

基于TC4紧固件在不同头型下扭矩与预紧力关系研究

高学敏¹,程全士¹,米保卫²,冯德荣¹,袁浩¹

(1. 河南航天精工制造有限公司, 信阳 464000;

2. 航空工业第一飞机设计研究院, 西安 710072)

[摘要] 分析了航空某型号用紧固件扭矩与预紧力的关系,以MJ8×1规格钛合金紧固件为研究对象,着重研究了钛合金紧固件在模拟航空航天型号部段实际安装环境下,不同头型紧固件及安装次数对安装扭矩与预紧力关系的影响,以及其相应变化的规律。研究表明:一是当螺栓预紧力达到5%~35% F_{max} 时(F_{max} 为螺栓标准规定的最小拉力载荷值),除头型外其余螺纹精度、性能等参数均一致的情况下,螺栓头部承载面积大的头型,所产生的端面摩擦扭矩大,达到同样预紧力时,所需的安装扭矩大;二是随着反复拧入次数的增加,达到相同的预紧力时,所需的拧紧力矩呈现递增的变化规律。

关键词: 紧固件; 安装扭矩; 预紧力; 扭矩系数; 摩擦系数

Research on Torsion-Tension Relationship of TC4 Material Fastener With Different Head-Type

GAO Xuemin¹, CHENG Quanshi¹, MI Baowei², FENG Derong¹, YUAN Hao¹

(1. Henan Aerospace Precision Machining Co., Ltd., Xinyang 464000, China;

2. AVIC First Aircraft Design and Research Institute, Xi'an 710072, China)

[ABSTRACT] The relation between the tightening torque and preload of the fastener used in a certain aviation application was analyzed. Taking MJ8 multiplied by 1 size titanium fastener as the research object, this article focused on the influence and corresponding change law of different head-type fastener and tightening times when the titanium alloy fastener is under actual installation environment of aviation and aerospace model. The following results are acquired: The preload of the bolt reached 5%–35% F_{max} (F_{max} means the required minimum tension load of the bolt), with all other elements, such as thread accuracy level and the property level, etc, stayed the same except the head-type, for the head-type fastener with larger loading area on the bolt head, the generated end face friction torque is larger, and the required tightening torque is also larger to reach the same preload. The needed install moment and torsion modulus are all increased in the same bolt stress level with the addition of the install times.

Keywords: Fasteners; Tightening torque; Clamp force; Torque coefficient; Friction coefficient

DOI:10.16080/j.issn1671-833x.2020.17.092

在航空航天领域,紧固件“数以万计、类以群分、连结构、接系统”,铸就型号的钢筋铁骨,保障了型号的质量可靠性^[1]。紧固件安装与装配过程中,经常根据其使用部位、使用环境、使用载荷、使用寿命等不同要求而选择不同安装方法,包括扭矩法、扭矩转角控制法、屈服点控制法等。目前,扭矩法仍是目前较常见的一种控制方法,即拧紧螺栓至设定的扭矩后,拧紧控制机构停止动作,通过控制装配拧紧扭矩的方法来间接地实施预紧力控制。预紧力是安装质量的表现形式,在进行飞行器部件连接设计时,必须掌握拧紧力矩与预紧力的匹配关系^[2]。

螺纹联接副的拧紧力矩与预紧力之间的关系包括摩擦系数、扭矩系数等,通常应用于螺纹紧固件的综合质量鉴定、表面处理、表面涂层质量评定以及确定具体工况下装配工艺参数等^[3]。由于工况条件复杂,受产品结构、螺纹精度、表面涂层、润滑状态等诸多因素影响,拧紧力矩标准制定的难度较大^[5-10]。

本文分析了航空某型号用紧固件扭矩与预紧力的测试原理,以MJ8×1规格钛合金紧固件为研究对象,着重研究了钛合金紧固件在不同头型条件下扭矩与预紧力的关系,以及安装次数与扭拉系数变化规律,通过螺纹紧固分析系统进行性能检测,对最终使用的安装力

