

螺栓预紧状态下螺纹扩展应力分析

关焦月¹ 高源¹ 艾延廷¹ 田晶^{1*} 姚玉东²

1.沈阳航空航天大学辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室,沈阳,110136

2.西北工业大学动力与能源学院,西安,710072

摘要:螺栓在预紧状态下的螺纹受力情况无法准确判断,可能引发螺纹的强度破坏和过早松动,进而影响螺栓连接的可靠性。螺纹面接触状态通常采用绝对坐标系下的应力进行描述,而有限元计算应力方向与实际螺纹面存在一定角度,导致分析结果不直观。为此,推导了螺纹面数学表达式,并提出了螺纹接触面扩展应力分析法;然后针对螺栓连接结构特点建立了螺栓连接有限元模型,并通过试验验证了模型的准确性;最后应用扩展应力分析法研究了螺栓在预紧状态下的螺纹面应力及其分布特点。研究表明,仿真预紧力与试验预紧力的最大误差仅为5.78%,证明了仿真模型的准确性;扩展应力分析法能够反映螺纹面应力分布的连续性和单调性,且能体现最优预紧力的存在;同圈层螺纹面上的应力下降速率与应力大小成反比,从受力分析角度说明了螺纹牙上的应力主要集中在前三圈的原因。提出的螺纹扩展应力分析法使螺纹接触面受力分析更加直观、准确,研究结论可为螺栓连接结构防松分析与可靠性分析提供理论支撑。

关键词:预紧力;螺栓连接;螺纹;螺纹面数学模型;应力分布

中图分类号:TH131.3

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.05.004

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Thread Extension Stress Analysis of Bolts under Pre-tensioning Conditions

GUAN Jiaoyue¹ GAO Yuan¹ AI Yanting¹ TIAN Jing^{1*} YAO Yudong²

1.Liaoning Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technology for Aircraft Propulsion Systems,Shenyang Aerospace University,Shenyang,110136

2.School of Power and Energy,Northwestern Polytechnical University,Xi'an,710072

Abstract: It was difficult to accurately determine the thread stresses on the bolts under pre-tensioning conditions, which might lead to strength fracture and premature loosening of the threads, and the reliability of the bolt joints was compromised. Currently, the contact state of the thread surfaces was usually described by stresses under an absolute coordinate system. However, the simulated stress direction was at an angle to the actual thread surface. The analysis results were not intuitive. Therefore, a thread mathematical model was derived and the extended stress analysis method of thread contact surfaces was proposed. Then, the finite element model of bolt joints was established for the structural characteristics of bolts. And the accuracy of the model was verified by tests. Finally, the extended stress analysis method was applied to study the thread surface stress and the distribution characteristics of bolts. The results show that the maximum error between the simulated preload and the testing preload is only 5.78%, where the accuracy of the simulation model is demonstrated. The extension stress analysis method may reflect the continuity and monotonicity of the stress distribution on the thread surfaces, and the method also reflects the optimal preload. The decreasing rate of the stress on the same layer thread is inversely proportional to the stress. From the stress analysis, the reason why the stresses on the thread are mainly concentrated in the first three turns is illustrated. The thread extension stress analysis method proposed herein is more intuitive and accurate. The paper may provide theoretical support for the anti-loosening analysis and reliability analysis of bolts.

Key words: preload; bolt joint; thread; mathematical modeling of threaded surface; stress distribution

收稿日期:2024-05-29

基金项目:国家自然科学基金(12172231);辽宁省属本科高校本科业务费专项资金;沈阳市中青年科技创新人才支持计划(RC220439)

0 引言

螺栓连接因其安装简单、拆卸方便、成本低廉和互换性高等优点,被广泛应用在各种工程结构和机械产品中。据统计,在航空、机械设备和石油

钻井等多个领域,螺栓连接占据连接方式的 60% 以上^[1]。由于螺栓连接在工程结构和机械产品中的重要性,其强度及可靠性问题一直是重要的研究内容。为提高螺栓连接的防松性能,螺栓安装时一般会施加一定的预紧力。但由于螺栓连接松动而引起的结构解体问题仍时有发生^[2],究其原因是在预紧状态下的螺纹受力情况无法准确判断,致使无法确定合适的预紧力大小。若预紧力过大,则会导致螺纹的强度破坏,若预紧力过小,则会导致螺栓的过早松动。由此可知,明确螺纹在预紧状态下的受力情况对提高螺栓连接结构的可靠性具有重要意义。

目前螺栓连接的研究主要有解析法、光弹实验法、有限元法三种方法。起初许多学者使用解析法来分析, DEN-HARTOG^[3]早在 1929 年就对连接螺栓的应力进行了研究,这使螺纹的承载分布特点开始得到广泛的关注。SOPWITH^[4]、YAMAMOTO^[5]将螺纹牙视为悬臂梁结构,通过理论分析了螺纹牙的轴向载荷分布规律,但理论分析的计算结果较为理想,并不能准确地描述出真实情况下的螺纹面接触状态。为了解决上述问题,大量学者使用光弹实验法研究螺纹, HETENYI^[6]、GOODIER^[7]、DERAMO 等^[8]、PILKEY 等^[9]基于光弹法通过实验评估了螺纹的轴向载荷分布和应力集中。KENNY 等^[10]利用多条纹偏光镜和显微密度计,基于应力冻结光弹法得到了螺纹的承载分布。光弹法可以揭示螺纹中应力和应变的分布规律,但这种方法对实验精度要求高,且实验比较繁琐。

随着有限元和数值技术的发展,人们陆续将有限元计算方法应用在螺栓连接分析领域中。MUSTO 等^[11]、LEHNHOFF^[12]、CHAABAN 等^[13]根据 ASME 规范,通过轴对称有限元模型研究了螺纹连接应力。黄华等^[14]利用有限元分析了摩擦和常温蠕变对预紧力松弛的敏感性,结果表明:当螺纹接触表面的摩擦因数较小且螺栓材料具有较低蠕变特性和较高屈服强度时,螺栓的抗蠕变性能较好且不易发生预紧力松弛现象。侯亦非等^[15]建立了精细的螺栓连接二维模型,定量分析了螺纹连接界面的接触压力分布、轴向载荷分布和应力集中情况。LIAO 等^[16]利用有限元模型得出了轴向载荷和应力在螺纹中的分布规律。颜庭梁等^[17]通过螺纹展开法得出了螺纹的载荷分布规律,并分析了不同参数对螺纹承载比例的影响。GAO 等^[18]通过有限元分析得出横向载荷作用下螺纹牙滑移可以分为不滑移、黏着滑

