

飞机螺栓双剪连接结构有限元应力分析

陈彦达^{1*} 范振民² 李军¹

(1. 东航技术应用研发中心, 上海 201707; 2. 上海飞机设计研究院, 上海 201210)

摘要: 为了设计更加高效和安全的航空航天结构元件,对螺栓连接进行精确的应力和应变分析是相当重要的。对飞机结构中广泛使用的铝合金 7075-T6 螺栓连接板进行了有限元建模,采用单螺栓和双螺母配合的双搭接连接,在建立有限元模型后,模拟施加三个不同大小的预紧力并附加不同的纵向拉伸载荷。螺栓连接中各个部件之间的接触采用三维面面接触单元来模拟,数值分析中考虑了摩擦效应,此外,还模拟了螺栓和板之间的间隙。有限元计算结果显示,由于施加预紧力而在孔边缘附近产生有益的压应力,较高的预紧力可以显著降低在孔边缘处合成拉伸-应力的水平,并且在经受纵向拉伸载荷时也能够显著降低接头处的应力水平。

关键词: 螺栓连接;接触;预紧力

中图分类号: V229⁺.1

文献标识码: A

OSID:



0 引言

机械紧固接头是航空航天领域中连接结构部件最常用的方法,如机翼结构中的蒙皮—梁/肋板连接、机翼—机身连接是飞机主结构中螺栓连接的典型示例。螺栓紧固件能够很好地将连接件夹紧在一起,并且具有良好的承载能力。一些研究人员^[1-4]详细介绍了螺栓连接的设计方法主要是在静态载荷条件下,但是在构件上钻出紧固件孔本身会在孔附近引入应力集中并减小承载横截面积,钻孔过程也会影响紧固件孔内部的表面光洁度,这在循环载荷下容易产生疲劳裂纹。

飞机结构主要由高强度轻合金和复合材料制成,材料的低密度性能使它们成为了理想的强度/重量比航空航天材料。安全性在航天飞行器中是至关重要的,因此已经进行了大量研究,旨在优化结构螺栓连接的设计,从而防止飞行过程中的灾难性故障^[5-11]。

螺栓连接通常通过初始扭矩进行预加载,当扭矩施加到螺母上时,螺栓被轴向拉伸,机械构件被夹

紧在一起。以往的研究证实,当接头承受纵向拉伸载荷时,螺栓的夹紧效应可以降低螺栓孔处的应力集中,从而增加接头的断裂强度和疲劳强度^[12-16]。基于有限元分析结果,发现预紧力可以在单个夹板的螺栓孔周围引入有益的压应力,且施加的预紧力越高(在一定程度内),在孔区域的压缩应力的幅度越大,这种压应力可以减小在所施加的拉伸载荷下产生的合成应力的水平。此外,还发现在循环加载条件下,预紧力大幅度增加可能会导致配合面螺栓板的表面产生微动现象^[16-17]。

随着紧固件的被夹紧,确定螺栓连接中的局部应力分布通常是三维问题,有一些方法可用来根据夹紧区域内压力分布的常规假设来估计接头构件的刚度^[18-19]。Rötscher^[18]提出,应力包含在接头中平面对称的两个圆锥形截面内,每个截面的顶角都是 2α ,然后选择 $\alpha = 45^\circ$ 的半顶角来计算刚度。在之前所述研究^[9]中讨论了双圈铝制螺栓连接结构的有限元计算结果,并展示了夹紧板的整体压力分布,包括在外板上形成的一对圆锥体和一个沿中间板厚度均匀分布的中空圆柱体。据研究,有限元法是一

* 通信作者. E-mail: chenyanada@ceair.com

引用格式: 陈彦达,范振民,李军. 飞机螺栓双剪连接结构有限元应力分析[J]. 民用飞机设计与研究,2020(3):17-23. CHEN Y D, FAN Z M, LI J. Finite element stress analysis of aircraft double shear bolted connection[J]. Civil Aircraft Design and Research,2020(3):17-23(in Chinese).

