Engineering*, 2021(6): 61-63.
- [27] 孙涛, 杜娟, 谭瑶, 等. 基于ABAQUS的飞机发动机舱固定卡箍断裂分析[J]. *装备制造技术*, 2023(4): 152-156.
- SUN Tao, DU Juan, TAN Yao, et al. Fracture analysis of aircraft engine compartment fixing clamps based on ABAQUS[J]. *Equipment Manufacturing Technology*, 2023(4): 152-156.
- [28] 孙伟明, 任欣, 金伟娅, 等. 321奥氏体不锈钢的疲劳性能测试和S-N曲线的验证[C]//全国反应堆结构力学会议. 上海:上海核工程研究设计院, 2004.
- SUN Weiming, REN Xin, JIN Weiya, et al. Fatigue testing and S-N curve verification of 321 austenitic stainless steel[C]//Proceedings of the National Conference on Reactor Structural Mechanics. Shanghai: Shanghai Nuclear Engineering Research and Design Institute, 2004.
- [29] SIRETEANU T, MITU A M, GIUCLEA M, et al. A comparative study of the dynamic behavior of Ramberg-Osgood and Bouc-Wen hysteresis models with application to seismic protection devices[J]. *Engineering Structures*, 2014, 76: 255-269.
- [30] ZAPPALORTO M, MARAGONI L. Nonlinear mode III crack stress fields for materials obeying a modified Ramberg-Osgood law[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2018, 41(3): 708-714.
- [31] 孙伟明, 张康达, 郭安吉. Cr18Ni12Mo2Ti奥氏体不锈钢的疲劳性能测试和S-N曲线的验证[J]. *核动力工程*, 1998, 19(4): 360-364.
- SUN Weiming, ZHANG Kangda, GUO Anji. Test of fatigue behavior and verification of S-N curve for Cr18Ni12Mo2Ti austenitic stainless steel[J]. *Nuclear Power Engineering*, 1998, 19(4): 360-364.
- [32] 中国航空航天工业部. 螺栓螺纹拧紧力矩: HB 6586—92[S]. 北京:航空航天工业部, 1992.
- Ministry of Aerospace Industry of China. Bolt thread tightening torque: HB 6586—92[S]. Beijing: Ministry of Aerospace Industry, 1992.
- [33] SMITH K N, WATSON P, TOPPER T H. Stress-strain function for the fatigue of metals[J]. *Journal of Materials*, 1970, 5(4): 767-778.
- [34] SOCIE D F. Multiaxial fatigue damage models[J]. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 1987, 109(4): 293-298.
- [35] FATEMI A, SOCIE D F. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 1988, 11(3): 149-165.
- [36] WANG C H, BROWN M W. A path-independent parameter for fatigue under proportional and non-proportional loading[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 1993, 16(12): 1285-1297.
- [37] 孙嵩松, 俞小莉, 李建锋. 基于多轴疲劳理论的曲轴结构等效疲劳研究[J]. *汽车工程*, 2016, 38(8): 1001-1005.
- SUN Songsong, YU Xiaoli, LI Jianfeng. A study on the equivalent fatigue of crankshaft structure based on the theory of multiaxial fatigue[J]. *Automotive Engineering*, 2016, 38(8): 1001-1005.
- [38] LI Jing, WANG Xin, LI Kui, et al. A modification of Mataka criterion for considering the effect of mean shear stress under high cycle fatigue loading[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2021, 44: 1760-1782.