矩技术参数进行了表征。

1 试验材料与方法

1.1 试验材料

本次试验采用的螺栓材料为国产钛合金 TC4, 规格为 MJ8 × 1, 头型采用六角头螺栓、圆柱头螺栓、扁圆头螺栓, 如图 1 所示。螺母材料为国产钛合金 TC4, 规格为 MJ8 × 1, 螺栓、螺母属性参数如表 1 所示, 螺栓除头型外, 其余表面处理、螺纹精度、热处理等性能参数一致, 试验螺母采用同批次, 基体材料为铝合金 7075, 时效至 T73。

1.2 试验设备与原理

此次试验设备为 Schatz@-Analyse, 多功能螺栓紧固分析系统如图 2 所示, 试验装置如图 3 所示。设备用复合传感器(扭矩传感器 2 和轴力传感器): 型号 5413-1961A, 量程 100kN-150N·m, 传感器精度 ≤ ±0.5%; 总扭矩传感器(扭矩传感器 1): 型号 5413-4504, 量程

500N·m, 传感器精度 ≤ ±0.5%。总扭矩 / 传感器(扭矩传感器 1)主要用于测量整个扭拉过程中施加的总扭矩, 扭矩传感器 2 和轴力传感器组成的复合传感器主要用于测量整个扭拉过程中产生的端面摩擦扭矩与轴向力。紧固分析系统测试原理: 按照图 3 所示装配, 以固定螺栓拧螺母为例(固定螺母拧螺栓测试原理相同), 首先启动电机, 驱动转轴与套筒, 旋转螺母, 使螺栓、螺母、螺纹相对旋合转动, 在螺母与 7075 铝基体接触之前, 总扭矩只有螺栓、螺母、螺纹副之间产生的螺纹扭矩。

在螺母与 7075 铝基体接触之后, 总扭矩由 3 部分组成: 一是螺栓、螺母、螺纹副之间产生的螺纹扭矩; 二是螺母与 7075 铝基体相对摩擦转动产生的端面摩擦扭矩; 三是产生轴向加紧力所消耗的扭矩。因此, 螺栓的拧紧过程是一个克服摩擦的过程, 在这一过程中存在螺纹副的摩擦及接触端面摩擦, 以及扭拉过程产生的轴向力, 通过扭矩传感器和复合传感器测定安装扭矩与预紧力之间的对应关系。在对安装扭矩和预紧力关系的试

