DOI: 10.3901/JME.2019.11.138

振动条件下螺纹预紧力衰退机理和影响因素研究*

巩浩 刘检华 丁晓宇

(北京理工大学机械与车辆学院 北京 100081)

摘要: 预紧力的保持性直接影响螺纹连接件的紧固功能,当前国内外的研究成果表明,在周期性横向振动的作用下螺纹连接件的预紧力很容易出现衰退,其中塑性变形和内外螺纹间的旋转松动是导致预紧力衰退的两个主要原因。通过多种有限元模型仿真对比,进一步揭示了横向振动条件下的预紧力衰退机理,发现应力再分布是导致预紧力衰退的另外一个重要原因。在此基础上,系统分析了在不同横向力、螺纹面摩擦因数、端面摩擦因数和材料特性的条件下,应力再分布、塑性变形以及旋转松动所导致的预紧力衰退过程的规律,最终获得了包含预紧力非线性快速衰退、预紧力线性衰退、以及疲劳断裂三个阶段的典型预紧力衰退曲线,并通过横向振动试验验证了该曲线的正确性。

关键词: 螺纹连接件; 横向振动; 松动; 预紧力衰退曲线; Junker 试验

中图分类号: TG156

Study on the Mechanism and Influencing Factors of Preload Decline for Bolted Joints under Vibration

GONG Hao LIU Jianhua DING Xiaoyu

(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081)

Abstract: Preload directly affects the fastening performance of bolted joints. Existing research results have shown that preload may decline readily when bolted joints are subjected to cyclic transversal vibration. Plastic deformation and rotation loosening have been thought of as the two main causes resulting in the preload decline. The mechanism of preload decline under transversal vibration is revealed further by several sets of finite element simulations. It is found that the stress redistribution is another important cause leading to the preload decline. Then, the effects of stress redistribution, plastic deformation and rotation loosening on the preload decline are investigated. Various conditions of transversal force, friction coefficients and material properties are used in the simulations. Finally, a typical preload decline curve containing three stages is obtained. At last, transversal vibration experiments were performed to verify the reliability of the typical preload decline curve.

Key words: bolted joints; transversal vibration; loosening; preload decline curve; Junker test

0 前言

螺纹连接件具有安装简单、拆卸方便、成本低廉和互换性高等优点,广泛应用在各种机械产品中。在内外螺纹拧紧的过程中,连接件内部将产生预紧力使被连接件夹紧,足够的预紧力是保证螺纹连接件实现紧固、密封等功能的关键因素之一。然而,机械产品在服役的过程中,经常受到振动、冲击、周期性温度变化等外部载荷的作用,导致螺纹预紧力随着服役时间的增加而逐渐衰退^[1]。预紧力不足

不仅使螺纹连接件失去原有的紧固、密封等功能,还可能降低连接件的疲劳寿命,引发连接件断裂,甚至导致严重的安全事故。

工程中通常认为在外部载荷的作用下,内外螺纹间的旋转松动是导致螺纹预紧力衰退的主要原因之一。从20世纪40年代开始,国内外相关学者就针对旋转松动问题展开了大量的研究工作,早期的研究中认为周期性纵向振动^[2-4]促使内螺纹牙在径向方向上产生摩擦棘轮行为,进而导致预紧力下降。但在纵向振动的试验过程中,学者们并没有发现严重的螺纹松动现象。直到1969年,德国工程师JUNKER^[5]设计了横向振动测试装置,第一次对螺纹连接件施加了周期性横向振动,结果表明在横向振动的条件下螺纹连接件出现了严重的预紧力衰退

* 国家自然科学基金(51675050, 51605030)、“十三五”国防基础科研(JCKY2016204B201)和国防基础科研核科学挑战专题(TZ2018007)资助项目。20180622收到初稿,20181211收到修改稿

行为。此后,很多研究者尝试建立一些理论模型^[6-11]来揭示横向振动条件下的螺纹松动机理,但这些模型都无法准确描述接触界面的复杂力学行为,因此也不能完全揭示螺纹的松动机理。

