

航空发动机卡箍装配应力试验与
装配参数控制方法

刘中华, 贾 铎, 王 鑫, 刘 鑫, 高东武
(中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 通过理论公式推导分析影响卡箍装配应力的主要参数,并通过试验方法对影响卡箍装配应力的因素进行了系统分析与研究,以 3 种规格、每种规格 5 个样本的卡箍作为试验对象,测试并统计分析螺栓拧紧力矩值、加载次数、装配方法对卡箍的应力影响规律。研究表明:靠近螺栓孔的卡箍表面为应力集中位置,卡箍随加载次数的增多应力呈降低趋势,但重复加载次数不宜过多,会导致卡箍局部较大的变形和磨损,增加 2 mm 垫片的方法对降低卡箍应力水平的效果最好,下降率可达 46.8%;相比之下,限制卡箍位移后加载的方法应力下降率约为 3.64%,而加载后校正的方法应力下降率约为 2.86%。

关 键 词: 卡箍; 拧紧力矩; 加载次数; 装配应力; 分散度; 控制方法

中图分类号: V233 **文献标志码:** A

Clamp assembly stress test of aero-engine and assembly
parameter control method

LIU Zhonghua, JIA Duo, WANG Xin, LIU Xin, GAO Dongwu
(Shenyang Engine Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: The main parameters affecting the assembly stress of clamps were derived through theoretical formulas and analyzed. Further more, the factors affecting the assembly stress of the clamps were systematically analyzed and researched by test method. In the test, the effects of bolt tightening torque, loading times, and assembly plans on the stress of the clamps were tested and statistically analyzed by using 3 types of clamps with 5 samples of each type as the test object. According to the research results, the surface of the clamp near the bolt hole was a stress concentration position. The stress of the clamp decreased with the increase of loading times, but the repeated loading times should not be too much, otherwise the local area of the clamp had large deformation and wear. The test results also showed that the method of adding a 2 mm gasket had the best effect on reducing the stress level of the clamp, and the reduction rate can reach 46.8%. In contrast, the reduction rate was 3.64% and 2.86% respectively by means of loading after restricting the displacement of the clamp and the method of correction after loading.

Key words: clamp; tightening torque; loading times; assembly stress; dispersion degree; control method

卡箍在航空发动机外部系统中有广泛的应用,主要用来固定和安装航空发动机管路和电缆等^[1]。其主要功能除了用于支撑管路外,还通过调整卡箍安装位置和数量实现管路结构的调频和减振^[2-4],以保障管路系统的安全使用。卡箍结构形式多样,其中在航空发动机管路上广泛应用的卡箍主要由板材卡箍、金属丝垫片组成。金属丝垫片结构由金属丝相互缠绕而成,与卡箍上、下瓣内弧面点焊连接。如图 1 所示,卡箍上下两瓣为非对称结构,通过螺栓拧紧使两瓣夹紧并以正反两种安装方式固定在机匣上,通过卡箍上金属丝之间的摩擦减少机匣传递给管路的振动能量,起到减振作用。

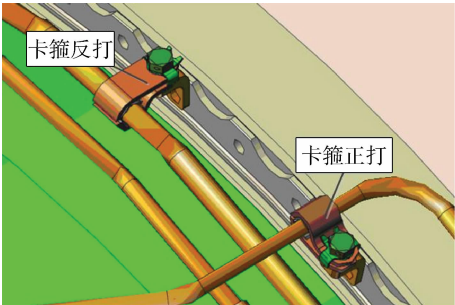


图 1 卡箍装配形式

Fig. 1 An assembly illustration of clamp

目前航空类卡箍装配方面的研究内容较少,主要集中在卡箍故障原因和使用特点的总结分析。其中,肖伟等^[5]研究了由于装配力矩与温度两者共同作用产生的卡箍衬垫撕裂问题,提出了卡箍最优装配力矩和合适衬垫材料的选择方案。李刚等^[6]通过开展卡箍装配状态的试验环境研究,确定引发卡箍橡胶垫损伤的故障机理。周宁波等^[7]通过有限元法对卡箍安装结构进行应力和强度分析,提出了卡箍结构数字化强度校核的方法。刘中华等^[8]研究了由于装配应力及振动共同作用产生的卡箍断裂问题,提出在卡箍间增加垫片的措施以提高卡箍强度储备能力的改进方案。郑敏等^[9]介绍了卡箍装配应力主要来源是两导管自由状态下错位过大造成的内应力及装配时螺栓的拧紧力矩过大,同时建议在安装中,对轴线角度、径向错位尺寸及拧紧力矩给予严格控制,但并未给出定量控制要求。张大义、马艳红等^[10-11]对金属丝垫片材料的宏观力学特性及形成机理、力学模型、力学性能及影响参数进行了系统深入的讨论。同时对静载荷持续作用下金属丝垫片材料的失效判据和耐久性展开了试验研究,得出保载

载荷的增大会显著削弱其力学性能耐久寿命,导致割线模量蜕变量过大,其构件表现出力学性能的明显失效的结论。

由于卡箍主要是通过螺栓结构来实现对外部管路的支撑和固定,在螺栓的拧紧性能方面有较多的研究基础。柴清东等^[12]通过搭建卡箍刚度试验台,测试并研究了螺栓预紧力对卡箍各方向刚度的影响。Nassar 等^[13]通过试验分析拧紧速度等因素对螺栓连接性能的影响,提高了估算其夹紧力的可靠性。Qiu 等^[14]基于有限元法分析影响螺栓连接性能的各项参数,研究结果表明预紧力是最主要的参数。Kim 等^[15]采用有限元软件通过不同的建模方法建立了带有螺栓连接的结构,结果表明采用实体螺栓模型的计算结果最为准确。

