

预紧力缺失对 8.8 级 M24 高强度螺栓常幅疲劳性能影响分析

焦晋峰¹, 刘展翔¹, 刘 丹¹, 刘 勇², 郭 琪¹, 雷宏刚¹

(1. 太原理工大学 土木工程学院, 山西 太原 030024; 2. 山东电力工程咨询院有限公司, 山东 济南 250013)

摘要: 针对 3 组应力比分别为 0.3、0.5、0.8 共 24 个材质为 35K 的 8.8 级 M24 高强度螺栓进行常幅疲劳试验和数值模拟, 基于试验结果建立其相应的 S-N 曲线, 并选取典型高强度螺栓疲劳断口进行宏观和微观分析, 重点探讨了高强度螺栓预紧力缺失对其常幅疲劳性能的影响。分析结果表明: 相同应力比和应力幅的一组螺栓, 对应预紧扭矩变化 100 N·m, 其 2×10^6 次循环对应允许疲劳强度相差 11.35%; 疲劳断口特征与预紧力大小明显相关, 疲劳断口表面、扩展区和瞬断区范围随着预紧力增大, 断口颜色变暗、扩展区范围扩大且瞬断区粗糙度加深; 高强度螺栓应力集中位置和大小受预紧力值影响较小, 但与常幅疲劳试验断口位置基本吻合; 有无加荷装置对高强度螺栓应力大小影响明显, 对应最大应力差值先减小后趋于稳定。

关键词: 高强度螺栓; 预紧力; 常幅疲劳; 应力集中; 断口分析

中图分类号: TU391

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2022)01-0035-10

Analysis of the influence of the pre-tension loss on the constant-amplitude fatigue performance of grade 8.8 M24 high-strength bolts

JIAO Jinfeng¹, LIU Zhanxiang¹, LIU Dan¹, LIU Yong², GUO Qi¹, LEI Honggang¹

(1. College of Civil Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China;

2. Shandong Electric Power Engineering Consulting Institute Co., Ltd., Jinan 250013, China)

Abstract: Constant amplitude fatigue test and numerical simulation were carried out on three groups of 24 specimens of grade 8.8 M24 high-strength bolts made of 35K under the stress ratios of 0.3, 0.5 and 0.8. The corresponding S-N curves were established based on the test results, and typical fractured high-strength bolts were selected for macro and micro fractography analysis, mainly focusing on the influence of the pre-tension loss on the constant amplitude fatigue performance. The analysis results show that: for one group of bolts under the same stress ratio and stress amplitude corresponding to the pre-tension torque change of 100 N·m, the difference between the allowable fatigue strengths at 2×10^6 cycles is 11.35%; the characteristics of fatigue fractured surfaces are obviously related to the pre-tension force, and with the increase of the pre-tension, the color of the fatigue fractured surface darkens, the area of the extension zone expands, and the roughness of the instantaneous fracture zone deepens; The location and magnitude of stress concentration of high-strength bolts are less affected by the pre-tightening, while the location generally agrees with the constant amplitude fatigue fracture location; the presence and absence of the loading device have a significant influence on the stress of the high-strength bolt, and the corresponding maximum stress difference first decreases and then tends to stabilize.

Key words: high-strength bolt, pre-tension force, constant amplitude fatigue, stress concentration, fracture analysis

装配式钢结构建筑鉴于其诸多优势被广泛应用于民用建筑和工业建筑中, 端板连接作为其梁柱节点主要连接型式^[1], 节点连接受力性能直接关系到结构整体受力性能。作为端板连接中主要部

件——高强度螺栓, 其疲劳性能至关重要^[2]。此外, 考虑到高强度螺栓实际施工过程中, 螺栓欠拧概率较高(图 1), 且在后续使用过程中预紧力出现损失等情形, 均可能导致其预紧力不满足规范

收稿日期: 2021-06-17

修改稿日期: 2022-01-06

基金项目: 国家自然科学基金项目(51708384); 山西省留学人员科技活动择优资助项目(DC1900000602); 山西省基础研究青年基金项目(201901D211017)

第一作者: 焦晋峰(1979—), 男, 博士, 副教授, 硕士生导师, 主要研究方向为钢结构节点疲劳与断裂。E-mail: jiaojinfeng@tyut.edu.cn

要求。目前针对高强度螺栓疲劳性能影响因素,已有文献从螺栓规格、螺纹形式、加载应力幅、加载应力比等方面进行了研究^[3],而就预紧力对高强度螺栓疲劳性能的影响则关注较少。

吴勇^[4]等人通过预紧力的计算及对螺栓疲劳寿命影响分析,给出了合理的预紧力矩范围;穆国煜^[5]基于数值模拟探讨了端板尺寸和螺栓预紧力两个因素对疲劳性能的影响,得出随着预紧力的增大,风荷载对螺栓应力的影响逐渐减小并导致螺栓疲劳损伤值不断减小;Bartsch等^[6]和 Weijtjens等^[7]指出增大预应力可以显著减小作用在螺栓上的应力范围,从而提高其疲劳强度,延长其疲劳寿命;Ajaci等^[8]基于对风力发电机环形法兰螺栓节点的数值模拟指出减小螺栓预紧力会导致其受到的应力波动幅度增大,进而加剧其疲劳损伤,且预紧力损失达到75%时,影响更为显著;张猛^[9]结合有关规范和原理进行深入研究,提出了直接施加预拉力的施工方法并研制了高强度螺栓液压预拉力张拉器;王素芬^[10]对工程上常用的高强度螺栓疲劳寿命与施加的预紧力之间的关系进行了分析,指出轴向预紧力应加载至弹性极限的90%,并提出螺栓预紧力应小于螺栓材料屈服强度的80%。



