

横向循环载荷下多螺栓连接松弛特性分析

李 玲, 田辉涛, 妙东浩, 解妙霞, 程福安

(西安建筑科技大学 机电工程学院, 西安 710055)

摘要: 针对复杂的多螺栓连接松动问题, 提出了一种横向循环载荷下的建模方法。首先, 将螺纹受力面分为 n 个小扇区, 考虑螺栓之间的相互影响, 建立多螺栓连接的自松弛力学模型。其次, 利用 Matlab 软件求解自松弛模型, 并与 Nassar 模型进行对比以验证模型的正确性。最后, 考虑不同螺栓数目、孔间隙、连接间距的影响, 研究多螺栓连接松弛的特性。结果表明: 在松动过程中, 螺栓头部经历弯曲-滑动-弯曲的循环过程, 螺栓张力呈现波浪下降的趋势; 当多螺栓连接时, 松动循环次数随着孔间隙的增加而线性减少; 随着螺栓连接间距的等距增加, 螺栓松动循环次数呈现递减的趋势; 相对于螺栓数目, 螺栓孔间隙和连接间距的变化更容易对螺栓松动造成影响。

关键词: 多螺栓连接; 螺栓松弛; 螺栓张力; 横向载荷; 松动循环次数

中图分类号: TH131 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2025)05-1525-11

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20230840

Analysis of relaxation characteristics of multi-bolted connections under the transverse cyclic load

LI Ling, TIAN Hui-tao, MIAO Dong-hao, XIE Miao-xia, CHENG Fu-an

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China)

Abstract: A modeling method under lateral cyclic loading is proposed for the complex multi-bolt connection loosening problem. Firstly, the thread stress surface is divided into n small sectors, and the self-relaxation mechanical model of multi-bolt connection is established considering the interaction between bolts. Secondly, the self-relaxation model is solved by Matlab software and compared with Nassar model to verify the correctness of the model. Finally, considering the influence of different bolt number, hole clearance and connection spacing, the relaxation characteristics of multi-bolt connection are studied. The results show that during the loosening process, the bolt head undergoes a bending-sliding-bending cycle process, and the bolt tension shows a wave downward trend. When multiple bolts are connected, the number of loosening cycles decreases linearly with the increase of hole clearance. With the equidistant increase of bolt connection spacing, the number of bolt loosening cycles shows a decreasing trend.

收稿日期: 2023-08-08.

基金项目: 国家自然科学基金项目(51975449); 陕西省重点研发计划项目(No.2021GY-309); 陕西省秦创原“科学家+工程师”队伍建设项目(2022KXJ032).

作者简介: 李玲(1981-), 男, 教授, 博士生导师. 研究方向: 机械动力学和接触力学. E-mail: liling@xauat.edu.cn

通信作者: 程福安(1965-), 男, 教授, 硕士. 研究方向: 数字化设计与制造. E-mail: 123921434@qq.com

Compared with the number of bolts, the change of bolt hole clearance and connection spacing is more likely to affect bolt loosening.

Key words: multiple bolted joints; loosening bolts; bolt tension; lateral load; number of loosening cycles

0 引言

螺栓连接是常见的连接方式之一,被广泛应用于航空航天、汽车、机床加工等工程领域^[1]。正常工作状态下的螺栓连接能可靠地完成被连接结构之间的载荷传递,但在动态载荷作用下,螺栓连接的预紧力会出现衰减,导致结构的动态特性发生时变^[2]。相比于其他载荷作用,横向载荷下的螺栓更容易发生松动。因此,研究横向载荷下的多螺栓松动规律具有重要意义。

关于螺栓松弛的问题,在试验方面,Junker^[3]在1969年首次阐明横向载荷下的螺栓连接结构更易松动的结论,并利用其设计的紧固件横向振动试验机进行实验,为之后的螺栓松动的研究提供理论指导。部分学者分别研究了横向^[4]、轴向^[5,6]和偏心载荷^[7]下螺纹的磨损情况,利用压力传感器和转角测量装置监测螺栓预紧力和螺栓转动角度的变化,但受限于试验技术和仪器,还难以对被连接结构接触面以及螺纹接触面的受力和接触状态进行直接监测。在理论方面,Nassar等^[8]通过划分螺杆截面扇区计算横向载荷迫使螺栓弯曲产生的弯矩扭矩,再计算螺纹处接触压力及摩擦力,利用刚体动力学计算转动的速度和加速度,积分得到松动历程。李海江等^[9]研究了横向振动作用下螺纹连接夹紧力的衰减过程,发现在松动初期,夹紧力与横向振动次数之间满足双指数函数关系,且振动位移幅值越大,螺栓越容易松动。胡阳等^[10]利用有限元方法,验证了在横向循环载荷作用下,螺纹接触面先于承压面进入滑移状态,螺栓残余预紧力出现交替的上升与下降。

针对螺栓松弛过程涉及的诸多因素,众多学者进行了研究。影响螺栓松动速率的主要因素有螺栓预紧力^[11]、工作载荷^[12,13]、温度变化^[14]、连接形式、结构尺寸、材料性能以及结合面状态等。莫易敏等^[15]通过横向振动试验得到了不同螺栓头部结构、弹簧垫圈、预紧力、表面处理等对螺栓防松性能的影响。王旻睿等^[16]进行了常温与高温条件复合材料搭接板的随机振动试验,对高温振动环境下不同连接形式的防松效果进行对比,得

到常温与高温条件下防松性能最优的螺栓连接方式,但仅限于温度变化因素,对其他因素并未研究。李志彬等^[17]通过试验的方法证明了螺栓连接结构在横向简谐载荷下螺母松脱使预紧力出现部分下降,并研究重复拆卸、振动幅值、初始预紧力等因素对结构失效的影响规律。以上研究都极大促进了在横向载荷下螺栓松动规律和影响因素的发展。在工程实际中,零件间通常是多螺栓连接,现有的研究主要针对单个螺栓的连接,而对多螺栓连接松动时的相互影响缺乏深入研究。

针对上述问题,首先基于Nassar的螺栓松动理论,将螺纹受力面分为 n 个小扇区,针对横向直线排布,对松动过程中不同数目螺栓旋转中心的改变,分析获得弯矩与扭矩,积分得到松动历程。然后,将本文模型与Nassar建立的模型进行对比,验证了本文模型的正确性。最后,研究了不同螺栓数目、孔间隙、连接间距对多螺栓松动的影 响。通过该方法进一步研究了多螺栓连接松动时螺栓之间的相互影响以及影响因素,为多螺栓连接松动提供了理论依据。