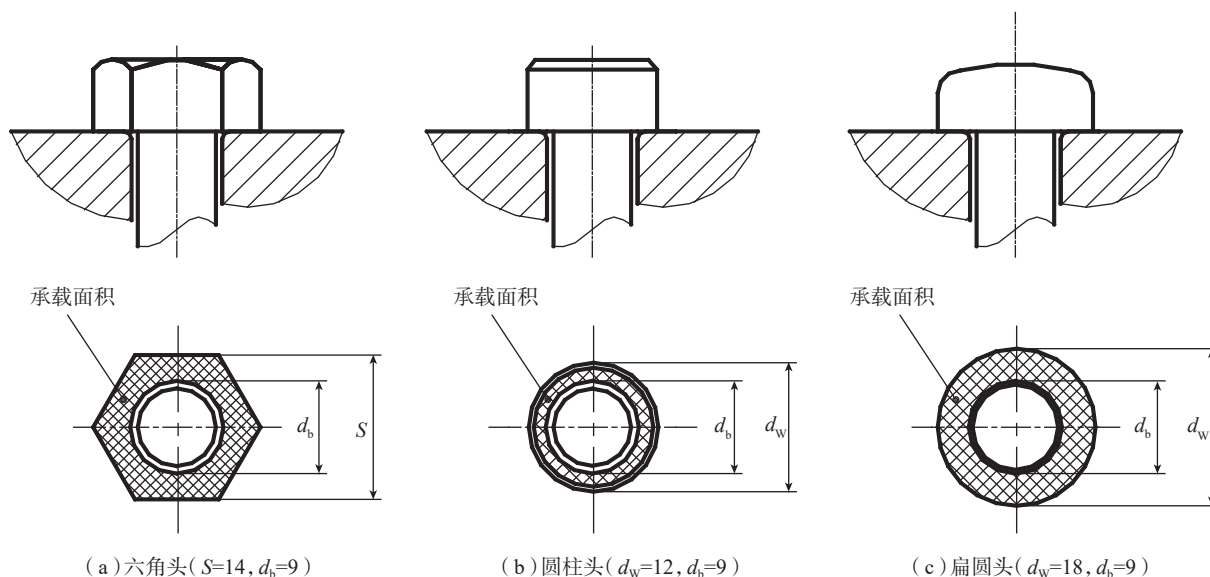


图1 不同头型紧固件

Fig.1 Fastener with different head-type

表1 试验材料属性

Table 1 Test material properties

产品名称	材料	表面状态	螺纹精度	热处理 MPa,	最小拉力载荷值 /kN
六角头螺栓	TC4	喷涂铝 + 涂十六醇	4h6h	$\sigma_b \geq 1100, \tau_b \geq 670$	45.85
圆柱头螺栓	TC4	喷涂铝 + 涂十六醇	4h6h	$\sigma_b \geq 1100, \tau_b \geq 670$	45.85
扁圆头螺栓	TC4	喷涂铝 + 涂十六醇	4h6h	$\sigma_b \geq 1100, \tau_b \geq 670$	45.85
螺母	TC4	涂 MoS2 + 涂十六醇	4H6H	$\sigma_b \geq 1100, \tau_b \geq 670$	—
7075 基体	7075	阳极化	—	$\sigma_b \geq 560, \tau_b \geq 495$	—

验中,为了更好模拟型号现场装配环境,采用在试验装置上加实用垫片(即用型号实际装配的基体材料加工成的7075基体垫片)的方式,由于试验垫片的性能、厚度与粗糙度直接影响测试结果,倪晋挺^[4]研究表明随着试验垫片硬度的降低,测得的摩擦系数均呈逐渐增大趋势。因此,详细规定了7075基体垫片相关属性要求,与航空某型号基体实际使用要求一致,7075基体垫片的材料性能如表1所示;垫片最小厚度满足GB/T16823.3—2010《紧固件扭矩—夹紧力试验》标准,复合GB/T96.1标准规定;表面硫酸阳极氧化,粗糙度 R_a 为 $3.2\mu\text{m}$ 。结合经典扭拉关系原理,完全模拟出型号现场实际的装配环境,以达到最佳的测试状态,测试出在模拟型号装配过程中拧紧力矩与预紧力之间的关系。

1.3 试验方法

试验方法按照GB/T16823.3—2010《紧固件扭矩—夹紧力试验》执行,装夹方式方面,按GB/T16823.3—2010标准,如图4所示,即固定螺母拧螺栓与固定螺栓拧螺母,而本文主要基于型号的实际安装工况需求,采用固定螺母拧螺栓安装方式,安装旋转速度为 8r/min ,试验过程中无附加润滑,每组螺栓、螺母试验件数各

5件,试验终点至螺栓标准规定的最小拉力载荷值即 $35\%F_{\text{max}}$ 停止试验。在航空航天领域,预紧力一般用到螺栓标准规定的最小拉力载荷值的35%。因此,本次试验过程中采集 $5\%F_{\text{max}}$ 、 $10\%F_{\text{max}}$ 、 $15\%F_{\text{max}}$ 、 $20\%F_{\text{max}}$ 、 $25\%F_{\text{max}}$ 、 $30\%F_{\text{max}}$ 、 $35\%F_{\text{max}}$ 数据。

2 结果与讨论

2.1 不同头型第1次拧入时安装扭矩与预紧力

2.1.1 测试结果

MJ8×1规格六角头、圆柱头、扁圆头螺栓的5个子样在第1次拧入过程中形成的安装扭矩与预紧力关系曲线如图5所示。试验过程中,以螺栓标准规定的最小拉力载荷值的百分点($5\%F_{\text{max}}$ 、 $10\%F_{\text{max}}$ 、 $15\%F_{\text{max}}$ 、 $20\%F_{\text{max}}$ 、 $25\%F_{\text{max}}$ 、 $30\%F_{\text{max}}$ 、 $35\%F_{\text{max}}$)作为试验数据采集基点,以“X”轴表示预紧力,以“Y”轴表示安装扭矩。通过对比验证试验,针对3种头型,当预紧力达到 $35\%F_{\text{max}}$ 时,对应的安装扭矩所得试验数据如表2所示。通过表2中的试验数据和扭拉关系曲线图5可以看到,达到螺栓标准规定的最小拉力载荷值的35%时,扁圆头所需要的安装扭矩均值最大($29.29\text{N}\cdot\text{m}$),六角头所需的安装