图1 某厂房端板节点螺栓预紧力缺失典型案例

Fig. 1 The pre-tension loss of the bolts at the end-plate connection in one factory building

阳荣昌^[11]指出当螺栓预紧力较小时,螺栓损伤对预紧力变化极其敏感,一旦有螺栓松动,其疲劳损伤将迅速增加;杜洪奎^[12]采用温度加载法模拟预紧力对螺栓连接结构影响,得出不同预紧力下的疲劳寿命,并且绘制出预紧力-寿命曲线;Chapman等^[13]提出,当螺栓承受静、动载荷时,预紧力施加到其塑性极限,可使螺栓连接的结构承受最大工作负载,且达到最优疲劳强度效果;Guo等^[14]指出螺栓预紧力通过减轻节点处应力集中情况进而提高端板节点的疲劳性能;Reidar^[15]分析了螺栓在各种工况下的预紧类型及相应的预紧程序,并制定了预紧螺栓相关的使用与安装准则;Fernando等^[16]指出当实际施加预紧力小于建

议预紧力时,就可能会导致接头分离;Lochan等^[17]和 Zampieri等^[18]则基于对现有螺栓疲劳研究的总结,指出正确施加预紧力可以提高螺栓抵抗疲劳荷载的能力。然而,现行《钢结构设计标准》^[19]GB 50017-2017仍缺乏高强度螺栓在受拉情况下考虑预紧力对疲劳性能影响的规定,一定程度上制约了高强度螺栓在实际工程当中的应用与推广。

综上所述,相对于高强度螺栓静力性能研究,其受拉疲劳性能方面的研究尚不成熟:既有相关文献侧重于采用数值模拟和理论分析,而对疲劳试验研究较为缺乏,至于考虑预紧力对螺栓疲劳寿命影响的研究则更少。本文主要针对施加不同预紧力的12组试件进行常幅疲劳试验加载,分析试件疲劳破坏现象,并基于扫描电镜对破坏螺栓断口进行宏观和微观分析;重点探讨预紧力对试件破坏形态和疲劳寿命的影响,同时基于数值模拟探讨了不同情况下高强度螺栓应力集中规律及最大应力影响因素。

1 试验方案

1.1 试件准备

本文选取工程上常采用的规格为8.8级M24钢结构用高强度大六角头螺栓作为研究对象。《Eurocode 3: Design of Steel Structures》Part 1-9: Fatigue^[20]中规定,基于统计分析,疲劳试件的试验数量不低于10个。参考上述规定,本次常幅疲劳试验选取24个高强度螺栓试件作为试验对象。

为检验高强度螺栓材料静力性能并确定合适的疲劳试验加载制度,依据《紧固件机械性能螺栓、螺钉和螺柱》^[21]GB/T 3098.1-2010,随机选取3个螺栓试件进行静力拉伸试验,得到螺栓基本力学性能指标如表1所示。对比发现试件的力学性能指标略低于规范要求,这是由于本次试验基于工程实际应用,从市场中随机采购得到本批次高强度螺栓试件,并从中抽取试件开展材性试验,存在一定的偶然误差。但是其力学性能指标与规范限值之间的相对误差均小于2%。

表1 螺栓基本性能指标

Tab. 1 Basic mechanical performance of high-strength bolt

	弹性模量 E	屈服强度 f_y	抗拉强度 f_u
试验值	263 GPa	588.1 MPa	786.2 MPa
规范值 ^[21]	—	600 MPa	800 MPa
相对误差	—	-1.99%	-1.73%

1.2 试验流程

本次试验中所使用加荷装置与文献[2]中M24高强度螺栓常幅疲劳试验加荷装置一致,如图2所示。试验在MTS Landmark 370.50 伺服液压疲劳试验机上完成,采用正弦波加载,加载频率为7 Hz,试验环境为大气常温环境,通过力控制模式进行试验。试验开始前,先将一对加载头

的加工基准面找平拼装,插入固定螺栓并拧紧。拼装完成后,将两加载头上下夹板插入MTS试验机夹头内,调整位置对中,下端通过下加荷装置与底座相连,上端通过上加荷装置与疲劳试验机的作动器相连,将准备试验的M24高强度螺栓试件插入上、下加荷装置底板的螺栓孔中以进行试验。