本文借鉴上述研究,进一步将螺栓-卡箍结构受力分析的理论模型与试验研究结合起来,开展卡箍结构应力水平预估和影响因素控制研究。首先对卡箍装配的受力影响因素进行理论分析,推导并获取卡箍应力水平与结构参数和拧紧力矩间的数学关系;在此基础上设计卡箍装配应力试验方案,针对 3 种规格,每种规格 5 个的卡箍,研究得到卡箍应力随拧紧力矩、加载次数、装配方法等因素的变化规律,进而提出了适合航空发动机外部结构工程应用实际的卡箍结构装配参数控制方案。

1 装配受力分析

卡箍装配时通过拧紧螺栓,使卡箍上下瓣接触来夹紧和固定管路,其结构受力如图 2 所示。当拧紧螺栓时,由于卡箍上下瓣之间存在间隙而产生夹角 θ ,并且随着螺栓拧紧力矩的增加,与螺栓头相接触的卡箍结构产生变形,从而达到卡紧管路的目的。因此,夹角 θ 是装配应力产生的相关参数之一,需进一步结合金属丝厚度和卡箍长度等结构参数进行结构参数分析。

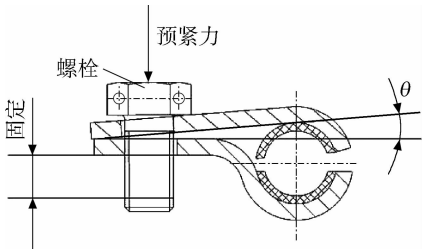


图 2 卡箍受力图

Fig. 2 External forces of a clamp

1.1 卡箍结构参数

不同规格的卡箍结构参数主要体现在管径 Φ 及螺栓孔中心至管径中心距离 L 值上,其他结构参数一般设定为固定值。本文研究的卡箍结构参数如图 3 所示,其中,板材厚度 $b=2\text{ mm}$,金属丝垫片厚度 $b_1=1\text{ mm}$,装配前卡箍间距 $b_2=2\text{ mm}$,可计算出装配前上下两瓣板材表面的距离 $H=6\text{ mm}$,螺栓孔至卡箍末端距离 $L_1=7\text{ mm}$ 。由此可推导获得卡箍管径中心至板材表面的距离参数 δ ,卡箍夹角 θ 对应的底边距离 a ,以及卡箍夹角 θ 的表达式为

$$\delta = \frac{\Phi}{2} + b_1 + b - H \quad (1)$$

$$a = \frac{\Phi}{2} + b_1 - \delta - b \quad (2)$$

$$\tan\theta = \frac{a}{L + L_1} \quad (3)$$

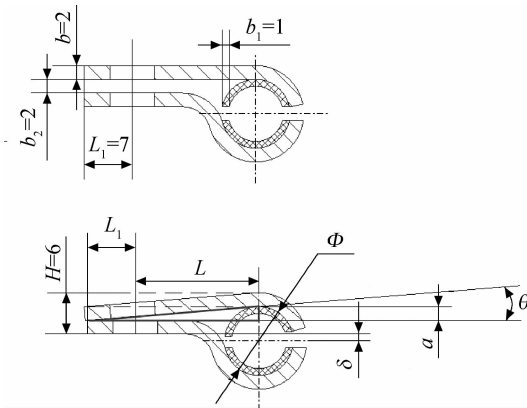


图 3 卡箍结构参数示意图(单位:mm)

Fig. 3 Parameters of clamp structure (unit:mm)

进一步将式(1)、式(2)及相关具体参数带入式(3),得到

$$\theta = \arctan\left(\frac{2}{L+7}\right) \quad (4)$$

通过式(4)可知装配夹角仅与 L 值有关。

1.2 卡箍应力影响因素

以图 2 中通过螺栓压紧变形的卡箍为分析对象,将卡箍等效为简支梁,并在螺栓孔位置施加角度为 θ 的预紧力 P ,从而得到结构的简化受力分析结果如图 4 所示,其中 H_B 为水平方向的力。

分别对简化结构的 AB 两段计算力矩,获得结构的力矩平衡方程如下:

$$R_B(L_1 + L) - P(\cos\theta)L_1 = 0 \quad (5)$$

$$-R_A(L_1 + L) + P(\cos\theta)L = 0 \quad (6)$$

计算得到结构的支反力 R_A 和 R_B 分别为

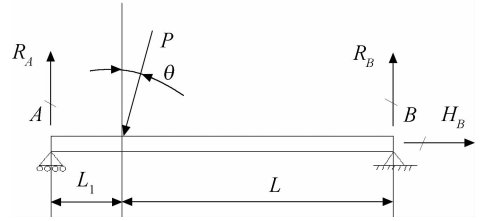


图 4 卡箍受力分析图

Fig. 4 Force analysis of clamp structure

$$R_A = \frac{P(\cos\theta)L}{L_1 + L} \quad (7)$$

$$R_B = \frac{P(\cos\theta)L_1}{L_1 + L} \quad (8)$$

以及如图 5 所示的结构弯矩图。最大弯矩 $M_{\max}$ 产生在载荷施加的 L_1 处,最大弯矩为

$$M_{\max} = \frac{P(\cos\theta)LL_1}{L_1 + L} \quad (9)$$

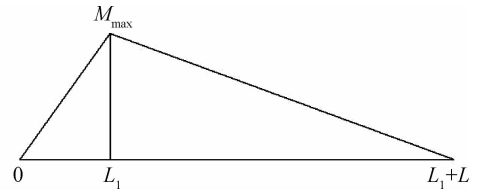


图 5 卡箍结构的弯矩示意图

Fig. 5 Moment diagram of clamp structure

根据文献[16]中的经验公式确立螺栓拧紧力矩 T 与预紧力 P 的数量关系

$$P = \frac{T}{0.22d} \quad (10)$$

其中 d 为螺栓直径。

该卡箍的截面为矩形双对称形状,最大拉应力和最大压应力在数值上相等,即在弯矩 M 作用下的最大应力 $\sigma_{\max}$ 表示为

$$\sigma_{\max} = M/S \quad (11)$$

其中 S 为卡箍截面模量(m^3)。

最后将式(4)和式(9)~式(10)代入式(11)中,得到载荷施加位置的最大应力与螺栓拧紧力矩 T 的函数关系为

$$\sigma_{\max} = \frac{7TL\left\{\cos\left[\arctan\left(\frac{2}{L+7}\right)\right]\right\}}{0.22d(L+7)S} \quad (12)$$

