

偏置载荷下核燃料运输容器螺栓咬死研究

王浩, 周锐烜

中广核铀业发展有限公司, 北京 100029

DOI:10.61369/ERA.2025090016

摘 要 : 本文研究核燃料组件运输容器螺栓咬死机制, 重点关注偏置载荷的影响。针对实际工况中螺栓在 $75000\text{ N} \cdot \text{mm}$ 扭力下产生偏置载荷的情况, 结合 T 型螺栓实际结构, 通过理论分析与数值模拟计算得出螺栓局部应力分别为 2490.46 MPa 与 2909.8 MPa 。该应力值显著高于材料屈服强度, 导致螺纹牙发生塑性变形, 进而引发卡涩咬死。分析表明, 偏置载荷不仅增加应力分布复杂性, 还会加剧局部应力集中, 加速咬死过程。因此, 削弱偏置载荷需从改善装配条件和施力条件入手。本研究为优化螺栓连接设计、提升核燃料运输容器安全可靠提供了重要的理论和实践依据。

关 键 词 : T 型螺栓; 咬死; 附加应力; 有限元

Study on Bolt Bite Death of Nuclear Fuel Transport Container under Bias Load

Wang Hao, Zhou Ruihan

CGNPC Uranium Resources CO.Ltd., Beijing 100029

Abstract : This article studies the mechanism of bolt biting in the transport container of nuclear fuel assemblies, with a focus on the influence of offset loads. In response to the offset load generated by bolts under a torque of $75000\text{ N} \cdot \text{mm}$ in actual working conditions, combined with the actual structure of T-bolts, the local stresses of the bolts were calculated through theoretical analysis and numerical simulation to be 2490.46 MPa and 2909.8 MPa , respectively. The stress value is significantly higher than the yield strength of the material, causing plastic deformation of the threaded teeth and leading to jamming and biting. Analysis shows that biased loading not only increases the complexity of stress distribution, but also exacerbates local stress concentration and accelerates the biting process. Therefore, weakening the bias load needs to start with improving assembly and force conditions. This study provides important theoretical and practical basis for optimizing bolt connection design and improving the safety and reliability of nuclear fuel transport containers.

Keywords : T-bolt; bite death; additional stress; cae

引言

燃料组件运输容器是实现核燃料组件从元件制造厂到反应堆安全转移, 保障运输过程中内容物结构完整、临界安全和货包屏蔽性能满足标准要求的关键设备其中, 螺栓对部件的紧固起着重要作用。

一、附加应力现场因素分析

运输 AFA 3G 型核燃料组件的 ANT-12A 型容器上所用紧固件为 T 型特种螺栓, 其结构如图 1-1 所示, 其材质为 SA-540M B24 CL3, 表面采用磷化处理, 表面热处理状态为淬火 + 回火, 抗拉强度 1085 MPa , 下屈服强度 963 MPa , 断后伸长率 18% , 断面收缩率 57% 。

当 T 型螺栓的螺纹所受应力方向与螺栓中心线不平行时, 即螺栓因承受额外应力而出现偏置载荷时, 螺纹部位会出现应力

集中, 这会对螺纹强度产生极大削弱^[1]。因此, 在实际应用过程中, 应高度重视并尽可能避免螺栓出现偏载的情况。

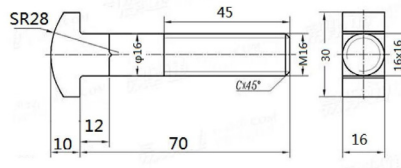


图 1-1 ANT-12A 型容器所用 T 型螺栓结构图

当前针对 ANT-12A 型容器 T 型螺栓的紧固,采用扭力扳手作为大力矩输入设备,扭力扳手是一种用于精确控制螺栓或螺母拧紧力矩的工具,其核心原理是通过机械或电子方式测量并限制施加的扭矩值,确保紧固件达到预设的紧固力。机械式扭力扳手通过预设弹簧压力,当施加的扭矩超过设定值时,内部杠杆机构触发“脱扣”,提示停止施力。