移和完全滑移三种状态。WANG 等^[19-20]的有限元分析和试验结果指出,增大螺纹牙根部半径以及设置合理的螺母高度和螺纹牙节距比例可以提高螺纹牙防松性能。李新魁等^[21]利用有限元方法分析了不同预紧力、载荷幅值作用下螺纹接触界面的应力应变分布,讨论了轴向激励下螺栓轴向力的衰减行为。ZHANG 等^[22]提出一种新方法预测螺纹的载荷分布,经验证所提方法与试验结果较为相近。BRETI 等^[23]采用一种正交各向异性的层单元来描述螺纹区域的力学行为,考虑了普通螺纹和锥形螺纹的承载分布,模拟结果和理论解与试验结果吻合。

综上,前期研究均使用绝对坐标系下的应力分析螺栓连接接触状态,但应力方向与实际螺纹面存在一定角度,可能导致分析结果不够直观。为更加准确且直观地分析螺纹接触面任意位置的接触状态,本文推导了螺纹面数学表达式,并建立了螺纹接触面扩展应力分析法;然后,依据螺栓连接结构特点建立了螺栓连接有限元模型,并通过试验验证了模型的准确性;最后,应用扩展应力分析法分析了预紧状态下螺纹面应力分布特点。该方法可通过改变螺栓螺纹面的数学表达式来适用于所有种类的螺纹。本文以 ISO 标准^[24]给出的标准规格螺纹牙型为例来使用该方法进行分析。

1 建模方法

1.1 扩展应力公式推导

图 1 为扩展应力方向示意图,其中 F_P 、 F_S 、 F_R 分别为螺纹面的法向、切于螺旋线的切向和沿螺纹面的径向。为更加直观地分析螺纹接触面任意位置的接触状态,需要获得螺纹面上任意点沿 F_P 方向的正应力 σ_P 、沿 F_S 方向的切应力 σ_S 和沿 F_R 方向的径向应力 σ_R ,本研究将螺纹面上的这三个方向应力统称为扩展应力。

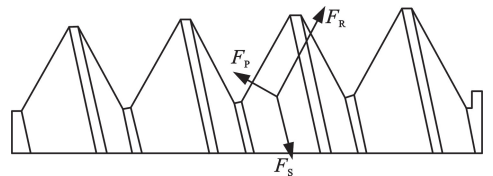


图 1 扩展应力示意图

Fig.1 Extended stress diagram

扩展应力的推导过程如下:过螺纹面上任意一点 R 取任意一斜面,在 R 点附近取一个平面 ABC ,平行于这一斜面,并与经过 R 点而平行于坐标系的三个平面形成一个微小的四面体 $RABC$,如图 2 所示。当四面体 $RABC$ 无限缩小

而趋于R点时,平面ABC上的应力就成为该任意斜面上的应力。

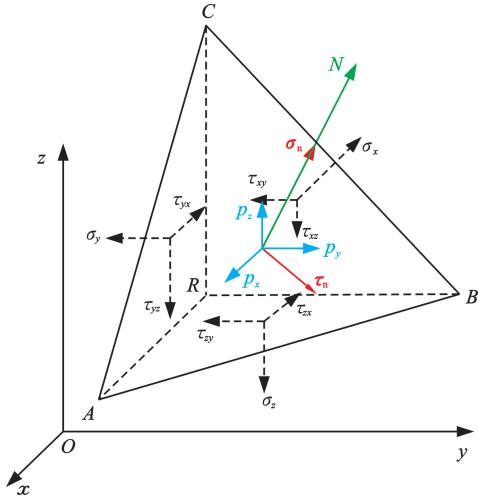


图2 应力分量示意图

Fig.2 Stress components diagram

令平面ABC的外法线为n',其方向余弦为

$$\left. \begin{aligned} \cos(n', x) &= l \\ \cos(n', y) &= m \\ \cos(n', z) &= n \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

设三角形ABC的面积为dS,则三角形BRC、CRA、ARB的面积分别为ldS、mdS、ndS。四面体RABC的体积用dV表示。三角形ABC上的全应力p在坐标轴上的投影用p_x、p_y、p_z表示。根据四面体在x轴上力的平衡条件∑F_x=0,可得

$$p_x dS - \sigma_x ldS - \tau_{yx} m dS - \tau_{zx} n dS + f_x dV = 0 \quad (2)$$

其中,σ_x、σ_y、σ_z、τ_xy、τ_yx、τ_xz、τ_zx、τ_yz、τ_zy为应力分量;f_x为x轴方向的体力。

当四面体RABC无限缩小而趋于R点时,因为dV是比dS更高的一阶微量,所以dV/dS趋近于零,再由y轴和z轴两个方向的平衡条件∑F_y=0及∑F_z=0,可得

$$\left. \begin{aligned} p_x &= l\sigma_x + m\tau_{yx} + n\tau_{zx} \\ p_y &= m\sigma_x + n\tau_{zy} + l\tau_{xy} \\ p_z &= n\sigma_x + l\tau_{xz} + m\tau_{yz} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

设三角形ABC上的正应力为σ_n,由投影可得

$$\sigma_n = lp_x + mp_y + np_z \quad (4)$$

将式(3)代入式(4)中,可得到任意一点的三个方向应力,即扩展应力的表达式如下:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_P &= l_1^2 \sigma_x + m_1^2 \sigma_y + n_1^2 \sigma_z + 2m_1 n_1 \tau_{yz} + 2n_1 l_1 \tau_{zx} + 2l_1 m_1 \tau_{xy} \\ \sigma_S &= l_2^2 \sigma_x + m_2^2 \sigma_y + n_2^2 \sigma_z + 2m_2 n_2 \tau_{yz} + 2n_2 l_2 \tau_{zx} + 2l_2 m_2 \tau_{xy} \\ \sigma_R &= l_3^2 \sigma_x + m_3^2 \sigma_y + n_3^2 \sigma_z + 2m_3 n_3 \tau_{yz} + 2n_3 l_3 \tau_{zx} + 2l_3 m_3 \tau_{xy} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} l_1 &= \frac{\mathbf{Ox} \cdot \mathbf{N}_1}{|\mathbf{Ox}| \cdot |\mathbf{N}_1|}, l_2 = \frac{\mathbf{Ox} \cdot \mathbf{N}_2}{|\mathbf{Ox}| \cdot |\mathbf{N}_2|}, l_3 = \frac{\mathbf{Ox} \cdot \mathbf{N}_3}{|\mathbf{Ox}| \cdot |\mathbf{N}_3|} \\ m_1 &= \frac{\mathbf{Oy} \cdot \mathbf{N}_1}{|\mathbf{Oy}| \cdot |\mathbf{N}_1|}, m_2 = \frac{\mathbf{Oy} \cdot \mathbf{N}_2}{|\mathbf{Oy}| \cdot |\mathbf{N}_2|}, m_3 = \frac{\mathbf{Oy} \cdot \mathbf{N}_3}{|\mathbf{Oy}| \cdot |\mathbf{N}_3|} \\ n_1 &= \frac{\mathbf{Oz} \cdot \mathbf{N}_1}{|\mathbf{Oz}| \cdot |\mathbf{N}_1|}, n_2 = \frac{\mathbf{Oz} \cdot \mathbf{N}_2}{|\mathbf{Oz}| \cdot |\mathbf{N}_2|}, n_3 = \frac{\mathbf{Oz} \cdot \mathbf{N}_3}{|\mathbf{Oz}| \cdot |\mathbf{N}_3|} \end{aligned}$$