基于以上分析结果可知:

1) 卡箍所受的弯矩在螺栓预紧力施加位置最大,随螺栓孔距离增大呈线性递减;

2) 卡箍结构的最大应力 $\sigma_{\max}$ 的大小与螺栓拧紧力矩 T 呈现正比关系,即螺栓拧紧力矩越大,卡箍的结构应力水平越高;

3) 拧紧力矩参数相同的条件下,主导卡箍应力水平的主要参数是螺栓孔至管径中心的距离 L 。

因此,为了进一步获取和验证影响卡箍应力水平的装配参数,本文进一步开展如下卡箍结构的应力试验研究。

2 试验系统与试验方法

卡箍装配应力测试试验系统如图 6 所示,主要包括卡箍装配应力试验件、应变计、DH3817 动静态应变测试仪和计算机等 4 个主要部分。

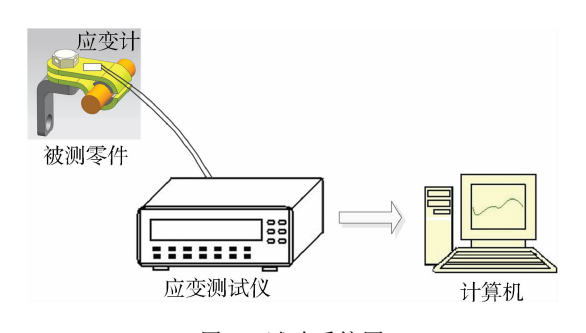


图 6 试验系统图
Fig. 6 Illustration of the test system

试验模拟卡箍装配过程,将支架固定在台钳上,将导管试验件安装在卡箍上,卡箍通过螺栓拧紧方式与支架连接固定。本文选用 $\Phi=8,10,12$ mm 三种规格卡箍,对相应直径导管试验件进行安装限位;其中卡箍材料为 1Cr11Ni2W2MoV,弹性模量 $E=196\text{ GPa}^{[17]}$ 。

通过文献[8]中卡箍的断裂位置及受力分析可知,在螺栓拧紧的过程中,卡箍表面主要受到弯矩作用,靠近螺栓孔的位置为应力集中区域,由于卡箍上瓣的平面空间狭小,所以本次试验在靠近管路位置 I 处及靠近螺栓孔的位置 II 处分别粘贴应变片 a 及应变片 b,试验件安装及贴片位置如图 7 所示。这里应变片为常温应变片,规格为

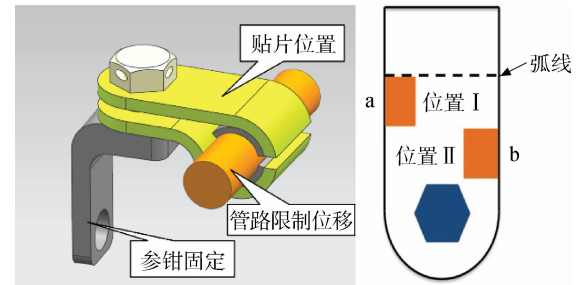


图 7 试验件安装及贴片位置示意图

Fig. 7 Test sample and locations of strain gauge

6.5 mm×3.0 mm×0.08 mm。

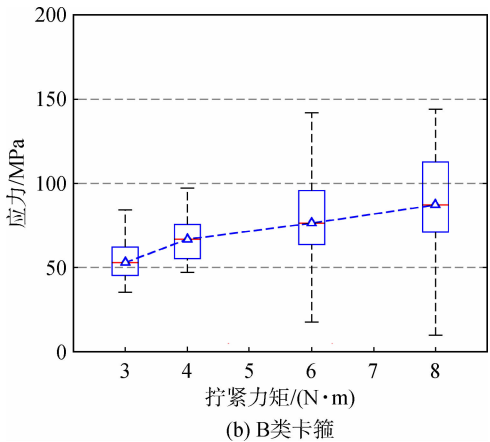
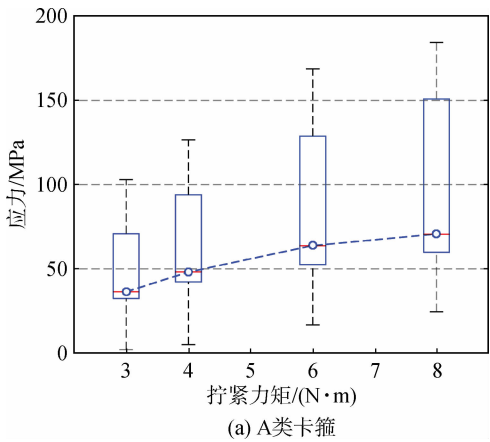
通过上述方法组成测试试验系统,在试验开始前对应变计进行归零校准。在测试过程中对各规格卡箍采用力矩扳手拧紧螺栓,分别记录预设拧紧力矩条件下卡箍的应变值,进而根据公式应力 $\sigma=\epsilon\times E$ 估算卡箍应力试验结果,式中 ϵ 为应变变量。