种用来确定和分析螺栓连接的应力和应变的方便而有效的方法,然而,文献综述证实^[9],由于预紧力和拉伸载荷而引起的螺栓连接的三维应力分析非常复杂,并且还没有被进行彻底的研究。

本研究的主要目的是确定飞机双搭接铝制螺栓连接处的应力和应变分布,以便预测这种连接的失效模式。在设计和生成结构三维有限元模型后,模拟螺栓预紧力,随后在板远端施加拉伸载荷,为了改善飞机金属和复合材料结构中的螺栓连接设计,研究并讨论了孔区域产生的应力和应变结果。

1 有限元建模过程

使用 CATIA 三维软件设计了双搭接螺栓连接结构,结构几何形状和尺寸如图 1 所示。该结构包含三块相同的铝合金 7075-T6 板,厚度均为 3 mm,孔的直径为 5 mm,并选择直径为 4.9 mm 的标准航空航天螺栓紧固件 (AN3-6A) 来夹紧铝合金板。在本算例中,由于两个笛卡尔平面的几何结构和载荷条件是完全对称的,所以只对其四分之一进行数值分析,如图 2 所示,并且为这些对称平面上的节点定义了对称位移边界条件。

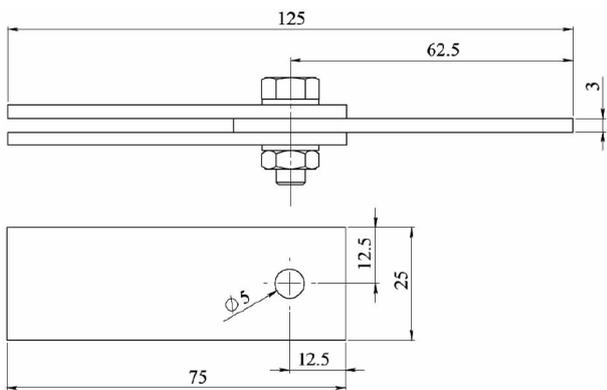


图 1 接头几何及尺寸示意图 单位:mm

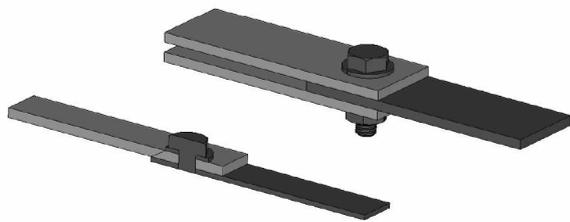


图 2 结构完整模型和四分之一模型

在本文中,将螺栓的几何形状定义为圆形的螺栓头,而不是六边形。由于螺栓和垫圈的弹性模量和泊松比几乎相同,将外径为 10 mm、厚度为 0.75 mm 的垫圈与螺栓头几何模型合并成一个整体,以减少接触单元的使用(忽略螺栓头和垫圈之间的接触)。根据参考文献[20],受剪力接头处螺栓杆的夹紧长度应接近被紧固构件的总厚度,因此根据航空航天 AN 螺栓标准尺寸,螺栓建模时的紧固长度为 9 mm。此外,在这里暂时不需要考虑螺纹建模,如图 3 所示,假设螺栓杆和紧固件孔之间的径向间隙为 0.10 mm。

