

DOI:10.11784/tdxbz202309016

## 无耳托板螺母组件紧固性能研究

汪越胜<sup>1</sup>, 单世成<sup>1</sup>, 朱兴高<sup>2</sup>, 王善岭<sup>3</sup>, 孙仲真<sup>1</sup>, 柯燎亮<sup>1</sup>

(1. 天津大学机械工程学院, 天津 300350; 2. 中国航天标准化研究所, 北京 100071;

3. 成都飞机设计研究所, 成都 610091)

**摘要:** 随着航空航天工业的发展, 对紧固件的防松性能要求越来越高。打滑失效是新型无耳托板螺母组件一种典型失效形式, 当螺母所受扭矩过大时, 螺母托板和安装板之间发生打滑, 从而失去紧固功能。针对无耳托板螺母组件的打滑失效问题, 本文开展了拧脱试验, 获得了不同板厚和孔径条件下的极限拧脱力矩。基于 Abaqus 有限元软件, 开展了无耳托板螺母组件的冷挤压和切削工艺仿真, 获得了无耳托板螺母组件的残余应力与塑性应变。由于螺母托板与安装板间的摩擦系数难以直接测定, 采用试验结合仿真的反推法, 建立了摩擦系数的近似线性模型, 进而开展了无耳托板螺母组件拧脱的有限元仿真分析, 讨论了无耳托板螺母组件中安装板的厚度、孔径以及切削铰孔厚度对拧脱力矩的影响。最后补充了拧脱试验, 验证了仿真模型的准确性。结果表明: 安装板的板厚、孔径会对冷挤压安装效果有较大影响, 较小孔径的安装板在冷挤压安装时会产生更大的塑性变形, 因此和螺母托板间有更大的接触应力, 安装更为紧密; 较大板厚的安装板与螺母托板间的接触应力分布面积更大且更加均匀, 两者干涉贴合的效果更好。切削厚度会影响孔边残余应力与塑性应变, 进而对拧脱力矩产生影响。利用试验和仿真反推的摩擦系数的近似线性模型所进行仿真预测的安装板尺寸边界, 与后续补充试验吻合良好。

**关键词:** 无耳托板螺母组件; 拧脱力矩; 冷挤压; 切削; 有限元分析

中图分类号: V229

文献标志码: A

文章编号: 0493-2137(2024)12-1311-11

## Tightening Performance of the Rivetless Nut Plate System

Wang Yuesheng<sup>1</sup>, Shan Shicheng<sup>1</sup>, Zhu Xinggao<sup>2</sup>, Wang Shanling<sup>3</sup>, Sun Zhongzhen<sup>1</sup>, Ke Liaoliang<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, China;

2. China Astronautics Standards Institute, Beijing 100071, China;

3. Chengdu Aircraft Design and Research Institute, Chengdu 610091, China)

**Abstract:** As the aerospace industry continues to evolve, the requirements for enhanced antiloosening performance of fasteners have become increasingly stringent. Slippage is a typical failure mode within the rivetless nut plate system. It occurs when the applied torque exceeds the system capacity, leading to a compromise in fastening integrity between the nut plate and installation plate. This study addressed the issue of slippage in the nut plate through a series of torque-out tests. Utilizing the Abaqus finite element analysis software, we simulated the cold expansion and cutting processes specific to the rivetless nut plate system. This approach enabled us to ascertain the residual stress and plastic strain affecting the system efficacy. Given the challenge of directly measuring the friction coefficient between the nut plate and the installation plate, a novel methodology that blended experimental data with simulations was employed to infer the friction coefficient. Through this process, an approximate linear model for the friction coefficient was established, which then informed the finite element analysis conducted during the torque-out tests. This investigation further delved into how the thickness and aperture size of the installation plate, alongside the cutting thickness, influence the torque. Subsequently, complementary tests were conducted to verify the accuracy of the

收稿日期: 2023-09-12; 修回日期: 2024-04-17.

作者简介: 汪越胜 (1965—), 男, 博士, 教授, yswang@tju.edu.cn.

通信作者: 柯燎亮, llke@tju.edu.cn.

基金项目: 国家自然科学基金重点资助项目 (12332006); 国家杰出青年科学基金资助项目 (11725207).

Supported by the Key Program of National Natural Science Foundation of China (No. 12332006), the National Science Fund for Distinguished Young Scholars of China (No. 11725207).

simulation. The results indicate that both the thickness and aperture size of the installation plate have a significant effect on the performance of the cold expansion installation. Specifically, installation plates with smaller apertures induce greater plastic deformation during the cold expansion process, resulting in increased contact stress. Conversely, installation plates with larger thicknesses facilitate a more extensive and evenly distributed contact stress area, yielding better interference fit effects. Moreover, the cutting thickness was found to significantly affect the residual stress and plastic strain around the hole, which, in turn, affects the torque. To validate the accuracy of our simulations, complementary experiments were conducted. These test confirmed that the approximate linear model of the friction coefficient, derived from both experimental and simulation data, accurately predicts the size boundary of the installation plate. The predictions closely aligned with the outcomes of subsequent supplementary tests.

**Keywords:** rivetless nut plate system; torque; cold expansion; cutting; finite element analysis

紧固件是航空航天领域中应用最广泛的基础零件之一,作为传递载荷的连接节点,其可靠性对整个结构和装备的安全服役极其重要<sup>[1]</sup>.随着航空航天工业的发展,对紧固连接结构长寿命、轻量化的要求不断提高<sup>[2-3]</sup>.紧固件大多通过连接孔实现机械连接,但连接孔破坏了原有装备在结构上的一致性,在服役时孔结构会出现应力集中现象,极易导致疲劳失效甚至断裂<sup>[4-5]</sup>,进而影响整个航空航天装备的安全和服役寿命.因此,对紧固件连接孔进行强化处理以改善孔周应力状态、增加紧固孔的疲劳寿命极为重要<sup>[6]</sup>.国内外学者对冷挤压强化后孔疲劳寿命增益开展了大量研究工作. Bahloul 等<sup>[7]</sup>研究了应力水平、过盈量尺寸和扩孔直径对裂纹单边缺口拉伸试样疲劳寿命的影响,修正了等概率  $S-N$  曲线和可靠性-寿命曲线,为冷挤压强化疲劳寿命预测提供技术支持. Liu 等<sup>[8]</sup>将芯棒直接冷挤压法应用于航空发动机的镍基高温合金压气机轮盘上,在 600 °C 下对试样进行了低周疲劳实验,发现直接冷挤压法可使试样平均寿命提升 2.1 ~ 3.5 倍.基于 Abaqus 和 MSC.Fatigue 联合仿真,王彩勇等<sup>[9]</sup>建立了冷挤压疲劳寿命仿真模型,结果表明,开缝衬套冷挤压后,7050 带孔试件的疲劳寿命可提高 2 ~ 8 倍.杨庆华等<sup>[10]</sup>提出了一种二维电液颤振冷挤压工艺,该工艺下成形载荷较小,金属流速增大,应力场分布更加均匀.国内外研究表明,冷挤压强化技术是对紧固件连接孔强化的最有效方法.