还有一些学者综合采用试验观测和有限元仿真的方法,对螺纹松动机理开展了一些研究工作。PAI等^[12-13]第一次提出接触界面的局部滑移累积是导致内外螺纹间旋转松动及预紧力下降的主要原因,并认为旋转松动包括以下4类过程:端面和螺纹面完全滑移,端面完全滑移和螺纹面局部滑移,端面局部滑移和螺纹面完全滑移,以及端面和螺纹面局部滑移。IZUMI等^[14]证实了局部滑移累积确实可以导致旋转松动和预紧力下降,并发现只有当螺纹面达到完全滑移时,旋转松动才能持续不断地进行。在另一篇文献中,IZUMI等^[15]引入了微滑移的概念,并对接触界面的滑移行为重新进行了定义和划分,指出旋转松动开始于接触界面的微滑移或完全滑移。为了定量描述局部滑移的累积过程,DINGER等^[16]定义了一个无量纲参数,它表示接触界面的滑移面积占总面积的比值,这个参数也被其他学者所采用^[17]。

除了内外螺纹间的旋转松动,材料的塑性变形也是导致螺纹预紧力衰退的重要原因之一。JIANG等^[18]最早提出了螺纹预紧力衰退曲线,如图1所示,该曲线包含两个不同的阶段,在振动的初始阶段(阶段I)^[19],螺纹牙根部附近出现局部塑性变形和应变棘轮效应,导致螺纹预紧力随着振动周期的增加而逐渐衰退,但内外螺纹之间并没有发生旋转松动;随着振动周期继续增加(阶段II)^[20],旋转松动开始出现,预紧力快速下降。此后,侯世远和廖日东^[21]进一步分析了各种因素,如载荷方向、预紧力、振幅和摩擦因数等对材料塑性变形演化和预紧力下降的影响规律。

图1 JIANG等^[18]提出的螺纹预紧力衰退曲线

本文采用有限元仿真的方法,进一步揭示横向振动条件下的螺纹预紧力衰退机理。基于仿真结果,

发现除了塑性变形和内外螺纹间的旋转松动以外,还存在另外一个原因,也可以导致螺纹预紧力衰退,本文将该原因命名为应力再分布。本文提出了三种有限元模型,清楚地区分出这三种原因导致的预紧力衰退过程,并系统研究了在不同横向力、螺纹面摩擦因数、端面摩擦因数和材料特性的条件下,这三种原因导致的预紧力衰退规律。基于仿真结果,本文获得了包含预紧力非线性衰退、预紧力线性衰退、以及疲劳断裂三个阶段的典型的预紧力衰退曲线,并通过横向振动试验验证了预紧力衰退曲线的准确性。

1 有限元建模

典型的螺纹连接结构如图2a所示,包括六角头螺栓、六角头螺母和上下被压件。本文参考相关学者的有限元模型^[13-16],并没有考虑垫片的影响。螺栓和螺母如图2b和2c所示,其规格均是M10×1.5,具体尺寸分别满足国家标准GB/T 5782—2016^[22]和GB/T 41—2000^[23]的相关规定,其中, $A=6.4\text{ mm}$, $B=15\text{ mm}$, $L=40\text{ mm}$, $D=10\text{ mm}$, $S=15.7\text{ mm}$, $E=18.1\text{ mm}$, $M=7.5\text{ mm}$, $H_1=H_2=12\text{ mm}$ 。本文采用FUKUOKA等^[24]提出的螺纹网格划分方法对螺栓、螺母和被连接件进行有限元建模,该方法精确考虑了螺纹的螺旋形状,能够将所有网格都划分成六面体。为了对比分析螺纹预紧力的衰退规律,本文还建立了没有螺旋升角的螺纹连接结构并采用同样的方法对其进行了网格划分。严格地说,这种没有螺旋升角(即没有螺旋线)的“螺纹”并不是真正的螺纹,它只是一组平行的牙体,实际中并不存在,本文为了叙述方便,仍然将其称之为螺纹。图3是采用前处理软件HYPERMESH[®] 12.0建立的有限元网格,包括螺栓、螺母和活动板。需要注意的是,在横向振动试验中,横向力施加在上被压件上,因此上被压件也被称为活动板,下被压件固定,为了简化,建模时经常忽略图2中的下被压件,这种简化也被其他学者采用^[13-16]。

(a) 螺纹连接结构

图 2 螺纹连接结构、螺栓和螺母示意图

有限元建模时采用的实体单元类型是 SOLID 185。有限元模型中有两对接触界面:螺纹接触界面、螺母和活动板接触界面,接触界面包括接触面和目标面,接触面和目标面分别采用 CONTA173 单元和