3 试验结果与装配参数控制方法

3.1 拧紧力矩对卡箍应力的影响规律

卡箍试验件规格分别为 $\Phi=8,10,12$ mm,文中简化为 A 类、B 类及 C 类卡箍,每类卡箍各 5 个。试验过程中,分别记录 3、4、6 N·m 和 8 N·m 的拧紧力矩下的应变,每个卡箍试验件重复加载 15 次,统计数据并进行分析。

图 8 及图 9 给出卡箍应力随拧紧力矩的变化规律,通过分析可知卡箍的应力随拧紧力矩成线性趋势变化,相同规格卡箍条件下位置 II 处的卡箍应力水平显著高于位置 I 处的应力水平。特别对于 A 类和 B 类卡箍,位置 II 处的应力水平中位值约为位置 I 处的 10 倍。C 类卡箍的两处应力水平中位值差异略微减小,但在不同拧紧力矩作



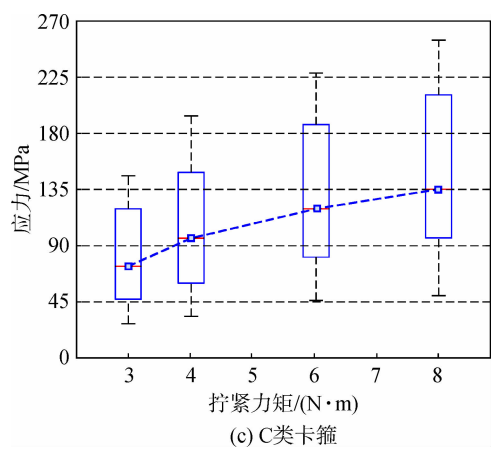


图 8 位置 I 应力随拧紧力矩变化关系
Fig.8 Stress results at position I varying with tightening torque

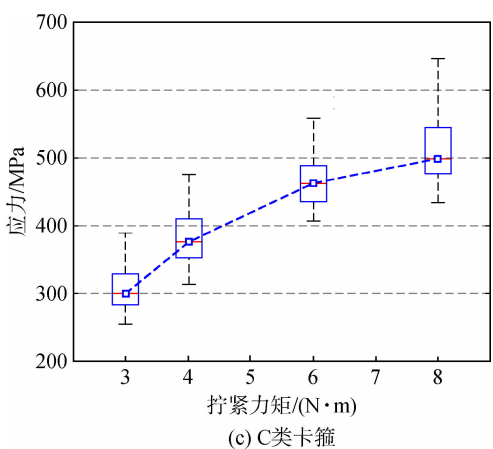
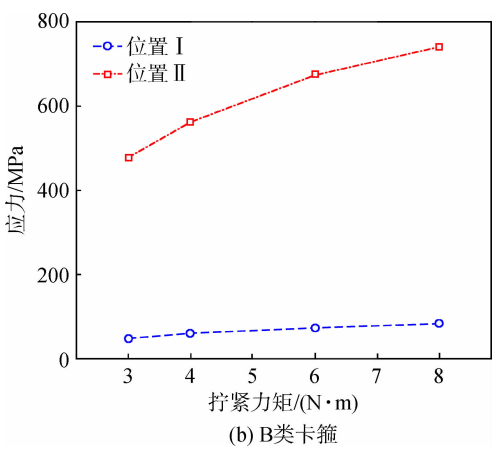
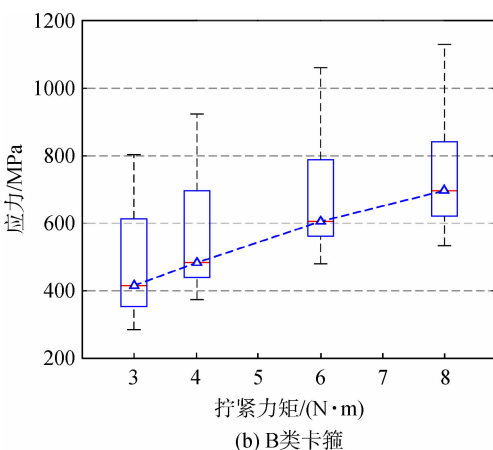
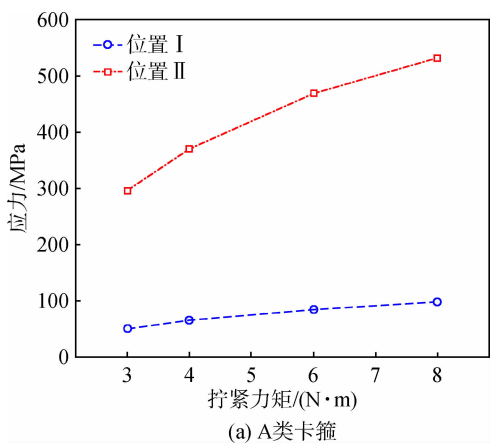
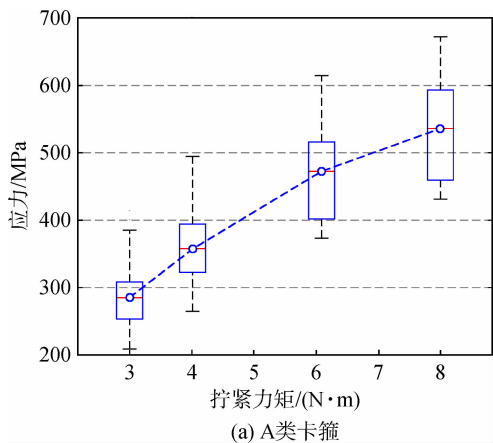


图 9 位置 II 应力随拧紧力矩变化关系
Fig.9 Stress results at position II varying with tightening torque