托板螺母是一类非常重要的紧固件,常与自锁螺母配合使用,适用于狭窄部位、封闭结构与需要经常拆装的部位<sup>[11]</sup>.传统的托板螺母通过铆钉与整体结构连接,过多的铆钉孔和铆钉不仅破坏了原有装备结构的一致性,增加了设备发生疲劳破坏的风险<sup>[12]</sup>,也对设备的重量有较大影响.本文研究的无耳托板螺母紧固系统,是由西雅图的 FTI(Fatigue Technology Inc)公司开发的 ForceTec 紧固系统,该系统利用了 FTI 的开缝衬套冷挤压技术和 ForceMate 衬套冷挤压

技术实现无耳螺母托板与整体结构的装配<sup>[13]</sup>,即通过冷挤压的方式使螺母托板产生塑性应变,进而被挤压在安装板上.无需铆钉的安装方式不仅提高了安装效率,同时减轻了整体设备的重量.同时,冷挤压的安装方式可以使孔壁径向产生一定区域的残余压应力层,有效延缓疲劳裂纹的扩展<sup>[14]</sup>,实现了长寿命的需求.此外,通过 ForceTec 紧固系统与传统铆钉托板紧固系统的疲劳试验对比,发现 ForceTec 紧固系统可显著降低安装孔的应力集中问题,疲劳寿命可达传统铆钉式托板螺母的 3 ~ 10 倍<sup>[15]</sup>.以美国 FTI 为首的企业已实现了衬套冷挤压强化技术在航空中系统化的应用<sup>[16-17]</sup>,国内在衬套生产、冷挤压的强化效果等方面均与国外存在较大差距<sup>[17]</sup>,对 ForceTec 无耳托板螺母系统紧固性能及疲劳性能的研究较为缺乏.

相比于传统铆钉装配的托板螺母,无耳托板螺母组件在受到扭矩载荷时较易出现打滑失效,为保证无耳螺母托板与安装板装配后的拧脱力矩能够达到标准,本文针对新型无耳托板螺母组件的紧固性能开展试验和有限元仿真计算.对不同孔径、板厚的无耳托板螺母组件进行了拧脱力矩试验,得出了不同安装板尺寸下的拧脱力矩.建立了无耳托板螺母组件冷挤压安装、切削以及拧脱的有限元仿真模型,探究了安装板不同的孔径、厚度对无耳托板螺母组件安装效果的影响,以及切削铰孔厚度对拧脱力矩的影响.拧脱试验对所建立的有限元模型进行了试验验证,证明了有限元模型的准确性.

## 1 无耳托板螺母组件安装过程

无耳托板螺母组件由安装板、螺母托板(带卡簧)、自锁螺母、开缝衬套、芯棒等部件构成,如图 1 所示.

进行拧脱力矩试验前,需将无耳托板螺母组件完成冷挤压安装,并通过切削工艺将螺母托板内壁打磨

光滑. 其冷挤压安装示意如图 2 所示. 启动冷挤压拉拔装置, 使芯棒穿过开缝衬套与螺母托板, 由于芯棒工作段直径与衬套厚度之和大于螺母托板内径, 拉拔芯棒会对螺母托板孔壁进行挤压, 螺母托板发生塑性变形, 被挤压在安装板上, 与安装板结构实现干涉贴合, 完成无耳托板螺母紧固组件的冷挤压安装.



图 1 无耳托板螺母组件包含部件

Fig.1 Parts of the rivetless nut plate system

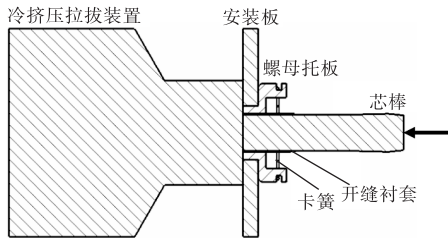


图 2 无耳托板螺母组件冷挤压安装示意

Fig.2 Cold installation of the rivetless nut plate system

冷挤压安装后, 螺母托板内壁材料在衬套开缝处会发生塑性流动, 内壁处形成一条凸脊. 凸脊的存在不仅会影响无耳托板螺母组件装配时的精度, 也会在疲劳载荷下发生应力集中, 增加产品失效风险. 因此, 需使用专用的切削工具对螺母托板内壁进行切削扩孔. 最后, 将自锁螺母推入卡簧内, 无耳托板螺母组件完成安装, 如图 3 所示.

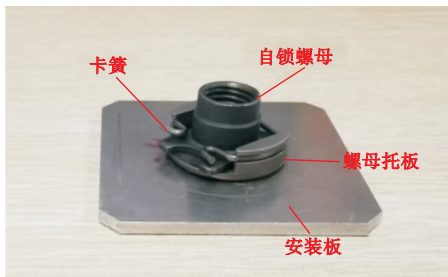


图 3 无耳托板螺母组件

Fig.3 Rivetless nut plate system

由于安装板在螺母托板的挤压下也发生了一定程度上的塑性变形, 因此冷挤压的安装方式可为安装板孔引入有益的残余压应力, 残余压应力层可抵消全

部或部分对结构有害的外界拉应力, 从而提高冷挤压孔的疲劳寿命<sup>[18-20]</sup>. 与传统铆接式托板螺母相比, 该型号无耳托板螺母组件不仅减少了铆钉孔这一疲劳源, 同时也对安装孔进行了强化, 可有效降低连接孔部位的疲劳失效风险. 无需钻取铆钉孔的安装工艺可使安装效率提高 6 倍以上<sup>[21]</sup>. 除此之外, 螺母托板与安装板孔之间实现干涉贴合后, 螺母托板表面的防腐涂层可以保持完好状态并均匀分布在安装板孔表面, 使结构获得良好的防腐性能<sup>[2]</sup>.

## 2 拧脱力矩试验

### 2.1 试验对象

对无耳托板螺母紧固组件进行拧脱力矩试验是了解其紧固性能的关键步骤. 拧脱力矩试验主要是考核螺栓拧紧和拧松时螺母托板抗螺母旋转的能力, 在技术规定的拧脱力矩范围内, 组件不能出现裂纹, 安装板与螺母托板间不能出现松动、打滑<sup>[22]</sup>. 针对 8-3.00 型号无耳托板螺母组件开展拧脱力矩试验, 无耳托板螺母组件如图 3 所示, 该型号规定当拧脱力矩大于  $18.0 \text{ N} \cdot \text{m}$  时, 产品合格.

针对 8-3.00 型号无耳托板螺母组件, 安装板的孔径  $d$  与板厚  $h$  均有一定范围要求, 其孔径  $d$  可变化范围为  $10.30 \sim 10.36 \text{ mm}$ , 板厚  $h$  可变化范围为  $1.96 \sim 3.20 \text{ mm}$ . 经过冷挤压安装并铰孔完成后, 应确保紧固件没有出现裂纹. 首先对最大孔径最大板厚、最大孔径最小板厚、最小孔径最大板厚、最小孔径最小板厚 4 组不同的无耳托板螺母组件进行试验, 每组安装板各 5 个, 记录无耳托板螺母组件发生打滑松动时的拧脱力矩.