式中,l_1、m_1、n_1分别为σ_P的方向向量N_1与x、y、z轴的方向余弦;l_2、m_2、n_2分别为σ_S的方向向量N_2与x、y、z轴的方向余弦;l_3、m_3、n_3分别为σ_R的方向向量N_3与x、y、z轴的方向余弦。

1.2 螺纹面数学模型

若要得到上述方向余弦值则需要得出螺纹面的外法线方向,且需要建立螺纹面数学模型。首先,以螺栓下端面中心为原点建立圆柱坐标系,如图3所示,并设定z轴为圆柱坐标系轴向,对应螺栓轴向,r轴为圆柱坐标系径向,对应螺栓径向,φ轴为圆柱坐标系周向,对应螺栓周向。过螺栓直径取任意截面,以螺栓下端面圆心为原点,以螺栓轴向和径向为正方向,建立一个二维平面坐标系Orz,如图4所示,其中z_0为螺纹总长度。

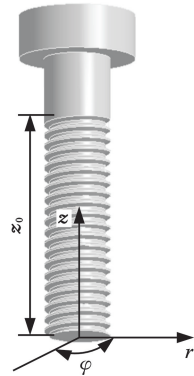


图3 圆柱坐标系示意图

Fig.3 Cylindrical coordinate system

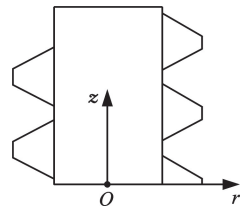


图4 坐标系Orz

Fig.4 Coordinate system Orz

对于ISO标准^[23]给出的标准规格螺纹牙型,螺纹牙斜面在坐标系上的投影如图5所示,其中AB、CD分别为螺纹牙的上斜面和下斜面,BC为螺纹牙齿底圆和上下斜面相切后形成的弧面,DI、AJ为螺纹牙齿顶。为防止螺纹齿根处出现过度集中现象,要求齿根半径ρ不得小于0.125P(P为螺距)。此时A、B两点在坐标系Orz的坐标分别为A(r_A, z_A)、B(r_B, z_B)。

图5中,截面轮廓线的划分可表达为

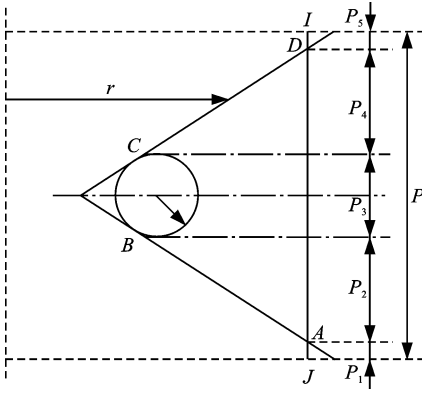


图 5 螺纹牙投影

Fig.5 Threaded tooth projection

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= P_5 = \frac{P}{8} \\ P_2 &= P_4 = \frac{3P}{8} - \frac{\sqrt{3}}{12}\rho \\ P_3 &= \sqrt{3}\rho \\ \rho &= \frac{\sqrt{3}}{12}\rho \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

由于 BA 是一条线段,故线段的表达式为

$$z = \frac{z_B - z_A}{r_B - r_A}r - \frac{z_B - z_A}{r_B - r_A}r_B + z_B \quad (7)$$

根据螺纹牙的结构特点,可得

$$\frac{z_B - z_A}{r_B - r_A} = -\tan \frac{\alpha}{2} \quad (8)$$

式中: α 为螺纹牙型角。

通过式(7)和式(8)可将线段 BA 的表达式变形为

$$z = -r \tan \frac{\alpha}{2} + r_B \tan \frac{\alpha}{2} + z_B \quad (9)$$

$$r_B < r < r_A$$

将每个螺纹牙截面的 B 点连起来可以得到一条螺旋线,如图 6 所示。圆柱坐标系下螺旋线高度 z_B 的大小与螺旋线从 $z=0$ 开始扫过的周向角度 φ 有关。

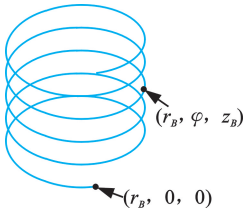


图 6 螺旋线示意图

Fig.6 Helical line diagram

根据螺纹结构的性质,每当螺旋线扫过一个圆周 2π ,螺旋线上升一个螺距 P ,则 z_B 与 φ 之间的关系可表示为

$$z_B = \frac{\varphi}{2\pi}P + \frac{P}{2} - \frac{\sqrt{3}}{12}\rho \quad (10)$$

通过式(9)和式(10)可以得到圆柱坐标系下

螺纹牙上斜面的数学表达式为

$$\frac{\varphi}{2\pi}P + \frac{P}{2} - \frac{\sqrt{3}}{12}\rho - z - r \tan \frac{\alpha}{2} + r_B \tan \frac{\alpha}{2} = 0 \quad (11)$$

$$r_B < r < r_A \quad 0 < z < z_0$$

圆柱坐标系与笛卡儿坐标之间的转化关系为

$$\left. \begin{aligned} r &= \sqrt{x^2 + y^2} \\ \varphi &= \arctan \frac{y}{x} \\ z &= z \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

将式(12)代入式(11)中,并且由对称关系同理可以得出螺纹牙下斜面的数学表达式和齿根圆圆心位置,则螺纹面的表达式为

$$\left. \begin{aligned} \frac{\arctan \frac{y}{x}}{2\pi}P + \frac{P}{2} - \frac{\sqrt{3}}{12}\rho - z - \sqrt{x^2 + y^2} \tan \frac{\alpha}{2} + r_B \tan \frac{\alpha}{2} &= 0 \\ \frac{\arctan \frac{y}{x}}{2\pi}P + \frac{P}{2} - \frac{\sqrt{3}}{12}\rho - z - \sqrt{x^2 + y^2} \tan \frac{\alpha}{2} + r_B \tan \frac{\alpha}{2} + 2\rho \cos \frac{\alpha}{2} &= 0 \\ (\sqrt{x^2 + y^2} - r_B + \rho \sin \frac{\alpha}{2})^2 + (z - \frac{\arctan \frac{y}{x}}{2\pi}P + \rho \cos \frac{\alpha}{2})^2 &= \rho^2 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$$r_B < r < r_A \quad 0 < z < z_0$$

