DOI: 10.3901/JME.2021.17.132

螺距误差下的螺纹副应力分布及其对装配预紧力的影响研究*

张伟¹ 刘阳¹ 侯博文¹ 陈德安¹ 孙伟¹ 韩啸²

(1. 大连理工大学机械工程学院 大连 116024;

2. 大连理工大学工程力学系 大连 116024)

摘要: 螺栓连接结构中的螺纹副和端面接触应力分布规律对装配预紧力以及连接可靠性起着关键的作用, 螺纹加工过程中所产生的螺距误差使理想条件下的接触应力发生变化, 其导致的螺牙啮合顺序变化不仅会影响螺纹副的应力分布还会对端面的应力分布产生影响, 使螺栓拧紧过程中的扭矩与预紧力关系也随之发生变化。针对上述现象, 以 M10 螺栓连接为例, 建立了考虑螺距误差下的螺牙啮合理论模型, 揭示了应力重分布的产生机理; 建立了全参数化的螺栓拧紧过程三维有限元模型, 分析了不同的螺距误差分布模式对螺纹副应力、端面应力以及螺栓装配预紧力的影响规律, 并通过对内外螺距的选配实现了螺纹副应力均匀分布。最后, 通过单螺栓拧紧实验建立了螺距误差与螺纹摩擦扭矩、端面摩擦扭矩以及螺栓预紧力的关联关系, 验证了仿真模型以及上述理论的准确性。

关键词: 螺距误差; 螺纹副; 应力分布; 预紧力

中图分类号: TH122

Effect of Pitch Difference on Stress Distribution of Thread Pair and Preload

ZHANG Wei¹ LIU Yang¹ HOU Bowen¹ CHEN Dean¹ SUN Wei¹ HAN Xiao²

(1. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024;

2. Department of Engineering Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116024)

Abstract: The contact stress distribution law of the thread pair and the bearing surface in the bolt connection structure plays a key role in the assembly preload and connection reliability. The thread pitch difference generated during the threading process changes the contact stress under ideal conditions. The resulting change in thread engagement sequence will not only affect the stress distribution of the thread pair but also the stress distribution of the bearing surface, so that the relationship between the torque and the preload during the bolt tightening process will also change. Aiming at the above phenomenon, taking M10 bolt connection as an example, the theoretical model of screw thread engagement under the pitch difference is established, and the mechanism of stress redistribution is revealed. A fully parameterized three-dimensional finite element model of the bolt tightening process is established, and different The influence of the thread pitch difference distribution pattern on the thread pair stress, bearing surface stress and bolt assembly preload, and through the selection of internal and external thread pitches, the thread pair stress is evenly distributed. Finally, through the single bolt tightening experiment, the relationship between the pitch difference and the thread friction torque, bearing friction torque and bolt preload is established, and the accuracy of the simulation model and the above theory is verified.

Key words: pitch difference; thread pair; stress distribution; preload

* 国家自然科学基金(52075077)、航空动力装备振动及控制教育部重点实验室(东北大学)开放项目(VCAME202005)、辽宁省自然科学基金(20180551006)、国家科技重大专项(2017-VII-0010-0105)资助项目。
20200919 收到初稿, 20210218 收到修改稿

0 前言

螺纹连接副作为一种可重复拆卸的连接结构被广泛的应用在航空发动机、火箭壳体、工程机械等重大装备中,其在服役阶段往往承受着冲击载荷、交变应力、高温高压等极为恶劣的工况。螺纹连接副在使用中需要通过螺纹副的啮合过程产生预紧力,使被连接件产生夹紧作用,在连接结构中对机械的性能和可靠性有着至关重要的作用。影响其疲劳性能的因素主要有两方面,一方面,足够高的预紧力能够使被连接件可靠贴合,减少外载给螺栓带来的应力幅;在一些精密装配应用中,例如某型号高功率激光系统中大型光机组件中,当预紧力仅改变 1 N 时,400 毫米级的反射镜变形的面形峰谷值可达 2 nm,而对于精密光学系统通常要求小于 63 nm,因此,即使预紧力有百分之几的误差时,也可能导致设备性能发生相当大的变化^[1]。另一方面,螺纹副的应力分布尽量平均,使螺牙能够均匀地承载应力幅。例如一种改变了螺纹轮廓的高性能设计螺栓 (Critical design for fracture, CD)明显地改善了应力分布不均匀的现象,与传统螺栓相比,CD 螺栓的极限疲劳强度大约增加了一倍^[2]。然而,在装配过程中,螺纹副的啮合过程使得螺纹副应力是由第一个啮合的螺牙到最后啮合的螺牙逐渐形成的,螺距误差使得这种啮合过程变得不确定,会对最终的应力分布产生影响;同时螺牙应力分布形式的改变,也使得摩擦半径发生变化,进而对最终预紧力产生影响。所以为了提高连接结构的可靠性,研究螺距对螺纹副应力分布的影响以及对最终预紧力的影响有着重要的工程意义。

根据螺纹副的几何结构与力学关系,在理想情况下,螺栓的拧紧扭矩和预紧力满足一个确定的力学方程,称为扭矩-预紧力关系方程。MOTOSH^[3]将输入扭矩分为三个扭矩分量:螺纹摩擦扭矩,端面摩擦扭矩和紧固扭矩,并认为只有紧固扭矩可以产生预紧力。螺栓预紧力的分散主要是由两个摩擦扭矩的不确定性引起的,这需要由有效摩擦半径和相应的摩擦因数来确定。根据 WETTSTEIN 等^[4]的研究中列举的因素,在螺纹紧固件中能够对摩擦因数的产生影响的参数可达 30~40 个,所以其认为理论计算精确度有限。NASSAR 等^[5]通过试验研究了不同尺度表面粗糙度水平下,不同的接触表面材料,不同的螺纹参数下扭矩-预紧力转化关系的变化规律。试验结果表明,接触应力大小对摩擦因数的影

响较大;而螺栓连接的接触面应力分布很复杂,并不是均匀的。龙旦凤等^[6]通过有限元数值分析了普通三角形螺纹螺栓-螺母副在轴向力作用下的应力分布规律,发现越靠近端面,螺纹轴向应力越大;RANJAN 等^[7]则发现螺纹副在切向方向,直径越大,应力越大。PIRMORADIAN 等^[8]通过光弹冻结试验验证了上述的螺纹副非均匀分布现象。以往的模型都是在螺纹连接接触面应力均匀分布下进行研究,但是应力分布不均会改变摩擦半径计算方式,从而影响扭矩-预紧力关系。在摩擦半径的计算研究方面,GONG 等^[9]提出了基于均布及线性两种不同的接触压力分布形式的摩擦半径积分方法,并进行了试验,通过与传统扭矩-预紧力公式计算方法相比,预测精度有重大提升;朱林波等^[10]通过接触力学的方法,提出了基于完全接触和退让接触两种压力分布形式下摩擦半径积分方法,并通过有限元仿真分析对比发现,该模型比之前的模型进一步提升了精度。螺纹副的应力集中问题一方面会使螺纹在交变载荷下具有较高的应力幅,另一方面会改变有效摩擦半径,从而造成预紧力误差,进一步影响拧紧精度,导致由于最终预紧力不足或过大从而影响螺栓的疲劳或松脱性能。CHEN 等^[11]通过疲劳试验发现螺距误差会改变螺纹副的应力分布,从而明显影响螺栓的疲劳性能。NODA 等^[12]通过进一步研究发现随着螺距误差的增大,螺栓疲劳性能上升,但是过大的螺距误差会再次使疲劳性能下降,而且不同的螺栓型号有不同的合适的螺距误差区间。由于制造误差的具体情况无法得知,大多通过保持除螺距外其他参数不变的方式进行研究。LIU 等^[13]在对螺距误差进行研究时,假设螺母螺距等于或略大于螺栓螺距,考虑了四种规模的螺距误差,并且设置相同的中径间隙。现有的研究内容对装配过程中螺纹副应力分布的产生机理做了明确阐述,提出了应力分布的非均匀模型,但制造误差使得螺纹副的接触特性发生变化,其对应力的分布的影响尚没有明确结论;现有研究内容对螺栓预紧力的形成机理做了明确阐述,通过对接触应力的积分建立了摩擦扭矩的计算方法,但制造误差下接触应力分布的变化会使得摩擦扭矩发生变化,需要进一步的研究。

