DOI: 10.3901/JME.2020.15.238

考虑螺纹柔性的螺栓连接临界松动载荷计算方法^{*}

江文强 墨 泽 安利强 王璋奇 杨文刚

(华北电力大学机械工程系 保定 071003)

摘要: 螺栓连接松动是螺栓失效的一种重要形式。工程中,螺栓连接节点常常会受到交替变化的横向动态载荷作用,由于螺栓轴线与受力方向垂直,螺栓容易因预紧力降低而发生松动,从而改变螺栓连接节点乃至整个结构的固有力学特性。为研究横向载荷作用下螺栓连接的临界松动载荷,通过建立螺栓连接的力学模型对螺纹的受力情况进行分析,并在此基础上考虑螺纹柔性提出一种螺栓连接临界松动载荷的计算方法。设计并加工了螺栓连接横向振动试验装置,对螺栓连接的临界松动载荷进行了试验研究,通过对比理论计算结果和试验结果,验证了计算方法的准确性。基于提出的理论计算方法,给出了横向载荷作用下螺纹应力的分布规律,对比了刚性螺纹模型和柔性螺纹模型的应力分布特点,结果发现柔性螺纹模型可以很好地反映螺纹应力的整体变化情况。

关键词: 螺栓连接; 横向载荷; 柔性螺纹; 临界松动载荷; 计算方法

中图分类号: TG156

Computing Method of Bolted Joint Critical Loosening Load with Flexible Thread

JIANG Wenqiang MO Ze AN Liqiang WANG Zhangqi YANG Wengang

(Department of Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003)

Abstract: Bolted joint loosening is one of the important modes of bolted joint failure. In the project, the bolted joints are often subjected to alternating lateral dynamic loads, and the bolts tend to loosening very easily as the bolt axis is perpendicular to the direction of the pretension forces. The reductions of the preload will change the inherent mechanical properties of the bolted joints and even cause the failure of entire structure. In order to study the critical loosening load of the bolted joint under the lateral load, the mechanical model of the bolted joint is established, and the forces of thread are analyzed. A new computing method of the bolted critical loosening load with flexible thread is derived. A set of experimental device for lateral vibration is designed and assembled, which is used to test the mechanical behavior of bolted joint under lateral vibration. The presented calculation method of bolted critical loosening load is verified by comparing the theoretical calculation and experimental results. The distribution law of thread stress under lateral load is given based on the new theoretical calculation method, and the stress distribution characteristics of rigid thread model and flexible thread model are compared. The results show that the thread stress given by flexible thread model can reflect the overall variation of thread stress.

Key words: bolted joint; transverse load; flexible thread; critical loosening load; computing method

0 前言

螺栓连接具有便于拆卸、结构简单、连接性能好等优点,因此其广泛应用于现代工程结构和机械设备的连接中。螺栓连接在受到静力载荷时连接性

能较好,但在受到循环动态载荷时,螺栓连接节点常常会发生松动失效现象。螺栓连接松动会引起连接性能的下降,使螺栓连接的预紧力变小,从而影响螺栓连接乃至整个结构的力学性能^[1-3]。

螺栓在横向载荷的循环作用下,螺纹面的局部滑移会逐渐累积^[4-5],当累积到一定程度时会使得螺纹面力矩下降,螺纹接触面易发生整体滑移,进而使得螺母与螺杆出现相对转动^[6],当螺杆的扭转量达到一定程度时就更容易使得螺栓支撑面出现整体滑移^[7],从而使得螺栓连接出现松动。因此,螺纹

^{*} 中央高校基本科研业务费专项资金(2018MS119)、国家电网公司总部科技项目(SGHEBD00FCJS2000217)和国家自然科学基金(51608195)资助项目。20191030 收到初稿,20200411 收到修改稿

面的局部滑移是造成螺栓松动的重要原因。从螺栓受力变形的角度来看, 螺栓的弯曲变形会使得螺纹局部接触面的接触应力随横向载荷出现周期性变化^[8], 螺纹的变形会使螺纹接触面的局部摩擦力易被克服而出现螺纹面局部滑移^[9]。显然螺栓和螺纹的变形对于螺纹面的局部滑移松动有重要影响。

螺栓连接在横向载荷作用下的大量试验表明横向临界松动载荷是存在的^[8], 该临界松动载荷对螺栓连接的防松提供了重要指导。在理论上研究螺栓连接临界松动条件, 需要对螺纹局部的受力进行精确分析与计算。有学者将螺纹假设为刚性, 推导给出了螺栓松动临界载荷的计算方法^[10], 然而将螺纹假设为刚性就意味着忽略了螺纹的变形, 这也就无法准确分析螺纹间承载水平的差异, 并且可能会导致螺纹临界松动载荷的计算结果出现较大误差。针对螺纹的受力问题, YAMATOTO 曾做过详细研究^[11], 并被后人广泛应用于螺纹承载水平和螺纹轴向刚度的相关研究^[12-14]。然而, 这些研究主要针对螺栓承受轴向载荷的情况, 无法直接应用于横向载荷作用下螺纹受力的分析。

综上所述, 为了研究横向载荷作用下螺栓连接临界松动载荷, 本文将在前人研究的基础上, 考虑螺纹柔性, 推导横向载荷作用下螺栓临界松动载荷计算方法, 研制螺栓连接横向振动试验装置, 并对螺栓连接的临界松动载荷进行横向振动试验, 验证理论模型的正确性。然后基于推导的理论方法, 给出横向载荷作用下螺纹应力的分布规律, 对比传统刚性螺纹和柔性螺纹应力分布的差异。