将式(13)对 x, y, z 分别求偏导,得到螺纹面的外法线的方向向量 N_1 ,并由 N_1 求得方向向量 N_2 和 N_3 。

2 模型与验证

2.1 螺栓连接结构有限元模型建立

图 7 所示为螺栓连接结构的高保真模型,图 8 所示为螺栓与螺母的有限元网格。该模型考虑了螺栓和螺母的螺纹,建立模型后在 Hypermesh 软件中进行有限元网格划分并装配^[25]。本文建立的螺栓连接模型能够精确地模拟规则螺纹,高度还原真实的螺纹连接结构,可以独立建立每个螺纹的细化模型,并且可以保证网格质量和建模效率。该建模方法可以通过修改螺旋线的表达式来建立各种规格甚至不规则的螺纹牙精细模型。利用该方法获得的高保真模型可以分析螺纹任意接触面的力学特征,准确地模拟螺栓连接结构预紧和松动过程。

在模型中,螺栓和螺母的弹性模量为 213 GPa,泊松比为 0.3,被连接件材料弹性模量为 200 GPa,泊松比为 0.3,所有部件设定为塑性参数。计算模型中的螺栓螺母以及被连接件均采

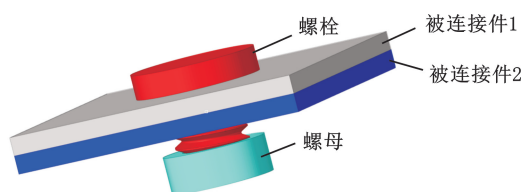


图 7 螺栓连接结构高保真模型

Fig.7 High-fidelity model for the bolt joint

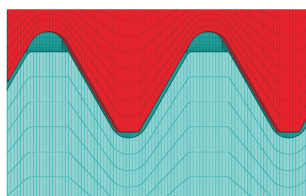


图 8 螺栓与螺母的有限元网格

Fig.8 Finite element mesh of bolt and nut

用六面体单元 C3D8R。由于本文的塑性参数只用于判断是否进入塑性阶段,因此将塑性的本构模型进行简化,设置所有材料在 1050 MPa 处产生塑性变形,在 1550 MPa 时产生 0.1 mm 的塑性变形的塑性参数。

利用 ABAQUS 软件设置螺母的旋转位移来模拟螺母的拧紧过程。如图 9 所示,整个模拟过程使用显式动力学分析,将螺栓头部设定为固定约束,约束两个被连接件侧面 x 、 y 方向的位移和 x 、 y 、 z 方向的转动,模拟螺栓连接结构的工作状态。设置螺栓与被连接件 1 的接触表面、被连接件 1 与被连接件 2 的接触表面、被连接件 2 与螺母的接触表面三个接触对,其他为通用接触。接触属性中切向行为设置为罚接触,法向行为设置为硬接触。根据实验数据和经验公式计算,将摩擦因数设置为 0.2。最后对螺母的外表面施加一定的转动角度,从而完成对螺栓的拧紧工作,并将两被连接件之间 z 轴方向的夹紧力作为预紧力的输出形式。

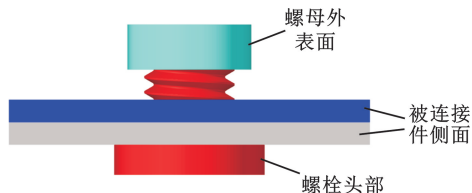


图 9 边界条件示意图

Fig.9 Boundary conditions diagram

2.2 螺栓连接拧紧试验

为了验证建立的螺栓连接仿真模型是否能够准确地进行螺纹应力分析,本文开展了单螺栓连接结构的预紧力加载拧紧试验研究。试验选用的螺栓在加工制作时将应变传感器埋入试验螺栓内,以便准确地监测螺栓的预紧力。被连接件材

料为钢制的两个长方形板,厚度为 5 mm。图 10 所示为试验用的拉伸机,用于提供外部载荷,开展试验时为保证图 10 中两个夹具的同轴度,两个被连接件的接触端在加工时根据几何尺寸进行了弯曲处理,使其在拉伸机上装夹后受力方向与几何中心线重合。使用 DH3818Y 静态应变测试仪直接测量螺栓拧紧时产生的应变,通过螺栓标定曲线获得预紧力的数值。标定曲线公式如下:

$$\epsilon = 0.00628F - 0.38849 \quad (14)$$

式中: ϵ 为应变; F 为预紧力。

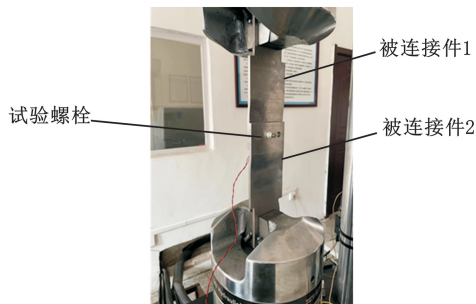


图 10 试验装置

Fig.10 Testing apparatus

两块被连接件交错放置并使用拉伸机固定两个被连接件的两端,螺栓在两板重合位置的螺纹孔上进行拧紧,使用数显扭矩扳手对试验中螺母进行拧紧并同时测量扭矩。利用上述试验设施验证预紧力与扭矩的关系,在逐步增大扭矩的同时测量预紧力的变化。试验过程中扭矩从 2 N·m 增大到 21 N·m 时,预紧力从 0 增大到 7 kN。

2.3 模型验证

表 1 所示为螺栓连接拧紧试验数据,表 2 所示为螺栓连接拧紧仿真数据。仿真中采用转角法对螺母进行预紧力的施加,根据螺母旋转角度和拧紧力矩之间的关系^[26],采用下式将旋转角度 θ 转化为拧紧力矩 T :

$$T = \left[\frac{d_2 \tan(\varphi + \rho')}{4\pi(c_1 + c_2)} + \frac{\mu_n (D_1^3 + D_0^3)}{4\pi(c_1 + c_2)(D_1^2 - D_0^2)} \right] c_1 c_2 P \theta \quad (15)$$

表 1 螺栓连接拧紧试验数据

Tab.1 Testing data of bolt joint tightening

拧紧力矩/(N·m)	预紧力/kN	拧紧力矩/(N·m)	预紧力/kN
2.10	0.27	12.20	4.51
3.00	0.81	13.11	4.87
4.00	1.42	14.15	5.05
5.02	2.01	15.14	5.24
6.06	2.48	16.13	5.54
7.08	2.87	17.05	5.85
8.00	3.34	18.12	6.20
9.01	3.66	19.23	6.50
10.02	3.94	20.04	6.79
11.05	4.17	21.06	7.04