综上所述,如何将螺距误差引入螺纹副应力分布模型中,分析不同的螺距误差对螺纹副应力以及对端面应力的影响规律,从而建立考虑螺距误差的螺栓连接结构装配过程三维有限元模型,分析螺距误差与螺纹副应力、端面应力、以及最终预紧力的关联关系具有重要的理论意义和工程价值。

1 螺距误差下螺纹应力分布状态与啮合机理

1.1 螺距误差下的螺纹副应力分布原理

螺纹副的滚丝工艺会因为模具磨损等原因产生制造误差, 导致螺纹副中相邻螺牙之间的距离随机分布, 产生螺距误差。这种螺距误差使得不同位置处的内外螺纹相对位置发生变化, 从而改变螺纹副的初始啮合位置, 如图 1a 右图所示; 理想条件下的螺纹副在初始状态下各处的螺牙都是紧密啮合的, 如图 1a 左图所示。带有螺距误差的螺纹副只有第一级螺牙是正常啮合的, 其他位置的内外螺牙还处于分离状态。如图 1c 所示, 在理想啮合条件下进行拧紧, 各级螺牙同时啮合其应力从下到上逐渐减小。在螺距误差下进行拧紧时, 第一级螺牙啮合后其他位置的螺牙并没有同时啮合, 而是随着第一级螺牙变形后才逐渐啮合, 使螺纹副接触应力下移, 即应力向靠近端面方向集中, 并且螺距误差同时也改变了端面的应力分布状态, 在摩擦系数保持稳定的状态下, 表现为摩擦半径的变化。

图 1 螺距误差对螺纹啮合状态及螺栓应力分布影响示意图

1.2 内外螺纹螺距误差相同时的螺纹啮合机理

螺纹螺距决定了螺纹各圈螺牙轴向间距, 以连

续的螺旋螺纹角度看, 螺距决定螺纹线的升角。而传统观点认为螺纹接触是各圈内外螺纹同时扣合进而产生预紧力; 同样以连续的螺旋螺纹角度看, 等效为内外螺纹的展开斜面平行。在这种情况下, 螺纹各圈螺纹如果有一圈啮合, 其他螺纹就同时处于啮合状态, 如图 1b 所示为内外螺纹螺距相等时的啮合状态。

当螺纹的螺距在加工误差为 ΔP 时, 内外螺纹的实际螺距为 $P_m = P_0 + \Delta P_m$ 和 $P_{ex} = P_0 + \Delta P_{ex}$ 。如果恰巧内外螺纹螺距的误差量相等, 即 $\Delta P_m = \Delta P_{ex} = \Delta P$, 则内外螺纹的展开斜面依然保持平行。接下来分析内螺距误差相等时拧紧公式的变化以及其对扭矩-预紧力的影响过程。

基于理想节点下扭矩-预紧力的 MOTOSH 公式

$$T_{in} = T_p + T_f + T_b = F \times \left(\frac{P}{2\pi} + \frac{\mu_t r_t}{\cos \beta} + \mu_b r_b \right) \quad (1)$$

式中, T_{in} 为输入扭矩; T_p 为螺纹摩擦扭矩; T_b 为端面摩擦扭矩; F 为预紧力; β 为牙型半角或牙侧角; μ_t 、 μ_b 为螺纹、端面的摩擦因数; r_t 、 r_b 为螺纹、端面的等效摩擦半径。

由于 MOTOSH 的经典扭矩公式没有考虑螺纹升角对螺纹摩擦扭矩的影响, 所以螺距误差只会对螺纹紧固扭矩产生影响, 然而内外螺纹螺距误差相等时, 螺距误差不影响螺纹径向摩擦半径, 最终会明显低估螺距误差对拧紧过程的影响。所以, 内外螺纹螺距误差相等时, 为了更精确地衡量螺距误差的影响, 采用 NASSAR^[14] 的考虑螺纹三维牙型结构的拧紧方程, 该方程考虑了螺距螺纹升角 α_p 对螺纹摩擦扭矩的影响。NASSAR 的拧紧方程为

$$T_{in} = F \left[r_t \left(\frac{\tan \alpha_p + \mu_t \sec \beta}{1 - \mu_t \sec \beta \tan \alpha_p} \right) + \mu_b r_b \right] \quad (2)$$

螺距误差 $\Delta P_m = \Delta P_{ex} = \Delta P$ 时螺纹升角 α_p 为

$$\alpha_p = \arctan \frac{P_0 + \Delta P}{2\pi r_t} \quad (3)$$

则螺距误差下的扭矩方程为

$$T_{in} = F \left[r_t \left(\frac{\frac{P_0 + \Delta P}{2\pi r_t} + \mu_t \sec \beta}{1 - \mu_t \sec \beta \frac{P_0 + \Delta P}{2\pi r_t}} \right) + \mu_b r_b \right] \quad (4)$$

由此可得预紧力误差

$$\Delta F = T_{in} \left[\left[r_i \left(\frac{\frac{P_0 + \Delta P}{2\pi r_i} + \mu_i \sec \beta}{1 - \mu_i \sec \beta \frac{P_0 + \Delta P}{2\pi r_i}} \right) + \mu_b r_b \right]^{-1} - \left[r_i \left(\frac{\frac{P_0}{2\pi r_i} + \mu_i \sec \beta}{1 - \mu_i \sec \beta \frac{P_0}{2\pi r_i}} \right) + \mu_b r_b \right]^{-1} \right] \quad (5)$$

当 $T_{in}=70 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时, M10×1.5 螺纹的螺距公差范围为 $\Delta P = 20 \mu\text{m}$, 将此公差代入式(5)可得, $\Delta F = 34\,655 \text{ N} - 34\,598 \text{ N} = 57 \text{ N}$, 误差率约为 0.16%。说明内外螺距误差相等时, 螺距误差对预紧力的影响有限, 但实际上在工程实践以及有限元仿真分析中, 测试到的由于螺距误差导致的预紧力误差远远大于这个结果。由于内外螺纹的螺距的公差带并不关联, 所以在紧固件制造中, 极大概率的情况是内外螺距不等, 这种情况对于预紧力误差的影响更为显著。