### 2.2 试验过程

使用长春仟邦测试设备有限公司生产的 QBN200-L 试验机对无耳托板螺母组件进行拧脱力矩试验, 试验装置及夹具如图 4 所示. 试验时, 将安装板的两边固定在夹具上, 将螺栓拧入自锁螺母中, 并使用传力杆卡住, 沿顺时针方向施加速度为  $2 \text{ r/min}$  的旋转载荷. 施加的扭矩缓慢增加, 当扭矩达到一定值时, 螺母托板与安装板间的摩擦力不足以抵抗扭转, 螺母托板会随螺栓发生转动, 即打滑失效. 记录此时所施加的扭矩, 并记为产品的极限拧脱力矩.

### 2.3 试验结果

当螺母托板与安装板间出现打滑时, 记录此刻拧脱力矩数值. 图 5 为最小孔径最大板厚安装板(即

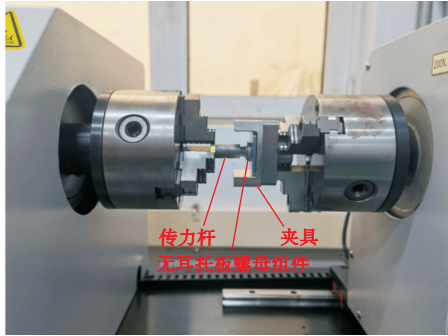


图 4 拧脱试验  
Fig.4 Torque-out test

$d = 10.30 \text{ mm}$ ,  $h = 3.20 \text{ mm}$ ) 中某一试件的扭矩-转角曲线. 由图 5 可见, 随着螺栓的旋转, 施加在螺母托板上的扭矩不断增大至峰值后迅速减小. 这是由于当扭矩超载时, 螺母托板与安装板间发生打滑, 两者间静摩擦力转变为动摩擦力. 打滑也会造成两者间产生磨损、擦伤等损伤, 使产品失去紧固性能, 产品失效. 此时曲线出现转折点. 峰值处即为极限拧脱力矩, 该无耳托板螺母紧固组件拧脱力矩峰值为  $23.81 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

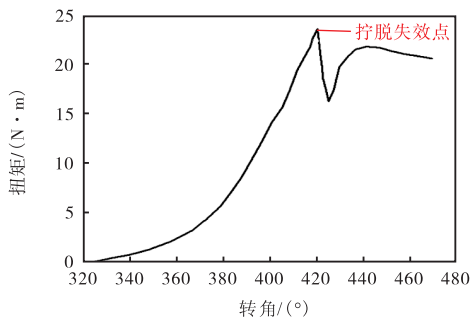


图 5 无耳托板螺母组件扭矩-转角曲线  
Fig.5 Torque-angle curve of rivetless nut plate system

对 4 组不同尺寸安装板的无耳托板螺母组件进行拧脱力矩试验后, 得出拧脱力矩试验数据如表 1 所示. 其中仅有在最小孔径最大板厚的安装板情况下, 全部组件的拧脱力矩均能达到合格, 最大孔径最小板厚情况下的无耳托板螺母组件的抗旋转能力最差, 最大拧脱力矩仅为  $8.71 \text{ N} \cdot \text{m}$ . 从试验结果可知安装板的孔径及板厚对无耳托板螺母组件紧固性能有非常重要的影响.

表 2 材料参数

Tab.2 Material properties

部位	材料	密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^3)$	弹性模量 $E / \text{MPa}$	泊松比 $\nu$	屈服应力 $\sigma_s / \text{MPa}$	硬化模量 / $\text{MPa}$
芯棒	钢	8 160	240 000	0.30		
底座	17-PH	4 500	190 000	0.30	1 650	9 500
安装板	7050-T7451	2 800	73 800	0.33	410	1 000

表 1 无耳托板螺母组件拧脱力矩

Tab.1 Torque of rivetless nut plate system

$d / \text{mm}$	$h / \text{mm}$	拧脱力矩 / $(\text{N} \cdot \text{m})$				
		10.30	1.96	14.66	15.72	16.11
10.30	3.20	23.71	23.81	24.28	24.76	27.17
10.36	1.96	7.98	8.07	8.18	8.51	8.71
10.36	3.20	12.81	13.34	17.99	18.33	20.67

### 3 有限元仿真

#### 3.1 有限元模型

本研究不关注冷挤压后螺母托板孔周围的应力情况, 因此可将开缝衬套的厚度考虑到芯棒直径中以简化模型, 保证冷挤压的相对过盈量不发生变化. 过盈量是影响冷挤压效果最显著的因素, 工程中常用绝对挤压力量和相对挤压力量两种表达形式来描述挤压力量, 计算公式为

$$E_a = D + 2t - D_0 \quad (1)$$

$$E_r = \frac{E_a}{D_0} \times 100\% \quad (2)$$

式中:  $E_a$  为绝对挤压力量;  $E_r$  为相对挤压力量;  $D$  为芯棒工作段直径;  $D_0$  为被挤压件的初孔直径;  $t$  为开缝衬套厚度.

简化后的几何模型由螺母托板、安装板、芯棒构成, 如图 6 所示. 其中芯棒直径为  $7.70 \text{ mm}$ , 螺母托板内壁直径为  $7.40 \text{ mm}$ , 外壁直径为  $10.29 \text{ mm}$ . 无耳托板螺母组件各部件所使用材料与材料参数如表 2 所示. 由于在冷挤压过程中, 螺母托板与安装板均发生了较大的塑性变形, 两者均采用双线性本构模型. 芯棒材料为高强度钢, 刚度相对较大, 可假设其在冷挤压过程中不发生塑性变形.

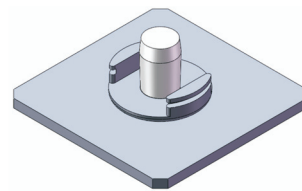


图 6 无耳托板螺母组件几何模型  
Fig.6 Geometric model of rivetless nut plate system

无耳托板螺母组件有限元网格如图7所示, 网格选取 C3D8R 网格单元, 将螺母托板与安装板接触区域网格进行细化. 进行拧脱试验仿真模拟前, 要对冷挤压、切削 2 个步骤开展有限元仿真. 进行芯棒冷挤压仿真是为了使螺母托板与安装板完成安装. 冷挤压完成后进行切削仿真是为了确保仿真时的螺母托板内壁孔径等于实物所要求的终孔直径.

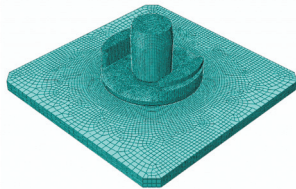


图7 无耳托板螺母组件有限元网格

Fig.7 Finite element mesh of rivetless nut plate system

### 3.2 冷挤压和切削模拟

首先进行冷挤压安装过程的仿真模拟. 冷挤压时, 芯棒与螺母托板间会添加润滑材料以减小两者间的摩擦, 保护螺母托板内壁, 因此设置两者之间为摩擦接触, 摩擦系数为 0.1<sup>[23]</sup>. 进行冷挤压时, 设置安装板沿板厚方向自由度为 0, 对芯棒施加竖直向下的位移, 速率为 20 mm/min, 如图8所示.