1 螺栓临界松动载荷计算方法

1.1 螺栓力学模型

图 1a 所示为横向载荷作用下螺栓连接节点的受力示意图。螺栓连接结构预紧力为 F_p 、横向载荷为 F_T 。假设上板固定, 并忽略上、下板间的摩擦力, 但考虑螺栓、螺母与连接板间的摩擦。横向载荷 F_T 通过螺母支撑面与连接板间的摩擦力作用到螺栓上。在横向力作用下, 由于螺栓与螺母的相互约束, 螺栓杆将发生弯曲变形, 产生附加弯矩 M 。

对于图 1a 所示的螺栓连接结构, 螺栓的松动受螺母支撑面与螺栓头支撑面滑移状态的影响, 试验表明, 螺栓临界松动载荷小于螺栓头支撑面和螺母支撑面的滑移载荷^[8], 因此这里假设螺栓头、螺母仍和连接板保持附着状态。此时可将图 1a 所示的螺栓连接受力模型等效为图 1b 所示的力学模型, 其简化力学模型为二次静不定问题。由于螺栓夹紧长度

图 1 螺栓连接节点力学模型

l_2 相对于螺栓杆与螺栓孔配合间隙 l_1 要大的多, 因此在计算中忽略了螺栓杆与螺栓孔配合间隙对螺栓杆弯矩的影响。根据卡氏定理计算可得横向载荷 F_T 作用下, 螺栓上作用的摩擦力 F_f 和附加弯矩 M 分别为

$$F_f = F_T \quad M = \frac{1}{2} F_T l_2 \quad (1)$$

式中, l_2 为螺栓夹紧长度。

1.2 螺纹受力分析

根据前述分析可知螺栓上作用的外载荷包括螺栓预紧力 F_p 、附加弯矩 M 以及横向摩擦力 F_f 。图 2 所示为横向载荷作用下螺纹的受力示意图。为了便于研究螺纹的受力, 以螺纹初始点所在的螺栓杆横截面为 xoy 平面, 建立如图 2 所示的坐标系 $Oxyz$ 。其中 θ 为 A 点所在螺栓杆横截面的径向与该位置处所受横向载荷的夹角, 对于螺纹上任意一点 A, 其在 z 轴方向上对应的高度为 z_A , 将螺纹从初始点展开到当前位置, 图 2 中双点划线为展开段螺纹在 z_A 位置螺栓杆横截面上的投影, 因此对于螺纹任意高度 z 与角度 θ 的关系可表示为

$$z = \frac{d_2}{2} \cdot \theta \cdot \tan \beta \quad (2)$$

式中, d_2 为螺纹中径; β 为螺纹升角。

图 2 螺纹面受力图

螺纹的局部滑移松动是造成螺栓松动的重要原因^[4-5, 10], 因此需要对螺纹面微区域进行受力分析。取螺母螺纹上 A 点周围单位长度的微区域进行研

究, 在 A 点建立自然轴系。由于螺纹的径向尺寸与螺栓或螺母直径相比很小, 因此这里假设在螺纹面上的作用力沿螺纹径向均匀分布。 S_b 、 S_τ 和 S_n 分别沿螺纹的径向、切向和法向。 S_τ 为摩擦力 F_f 在微区域上产生的横向作用力, S 为螺栓预紧力 F_p 和附加弯矩 M 作用下在微区域内的作用力之和。

为了便于计算, 需要建立螺纹上任意点的自然轴系 (b, τ, n) 和整体坐标系 (x, y, z) 之间的投影关系, 如图 3 所示。

图 3 自然轴系与整体坐标系的关系

根据空间直角坐标变换可知, 自然轴系 (b, τ, n) 可以由坐标系 (x, y, z) 分别绕 z 轴、 y 轴和 x 轴旋转

$$T = \begin{bmatrix} \cos \theta \cos \alpha + \sin \theta \sin \beta \sin \alpha & -\sin \theta \cos \beta & \cos \theta \sin \alpha - \sin \theta \sin \beta \cos \alpha \\ \sin \theta \cos \alpha - \sin \alpha \cos \theta \sin \beta & \cos \theta \cos \beta & \sin \theta \sin \alpha + \cos \theta \sin \beta \cos \alpha \\ -\sin \alpha \cos \beta & -\sin \beta & \cos \beta \cos \alpha \end{bmatrix} \quad (4)$$

以螺母上 A 点附近微元为研究对象, 由沿坐标轴 x 、 y 和 z 轴的平衡条件可得

$$\begin{aligned} & S_b(\cos \theta \cos \alpha + \sin \theta \sin \beta \sin \alpha) \\ & + (S_n + S \cos \beta)(\cos \theta \sin \alpha - \sin \theta \sin \beta \cos \alpha) \\ & - (S_\tau - S \sin \beta) \sin \theta \cos \beta + S_\tau = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & S_b(\sin \theta \cos \alpha - \sin \alpha \cos \theta \sin \beta) \\ & + (S_n + S \cos \beta)(\sin \theta \sin \alpha + \cos \theta \sin \beta \cos \alpha) \\ & + (S_\tau - S \sin \beta) \cos \theta \cos \beta = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} & -S_b \sin \alpha \cos \beta - (S_\tau - S \sin \beta) \sin \beta \\ & + (S_n + S \cos \beta) \cos \beta \cos \alpha = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