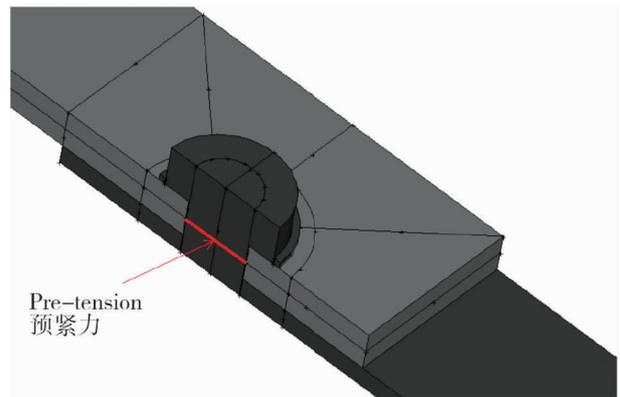


图 3 预紧力模拟

为了达到最优的网格密度,对板和螺栓的几何模型进行虚拟分区,然后对单元划分进行多次修改,以实现应力计算结果的网格不敏感性。图 4 显示了最终的结构网格模型。

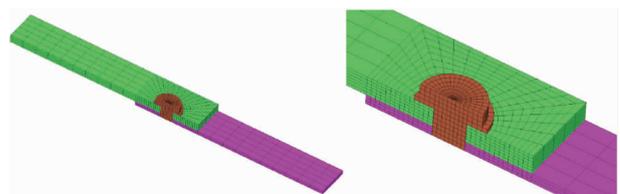


图 4 有限元网格模型

由于考虑到结构将受到不同水平的纵向载荷,采用弹塑性多线性运动硬化材料模型对铝合金 7075-T6 的应力—应变行为进行了表征。选择这种材料来计算材料塑性区域中的应力和应变,特别是在中间板的孔周围位置。薄铝板由于轧制过程显示出正交异性行为,在某些情况下,这种差异可以达到 10%,但在本研究中给忽略了这种正交效应。铝合金 7075-T6 的应力—应变曲线如图 5 所示^[16],并将此图的 7 个数据点作为模型材料的输入参数,如表

1所示,弹性模量和泊松比分别为 $E = 710 \text{ GPa}$ 和 $\nu = 0.33$ 。对于钢制螺栓和垫圈,采用弹性模量为 210 GPa ,泊松比为 0.30 的线弹性材料,这是基于所测试的数据,即螺栓材料在受到最大给定扭矩 $(5.5 \text{ N} \cdot \text{m})^{[9]}$ 时仍处于弹性变形区域(没有塑性变形)。

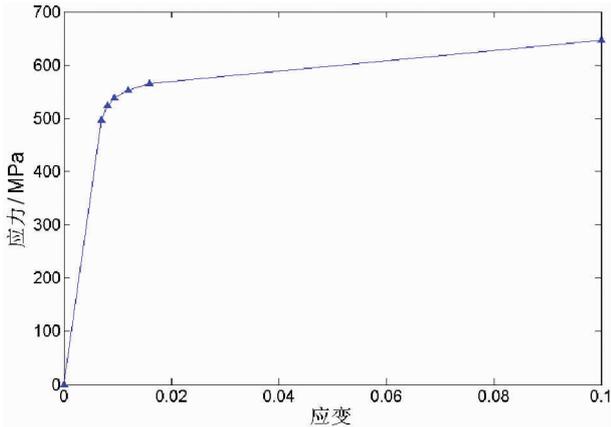


图5 铝合金 7075-T6 应力—应变曲线图

表1 7075-T6 应力—应变曲线数值

应变	应力/MPa
0	0
0.007	497
0.008 2	524
0.009 4	538
0.012	552
0.016	565
0.10	647

所有接触表面之间的摩擦系数在模型中被考虑,这里使用弹性库仑摩擦模型。将钢制螺栓(头部和柄部)与铝板之间的摩擦系数设置为 0.23 ,顶部和中间的板之间摩擦系数设置为 0.22 ,模型中所有接触表面之间的4个不同的接触对如表2所示。