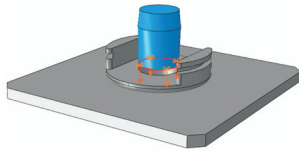


图8 冷挤压设置

Fig.8 Configuration of cold expansion

由于切削工艺会造成孔壁附近区域约束状态的变化, 同时会影响孔壁附近的残余应力场<sup>[24]</sup>, 因此需要对切削步骤进行仿真. 对此, 采取生死单元法 (deactivating) 模拟切削过程<sup>[25]</sup>. 在有限元建模阶段, 需将切削层与螺母托板的分界面建出, 设置螺母托板内壁的一定区域为切削层, 如图9所示. 待冷挤压完成后, 直接杀死需进行切削的单元层. 该方法操作简

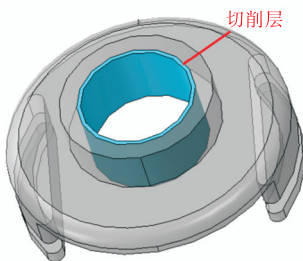


图9 生死单元层

Fig.9 Deactivating part

单、计算成本低, 且能考虑切削对孔周围区域残余应力场的影响. 在实际切削过程中,  $d = 10.36 \text{ mm}$ 、 $h = 1.96 \text{ mm}$  型号的无耳托板螺母组件切削厚度  $d_1 = 0.2975 \text{ mm}$ , 仿真中切削层厚度设置与实际保持一致.

### 3.3 拧脱力矩仿真

冷挤压和切削仿真设置完成后可进行拧脱力矩仿真, 和实物试验条件保持一致, 将安装板的两对边施加固定约束. 施加扭转载荷时, 自锁螺母与螺母托板两侧凸起部位接触, 并将扭矩传递到螺母托板上. 将螺母托板与自锁螺母接触区域耦合到中间参考点 A 点, 如图10所示, 扭转以转角的形式施加在点 A 上, 旋转速率为 2 r/min.

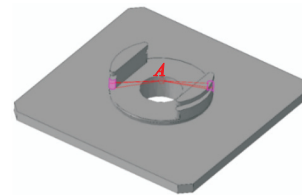


图10 拧脱仿真耦合设置

Fig.10 Coupling configuration of twisting simulation

螺母托板与安装板间设置为摩擦接触, 由于螺母托板受冷挤压后与安装板间为干涉贴合状态, 摩擦系数难以测得. 并且在冷挤压安装过程中, 螺母托板与安装板均发生了塑性变形, 金属的塑性流动使两者间干涉贴合的状态变得复杂, 安装板的孔径、厚度等因素均会影响两者干涉贴合效果, 因此螺母托板与安装板间摩擦系数难以直接确定. 针对这一问题, 本文利用第2节最大孔径最大板厚、最大孔径最小板厚、最小孔径最大板厚和最小孔径最小板厚 4 组无耳托板螺母组件的拧脱力矩试验数据反推摩擦系数. 反推的具体步骤是: ①利用已经测得的 4 组拧脱力矩试验数据, 在仿真时设置不同的摩擦系数并多次重复仿真过程, 使仿真计算出的拧脱力矩数值等于各组试验数据的平均值, 确定不同尺寸下的安装板与螺母托板之间的摩擦系数; ②通过该方法可确定最小孔径最小板厚、最小孔径最大板厚、最大孔径最小板厚、最大孔径最大板厚安装板体条件下的 4 个摩擦系数; ③利用这 4 个反推得到的摩擦系数数值, 当给定孔径  $d$  时, 可建立摩擦系数  $\mu$  与安装板板厚  $h$  之间的线性模型. 当孔径  $d = 10.30 \text{ mm}$  时, 摩擦系数  $\mu$  随厚度  $h (1.96 \text{ mm} < h < 3.00 \text{ mm})$  变化关系为

$$\mu = 0.0192h + 0.402 \quad (3)$$

当孔径  $d = 10.36 \text{ mm}$  时, 摩擦系数  $\mu$  随板厚  $h (1.96 \text{ mm} < h < 3.00 \text{ mm})$  变化关系为

$$\mu = 0.1010h + 0.037 \quad (4)$$

同理,可确定板厚  $h$  为某一定值时,摩擦系数  $\mu$  与安装板孔径  $d$  之间的线性模型. 当板厚  $h = 1.96 \text{ mm}$  时,摩擦系数  $\mu$  随孔径  $d$  的变化关系为

$$\mu = -3.417d + 35.635 \quad (5)$$

当板厚  $h = 3.20 \text{ mm}$  时,摩擦系数  $\mu$  随孔径  $d$  变化关系为

$$\mu = -2.000d + 21.060 \quad (6)$$

其中,由于螺母托板下端凸出长度为  $3.00 \text{ mm}$ ,当安装板板厚为  $3.00 \sim 3.20 \text{ mm}$  时,超出的部分与螺母托板不发生接触. 因此,当安装板板厚为  $3.00 \sim 3.20 \text{ mm}$  时,两者间摩擦系数可认为与  $h = 3.00 \text{ mm}$  时相同.

利用该摩擦系数的线性近似模型,可涵盖任一孔径、板厚下安装板与螺母托板间的摩擦系数,进而对拧脱力矩进行仿真计算.

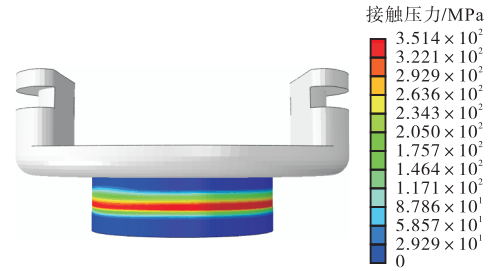
### 4 结果分析

针对不同板厚、孔径的安装板会造成无耳托板螺母组件拧脱力矩产生较大变化的现象,通过分析冷挤压、切削仿真模拟后的应力、应变云图,探究对无耳托板螺母组件拧脱力矩产生影响的因素及原因. 并通过仿真模拟,给出无耳托板螺母组件拧脱力矩达标时的安装板尺寸边界.

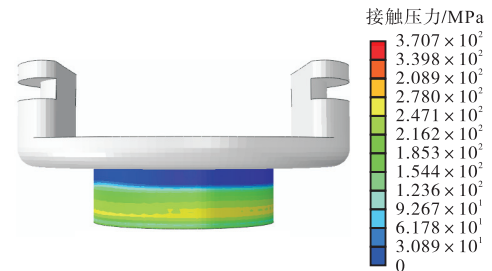
#### 4.1 冷挤压仿真结果

图 11 给出经过冷挤压安装后螺母托板与不同尺寸安装板间的接触压力. 最小孔径最小板厚接触压力最大值为  $351.4 \text{ MPa}$ ,最小孔径最大板厚接触压力最大值为  $370.7 \text{ MPa}$ ,最大孔径最小板厚接触压力最大值为  $283.7 \text{ MPa}$ ,最大孔径最大板厚接触压力最大值为  $295.1 \text{ MPa}$ . 可见,安装板孔径对接触压力影响较大,当孔径较小时,安装板与螺母托板间有更大的接触应力,两者贴合更为紧密,使得较小孔径安装板下的螺母托板在受到旋转载荷时所需要克服的摩擦力更大. 板厚的变化对接触压力变化影响较小,但不同的安装板厚度会造成安装板与螺母托板接触面积不同. 在较厚的板厚下,两者间的接触压力分布面积更大且更加均匀,两者干涉贴合的效果更好,打滑失效时所需的拧脱力矩也更大. 因此,不同板厚以及不同孔径的安装板对冷挤压安装效果均有显著影响,进而使紧固件的拧脱力矩有较大差异.