(a) 螺纹连接结构

(b) 有螺旋升角的螺纹连接剖面图

(c) 无螺旋升角的螺纹连接剖面图

图 3 螺纹连接的有限元网格及剖面图

TARGE170 单元进行网格划分。预紧力通过预紧力单元法生成^[25],周期性横向力施加在活动板的外圆环面上,由于实际试验的振动频率比较低(<12.5 Hz),因此本文将横向振动假设成准静态过程,该假设也被其他学者采用^[14-16]。其他的边界条件还包括:① 螺栓头部表面全约束;② 活动板底面在 y 和 z 方向约束。为了保证有限元结果的求解精度,本文还对有限元网格进行了密度测试,最终确定有限元网格数量在 160 000 左右。有限元求解过程均在 ANSYS 16.0[®]中进行。

2 预紧力的衰退机理分析

本文构建三种有限元模型并仿真周期性横向振动作用下的预紧力变化过程。模型一:弹性模型,无螺旋升角;模型二:塑性模型,无螺旋升角;模型三:塑性模型,有螺旋升角。材料是 8.8 级的 45 钢,对于弹性的情况,弹性模量和泊松比分别是 206 GPa 和 0.3;对于塑性的情况,采用 CHABOCHE 随动强化模型^[26]模拟材料的塑性行为,模型参数如表 1 所示,其中 σ_y 表示材料的屈服强度。在仿真中,预紧力设为 15 kN,横向力设为 1 350 N(横向力是周期往复的,此处指横向力的最大值),振动周期设为 50 次,接触界面的摩擦因数均设为 0.15。预紧力随振动周期的变化趋势如图 4 所示。在模型一中,没有螺旋升角,内外螺纹之间不可能发生旋转松动,同时由于采用弹性材料,塑性变形也不可能发生,因此,基于之前学者们的研究结论可以推断:在模型一中,预紧力随振动周期的增加应该保持不变。但是图 4 的仿真结果却显示,模型一中的预紧力随振动周期的增加而逐渐下降。这表明除了旋转松动和塑性变形以外,还存在一个未知的原因也能导致

螺纹预紧力衰退, 这个原因并没有被相关学者研究和讨论。

表 1 CHABOCHE 随动强化模型的模型参数

参数	σ_y/MPa	C_1	C_2	C_3	C_4
数值	350	84 000	1 050	13 500	90

图 4 三种模型的预紧力随振动周期的变化趋势

以模型一作为研究对象, 分析上述未知原因的作用机制。在一个完整的振动周期内, 横向力的施加过程如图 5 所示, 时刻 a 表示预紧力刚刚加载完成的初始状态; 时刻 b 和 d 分别表示横向力在 x 正方向和 x 负方向达到最大值; 时刻 c 和 e 表示横向力恢复到 0。提取第一层螺纹牙的接触界面(图 5)在第 1 周期的 a 、 c 和 e 三个时刻, 以及第 50 周期的 e 时刻(这些时刻的横向力均为零)的压强分布, 如图 6a 所示。从图中可以看出, 在振动开始之前, 即预紧力刚刚加载完成时, 接触界面的压强几乎是均匀分布的; 当振动开始以后, 即使横向力再次回到零点, 压强分布和初始状态也不再相同, 本文称之为应力再分布。进一步的分析表明, 随着振动的持续进行, 压强分布的积分结果是逐渐降低的, 这在宏观上表现为预紧力的衰退。压强分布的变化和摩擦力的变化直接相关, 图 6b 是和图 6a 对应的同样界面和时刻的切应力分布, 从该图中可以看出切应力分布随着振动的持续进行而逐渐发生变化。本模型中采用纯弹性材料, 结构是完全轴对称的, 横向力也是周期往复的, 然而摩擦力依然会引入不可逆的

图 5 周期性横向力的施加过程示意图

图 6 第一层螺纹牙的接触界面在不同周期和时刻的压强分布和切应力分布

变化, 这是应力再分布产生的原因。然而, 作者目前还无法建立一个准确的力学模型来从更深层次的机理上解释摩擦力及压强分布的变化过程。但是, 这不妨碍得出结论: 除了塑性变形和内外螺纹间的