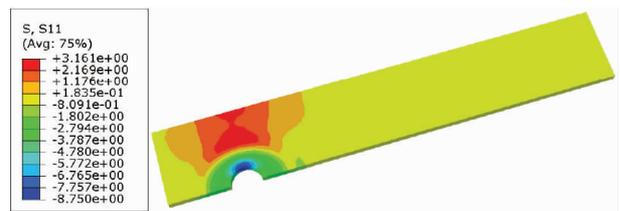
表2 接触对设置

接触对编号	接触表面1	接触表面2
1	螺栓头下表面	顶板上表面
2	顶板下表面	中间板上表面
3	螺杆表面	顶板孔表面
4	螺杆表面	中间板孔表面

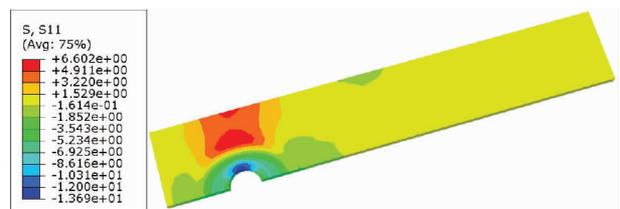
接下来施加预紧力和纵向拉伸载荷,并为接头模型定义了两个不同的载荷步。实体螺栓模型作为真实的有限元模型,拉伸、弯曲等载荷通过螺栓进行传递^[9,21],参考文献[9]采用实心螺栓建模,在ABAQUS中通过 Pre-tension 来模拟预紧力(如图3所示),预紧力大小分别为 2 kN 、 4 kN 和 6 kN 。之后,对于具有特定预紧力的每个待解决的模型,在接头处施加 15 kN 的纵向远程拉伸载荷,因此,在第二个载荷步中,相应的远程应力在 x 方向静态地施加到中间板的远端(远离孔),这个压力分为 15 个子步骤递增的方式施加,目的是获取所有 $1, 2, 3, \dots, 15 \text{ kN}$ 拉力下对应的应力值的数值结果。除了对称的位移边界条件之外,顶板的端部也受到所有自由度的约束。

2 计算结果及讨论

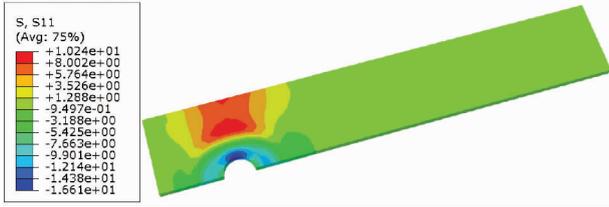
夹紧区域内的纵向正应力有限元计算结果表明,在接头处的应力整体呈瓦片形状分布,这些结果在以前的工作中已经经过了讨论^[9]。根据计算结果,预紧力的大小对接头的抗拉强度有影响,并且由中间板产生的纵向法向应力 (σ_x) 的分量大小来表示。对模型施加不同的预紧力,分析中间板最大应力在不同预紧力下的 σ_x ,如图6所示,可以发现即使对于最大的预紧力,压缩应力也不是很大,当接头受到远端施加的纵向拉伸载荷时,这个应力分量可以起到控制合成应力的关键作用。



(a) 2 kN



(b) 4 kN



(c) 6 kN

图 6 中间板纵向应力 σ_x 最大值在不同预紧力作用下 单位:MPa

在对不同预紧力的有限元模型施加 1, 2, 3, ..., 15 kN 共 15 个纵向拉伸载荷子步骤之后, 对接合处进行数值分析。图 7 表示在 15 kN 的纵向拉伸载荷和预紧力为 1 kN 的情况下, 中间板合成纵向应力 (σ_x) 的分布图。如应力云图所示, 最大拉应力位于孔的边缘处, 特别是由于缺口存在而导致出现局部应力集中的中间板, 这也反映了为什么在金属双搭接螺栓连接结构中的中间板容易发生破坏。另外, 为了传递施加在接头上的压缩载荷, 在螺杆和板之间接触的区域也存在着较大的压缩应力, 在正交各向异性复合材料板中, 应力结果也会受到中间板的纤维取向和叠层顺序的影响^[5,10]。

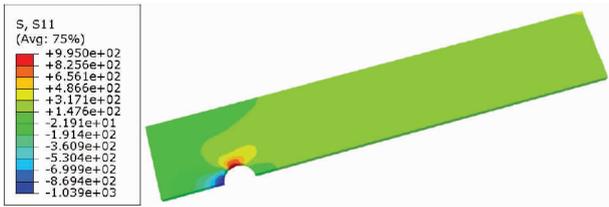


图 7 中间板在 1 kN 预紧力和 15 kN 纵向拉伸载荷下的纵向应力分布 (σ_x) 单位:MPa

根据 Shankar 和 Dhamari^[16] 的研究结果, 在紧固件孔附近, 类似的双搭接螺栓板最终断裂发生在中间板上, 图 8 显示了在 1.15 kN 预紧力作用下, 试件中间板在最大应力为 144 MPa 和载荷比为 0.1 的循环载荷下发生的疲劳失效。不合格试件的断裂指示疲劳在应力局部集中的孔边缘开始, 断裂线穿过紧固件孔的中心线。该试验与获得的有限元模拟计算结果的对比具有很好的一致性, 并且验证了结构的有限元建模是合理的。