1 多螺栓松弛力学建模

1.1 坐标轴的建立

螺栓连接的受力错综复杂,为此对螺栓进行了受力分析,如图1所示。图中, F 和 $-F$ 分别为

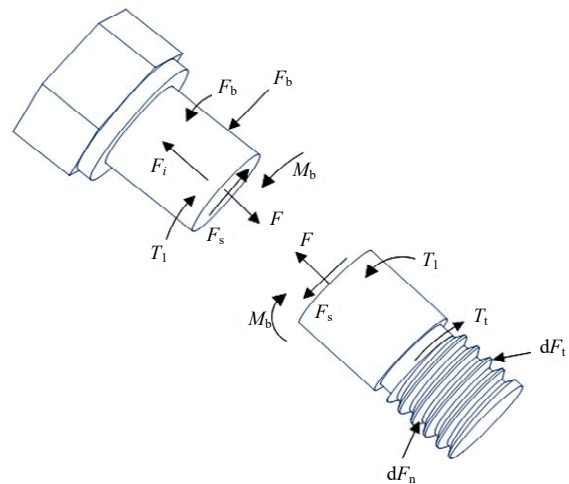


图1 横向载荷下螺栓的受力分析

Fig. 1 Stress analysis of bolts under lateral load

在螺栓承载面上的螺栓张力与上连接件的反作用力, F_b 为螺栓和上连接件之间的摩擦力, 当螺栓发生弯曲时, 产生剪切力 F_s , 此时螺栓所受弯矩为 M_b 。作用在螺纹上的力和力矩包括螺栓拉力 F 、弯矩 M_b 、剪切力 F_s 、接触法向力 F_n 、螺纹摩擦力 F_t 。这些力与力矩决定了螺栓在每个加载周期中的运动。在受到横向循环载荷时, 从螺纹传递到头部的扭矩 T_1 使螺栓沿松开方向旋转, 当扭矩 T_1 为正且足以克服螺栓头下的摩擦阻力时, 螺栓发生松动。

为了准确描述螺栓受力情况与计算螺纹和螺栓头下的受力, 建立图 2 所示的 3 个坐标系。首先, 定义坐标系 XYZ 为一个全局的笛卡尔坐标

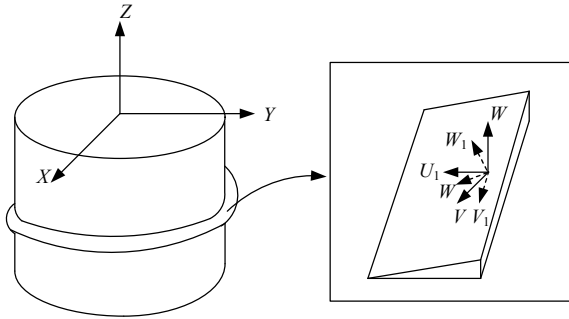


图 2 建立坐标系示意图

Fig. 2 Schematic diagram of establishing coordinate system

$$[T_1] = \begin{bmatrix} \frac{\cos(\beta) - \sin(\beta)\tan(\alpha)}{\sqrt{\tan^2(\alpha) + \tan^2(\beta) + 1}} & \frac{\tan(\alpha)\sin(\beta)}{\sqrt{\tan^2(\alpha) + \tan^2(\beta) + 1}} & -\frac{\tan(\alpha)\cos(\beta)}{\sqrt{\tan^2(\alpha) + \tan^2(\beta) + 1}} \\ 0 & \cos(\beta) & \sin(\beta) \\ \frac{\tan(\alpha)}{\sqrt{\tan^2(\alpha) + \tan^2(\beta) + 1}} & \frac{\tan(\beta)}{\sqrt{\tan^2(\alpha) + \tan^2(\beta) + 1}} & \frac{1}{\sqrt{\tan^2(\alpha) + \tan^2(\beta) + 1}} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中: $[T_1]$ 为 UVW 坐标系到 $U_1V_1W_1$ 坐标系的变换矩阵; α 为螺纹牙型角的一半; β 为螺纹螺旋角。

1.2 螺纹段受力分析

1.2.1 螺栓临界位移确立

根据建立的坐标系, 对螺栓的螺纹段进行受力分析, 以某一螺栓为例, 将螺栓头下支承面以角度增量 $d\varphi$ 划分为有限数量 n 个小扇区, 如图 3 所示。为了计算在螺栓松动过程中克服的轴向摩擦力矩分量 dF_b , 需要确定作用于接触区域各扇区的轴向力向量。

上连接件施加横向循环位移为:

$$\hat{\delta}(t) = \delta_0 \sin(\omega t) \hat{i} \quad (5)$$

系, 其单位向量分别为 i, j 和 k , 其中 X 轴平行于外部激励的方向, Z 轴竖直向上且平行于螺栓轴。其次, 建立局部正交坐标系 UVW , 其中 U 为径向坐标系, V 为与螺栓杆切向的周向坐标系, W 平行于全局 Z 方向。最后, 为了更加精确地表示螺纹面的受力情况, 建立螺纹面坐标系 $U_1V_1W_1$, 其中 W_1 垂直于螺纹面, V_1 在切向的螺纹平面内。通过绕轴 U 旋转导角 β 使 UVW 系统旋转, 然后再绕 U_1 旋转, 使 W 轴垂直于螺纹面, 形成第 3 个坐标系 $U_1V_1W_1$ 。 XYZ 、 UVW 和 $U_1V_1W_1$ 坐标系的单位向量分别是 (i, j, k) 、 (u, v, w) 和 (u_1, v_1, w_1) 。单位向量 (u, v, w) 和 (i, j, k) 之间的关系用矩阵格式表示如下:

$$[\hat{u} \ \hat{v} \ \hat{w}]^T = [T] \times [\hat{i} \ \hat{j} \ \hat{k}]^T \quad (1)$$

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos(\varphi) & \sin(\varphi) & 0 \\ -\sin(\varphi) & \cos(\varphi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: $[T]$ 为 XYZ 坐标系到 UVW 坐标系的变换矩阵; φ 为单位向量 i 与 u 的夹角。

同样, 单位向量 (u_1, v_1, w_1) 和 (u, v, w) 之间的关系用矩阵格式表示为:

$$[\hat{u}_1 \ \hat{v}_1 \ \hat{w}_1]^T = [T_1] \times [\hat{u} \ \hat{v} \ \hat{w}]^T \quad (3)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (6)$$

式中: $\delta(t)$ 为位移矢量作为时间的函数; δ_0 为最大位移幅值; ω 为横向位移的角频率; f 为激励频率; t 为时间。

当上连接件开始移动时, 连接结构会发生螺栓杆弯曲的现象, 螺栓挠度随之改变。当螺栓挠度达到临界值 δ_{cr} 时, 螺栓杆上产生剪切力 F_s 克服底部摩擦力, 螺栓头部开始在上板上滑动。此时有以下两种情况:

(1) 螺纹之间不运动情况下, 此时螺栓的临界位移 δ_{cr} 表示为:

$$\delta_{cr} = \frac{\mu_b FL^3}{3EI} \quad (7)$$

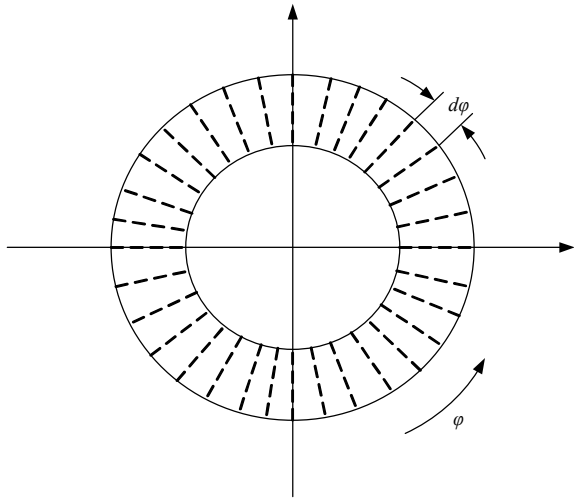


图 3 螺栓截面扇区划分

Fig. 3 Section division of the bolt

(2) 螺纹之间发生运动的情况, 可根据螺栓头和啮合螺纹之间的摩擦因数确定螺栓的临界位移为^[8]:

$$\delta_{cr} = \frac{\mu_b FL^3}{3EI} - |x_i(t)| \quad (8)$$

式中: μ_b 为螺栓头部下方接触面的摩擦因数; F 为螺栓张力; E 为螺栓材料的弹性模量; I 为螺栓横截面的惯性矩; $x_i(t)$ 为关于时间 t 时螺纹在 x 方向上的位移。

1.2.2 螺栓剪切力分析

在多螺栓连接结构中, 剪切力会均匀分布在螺栓上, 任意一个螺栓上的剪切力可表示为:

$$F_{si} = \frac{F_s}{i} \quad (9)$$

式中: i 为螺栓的个数。临界位移与外载荷的位移幅值有关, 其中包含以下 3 种情况^[8]:

(1) 若位移的幅度小于临界位移 ($\delta_0 < \delta_{cr}$), 螺栓上的剪切力 F_{siI} 为:

$$F_{siI} = \frac{3EI(d(t) + x_i(t))}{L^3} \quad (10)$$

(2) 若位移幅度大于临界位移并且小于孔间隙的一半 ($\delta_{cr} < \delta_0 < \Delta/2$), 螺栓上的剪切力 F_{siII} 为:

$$F_{siII} = \frac{3EI}{L^3} \frac{\delta(t)}{|\delta(t)|} \quad (11)$$

(3) 若位移幅值大于临界值且也大于孔间隙的一半 ($\delta_{cr} < \Delta/2 < \delta_0$), 螺栓上的剪切力 F_{siIII} 为:

$$F_{siIII} = \frac{3EI \left(\left| \delta(t) + x_i(t) \right| - \frac{\Delta}{2} \right)}{L^3} \frac{\delta(t)}{|\delta(t)|} \quad (12)$$

式中: Δ 为孔间隙。

1.2.3 螺纹松动扭矩分析

将螺纹接触面积分为若干小扇区, 剪切力 F_{si} 和初始螺栓张力 F 在这些扇区上均匀分布。假定两端的压力分布均匀, 螺栓弯矩 M_b 增加一半螺纹上扇区的接触压力, 同时减小另一半螺纹上的接触压力。每个扇区上与弯矩相对的轴向力的变化量由下式给出^[8]:

$$dF_{mt} = \pm \frac{\pi M_b}{nr_1} \cdot \hat{k} \quad (13)$$

式中: r_1 为平均螺纹半径^[18]。

类似地, 螺栓在螺栓头部下每个扇形上弯曲引起的反作用力的变化量由下式给出:

$$dF_{mb} = \mp \frac{2M_b}{nr_b} \cos(\varphi) \cdot \hat{k} \quad (14)$$

式中: r_b 为接触摩擦半径。

在 $U_1V_1W_1$ 坐标系中每个扇区上力的微分量总和 $dR(t)$ 与在 XYZ 坐标系中整个线程区域上的合力 F_{thread} 表示如下^[8]:

$$dR(t) = [T][T_1] \frac{F + F_s}{n} + [T_1] dF_{mt} \quad (15)$$

$$F_{thread} = \sum_1^n \left([T]^{-1} [T_1]^{-1} (dR(t) + dF_{t1}(t) + dF_{t2}(t)) \right) \quad (16)$$

式中: $dF_{t1}(t)$ 为差动螺纹的摩擦力; $dF_{t2}(t)$ 为静摩擦力。

对合成的螺纹摩擦力矩的计算, 不用考虑与螺栓轴平行的 w 分量, 仅使用 u 和 v 分量进行计算, 可得合成的螺纹摩擦力矩为:

$$T_1(t) = \sum_1^n r_{ti} \times (dF_{thread u} + dF_{thread v}) \quad (17)$$

1.3 螺栓头段受力分析

1.3.1 力矩旋转中心点确定

螺栓头段的部分力和力矩由螺纹段传递而来, 需要对螺栓头段进行受力分析。作用在螺栓头上的力包括剪切力 F_{si} 、摩擦力 F_b 和来自螺纹的扭矩 T_1 。此时, 作用在螺栓头上与螺纹上的剪切力是相等且相反的。将总剪切力除以总扇区数 n , 可得螺栓头下各扇区的剪切力表达式为:

$$dF_{si} = -\frac{F_{si}}{n} \quad (18)$$

在 XYZ 坐标系中, 螺栓头下一个扇面上的合力 dF_b 为^[8]:

$$dF_b(t) = (dF_{b1,2}(t) + dF_s(t)) \quad (19)$$

式中: dF_{b1} 为抵抗剪切力的部分摩擦力; dF_{b2} 为扇

形上的净承载摩擦力。

对于不同螺栓数目下的螺栓连接情况,力矩的旋转中心点 S 会随着螺栓数目的增加发生改变,每一个扇区对旋转中心点的距离也随之改变。因此,螺栓数目改变,螺栓松动情况随之变化。不同螺栓数目下,第 i 个螺栓到旋转中心点距离 L 的通用表达式为:

$$L = \left\{ \left[x_i - \left(\frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n} \right) \right]^2 + \left[y_i - \left(\frac{y_1 + y_2 + \dots + y_n}{n} \right) \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (20)$$

式中: x_i 为任一螺栓的横坐标; y_i 为任一螺栓的纵坐标。

1.3.2 偶数螺栓连接分析

在偶数螺栓连接的情况下,对横向直线排布而言,以两个螺栓为例,旋转中心点是两个螺栓中心连接的中点,将螺栓区域划分为以下 4 个部分,如图 4 所示。

螺栓分为 A、B、C、D 4 个区域,旋转中心点为 S 。根据图 4 可以得出,对旋转中心 S ,B 区产生的力矩和 D 区产生的力矩相互抵消,A 区和 C 区所产生的力矩共同造成了螺栓的松动。连接间距 L 为 100 mm,螺栓半径 r 为 5 mm,则