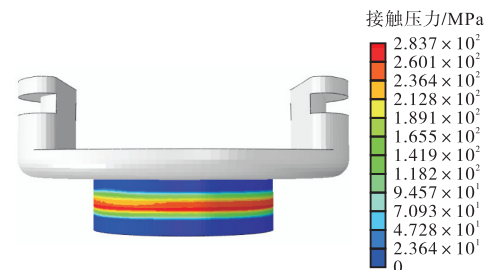
芯棒挤过螺母托板致使其与安装板锁紧的过程是一个塑性变形过程,塑性应变主要产生在螺母托板内圈及安装板内圈. 将安装板隐藏后,螺母托板的塑性应变云图如图 12 所示,最大塑性应变出现在螺母



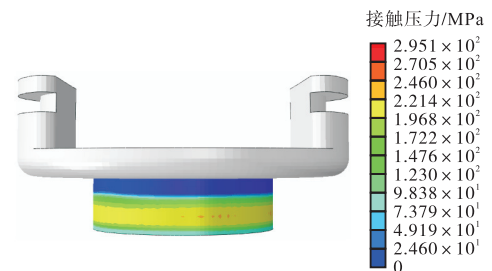
(a) 最小孔径最小板厚



(b) 最小孔径最大板厚



(c) 最大孔径最小板厚



(d) 最大孔径最大板厚

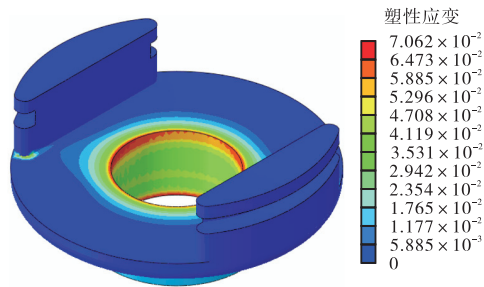
图 11 螺母托板接触压力

Fig.11 Contact stress of the nut plate

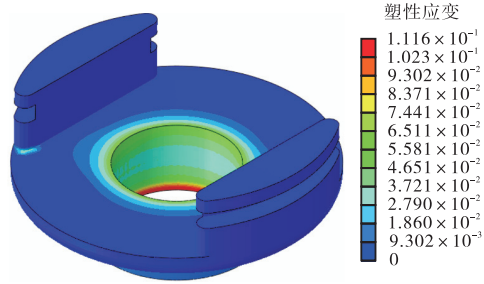
托板内圈上,最小孔径最小板厚塑性应变最大值为  $0.07062$ ,最小孔径最大板厚塑性应变最大值为  $0.11160$ ,最大孔径最小板厚塑性应变最大值为  $0.06718$ ,最大孔径最大板厚塑性应变最大值为  $0.10870$ . 最小板厚下,塑性应变最大值出现在挤入端;最大板厚下,塑性应变最大值出现在挤出端. 这是由于最大板厚下,安装板与螺母托板相挤压造成的. 螺母托板产生塑性应变大小与安装板孔径、板厚均有关. 当安装板的孔径较小、厚度较大时,螺母托板所产生的塑性应变也更大,其与安装板接触更加紧密,

两者间的接触应力也会越大,进而使拧脱力矩变大.

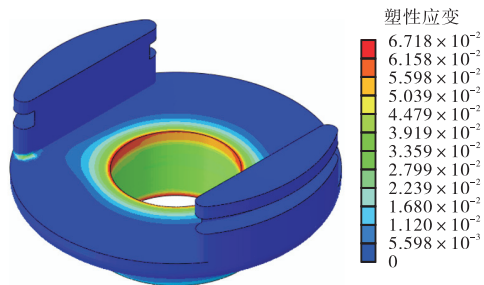
果更好,最小孔径安装板与螺母托板之间的配合更紧密,因此拧脱失效时极限拧脱力矩也更大.



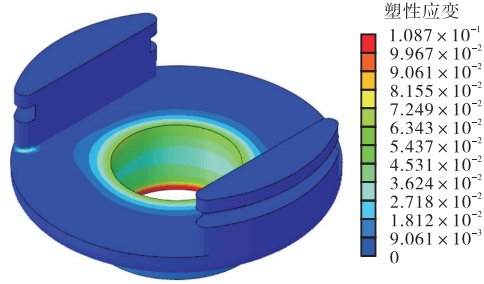
(a) 最小孔径最小板厚



(b) 最小孔径最大板厚



(c) 最大孔径最小板厚

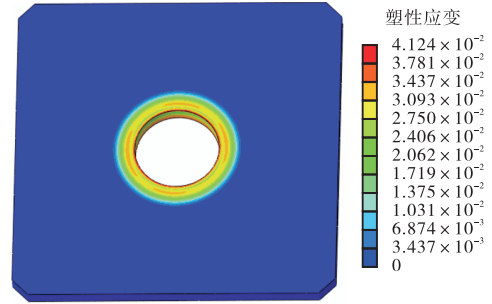


(d) 最大孔径最大板厚

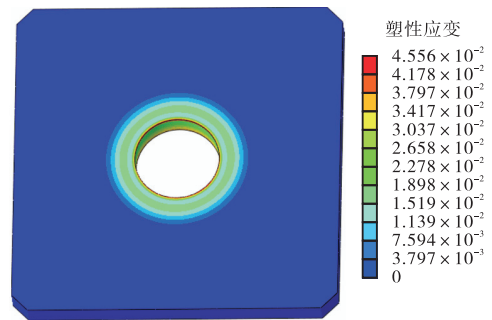
图 12 螺母托板塑性应变

Fig.12 Plastic strain of the nut plate

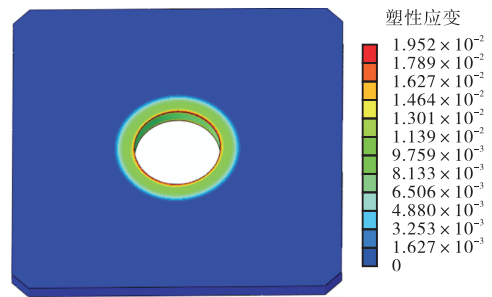
将螺母托板隐藏后,安装板所发生的塑性应变云图如图 13 所示. 最小孔径最小板厚安装板塑性应变最大值为 0.041 24,最小孔径最大板厚塑性应变最大值为 0.045 56,最大孔径最小板厚塑性应变最大值为 0.019 52,最大孔径最大板厚塑性应变最大值为 0.026 73. 由此可见,最小孔径安装板所发生的塑性应变明显大于最大孔径型号的安装板,冷挤压强化效