旋转松动以外,螺纹接触界面的应力再分布也是导致螺纹预紧力衰退的重要原因。

通过模型一的预紧力衰退曲线可以计算得到应力再分布导致的预紧力衰退大小;在模型二中,预紧力衰退是应力再分布和塑性变形这两种原因共同作用的,因此,模型一和模型二的预紧力衰退曲线的差别反映了塑性变形导致的预紧力衰退大小;在模型三中,预紧力衰退是应力再分布、塑性变形以及内外螺纹间旋转松动这三种原因共同作用的,因此,模型二和模型三的预紧力衰退曲线的差别反映了内外螺纹间的旋转松动导致的预紧力衰退大小。根据图4的预紧力衰退曲线可以计算得到上述三种原因分别对预紧力衰退过程的影响规律,如图7所示。在本算例中,在前几个振动周期(大约5个周期),应力再分布,以及塑性变形导致的预紧力衰退比较显著,随着振动周期的增加,塑性变形不再进一步导致预紧力衰退,应力再分布导致的预紧力衰退也越来越微弱,而旋转松动导致的螺纹预紧力衰退近似是线性的(这里所谓的线性是指:预紧力衰退过程可以近似用一条直线进行拟合),这表明旋转松动可以持续不断地进行。因此,本文提出的三种模型可以清楚地区分出上述三种原因分别导致的预紧力衰退。

图7 三种原因导致的预紧力衰退

3 不同条件下的预紧力衰退过程

本文建立上述三种有限元模型,改变不同的横向力、螺纹面摩擦因数、端面摩擦因数和材料特性,研究在不同条件下,应力再分布、塑性变形以及旋转松动所导致的预紧力衰退过程的规律。如无特殊说明,仿真条件和第2节保持一致。

3.1 横向力的影响

横向力分别设为450 N、900 N、1 350 N和2 025 N,振动周期是50次。在不同的横向力条件下,应力再分布、塑性变形以及旋转松动这三种原因所导

致的预紧力衰退如图8a、8b和8c所示。从图8a可以看出,对于横向力是2 025 N的情况,在初始的5个振动周期内,预紧力有显著衰退,而之后预紧力不再发生明显变化,这说明应力再分布所导致的预紧力衰退不会无限制地持续下去,在若干振动周期后预紧力会达到稳定状态。从图8a还可以看出,横向力越小,预紧力达到稳定状态所需的振动周期越多,即应力再分布发生作用所持续的时间越长。同样地,从图8b可以看出,无论横向力是多大,塑性变形所导致的预紧力衰退仅仅持续不到5个振动周期,之后预紧力不再发生明显变化;而在初始的几个振动周期内,横向力越大,塑性变形导致的预紧力衰退越显著。旋转松动导致的预紧力衰退如图8c所示,可以看出当横向力是450 N时,预紧力几乎

(a) 应力再分布导致的预紧力衰退

(b) 塑性变形导致的预紧力衰退

(c) 旋转松动导致的预紧力衰退

图8 不同的横向力条件下三种原因导致的预紧力衰退

保持不变;当横向力是 900、1 350 和 2 025 N 时,预紧力持续稳定地下降,下降过程是近似线性的,且横向力越大,由于旋转松动导致的预紧力衰退速度越快。因此,当横向力比较小时,旋转松动可能不会发生,横向力增大到某一临界值后,旋转松动才会出现,旋转松动一旦发生,将会持续不断地造成预紧力衰退。

3.2 螺纹面摩擦因数的影响

螺纹面摩擦因数分别设为 0.05、0.10、0.15 和 0.25,周期性横向力设为 1 350 N,振动周期是 50 次。在不同的螺纹面摩擦因数条件下,应力再分布、塑性变形以及旋转松动这三种原因所导致的预紧力衰退如图 9a、9b 和 9c 所示。从图 9a 可以看出,在

(a) 应力再分布导致的预紧力衰退

(b) 塑性变形导致的预紧力衰退

(c) 旋转松动导致的预紧力衰退

图9 不同螺纹面摩擦因数条件下三种原因导致的预紧力衰退

前几个振动周期内,螺纹面摩擦因数越小,由应力再分布所导致的预紧力衰退越显著,随后预紧力的衰减规律基本相似,而且随着振动的持续,预紧力的衰退逐渐减弱,这说明应力再分布所导致的预紧力衰退不会无限制地持续下去,在若干振动周期后预紧力会达到稳定状态。从图 9b 可以看出,无论螺纹面摩擦因数是多大,塑性变形导致的预紧力衰退仅仅持续不到 5 个振动周期,之后预紧力不再发生明显变化;而在初始的几个振动周期内,螺纹面摩擦因数越小,塑性变形导致的预紧力衰退越显著。旋转松动导致的预紧力衰退如图 9c 所示,可以看出,螺纹面摩擦因数越小,由于旋转松动所导致的预紧力衰退速度越快,这是因为螺纹面摩擦因数越小,需要克服的螺纹摩擦力就越小,旋转松动更容易发生。另外,还可以看出,旋转松动导致的预紧力衰退在几个周期之后依然近似是线性的(虽然最初的几个周期下降速率可能偏高)。