联立式(5)~(7)即可解得螺纹面上的作用力分别为

$$S_\tau = S_\tau \sin \theta \cos \beta + S \sin \beta \quad (8)$$

$$S_n = S_\tau (\sin \theta \sin \beta \cos \alpha - \cos \theta \sin \alpha) - S \cos \beta \quad (9)$$

$$S_b = -S_\tau (\cos \theta \cos \alpha + \sin \beta \sin \theta \sin \alpha) \quad (10)$$

螺纹接触面微区域不产生相对滑移的条件为外部载荷沿螺纹面切向合力小于或等于摩擦力, 即螺纹面微区域不发生滑动应满足^[4-5, 10]

$$\sqrt{S_\tau^2 + S_b^2} \leq \mu_t S_n \quad (11)$$

式中, μ_t 为螺纹接触面的摩擦因数。

得到。首先绕 z 轴旋转 θ , 然后绕 x 轴旋转 $-\beta$, 最后再绕 y 轴旋转 α (螺纹牙型角一半)。因此自然轴系 (b, τ, n) 和整体坐标系 (x, y, z) 之间的关系可以表示为

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = T \cdot \begin{bmatrix} b \\ \tau \\ n \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中

$$\begin{aligned} T &= T_1 \cdot T_2 \cdot T_3 \\ T_1 &= \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ T_2 &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & \sin \beta \\ 0 & -\sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \\ T_3 &= \begin{bmatrix} \cos \alpha & 0 & \sin \alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha & 0 & \cos \alpha \end{bmatrix} \end{aligned}$$

计算可得坐标变换矩阵为

从式(8)~(11)可以看出, 确定螺栓临界松动载荷的关键是要准确的描述 S_τ 和 S 。

1.3 S 的确定

根据第 1.2 节的分析可知 S 为预紧力 F_p 在微区域内产生的作用力 $S_1(z)$ 与附加弯矩 M 在微区域内产生的作用力 $S_2(z)$ 之和。下面分别对 $S_1(z)$ 和 $S_2(z)$ 进行讨论。

1.3.1 $S_1(z)$ 的确定

在螺栓预紧力的作用下, 若假设螺纹为刚性, 由于此时螺纹应力不随螺纹高度变化, 则此时 $S_1(z)$ 为^[10]

$$S_1(z) = \frac{F_p}{N A_e \cos \alpha} \quad (12)$$

式中, N 为有效啮合螺纹的圈数; A_e 为单个螺牙螺纹面接触面积, $A_e = \pi(d^2 - d_1^2)/(4 \cos \alpha)$ (其中 d 为螺纹大径, d_1 为螺纹小径)。

当考虑螺纹柔性时, $S_1(z)$ 会随着螺纹高度的变化而变化。如图 4 所示给出了螺栓杆受预紧力 F_p 、附加弯矩 M 以及摩擦力 F_f 作用下螺栓受力示意图。在预紧力 F_p 作用下, 螺栓杆 z 位置处的轴力为 $F(z)$, 其计算公式为^[11]

$$F(z) = F_p \left(\cosh \lambda z - \frac{\cosh \lambda H}{\sinh \lambda H} \cdot \sinh \lambda z \right) \quad (13)$$

式中, f_b 和 f_n 分别为螺栓和螺母的剪切形状系数, 这里分别取 0.9 和 2.0^[15]; G_b 和 G_n 分别为螺栓和螺母的剪切模量。

作用于 dz 对应螺纹牙上的横向载荷 $dF_T(z)$ 为

$$dF_T(z) = -\frac{S_T(z) \cdot dz}{\sin \beta} \quad (26)$$

由式(26)可以得到

$$S_T(z) = -\frac{dF_T(z)}{dz} \sin \beta \quad (27)$$

螺栓螺纹径向变形 u_b 和螺母螺纹径向变形 u_n 的计算公式为^[11]

$$\begin{cases} u_b = \frac{k_b^r}{E_b} \cdot \frac{S_T(z)}{\cos \theta} \\ u_n = \frac{k_n^r}{E_n} \cdot \frac{S_T(z)}{\cos \theta} \end{cases} \quad (28)$$

式(28)中 k_b^r 和 k_n^r 为螺栓螺纹和螺母螺纹的径向弹性变形系数, 其计算公式分别为

$$\begin{cases} k_b^r = (1 - \nu_b) \frac{d_2}{2P} \\ k_n^r = \left(\frac{D_0^2 + d_2^2}{D_0^2 - d_2^2} + \nu_n \right) \frac{d_2}{2P} \end{cases} \quad (29)$$

式中, D_0 是以 d_2 为内径且与螺母六角形面积相等的圆的直径; P 为螺纹螺距; ν_b 和 ν_n 分别为螺栓和螺母的泊松比。

联立式(27)~(29)可得螺栓螺纹和螺母螺纹的径向变形 u_b 、 u_n 分别为

$$\begin{cases} u_b = -\frac{k_b^r}{E_b} \cdot \frac{dF_T(z)}{dz} \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \theta} \\ u_n = -\frac{k_n^r}{E_n} \cdot \frac{dF_T(z)}{dz} \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \theta} \end{cases} \quad (30)$$