A 区的轴向力矩为:

$$dT_{b,a}(t) = (L - r) \times dF_b(t) \quad (21)$$

B 区的轴向力矩为:

$$dT_{b,b}(t) = \sqrt{L^2 + r^2} \times dF_b(t) \quad (22)$$

C 区的轴向力矩为:

$$dT_{b,c}(t) = (L + r) \times dF_b(t) \quad (23)$$

D 区的轴向力矩为:

$$dT_{b,d}(t) = \sqrt{L^2 + r^2} \times dF_b(t) \quad (24)$$

得到螺栓总轴向力矩为:

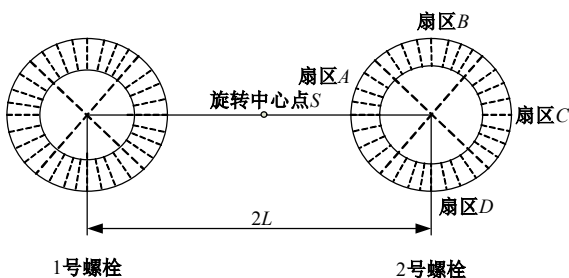


图 4 两个螺栓连接扇区示意图

Fig. 4 Schematic diagram of two bolted sectors

$$dT_{bi}(t) = dT_{b,a}(t) + dT_{b,b}(t) + dT_{b,c}(t) + dT_{b,d}(t) \quad (25)$$

1.3.3 奇数螺栓连接分析

在奇数螺栓连接的情况下,对横向直线排布而言,以 3 个螺栓为例,旋转中心为 2 号螺栓的几何中心,受力示意图如图 5 所示。

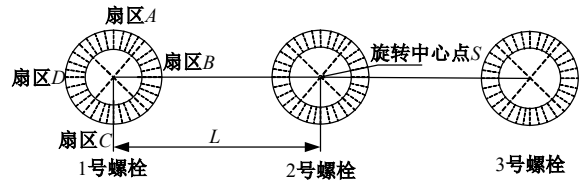


图 5 3 个螺栓连接扇区示意图

Fig. 5 Schematic diagram of three bolted sectors

对 1 号螺栓,根据图 5 可以得出,A 区在旋转中心为 S 产生的力矩和 C 区产生的力矩相互抵消,B 区和 D 区所产生的力矩共同造成了 1 号螺栓的松动。3 号螺栓的受力情况与 1 号螺栓相同,2 号螺栓为单个螺栓的受力情况。连接间距 L 为 50 mm,螺栓半径 r 为 5 mm,则同理可得:

A 区的力矩为:

$$dT_{b,a}(t) = \sqrt{L^2 + r^2} \times dF_b(t) \quad (26)$$

B 区的力矩为:

$$dT_{b,b}(t) = (L - r) \times dF_b(t) \quad (27)$$

C 区的力矩为:

$$dT_{b,c}(t) = \sqrt{L^2 + r^2} \times dF_b(t) \quad (28)$$

D 区的力矩为:

$$dT_{b,d}(t) = (L + r) \times dF_b(t) \quad (29)$$

得到螺栓总轴向力矩为:

$$dT_b(t) = dT_{b,a}(t) + dT_{b,b}(t) + dT_{b,c}(t) + dT_{b,d}(t) \quad (30)$$

对螺栓头下支承面所有扇区的积分,得到螺栓头上的轴向合力 F_{bi} 和总扭矩 T_{bi} 为:

$$F_{bi} = \sum_1^n dF_{bi} \quad (31)$$

$$T_{bi} = \sum_1^n dT_{bi} \quad (32)$$

综上,可得作用在螺栓上的合力 F_{bolt} 和合力扭矩 T_{bolt} 为:

$$F_{bolt} = F_{thread} + F_{bi} \quad (33)$$

$$T_{bolt} = T_i + T_{bi} \quad (34)$$

1.4 松动动力学分析

螺栓在外界载荷的激励下,通过建立运动方

程和旋转方程以预测螺栓松动和确定载荷损失,来体现螺栓在横向循环载荷下的松动情况。

运动方程和旋转方程如下:

$$\sum F(t) = m\ddot{x}(t) \quad (35)$$

$$\sum T(t) = I_p\ddot{\theta}(t) \quad (36)$$

参与运动或滑动的螺栓有效质量 m 和螺栓的转动惯量 I_p 的表达如下^[19]:

$$m = \frac{33}{140}m_1 + m_2 \quad (37)$$

$$I_p = \frac{1}{2}m_1r_1^2 + \frac{1}{2}m_2r_2^2 \quad (38)$$

式中: m_1 为螺栓杆的质量; m_2 为螺栓头的质量; r_1 为螺栓的公称半径; r_2 为螺栓头的半径。

假设松动过程中力和力矩分量在非常小的时间微分区间 dt 内是恒定的,可以得到在这一小段时间内微小的螺栓线性位移和角位移。随着时间间隔增加,力和扭矩分量被更新,获得以下方程的逐次积分运动学方程^[8]:

$$x(t+dt) = 0.5x(t+dt)dt^2 + x(t)dt + x(t) \quad (39)$$

$$\Delta\theta = 0.5\ddot{\theta}(t+dt)dt^2 + \dot{\theta}(t)dt \quad (40)$$

螺栓头的松动角 $\Delta\theta$ 通过 ΔF 降低了螺栓的张力。 ΔF 与 $\Delta\theta$ 的关系由式(41)给出:

$$\Delta F = \left[\frac{k_b k_c P}{2\pi(k_b + k_c)} \right] \Delta\theta = \lambda\Delta\theta \quad (41)$$

式中: k_b 为螺栓刚度; k_c 为接头刚度; P 为螺距; λ 为螺栓张拉-旋转曲线的斜率。

2 多螺栓松动仿真分析

2.1 单个螺栓松动分析

根据 Nassar 等^[20]的研究,采用 M10 的螺栓进行仿真模拟,装配孔间隙为螺栓公称直径的 3%, μ_b 为 0.16。螺栓紧固到初始拉力为 26.7 kN,并设定循环横向位移为 1.27 mm,频率为 10 Hz,其角-张力曲线斜率 λ 测量为 494.4。

通过编写 Matlab 代码对每个扇区的力矩进行计算,得到每个时刻螺栓张力的变化值 ΔF 。利用载荷的损失体现螺栓在横向循环载荷下的松动情况。Matlab 仿真流程图如图 6 所示。代码的输入包括螺栓尺寸、螺栓数目、外部循环荷载、接触面之间的摩擦因数、孔间隙、初始螺栓张力。使用第一节推导的方程来进行力矩和扭矩的迭代计算,当某个螺栓张力小于等于 0 时,更新此时的螺栓数量继续进行迭代计算。当总螺栓张力小于等