然而在实际应用场景中,大多存在施力的高度差,这时反作用力在力矩变大后会产生小角度的偏斜,进而使得螺栓受到一定的弯曲应力^[2]。此时由于平垫圈无法自适应调整,螺纹副就会受到附加弯曲应力,当这一弯曲应力值大于材料屈服强度时将导致部分螺纹发生塑性变形,与此同时单方向的接触面间挤压力增大,可能会将部分润滑介质层挤压变薄失去作用条件,摩擦接触面的摩擦力随之增大形成扭转卡涩现象,此条件下继续施加较大的扭力将迫使螺纹牙严重变形直至咬死失效的发生^[3,4]。

二、附加应力的理论计算

为定量说明附加弯曲应力对螺纹副的影响,本节将对螺纹位置受力情况进行理论计算,通过具体的数值说明其对螺纹可能产生的挤压变形甚至咬死失效影响,对螺纹装配时的技术改进有指导意义。本模型采用 T 型螺栓,其螺纹所受到的弯曲应力可看作螺栓单侧受外力影响,如图 2-1 所示。根据实际工况,本模型中螺栓拧紧力矩 (T) 和预紧力 (F) 之间的关系见式 (2-1),弯曲应力表达式见式 (2-2)。

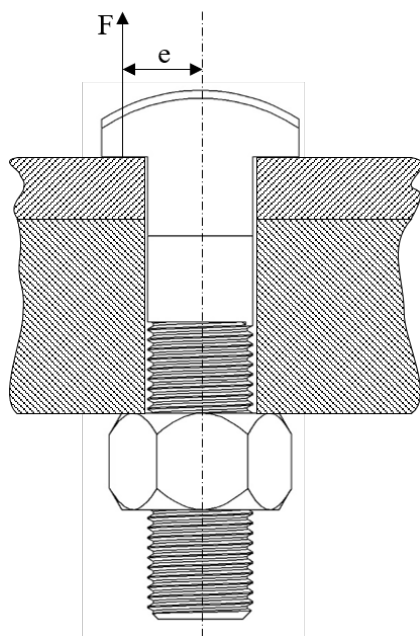


图 2-1 T 型螺栓示意图

$$T = K \cdot F \cdot d_c \quad (2-1)$$

式中 T——拧紧力矩 (N · mm);

K——拧紧力系数 (无量纲);

F——螺栓预紧力 (N);

d_c ——螺栓直径 (mm)。

$$\delta_b = \frac{32F \cdot e}{\pi \cdot d_c^3} = \frac{8e}{d_c} \cdot \frac{4F}{\pi \cdot d_c^2} \quad (2-2)$$

式中 δ_b ——局部应力 (MPa);

F——螺栓预紧力 (N);

e——预紧力与螺栓中心间距离 (mm);

对本螺栓而言,取拧紧力系数 $K = 0.15$,根据当前操作工况要求,拧紧力矩取 $75000 \text{ N} \cdot \text{mm}$,螺栓预紧力 $F = 31.25 \text{ kN}$ 。而预紧力作用在螺母外缘处,此时 e 约为 13.4 mm ,得:

$$\delta_b = (8 \cdot \frac{13.4}{16}) \delta = 6.7 \delta \quad (2-3)$$

结合最大主应变学说:当最大主应力 $\frac{m-1}{2m} \delta + \frac{m+1}{2m} \sqrt{\delta^2 + 4\tau^2}$ 超过屈服极限值 δ_s 时,螺纹就会因发生塑性变形而破坏。

式中 δ ——拉伸应力 (N);

τ ——剪切应力 (N);

m——泊松比的倒数,合金钢泊松比为 $0.25 \sim 0.3$,取 0.28 。

在轴向预紧力 F 作用下,外螺纹有效截面上的拉伸应力 δ 与扭矩剪切应力 τ 的比值见式 (2-4)。

$$\frac{\tau}{\delta} = 2 \frac{d_p}{d_s} \tan(\rho' + \phi) \quad (2-4)$$

式中 d_p ——外螺纹有效直径 (mm);

d_s ——标准有效截面的直径 (mm);