1.3 内外螺纹螺距误差不同时的螺纹啮合机理

当内外螺纹的螺距误差 $\Delta P_{in} \neq \Delta P_{ex}$ 时, 即内外螺纹螺距不同时, 螺牙的啮合机理发生变化, 各圈对应的内外螺牙相对位置关系也发生变化。螺纹副的啮合过程会变得复杂, 而且会随着拧紧过程中螺纹接触状态的不同, 变成几何非线性的拧紧过程, 从而导致螺母的应力重分布, 然后进一步改变螺母端面的接触应力分布以及等效摩擦半径。螺距误差的影响程度只与内外螺距误差的大小有关, 即 $\Delta P_{in} - \Delta P_{ex}$ 或 $\Delta P_{ex} - \Delta P_{in}$, 因此将所有内外螺距误差不同的状况归为两种。

(1) 内螺距误差: 如图 2a 所示, 在此取外螺纹螺距为标准值 P_{ex} 同时内螺纹螺距取正误差 $P_0 + \Delta P_{in}$;

(2) 外螺距误差: 如图 2b 所示, 在此取内螺纹螺距为标准值 P_{in} 同时外螺纹螺距取正误差 $P_0 + \Delta P_{ex}$ 。

为了研究螺距误差对啮合状态的影响, 首先确定螺纹初始接触状态下第一圈啮合的螺纹位置, 然后确定其他螺纹的相对位置关系, 最后研究拧紧过程中第 1~ n 对内外螺纹的相对位置关系以及接触状态。故需要先定义几个矢量。

(1) 内外螺纹的间隙方向。内外螺纹中径为间隙配合, 所以螺牙之间不啮合的一侧会产生间隙。如第 1 圈螺纹扣合的一面为外螺纹 1 的下牙面和内螺纹 1 的上牙面, 而外螺纹 1 上牙面与内螺纹 2 的下牙面之间存在一个间隙, 此间隙相对外螺纹的方向为前方向, 图中用向上小箭头表示; 间隙相对内螺纹所处的方向为后方向, 图中用向下小箭头表示。显然内外螺纹的间隙方向与内外螺距误差的相对大

小无关, 为其自身决定的固定方向。

(2) 螺距相对基线的误差方向。在内螺距误差或外螺距误差下, 先定义第 1 圈螺纹或第 n 圈螺纹为拧紧初始状态下啮合的一圈螺纹, 即可推算出其他各圈螺纹的相对位置关系。以初始啮合的那一圈螺纹处为初始啮合基线, 内螺纹或外螺纹的误差方向为“螺距相对基线的误差方向”。

从图 2a 中可以看到, 内螺距间隙方向与内螺纹相对基线误差方向相同, 各圈螺纹可以啮合, 满足拧紧初始状态要求, 在内螺距误差下, 初始啮合为靠近螺母顶端的最后一圈螺纹。同样从图 2b 可以看到, 外螺距间隙方向与外螺纹相对基线误差方向相同, 螺纹啮合可以啮合, 满足拧紧初始状态要求, 在外螺距误差下, 初始啮合为靠近螺母端面的第一圈螺纹。

图 2 内外螺距误差下的初始啮合状态

1.4 螺距误差下螺纹副应力分布

图 3a 所示为受轴向力 F 作用的螺纹连接, 以螺母上面为坐标原点, 将螺纹各牙上承受的力简化为集中力, $F(x)$ 为 x 位置处外螺纹垂直截面所受上轴向力, 以外螺纹为研究对象, 有

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + \cdots + F_n = \sum_{i=1}^n F_i \quad (6)$$

式中, n 为有效螺纹牙数; F_n 为第 n 牙螺纹所受力。

如果取

$$q(x) = \frac{dF(x)}{dx} \quad (7)$$

那么

$$F = \int_0^L q(x) dx \quad (8)$$

式中, L 为有效啮合长度。

分布在某一螺纹牙上的轴向力为

$$F_p = \int_x^{x+p} q(x) dx \quad (9)$$

$q(x)$ 是一个关于 x 的双曲函数^[16]

$$q(x) = \frac{F \sinh(\lambda x)}{\sinh(\lambda L)} \quad (10)$$

其中 λ 是关于螺栓螺母本身的一个常参数^[17]

$$\lambda = \sqrt{\frac{\frac{1}{A_b E_b} + \frac{1}{A_n E_n}}{\left(\frac{k_b}{E_b} + \frac{k_n}{E_n}\right) \tan \alpha_p}} \quad (11)$$

式中, E_b 、 E_n 为内、外螺纹的弹性模量; A_b 、 A_n 为内、外螺纹在 x 处的横截面积; k_b 、 k_n 为无量纲系数, 与螺牙几何参数相关。

$q(x)$ 的分布曲线如图 3b 所示, 随着 x 的增大, $q(x)$ 的值加速增大, 而由式(9)可知, 各环螺纹所受载荷等于一个螺距与 $q(x)$ 所围面积, 因此, 远离端面的后 4 环螺纹受力接近, 而靠近端面的前几环螺纹受力更大, 而螺距误差的变化使螺纹副啮合位置改变, 从而使 λ 的取值也发生变化, 进而加剧或者减弱各级螺纹受力不均的问题, 也就是螺距误差会改变螺纹的应力分布。

图 3 螺纹轴向载荷分布理论模型

如图 4a 所示, 在内螺距误差下, 初始状态下只有第 n 圈螺纹处于接触状态, 其余各圈螺纹处于未啮合状态。在螺纹的拧紧过程中, 第 n 圈啮合螺纹开始受到挤压并变形, 第 $n-1$ 圈螺纹会开始逐渐接触。以此类推, 由上到下所有螺纹随着预紧力的增大会依次接触。各圈螺纹的接触应力分布向上扩散。有效啮合截面上移, 螺母应力锥远离螺母端面, 端面接触应力分布向外扩散, 端面摩擦半径 r_b 增大, 根据式(1), 从而使得单位拧紧扭矩转化

的预紧力降低。

如图 4b 所示, 在外螺距误差下, 在拧紧的初始状态下, 只有第 1 圈螺纹处于接触状态, 其余各圈螺纹均存在间隙而处于未啮合状态。但在螺栓的拧紧过程中, 第 1 圈啮合螺纹开始受到挤压并变形, 第 2 圈螺纹会开始逐渐接触。以此类推, 随着预紧力的增大, 由下到上所有螺纹会依次接触。各圈螺纹的接触应力分布会向下集中。有效啮合截面下移, 螺母应力锥向螺母端面靠近, 端面接触应力分布向内集中, 端面摩擦半径 r_b 减小, 根据式(1), 从而使得单位拧紧扭矩转化的预紧力增大。

综上所述, 内螺距误差会使螺母应力锥上移, 端面接触应力外移, 造成端面摩擦半径增大, 最终导致拧紧预紧力减小。而外螺距误差会使螺母应力锥下移, 端面接触应力内移, 造成端面摩擦半径减小, 最终导致拧紧预紧力提高; 即螺距误差一定会影响螺栓的拧紧精度, 改变预紧力的离散度。