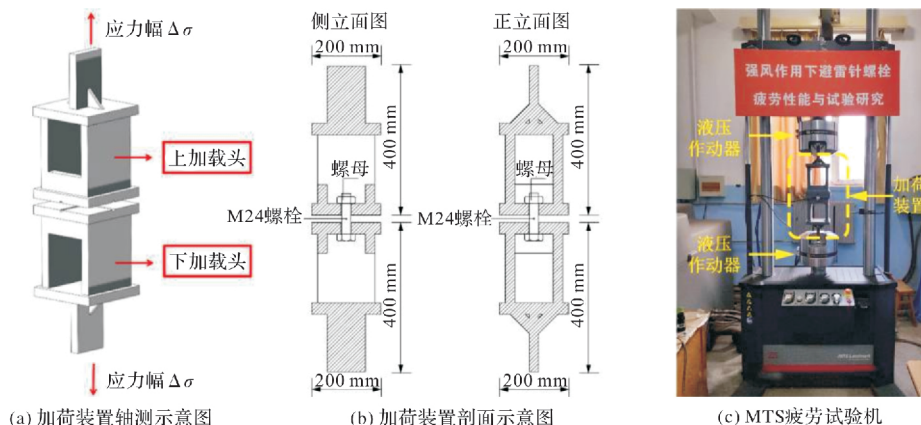


图2 高强度螺栓疲劳试验设备

Fig. 2 Fatigue test equipment of high-strength bolts

1.3 预紧力的制定与监测

高强度螺栓预紧力矩 T 的计算,一般结合扭矩系数 k 、螺纹公称直径 d 和螺栓预紧力 F 求得,其公式如式(1)所示^[8]。

$$T = k \cdot F \cdot d \quad (1)$$

式中: k 为扭矩系数,无量纲,反映螺栓扭矩和预紧力的关系,考虑螺栓表面处理情况取 $0.2^{[22]}$; d 为公称直径,24 mm; T 为扭矩, N·m; F 为预紧力, N。

在螺栓杆距离螺栓头20 mm处对称打磨出两个光滑矩形平面,将单向应变片沿螺栓轴向对称粘贴于矩形平台,具体位置如图3所示。

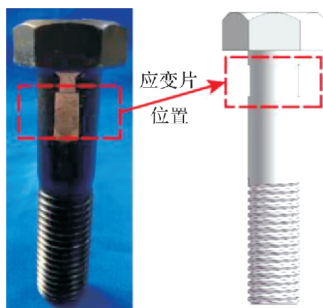


图3 应变片位置示意图

Fig. 3 Diagram of strain gauge position

贴好应变片后,用万用表检查应变片电阻,应变片与螺栓绝缘视为合格。采用扭矩扳手施加扭矩时,由于存在几何参数偏差,在一定力矩下,

预紧力的控制精度不到位。因此,通过粘贴应变片并观察应变值可以更好地监测预紧力是否施加正确。同时,为确保试件轴心受力,两应变片采集所得数据差值应小于 $100 \mu\epsilon$ 。

1.4 应力幅的制定

本次疲劳试验应力幅的制定基于研究目的、工程中常采用荷载工况及疲劳S-N曲线等因素,选定8组应力幅作为本次常幅疲劳试验加载制度。同时分别确定0.3、0.5、0.8三种应力比(即最小应力与最大应力之比 $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$)进行加载。

2 试验分析

2.1 试验现象

经过统计,试验中M24高强度螺栓的断裂位置有两种,第一种断裂形态(图4)是在螺杆和螺母啮合的第一个螺纹处发生断裂,这是本次疲劳试验的主要破坏形式,共有18个螺栓;第二种断裂形态(图5)为螺纹处产生较大裂缝和变形但尚未完全断裂,已达到疲劳试验设置的停机条件,产生裂纹的位置也为螺杆和螺母结合的第一个螺纹处,共有6个螺栓,且第二种断裂形态多发生于低应力比的情况下。



图 4 第一种疲劳断裂形态

Fig. 4 The first fatigue fracture type



图 5 第二种疲劳断裂形态

Fig. 5 The second fatigue fracture type

2.2 数据整理

分别拟合不同应力比下高强度螺栓的 S-N 曲线, 得出其对应循环次数为 2×10^6 次的名义允许应力幅如下图 6 所示, 差值率在 10% 以内, 故可以忽略应力比对疲劳寿命的影响. 表 2 测试结果规律性较差的原因主要有: 疲劳试验结果自身基本表现为离散性较大^[23]; 本文重点考虑预紧力缺失对其寿命的影响, 结合试验成本等因素, 每对照组仅进行了 2 组试验.