表 2 螺栓连接拧紧仿真数据

Tab.2 Simulation data of bolt joint tightening

拧紧力矩/(N·m)	预紧力/kN	拧紧力矩/(N·m)	预紧力/kN
2.01	0.33	12.00	4.68
3.87	1.62	13.99	5.33
5.98	2.81	16.08	5.88
8.04	3.50	17.91	6.56
10.03	4.12	20.11	7.14

式中： d_2 为螺栓中径； φ 为螺纹升角； ρ' 为当量摩擦角； D_0 为螺母支撑面的内径； D_1 为螺母支撑面的外径； c_1 、 c_2 分别为螺栓和被连接件的刚度； μ_n 为支撑面的摩擦系数。

图 11 为试验数据与仿真数据对比图。将试验结果与仿真计算结果进行对比分析，发现两者误差的最大值仅为 5.78%，出现在扭矩为 16 N·m 附近。由此可以证明，此有限元模型能够准确地描述螺栓连接结构的拧紧过程。

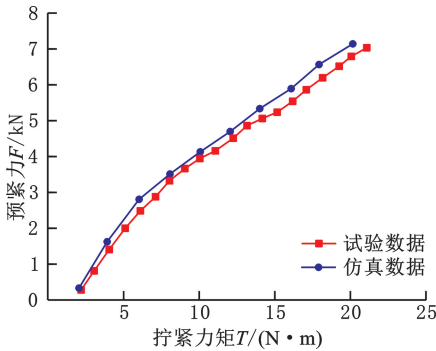


图 11 试验与仿真对比图

Fig.11 Comparison between test and simulation

3 应力分析

3.1 螺纹面应力对比分析

文献[27]的结论为，螺栓螺纹的应力主要集中在前三层螺纹上，因此，本文主要研究前三层的螺纹应力。为了更清晰地表征螺纹的位置，现将螺栓螺纹进行图 12 所示的层数命名。

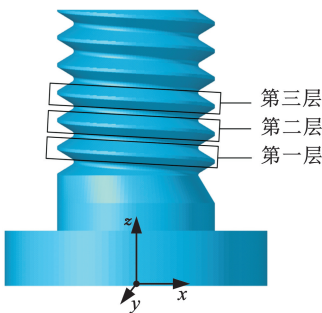


图 12 螺栓螺纹分层示意图

Fig.12 Bolt thread layering diagram

为了方便对比，本文将有限元软件中在绝对坐标系下计算得到的应力称为直接应力。通过分析整体有限元应力云图发现，第一层与第三层的螺纹没有全部与螺母接触，因此本文主要选取第

二层螺纹进行分析。图 13 为第二层螺纹直接应力分布图。

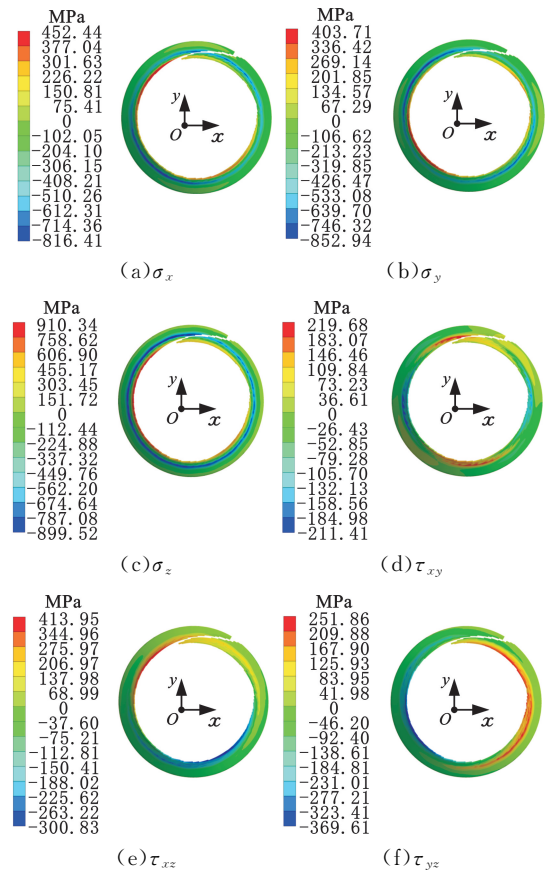


图 13 第二层螺纹直接应力分布图

Fig.13 Direct stress distribution in the second layer

如图 13 所示，从整体来看，螺纹面的正应力几乎均为负值，这是因为有限元中的正负号代表接触面应力的拉压关系，由于螺纹面上受到的正应力为压应力，因此在直接应力的表征上呈现为全负值。如图 13a 所示， x 方向的主要受力位置为坐标轴的右上和左下部分；如图 13b 所示， y 方向的主要受力位置为坐标轴的左上和右下部分。而且这两个方向上应力大小的变化没有呈现单调性。切应力在 x 轴和 y 轴附近较大，这是由于有限元软件在分析时使用的是绝对坐标系，螺纹面上任意一点的应力值都是沿着绝对坐标系的方向来计算获得的。

综上，直接应力并不能直观地表征出螺纹面的应力分布和接触状态，因此本文将直接应力转换为扩展应力进行分析：首先，提取螺纹曲面各网格节点坐标和对应的应力，通过式(6)和式(14)计算各节点对应的法向量；然后，通过式(5)计算各网格节点对应的扩展应力；最后，将计算好的扩展应力按照坐标导入到螺栓网格模型中，得到扩展应力云图，如图 14 所示(图 14 同样取第二层螺纹牙进行分析)。

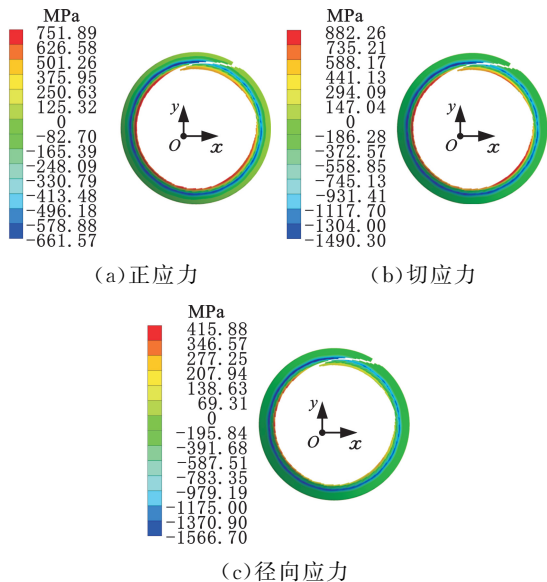


图 14 第二层螺纹面扩展应力分布图

Fig.14 Extended stress distribution in the second layer

如图 14 所示,扩展应力表现更为连续,呈现出了严格的应力分布单调性,清晰直观地表征出了螺纹面的应力分布和接触状态。如图 14a 所示,随着螺纹面向下旋转,螺纹面的正应力逐渐减小,在螺纹的根部 3 个方向的应力均为正值,这是由于螺纹面的受力使得螺纹牙发生微小的弯曲。该应力状态是直接应力分布图中无法显示的。如图 14b 和图 14c 所示,螺纹面的切应力 σ_s 和径向应力 σ_R 均大于正应力 σ_P 。 σ_s 和 σ_R 能够防止螺栓螺母发生相对滑动, σ_P 能够传递压力产生螺栓连接结构的预紧力。这表明螺纹接触面上应力对防止滑动的作用效果强于产生预紧力的效果。