图 4 螺距误差对接触应力分布的影响

2 螺距误差下的装配过程有限元分析

2.1 参数化有限元模型的建立

利用有限元分析软件 ANSYS Workbench 中的静态结构分析模块对螺栓节点在内外螺距误差下的拧紧过程进行仿真模拟, 分析螺纹副以及端面接触应力的重新分布现象, 总结螺距误差对最终预紧力的影响规律。

由上文分析可知, 只有在内外螺纹误差不等时, 拧紧过程是几何非线性的。有限元分析采用的求解器是 Mechanical APDL 的预处理共轭梯度求解器。如图 5 所示, 建立由 M10×1.5 的螺栓和螺母所组成三维有限元模型, 并将被连接件简化为圆环柱体, 将六角头螺母的外表面简化为圆柱面。在被连接件的下表面施加固定约束。将螺栓头的表面与固定表面相连, 并采用施加在螺栓相应截面上的固定约束来简化螺栓头。

螺距误差下的初始接触状态按照图 5 设置, 将 12.9 级紧固件用结构钢材料特性(弹性模量 210 GPa, 泊松比 0.3, 屈服强度 950 MPa, 切线模

量 95 GPa 双线性各向同性硬化弹塑性模型)赋予螺栓和螺母。将 45 钢的弹塑性材料属性赋予被连接件, 包括弹性模量 210 GPa、泊松比 0.3、屈服强度 450 MPa, 切线模量 45 GPa 双线性各向同性硬化弹塑性模型。

图 5 螺栓拧紧有限元模型

在接触设置中, 螺纹接触副由外螺纹下表面和内螺纹上表面组成, 端面接触副由螺母下表面以及被连接件的表面组成。端面和螺纹的接触设置为允许分离和摩擦滑动的单侧非线性接触模型。将仿真中的摩擦系数定为 0.15, 因为此常数由试验测定所得。由于属于非线性计算模型, 故加载方式采用 MPC184 单元法将扭矩顺时针施加在螺母外表面上。

根据国标 GB-T 196-2003、GB-T 191-2003 和

GB/T 3103.1 文件规定, 外螺距极限误差为 $\Delta P = 17.3 \mu\text{m}$, 此模型中使用 7 圈螺纹的螺母, 累积螺距误差为 $121 \mu\text{m}$ 。国标规定的最大内外螺纹中径误差为 $d_{2in} - d_{2ex} = 200 \mu\text{m}$, 此时等效螺纹轴向间隙 $\tan \beta (d_{2in} - d_{2ex}) = 115 \mu\text{m}$, 小于累积螺距误差, 会产生拧紧初始干涉, 因此所有螺距误差均取 $\Delta P = 15 \mu\text{m}$, 对应中径间隙取 $d_{2in} - d_{2ex} = 200 \mu\text{m}$, 在此情况下累积螺距误差为 $105 \mu\text{m}$, 不会产生干涉。

2.2 仿真分析结果

在每组仿真模型中截取预紧力达到 30 000 N 的时刻, 提取不同螺距误差下螺栓节点应力分布如图 6 所示, 并提取每个应力云图取螺栓节点截面右半面, 对数据处理后获得各圈螺纹副和螺母端面的接触应力分布, 图 6 右图中黑色柱状图为接触面的径向接触压强, “螺纹圈数”表示从最接近螺母端面的第 1 圈螺纹和最远离螺母端面的第 7 圈螺纹, “螺纹接触点径向坐标”坐标轴的初始方向为螺栓的中心轴线, “螺纹接触压强”坐标线上的各点为同一圈螺纹上从牙顶到牙根不同径向坐标点的接触压强。图 6 左下图的黑色柱状图为螺母端面的径向接触压强, 各点表示从螺母内圈到螺母外圈各点径向坐标的变化。图中点划线是螺纹副及螺母端面的等效摩擦半径, 是由仿真模型的接触应力进行离散积分获得的。

图 6 接触应力曲线和节点应力云图的后处理输出

将相同参数下无螺距误差节点以及存在 0.015 mm 内螺距误差的节点拧紧过程的相关曲线对比如图 7 所示。图 7a 为 $T_{in}-F$ 曲线图, 可见两种节点拧紧过程都处于线性区间, 而在相同的输入扭矩下, 螺距误差节点的预紧力都小于无误差节点, 由于两种节点的摩擦系数相同, 所以螺距误差节点改变了等效摩擦半径, 而且随着输入扭矩的增大, 相差的预紧力线性增大, 并且摩擦

系数在拧紧过程中保持不变, 说明由于螺距误差而变化了的等效摩擦半径在拧紧过程中稳定不变。根据 MOTOSH 公式, $T_{in}-F$ 为线性关系的条件是所有预紧力与分解扭矩的关系都为线性关系, 因此导致两种节点 $T_{in}-F$ 预紧力波动的成因来自螺纹摩擦扭矩分量和端面摩擦扭矩分量的变化。如图 7b 所示, 内螺距误差主要使端面等效摩擦半径增大, 从而导致预紧力下降, 而由于误差

造成的螺距增大还是减小以及变化速度对与拧紧过程的影响还需要做进一步的定量分析。如图7c为拧紧过程中的 $F-T_t$ 曲线,其中 T_t 为螺纹副传递的总扭矩,由图可知无螺距误差节点与螺距误差节点的 $F-T_t$ 曲线重合度很高,说明螺距误差对螺纹副等效摩擦半径的影响很小,由此认为螺纹摩擦扭矩分量的变化不是导致螺距误差节点产生预紧力误差的原因。如图7d为拧紧过程中的 $F-T_b$

曲线,结果显示,与图7a类似,在相同的预紧力下,螺距误差节点的端面摩擦扭矩大于无误差节点,而且随着预紧力的增大,相差的端面摩擦扭矩线性增大,说明相同输入扭矩下,螺距误差节点使端面等效摩擦半径增大,需要克服的端面摩擦扭矩分量增大,而需要克服的螺纹摩擦扭矩分量不变,导致能够产生有效预紧力的螺距分量减小,最终导致预紧力减小。

图7 螺距误差下的等效摩擦半径,拧紧预紧力和拧紧曲线

3 螺距误差对拧紧过程的影响规律

3.1 内螺距误差对接触应力影响分析

取内螺纹螺距 $P_{in}(1.5 \text{ mm} \sim 1.515 \text{ mm})$ 为自变量,其他参数取常量: $d_{2ex} = 9.2 \text{ mm}$, $d_{2in} = 9.4 \text{ mm}$, $l_g = 30 \text{ mm}$,拧紧加载仍为扭矩加载,输入扭矩 $T_{in} = 70 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。截取预紧力达到 30 000 N 的时刻,提取不同内螺距误差下螺栓节点应力分布如图8所示。计算得各圈螺纹副和螺母端面的径向接触应力分布如图9所示。