对上述 45 个模型计算得到的 σ_x 应力结果进行比较, 揭示出较大的预紧力可以大大减少应力集中和孔周围的压缩应力, 数据对比结果如图 9 所示。例如, 模型在 2 kN 预紧力和 10 kN 纵向拉伸应力作

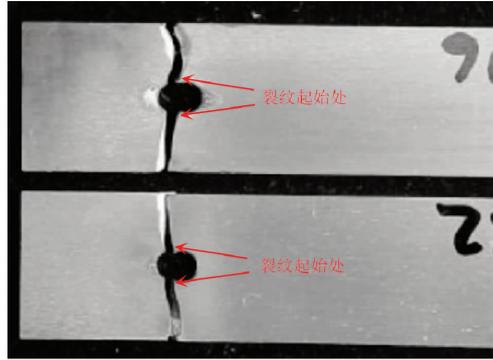
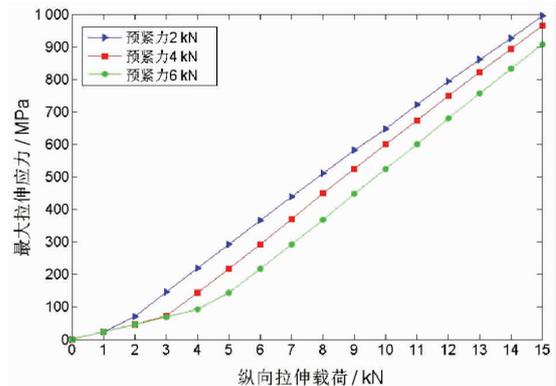
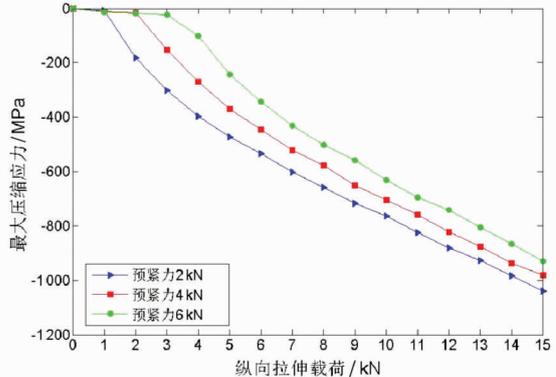


图 8 试件中间板在预紧力为 1.15 kN、纵向拉伸应力为 144 MPa 下的疲劳破坏^[16]

用下时, 中间板孔边缘的最大拉伸应力 (σ_x) 是 647 MPa; 然而, 当预紧力增加到 6 kN 时, 该应力显著降低到 524.2 MPa。同样的情况下, 中间板孔边缘最大压缩应力 (σ_x) 从 764 MPa 减少到 630.6 MPa。需要注意的是, 在某些加载情况下, 铝板的应力大小超过了材料模型应力—应变关系的极限值, 这是因为在 ABAQUS 中通过简单地外推曲线来分析这些大的应力和应变。