图2 多功能螺栓紧固分析系统
Fig.2 Multi function screw fastening analysis system

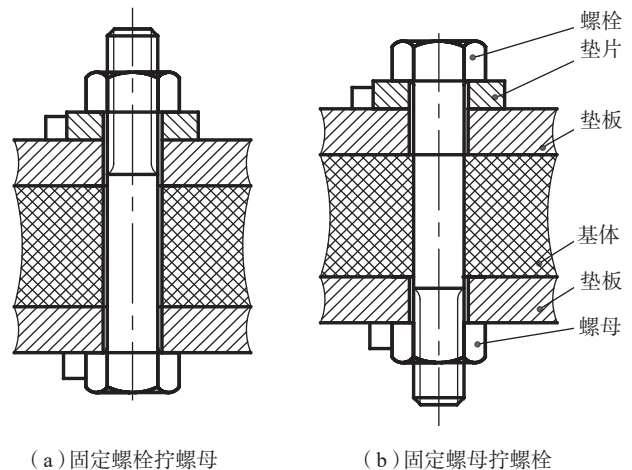


图4 试件装夹方式
Fig.4 Clamping method of test piece

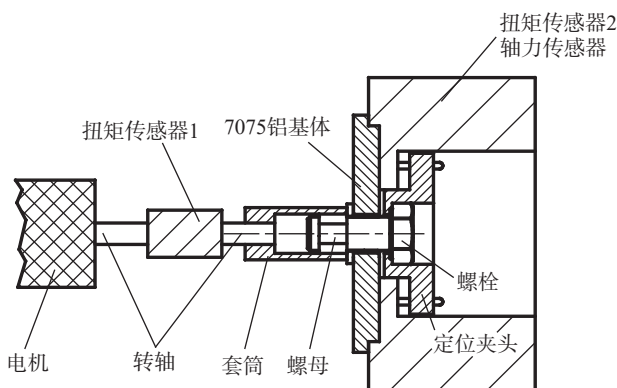


图3 试验装置图
Fig.3 Diagram of test device

表2 当预紧力达 $35\%F_{\text{max}}$ 时对应安装扭矩

Table 2 Corresponding tightening torque at $35\% F_{\text{max}}$ preload N·m

序号	六角头螺栓扭矩	扁圆头螺栓扭矩	圆柱头螺栓扭矩
1#	26.26	26.49	20.31
2#	25.27	32.06	21.87
3#	22.61	29.98	18.44
4#	23.84	28.28	22.00
5#	25.52	29.66	23.23
平均值	24.7	29.29	21.17

扭矩均值次之(24.7N·m),圆柱头所需的安装扭矩均值最小(21.17N·m),螺栓头型不同造成安装扭矩差异很大。

2.1.2 差异分析

内外螺纹旋合形成的螺旋副,在驱动力矩和轴向力作用下的相对运动,可简化为作用在中径上的水平推力推动滑块沿中径展开的斜面上的运动,力学模型如图6(a)所示。

拧紧螺母时相当于滑块沿斜面等速上升,维持滑块等速运动所需的平衡力为: $F=F_a \text{tg}(\psi+\rho)$, 螺纹扭矩:

$$T_{\text{th}} = F \frac{d_2}{2} = F_a \frac{d_2}{2} \text{tg}(\psi+\rho), \text{如图6(b)所示。}$$

拧松螺母时相当于滑块沿斜面等速下滑,维持滑块等速运动所需的平衡力为: $F=F_a \text{tg}(\psi-\rho)$, 螺纹扭矩:

$$T_{\text{th}} = F \frac{d_2}{2} = F_a \frac{d_2}{2} \text{tg}(\psi-\rho), \text{如图6(c)所示。}$$

同时考虑到端面摩擦力矩,理论上,螺栓拧紧过程中安装扭矩 T 、螺栓预紧力 F 与摩擦系数及螺纹形状尺寸如式(1)所示:

$$T = \frac{F}{2} \left\{ d_p \frac{\frac{\mu_s}{\cos \alpha'} + \text{tg} \beta}{1 - \frac{\mu_s}{\cos \alpha'} \text{tg} \beta} + d_w \mu_w \right\} \approx \frac{1}{2} F \left\{ d_p \frac{\mu_s}{\cos \alpha'} + d_p \text{tg} \beta + d_w \mu_w \right\} \quad (1)$$