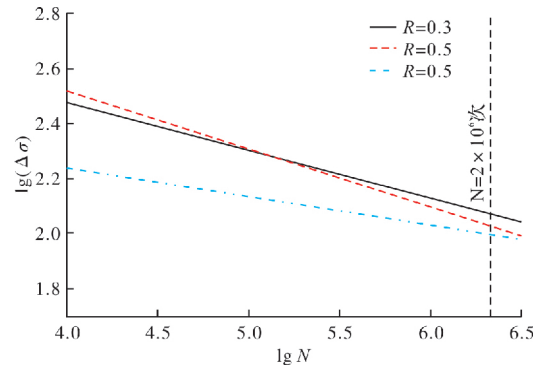


图 6 不同应力比拟合 S-N 曲线

Fig. 6 Comparison of the fitting S-N curves under different stress ratios

表 2 疲劳试验结果

Tab. 2 Fatigue test results

组别	应力比 R	试件编号	应力幅 $\Delta\sigma/\text{MPa}$	预紧力 F/kN	扭矩 $T/\text{N} \cdot \text{m}$	疲劳寿命 $N/10^4$ 次	$\Delta N/10^4$ 次	百分比/%	断裂形态
1	0.3	M24-0.3-17	150	38.3	250	56.454 7	-1.630	-2.97	受力螺纹根部断裂
		M24-0.3-13		53.6	350	54.822 3			螺纹变形过大
2		M24-0.3-18	170	41.4	270	30.384 2	-13.400	-44.10	受力螺纹根部断裂
		M24-0.3-15		56.7	370	16.983 5			受力螺纹根部断裂
3		M24-0.3-02	190	36.8	240	13.951 7	+4.030	+28.89	螺纹变形过大
		M24-0.3-19		52.1	340	17.980 7			受力螺纹根部断裂
4		M24-0.3-04	210	39.8	260	9.101 1	-1.020	-11.21	螺纹变形过大
		M24-0.3-20		55.1	360	8.084 8			受力螺纹根部断裂
5	0.5	M24-0.5-22	150	39.8	260	40.287 2	+12.091	+30.01	受力螺纹根部断裂
		M24-0.5-07		55.1	360	52.378 4			螺纹变形过大
6		M24-0.5-23	170	39.8	260	21.765 7	-2.842	-13.06	受力螺纹根部断裂
		M24-0.5-09		55.1	360	18.923 4			受力螺纹根部断裂
7		M24-0.5-11	190	36.8	240	13.025 6	+2.082	+15.99	受力螺纹根部断裂
		M24-0.5-24		52.1	340	15.107 9			受力螺纹根部断裂
8		M24-0.5-13	210	41.4	270	8.411 9	+3.207	+38.12	螺纹变形过大
		M24-0.5-25		56.7	370	11.618 6			受力螺纹根部断裂
9	0.8	M24-0.8-02	110	36.8	240	41.781 7	+49.494	+118.46	受力螺纹根部断裂
		M24-0.8-16		52.1	340	91.275 5			受力螺纹根部断裂
10		M24-0.8-18	115	23.0	150	40.144 5	+15.661	+39.01	受力螺纹根部断裂
		M24-0.8-03		38.3	250	55.805 2			受力螺纹根部断裂
11		M24-0.8-17	120	24.5	160	46.723 4	-7.519	-16.09	受力螺纹根部断裂
		M24-0.8-04		39.8	260	39.204 4			螺纹变形过大
12		M24-0.8-19	125	26.0	170	39.741 3	+0.161	+0.40	受力螺纹根部断裂
		M24-0.8-05		41.4	270	39.901 9			受力螺纹根部断裂

注: 试件编号(M24-R-x)中, M24 表示高强度螺栓公称直径为 24 mm; R 为应力比; x 为试件编号

在每组螺栓相同应力比, 相同应力幅作用下, 预紧力增加 15.3 kN(扭矩增加 100 N·m)前后拟合的 S-N 曲线分别如下图 7 和图 8 所示。由图可知, $\lg \Delta \sigma$ 和 $\lg N$ 线性相关程度良好。而图 9 的疲劳寿命变化率统计结果可看出试件疲劳寿命离散性较大。影响疲劳寿命离散性的因素有很多, 包括加工精度、显微组织与缺陷、材料的化学成份、热处理、试件大小、表面粗糙度、应力状态等。