同理, 由螺栓与螺母之间的变形协调条件

$$(\gamma_b + \gamma_n) \cos \theta = -\frac{du_b}{dz} - \frac{du_n}{dz} \quad (31)$$

若令 $E_b = E_n$, $\nu_b = \nu_n = \nu$, 将式(25)和(30)代入变形协调方程式(31), 可得

$$\begin{aligned} & \frac{d^2 F_T(z)}{dz^2} + \frac{2 \tan \theta}{d_2 \tan \beta} \cdot \frac{dF_T(z)}{dz} - \\ & \frac{2(1+\nu) \cos^2 \theta}{(k_b^r + k_n^r) \sin \beta} \cdot \left(\frac{f_b}{A_b} + \frac{f_n}{A_n} \right) \cdot F_T(z) = 0 \end{aligned} \quad (32)$$

由式(2)可知 θ 是高度 z 的函数, 因此式(32)是一个二阶变系数线性微分方程, 同样可采用数值解法中的边值问题求得横向载荷 F_T , 其边界条件为

$$\begin{cases} F_T(0) = F_f \\ F_T(H) = 0 \end{cases} \quad (33)$$

将边值求解得到的 dF_T/dz 代入式(27)即可求得横向载荷 F_T 在微区域内产生的横向作用力 $S_T(z)$ 。

2 螺栓临界松动载荷试验

2.1 试验方法

如图 5 所示为本文研制的螺栓连接横向振动试验示意图。固定支架和激振用伺服电动缸通过铰链连接并固定在机架上, 伺服电动缸端部安装有有力传感器, 用于测量横向力的大小。为了尽可能地减小激振板和固定板之间的摩擦, 在激振板的下表面和固定板的上表面铣出凹槽, 放置滚针轴承, 滚针轴承通过润滑脂固定在上下板的凹槽中。

图 5 螺栓连接横向振动试验示意图

如图 6 所示为本文研制的螺栓连接横向振动试验装置图。伺服控制系统通过程序完成对伺服电动缸的控制。为了测量螺栓预紧力的大小, 如图 7 所示, 在与激振方向成 0° 和 180° 的螺栓光杆表面各粘贴一片应变片, 采用动态应变仪对螺栓杆的应变进行实时测量, 取两个应变片的平均值来计算螺栓预紧力。试验前, 对被测螺栓连接节点施加规定预紧力, 并通过调整螺栓拧紧力矩来控制预紧力的大小。

图 6 螺栓连接横向振动试验装置图

为防止试验过程中螺栓转动以及应变片被挤压破坏, 如图 6 所示, 本试验对激振板和固定板螺栓孔两侧开有扩槽, 防止连接板激振过程中对应变片

产生挤压破坏。固定连接板下端面开有方形沉槽, 将螺栓头沉入其中, 防止螺栓产生转动从而影响试验测量的准确性, 也更好地保证了应变片不被挤压破坏。

图 7 螺栓应变片粘贴位置示意图

由理论分析过程可知, 螺栓头与被连接件以及螺母支撑面间的摩擦因数会影响螺栓临界松动载荷的确定, 而这两个位置的摩擦因数常认为是相同的。因此, 在进行螺栓松动试验前要先对螺栓头与被连接件和螺母支撑面间的摩擦因数进行确定。本研究采用图 8 所示装置对螺栓头与被连接件间的摩擦因数进行确定。

图 8 摩擦因数测量试验装置图

试验螺栓在图 8 中螺栓杆处钻一直径为 9 mm 的通孔, 通孔中插入一 M8 六角螺栓, 将砝码箱钢丝绳挂于该 M8 六角螺栓两端, 并通过螺母拧紧。整个装置置于底端固定的液压升降平台上。通过在砝码箱中加入砝码来提供螺栓预紧力, 使用数显扭力扳手拧动试验螺栓头, 记录扭矩扳手峰值。此时所施加扭矩全部用来克服螺栓头与被连接件之间的摩擦扭矩, 因而可以通过式(34)求解螺栓头与被连接件以及螺母支撑面间的摩擦因数^[11]

$$M_0 = \frac{P_0 \mu_h}{3} \times \frac{D_0^3 - d_2^3}{D_0^2 - d_2^2} \quad (34)$$

式中, M_0 为扭矩峰值; P_0 为砝码以及砝码箱重力之和; μ_h 为螺栓头与被连接件以及螺母支撑面间的摩擦因数。

在进行螺栓松动试验中, 将求解得到的螺母支撑面间的摩擦因数 μ_h 代入式(35)即可求得螺纹面摩

擦因数^[11]

$$M = P \tan(\beta + \mu_t) \frac{d_2}{2} + \frac{P \mu_h}{3} \times \frac{D_0^3 - d_2^3}{D_0^2 - d_2^2} \quad (35)$$

式中, M 为试验施加扭矩值; P 为由应变片数据确定的螺栓预紧力; μ_t 为螺纹接触面摩擦因数。

通过摩擦因数测量试验以及式(34)和(35)可得螺栓头与被连接件以及螺母支撑面间的摩擦因数为 0.29, 螺纹接触面间的摩擦因数为 0.15。

2.2 试验结果

本文以 4.8 级 M16 标准六角螺栓为研究对象, 表 1 所示为 M16 螺栓的基本结构参数。

表 1 M16 螺栓基本结构参数

参数名称	取值
螺纹公称直径/mm	16
螺栓杆横截面惯性矩/mm ⁴	3 216.99
螺母横截面惯性矩/mm ⁴	13 069.02
螺母高度/mm	14
螺栓夹紧长度/mm	21
螺距/mm	2
牙型角/(°)	60