式中, T 为对螺母施加的扭矩,单位为 $\text{N} \cdot \text{mm}$; F 为由扭矩产生的螺栓轴向拉力,单位为 N ; μ_s 为螺纹副摩擦系数; μ_w 为端面摩擦系数; d_p 为螺栓有效直径,粗牙螺纹, $d_p \approx 0.906d$,细牙螺纹, $d_p \approx 0.928d$; d_w 为端面摩擦圆等

效直径, $d_w = \frac{2}{3} \frac{d_u^3 - d_i^3}{d_u^2 - d_i^2} \approx 1.3d$; d_u 、 d_i 为摩擦圆的外径

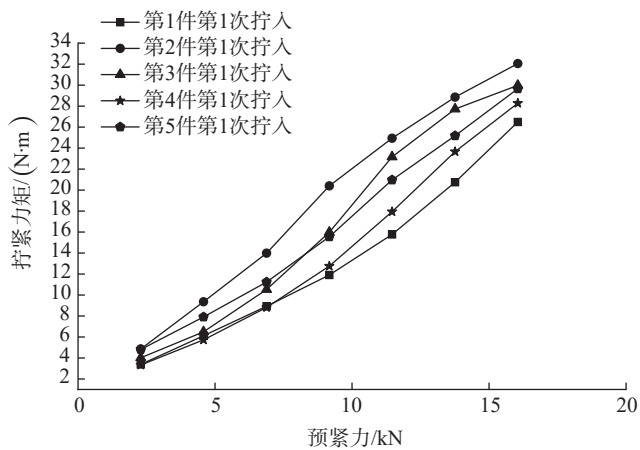
及内径; d 为螺纹公称直径; β 为螺纹升角; α' 为垂直截面内的螺纹牙形半角。在式(1)中,影响摩擦系数(μ_s 和 μ_w)因素比较多,不仅与材料及其热处理、表面处理、螺纹精度、表面润滑等有关,还与螺栓、螺母的相对旋转速度有关。

由式(1)可知,总扭矩 T 分解为3部分:一是用于克服螺纹副之间的摩擦损耗即螺纹扭矩: $\frac{1}{2} F d_p \frac{\mu_s}{\cos \alpha'}$;

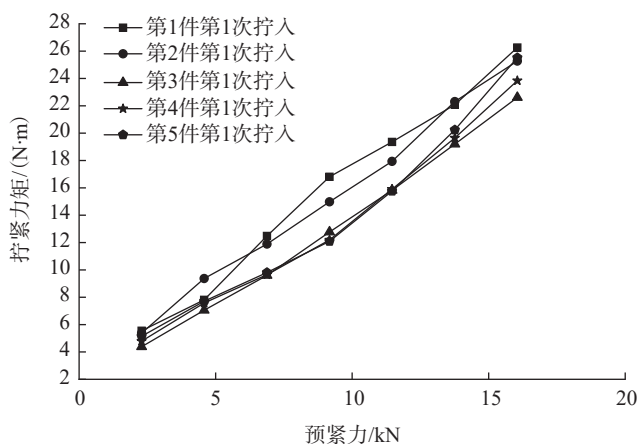
二是端面扭矩: $\frac{1}{2} F d_w \mu_w$;三是产生轴力消耗的扭矩: $\frac{1}{2}$

$F d_p \text{tg} \beta$ 。由于螺栓除头型外其余表面处理、螺纹精度、热处理等性能参数一致,因此,螺纹扭矩差异会很小,主要考虑螺栓头型对端面扭矩的影响:

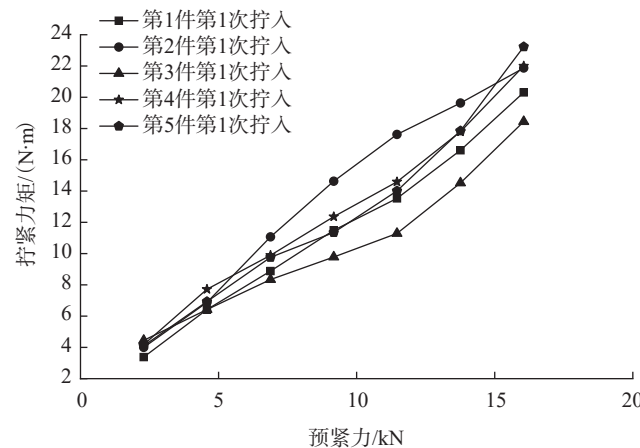
六角头螺栓承载面积:



(a) 扁圆头螺栓



(b) 六角头螺栓



(c) 圆柱头螺栓

图5 不同头型紧固件第1次拧入时扭拉关系曲线
Fig.5 Torsion-tension relationship curve of first tightening fasteners with different head-type

$$A_{b2} = \frac{\sqrt{3}}{2} S^2 - \frac{\pi d_b^2}{4} = 0.8660 \times S^2 - 0.7854 \times d_b^2 \quad (2)$$

$$= 0.8660 \times 14^2 - 0.7854 \times 9^2 = 106.1186 \text{ (mm}^2\text{)}$$

圆柱头螺栓承载面积:

$$A_{b2} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_b^2) = 0.7854 (d_w^2 - d_b^2) \quad (3)$$

$$= 0.7854 \times (12^2 - 9^2) = 49.4802 \text{ (mm}^2\text{)}$$

扁圆头螺钉承载面积:

$$A_{b2} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_b^2) = 0.7854 (d_w^2 - d_b^2) \quad (4)$$

$$= 0.7854 \times (18^2 - 9^2) = 190.8522 \text{ (mm}^2\text{)}$$

通过分析,螺栓头部承载面积由大到小的顺序分别为:扁圆头螺栓、六角头螺栓、圆柱头螺栓。扁圆头螺栓头部承载面积最大,消耗的端面扭矩较六角头螺栓、圆柱头螺栓大,故达到螺栓标准规定的最小拉力载荷值的35%预紧力时,需要的安装扭矩较其他两种方式大,与测试结果吻合。

2.2 拧入次数对安装扭矩与预紧力关系的影响

对 MJ8 × 1 规格六角头、圆柱头、扁圆头螺栓各抽 1 个子样,重复装拆 5 次,在第 1 次拧入到第 5 次拧入过程中形成的安装扭矩与预紧力关系曲线如图 7 所示。试验过程中,以螺栓标准规定的最小拉力载荷值的百分点 (5% F_{max} 、10% F_{max} 、15% F_{max} 、20% F_{max} 、25% F_{max} 、30% F_{max} 、35% F_{max}) 作为试验数据采集基点,以“X”轴表示预紧力,以“Y”轴表示安装扭矩。

从图 7 可以看出,螺栓、螺母在反复旋合 5 次试验过程中,随着拧入次数的增加,达到同样轴向力时所需的拧紧力矩增加,同时线性关系出现一定程度的波动,主要由于在螺栓、螺母重复 5 次拧紧的过程中,螺纹表面的涂覆层状态发生改变,改变了螺纹副之间的摩擦系数,由螺栓拧紧过程中安装扭矩 M 、螺栓预紧力 F 与摩擦系数及螺纹形状尺寸之间关系式(1)可

知,最终安装扭矩 M 分解的一部分主要应用于克服螺纹副之间的摩擦损耗,由于摩擦系数的改变,所消耗的断面扭矩也发生相应的改变。由图 7 可知,达到同样的预紧力,所需的拧紧力矩呈现递增的变化规律。

3 结论

本文以 MJ8 × 1 规格 TC4 紧固件为研究对象,着重研究了 TC4 紧固件在模拟航空航天型号部段实际安装环境下,不同头型及安装次数对安装扭矩与预紧力关系的影响,以及其相应变化的规律,采用多功能螺栓紧固分析系统完成螺栓、螺母安装力矩与预紧力的检测。结论如下:

(1) MJ8 × 1 规格 TC4 钛合金紧固件螺纹副,在模拟实际安装环境时,当螺栓预紧力达到 5%~35% F_{max} (F_{max} 为螺栓标准规定的最小拉力载荷值)时,其拧紧力矩与预紧力呈良好的线性关系。