(a) 拉伸应力



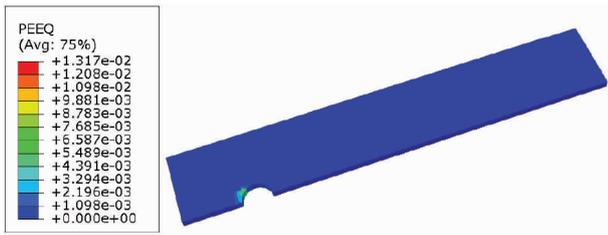
(b) 压缩应力

图 9 在不同预紧力和纵向拉伸载荷下的中间板孔边缘处最大应力值

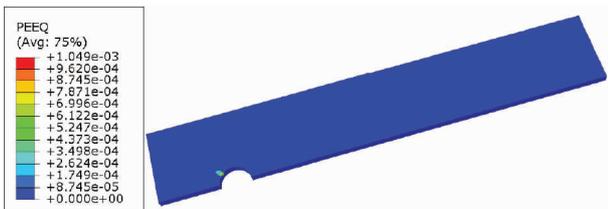
为了从数值上发现随着预紧力的增加可以减少局部应力,对不同预紧力模型的拉伸和压缩应力最大值的减少百分比进行了平均,结果如表3所示,可以发现,当预紧力从2 kN增加到6 kN时,将使中间板的最大拉伸应力和压缩应力分别减小26.93%和30.42%。如之前所述,为了研究7075-T6板受局部应力下的夹紧效应,使该结构承受不同水平的纵向拉伸载荷,在图10中分别显示了施加2 kN和6 kN的预紧力模型,在受到9 kN纵向拉伸载荷下的Von Mises应力云图。可以发现,通过施加较高的预紧力,孔边缘的应力幅值较小,因此当施加在远离接头的纵向拉伸载荷相对较高时,塑性应变也较小,它将Von Mises塑性应变的最大值从 1.32×10^{-2} 减少到 1.05×10^{-3} ,共减少了12.55倍。

表3 随着预紧力的增加拉伸应力和压缩应力的平均减少百分比

预紧力 F (kN)	拉伸应力			压缩应力		
	2→4	2→6	4→6	2→4	2→6	4→6
减少百分比 (%)	15.63	26.93	13.89	17.50	30.42	18.20



(a) 2 kN



(b) 6 kN

图10 纵向拉伸载荷为9 kN时,不同预紧力作用下中间板孔边缘的塑性应变 单位:MPa

此外,对于预紧力最大(6 kN)而纵向拉伸载荷较小(小于3 kN)的模型,最大拉伸应力($\sigma_{x,max}$)出现在远离孔边缘的位置,如图11所示。在这种情况下,可以认为由于较高预紧力所产生的压应力可以成功克服由于施加较小的拉伸载荷而导致的局部应

力,因此,最大拉伸应力不一定发生在孔边缘处。实际上,通过较大的预紧力来紧固接头,产生了较大的法向力来压缩接合板,并因此在配合表面之间产生了较大的摩擦力,由于施加的纵向拉伸载荷较小,所以这些板贴合地非常紧密,因此,大部分的载荷是通过摩擦来传递的,而不是螺杆和孔边缘区域的板之间的压缩应力。

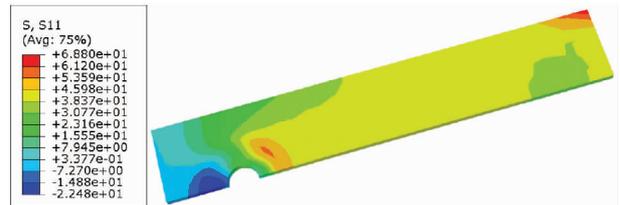
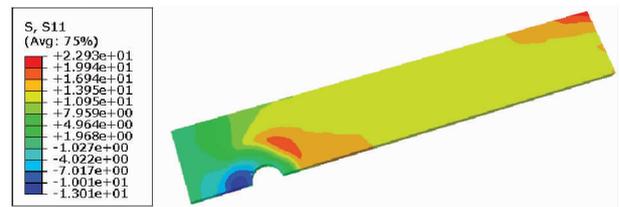
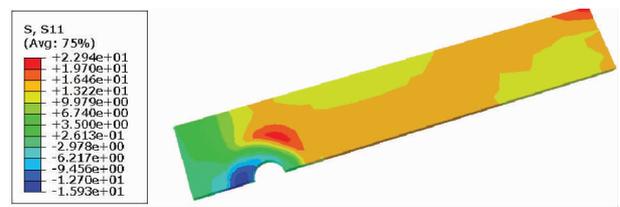


图11 在6 kN预紧力和3 kN纵向拉伸载荷下中间板的纵向应力分布(σ_x)及最大拉伸应力的位置 单位:MPa

高预紧力对结构承载的好处,很大程度上取决于结构之间的摩擦,但工程结构设计中,摩擦力所带来的好处通常是不允许考虑的。因此本文还计算了在没有摩擦的前提下,预紧力带来的应力变化,如图12所示。