横向振动试验采用的激振频率为 12.5 Hz^[16], 加载方式为三角波, 激振循环次数为 3 000 次, 振幅分别取 0.10 mm、0.15 mm、0.20 mm、0.30 mm 和 0.40 mm, 并通过力传感器采集施加在螺栓连接节点上的横向载荷。为了研究螺栓预紧力对螺栓临界松动载荷的影响, 试验中施加的螺栓预紧力分别为 6 kN、8 kN 和 10 kN。

如图 9 所示为试验得到的不同横向振幅条件下的螺栓预紧力变化曲线。从图中可以看出, 不同横向振幅条件下, 螺栓预紧力均出现了下降的趋势。为了研究不同振幅下螺栓预紧力的变化规律, 如表 2 所示给出了 3 000 次循环完成后不同振幅下螺栓预紧力变化的幅值。以螺栓预紧力为 6 kN 的螺栓连接节点试验结果为例, 从表 2 中可以看出, 当振幅分别为 0.10 mm、0.15 mm 和 0.20 mm 时, 螺栓预紧力的变化幅值分别为 22 N、28 N 和 38 N, 而当振幅分别为 0.30 mm 和 0.40 mm 时, 螺栓预紧力的变化幅值则大幅度增加为 182 N 和 185 N, 是 0.10 mm、0.15 mm 和 0.20 mm 时变化幅度的 5~8 倍。以上变化规律对于螺栓预紧力分别为 8 kN 和 10 kN 的螺栓连接节点同样成立。由此可见, 当螺栓连接横向振动幅度从 0.20 mm 增加到 0.30 mm 过程中, 螺栓预紧力变化幅度超过 130 N, 变化幅度较大, 其结果会导致螺纹表面应力大幅度变化, 螺栓预紧力在大幅度变化中快速下降, 从而引起螺

栓连接宏观松动现象的产生。

图9 不同初始预紧力下螺栓预紧力变化曲线

表2 螺栓预紧力变化幅值

振幅/mm	螺栓预紧力变化幅度/N		
	6 kN 预紧力	8 kN 预紧力	10 kN 预紧力
0.10	22	26	28
0.15	28	29	30
0.20	38	30	35
0.30	182	168	172
0.40	185	162	178

为了更加清晰地衡量螺栓松动的程度,表3分别给出了前500次振动螺栓预紧力变化幅度相对于试验完成后螺栓预紧力变化幅度的比例以及3000

次振动后螺栓预紧力的降低比例,从中可以分析螺栓预紧力下降的规律。

表3 螺栓预紧力变化分析表

振幅/mm	前500次振动相对于试验完成后螺栓预紧力变化的比例(%)			3000次振动后螺栓预紧力的降低比例(%)		
	6 kN	8 kN	10 kN	6 kN	8 kN	10 kN
0.10	53.8	51.2	51.1	6.6	8.1	7.1
0.15	51.8	50.5	51.5	7.2	9.1	8.1
0.20	50.9	52.2	52.4	8.1	10.0	9.1
0.30	55.1	57.4	57.2	12.1	12.2	11.8
0.40	52.3	54.9	55.8	14.1	14.8	14.3

以6 kN预紧力的松动试验数据为例,从表3中可以看出,不同振幅条件下前500次振动螺栓预紧力变化幅度相对于试验完成后螺栓预紧力变化幅度的比例均在50%~60%之间,即螺栓预紧力在前500次振动中快速下降,而在后续振动过程中螺栓预紧力缓慢下降。在振动3000次后,振幅为0.10 mm、0.15 mm、0.20 mm、0.30 mm和0.40 mm的螺栓预紧力降低比例分别为6.6%、7.2%、8.1%、12.1%和14.1%,也就是当横向振幅小于或等于0.20 mm时螺栓预紧力下降比例不超过10%,且相邻两振幅之间预紧力降低比例的变化幅度分别为0.6%、0.9%、4.0%和2.0%,即在振幅小于0.20 mm时相邻两振幅之间预紧力降低比例的变化幅度均在1%以内,而振幅在由0.20 mm向0.30 mm过渡时螺栓预紧力降低比例的变化幅度达到4%,其变化幅度明显增加,即螺栓出现明显的松动现象。以上变化规律对于螺栓预紧力分别为8 kN和10 kN的试验节点同样成立。

综上所述,在不同的初始预紧力作用下本文所研究的螺栓连接节点在振幅从0.20 mm增加到0.30 mm时,螺栓预紧力变化幅度和螺栓预紧力降低比例分别超过130 N和2%,均大于其他相邻横向振幅之间的变化值,因此螺栓临界松动载荷对应的横向振动幅值应该在0.20~0.30 mm之间。为了进一步确定螺栓临界松动载荷对应的横向振动幅值,采用上述相同的试验方法进行振幅为0.20 mm~0.30 mm的螺栓松动试验。横向振动加载幅值为0.20 mm,0.22 mm,0.25 mm,0.28 mm和0.30 mm,图10所示为试验得到的不同横向振幅条件下螺栓预紧力变化曲线。