3.3 端面摩擦因数的影响

端面摩擦因数分别设为 0.10、0.15、0.20 和 0.30,周期性横向力设为 1 350 N,振动周期是 50 次。在不同的端面摩擦因数条件下,应力再分布、塑性变形以及旋转松动这三种原因导致的预紧力衰退如图 10a、10b 和 10c 所示。从图 10a 可以看出,对于端面摩擦因数为 0.10 的情况,在初始的 5 个振动周期内预紧力有显著衰退,而之后预紧力不再发生明显变化,这说明应力再分布所导致的预紧力衰退不会无限制地持续下去,在若干振动周期后预紧力会达到稳定状态。从图 10a 还可以看出,端面摩擦因数越大,预紧力达到稳定状态所需的振动周期越多,即应力再分布发生作用所持续的时间越长。从图 10b 可以看出,这四条预紧力衰退曲线几乎重合,这表明塑性变形导致的预紧力衰退不受端面摩擦力的影响。旋转松动导致的预紧力衰退如图 10c 所示,可以明显看出,端面摩擦因数越小,由于旋转松动所导致的预紧力衰退速度越快,这是因为端面摩擦因数越小意味着需要克服的端面摩擦力越小,旋转松动更容易发生。另外,还可以看出,旋转松动导致的预紧力衰退整体近似是线性的。

3.4 材料特性的影响

螺纹连接件分别采用 3 种典型的材料,铝合金,铜合金和 45 钢,对应的弹性模量分别是 72 GPa、112 GPa 和 206 GPa,活动板是 45 钢。周期性横向力设为 1 350 N,振动周期是 50 次。在不同的材料特性条件下,应力再分布、塑性变形以及旋转松动这三种原因导致的预紧力衰退如图 11 所示。从图 11a 可以看出,材料的弹性模量越大,应力再分布

导致的预紧力衰退越显著。而且随着振动的持续,预紧力的衰退逐渐减弱,这说明应力再分布所导致的预紧力衰退不会无限地持续下去,在若干振动周期后预紧力会达到稳定状态。图 11b 的结果表明,无论材料的弹性模量是多大,塑性变形所导致的预紧力衰退仅仅持续不到 5 个振动周期,之后预紧力不再发生明显变化;而在初始的几个振动周期内,材料的弹性模量越大,塑性变形所导致的预紧力衰退越显著。旋转松动导致的预紧力衰退如图 11c 所示,可以看出弹性模量越小,由于旋转松动导致的预紧力衰退速度越快。另外,还可以看出,旋转松动导致的预紧力衰退在几个周期之后依然近似是线性的(虽然最初几个周期下降速率可能偏高)。

(a) 应力再分布导致的预紧力衰退

(b) 塑性变形导致的预紧力衰退

(c) 旋转松动导致的预紧力衰退

图 10 不同端面摩擦因数条件下三种原因导致的预紧力衰退

(a) 应力再分布导致的预紧力衰退

(b) 塑性变形导致的预紧力衰退

(c) 旋转松动导致的预紧力衰退

图 11 不同材料特性条件下三种原因导致的预紧力衰退

4 典型预紧力衰退曲线

从图 8~11 可以看出,在振动初期,应力再分布和塑性变形导致的预紧力衰退可能非常显著,且在一定的振动周期内,这两个原因的作用效果将结束。另外,在振动初期,旋转松动也可能导致预紧力衰退。旋转松动是否出现取决于横向力的大小,只有当横向力超过某一临界值时,旋转松动才会发生。旋转松动一旦发生,便可以持续不断地进行,且旋转松动导致的预紧力衰退近似是线性的。此外,根据常识可知,当振动周期足够大时,螺纹连接件有可能由于疲劳而出现裂纹,进而引发结构断裂和预紧力迅速降低。因此,典型的预紧力衰退曲线应