为进一步分析螺纹面上整体的扩展应力分布,通过仿真获取了三层螺纹面的整体扩展应力分布图。图 15 为三层螺纹扩展应力的分布图,可以看出,螺纹面上的应力逐层减小,此现象与文献 [27] 中的结果相符合,从而验证了本研究所建仿真模型的准确性和扩展应力分析的有效性。

3.2 不同预紧力下螺纹面扩展应力分析

为分析不同预紧力对螺纹面扩展应力的影响,计算了不同预紧力下第二层螺纹面应力。图

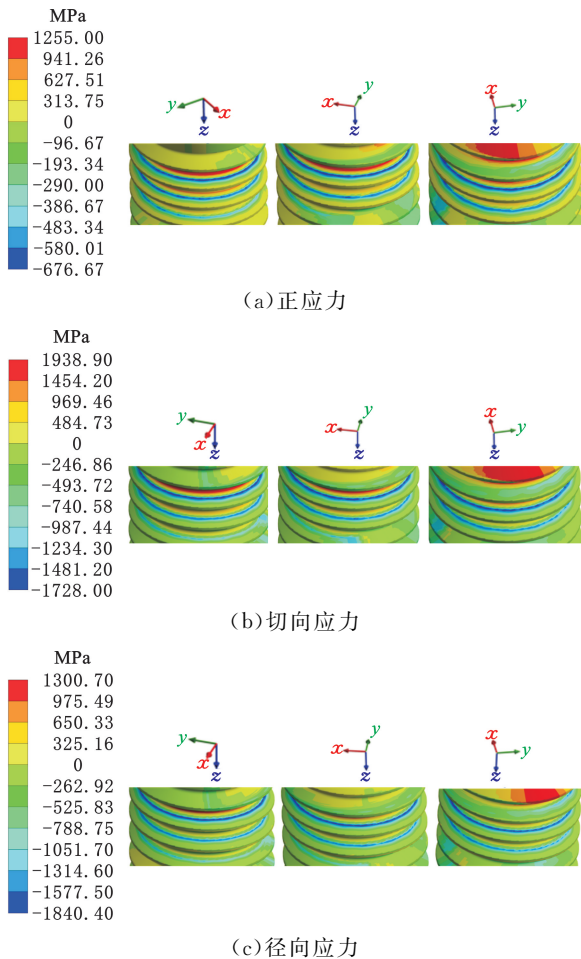


图 15 整体螺纹扩展应力分布图

Fig.15 Stress distribution diagram of overall threads

16~图 18 分别为不同预紧力 F 下第二层螺纹的正应力分布图、切应力分布图和径向应力分布图,其中应力值为正表示拉应力,应力值为负表示压应力。从图 16~图 18 中可以看出,随着预紧力的增大,螺纹面三个方向的扩展应力均随之增大,该现象与文献 [27] 中的结论保持一致。

进一步分析了螺纹面上应力沿螺旋线方向的变化规律,发现螺纹应力是沿着螺旋线逐渐减小的,每一层螺纹起始端的压应力最大,末尾端的压应力最小。提取每个预紧力同一位置下螺纹面起始端附近和末尾端附近的应力值进行对比分析。图 19 为螺纹面扩展应力趋势图,可以看出,随着

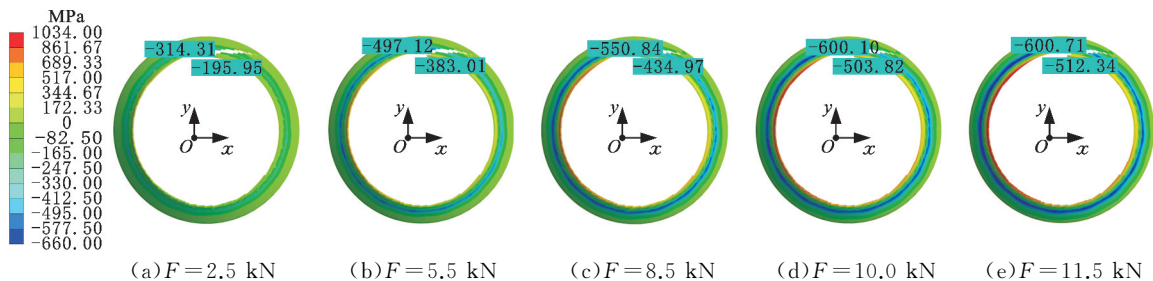


图 16 不同预紧力下第二层螺纹面正应力分布图

Fig.16 Positive stress distribution diagram of second thread surface under different preloads

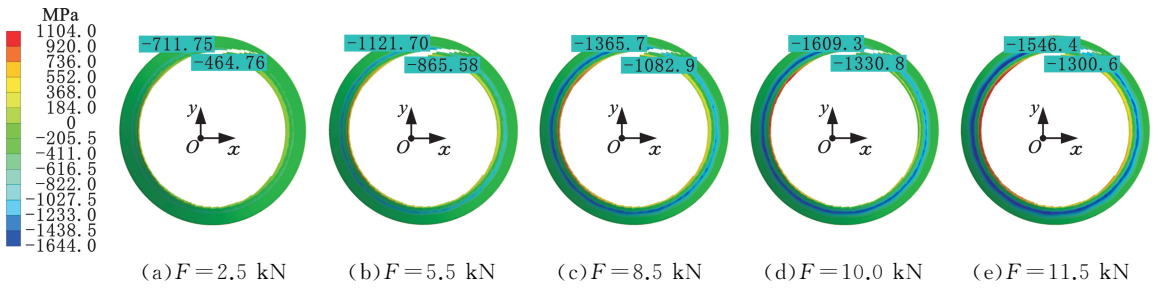


图 17 不同预紧力下第二层螺纹面切应力分布图

Fig.17 Shear stress distribution diagram of second thread surface under different preloads