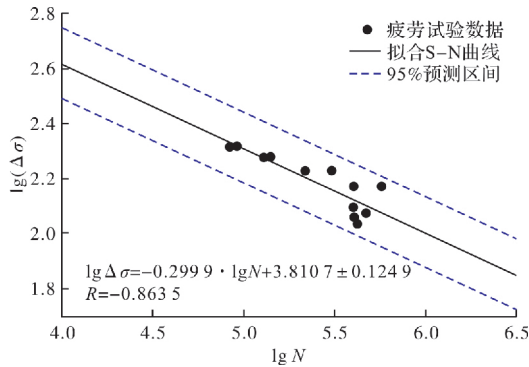


图 7 预紧力增加前 S-N 曲线

Fig. 7 The S-N curve before the increase of the pre-tension

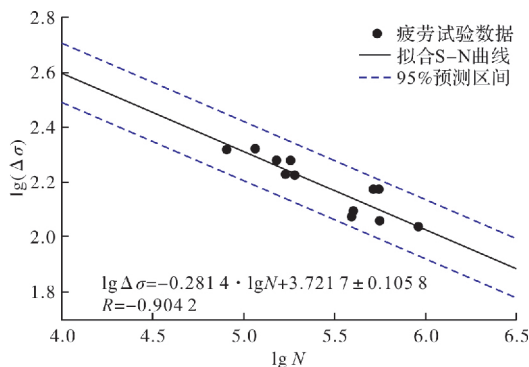


图 8 预紧力增加后 S-N 曲线

Fig. 8 The S-N curve after the increase of the pre-tension

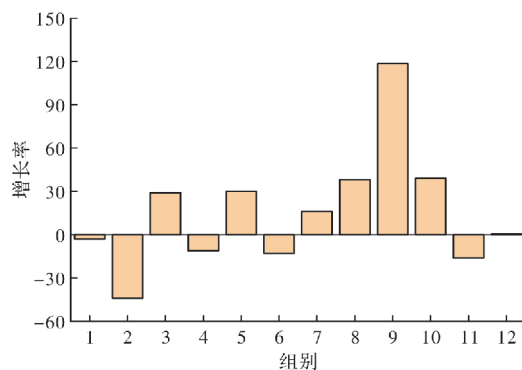


图 9 疲劳寿命增长率统计图

Fig. 9 Statistical chart of the fatigue life growth rate

采用最小二乘法分别拟合预紧力增加前后的疲劳寿命 S-N 曲线: $\lg(\Delta \sigma) = a \lg N + b$, 计算得到预紧力增加前后的高强度螺栓试件 2×10^6 次循环次数对的名义允许应力幅分别为 $[\Delta \sigma]_{2 \times 10^6} = 62.53$

MPa 和 $[\Delta \sigma]_{2 \times 10^6} = 69.63$ MPa, 可以得出增大 100 N·m 扭矩可以提高螺栓的疲劳强度, 增长率为 11.35%。文献[2]指出标准中轴拉情况下螺栓对应 2×10^6 次允许名义应力幅为 $[\Delta \sigma]_{2 \times 10^6} = 50$ MPa。将本次试验数据与该值进行对比得知试验对应允许名义应力幅分别为标准建议值的 1.25 倍和 1.39 倍。

3 疲劳断口分析

针对不同预紧力条件下高强度螺栓疲劳断口进行观察和对比。以第 6 组为例, 应力比 $R=0.5$, 应力幅 $\Delta \sigma=170$ MPa, 预紧力分别为 39.8 kN(扭矩 260 N·m)和 55.1 kN(扭矩 360 N·m), 试件疲劳断口宏观和微观分析照片如图 10 和 11 所示。

3.1 疲劳断口宏观分析

通过观察和对比, 可以得出高强度螺栓的疲劳破坏有以下特点:

(1) 试验中螺栓断裂位置为螺栓和螺母相接触的第一个螺纹处, 未完全断裂的螺栓试件产生裂缝的位置也位于此处。

(2) 在轴向拉伸疲劳加载下疲劳源多集中在表面。疲劳裂纹的扩展分为两个阶段: 第一阶段是从个别侵入沟开始, 裂纹沿与主应力呈 45° 的晶面斜向内发展, 如图 10(a) 可以明显看出疲劳断口边缘处呈现出斜向下的多条棘轮状裂纹, 说明存在着明显的脆性断裂特征。第二阶段是裂纹沿垂直于最大拉应力方向扩展, 直到未断裂部分不足以承担所施加的荷载, 裂纹开始失稳扩展为止。

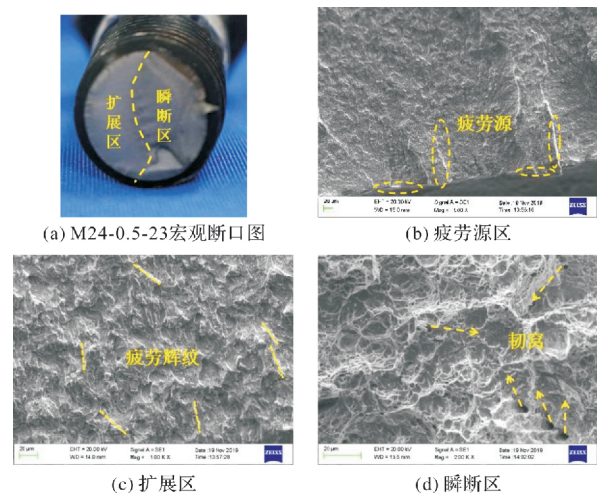


图 10 第 6 组 M24-0.5-23 试件疲劳断口图

Fig. 10 Fatigue fractography of M24-0.5-23 in group 6

($\Delta \sigma=170$ MPa, $N=21.77$ 万次)

(3) 疲劳扩展区呈现月牙状, 分为稳定扩展区与快速扩展区, 稳定扩展区平整光滑, 快速扩展

4.3 有限元结果分析

4.3.1 应力集中位置

通过 Mises 应力分布云图 13 得出螺栓在荷载作用下的应力分布规律为: 螺栓的最大应力出现在螺栓与螺母接触的第二个螺纹深处, 与试验中的多数螺栓疲劳断裂位置相符合。由此可以得出, 螺栓在试验加载中的最不利位置为此处。高应力部位集中在接触区螺栓杆中部环向表面, 该处应力值普遍较高, 且距离此处越远, 所受应力越小, 整体呈现明显的梯度分布趋势。