用下位置 II 处的应力水平也可达到位置 I 处测试结果的 5 倍左右。这也验证了文献[8]中卡箍断裂位置及理论分析的应力集中位置的准确性,同时得到了应力变化系数的定量描述。

位置 II 处的应力水平对于螺栓拧紧力矩的变化更为敏感,在卡箍的装配使用中应该关注螺栓拧紧力矩值的选取以保证螺栓有效锁紧及卡箍更高的强度储备。

图 10 及图 11 进一步给出了两处位置卡箍应力测试数据均值与变异系数同螺栓拧紧力矩的变化关系。由应力测试数据均值变化结果可知,两处位置的卡箍应力水平都随着螺栓拧紧力矩的增加而显著增加,两者呈现显著的正相关趋势;而相同位置的卡箍应力均值变化率基本相同,但位置 II 处的应力变化率显著高于位置 I 处。相比之下,位置 I 处的应力测试数据分散性较大,变异系



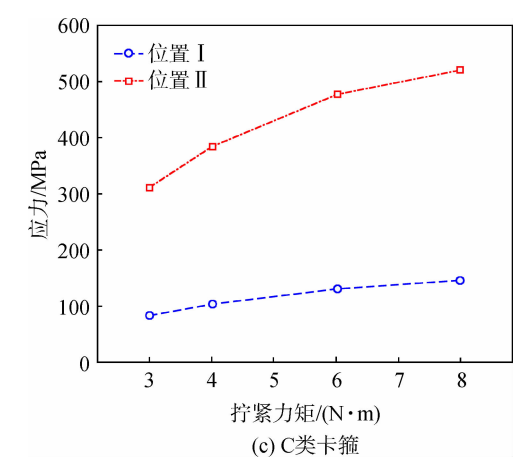


图 10 位置 I 与位置 II 处卡箍应力均值
Fig. 10 Mean-values of the stress at positions I and II

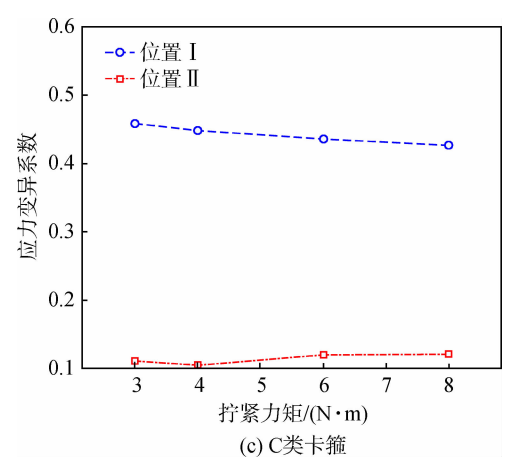
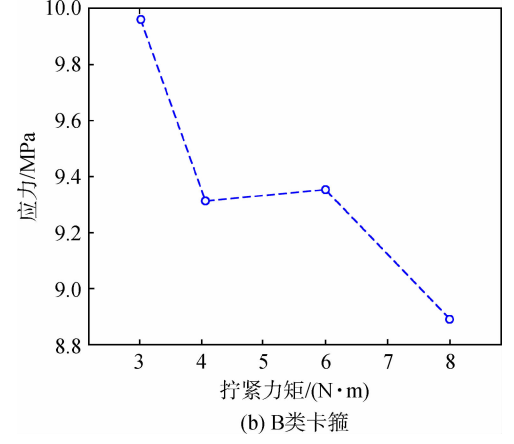
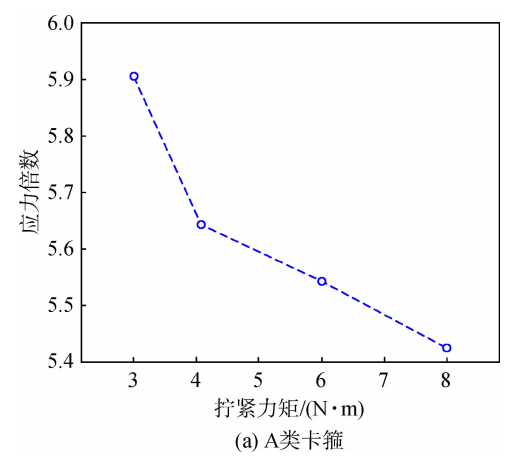
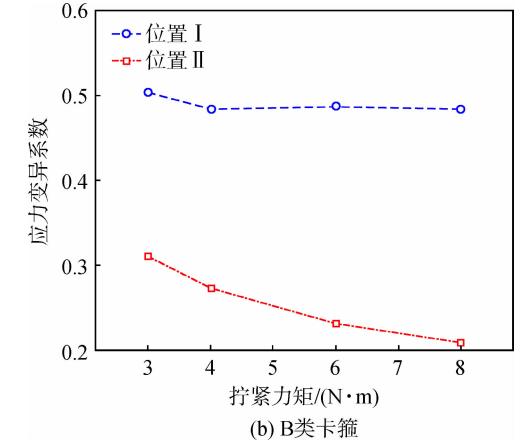
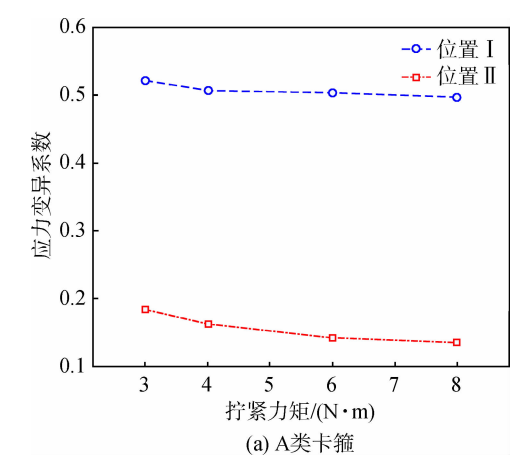