从图10中可以看出,与前述试验结果类似,不同横向振幅条件下,螺栓预紧力均出现了下降的趋势。为了从不同振幅下螺栓预紧力的变化规律和螺栓松动的程度上确定临界松动载荷对应的横向振动

幅值，表 4 和表 5 分别给出了不同振幅下螺栓预紧力的变化幅值和螺栓预紧力的变化比例以及降低比例。

图 10 不同初始预紧力下螺栓预紧力变化曲线

表 4 螺栓预紧力变化幅值

振幅/mm	螺栓预紧力变化幅度/N		
	6 kN 预紧力	8 kN 预紧力	10 kN 预紧力
0.20	36	34	29
0.22	97	92	86
0.25	130	126	120
0.28	162	159	155
0.30	196	182	178

表 5 螺栓预紧力变化分析表

振幅/mm	前 500 次振动相对于试验完成后螺栓预紧力变化的比例(%)			3 000 次振动后螺栓预紧力的降低比例(%)		
	6 kN	8 kN	10 kN	6 kN	8 kN	10 kN
0.20	52.5	51.9	52.3	8.3	8.9	9.2
0.22	52.8	52.5	51.6	10.5	11.4	11.8
0.25	51.7	50.8	52.7	11.2	11.9	12.2
0.28	53.6	51.7	54.6	11.8	12.2	12.6
0.30	52.6	53.2	55.3	12.4	12.6	12.9

以螺栓预紧力为 6 kN 的螺栓连接节点试验结果为例，从表 4 中可以看出，五种振幅条件下螺栓预紧力的变化幅值分别为 36 N、97 N、130 N、162 N 和 196 N，相邻振幅下螺栓预紧力变化幅值的差值为 61 N、33 N、32 N 和 30 N，由此可见，在横向振幅为 0.20 mm 和 0.22 mm 下螺栓预紧力变化幅值的差值最大。以上变化规律对于螺栓预紧力分别为 8 kN 和 10 kN 的螺栓连接节点同样成立。

在螺栓预紧力变化分析表 5 中，以 6 kN 预紧力的松动试验数据为例，不同振幅条件下前 500 次振动螺栓预紧力变化幅度相对于试验完成后螺栓预紧力变化幅度的比例同样也在 50%~60%之间，同样表明横向载荷作用下螺栓松动存在预紧力快速下降和缓慢下降阶段。在振动 3 000 次后，振幅为 0.20 mm、0.22 mm、0.25 mm、0.28 mm 和 0.30 mm 的螺栓预紧力降低比例分别为 8.3%、10.5%、11.2%、11.8%和 12.4%，也就是当横向振幅大于 0.20 mm 时螺栓预紧力下降比例均超过 10%，且相邻两振幅之间预紧力降低比例的变化幅度分别为 2.2%、0.7%、0.6%和 0.6%，即在振幅在由 0.20 mm 向 0.22 mm 过渡时螺栓预紧力降低比例的变化幅度超过 2%，而振幅在 0.20~0.30 mm 时相邻两振幅之间预紧力降低比例的变化幅度均在 1%以内，以上变化规律对于螺栓预紧力分别为 8 kN 和 10 kN 的试验同样成立。

由此可见，当螺栓连接横向振动幅度从 0.20 mm 增加到 0.22 mm 过程中，螺栓预紧力变化幅度和相邻两振幅之间预紧力降低比例的变化幅度均为最大值，因此螺栓临界松动载荷对应的横向振动幅值在 0.20~0.22 mm 之间。出于实用安全角度考虑，宜选择较小的横向振动幅值对应的横向载荷作为螺栓临界松动载荷，因此本文以振幅为 0.20 mm 时对应的横向力作为螺栓的临界松动载荷。

如图 11 所示为振幅为 0.20 mm 的试验中力传感器采集的数据，这里取横向力的均值作为对应预紧力下的螺栓临界松动载荷。经分析可得螺栓预紧

力为 6 kN 时, 螺栓临界松动载荷值为 485 N; 螺栓预紧力为 8 kN 时, 螺栓临界松动载荷值为 655 N; 螺栓预紧力为 10 kN 时, 螺栓临界松动载荷值为 804 N。三种螺栓预紧力的比值为 1:1.33:1.67, 临界松动载荷比值为 1:1.35:1.66, 二者的比值接近, 因此螺栓预紧力大小与其临界松动载荷几乎呈线性变化。

图 11 振幅 0.20 mm 时的横向力试验结果

针对试验中采用的三种螺栓预紧力, 柔性螺纹模型采用本文提出的临界松动载荷理论计算方法进行计算, 刚性螺纹模型的临界松动载荷采用公式 (11)、(12)、(15) 和 (24) 进行计算。两种模型计算结果和试验结果的对比如表 6 所示。通过对比表 6 中的计算结果可以发现, 试验测得的螺栓临界松动载荷略大于柔性螺纹的理论计算结果, 而柔性螺纹计算结果又要略大于刚性螺纹的理论计算结果。三种螺栓预紧力下试验与柔性螺纹理论计算结果之间的误差分别为 4.3%, 5.5% 和 4.9%, 与刚性螺纹理论计算结果之间的误差分别为 25.8%, 26.9% 和 25.5%, 这不仅证明了本文所提出柔性螺纹理论计算方法的准确性, 同时柔性螺纹理论计算结果的误差只有刚性螺纹理论结果误差的五分之一左右, 具有误差更小精度更高的优点。从而可以以本文理论计算的最小临界松动载荷作为参考来判断螺纹是否会出现局部松动的现象。