(a) 4 kN



(b) 6 kN

图12 不考虑摩擦且纵向拉伸载荷为1 kN时,不同预紧力作用下中间板应力 单位:MPa

通过进一步的对比发现,在不考虑螺栓和板之间的摩擦力时,当预紧力从4 kN提升到6 kN,纵向拉伸载荷为3 kN时,最大拉伸应力减少的比例为2.68%,而在有摩擦的情况下这一比例为5.1%。当纵向载荷增加到4 kN时,无摩擦和有摩擦两种条件下最大拉伸应力下降的比例分别为35.8%和35.25%。

3 结论

本文利用 ABAQUS 有限元分析软件,对典型的飞机螺栓连接结构进行了三维应力和应变分析,提出了一种有限元建模技术,模拟了螺栓连接中的预紧力,根据之前的研究成果成功地验证了该方法的有效性,并对紧固件受预紧力大小的影响进行了研究,结论如下:

1)施加预紧力可以在螺栓孔周围引入有益的纵向压缩应力,从而减少孔边缘处由于局部应力集中产生的合成应力。这些应力在螺栓连接位置处更为集中,并且可以有效减小在施加远端纵向拉伸载荷下的产生的结构变形。

2)数值分析结果表明,对于在施加纵向拉伸载荷下的螺栓连接结构,较大的预紧力将更有利于降低紧固件孔边缘处的应力集中,这可以显著提高接头的拉伸强度和疲劳寿命。

3)这项研究工作证明,即使在较大的纵向拉伸载荷下,施加较大的预紧力来牢牢夹紧紧固件接头,可以通过改变结构载荷传递,将压缩应力转化为摩擦力来有效地减少紧固件孔处压缩应力的破坏效应。这可以成功地防止高负荷结构螺栓连接处的承压损坏,特别是对于主要失效机理是纤维微屈曲的组合结构中。对复合材料层压进行上述分析也将是有意义的,在进行损伤演化^[22]和疲劳强度评估方面,了解贯穿整个板厚的应力幅值大小十分重要。

参考文献:

- [1] BUDYNAS R G, NISBETT K J. Shigley's mechanical engineering design [M]. 8th ed. Boston, USA: McGraw-Hill, 2008.
- [2] BICKFORD J H. An introduction to the design and behaviour of bolted joints [M]. 4th ed. [S. l.]: CRC Press, 2008.
- [3] KULAK G L, FISHER J W, STRUIK J H A. Guide to design criteria for bolted and riveted joints [M]. New York, USA: Wiley, 1987.
- [4] GOULD H H, MIKIC B B. Areas of contact and pressure distribution in bolted joints [D]. Cambridge, Massachusetts, USA: Massachusetts Institute of Technology, 1970.
- [5] ANDREASSON N, MACKINLAY C P, SOUTIS C. Experimental and numerical failure analysis of bolted joints in CFRP woven laminates [J]. The Aeronautical Journal, 1998, 102(1018): 445-450.
- [6] SEN F, PAKDIL M, SAYMAN O, et al. Experimental failure analysis of mechanically fastened joints with clearance in composite laminates under preload [J]. Materials and Design, 2008, 29(6): 1159-1169.
- [7] LI H S, LU Z Z, ZHANG Y. Probabilistic strength analysis of bolted joints in laminated composites using point estimate method [J]. Composite Structures, 2009, 88(2): 202-211.
- [8] OSKOU EI R H, CHAKHERLOU T N. Reduction in clamping force due to applied longitudinal load to aerospace structural bolted plates [J]. Aerospace Science and Technology, 2009, 13(6): 325-330.
- [9] OSKOU EI R H, KEIKHOSRAVY M, SOUTIS C. Estimating clamping pressure distribution and stiffness in aircraft bolted joints by finite-element analysis [J]. Journal of Aerospace Engineering, 2009, 223(7): 863-871.
- [10] BERBINAU P, SOUTIS C. A new approach for solving mixed boundary value problems along holes in orthotropic plates [J]. International Journal of Solids & Structures, 2001, 38(1): 143-159.
- [11] HEMMATI V, OSKOU EI R H, CHAKHERLOU T N. An experimental method for measuring clamping force in bolted connections and effect of bolt threads lubrication on its value [J]. World Academy of Science, Engineering and Technology, 2008, 2(10): 1136-1139.
- [12] CHAKHERLOU T N, ABAZADEH B, VOGWELL J. The effect of bolt clamping force on the fracture strength and the stress intensity factor of a plate containing a fastener hole with edge cracks [J]. Engineering Failure Analysis, 2009, 16(1): 242-253.
- [13] CHAKHERLOU T N, OSKOU EI R H, VOGWELL J. Experimental and numerical investigation of the effect of clamping force on the fatigue behaviour of bolted plates [J]. Engineering Failure Analysis, 2008, 15(5): 563-574.
- [14] ARAGON A, ALEGRE J M, GUTIERREZ-SOLANA F. Effect of clamping force on the fatigue behaviour of punched plates subjected to axial loading [J]. Engineering Failure Analysis, 2006, 13(2): 271-281.
- [15] MINGUEZ J M, VOGWELL J. Effect of tightening torque on the fatigue strength of bolted joints [J]. Engineering Failure Analysis, 2006, 63(13): 1410-1421.
- [16] SHANKAR K, DHAMARI R. Fatigue behaviour of aluminium alloy 7075 bolted joints treated with oily film