图 11 位置 I 与位置 II 处卡箍应力变异系数
Fig. 11 Coefficients of variation (COV) for stresses at positions I and II

数(数据标准差与均值之比^[18-19]) 在 0.4~0.5 之间,而位置 II 处的应力测试数据变异系数基本小于 0.3,特别的 A 类卡箍和 C 类卡箍的数据变异系数小于 0.2。此外,测试数据的分散性水平随着螺栓施加拧紧力矩的增加而基本呈现减小的趋势,这主要是由于螺栓拧紧力矩是按照从小到大的顺序依次增加。当多次对螺栓-卡箍测试件施加拧紧力矩后,螺栓-卡箍配合度的增加使得卡箍结构应力测试数据分散性降低。

进一步以位置 I 处的应力测试均值结果为基础,计算位置 II 相对于位置 I 处的应力均值比值如图 12 所示。由图 12 结果可知两处应力均值均随着螺栓拧紧力矩的增加呈现线性增长,而两处应力均值的比值而随着拧紧力矩的增加而下降。此外,管型对应应力倍数的差异有显著影响,其中 C 型卡箍应力倍数最低,约为 3.5 倍,而 B 型卡箍的应力倍数均大于 8 倍。



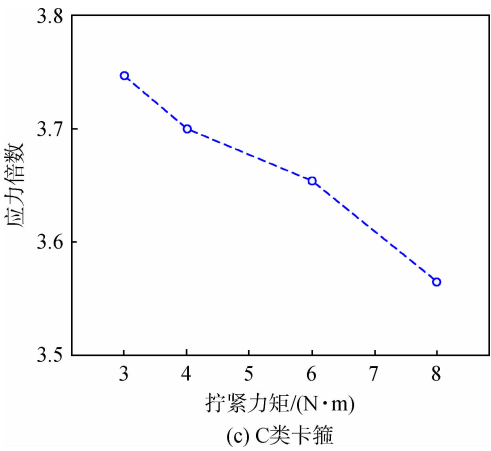
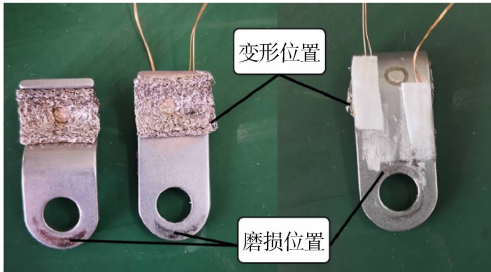


图 12 应力倍数随拧紧力矩变化
Fig. 12 Stress factor varying with tightening torque

3.2 加载次数对卡箍应力的影响规律

卡箍以 $8\text{ N}\cdot\text{M}$ 拧紧力矩重复加载 15 次后,卡箍、螺栓的表面质量均发生了变化,其中卡箍接触的上、下两瓣及卡箍螺栓接触面均产生磨损,而卡箍上下瓣的金属丝垫片发生变形,如图 13(a)所示;与此同时,螺栓螺纹的阳极化表面磨损并露出基体,见图 13(b)。由此可见,15 次重复加载后卡箍板材、金属丝垫片和螺栓均已产生宏观可见的磨损和变形。因此,本文进一步开展装配次数



(a) 卡箍形貌



(b) 螺栓形貌

图 13 卡箍-螺栓试件重复加载 15 次前后的形貌对比
Fig. 13 Illustration of structural profiles before and after 15-time assembly tests of clamp-bolt sample

对卡箍应力水平变化的影响规律研究。
图 14 给出 $8\text{ N}\cdot\text{m}$ 拧紧力矩下位置 II 在各加载次数下的应力均值的变化规律。以第 1 次装配后卡箍应力的均值为参考,计算得到第 2 次~第 5 次装配后应力均值的变化率,如表 1 所示。

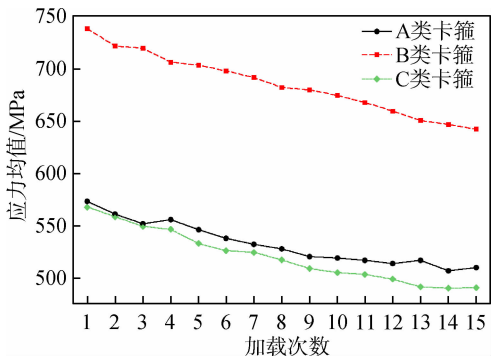


图 14 位置 II 处应力均值随加载次数的变化趋势
Fig. 14 Mean-values of the stress at position II varying with loading times

表 1 平均应力变化率统计表				
Table 1 Results for the changing rate of mean stress				
卡箍类别	平均应力变化率/%			
	第 2 次	第 3 次	第 4 次	第 5 次
A	-2.27	-3.84	-3.14	-4.89
B	-2.30	-2.57	-4.34	-4.74
C	-1.59	-3.35	-3.70	-6.17

分析认为,位置 II 处的卡箍应力平均值随着装配次数的增加而逐渐减小,这主要是由于金属丝垫片和卡箍等在额外的螺栓拧紧力矩作用下产生了塑性变形,释放了一部分安装预紧力给卡箍上瓣带来的预应力,而使卡箍上瓣应力水平降低。在位置 II 处,B 类卡箍应力水平高于 A 类和 C 类卡箍。此外,位置 II 处的应力均值随着加载次数的增加减小趋势明显,这主要是位置 II 处应力水平较高,金属丝垫片等边界条件的微小变化可能引起该出应力水平的敏感变化。通过加载-卸载-再加载的过程可有效降低卡箍-螺栓结构的装配应力,提高结构的强度储备系数;但卡箍的重复加载次数不宜过多,这样会导致卡箍局部产生较大变形和磨损,在振动环境中引起断裂和结构动强度降低。