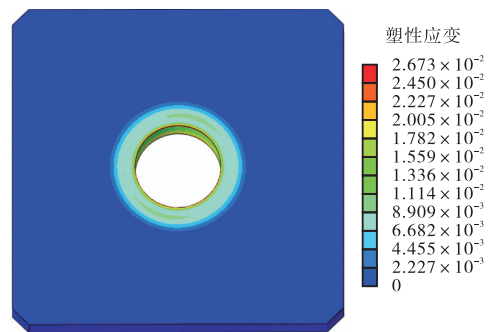
(a) 最小孔径最小板厚



(b) 最小孔径最大板厚



(c) 最大孔径最小板厚



(d) 最大孔径最大板厚

图 13 安装板塑性应变

Fig.13 Plastic strain of the installation plate

### 4.2 切削仿真结果

以安装板孔径  $d = 10.36 \text{ mm}$ 、板厚  $h = 1.96 \text{ mm}$  的无耳托板螺母组件为例分析切削对残余应力的影

响. 冷挤压安装后, 由于发生塑性变形, 螺母托板内径由 7.400 mm 变为 7.590 mm. 产品经切削铰孔后, 内径为 8.185 mm, 切削厚度  $d_1 = 0.2975$  mm. 切削前后螺母托板的残余应力云图如图 14 所示. 冷挤压后, 由于芯棒对螺母托板的挤压, 螺母托板内壁处存在较大残余应力, 最大值为 2 066 MPa. 对内壁进行切削扩孔后, Mises 应力最大值减小为 1 824 MPa, 且仅在芯棒挤入段存在较大残余应力. 螺母托板内壁的中间层及挤出端的 Mises 应力仅在 600 MPa 左右. 由此可见, 切削扩孔会造成螺母托板内壁区域约束状态的变化, 对残余应力场有较大影响.

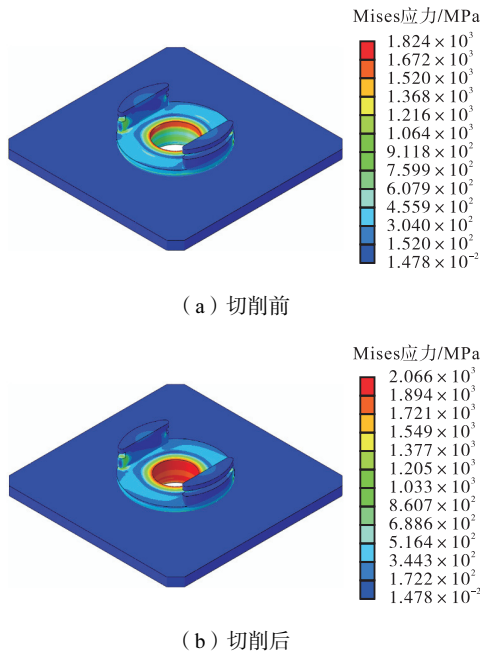


图 14 切削前后残余应力对比

Fig.14 Comparison of residual stress before and after cutting

提取螺母托板内壁从挤入端到挤出端上某一路径的 Mises 应力, 并设置不同厚度的生死单元层, 改变切削层厚度  $d_1 = 0.0500$  mm、 $d_1 = 0.1000$  mm 和  $d_1 = 0.2450$  mm, 分析不同的切削厚度对螺母托板残余应力的影响, 螺母托板内壁 Mises 应力沿深度方向的变化曲线如图 15 所示. 在挤入端, Mises 应力较大. 中间层和挤出端, Mises 应力较小. 距挤入端 0.85 mm 处, 内壁 Mises 应力达到峰值, 4 种不同切削厚度相比未切削, Mises 应力分别减小了 33.53 MPa、84.41 MPa、306.22 MPa、439.54 MPa. 随切削量变大, 螺母托板内壁处的残余应力显著减小. 其中内壁挤入端 Mises 应力变化较小, 中间层与挤出端 Mises 应力变化较大. 由此可见, 过大的切削量会使强化后的残余应力场遭到破坏, 进而可能使无耳托板螺母紧固

组件抵抗扭转载荷的能力变弱.

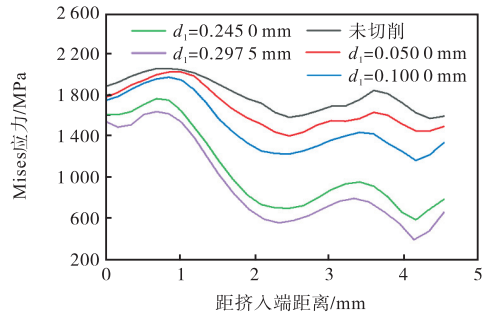


图 15 不同切削厚度下螺母托板内壁 Mises 应力曲线

Fig.15 Mises stress curves of the inner wall under different cutting thicknesses

### 4.3 拧脱力矩仿真结果

#### 4.3.1 安装板孔径及板厚对拧脱力矩的影响

对无耳托板螺母组件进行拧脱试验的仿真, 4 种不同型号无耳托板螺母组件拧脱力矩随时间的变化曲线如图 16 所示, 拧脱力矩在达到峰值后迅速下降, 此时螺母托板出现转动打滑. 拧脱力矩的仿真数值与试验结果对比情况如表 3 所示, 仿真数值与试验的平均值吻合较好. 由于安装板孔径、板厚尺寸的差异会造成冷挤压安装后无耳托板螺母组件接触压力及塑性应变的不同, 进而会造成不同尺寸无耳托板螺母组件产品的拧脱力矩存在较大差异.

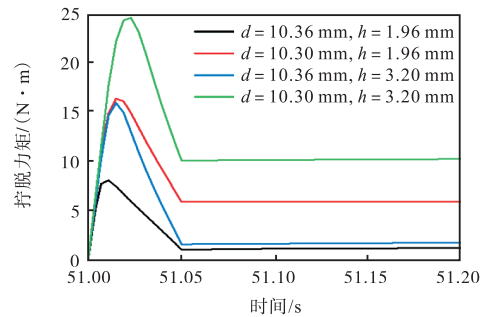


图 16 无耳托板螺母组件拧脱力矩曲线

Fig.16 Torque curves of the rivetless nut plate system

表 3 拧脱试验和仿真结果对比

Tab.3 Comparison of experimental and simulation results

d/mm	h/mm	试验平均拧脱力矩/(N·m)	仿真拧脱力矩/(N·m)	误差/%
10.30	1.96	16.50	15.90	3.6
10.30	3.20	24.70	24.50	0.8
10.36	1.96	8.29	8.12	1.7
10.36	3.20	16.60	16.38	1.3

#### 4.3.2 切削厚度对拧脱力矩影响

为分析切削厚度对无耳托板螺母组件拧脱力矩的影响, 以安装板孔径为 10.36 mm、板厚为 1.96 mm

的无耳托板螺母组件为例,通过设置不同厚度的生死单元层,分析不同切削厚度对拧脱力矩的影响.对未切削、切削了不同厚度的无耳托板螺母组件进行拧脱力矩仿真,拧脱力矩-时间曲线如图 17 所示.在试验要求切削厚度为 0.297 5 mm 时,仿真得到拧脱力矩为 8.12 N·m.在未切削下,无耳托板螺母组件的拧脱力矩为 9.40 N·m.改变切削内壁的厚度,当切削厚度为 0.050 0 mm 时,无耳托板螺母组件发生打滑时的拧脱力矩为 9.02 N·m;切削厚度为 0.100 0 mm 时,无耳托板螺母组件发生打滑时的拧脱力矩为 8.84 N·m;切削厚度为 0.245 0 mm 时,无耳托板螺母组件发生打滑时的拧脱力矩为 8.49 N·m.因此可知,随切削量增大,无耳托板螺母组件发生打滑时拧脱力矩会逐渐减小.在实际的切削工艺中,应注意切削量不宜过厚,否则会破坏螺母托板孔附近的残余应力与塑性应变区域,进而影响无耳托板螺母组件的拧脱力矩.工程中建议将切削厚度控制在 0.100 0 ~ 0.250 0 mm,该切削厚度下,可将螺母托板内壁凸脊打磨光滑,使组件具有良好的疲劳性能,并能保证无耳托板螺母组件的拧脱力矩受影响较小.同时,实际切削中要控制每次切削量一致,否则会使组件的拧脱力矩数值产生波动.