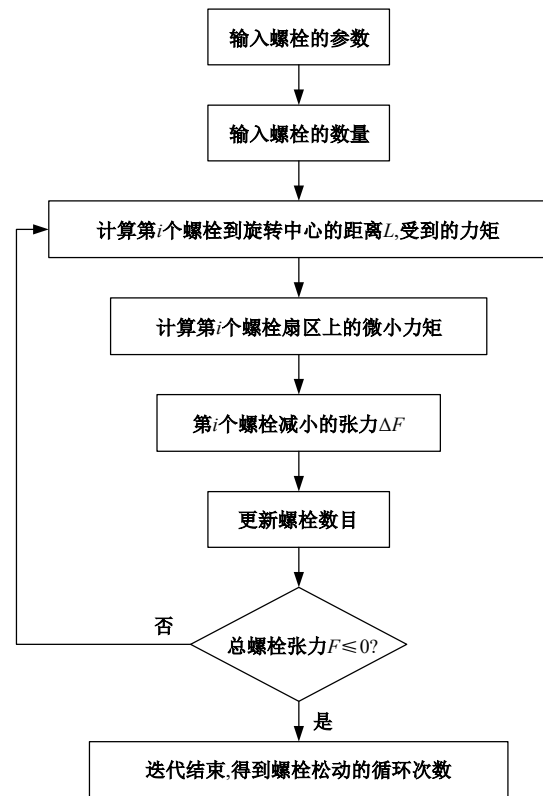


图 6 Matlab 运行流程图

Fig. 6 Matlab operation flow chart

于 0 时,迭代结束,得到螺栓松动的循环次数。

如图 7 所示,当初始载荷为 26.7 kN 时,单个螺栓的松动循环次数为 427 次。螺栓由于受到横向循环载荷,当上连接件孔的几何中心与螺栓的几何中心重合时,螺栓受到接触面摩擦力的影响,产生的弯矩最小,开始下降的趋势缓慢。随着上连接件的运动,当螺栓挠度达到临界值 δ_{cr} 时,剪切力 F_s 克服底部摩擦力,螺栓头开始在上板上滑动,此时下降趋势加快,在一个循环周期里呈现出

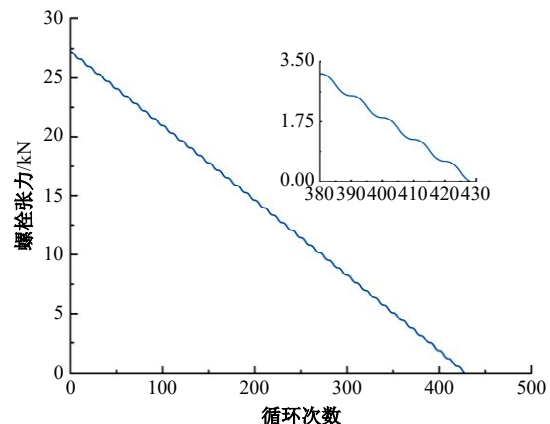


图 7 单螺栓连接的松动循环次数

Fig. 7 Number of loosening cycles for a single bolt connection

波浪形下降的趋势。

2.2 多个螺栓松动分析

当每个螺栓连接的初始载荷均为 26.7 kN 时,如图 8 所示,两个螺栓完全松动的循环次数为 1 080 次,3 个螺栓完全松动的循环次数为 1 475 次。两个螺栓连接松动时下降趋势与单个螺栓松动情况下下降趋势一致。3 个螺栓连接松动时,在第一阶段,3 个螺栓同时产生松动,但由于 1 号螺栓和 3 号螺栓距离旋转中心远,产生的力矩大,导致产生的松动速度比 2 号螺栓快,直至 1 号螺栓和 3 号螺栓彻底松动。松动过程即将进入第二阶段,由 2 号螺栓单独松动,此时旋转中心点为 2 号螺栓的几何中心点,力矩的距离为螺栓的半径。剪切力只由 2 号螺栓承受,在转化的极短时间内,螺栓松动突然加快,直到进入第二阶段 2 号螺栓单独松动,第二阶段螺栓松动的速度比第一阶段螺栓松动的速度快,仿真与理论拟合一致。

由图 8 可得,两个螺栓连接完全松动的次数是单个螺栓连接完全松动次数的 2.52 倍,3 个螺栓连接完全松动的次数是单个螺栓的 3.45 倍。这表明随着螺栓连接数目的增加,旋转中心点发生了改变,螺栓受到的力和力矩随之发生改变,松动循环次数的增加倍数大于螺栓数目的增加幅度。

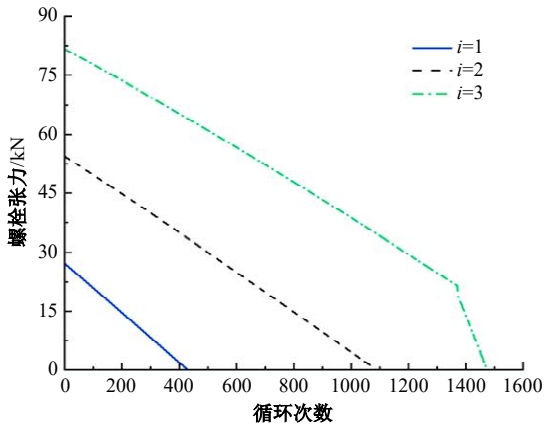


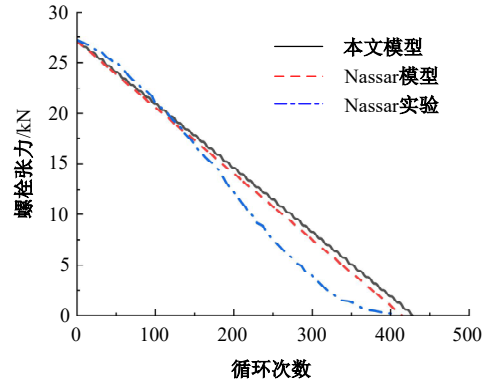
图 8 多螺栓连接的松动循环次数

Fig. 8 Number of loosening cycles for multi-bolted connections

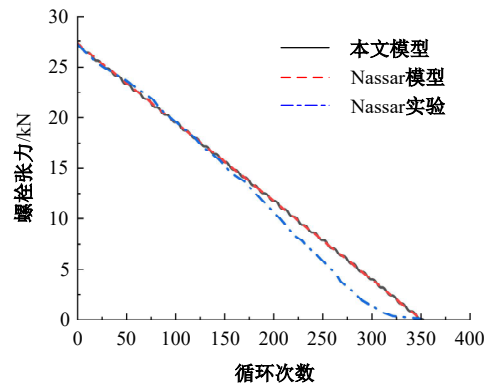
3 模型对比验证

为验证模型的正确性,将 Nassar 等^[20]的模型与本文建立的新模型根据上文的参数进行对比,得到单个螺栓在 0.3、0.6、1 mm 孔间隙情况下的松动次数对比,如图 9 所示。