ρ' ——当量摩擦角;

ϕ ——螺纹升角。

已知, $\frac{d_p}{d_s} = 1.04$, $\tan(\rho' + \phi) = 0.25$,代入公式 (2-4) 中,则

$$\tau = 0.52 \delta \quad (2-5)$$

该 M16 螺栓截面积 A 约为 169.68 mm^2 ,则螺栓中的应力 $\delta = \frac{F}{A} = 184.17 \text{ MPa}$, $\tau = 95.77 \text{ MPa}$ 。将上述数据带入最大主应力公式 (3-6) 则有

$$\delta_{\pm} = \frac{m-1}{2m} \delta + \frac{m+1}{2m} \sqrt{\delta^2 + 4\tau^2} = 371.71 \text{ MPa} \quad (2-6)$$

由于螺栓在弯曲时局部应力增大,其局部 δ_b 的值可达 $6.7 \times \delta_{\pm}$ 即 2490.46 MPa ,远大于本 SA-540M B24 CL3 螺栓的屈服强度 (δ_s 约为 847 MPa),故该螺纹会发生塑性变形甚至断裂,最终导致螺纹副卡涩咬死。

通过分析式 (2-3),螺栓偏载会使螺纹位置受到约 6.7 倍的拉伸应力,这加大了螺纹牙的载荷,极大影响到螺纹牙强度。由于此时扭力扳手往往用作大力矩输出,在 6.7 倍的放大下加剧了螺栓局部的承载负担,故认为此因素可能是螺栓咬死失效的原因之一,可结合有限元仿真手段针对这一问题做进一步分析。

三、偏置载荷作用下螺纹 Mises 应力有限元分析

数值模拟技术有着直观高效的优势,同时可以计算得到实验与理论难以直接获得的数据,故采用数值模拟方法来分析螺纹在

偏置载荷下的受力情况有着极大可行性。本文通过 Solidworks 建立 T 型螺栓的实体模型, 并利用 ANSYS 对模型进行网格划分与边界条件设置, 实现对 T 型螺栓施加应力构成偏载条件, 最终计算得到等效应力分布情况。

(一) 建立几何模型

依据 JB/T1700-2008 标准设计 M16 的 T 型螺栓, 在 Solidworks 中建立真实的螺栓模型并构建配合螺母, 同时调入螺纹配合关系以得到几何模型如图 3-1 与图 3-2。

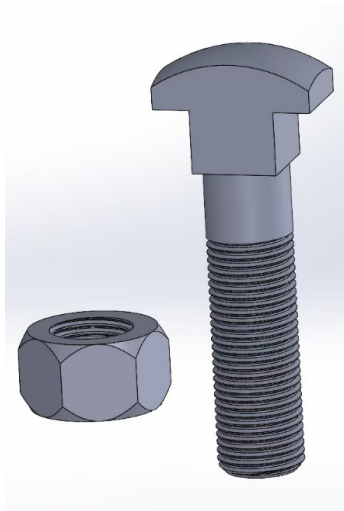


图 3-1 螺栓与螺母模型建立

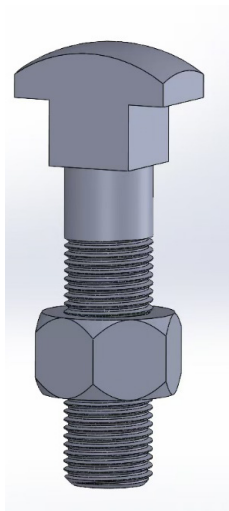


图 3-2 机械螺旋配合

(二) 网格划分与边界条件

为兼顾计算效率与求解精度, 使用 ANSYS Mesh 对模型进行四面体网格划分, 设置网格的基本尺寸为 5 mm, 并对螺纹处进行局部加密以使得模拟计算结果更为精确, 网格划分结果如图 3-3。