由图8的应力云图可分析出接触应力的分布规

律,即,在无螺距误差的情况下,螺纹副啮合区域的应力集中在下部,有效啮合截面接近螺母端面,所以螺母的压力锥靠近螺母端面,从而使被连接件与螺母接触附近区域的应力向内集中。在内螺距误差的情况下,螺纹初始啮合位置在第7圈螺牙处,然后其他各圈螺牙随着预紧力的增大以及螺牙变形逐渐接触。所以螺纹副应力集中在初始啮合的第7圈螺牙处,有效啮合截面上移,螺母的压力锥也随之上移,端面应力集中区域由螺母内环逐渐转向螺母外环,最终导致被连接件的接触应力集中区域外扩。由靠近螺孔的位置逐渐外扩值螺母外圆交接处。

图 8 内螺距误差对螺栓节点应力分布的影响(MPa)

如图 9 所示, 在无螺距误差的情况下, 螺纹接触应力在轴向第 1 圈集中, 端面接触应力向内圈集中。螺母端面的接触应力靠近螺母内环处较大, 而靠近螺母外环处的接触应力较小, 所以端面等效摩擦半径比实际接触环面中线小。而在内螺距误差情况下, 随着误差的增大, 从整体的角度看, 各圈螺牙接触应力由集中在第 1 圈螺牙,

到整体应力较为均匀再到向第 7 圈螺牙集中, 甚至在较大的螺距误差情况下, 出现了前几圈螺牙并未接触的情况, 但是对于螺纹等效摩擦半径的影响较小。同时, 端面接触应力先是在螺母内环集中到内外相对均匀分布再到向外扩散, 并且可以明显观察到端面等效摩擦半径随着螺距误差的增大而不断增大。

图 9 内螺距误差对螺纹副和螺母端面接触应力分布的影响

3.2 外螺距误差对接触应力影响分析

同第 3.1 节, 取外螺纹螺距 P_{ex} (1.5 mm ~

1.515 mm) 为自变量, 其他参数取常量: $d_{2ex} = 9.2$ mm, $d_{2in} = 9.4$ mm, $l_g = 30$ mm, 拧紧加载

仍为扭矩加载, 输入扭矩 $T_{in}=70 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

由图 10 的应力云图可分析出, 在外螺距误差的情况下, 螺纹初始啮合位置在第 1 圈螺牙处, 然后其他各圈螺牙随着预紧力的增大以及螺牙变形逐渐接触。所以螺纹副应力集中在初始啮

合的第 1 圈螺牙处, 使本就已近处于靠近端面位置的有效啮合截面继续下移, 螺母的压力锥也随之下移, 端面应力集中区域更加向螺母内环靠近, 最终导致被连接件的接触应力集中区域继续内移。

图 10 外螺距误差对螺栓节点应力分布的影响(MPa)

如图 11 所示, 在无螺距误差的情况下, 第 1 圈啮合螺纹的接触应力最大, 从第 1 圈到第 7 圈的

图 11 外螺距误差对螺纹副和螺母端面接触应力分布的影响

螺纹接触应力逐渐减小。螺母端面的接触应力靠近螺母内环处较大, 而靠近螺母外环处的接触应力较小, 所以端面等效摩擦半径比实际接触环面中线小。而在外螺距误差情况下, 随着误差的增大, 第 1 圈螺牙的接触应力继续增大, 第 7 圈螺牙接触应力继续减小, 螺纹副应力集中现象更加明显, 但是对于螺纹等效摩擦半径的影响较小。同时, 端面接触应力继续向螺母内环处集中, 并且可以明显观察到端面等效摩擦半径随着螺距误差的增大而不断减小。

3.3 螺距误差对拧紧精度的影响

在上述每组拧紧仿真中完全加载拧紧扭矩 $T_{in}=70 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时刻的预紧力, 并对螺纹副和端面等效摩擦半径 r_t 和 r_b 的变化率进行计算, 然后绘制了拧紧过程中输入扭矩 T_{in} 与预紧力 F 的关系曲线图, 螺纹扭矩 T_t 和端面摩擦扭矩 T_b 与预紧力 F 关系的曲线图、摩擦半径变化与螺纹螺距的关系曲线图。

图 12 内螺距误差下的等效摩擦半径, 拧紧预紧力和拧紧曲线

如图 13 所示为外螺距误差情况下的拧紧曲线。从图 13b 中的摩擦半径变化率上分析, 随着外螺距误差的增加, 端面摩擦半径明显下降, 虽然螺纹摩擦半径稍有变化但相对于端面摩擦半径

如图 12 所示为内螺距误差情况下的拧紧曲线。从图 12b 中的摩擦半径变化率上分析, 随着内螺距误差的增加, 端面摩擦半径明显增大, 虽然螺纹摩擦半径稍有减小但相对于端面摩擦半径的变化微乎其微。所以可以观察到图 12d 中的 $F-T_b$ 曲线随着 P_{in} 的增加斜率逐渐增大, 表明单位预紧力下的端面摩擦扭矩变大; 而同时图 12c 中的 $F-T_t$ 曲线在不同的内螺距下高度重合, 表明内螺距误差对单位预紧力下的螺纹摩擦扭矩影响极小。由于单位预紧力下端面摩擦扭矩变大, 而螺纹摩擦扭矩不变, 如图 12a 所示, 随着内螺距增加, $T_{in}-F$ 曲线斜率明显减小, 表明输入扭矩转化为预紧力的扭矩降低, 转化为摩擦扭矩的量增大。所以, 如图 12b 所示, 随着内螺距的增大, 螺栓节点在拧紧力矩 $T_{in}=70 \text{ N} \cdot \text{m}$ 后产生的预紧力显著下降。

的变化微乎其微。所以可以看到图 13d 中的 $F-T_b$ 曲线随着 P_{ex} 的增加斜率逐渐减小, 表明单位预紧力下的端面摩擦扭矩减小; 而同时图 13c 中的 $F-T_t$ 曲线在不同的外螺距下高度重合, 表明外螺

距误差对单位预紧力下的螺纹摩擦扭矩影响极小。由于单位预紧力下端面摩擦扭矩减小, 而螺纹摩擦扭矩不变, 如图 13a 所示, 随着外螺距增加, T_{in} - F 曲线斜率明显增大, 表明输入扭矩转化

为预紧力的扭矩增大, 转化为摩擦扭矩的分量降低。所以, 如图 13b 所示, 随着外螺距的增大, 螺栓节点在拧紧力矩 $T_{in}=70 \text{ N} \cdot \text{m}$ 后产生的预紧力显著增大。

图 13 外螺距误差对等效摩擦半径和拧紧预紧力的影响

综上所述, 内螺距误差使端面应力分布向外扩散, 导致端面摩擦半径变大, 增大了拧紧过程中的端面摩擦扭矩分量, 并使输入扭矩转化为预紧力的组分减小, 进而使得拧紧预紧力降低。而外螺距误差的增加使得端面应力分布继续向内集中, 导致端面摩擦半径变小, 减小了拧紧过程中的端面摩擦扭矩分量, 使输入扭矩转化为预紧力的组分增大, 进而使得拧紧预紧力变大。