表 6 试验与理论计算临界松动载荷

预紧力 /kN	试验结果 /N	刚性螺纹计算 结果/N	相对 误差(%)	柔性螺纹计算 结果/N	相对 误差(%)
6	485	360	25.8	464	4.3
8	655	479	26.9	619	5.5
10	804	599	25.5	774	4.9

3 螺栓杆内力及螺纹应力分析

基于本文所提出的螺栓临界松动载荷数值计算

方法, 以横向振动试验中所用螺栓为研究对象, 分别施加 6 kN 和 8 kN 的螺栓预紧力, 并施加螺栓支撑面临界松动载荷的 70% (两种预紧力条件下分别为 1.22 kN 和 1.62 kN), 通过计算对螺栓杆的内力和螺纹应力进行分析。

3.1 螺栓杆内力

根据数值求解可得到螺栓预紧力 F_p 作用下螺栓杆的轴力 $F(z)$ 、附加弯矩 M 作用下螺栓杆的弯矩 $M(z)$ 以及横向载荷 F_f 作用下螺栓杆的横向力 $F_T(z)$, 分别绘制其图像如图 12a, 12b 和 12c 所示。

图 12 螺栓杆内力分布

由图 12 可以看出, 在施加 6 kN 和 8 kN 的螺栓预紧力以及螺栓支撑面临界松动载荷的 70% 条件下, 柔性螺纹螺母支撑面处轴向载荷 $F(z)$ 、弯矩 $M(z)$ 和横向载荷 $F_T(z)$ 均达到最大值, 并且随着与螺母支撑面距离的增加均出现快速下降的趋势, 预紧力越大, 三种载荷的下降速度也越快。在下降的过程中, 轴向载荷下降平稳, 而弯矩和横向载荷的下降曲线有微小波动。

以 8 kN 的螺栓预紧力为例, 表 7 给出了每圈螺纹轴向力 $F(z)$ 、弯矩 $M(z)$ 以及横向力 $F_T(z)$ 相对于所施加载荷的占比。从表 7 中可以看出, 靠近螺母支撑面前两圈螺纹的轴向力、弯矩以及横向载荷几乎均达到了外载荷的 50% 以上, 而最后远离螺母支撑面的后三圈螺纹的轴向力、弯矩以及横向载荷均不到外载荷的 30%。因此螺纹的载荷主要集中在靠近螺母支撑面的前三圈螺纹。由此可见, 轴向力、弯矩以及横向力在靠近螺母支撑面的前三圈螺纹处下降速度依次加快, 而在远离螺母支撑面的后四圈螺纹处下降速度依次减慢。文献[12]研究了螺纹轴向承载时螺纹载荷分布的变化规律, 与本文所得结论一致。

表 7 每圈螺纹载荷的变化范围

螺纹序号	轴向力占比(%)	弯矩占比(%)	横向载荷占比(%)
1	73.0~100(27.0)	71.3~100(28.7)	70.8~100(29.2)
2	52.7~73.0(20.3)	50.4~71.3(20.9)	49.8~70.8(21.0)
3	37.3~52.7(15.4)	34.9~50.4(15.5)	34.3~49.8(15.5)
4	25.3~37.3(12.0)	23.3~34.9(11.6)	22.8~34.3(11.5)
5	15.7~25.3(9.6)	14.3~23.3(9.0)	13.9~22.8(8.9)
6	7.5~15.7(8.2)	6.8~14.3(7.5)	6.6~13.9(7.3)
7	0~7.5(7.5)	0~6.8(6.8)	0~6.6(6.6)

注: 表中()内为该圈螺纹对应载荷占比的变化幅度。

3.2 螺纹应力

如图 13 所示为施加 8 kN 的螺栓预紧力和螺栓支撑面临界松动载荷的 70% 的横向力组合作用下的螺纹应力图。从图 13 中可以看出, 刚性螺纹模型在组合载荷作用下的三个螺纹应力均呈余弦特征分布, 其中切向应力的最大值出现在 $\theta = \pi/2 + 2k\pi$ (k 为 0~6 的正整数, 下同) 的位置; 法向应力绝对值的最大值出现在 $\theta = 2k\pi$ 的位置; 径向应力的最大值出现在 $\theta = 2k\pi$ 或 $\theta = \pi + 2k\pi$ 的位置。而柔性螺纹模型计算得到的三个方向的螺纹应力在靠近螺母支撑面的螺纹部分应力较大, 并随着与螺母支撑面距离的增加而呈现周期性衰减的分布。

表 8 给出了组合载荷作用下刚性螺纹和柔性螺纹每圈螺纹应力的最大值。相对于刚性螺纹模型,

图 13 组合载荷作用下的螺纹应力

柔性螺纹模型每圈最大切向应力从 2.86 倍减小到 0.62 倍; 最大法向应力从 1.63 倍减小到 0.37 倍; 最大径向应力从 5.92 倍减小到 1.18 倍。由此可见, 相比于刚性螺纹模型, 柔性螺纹可以更好地反映螺纹应力的整体变化形势。