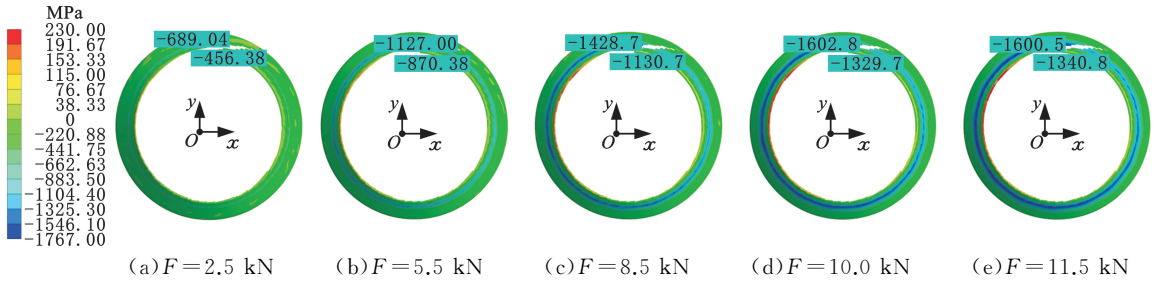


图 18 不同预紧力下第二层螺纹面径向应力分布图

Fig.18 Radial stress distribution diagram of second thread surface under different preloads

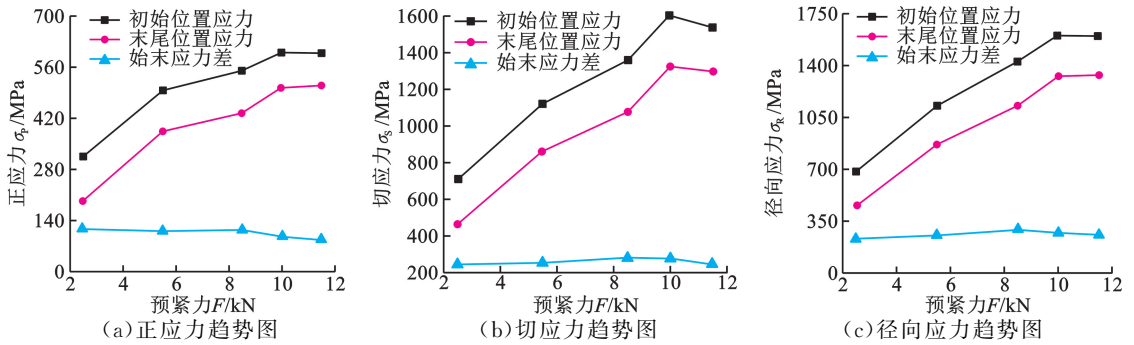


图 19 螺纹面扩展应力趋势图

Fig.19 Extended stress trend diagram of threaded surface

初始预紧力的增大,螺纹接触面的扩展应力增大。而当应力增大到一定程度时,正应力的增大速率逐渐减小,这说明此位置的应变不再属于弹性应变,并达到了屈服阶段。综上,螺栓连接结构在加载过程中存在最佳预紧状态,当螺栓连接结构加载超过最佳预紧状态时,不仅不能继续提高其连接性能,而且还会造成螺栓连接结构的屈服,甚至会破坏螺纹牙。

图 20 中的三层螺纹应力下降百分比是图 16~图 18 中初始应力值与始末位置应力差值之比,用来表征在某初始应力值时螺纹面应力下降的快慢程度。如图 20 所示,三个扩展应力的下降百分比都是随着应力的增大而逐渐减小的,通过分析可知,在一层螺纹面上,初始位置的应力越大,以该位置为起点的这一层螺纹应力减小量越少,导致沿着螺旋线向下的应力下降速度减缓。

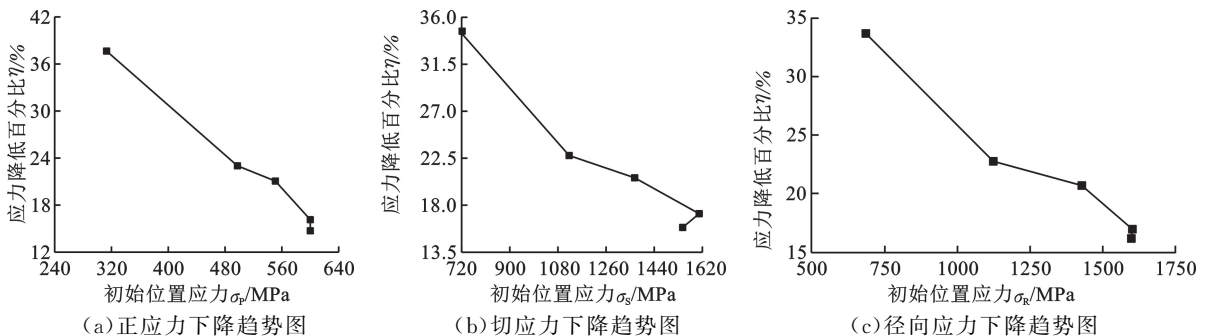


图 20 螺纹面扩展应力下降趋势图

Fig.20 Extended stress decreasing trend diagram of threaded surface

重新定义一层螺纹面的位置后,可以发现在螺纹的任意位置都存在以该位置为起点的一层螺纹面,因此,可以推广上述结论:螺纹面的应力越大,该位置的螺纹应力降低速率就越小。在螺栓与螺母啮合的起始位置,螺纹面应力最大,该点的应力降低速度最小,而降低速率小会使螺纹在啮合起始位置的附近位置处应力水平较高,不能使应力沿着螺旋线方向快速降低,由此会导致前几层螺纹应力较大。该结论从受力分析角度解释了螺纹承载主要集中在前三层的原因。

4 结论

本文推导了螺纹面数学表达式,并在此基础上建立了螺纹接触面扩展应力分析法;然后,依据螺栓连接结构特点建立了螺栓连接有限元模型,并通过试验验证了模型的准确性;最后,应用扩展应力分析法分析了预紧状态下螺纹面的应力分布特点。结论如下:

1)本研究通过仿真得到的预紧力变化趋势与试验结果保持一致,最大误差仅为5.78%,验证了本研究所建立仿真模型的准确性。

2)相比于传统应力分析方法,扩展应力分析可以清晰、准确地反映出螺纹接触状态,还能够很好地表征出螺纹面应力分布的连续性和单调性。此研究结果可为螺纹接触分析提供新的思路。

3)基于扩展应力分析发现,螺纹接触面在相同位置的扩展应力与初始预紧力成正相关,但当预紧力达到一定值时,螺纹接触面应力值不随预紧力的增大而增大,表明螺纹在该位置进入了屈服状态,螺栓连接结构在预紧时存在最优预紧力。

4)通过分析螺纹面上的扩展应力分布发现,在同一圈螺纹上,当螺纹面上应力越大时,螺纹面上的应力降低速率越小,随着螺纹面上的应力逐渐减小,应力降低速率逐渐增大。此变化规律从受力分析角度解释了螺纹牙上的应力主要集中在前几圈的原因。

参考文献:

[1] 曹军义,刘清华,洪军. 螺栓连接微观摩擦到宏观动力学研究综述[J]. 中国机械工程, 2021, 32(11):1261-1273.
CAO Junyi, LIU Qinghua, HONG Jun. Overview of Micro-Macro Dynamics of Bolted Connection[J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32(11):1261-1273.