该包括三个阶段,如图 12 所示:在第一阶段,预紧力非线性快速衰退(这里所谓的非线性是指:预紧力衰退过程无法用一条直线进行拟合),这一阶段的预紧力衰退是由三种原因共同作用导致,包括应力再分布、塑性变形和旋转松动;在第二阶段,应力再分布和塑性变形的影响结束,内外螺纹间的旋转松动会导致螺纹预紧力近似呈现线性衰退;在第三阶段,螺纹连接件疲劳断裂,预紧力快速下降。

需要说明的是,如果横向力比较小,旋转松动不发生,那么图 12 中第二阶段的曲线将保持水平状态。如果横向力比较大或者螺纹连接防松性能很差,旋转松动导致的预紧力衰退可能非常显著,那么预紧力在第二阶段就会完全衰退,这样图 12 不会进入第三阶段。另外,如果横向力比较小或者材料的抗疲劳性能非常好,第三阶段有可能观测不到,即在有限的振动周期内无法观测到疲劳断裂。

图 12 典型的螺纹预紧力衰退曲线

5 试验验证

应力再分布、塑性变形和旋转松动三种因素各自对预紧力的影响无法通过试验分别测量,然而三种因素共同作用下的预紧力整体衰退过程是通过试验进行测量的。本文试图通过对预紧力整体衰退过程的测量来验证第 4 节所提典型预紧力衰退曲线(图 12)的正确性。由于该曲线是根据仿真分析的结果推测而得,一旦该曲线被证明是正确的,那么在很大程度上可以说明前面的仿真分析是正确的。本文的试验是基于中国国家标准 GB/T 10431-2008^[26]的横向振动试验,试验装置如图 13a 所示,图 13b 是试验原理图。该试验装置的组成包括偏心轮、活动板、固定板、平面轴承、预紧力测量装置、横向力测量装置和横向位移测量装置。在试验时,螺栓和螺母首先被拧紧到设定的预紧力,偏心轮产生周期性横向位移并施加到移动板上,预紧力测量装置可以实时记录振动过程中的预紧力大

小。试验所用的螺栓和螺母的规格均是 M10×1.5,强度等级 8.8 级,如果特殊说明,螺母和活动板之间没有使用垫片。

(a) 试验装置实物图

(b) 试验装置原理图

图 13 横向振动试验的实物图和原理图

本文通过试验来观测在不同初始预紧力、外载幅值、振动频率以及垫片类型条件下的预紧力衰退曲线。这里需要说明的是:试验时所控制的条件和第 3 部分仿真研究所控制的条件(横向力、端面摩擦因数、螺纹面摩擦因数和材料特性)并不相同。这一方面是由于部分仿真研究所控制的条件(如横向力和摩擦因数)很难在现有的试验条件下得到准确控制,同时部分试验所控制的条件(如振动频率和垫片类型)也很难在仿真模型中得到控制或改变;另一方面,通过仿真和试验分别考虑不同条件的影响,可以得到更多条件下的预紧力衰退曲线,从而更加有说服力地证明:无论外部条件如何变化,也无论采用何种数据获取方法(仿真或试验),图 12 所示的典型预紧力衰退曲线都是正确的。毕竟,试验的目的不是为了定量地验证仿真所得到的某种条件的影响规律是否正确,而是定性地验证预紧力衰退曲线的特征是否具有普适性。

5.1 初始预紧力的影响

在本组试验中,周期性横向位移设为 1 mm,振动频率设为 12.5 Hz。初始预紧力分别设为 10、20 和 30 kN。图 14 是试验前后的试件状态,可以看出螺栓发生了断裂。图 15 是螺纹连接在不同初始预紧

力条件下的预紧力衰退曲线。从图 15 可以看出, 无论初始预紧力多大, 预紧力在开始振动时均会快速下降, 初始预紧力越小, 快速下降程度越大; 然后预紧力将保持一定的衰退速率降低, 这和仿真得到的结论一致。随着振动周期继续增加, 螺栓均会出现疲劳断裂而导致预紧力消失。初始预紧力越小, 螺栓连接将经历更多的振动周期才能疲劳断裂。

图 14 试验前后的试件状态

图 15 普通螺纹连接在不同初始预紧力条件下的预紧力衰退曲线

5.2 外载幅值的影响

在本组试验中, 初始预紧力设为 20 kN, 振动频率设为 12.5 Hz。周期性横向位移分别设为 0.5 mm、1.0 mm 和 1.5 mm。图 16 是螺纹连接在不同外载幅值条件下的预紧力衰退曲线。从图中可以看