3.4 螺距选配对螺纹副应力分布改善

螺距误差的不同分布形式使螺纹副应力分布也随之变化, 因此可以通过对内外螺纹的选配实现对螺纹副应力的精确控制。针对 M10 螺栓的螺距进行了改进, 由于轴向力 F_P 越靠近端面越大, 前几环螺纹的变形也很大, 所以可以通过增大内螺纹螺距, 保持外螺纹螺距不变的方式使承载少的螺纹承受更多的载荷, 从而使螺纹整体受力更均匀。改进后的螺纹分布载荷 $q(x)$ 变为常数, 从而可以推出螺距的改进公式, 具体推导过程如下:

如图 14 所示, 螺纹变形协调方程为

$$(\varepsilon_b + \varepsilon_n)_{x=x} = (\delta_b + \delta_n)_{x=x} - (\delta_b + \delta_n)_{x=0} \quad (12)$$

式中, ε_b 、 ε_n 为螺栓、螺母在 x 位置处的变形; δ_b 、 δ_n 为螺栓螺牙、螺母螺牙在 x 位置处的变形。

图 14 螺纹变形协调方程示意图

假设各牙螺纹受力相同, 此时所有外螺纹变形量均相同

$$\delta_{n_1} = \delta_{n_2} = \cdots = \delta_{n_x} \quad (13)$$

由于适当地将 x 处内螺纹螺距增大 mx , 所有内螺纹变形量也相同

$$\delta_{b_1} = \delta_{b_2} = \cdots = \delta_{b_x} \quad (14)$$

此时, 螺纹变形协调方程转化为

$$(\varepsilon_b + \varepsilon_n)_{x=x} = [(\delta_b + \delta_n)_{x=x} + mx] - (\delta_b + \delta_n)_{x=0} \quad (15)$$

由于内外螺纹变形量相同, 则

$$mx = (\varepsilon_b + \varepsilon_n)_{x=x} = \left(\int_0^x \frac{F_p}{A_b E_b} dx + \int_0^x \frac{F_p}{A_n E_n} dx \right) \quad (16)$$

同时, 载荷均匀后, $q(x)$ 为常数, 由

$$F = \int_0^L q(x) dx = q(x)L \quad (17)$$

$$\text{可知} \quad q(x) = \frac{F}{L} \quad (18)$$

$$F_p = \int_0^x q(x) dx = \int_0^x \frac{F}{L} dx = \frac{x}{L} F \quad (19)$$

$$\begin{aligned} mx &= \left(\int_0^x \frac{x F}{A_b E_b L} dx + \int_0^x \frac{x F}{A_n E_n L} dx \right) \\ &= \frac{F x^2}{2L} \left(\frac{1}{A_b E_b} + \frac{1}{A_n E_n} \right) \end{aligned} \quad (20)$$

至此可以得出螺纹优化公式, 外螺纹螺距不变, 内螺纹整体螺距公式为

$$P = P_0 + \frac{F x^2}{2L} \left(\frac{1}{A_b E_b} + \frac{1}{A_n E_n} \right) \quad (21)$$

即如图 15 所示, 随着啮合长度 x 的增大, 改进螺纹的内螺距逐渐增大, 可以看到明显与标准螺纹的间距越来越大。

图 15 标准螺纹与改进螺纹螺距对比图

具体到 M10 螺栓连接中, 以图 15 截面中的螺纹螺旋线起点开始, 各环螺纹距离起始点的长度(x)如表 1 所示, 可以看到, 标准螺纹的各级螺纹之间的距离都是 1.5 mm, 而改进螺纹的各级螺纹之间的距离逐渐增大。

表 1 标准螺纹与改进螺纹各级内螺纹螺距

螺纹序号	标准螺纹/mm	改进螺纹/mm
1	0	0
2	1.5	1.501
3	3	3.002
4	4.5	4.504
5	6	6.008
6	7.5	7.512
7	9	9.017

将标准螺纹与改进螺纹代入到第 2.1 节中的有限元模型进行计算, 参数设置以及数据处理方法与第 2.1 节完全相同, 得到结果如下所示。由图 16a、16b 对比可知, 改进螺纹的各级螺纹应力较为均匀, 应力集中的现象明显改善, 同时图 16c 表明改进螺纹的各级螺纹承载力均匀, 预紧力波动小。

图 16 标准螺纹及改进螺纹各级螺纹承载力、接触应力对比图

从表 2 可以看出在相同的输入扭矩下, 相对于标准螺纹, 改进螺纹在预紧力略有下降的情况下, 端面摩擦扭矩还是相对增加, 而螺纹扭矩有所减小,

这与前文螺距内螺距误差下的影响规律相符, 即改进螺纹也增大了端面摩擦扭矩分量, 使预紧力有所下降, 虽然影响幅度较小, 但是从各级螺纹承载力

的标准误差可以看出,改进螺纹的各级螺纹所承载的载荷明显比标准螺纹离散程度小,即表明改进螺纹可以大大改进各级螺纹承载力不均匀的问题,使预紧力的波动减小,提高螺栓的使用性能。

表 2 两种螺纹的端面、螺纹摩擦扭矩以及预紧力对比表

类型	输入 扭矩 $T_{in}/(N \cdot m)$	预紧力 F/N	各级螺纹 承载力 标准误差 $/N$	螺纹 扭矩 $T_t/(N \cdot m)$	端面摩擦 扭矩 $T_b/(N \cdot m)$
标准 螺纹	70	32 751.85	2 106.69	35.09	32.68
改进 螺纹	70	32 687.81	433.30	34.92	32.88

4 螺栓拧紧试验

4.1 试验设备

螺栓拧紧试验装置原理如图 17 所示,本试验使

图 17 单螺栓拧紧试验台设计图

试验所使用的三个传感器均为全桥应变传感器,并使用 NI 9237 模块来记录信号。通过模块 NI 9237 提供激励电压并从这三个传感器收集信号,接线图如图 17 所示。然后,基于 Compact-DAQ 和 LabVIEW 的集成虚拟仪器系统将处理并记录

用一组 M10 螺栓螺母将上下夹具板与被连接件夹紧。使用电动扳手加载,动态扭矩传感器(装置 2)装在电动扳手输出轴与套筒之间,可以测量输入扭矩 T_{in} 。静态力传感器(装置 3)装在螺栓头与下夹具板之间,可以测量预紧力 F ,如图 17 左图右上所示,作用在试验螺栓上的两个扭矩相互平衡:与结构下夹具板连接的反扭矩和与螺母连接的螺纹扭矩 T_t 。因为上下夹具板之间的间隙很小,下夹具板只为 T_t 提供反扭矩,因此安装在下夹具板和夹具底座之间的静态扭矩传感器(装置 4)可以单独测量螺纹扭矩 T_t 。因此在恒速拧紧过程中,所有扭矩分量之和 (T_t+T_b) 与输入扭矩 T_{in} 相等,所以端面摩擦扭矩可由 $T_b=T_{in}-T_t$ 获得,所以此试验台可实现 T_{in} 、 T_t 、 T_b 和 F 的同步独立测量。

收集到的信号。此外,所有使用过的传感器在试验前均经过特殊校准,其线性度和重复性精度均在 $\pm 0.25\%$ FS 之内,从而可以消除传感器非线性对所测拧紧曲线的影响。试验设备具体性能参数如表 3 所示。