[2] 刘盛循. 紧固件横向振动防松机理研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2020.

LIU Shengxun. The Loosening Mechanism Study of Transverse Vibration on Fasteners [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2020.

[3] DEN-HARTOG J P. The Mechanics of Plate Rotors for Turbogenerators [J]. Transaction of ASME, 1929, 51:1-10.

[4] SOPWITH D G. The Distribution of Load in Screw Threads[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1948, 159:373-383.

[5] YAMATOTO A. The Theory and Computation of Threads Connection[M]. Tokoy:Yokendo, 1980.

[6] HETENYI M. A Photoblastic Study of Bolt and Nut Fastenings[J]. Journal of the Japan Society of Precision Engineering, 1943, 10(2):A93-A100.

[7] GOODIER J N. The Distribution of Load on the Threads of Screws[J]. Journal of the Japan Society of Precision Engineering, 1940, 7(1):267-276.

[8] DERAMO M, CAPPAP. An Experimental Validation of Load Distribution in Screw Threads[J]. Experimental Mechanics, 1991, 31(1):70-75.

[9] PILKEY W D, WALTER D. Peterson's Stress Concentration Factors [M]. New York: Wiley Interscience Publication, 2007.

[10] KENNY B, PATTERSON E A. Load and Stress Distribution in Screw Threads [J]. Experimental Mechanics, 1985, 25(3):208-213.

[11] MUSTO J C, KONKLE N R. Computation of Member Stiffness in the Design of Bolted Joints [J]. Journal of Mechanical Design, 2006, 128(6): 1357-1360.

[12] LEHNHOFF T F. Nonlinear Effects on the Stresses and Deformations of Bolted Joints[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1996, 118(1):54-58.

[13] CHAABAN A, JUTRAS M. Static Analysis of Buttress Threads Using the Finite Element Method [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1992, 114(2):209-212.

[14] 黄华, 王永和, 魏泰, 等. 摩擦和常温蠕变对风电螺栓预紧力松弛的敏感性分析[J]. 太阳能学报, 2023, 44(1):289-296.
HUANG Hua, WANG Yonghe, WEI Tai, et al. Sensitivity Analysis of Friction and Room Temperature Creep on the Relaxation of Wind Power Bolt Preload[J]. Journal of Solar Energy, 2023, 44(1): 289-296.

[15] 侯亦非, 洪军, 周朝宾, 等. 均化接触压力的螺栓连接结合面形状主动设计[J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(12):84-90.
HOU Yifei, HONG Jun, ZHOU Chaobin, et al. Active Design of Bolted Joint Face Shapes for Con-

- tact Pressure Equalization [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(12):84-90.
- [16] LIAO Ridong, SU Yujuan, ZHANG Weizheng. Nonlinear Analysis of Axial-load and Stress Distribution for Threaded Connection[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(6):869-875.
- [17] 颜庭梁, 李家春. 螺纹载荷分布计算方法研究及有限元分析[J]. 机电工程, 2020, 37(5):471-477. YAN Tingliang, LI Jiachun. Research on Calculation Method of Thread Load Distribution and Finite Element Analysis[J]. Electromechanical Engineering, 2020, 37(5):471-477.
- [18] GAO Dawei, GONG Jiacheng, TIAN Zhongling, et al. Research on Bolt Pre-tightening and Relaxation Mechanism under Transverse Load[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2020, 12(12):168781402097591.
- [19] WANG B, NODA N A, LIU X, et al. How to Improve Both Anti-loosening Performance and Fatigue Strength of Bolt Nut Connections Economically [J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 130:105762.
- [20] NODA N A, WANG B, KAZUHIRO O, et al. Effects of Root Radius and Pitch Difference on Fatigue Strength and Anti-loosening Performance for High Strength Bolt-nut Connections[J]. Advances in Structural Engineering, 2021, 24(9):1941-1954.
- [21] 李新魁, 范健飞, 于喆, 等. 轴向激励下螺栓连接结构有限元分析[J]. 机械, 2023, 50(5):46-51. LI Xinkui, FAN Jianfei, YU Zhe, et al. Finite Element Analysis of Bolted Structures under Axial Excitation[J]. Mechanics, 2023, 50(5):46-51.
- [22] ZHANG Dongmei, GAO Shiqiao, NIU Shaohua, et al. A Prediction Method for Load Distribution in Threaded Connections[J]. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2018, 56(1):157-168.
- [23] BRETI J L, COOK R D. Modeling the Load Transfer in Threaded Connections by the Finite Element Method[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1979, 14(9):1359-1377.
- [24] 联邦德国标准化研究所螺纹标准化委员会. 国际螺纹手册[M]. 余志新, 徐孝恩, 译. 北京:中国计量出版社, 1988. YU Zhixin, XU Xiaoen, Thread Standardization Committee of the Federal German Institute for Standardization. Bundesanstalt für Normung[M]. YU Zhixin, XU Xiaoen, Trans. Beijing:China Metrology Press, 1988.
- [25] 田晶, 高崇, 关焦月, 等. 收口自锁螺母高保真建模方法及松动特性研究[J/OL]. 机械工程学报 [2024-12-11]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2187.th.20240627.1023.006.html>. TIAN Jing, GAO Chong, GUAN Jiaoyue, et al. Study on Modeling Method and Bolt Loosening Characteristics of Self-locking Nut[J/OL]. Journal of Mechanical Engineering[2024-12-11]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2187.th.20240627.1023.006.html>.
- [26] 陆健亮. 螺纹拧紧力矩控制技术[D]. 杭州:浙江大学, 2019. LU Jianliang. Research on Thread Tightening Torque Control Technology[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2019.
- [27] 濮良贵, 陈国定, 吴立言, 等. 机械设计[M]. 北京:高等教育出版社, 2019. PU Lianggui, CHEN Guoding, WU Liyan, et al. Mechanical Design[M]. Beijing: Higher Education Press, 2019.

(编辑 胡佳慧)

作者简介:关焦月,女,1985年生,博士研究生。研究方向为紧固件结构分析与优化设计、螺栓连接松动机理及防松性能。E-mail:guanjiaoyue@126.com。田晶*(通信作者),男,1987年生,教授、博士研究生导师。研究方向为航空发动机振动、强度及可靠性,航空发动机状态监测与故障诊断等。E-mail:tianjing@188.com。

本文引用格式:

关焦月,高源,艾延廷,等.螺栓预紧状态下螺纹扩展应力分析[J]. 中国机械工程,2025,36(5):923-932.

GUAN Jiaoyue, GAO Yuan, AI Yanting, et al. Thread Extension Stress Analysis of Bolts under Pre-tensioning Conditions[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(5):923-932.