3.3 装配方法对卡箍应力的影响规律

由于卡箍的金属丝垫片与管路之间存在摩擦,在工程实际的螺栓拧紧过程中卡箍可能会沿

管路轴向发生位移,容易造成卡箍表面局部应力升高的可能。为此本节主要考虑装配方法对应力的影响规律,随机选取 3 个 A 类卡箍(A1、A2 及 A4)以应力水平明显的 $8\text{ N}\cdot\text{m}$ 拧紧力矩在第 15 次装配条件下位置 II 处应力水平为考察对象,采用正常装配后结合如下 3 种装配方案进行对比研究。

方案 1^[8] 加装 2 mm 厚垫片,即在卡箍上下瓣间增加如图 15 所示的 2 mm 厚垫片。

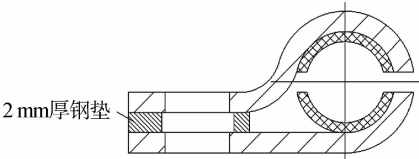


图 15 方案 1 装配示意图

Fig. 15 Illustration of assembly plan 1

方案 2 限制卡箍位移后加载,即采用锁丝钳限制卡箍的轴向位移后对螺栓施加拧紧力矩。

方案 3 加载后校正,即先对卡箍本体仅施加螺栓的拧紧力矩,加载后采用锁丝钳对卡箍进行位置校正,消除卡箍轴向偏移量。

表 2 给出不同装配方法相对于正常装配条件下的应力变化率。结果表明采用正常装配后结合上述 3 种改进装配方案的方法均有降低卡箍应力水平的效果,其中以方案 1 增加 2 mm 垫片后最大应力下降率可达 46.8%;相比之下,限制卡箍位移后加载的方法应力下降率约为 3.64%,而加载后校正的方法应力下降率约为 2.86%。

表 2 装配方法对卡箍应力变化率的影响

Table 2 Results for the changing ratio of clamp stresses obtained by different assembly plans

方案	卡箍编号	应力变化率/%
1	A1	-46.80
2	A2	-3.64
3	A4	-2.86

对比分析结果表明:没有垫片的卡箍装配应力较大,加装 2 mm 厚垫片抵消卡箍上瓣由于斜面装配产生的装配应力。拧紧时会产生装配弯矩造成弯曲应力变大,从其形成机理和试验都表明,加装垫片后,可以较大幅度地降低卡箍上瓣的应力水平。

进一步以 A4 卡箍为对象,分别在不同加载

次数情况下采用正常加载 $8\text{ N}\cdot\text{M}$ 后校正方法,计算校正后位置 II 处相对于正常加载工况下的应力变化率见图 16。由计算结果得知:卡箍-螺栓首次装配后对采用校正方法对结构应力的变化最为敏感,变化率可达 9.91%;同时,采用加载后校正的方法在位置 II 处的应力变化率随加载次数的增加而降低;约经过 4 次装配后卡箍应力变化率显著降低。

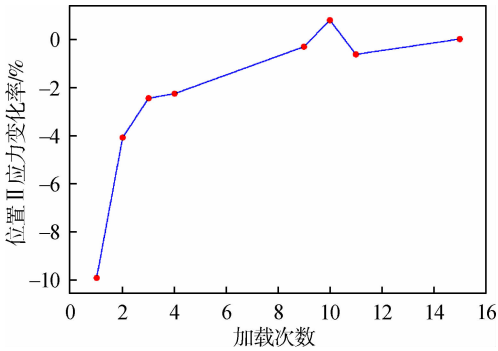


图 16 装配方案 3 随加载次数应力变化率规律

Fig. 16 Stress change rate of assembly plan 3 with loading times

3.4 不确定性因素分析

卡箍的装配应力测试数据存在较大的分散性情况,分析产生原因如下:

1) 由于各类卡箍采用 5 个样本进行装配应力研究,卡箍表面的空间位置狭小,应变计的粘贴工作需要人工手动操作,其粘贴过程难以保证相同位置精确性,通过测试结果可知卡箍表面靠近螺栓孔位置的应力与靠近管路位置的应力倍数至少为 5 倍以上,所以在该方向的应变片的粘贴精度对测试结果的分散性影响极大。

2) 在分析卡箍应力随拧紧力矩的变化分析中统计了 15 次重复拆装条件下的应力值,通过分析可以得知,通过卡箍的拆装过程已经产生了塑性变形,导致再次加载过程中的应力-应变关系发生了较大变化,所以卡箍的应力分散度较高。

3) 通过人工手动扳动力矩扳手施加拧紧力矩,在操作工程中可产生 $\pm 0.3\text{ N}\cdot\text{m}$ 的拧紧力矩偏差,对卡箍的应力分散性产生有一定影响。

4 结 论

1) 通过理论公式推导证明卡箍在螺栓预紧力施加位置应力最大,影响卡箍应力的主要参数为螺栓孔至管径中心的距离 L 及螺栓拧紧力矩 T 。

2) 通过试验证明卡箍螺栓孔附近是装配过程中的应力集中位置,该处的应力值对拧紧力矩的变化敏感,在工程使用中应该关注螺栓拧紧力矩值的选取以保证有效的螺栓锁紧能力及更高的强度储备能力。

3) 通过加载-卸载-再加载的过程可有效降低卡箍-螺栓结构的装配应力,提高结构的强度储备系数;但卡箍的重复加载次数不宜过多,这样会导致卡箍局部产生较大变形和磨损,在振动环境中引起断裂和结构动强度降低。