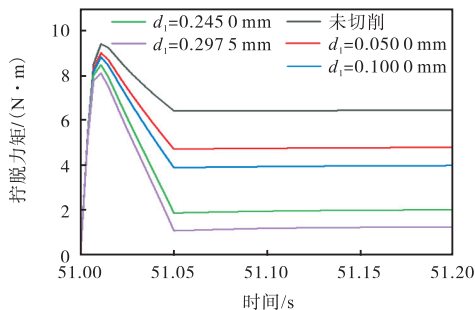


图 17 不同切削厚度下无耳托板螺母组件拧脱力矩曲线  
Fig.17 Torque curves of rivetless nut plate system under different cutting thicknesses

### 5 拧脱力矩达标安装板边界分析

为了在保证无耳托板螺母组件拧脱力矩能够达到 18.0 N·m 的情况下,使无耳托板螺母组件质量尽可能减小,利用仿真反推得出的螺母托板-安装板间摩擦系数,对安装板孔径、板厚设置不同梯度并逐一进行仿真计算,得出组件的拧脱力矩达标时安装板孔径、厚度的极限尺寸.仿真得出安装板的极限尺寸与对应拧脱力矩如表 4 所示,无耳托板螺母组件尺寸范围如图 18 所示,分界线上方对应所有尺寸的无耳托板螺母组件拧脱力矩均可达到 18.0 N·m 的要求.

表 4 安装板极限尺寸

Tab.4 Ultimate dimensions of the installation plate

安装板孔径 $d$ /mm	安装板板厚 $h$ /mm	拧脱力矩/(N·m)
10.30	2.40	18.90
10.32	2.40	18.20
10.34	2.80	18.60
10.36		

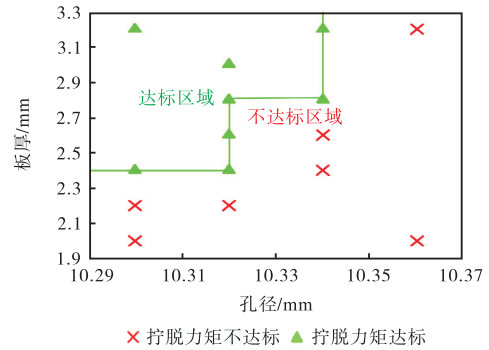


图 18 无耳托板螺母组件拧脱力矩达标区域

Fig.18 Torque standard achievement region of the rivetless nut plate system

### 6 补充试验验证

为验证通过仿真反推得出摩擦系数的方法是否可行,依据摩擦系数的线性近似模型仿真计算出的各尺寸安装板下无耳托板螺母组件的拧脱力矩数值,选择了达标且临近 18.0 N·m 拧脱力矩要求下的安装板,补充了 4 组拧脱力矩试验,每组试验共包含 5 个试样.利用反推得出的摩擦系数近似线性模型,得出 4 组不同孔径和板厚尺寸的安装板与螺母托板间的摩擦系数,并进行拧脱力矩的仿真计算.4 组不同尺寸下无耳托板螺母组件拧脱力矩的仿真数值和试验数据如表 5 所示.补充试验测得,4 组不同尺寸安装板下,每个螺母托板组件均能达到拧脱力矩标准,每组试验的平均拧脱力矩数值与仿真结果误差均小于 15%.因此,根据初始试验结合仿真所建立的摩擦系数线性近似模型的方法可行,可验证该仿真方法的准确性.

表 5 补充试验仿真与试验数据

Tab.5 Simulation and experimental data of the supplementary test

$d$ /mm	$h$ /mm	拧脱力矩/(N·m)						误差/%
		试验数据			仿真结果			
10.325	3.20	19.5	20.3	22.3	23.0	23.2	20.0	7.66
10.320	2.50	19.0	19.6	21.6	23.9	25.1	18.7	14.38
10.320	2.95	21.3	21.3	23.4	23.5	24.9	20.8	9.09
10.330	2.95	21.5	21.6	22.2	22.5	23.5	19.9	10.60

## 7 结 论

由于新型无耳托板螺母紧固组件在受到扭转载荷时易发生打滑失效,螺母托板与安装板间摩擦系数难以测定,本文提出利用有限元仿真结合试验分析,反推得出了两者间的摩擦系数,建立了摩擦系数近似线性模型,分析了影响新型无耳托板螺母组件拧脱力矩的因素,计算得出了拧脱力矩合格时安装板的尺寸边界,对新型无耳托板螺母组件的工程应用有指导意义. 本文得到的结论如下.

(1) 通过对 4 组无耳托板螺母组件的接触应力和塑性应变云图进行对比发现,安装板孔径变化会造成冷挤压安装时过盈量变化,对两者间接触应力、塑性应变均影响较大;安装板厚度变化会改变两者间的贴合状态,较厚的安装板使两者间贴合状态更加充分均匀. 较小孔径较大板厚安装板下无耳托板螺母组件的冷挤压安装效果更好,有更大的拧脱力矩.

(2) 通过对不同切削厚度下螺母托板内壁的 Mises 应力及拧脱力矩曲线进行对比发现,切削扩孔会造成螺母托板内壁附近的残余应力场的释放与重构,进而对无耳托板螺母组件拧脱力矩产生较大影响. 实际进行切削工艺时,应控制切削量不宜过大,且每次的切削量要保持一致.

(3) 基于 4 组无耳托板螺母组件的拧脱力矩试验,结合仿真分析,可建立螺母托板与安装板间摩擦系数的线性近似模型. 应用该模型对拧脱力矩达标时安装板的尺寸边界进行仿真预测,与后续补充试验吻合良好,预测结果与 4 组补充试验的拧脱力矩数值误差小于 15%.