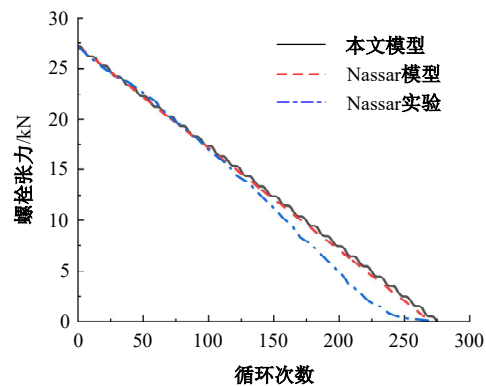
在图 9 中,Nassar 建立的模型在孔间隙为 0.3



(a)单个螺栓0.3 mm孔间隙模型对比



(b)单个螺栓0.6 mm孔间隙模型对比



(c)单个螺栓1 mm孔间隙模型对比

图 9 模型结果对比

Fig. 9 Comparison of model results

mm 时,螺栓在 410 次循环后完全松动。对 0.6 mm 和 1 mm 的较大孔间隙,直到完全松动的循环次数分别减少到 350 次循环和 270 次循环。可以看出,完全松动之前的循环次数线性减少。对所示的孔间隙范围,当孔间隙减小 1% 的螺栓直径时,直到完全松动的循环次数增加约 5%。本文建立的模型在孔间隙为 0.3、0.6、1 mm 时,螺栓分别在 427、352、275 次循环后完全松动,模型数据对比误差为 3%、0.5%、1%。与 Nassar 的模型吻合程度好且与其实验结果相吻合,从而验证了模型的正确性。

4 螺栓松动影响因素分析

4.1 孔间隙对螺栓松动的影响

为研究孔间隙对多个螺栓连接松动的影响,建立了表 1 所示的 12 种组合,其中组合 1~6 为 2 个螺栓连接,组合 7~12 为 3 个螺栓连接,并对螺栓连接不同孔间隙组合运用 Matlab 进行仿真。

如图 10 所示,在 2 个螺栓连接的情况下,孔间隙均为 0.3 mm 的循环次数为 1 080 次,孔间隙为 0.6 mm 的循环次数为 917 次,孔间隙为 1 mm 的循环次数为 735 次。可以得到,完全松动的循环次数随着孔间隙的增加而线性减少,当每增加 1% 的孔间隙时,松动次数会减少 5%。图 11 表示 2 个螺栓连接孔间隙不同时,组合 4、5 和 6 的螺栓松动循环次数分别为 1 032、995 和 837 次。组合 4

表 1 螺栓连接不同孔间隙组合

Table 1 Bolt connection different hole clearance combinations

螺栓连接 组合编号	1号螺栓 孔间隙 Δ_1 /mm	2号螺栓 孔间隙 Δ_2 /mm	3号螺栓 孔间隙 Δ_3 /mm
1	0.3	0.3	
2	0.6	0.6	
3	1	1	
4	0.3	0.6	
5	0.3	1	
6	0.6	1	
7	0.3	0.3	0.3
8	0.6	0.6	0.6
9	1	1	1
10	0.3	0.6	1
11	0.6	0.6	1
12	1	0.6	1

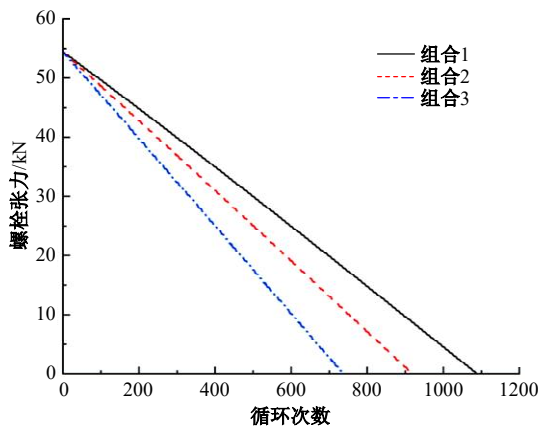


图 10 相同孔间隙两螺栓连接松动循环次数

Fig. 10 Number of loosening cycles of two bolt connections with the same hole clearance

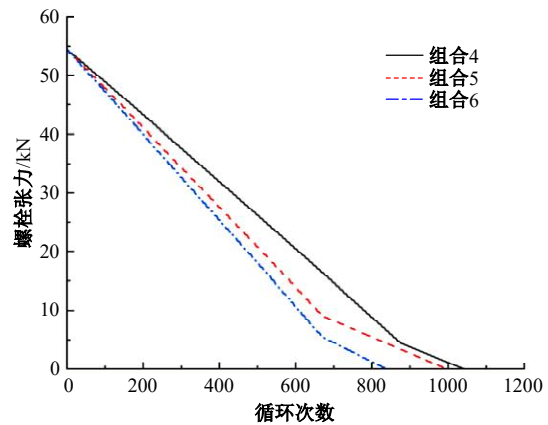


图 11 不同孔间隙两螺栓连接松动循环次数

Fig. 11 Loosening cycles of bolt connections with two different hole gaps

在松动过程中,当孔间隙为 0.6 mm 的螺栓在 871 次循环后完全松动,孔间隙为 0.3 mm 的螺栓地产生松动,此时整体下降趋势变缓,直至完全松动,其他两组的松动过程与其一致。结果表明:当孔间隙增加时,螺栓完全松动的循环次数随着孔间隙的增加而线性减少。

如图 12 所示,在 3 个螺栓连接的情况下,孔间隙均为 0.3 mm 的螺栓松动循环次数为 1 475 次,孔间隙为 0.6 mm 的循环次数为 1 087 次,孔间隙为 1 mm 的循环次数为 760 次。可以得到,当每增加 1% 的孔间隙时,松动循环次数会减少 8%。图 13 表示 3 个螺栓连接孔间隙不同时,组合 10、11 和 12 的螺栓松动循环次数分别为 1 322、998 和 770 次。组合 10 在松动过程中,孔间隙为 1 mm 先完全松动,此时螺栓变为 2 个螺栓连接,旋转中心与力矩均发生改变,松动循环次数下降加快,后阶段与 2 个螺栓连接松动情况相同,其他连