图 16 普通螺纹连接在不同外载幅值条件下的预紧力衰退曲线

出, 无论外载幅值(即设定的横向振动位移, 该试验设备无法设定横向力)多大, 预紧力在开始振动时均会快速下降, 然后预紧力将保持一定的衰退速率降低, 横向位移越大(间接反应了横向力越大), 衰退速率也越大, 这和仿真得到的结论一致。随着振动周期继续增加, 螺栓均会出现疲劳断裂而导致预紧力消失。横向位移越小, 螺栓将经历更多的振动周期才会出现疲劳断裂。

5.3 振动频率的影响

在本组试验中, 初始预紧力设为 20 kN, 周期性横向位移设为 1 mm。振动频率分别设为 1.0 Hz、5.0 Hz 和 12.5 Hz。图 17 是螺纹连接在不同振动频率条件下的预紧力衰退曲线。从图中可以看出, 这 3 条预紧力衰退曲线基本保持一样, 可以看出振动频率对预紧力衰退规律基本没有影响。即在开始振动时, 预紧力会快速下降, 然后保持一定的衰退速率降低。随着振动周期继续增加, 螺栓均会出现疲劳断裂而导致预紧力消失。

图 17 普通螺纹连接在不同振动频率条件下的预紧力衰退曲线

5.4 垫片类型的影响

在本组试验中, 初始预紧力设为 20 kN, 周期性横向位移设为 1 mm, 振动频率设为 12.5 Hz。本组试验所得的三条预紧力衰退曲线分别对应无垫片、平垫片以及平垫+弹垫的情况。从图 18 可以看

图 18 普通螺纹连接在不同防松措施条件下的预紧力衰退曲线

出, 无论是否采用垫片或采用何种垫片, 预紧力在开始振动时均会快速下降, 然后将保持一定的衰退速率降低, 这和仿真得到的结论一致。随着振动周期继续增加, 螺栓均会出现疲劳断裂而导致预紧力消失。另外, 还可以看出, 垫片的使用并没有增强螺纹连接的防松性能, 这和其他学者的研究结果一致^[27-28], 但是垫片的使用似乎增强了螺栓的抗疲劳能力。

从上述的试验结果可以看出: 对于不同的预紧力大小、外载幅值、振动频率和垫片类型, 得到的预紧力衰退曲线和图 12 所示的预紧力衰退曲线基本吻合, 验证了所提典型预紧力衰退曲线的正确性。

6 结论

本文建立了三种螺纹连接有限元模型, 研究了横向振动条件下的螺纹预紧力衰退机理。研究结果表明, 除了塑性变形和内外螺纹间的旋转松动以外, 应力再分布也是导致螺纹预紧力衰退的重要原因之一, 本文第一次发现这一原因并对其作用过程进行深入分析和讨论, 并系统研究了在不同横向力、螺纹面摩擦因数、端面摩擦因数和材料特性的条件下, 应力再分布、塑性变形以及内外螺纹间的旋转松动导致的预紧力衰退过程的规律。

根据仿真结果, 本文获得了包含三个阶段的典型的预紧力衰退曲线。在第一阶段, 预紧力非线性快速衰退, 这一阶段的预紧力衰退是由三种因素导致的, 即应力再分布、塑性变形和旋转松动; 在第二阶段, 预紧力线性衰退, 这一阶段的预紧力衰退主要是内外螺纹间的旋转松动导致的; 在第三阶段, 螺纹连接件发生疲劳断裂, 预紧力迅速下降。最后, 本文通过试验验证了该典型预紧力衰退曲线的正确性。