(2) 当螺栓预紧力达到 5%~35% F_{max} 时,除头型外,其余螺纹精度、表面状态等参数均一致的情况下,螺栓头部承载面积大的产品,所产生的端面摩擦扭矩大,达到同样预紧力时,所需的安装扭矩大,因此针对同规格不同头型产品,在实际安装应用过程中应该考虑安装扭矩的差异。

(3) 针对型号 TC4 紧固件拆卸并重复安装使用的产品,随着反复拧入次数的增加,达到相同的预紧力时,所需的拧紧力矩呈现递增的变化规律,因此二次安装需要考虑安装力矩变化和产品重复使用次数,建议至多重使用 3 次。

螺栓的安装扭矩、预紧力及扭矩系数之间相互关联,此消彼长。为有效实施预紧力控制,必须结合实际工况,研究合适的安装扭矩及紧固件使用次数,这样才能保障型号紧固件现场装配的可操作性和可靠性。

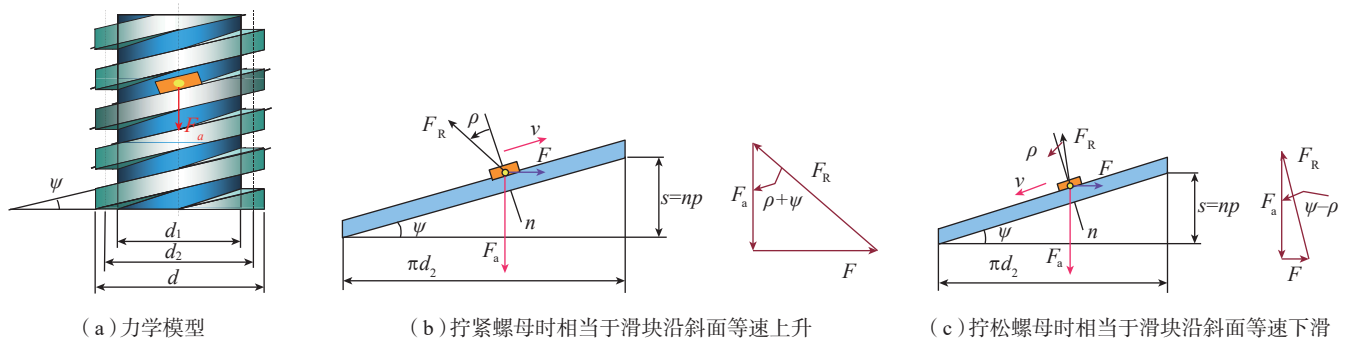
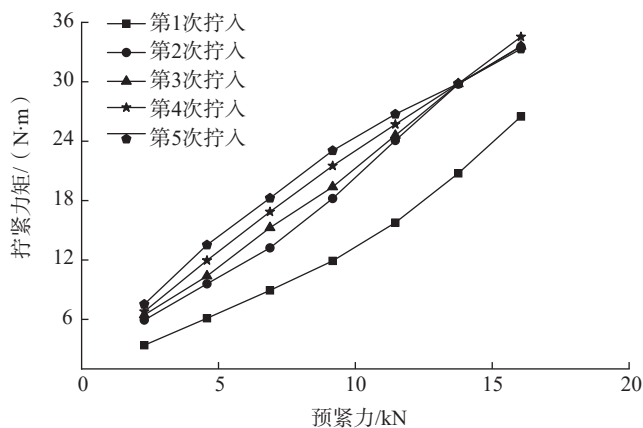
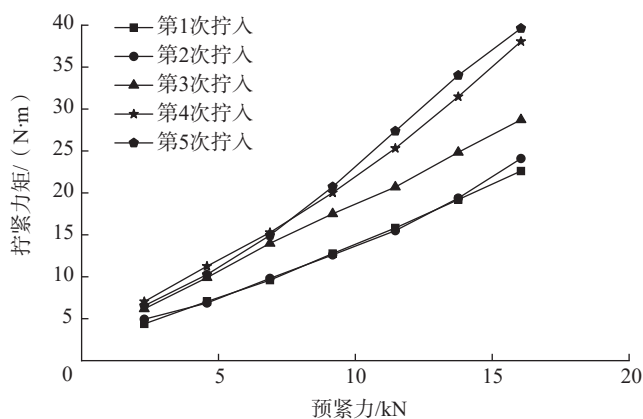