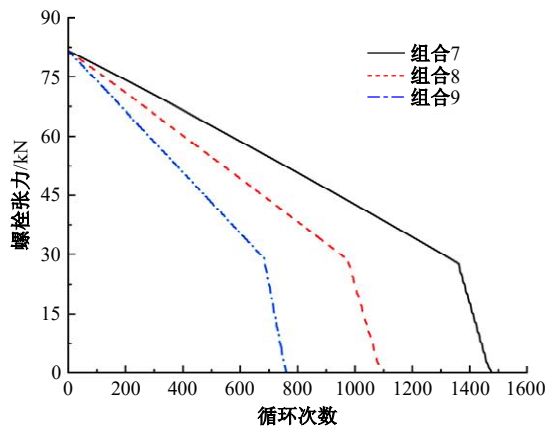


图 12 相同孔间隙三螺栓连接螺栓松动循环次数

Fig. 12 Three same hole clearance bolt connection bolt loose cycle times

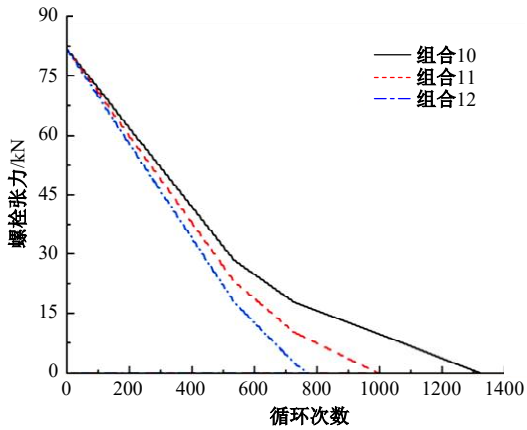


图 13 不同孔间隙三螺栓连接松动循环次数

Fig. 13 Three different hole clearance bolt connection loose cycle times

接方式组合的松动过程与其一致。对比图 7、10 和 12,可以得到螺栓的松动情况,随着螺栓数目的增加,松动循环次数的减少量增加,松动率变大,孔间隙的影响大于螺栓数目的影响。

为探究螺栓直径/间隙的相对间隙情况,采用 M8 螺栓,孔间隙为 0.48 mm, M10 螺栓,孔间隙为 0.6 mm 与 M12 螺栓,孔间隙为 0.72 mm 进行仿真,使其相对间隙保持一致,为 16.77 mm。

如图 14 所示,在两螺栓连接的情况下,相对间隙相同时, M8、M10 与 M12 螺栓的循环次数分别为 889、917、944 次。在图 15 中三螺栓连接的情况下,其循环次数分别为 1 054、1 087、1 119 次。可以得到,螺栓连接相对间隙相同时,不同螺栓连接循环次数的浮动在 3.2% 之内,其对松动过程中的循环次数的影响不大。

在螺栓松动的过程中,当横向循环激励的振幅较小,不会引起螺栓松动,但此时螺栓头部与上

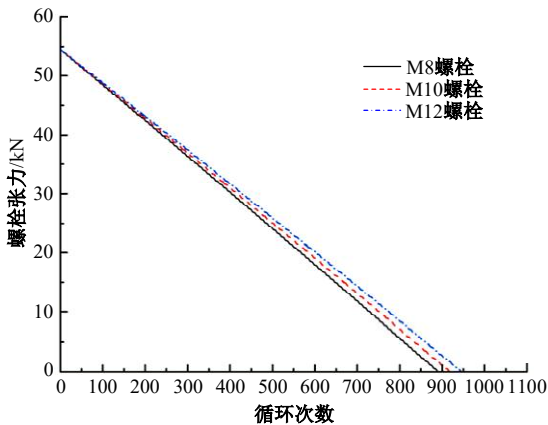


图 14 相对间隙两螺栓连接的松动循环次数

Fig. 14 Number of loosening cycles of two bolted connections with relative clearance

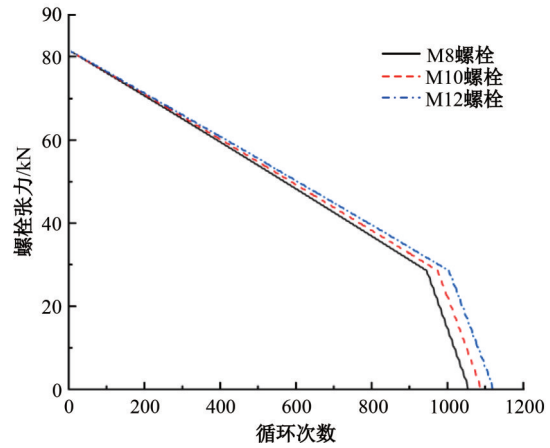


图 15 相对间隙三螺栓连接的松动循环次数

Fig. 15 Number of loosening cycles of three bolted connections with relative clearance

连接件黏结,螺栓发生循环弯曲。幅值进一步增大,大于引发松动的临界位移,但小于孔间隙时,螺栓开始在松动方向旋转的一侧滚动。由于横向激励小于孔间隙,在螺栓杆接触孔的边缘之前滑动停止。当循环横向激励超过了孔间隙和导致旋转开始的临界值,此时螺栓头部经过一个弯曲-滑动-弯曲的周期过程。螺栓头部最初被黏附在上连接件上,直到达到临界位移,螺栓在孔间隙内作用,直到整个孔间隙被消耗,螺栓杆与孔边缘接触。螺栓在一个周期内的松动时间取决于孔间隙,孔间隙越大,滚动距离越长,松动时间越长,松动循环次数越少,松动率越大。

4.2 螺栓连接间距对螺栓松动的影响

为研究螺栓连接间距对多个螺栓连接松动的影响,设置不同螺栓连接间距进行模拟仿真,结果如图 16 和图 17 所示。根据图 16 可得,两个螺栓连接间距为 100、150、200 mm 的松动循环次数分

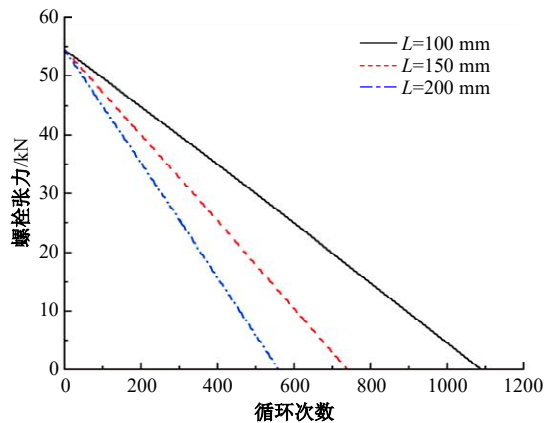


图 16 两螺栓不同连接间距的松动循环次数

Fig. 16 Number of loosening cycles of two bolts with different connection spacing

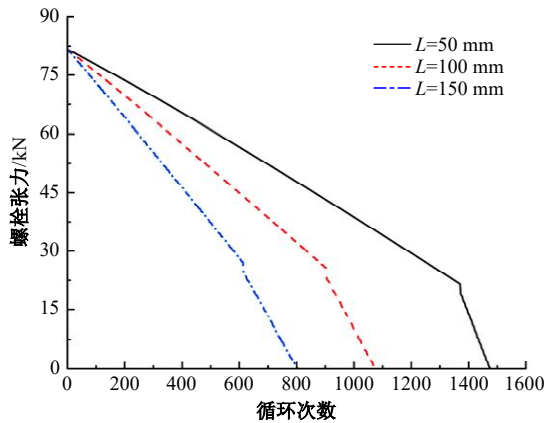


图 17 三螺栓不同连接间距松动循环次数

Fig. 17 Number of loosening cycles of three bolts with different connection spacing