表 8 组合载荷产生的最大切向、法向和径向应力

螺纹序号	刚性螺纹			柔性螺纹		
	S_t /MPa	S_n /MPa	S_r /MPa	S_t /MPa	S_n /MPa	S_r /MPa
1				17.01	119.46	23.37
2				12.35	87.99	16.85
3				9.05	65.41	12.24
4	5.95	73.11	3.95	6.75	49.42	9.03
5				5.19	38.40	6.85
6				4.19	31.24	5.45
7				3.66	27.22	4.66

4 结论

螺栓连接松动会影响工程结构的安全稳定运行。本文通过对螺栓连接模型的力学分析, 给出了考虑螺纹柔性的螺栓连接临界松动载荷计算方法, 计算了螺纹应力的分布规律, 对比了柔性螺纹模型和刚性螺纹模型计算结果之间的差异, 研制了螺栓横向振动试验装置, 并进行了试验验证。

(1) 对于 M16 螺栓, 在不同螺栓预紧力条件下, 当横向振幅小于或等于 0.20 mm 时螺栓预紧力下降比例不超过 10%, 下降幅度较小; 当横向振幅大于

0.20 mm 时螺栓预紧力快速下降,可取振幅为 0.20 mm 对应的横向力作为螺栓的临界松动载荷。

(2) 横向载荷作用下螺栓预紧力快速下降阶段螺栓预紧力的下降幅度占整个试验过程螺栓预紧力下降幅度的 50%~60%,并且螺栓预紧力和对应的临界松动载荷近似呈正比关系。

(3) 随着与螺母支撑面距离的增大,螺栓杆内力迅速下降,螺纹应力呈现周期性衰减分布,靠近螺母支撑面第一圈螺纹的螺纹应力要远大于远离螺母支撑面最后一圈螺纹的应力,柔性螺纹模型可以很好的反映螺纹应力的整体变化形势。

(4) 本文所提出的考虑螺纹柔性的螺栓连接临界松动载荷计算方法的计算误差只有刚性螺纹理论计算误差的五分之一左右,与试验结果吻合更好,验证了理论计算方法的准确性及可行性。

参 考 文 献

- [1] JIANG Wenqiang, LIU Yaopeng, CHAN S L, et al. Direct analysis of an ultrahigh-voltage lattice transmission tower considering joint effects[J]. *Journal of Structural Engineering*, 2017, 143(5): 04017009.
- [2] JIANG Wenqiang, WANG Zhangqi, MCCLURE G, et al. Accurate modeling of joint effects in lattice transmission towers[J]. *Engineering Structures*, 2011, 33(5): 1817-1827.
- [3] HAIDAR N, OBEED S, JAWAD M. Mathematical representation of bolted-joint stiffness: A new suggested model[J]. *Journal of Mechanical Science & Technology*, 2011, 25(11): 2827-2834.
- [4] DINGER G, FRIEDRICH C. Avoiding self-loosening failure of bolted joints with numerical assessment of local contact state[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2011, 18(8): 2188-2200.
- [5] PAI N G. Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamics shear load[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2002, 9(4): 383-402.
- [6] 李海江, 田煜, 孟永钢, 等. 横向振动作用下螺纹联接松动过程的实验研究[J]. *清华大学学报*, 2016(2): 171-175.
LI Haijiang, TIAN Yu, MENG Yonggang, et al. Experimental study of the loosening of threaded fasteners with transverse vibration[J]. *Journal of Tsinghua University*, 2016(2): 171-175.
- [7] IZUMI S, YOKOYAMA T, IWASAKI A, et al. Three-dimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fastener[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2005, 12(4): 604-615.
- [8] PAI N G, HESS D P. Experimental study of loosening of threaded fasteners due to dynamic shear loads[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 253(3): 585-602.
- [9] ZHANG Ming, JIANG Yanyao, LEE C H. Finite element modeling of self-loosening of bolted joints[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2007, 129(2): 218-226.
- [10] 张明远, 鲁连涛, 唐明明, 等. 横向载荷作用下螺栓临界松动载荷数值计算方法研究[J]. *机械工程学报*, 2018(5): 173-178.
ZHANG Mingyuan, LU Liantao, TANG Mingming, et al. Research on numerical calculation method of critical load for bolt loosening under transverse loading[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018(5): 173-178.
- [11] YAMATOTO A. The theory and computation of threads connection[M]. Tokyo: Yokendo, 1980.
- [12] 陈海平, 曾攀, 方刚, 等. 螺纹副承载的分布规律[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(9): 171-178.
CHEN Haiping, ZENG Pan, FANG Gang, et al. Load distribution of bolted joint[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(9): 171-178.
- [13] NASSAR S A, HOUSARI B A. Study of the effect of hole clearance and thread fit on the self-loosening of threaded fasteners[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2007, 129(6): 1053-1062.
- [14] ZHANG Dongmei, GAO Shiqiao, XU Xiao. A new computational method for threaded connection stiffness[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2016, 8(12): 168781401668265.
- [15] 铁摩辛柯 S P, 古地尔 J N. 弹性理论[M]. 3 版. 北京: 清华大学出版社, 2004.
TIMOSHENKO S P, GOODIER J N. Theory of elasticity[M]. 3rd ed. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.
- [16] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. GB/T 10431-2008 紧固件横向振动试验方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, China National Standardization Management Committee. GB/T 10431-2008 Transverse vibration testing method for fasteners[S]. Beijing: China Standard Press, 2008.

作者简介: 江文强(通信作者), 男, 1980 年出生, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为电力设备强度与安全。
E-mail: wenqiang.jiang@ncepu.edu.cn