- corrosion compounds [J]. *Materials & Design*, 2002, 23(2): 209-216.
- [17] CHAKHERLOU T N, OSKOUEI R H. An investigation on fatigue failure modes of aluminum alloy 7075-T6 bolted joints [J]. *Amirkabir International Journal of Science & Technology*, 2007, 18(66): 45-54.
- [18] ROTSCHER F. *Die Maschinenelemente* [M]. Berlin, Germany: Springer, 1927.
- [19] ITO Y, TOYODA J, NAGATA S. Interface pressure distribution in a bolt-flange assembly [J]. *Journal of Mechanical Design*, 1979, 101(2): 330.
- [20] US Department of Transportation. *Airframe & power-plant mechanics: general handbook* [S]. Washington, DC, USA: US Government Printing Office, 1976.
- [21] 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.
- [22] HU F Z, SOUTIS C, EDGE E C. Interlaminar stresses in composite laminates with a circular hole [J]. *Composite Structures*, 1997, 37 (2): 223-232.

作者简介

陈彦达 男, 硕士。主要研究方向: 飞行器结构设计、飞行大数据分析。E-mail: chenyanada@ceair.com

范振民 男, 硕士。主要研究方向: 飞行器设计、结构强度分析。E-mail: fanzhenmin@comac.cc

李 军 男, 二级飞行员。主要研究方向: 飞行驾驶舱人机功效设计、飞行大数据应用。E-mail: cealijun@ceair.com

Finite element stress analysis of aircraft double shear bolted connection

CHEN Yanda^{1*} FAN Zhenmin² LI Jun¹

(1. China Eastern Technology Application Research and Development Center, Shanghai 201707, China;

2. Shanghai Aircraft Design and Research Institute, Shanghai 201210, China)

Abstract: Accurate stress and strain analysis on bolted joints are of considerable interest in order to design more efficient and safe aerospace structural components. In this paper, the finite element model of aluminium alloy 7075-T6 bolted plates which are widely used in aircraft structures, was established. A double-lap joint with a single bolt and double nut is considered in the study. A three-dimensional finite element model of the joint was generated, and then subjected to three different pre-tightening forces followed by different levels of longitudinal tensile load. 3D surface-to-surface contact elements were selected to model the contact between the various components of the bolted joint. The friction effect was considered in the numerical analysis. And the clearance between the bolt and the plates was simulated. Finite element calculation results show that beneficial compressive stress is generated near the hole edge due to the application of the clamping, and that a higher clamping force can significantly reduce the magnitude of the combined tensile stress at the hole edge and also reduce the bearing stress level at the joint when subjected to the longitudinal tensile load.

Keywords: bolted connection; contact; pre-tightening force

* Corresponding author. E-mail: chenyanada@ceair.com