别为 1 080、737、558 次,当间距从 100 mm 增加到 150 mm 时,螺栓松动循环次数降低 31%,当间距从 150 mm 继续增加到 200 mm 时,螺栓松动循环次数继续降低 24%。图 17 显示 3 个螺栓连接间距为 50、100、150 mm 的松动循环次数分别为 1 475、1 047、803 次,当间距从 100 mm 增加到 150 mm 时,螺栓松动循环次数降低 29%,当间距从 150 mm 继续增加到 200 mm 时,螺栓松动循环次数继续降低 23%。结果表明:随着螺栓连接间距的等距增加,螺栓松动循环次数逐渐减少,并不呈现等量减少的情况,而是逐渐递减的趋势。随着螺栓数目的增加,螺栓连接间距的影响大于螺栓数目的影响。

在螺栓松动的过程中,不同螺栓连接间距导致任意一螺栓到旋转中心的距离 L 发生改变,使力矩的大小和方向发生改变。 L 随螺栓间距变小而减小,螺栓受到总轴向力矩的数值也会减小,造成螺栓松动的总循环次数减少,松动率降低。

5 结 论

(1) 在多螺栓连接松动过程的一个循环周期内,螺栓头经历了一个弯曲-滑动-弯曲的过程,螺栓张力呈现波浪下降的趋势。

(2) 多螺栓连接时,螺栓完全松动的循环次数随着孔间隙的增加而线性减少。

(3) 多螺栓连接间距的等距增加,螺栓松动的循环次数减少,呈现出递减的趋势。

(4) 随着螺栓数目的增加,螺栓孔间隙和螺栓连接间距对多螺栓连接结构松动的影响大于螺栓数目的影响。

参考文献:

- [1] 徐阳, 阳光武, 杨龙, 等. 螺栓连接松动与疲劳失效研究[J]. 铁道车辆, 2022, 60(4): 9-14.
Xu Yang, Yang Guang-wu, Yang Long, et al. Reaseech on bolted joints looseness and fatigue failure[J]. Rolling Stock, 2022, 60(4): 9-14.
- [2] Ibrahim R A, Pettit C L. Uncertainties and dynamic problems of bolted joints and other fasteners[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 279(3): 857-936.
- [3] Junker G H. Criteria for self-loosening of fasteners under vibration[J]. Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 1969, 44(10): 14-16.
- [4] Zhang M, Lu L, Wang W, et al. The roles of thread wear on self-loosening behavior of bolted joints under transverse cyclic loading[J]. Wear, 2018, 394: 30-39.
- [5] Liu J, Ouyang H, Peng J, et al. Experimental and numerical studies of bolted joints subjected to axial excitation[J]. Wear, 2016, 346: 66-77.
- [6] Liu J, Ouyang H, Feng Z, et al. Study on self-loosening of bolted joints excited by dynamic axial load[J]. Tribology International, 2017, 115: 432-451.
- [7] 杜永强, 刘建华, 刘学通, 等. 偏心载荷作用下螺栓连接结构的松动行为研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(14): 74-81.
Du Yong-qiang, Liu Jian-hua, Liu Xue-tong, et al. Research on self-loosening behavior of bolted joints under eccentric excitation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(14): 74-81.
- [8] Nassar S A, Housari B A. Self-loosening of threaded fasteners due to cyclic transverse loads[C]// ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Denver, USA, 2005: 169-187.
- [9] 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: 自然科学版, 2016, 56(2): 171-175.
Li Hai-jiang, Tian Yu, Meng Yong-gang, et al. Experimental study of the loosening of threaded fasteners with transverse vibration[J]. Journal of Tsinghua University(Science and Technology), 2016, 56(2): 171-175.
- [10] 胡阳, 姜东, 王旻睿, 等. 横向载荷作用下螺栓连接松动过程研究[J]. 振动. 测试与诊断, 2020, 40(6): 1091-1098.
Hu Yang, Jiang Dong, Wang Min-rui, et al. Study on loosening process of bolted joints under transverse

- load[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2020, 40(6): 1091-1098.
- [11] 刘光辉, 伍川, 吕中宾, 等. 输电铁塔螺栓紧固特性影响因素试验研究[J]. *现代制造工程*, 2022, 498(3): 84-91.
Liu Guang-hui, Wu Chuan, Lyu Zhong-bin, et al. Experimental study on factors of bolt fastening characteristics for transmission line tower[J]. *Modern Manufacturing Engineering*, 2022, 498(3): 84-91.
- [12] Yang L, Yang B, Yang G, et al. Research on factors affecting competitive failure between loosening and fatigue of bolt under combined excitation[J]. *Journal of Constructional Steel Research*, 2022, 189: No. 107110.
- [13] 王开平, 张明远, 闫明, 等. 冲击载荷下材料松动期内螺栓松动影响因素研究[J]. *振动与冲击*, 2020, 39(22): 35-40.
Wang Kai-ping, Zhang Ming-yuan, Yan Ming, et al. Factors affecting bolt loosening during material loosening period under impact loading[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(22): 35-40.
- [14] Okugawa M, Tanaka T. Effect on detection sensitivity for smart washer configuration and ambient temperature characteristics on bolted joint[J]. *Proc SPIE*, 2007, 6532: No. 12715684.
- [15] 莫易敏, 梁绍哲, 晏熙, 等. 汽车高强度螺栓的防松性能的影响因素研究[J]. *机械设计与制造*, 2015, 2015(9): 89-92.
Mo Yi-min, Liang Shao-zhe, Yan Xi, et al. A study of effects on anti-loosening performance of automobile high-strength threaded fasteners[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2015(9): 89-92.
- [16] 王旻睿, 谭志勇, 何顶顶, 等. 高温环境复合材料螺栓连接振动的防松试验[J]. *振动、测试与诊断*, 2018, 38(6): 1004-1175.
Wang Min-rui, Tan Zhi-yong, He Ding-ding, et al. Anti-loosening experiment of composite bolted structures under high temperature and vibration circumstance[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2018, 38(6): 1004-1175.
- [17] 李志彬, 陈岩, 孙伟程, 等. 横向振动下螺栓连接失效及影响因素研究[J]. *宇航总体技术*, 2018, 2(4): 24-30.
Li Zhi-bin, Chen Yan, Sun Wei-cheng, et al. Study on failure of bolt connection and influence factors under transverse vibration[J]. *Astronautical Systems Engineering Technology*, 2018, 2(4): 24-30.
- [18] Wang Z, Jiang Y. Study of a major mechanism for self-loosening of bolted joints[C]//ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Vancouver, Canada, 2006: 221-227.
- [19] Chen J, Hsieh S, Lee A. The failure of threaded fasteners due to vibration[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2005, 219(3): 299-314.
- [20] 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.