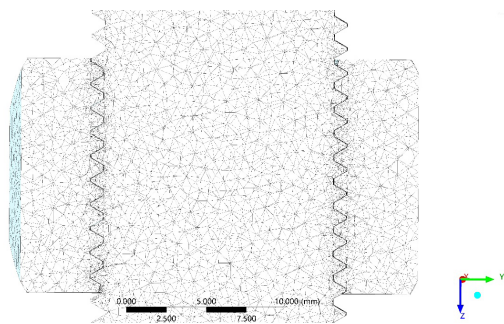


图 3-3 网格划分

(三) 边界条件设置

综合考虑实际工作现场, 实际工作现场中法兰面上的螺纹孔

为阀体钻削形成, 其变形量相对螺栓可忽略不计, 故认为螺栓旋入时除螺纹附近位置以外无形变发生。在本仿真模型中, 通过用螺母模拟中法兰位置的螺纹孔的配合作用, 故此时为模拟实际工况将螺母底面与侧面设定为固定壁面, 并对 T 型螺栓的钩头位置施加载荷形成附加应力, 达到偏载条件效果^[5,6]。

(四) 求解分析

对已建立的模型进行计算处理, Mises 等效应力分布结果如图 3-4(a) 所示。针对应力集中处, 查看螺纹处的局部应力云图如图 3-4(b) 所示。

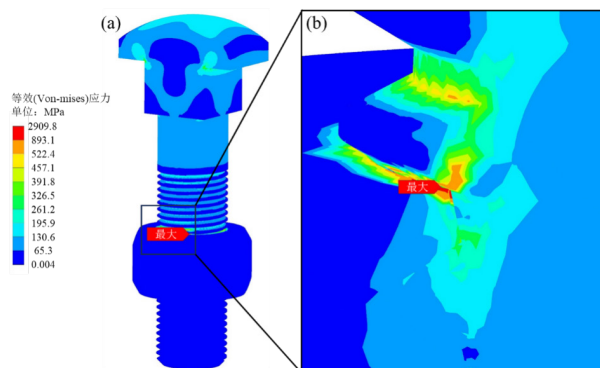


图 3-4 等效应力分布: (a) 整体; (b) 局部

通过上一小节理论计算可知, T 型螺栓螺纹受到的应力 δ_0 为 2490.46 MPa, 而本小节的应力场有限元分析结果显示, 螺纹在受到偏载后引起的弯曲应力最大为 2909.8 MPa, 二者结果较为接近, 可以认为模拟与计算结果可靠。数值上的部分差异源于理论计算模型与仿真模型不同, 加上计算精度与假想条件的限制, 均在一定程度上造成数值差异, 但仍在合理范围内。由于理论计算与数值模拟得到的局部应力均显著大于螺栓的屈服强度, 也即螺纹将发生塑性变形进而导致螺纹副的卡涩或咬死现象。

四、结语

综上所述, 在 75000 N · mm 的预紧力矩作用下进行计算时发现, 一旦出现偏载应力, 螺纹处便会受到 6.7 倍的拉伸应力, 产生的应力集中现象最终对螺纹造成不可逆破坏, 故偏载应力是导致螺纹卡涩或咬死问题产生的重要原因。为削弱或消除偏载应力, 一方面需要改善设备装配条件, 防止螺栓出现偏斜, 另一方面在实际工作时, 应当注意施力方向, 使螺栓始终受到垂直于法兰平面的应力。

参考文献

- [1] 郝维勋. 高温螺栓渗铬防咬死研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2010.
- [2] 潘泽宇. 热紧螺栓防咬死技术研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
- [3] 胡明磊, 张维, 罗坤杰, 等. 核电机组二回路主蒸汽隔离阀螺栓“咬死”原因分析 [J]. 中国核电, 2015, 8(1): 75-78.
- [4] 秦俭, 王琨, 刘海娜. 不锈钢螺栓咬死问题的解决措施 [J]. 海河水利, 2017, (S1): 137-138.
- [5] 吴永刚. 汽轮机汽缸螺栓咬死现象分析 [J]. 科技致富向导, 2010, (5): 132-132.
- [6] 贝秋生. 栽丝螺栓咬死原因分析和处理方案 [J]. 设备管理与维修, 2009, (7): 14-17.