4) 基于第15次装配应力测试结果,增加2 mm厚垫片的方法对降低卡箍应力水平的效果最好,下降率可达46.8%;相比之下,限制卡箍位移后加载的方法应力下降率约为3.64%,而加载后校正的方法应力下降率约为2.86%。

5) 卡箍-螺栓首次装配后对采用校正方法对结构应力的变化最为敏感,变化率可达9.91%;应力变化率随装配次数的增加而降低,大约经过4次装配后卡箍应力变化率显著降低。

参考文献:

- [1] 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 aero-engine cited trachea clamp[J]. Failure Analysis and Prevention, 2013, 8(3): 167-172. (in Chinese)
- [2] 李继世,张大义,王立,等. 考虑流体介质影响的管路模态特性分析[J]. 航空动力学报,2019,34(3):671-677.
LI Jishi, ZHANG Dayi, WANG Li, et al. Modal characteristics analysis for pipelines considering influence of fluid medium[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(3): 671-677. (in Chinese)
- [3] 高晔,孙伟,朴玉华,等. 基于实测频响函数反推管路卡箍支承刚度与阻尼[J]. 航空动力学报,2019,34(3):664-670.
GAO Ye, SUN Wei, PIAO Yuhua, et al. Inverse identification of support stiffness and damping of hoop based on measured FRF[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(3): 664-670. (in Chinese)
- [4] 郭家良,王维,贾文强,等. 航空发动机外部管路调频方法研究[J]. 航空发动机,2017,43(6):33-38.
GUO Jialiang, WANG Wei, JIA Wenqiang, et al. Investigation on frequency modulation methods of aeroengine external pipe[J]. Aeroengine, 2017, 43(6): 33-38. (in Chinese)
- [5] 肖伟,高永丹,欧阳飞,等. 发动机滑油弯管卡箍衬垫故障分析[J]. 失效分析与预防,2012,7(4):248-252.
XIAO Wei, GAO Yongdan, OUYANG Fei, et al. Failure analysis of clamp of bending tube in engine[J]. Failure Analysis and Prevention, 2012, 7(4): 248-252. (in Chinese)
- [6] 李刚,李明,杨小奎,等. 铝合金-丁腈橡胶航空带垫卡箍典型环境损伤研究[J]. 装备环境工程,2017,14(6):65-70.
LI Gang, LI Ming, YANG Xiaokui, et al. Damage on aluminum alloy-nitrile rubber aeronautic clamp with cushion in typical environments[J]. Equipment Environment Engineering, 2017, 14(6): 65-70. (in Chinese)
- [7] 周宁波,郑贤中,郑晓敏,等. 预紧卡箍式快开结构的安全强度分析[J]. 武汉工程大学学报,2012,34(4):53-58.
ZHOU Ningbo, ZHENG Xianzhong, ZHENG Xiaomin, et al. Safety strength of preloaded clamp quick-opening structure[J]. Journal of Wuhan Institute of Technology, 2012, 34(4): 53-58. (in Chinese)
- [8] 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. (in Chinese)
- [9] 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. Failure analysis of clamps for aviation[J]. Aircraft Design, 2014, 34(6): 71-75. (in Chinese)
- [10] 张大义,夏颖,张启成,等. 金属橡胶力学性能研究进展与展望[J]. 航空动力学报,2018,33(6):1432-1445.
ZHANG Dayi, XIA Ying, ZHANG Qicheng, et al. Researches on metal rubber mechanics properties in retrospect and prospect[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(6): 1432-1445. (in Chinese)
- [11] 马艳红,张启成,张大义,等. 静载荷作用下金属橡胶失效判据及耐久性试验[J]. 北京航空航天大学学报,2016,42(2):227-235.
MA Yanhong, ZHANG Qicheng, ZHANG Dayi, et al. Failure criterion and durability characteristics of metal rubber under static compression load[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2016, 42(2): 227-235. (in Chinese)
- [12] 柴清东,朴玉华,马辉,等. 卡箍-管路系统固有特性计算与试验方法[J]. 航空动力学报,2019,34(5):1029-1035.
CHAI Qingdong, PIAO Yuhua, MA Hui, et al. Calculation of natural characteristics and experimental methods of the clamp-pipe system[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(5): 1029-1035. (in Chinese)
- [13] NASSAR S A, GANESHMURTHY S, RANGANATHAN R M, et al. Effect of tightening speed on the torque-tension and wear pattern in bolted connections[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2007, 129(3): 1669-1681.
- [14] QIU M, YAN J, ZHAO B, et al. A finite-element analysis of the connecting bolts of slewing bearings based on the orthogonal method[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(3): 883-887.
- [15] KIM J, YOON J C, KANG B S. Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints[J]. Applied Mathematical Modelling, 2007, 31(5): 895-911.

[16] 徐灏. 机械设计手册:第 3 卷[M]. 北京:机械工业出版社, 1995:21-53.

[17] 中国航空材料手册编辑委员会. 中国航空材料手册:第 1 卷 结构钢 不锈钢[M]. 北京:中国标准出版社,1988:658-675.

[18] 张旭方,PANDEY M D,张义民. 结构随机响应计算的一种数值方法[J]. 中国科学:技术科学,2012,42(1):103-114.

ZHANG Xufang,PANDEY M D,ZHANG Yimin. A numerical method for structural uncertainty analysis[J]. Science in China; Technological Science,2012,42(1):103-114. (in Chinese)

[19] ZHANG Xufang,HE Wei,ZHANG Yimin,et al. An effective approach for lifetime probabilistic modelling based on the principle of maximum entropy with fractional moments [J]. Applied Mathematical Modelling,2017,51:626 -642.

(编辑:陈 越)