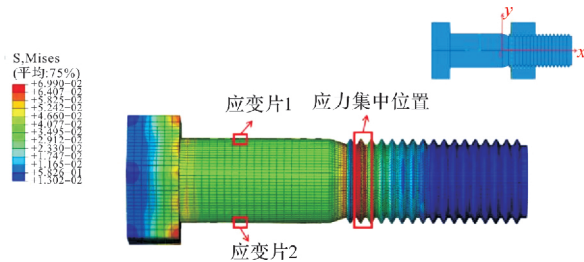


图 13 Mises 应力分布云图

Fig. 13 Mises stress distribution contour

4.3.2 有限元与试验对比

为进一步验证模型有效性, 对有限元模型施加与试验相同的预紧力及单周期正弦波循环荷载, 得到应变-时间曲线。提取应变时程曲线的单元位置与试验中应变片的粘贴位置一致, 以保证对比的可靠性。将疲劳试验时稳定扩展阶段应变仪采集得到的数据与数值模拟结果进行对比, 如下表 3 所示。

以第 5 组中 M24-0.5-22 试件及其对应的有限元模型为例, 疲劳试验中应变仪采集数据与数值模拟结果分别如图 14、图 15 所示。

由表 3 及图 14、图 15 可以看到, 模拟结果与试验采集得到的数据之间存在一定误差, 误差范围为 5.5%~59.8%。存在误差的原因包括有限元分析中对研究对象进行了简化, 其材料属性、单元网格尺寸、荷载和边界条件均按理想情况确定; 而实际试验过程中不可预见因素较多, 如试件材料不均匀性、加荷装置上下不完全对中、应变片贴片位置不理想等。

表 3 螺栓试件应变值试验与数值模拟结果对比

Tab. 3 Comparison of test results and numerical simulation results of the bolt strain values

试件编号	$\epsilon_{\max} / \mu\epsilon$			$\epsilon_{\min} / \mu\epsilon$		
	试验	FEM	误差/%	试验	FEM	误差/%
0.3-22	717.0	1 120.0	56.2	713.0	574.0	19.5
0.3-23	1 999.2	1 821.4	8.9	979.4	911.0	7.0
0.3-24	1 627.0	1 454.9	10.6	660.2	463.0	14.7
0.3-25	2 565.3	2 286.1	10.9	1 599.9	1 173.7	26.6
0.5-17	1 466.7	1 350.0	8.0	699.3	440.3	58.3
0.5-18	1 628.4	1 538.6	5.5	780.8	489.3	59.5
0.5-19	1 917.0	1 759.2	8.3	733.8	575.5	27.5
0.5-20	2 077.5	1 932.9	7.0	1 016.4	623.3	8.15

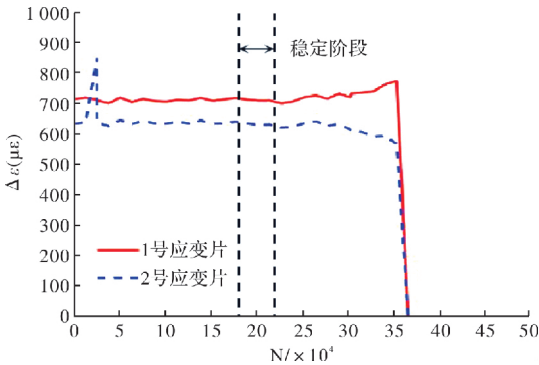


图 14 疲劳试验机采集的应变-循环次数曲线

Fig. 14 Strain-cycle curve collected by the fatigue test machine

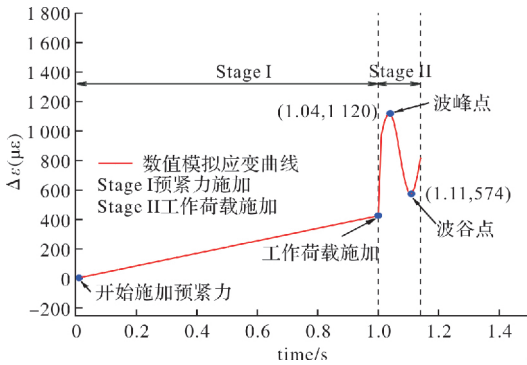


图 15 数值模拟得到的应变-时间曲线

Fig. 15 Strain-time curve obtained through the numerical simulation

4.3.3 加荷装置对螺栓应力分析的影响研究

文献[24]采用与本文相同的加荷装置对螺栓常幅疲劳性能进行了试验研究,但其忽略了加荷装置及预紧力对螺栓应力分布的影响.而在实际疲劳试验中,由于加荷装置与螺栓之间存在的接触与相对摩擦,加荷装置可能会影响高强度螺栓的受力分布.故本文在其基础上考虑了加荷装置和预紧力对螺栓最大应力值及应力集中位置的影响(图 16 和图 17),对比结果如表 4 所示:

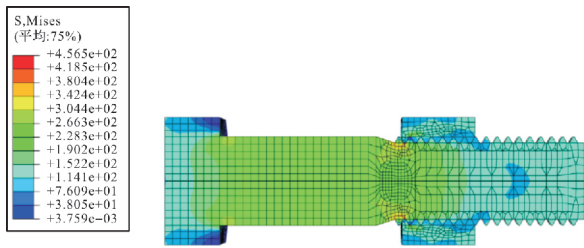


图 16 无加荷装置螺栓应力分布云图

Fig. 16 Stress distribution contour of the bolt without the loading device

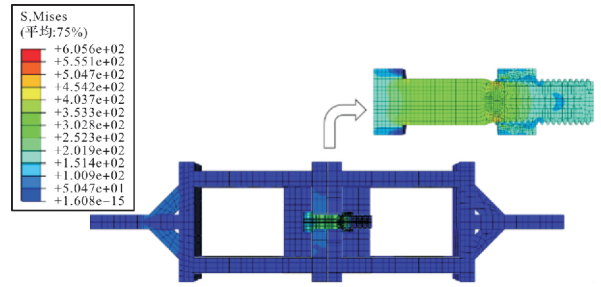


图 17 有加荷装置螺栓应力分布云图

Fig. 17 Stress distribution contour of the bolt with the loading device

由图 18 可以看出,施加相同的荷载时,有加荷装置与无加荷装置对螺栓的缺口应力大小存在明显差异,且差值率随着预紧力的增大逐渐减小最后趋于稳定,但加荷装置并不会影响应力集中的位置.无加荷装置时施加不同的预紧力对螺栓最大应力值存在一定的影响,随着预紧力提高,应力的的大小呈现上升的趋势后趋于稳定;有加荷装置时施加不同的预紧力对螺栓最大应力值存在影响较小.由此说明分析螺栓应力时加荷装置不可忽略.

表 4 有无加荷装置螺栓应力对比

Tab. 4 Comparison of the bolt stress with or without the loading device

预紧力 F/kN	无加荷装置		有加荷装置		应力差值 σ/MPa	差值率/%
	应力最大值 σ_{\max}/MPa	应力集中位置	应力最大值 σ_{\max}/MPa	应力集中位置		
0	591.2	第 1 螺纹根部处	722.3	第 1 螺纹根部处	131.1	22.18
5	591.9		722.3		130.4	22.03
10	592.6		722.3		129.7	21.89
20	593.9		722.3		128.4	21.62
40	596.5		722.3		125.8	21.09
60	599.2		722.3		123.1	20.54
80	601.9		722.3		120.4	20.00
100	601.8		722.3		120.5	20.02
120	601.8		722.3		120.5	20.02
140	601.8		722.3		120.5	20.02
160	601.8		722.3		120.5	20.02

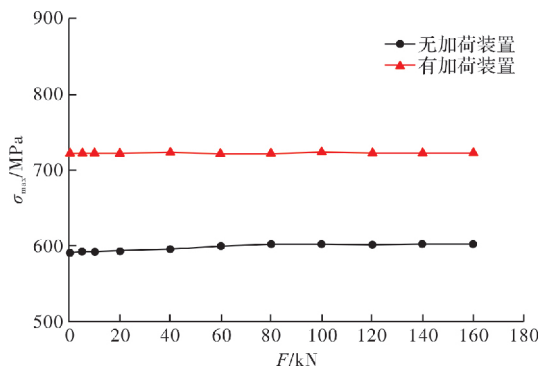


图 18 有无加荷装置螺栓缺口应力对比

Fig. 18 Comparison of the notch stress of bolt with or without the loading device

5 结论

本文针对 24 个 8.8 级 M24 高强度螺栓开展了常幅疲劳试验、数值模拟和理论分析,主要得出如下结论:

- (1)对比 12 组螺栓扭矩均相差 100 N · m 时,在确保加荷装置弹性的前提下,高强度螺栓预紧力的提高有利于其疲劳强度的增加, 2×10^6 次对应允许疲劳强度相差 11.35%;分别拟合预紧力增加前后的疲劳寿命 $S-N$ 曲线,试验对应允许名义应力幅分别为标准建议值的 1.25 倍和 1.39 倍;

(2)预紧力小的螺栓疲劳扩展区面积明显小于瞬断区面积,而预紧力大的螺栓扩展区明显大于疲劳瞬断区面积;

(3)数值模拟显示高强度螺栓应力集中位置为螺栓和螺母结合第1个螺纹处,与试验中常幅疲劳试件的试验断口位置基本吻合;

(4)有无加荷装置对高强度螺栓应力集中位置的影响可以忽略,但最大应力值存在明显差异,差值率为20%~22.18%,由此表明加荷装置对研究螺栓应力分布影响不可忽略。