表 3 试验设备列表

序号	设备	型号	量程	线性度	重复精度	制造商
1	电动扳手 (加载设备)	QM7SS190H62S12	190 N · m	—	± 0.1 N · m	Ingersoll Rand
2	动态扭矩传感器 (测输入扭矩)	039050-51201	200 N · m	$\pm 0.25\%$ FS	$\pm 0.25\%$ FS	PCB Piezotronics
3	静态力传感器 (测预紧力)	CMK-1-5T	49 030 N	$\pm 0.25\%$ FS	$\pm 0.25\%$ FS	MANTON
4	静态扭矩传感器 (测螺纹扭矩)	DYJN-101	100 N · m	$\pm 0.25\%$ FS	$\pm 0.25\%$ FS	DAYANG
5	采集卡	NI 9237	± 25 mV/V	—	—	National Instruments

本试验中的试件参数如下：被连接件外径为 50 mm，试验螺栓是长度为 80 mm 的 M10×1.5，12.9 级的全螺纹螺栓。螺母是 M10×1.5，12.9 级的六角螺母。为了减少紧固试验期间的磨损和屈服变形对支撑表面的影响，在螺母和被连接件上部之间增加了外径为 28 mm，内径为 10.7 mm，厚度为 5 mm 的高硬度垫圈。安装完成后，夹持长度为 60 mm。试件具体的材料属性如表 4 所示。

表 4 试件材料性能参数表

试件类型	材料	弹性模量 /GPa	泊松比	屈服强度 /MPa	抗拉强度 /MPa
被连接件	45 钢	210	0.3	450	600
螺栓	35CrMo	210	0.3	1 080	1 200
螺母	35CrMo	210	0.3	1 080	1 200
垫片	45 钢	210	0.3	450	600

由于实际制造过程中无法加工出完全无螺距误差的螺栓、螺母，故此试验将螺距误差小于±4 μm 的螺栓、螺母认定为无螺距误差试件，为了便于测量，仅对螺栓外螺纹进行变螺距加工，螺母采用标准螺母。首先分别测量所有螺栓和螺母的螺距，由于各级螺纹之间螺距并不相等，而且测量单级螺牙之间的螺距非常困难，所以分别测量

7 环螺纹的总螺距，然后取平均值作为螺纹的螺距并剔除异常值后将螺栓分为三类，即无螺距误差，内螺距误差，外螺距误差三类，每类各十对螺栓螺母，如表 5 所示。

表 5 试验分组表

试验类别序号	类型	分组标准
1	无误差螺距	$ P'_{in} - P_0 \leq 4 \mu\text{m}$ 且 $ P'_{ex} - P_0 \leq 4 \mu\text{m}$
2	内螺距误差	$P'_{in} - P'_{ex} \geq 15 \mu\text{m}$
3	外螺距误差	$P_{ex} - P_{in} \geq 15 \mu\text{m}$

4.2 试验结果及分析

对于每组试验测试，有限元模型设置了相同的几何参数及试验中测得的摩擦系数。在几何参数($d_{2ex} = 9.2 \text{ mm}$ ， $d_{2in} = 9.4 \text{ mm}$)下，有限元模拟和单螺栓拧紧试验的比较如表 6~8 所示，其中测试组按螺栓预紧力排序。如图 18 所示，在获得螺距误差后并将其导入相应的 FEA 模型；针对拧紧力矩的分散性问题，分别在模型中设置了不同的拧紧力矩，与试验保持一致。通过有限元模型计算出的最终预紧力和扭矩分量与实验数据非常吻合，说明基于有限元分析的结果是可靠的。

表 6 无螺距误差试件拧紧试验结果与仿真的对比

试验组号	螺距误差 /μm $ P'_{in} - P_0 $, $ P'_{ex} - P_0 $	预紧力 F/N		端面摩擦扭矩 T_p /(N·m)		等效端面摩擦半径 r_p /mm		螺纹扭矩 T_t /(N·m)		等效螺纹摩擦半径 r_t /mm	
		试验	仿真	试验	仿真	试验	仿真	试验	仿真	试验	仿真
1	4, 1	34 202	34 059	33.21	32.35	6.47	6.33	36.79	37.65	7.17	7.37
2	2, 4	34 145	33 833	34.15	33.58	6.67	6.56	35.85	36.42	7.00	7.11
3	2, 4	34 137	33 792	34.07	33.81	6.65	6.59	35.93	36.19	7.02	7.06
4	3, 1	33 968	33 734	35.36	33.24	6.94	6.57	34.64	36.76	6.80	7.26
5	1, 3	33 873	33 673	33.14	33.38	6.52	6.61	36.86	36.62	7.25	7.25
6	2, 3	33 835	33 635	33.37	33.49	6.58	6.64	36.63	36.51	7.22	7.24
7	4, 2	33 805	33 553	33.09	32.57	6.53	6.47	36.91	37.43	7.28	7.44
8	3, 4	33 756	33 531	33.03	33.97	6.52	6.75	36.97	36.03	7.30	7.16
9	3, 2	33 734	33 332	34.22	34.43	6.76	7.03	35.78	35.57	7.07	7.27
10	2, 1	33 704	33 467	35.36	34.57	6.99	6.89	34.64	35.43	6.85	7.06
平均值	—	33 915.9	33 660.9	33.9	33.539	6.66	6.64	36.1	36.461	7.10	7.22

表 7 内螺距误差试件拧紧试验结果与仿真的对比

试验 组号	螺距误差 $l/\mu\text{m}$ $P'_{in} - P'_{ex}$	预紧力 F/N		端面摩擦扭矩 $T_p/(\text{N} \cdot \text{m})$		等效端面摩擦半径 r_p/mm		螺纹扭矩 $T_t/(\text{N} \cdot \text{m})$		等效螺纹摩擦半径 r_t/mm	
		试验		试验		试验		试验		试验	
		仿真	仿真	仿真	仿真	仿真	仿真	仿真	仿真	仿真	仿真
1	21	34 115	34 138	33.85	33.43	6.61	6.53	36.15	36.57	7.06	7.14
2	17	33 824	34 012	35.33	34.66	6.96	6.79	34.67	35.34	6.83	6.93
3	23	33 753	33 671	34.48	33.89	6.81	6.71	35.52	36.11	7.02	7.15
4	20	32 731	33 113	36.32	34.32	7.40	6.91	33.68	35.68	6.86	7.18
5	16	32 631	33 052	33.03	33.46	6.75	6.75	36.97	36.54	7.55	7.37
6	22	32 601	33 014	33.89	34.57	6.93	6.98	36.11	35.43	7.38	7.15
7	23	32 581	32 932	34.17	33.65	6.99	6.81	35.83	36.35	7.33	7.36
8	17	32 543	32 910	33.43	35.05	6.85	7.10	36.57	34.95	7.49	7.08
9	19	32 435	31 811	34.97	34.51	7.19	7.23	35.03	35.49	7.20	7.44
10	20	31 852	31 746	37.86	38.65	7.92	8.12	32.14	31.35	6.73	6.58
平均值	19.8	32 906.6	33 039.9	34.733	34.619	7.04	6.99	35.267	35.381	7.15	7.14