图6 力学模型图

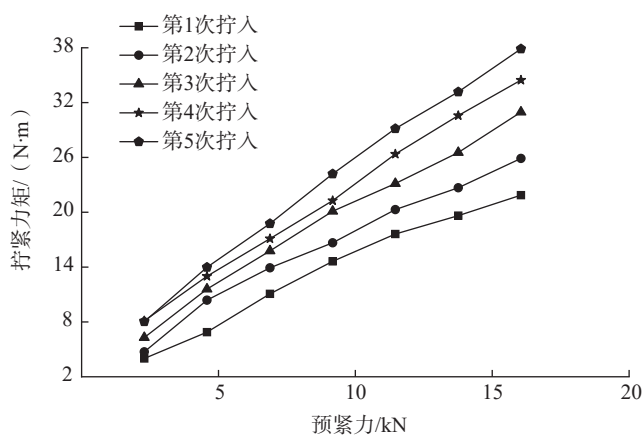
Fig.6 Diagram of mechanical model



(a) 扁圆头螺栓



(b) 六角头螺栓



(c) 圆柱头螺栓

图7 不同拧入次数和头型紧固件扭拉关系曲线

Fig.7 Torsion-tension relationship curve of fasteners with different tightening times and head-type

参考文献

- [1] 李英亮. 紧固件概论[M]. 北京: 国防工业出版社, 2014.
LI Yingliang. Fasteners basics[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 2014.
- [2] 孙小炎. 航天紧固件实用手册[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
SUN Xiaoyan. Practical handbook for aerospace fasteners[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 2006.
- [3] 王先逵, 艾兴. 机械加工工艺手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
WANG Xiankui, AI Xing. Machining technology handbook[M]. Beijing: China Machine Press, 1998.
- [4] 倪晋挺. 螺纹紧固件摩擦系数的影响因素试验研究[J]. 黑龙江工程学院学报, 2016, 30(3): 26-28, 32.
NI Jinting. Experimental study on the factors affecting the friction coefficient of threaded fasteners[J]. Journal of Heilongjiang Institute of Technology, 2016, 30(3): 26-28, 32.
- [5] 熊云奇, 卢海波. 螺纹紧固件拧紧工艺技术及发展趋势[J]. 装备维修技术, 2008(2): 10-13.
XIONG Yunqi, LU Haibo. Tightening technologies and development trends of threaded fasteners[J]. Technology of Equipment Maintenance, 2008(2): 10-13.
- [6] 郭历伦, 陈忠富, 罗景润. 多螺栓连接结构预紧力实验研究[J]. 机械强度, 2016, 38(6): 1205-1210.
GUO Lilun, CHEN Zhongfu, LUO Jingrun. Experimental study on the pretension force of multi-bolted structure[J]. Journal of Mechanical Strength, 2016, 38(6): 1205-1210.
- [7] 黄金昌, 王晓冬. 复合材料夹层连接螺栓拧紧力矩试验研究[J]. 飞机设计, 2009, 29(2): 32-35, 40.
HUANG Jinchang, WANG Xiaodong. Study on tightening moment test of joint bolt in sandwich of composites[J]. Aircraft Design, 2009, 29(2): 32-35, 40.
- [8] 张和平, 王晓斌, 莫易敏, 等. 拧紧速度对螺纹转矩系数的影响分析[J]. 武汉理工大学学报, 2014, 38(4): 860-863.
ZHANG Heping, WANG Xiaobin, MO Yimin, et al. Influence of tightening speed on bolt torque coefficient[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2014, 38(4): 860-863.
- [9] 陈亭志. 螺纹紧固件拧紧扭矩的确定方法研究[J]. 武汉职业技术学院学报, 2013, 12(1): 102-105.
CHEN Tingzhi. Study of method to determine tightening torque of thread fasteners[J]. Journal of Wuhan Polytechnic, 2013, 12(1): 102-105.
- [10] 任丽华, 李凤玲. 螺纹拧紧扭矩的理论分析[J]. 煤矿机械, 2006, 27(7): 67-69.
REN Lihua, LI Fengling. Theoretic analysis of twisting moment of screw thread[J]. Coal Mine Machinery, 2006, 27(7): 67-69.

通讯作者: 高学敏, 高级工程师, 主要研究方向为试验技术与失效分析, E-mail: gaouxuemin694@126.com。

(责编 古京)