参 考 文 献

- [1] BICKFORD J H. An introduction to design and behavior of bolted joints[M]. New York: Marcel Dekker, 1995.
- [2] GOODIER J N, SWEENEY R J. Loosening by vibration of threaded fastenings[J]. Mechanical Engineering, 1945, 12: 798-802.
- [3] SAUER J A, LEMMON D C, LYNN E K. Bolts: How to prevent their loosening[J]. Machine Design, 1950, 22: 133-139.
- [4] GAMBRELL S C. Why bolts loosen[J]. Machine Design, 1968, 40: 163-167.
- [5] JUNKER G H. New criteria for self-loosening of fasteners under vibration[J]. SAE Transaction 1969, 78: 314-335.
- [6] YAMAMOTO A, KASEI S. A solution for self-loosening mechanism of threaded fasteners under transverse vibration[J]. Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering, 1984, 18: 261-266.
- [7] DAADBIN A, CHOW Y M. A theoretical model to study thread loosening[J]. Mechanical Machine Theory, 1992, 27: 69-74.
- [8] ZADOKS R I, YU X. An investigation of the self-loosening behavior of bolts under transverse vibration[J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 208: 189-209.
- [9] SAKAI T. The friction coefficient of fasteners[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 1978, 21: 333-340.
- [10] SAKAI T. Investigation of bolt loosening mechanisms[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 1978, 21: 1385-1394.
- [11] NASSAR S A, YANG X. A mathematical model for vibration-induced loosening of preloaded threaded fasteners[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2011, 131(2): 021009.
- [12] 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: 585-602.
- [13] PAI N G, HESS D P. Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load[J]. Engineering Failure Analysis, 2002, 9: 383-402.
- [14] 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: 604-615.
- [15] IZUMI S, KIMURA M, SAKAI S. Small loosening of bolt-nut fastener due to micro bearing-surface slip: a finite element method study[J]. Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, 2007, 1(11): 1374-1384.
- [16] DINGER G, FRIEDRICH C. Avoiding self-loosening failure of bolted joints with numerical assessment of local contact state[J]. Engineering Failure Analysis, 2011, 18: 2188-2200.
- [17] GONG H, LIU J. Some factors affecting loosening failure of bolted joints under vibration using finite element analysis[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232(21): 3942-3953.
- [18] JIANG Y, ZHANG M, PARK T W, et al. An experimental investigation on self-loosening of bolted joints[C]//

- ASME Pressure Vessel and Piping Conference, 2003, 457: 17-22.
- [19] JIANG Y, ZHANG M, LEE C H. A study of early stage self-loosening of bolted joints[J]. Journal of Mechanical Design, 2003, 125: 518-526.
- [20] JIANG Y, ZHANG M, LEE C H. Finite element modeling of self-loosening of bolted joints[J]. Journal of Mechanical Design, 2007, 129: 218-226.
- [21] 侯世远, 廖日东. 塑性变形演化对螺纹联接松动的影响研究[J]. 北京理工大学学报, 2015, 35(9): 924-930.
- HOU Shiyuan, LIAO Riding. Influence of ratcheting on self-loosening of bolted joints[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2015, 35(9): 924-930.
- [22] 机械科学研究总院. GB/T 5782-2016. 六角头螺栓[S]. 北京: 中国标准出版社, 2016.
- General Institute of Mechanical Science. GB/T 5782-2016. Hex head bolts [S]. Beijing: China Standard Press, 2016.
- [23] 机械科学研究总院. GB/T 41-2000. 六角螺母 C 级[S]. 北京: 中国标准出版社, 2000.
- General Institute of Mechanical Science. GB/T 41-2000. Hex nuts grade C[S]. Beijing: China Standard Press, 2000.
- [24] FUKUOKA T, NOMURA M. Proposition of helical thread modeling with accurate geometry and finite element analysis[J]. Journal of Pressure Vessel Technology-T ASME, 2008, 130: 011204.
- [25] ZHU L, HONG J, YANG G, et al. The slippage analysis at bearing surface of bolted joints due to cyclic transverse loads[C]//ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition Proceedings, 2012: 685-690.
- [26] 中国机械工业联合会. 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.
- China Machinery Industry Federation. GB/T 10431-2008. Test method for transverse vibration of fasteners [S]. Beijing: China Standard Press, 2008.
- [27] IZUMI S, YOKOYAMA T, KIMURA M, et al. Loosening-resistance evaluation of double-nut tightening method and spring washer by three-dimensional finite element analysis[J]. Engineering Failure Analysis, 2011, 18: 1510-1519.
- [28] YOKOYAMA T, IZUMI S, SAKAI S. Loosening resistance evaluation of double-nut tightening method, spring washers, and conical spring washers finite element study[C]//ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, 2008: 61345.

作者简介: 巩浩, 男, 1992 年出生, 博士研究生。主要研究方向为高可靠性装配技术。

E-mail: gongh0220@163.com

丁晓宇(通信作者), 男, 1984 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为接触力学、结构动力学、复杂结构精密装配理论与技术。

E-mail: xiaoyu.ding@bit.edu.cn