表 8 外螺距误差试件拧紧试验结果与仿真的对比

试验 组号	螺距误差 $l/\mu\text{m}$ $P'_{ex} - P'_{in}$	预紧力 F/N		端面摩擦扭矩 $T_p/(\text{N} \cdot \text{m})$		等效端面摩擦半径 r_p/mm		螺纹扭矩 $T_t/(\text{N} \cdot \text{m})$		等效螺纹摩擦半径 r_t/mm	
		试验		试验		试验		试验		试验	
		仿真	仿真	仿真	仿真	仿真	仿真	仿真	仿真	仿真	仿真
1	16	36 115	36 128	31.83	31.14	5.88	5.75	38.17	38.86	7.05	7.17
2	22	35 758	36 002	32.37	32.37	6.04	5.99	37.63	37.63	7.02	6.97
3	19	35 550	35 661	32.29	31.6	6.06	5.91	37.71	38.4	7.07	7.18
4	21	34 881	35 103	34.18	32.03	6.53	6.08	35.82	37.97	6.85	7.21
5	15	34 878	35 042	30.36	31.17	5.80	5.93	39.64	38.83	7.58	7.39
6	23	34 786	35 004	31.59	32.28	6.05	6.15	38.41	37.72	7.36	7.18
7	20	34 718	34 922	31.31	31.36	6.01	5.99	38.69	38.64	7.43	7.38
8	19	34 669	34 900	31.25	32.76	6.01	6.26	38.75	37.24	7.45	7.11
9	22	34 597	33 801	33.04	32.22	6.37	6.35	36.96	37.78	7.12	7.45
10	17	33 367	33 736	34.88	36.36	6.97	7.19	35.12	33.64	7.02	6.65
平均值	19.4	34 931.9	35 029.9	32.31	32.329	6.17	6.16	37.69	37.671	7.19	7.17

图 18 螺距误差下有限元模拟与试验对预紧力及摩擦半径的影响对比图

所有试验数据都处于合理离散范围内,未出现异常数据,故将三类试验数据分别取平均值以进行分析。综上所述,在内螺距误差下,相对于无螺距误差节点,端面摩擦半径有所增大,而螺纹摩擦半径变化较小,从而导致预紧力有所下降;在外螺距误差下,相对于无螺距误差节点,端面摩擦半径有所减小并且变化幅度略大于内螺距误差节点,而螺纹摩擦半径变化较小,从而导致预紧力有所上升。

5 结论

(1) 螺距误差使螺纹副中螺牙的啮合机理发生变化,当内螺距存在误差时,螺纹结合面的等效啮合截面上移;当外螺距存在误差时,螺纹结合面的等效啮合截面下移。即螺距误差会改变初始啮合螺牙位置,并影响其他螺牙的啮合状态。

(2) 螺距误差的存在不仅会改变螺纹副的应力分布,还会改变端面的应力分布。在内螺距误差下,螺纹副的接触应力向上集中,同时端面的接触应力向外扩散;在外螺距误差下,螺纹副的接触应力向下集中,而端面的接触应力向内集中。

(3) 螺纹副和端面应力分布的变化使得拧紧过程的等效摩擦半径发生变化从而导致螺栓装配预紧力的变化。螺距误差会改变端面等效摩擦半径,从而改变端面摩擦扭矩分量,最终导致螺栓装配预紧力发生分散性。

(4) 提出了一种螺牙载荷均匀化计算方法,实现了变螺距螺纹副设计,从而改善了各级螺牙承载力不均匀的现象,提高了拧紧精度和疲劳性能。

参考文献

- [1] 李桂华,王辉,熊召,等.高功率激光系统中大型光机组件的装配精度研究[J].机械工程学报,2015,51(11): 116-122.
- LI Guihua, WANG Hui, XIONG Zhao, et al. Assembly accuracy study of large optical units in high power laser system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(11): 116-122.
- [2] CHEN X, NODA N A, WAHAB M A, et al. Fatigue failure analysis for bolt-nut connections having slight pitch differences using experimental and finite element methods[J]. Acta Polytechnica Hungarica, 2015, 12(8): 61-79.
- [3] MOTOSH N. Load distribution on threads of titanium tension nuts and steel bolts[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1975, 97(1): 162-166.
- [4] WETTSTEIN A, MATTHIESEN S. Investigation of the thread coefficient of friction when impact tightening bolted joints[J]. Forschung Im Ingenieurwesen-Engineering Research, 2020, 84(1): 55-63.
- [5] NASSAR S A, SUN T, ZOU Q. The effect of coating and tightening speed on the torque-tension relationship in threaded fasteners[J]. Theriogenology, 2007, 129(3): 426-440.
- [6] 龙旦凤,黄成海,向东,等.基于应力转换的内螺纹高周疲劳强度分析方法[J].机械工程学报,2016,52(21): 166-174.
- LONG Danfeng, HUANG Chenghai, XIANG Dong, et al. High-cycle fatigue strength analysis method of internal thread based on stress transformation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52 (21): 166-174.
- [7] RANJAN B S C, VIKRANTH H N, GHOSAL A. A novel prevailing torque threaded fastener and its analysis[J]. Journal of Mechanical Design, 2013, 135(10): 101007.
- [8] PIRMORADIAN M, NAEENI H A, FIROUZBAKHT M. Finite element analysis and experimental evaluation on stress distribution and sensitivity of dental implants to assess optimum length and thread pitch[J]. Computer Methods and Programs in Biomedicine, 2020, 187: 105258.
- [9] GONG H, LIU J H, DING X Y. Calculation of the effective bearing contact radius for precision tightening of bolted joints[J]. Advances in Mechanical Engineering. 2016, 8(9): 1-8.
- [10] 朱林波,刘志刚,蒋翔俊,等.考虑界面端应力奇异性的螺栓连接支承面接触压力计算模型[J].机械工程学报,2014,50(23): 89-96.
- ZHU Linbo, LIU Zhigang, JIANG Xiangjun, et al. Calculation model of contact pressure of bolted bearing surface considering the singularity of interface stress [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50 (23): 89-96.
- [11] CHEN X, NODA N A, WAHAB M A, et al. Fatigue life improvement by slight pitch difference in bolt-nut connections[J]. Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, 2016, 37(1): 11-19.
- [12] NODA N A, CHEN X, SANO Y. Effect of pitch difference between the bolt-nut connections upon the anti-loosening performance and fatigue life[J]. Materials and Design, 2016, 96: 476-489.
- [13] LIU X, NODA N A, SANO Y, et al. 3D finite element

- analysis of tightening process of bolt and nut connections with pitch difference[J]. IOP Conference Series-Materials Science and Engineering, 2018, 372: 012006.
- [14] NASSAR S A, YANG X J. Novel formulation of the tightening and breakaway torque components in threaded fasteners[J]. Journal of Pressure Vessel Technology-Transactions of The ASME, 2007, 129(4): 653-663.
- [15] 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.
-
- 作者简介: 张伟, 男, 1985 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为航空发动机智能化装配理论与高性能连接结构的数字化精准设计。
E-mail: weizhang@dlut.edu.cn
- 韩啸(通信作者), 男, 1986 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为轻质金属和复合材料轻量化连接技术及其环境耐久性。
E-mail: hanxiao@dlut.edu.cn