参考文献 References

- [1] 刘秀丽,王燕.中美欧高强度螺栓外伸端板连接设计方法比较[J].西安建筑科技大学学报(自然科学版),2012,44(1):41-49.
LIU Xiuli, WANG yan. Study on design methods of extended end-plate connection according to norms of China, America and Europe[J]. J. Xi'an Univ. of Arch. & Tech. (Natural Science Edition), 2012, 44(1): 41-49.
- [2] 焦晋峰,贾朋朋,刘勇,等.临界应力比下M24高强螺栓的常幅疲劳性能试验研究[J].太原理工大学学报,2019,50(6):749-755.
JIAO Jinfeng, JIA Pengpeng, LIU Yong, et al. Experimental study on constant-amplitude fatigue performance of M24 high-strength bolts under critical stress ratio[J]. Journal of Taiyuan University of Technology, 2019, 50(6): 749-755.
- [3] 焦晋峰,郝海舒,刘勇,等.平板网架结构用高强度螺栓疲劳问题研究进展[J].建筑科学,2021,37(3):85-92.
JIAO Jinfeng, HAO Haishu, LIU Yong, et al. Research progress on fatigue of high strength bolts for flat frame structure[J]. Building Science, 2021, 37(3): 85-92.
- [4] 吴勇,陈琴珠,邹慧君.摩擦离合器螺栓联接预紧力对疲劳寿命的影响[J].机械设计与研究,2012,28(6):67-69.
WU Yong, CHEN Qinzhu, ZOU Huijun. Influence of pre-tightening force of friction clutch bolt connection on fatigue life[J]. Mechanical Design and Research, 2012, 28(6): 67-69.
- [5] 穆国煜.避雷针结构法兰盘高强螺栓风致疲劳研究[D].郑州:郑州大学,2018.
MU Guoyu. Study on wind-induced fatigue of lightning rod structure flange bolts[D]. Zhengzhou: Zhengzhou University, 2018.
- [6] BARTSCH H, FELDMANN M. Reassessment of fatigue detail categories of bolts and rods according to EC 3-1-9[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2021, 180: 106588.
- [7] WEIJTJENS W, STANG A, DEVRIENDT C, et al. Bolted ring flanges in offshore-wind support structures-in-situ validation of load-transfer behaviour[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2021, 176: 106361.
- [8] AJAEI B B, SOYOZ S. Effects of preload deficiency on fatigue demands of wind turbine tower bolts[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2020, 166: 105933.
- [9] 张猛,马人乐,吕兆华,等.对高强螺栓施加预拉力方法的研究[J].建筑结构,2009,39(7):37-39.
ZHANG Meng, MA Renle, LÜ Zhaohua, et al. Research on the method of applying pretension on high-strength bolts[J]. Building Structure. 2009, 39(7): 37-39.
- [10] 王素芬.对螺栓拧紧方法的探讨[J].安装,1997(6):1-3.
WANG Sufen. Discussion on bolt tightening method[J]. Installation, 1997(6): 1-3.
- [11] 阳荣昌.单管通信塔法兰螺栓预拉力对疲劳损伤的影响[J].建筑结构,2018,48(13):26-30.
YANG Rongchang. Influence of pretension on fatigue damage of flange bolts of single pipe Communication Tower[J]. Building Structure. 2018, 48(13): 26-30.
- [12] 杜洪奎.预紧力的分散性对螺栓疲劳寿命的影响[J].压缩机技术,2006(5):21-23.
DU Hongkui. Influence of dispersion of pretension on fatigue life of bolts[J]. Compressor Technology. 2006(5): 21-23.
- [13] LAN C, JOHN N, PAUL W. The tightening of bolts to yield and their performance under load[J]. Journal of Vibration Acoustics Stress and Reliability in Design, 1986, 108(2): 213-221.
- [14] GUO H, MAO K, LIU Y, et al. Experimental study on fatigue performance of Q460 and Q690 steel bolted connections[J]. Thin-Walled Structures, 2019, 138: 243-251.

- [15] REIDAR B, ANDRE C, RICCARDO Z. Connections in steel structures Ⅲ: behaviour, strength, and design [M]. Italy, Trento: Pergamon, 1996.
- [16] CASANOVA F, MANTILLA C. Fatigue failure of the bolts connecting a Francis turbine with the shaft [J]. Engineering Failure Analysis, 2018(90): 1-13.
- [17] LOCHAN S, MEHMANPARAST A, WINTLE J. A review of fatigue performance of bolted connections in offshore wind turbines[J]. Procedia Structural Integrity, 2019, 17: 276-283.
- [18] ZAMPIERI P, CURTARELLO A, MAIORANA E, et al. A review of the fatigue strength of shear bolted connections[J]. International Journal of Steel Structures, 2019, 19(4): 1084-1098.
- [19] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 钢结构设计标准: GB 50017-2017[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2017. Ministry of Housing and Urban-Rural Development, PRC. Design standard of steel structure: GB 50017-2017 [S]. Beijing: China Architecture and Building Press, 2017.
- [20] Eurocode 3: Design of steel structures-part 1-9: fatigue. BS EN 1993-1-9[S]. London: British Standards Institution, 2005.
- [21] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 紧固件机械性能螺栓、螺钉和螺柱: GB/T3098. 1-2010[S]. 北京: 中国质检出版社, 2011. General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China. Mechanical properties of fasteners—Bolts, screws and studs: GB/T 3098. 1-2010 [S]. Beijing: China Quality Inspection Publishing House, 2011.
- [22] 秦大同, 谢里阳. 现代机械设计手册 第1卷[M]. 北京: 化学工业出版社, 2011. 3. QIN Datong, XIE Liyang. Modern handbook of mechanical design [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2011. 3.
- [23] 张健. M24 扭剪型高强度螺栓受拉连接疲劳性能的试验与理论研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2019. ZHANG Jian. Experimental and theoretical study on fatigue performance of M24 torsional shear high strength bolts in tensile connection [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2019.
- [24] 黄文鹏. 装配式钢结构中 M24 高强度螺栓单轴受拉常幅疲劳性能的试验及理论研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2019. HUANG Wenpeng. Experimental and Theoretical Research on the fatigue performance of M24 high-strength bolts under normal tensile strength in fabricated Steel Structures[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2019.

(编辑 桂智刚)