### 参考文献:

- [1] 袁红璇. 飞机结构件连接孔制造技术[J]. 航空制造技术, 2007, 50(1): 96-99.  
Yuan Hongxuan. Manufacturing technology of connecting hole in aircraft structures[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2007, 50(1): 96-99(in Chinese).
- [2] 刘华东, 赵庆云. 长寿命机械连接技术研究应用进展[J]. 航空制造技术, 2016, 59(19): 64-69.  
Liu Huadong, Zhao Qingyun. Progress in the application of long-life mechanical connection technology[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2016, 59(19): 64-69(in Chinese).
- [3] 石秀勇, 李国祥, 胡玉平. 发动机飞轮螺栓的三维有限元计算分析[J]. 中国机械工程, 2006, 17(8): 845-848.  
Shi Xiuyong, Li Guoxiang, Hu Yuping. 3D finite element analysis on flywheel bolt of engine[J]. China Mechanical Engineering, 2006, 17(8): 845-848(in Chinese).
- [4] 董卫萍, 高飞, 邢欣, 等. 开缝衬套冷挤压强化工艺对 7050 铝合金孔连接结构疲劳寿命的影响[J]. 工具技术, 2021, 55(12): 68-72.  
Dong Weiping, Gao Fei, Xing Xin, et al. Effect of cold extrusion strengthening technology of split-sleeve bushing on fatigue life of 7050 Al alloy hole connection structure[J]. Tool Engineering, 2021, 55(12): 68-72(in Chinese).
- [5] 郁大照, 陈跃良, 高永. 螺栓连接单搭接件疲劳特性试验与全寿命估算方法研究[J]. 中国机械工程, 2013, 24(20): 2747-2752.  
Yu Dazhao, Chen Yueliang, Gao Yong. Study on fatigue property tests and holistic life assessment method for single bolted joints[J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(20): 2747-2752(in Chinese).
- [6] 葛恩德, 苏宏华, 程远庆, 等. TC4 板孔冷挤压强化残余应力分布与疲劳寿命[J]. 中国机械工程, 2015, 26(7): 971-976.  
Ge Ende, Su Honghua, Cheng Yuanqing, et al. Residual stress fields and fatigue life of cold expansion hole in titanium alloy TC4[J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(7): 971-976(in Chinese).
- [7] Bahloul A, Ben Ahmed A, Mhala M M, et al. Probabilistic approach for predicting fatigue life improvement of cracked structure repaired by high interference fit bushing[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2017, 91(5/6/7/8): 2161-2173.
- [8] Liu H, Hu D Y, Wang R Q, et al. Experimental and numerical investigations on the influence of cold expansion on low cycle fatigue life of bolt holes in aeroengine superalloy disk at elevated temperature[J]. International Journal of Fatigue, 2020, 132: 105390.
- [9] 王彩勇, 黎向锋, 左敦稳, 等. 开缝衬套冷挤压孔疲劳寿命仿真模型建立及验证[J]. 兵器材料科学与工程, 2016, 39(3): 43-47.  
Wang Caiyong, Li Xiangfeng, Zuo Dunwen, et al. Establishment and verification of fatigue life simulation model for cold-expansion hole with split sleeve[J]. Ordnance Material Science and Engineering, 2016, 39(3): 43-47(in Chinese).
- [10] 杨庆华, 覃郑永, 王志恒, 等. 二维电液颤振对冷挤压成形的影响[J]. 中国机械工程, 2019, 30(5):

- 621-629.
- Yang Qinghua, Qin Zhengyong, Wang Zhiheng, et al. Influences of two-dimensional electro-hydraulic flutters on cold extrusion forming[J]. *China Mechanical Engineering*, 2019, 30(5): 621-629(in Chinese).
- [11] 王守财, 孙 昂, 刘如刚. 新型无耳托板螺母拉铆过程数值仿真与试验验证[J]. *中国机械工程*, 2023, 34(7): 875-881.
- Wang Shoucai, Sun Ang, Liu Rugang. Numerical simulation and experimental comparison of riveting process of a new non-plate nut[J]. *China Mechanical Engineering*, 2023, 34(7): 875-881(in Chinese).
- [12] Liu J, Shao X J, Liu Y S, et al. Effect of cold expansion on fatigue performance of open holes[J]. *Materials Science and Engineering A*, 2008, 477(1/2): 271-276.
- [13] Lü Y, Dong M G, Zhang T. Finite element analysis of split sleeve cold expansion process on multiple hole aluminum alloy[J]. *Materials*, 2023, 16(3): 1109.
- [14] 赵艳秦, 魏士礼. 一种新型无铆托板螺母及其在某飞机口框上的应用[J]. *中国科技纵横*, 2013(16): 96-97.
- Zhao Yanqin, Wei Shili. A new rivetless nut plate and its application in a certain aircraft frame[J]. *China Science & Technology Overview*, 2013(16): 96-97(in Chinese).
- [15] Reid L, Easterbrook E. Advanced design fatigue resistance rivetless nut plate system[C]// SAE Technical Papers. Montreal, Canada, 1994: 19-25.
- [16] Fu Y C, Ge E D, Su H H, et al. Cold expansion technology of connection holes in aircraft structures: A review and prospect[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2015, 28(4): 961-973.
- [17] 林忠亮, 白清顺, 王洪飞, 等. 衬套冷挤压的强化机理与疲劳寿命研究进展[J]. *表面技术*, 2023, 52(4): 1-14.
- Lin Zhongliang, Bai Qingshun, Wang Hongfei, et al. Research progress of strengthening mechanism and fatigue life in cold expansion of bushing for hole[J]. *Surface Technology*, 2023, 52(4): 1-14(in Chinese).
- [18] Özdemir A T, Hermann R. Effect of expansion technique and plate thickness on near-hole residual stresses and fatigue life of cold expanded holes[J]. *Journal of Materials Science*, 1999, 34(6): 1243-1252.
- [19] 王洪达. TC4 孔的带开缝衬套冷挤压残余应力分布有限元仿真[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
- Wang Hongda. Simulations of the Residual Stresses Around Split-Sleeve Cold Expanded Holes in TC4 Titanium Alloy[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010(in Chinese).
- [20] Bouzid A H, Touahri H, Benfriha K. Analytical solution of aluminum alloy plates with holes subjected to cold expansion with reverse yielding[J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2021, 143(4): 041302.
- [21] Fatigue Technology Inc. Installation procedure of forcetec rivetless nut plates[EB/OL]. <https://fatiguetech.com/products/forcetec-rivetless-nut-plates>, 2020-07-14.
- [22] GJB 715.21—1990 紧固件试验方法 第 5 部分: 托板自锁螺母拧脱[S]. 1990-07-17.
- GJB 715.21—1990 Fastener Test Method Part 5: Torque-Out of Plate Nut[S]. 1990-07-17(in Chinese).
- [23] 刘晓龙, 高玉魁, 刘蕴韬, 等. 孔挤压强化残余应力场的三维有限元模拟和实验研究[J]. *航空材料学报*, 2011, 31(2): 24-27.
- Liu Xiaolong, Gao Yukui, Liu Yuntao, et al. 3D finite element simulation and experimental test on residual stress field by hole cold expansion[J]. *Journal of Aeronautical Materials*, 2011, 31(2): 24-27(in Chinese).
- [24] 杜 旭, 张 腾, 何宇廷, 等. 孔冷挤压有限元仿真中的铰削分界面位置确定方法[J]. *航空学报*, 2019, 40(4): 263-275.
- Du Xu, Zhang Teng, He Tingyu, et al. Determining position of reaming interface in cold expansion FEM simulation[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2019, 40(4): 263-275(in Chinese).
- [25] 王 幸, 徐 武, 张晓晶, 等. TC4 板冷挤压强化寿命预测与试验验证[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2017, 51(8): 1610-1618.
- Wang Xing, Xu Wu, Zhang Xiaojing, et al. Numerical prediction and experimental verification of fatigue life of TC4 plate strengthened by cold expansion[J]. *Journal of Zhejiang University(Engineering Science)*, 2017, 51(8): 1610-1618(in Chinese).

(责任编辑: 王晓燕)