

防松胶对螺纹连接预紧力影响试验研究

董得义, 李志来, 杨利伟, 徐宏

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033)

摘要: 鉴于螺纹在涂胶前后或涂不同种类防松胶、施加相同拧紧力矩时产生的螺栓预紧力差别较大, 对空间光学遥感器装配中常用防松胶对螺纹连接预紧力影响进行定量试验研究, 结果表明, 在螺纹上涂硅橡胶 D04(L) 与不涂胶相比, 相同拧紧力矩时螺栓预紧力减小 50%~70%; 涂厌氧胶乐泰 243, 相同拧紧力矩时螺栓预紧力增大 46%~98%。某类防松胶使用前需对其对螺纹连接预紧力影响进行定量测试, 据测试结果调整螺栓的拧紧力矩达到预期预紧力; 在对预紧力精确控制的连接区域, 力矩扳手紧固方式不再适用。

关键词: 空间光学遥感器; 螺纹连接; 预紧力; 防松胶

中图分类号: TP391.9

文献标志码: A

DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2015.22.021

Experiment study on the influence of locking adhesive on the preload of screw thread connection

DONG De-yi, LI Zhi-lai, YANG Li-wei, XU Hong

(Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Science, Changchun 130033, China)

Abstract: Screw joint structure is a basic device mostly used in space optical remote sensor assembly because of its outstanding advantages. Choosing the fitting fasteners and controlling the preload is the key to ensure the reliability of the screw joint structure. Plastering the locking adhesive on the screw thread during the course of assembling is a mean mostly used to prevent the screw joint get loose nowadays. But in the course of engineering application, the preload will change dramatically after plastering the locking adhesive on the screw threads or plastering different locking adhesive, although under the same locking torque. The quantified influence of the frequently-used locking adhesive in optical remote sensor assembling was analysed. The experiment results indicate that plastering the silastic(D04(L)) on the screw thread in the assembling, the preload will decrease by 50%~70% by comparison with the case of no locking adhesive under the same torque. But plastering the anaerobic adhesive(LOTTIE243), the preload will increase by 46%~98%. According to the study results, the influence to the preload has to be tested before using this kind of locking adhesive, and the torque should be adjusted according to the test results. The fastening by the torque spanner is unfit for the connection where the preload should be accurately controlled.

Key words: space optical remote sensor; screw thread connection; preload; locking adhesive

螺纹连接件具有装配简单、拆卸方便、利于检修等优点, 广泛用于空间光学遥感器结构组件及整机装配^[1]。由于空间光学遥感器在发射过程中经历剧烈振动环境^[2], 要求螺纹连接件具有良好的防松能力。螺纹连接紧固件常用的防松方法有两类, 即①靠防松零件(如自锁螺母等)实现; ②在螺纹上涂防松胶^[3], 固化后可牢固粘接配合的螺纹副, 达到防松目的。由于防

松胶能减少机械零件数目、提高螺纹连接防松的可靠性, 已成空间光学遥感器螺纹连接的主要防松手段。

空间光学遥感器装配中, 用于螺纹防松连接的胶结剂主要有硅橡胶(如 GD414、D04(L)等)及厌氧胶(如乐泰 243、J222等), 二者在室温下的固化周期均为 15 天。由于空间光学遥感器对靠近镜面的螺钉预紧力非常敏感^[4-9], 随工程应用增加, 在使用防松胶过程中发现螺钉在涂胶前后镜面面形差别较大; 涂不同防松胶镜面面形也不同。而涂胶只对螺栓预紧力有影响, 即在相同拧紧力矩下涂与不涂胶, 螺钉的预紧力有较大差异; 所涂防松胶不同螺钉的预紧力也不同。而在

基金项目: 国家 973 基金资助项目(2011CB0132005)

收稿日期: 2014-11-12 修改稿收到日期: 2015-05-20

第一作者 董得义 男, 博士, 副研究员, 1979 年生

通信作者 李志来 男, 研究员, 1965 年生

靠近镜面的螺纹连接副中,过大或过小预紧力均有害,即预紧力过大会导致镜面变形较大及连接件在振动试验中会被振断,过小会在振动环境下因连接松动导致连接失效^[10-11]。由此可见,螺纹连接件使用中预紧力大小选择、准确度控制是确保螺纹连接质量关键。

鉴于预紧力在螺纹连接副中的重要性,本文针对螺纹防松胶对螺纹连接预紧力影响进行定量的试验研究。以期为空间光学遥感器装配中防松胶选择及螺栓紧固方法选择提供借鉴。

1 拧紧力矩与预紧力关系基本原理

1.1 拧紧力矩与预紧力关系

螺纹连接件受力原理见图1。

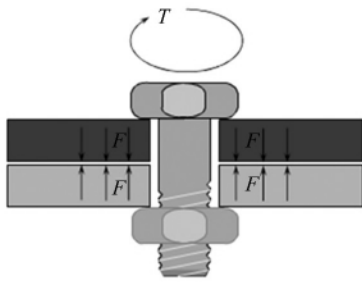


图1 拧紧力矩与预紧力关系原理

Fig.1 The relationship between torque and preload

在螺栓上施加大小为 T 的拧紧力矩,在螺栓轴向产生预紧力 F ,二者关系^[12]为

$$T = F \left[\operatorname{tg}(\psi + \rho_v) \frac{d_2}{2} + \frac{\mu_c (D_1^3 - d_0^3)}{3(D_1^2 - d_0^2)} \right] \quad (1)$$

式中: T 为拧紧力矩; F 为预紧力; d_2 为螺纹中径; ψ 为螺纹升角; ρ_v 为螺纹连接副当量摩擦角,即

$$\rho_v = \arctan(1.15\mu_v) \quad (2)$$

式中: μ_v 为螺纹副摩擦系数; μ_c 为螺母与被连接件承压面间摩擦系数; D_1 为螺母支撑面外径; d_0 为被连接件或垫圈孔直径。

由于 ψ 、 ρ_v 角度较小,一般不超过 10° ,因此

$$\tan(\psi + \rho_v) \approx \tan\psi + \tan\rho_v \quad (3)$$

将式(3)代入式(1)得

$$T = \frac{1}{2}FD_1\mu_c + F \frac{d_2\mu_v}{2\cos\beta} + F \frac{t}{2\pi} = T_1 + T_2 + T_3 \quad (4)$$

式中: D_1 为螺母支撑面摩擦半径; t 为螺纹螺距; β 为螺纹升角,普通螺纹 $\beta = 30^\circ$; T_1 为克服螺母与被连接支撑面间摩擦力施加的力矩; T_2 为克服螺纹副间摩擦力施加力矩; T_3 为克服螺纹斜面受力产生的阻力矩,使连接件产生预紧力。一般 T_1 为拧紧力矩 T 的50%, T_2 为40%,能产生预紧力的 T_3 仅为拧紧力矩 T 的10%。

1.2 影响预紧力大小主要因素

工程中为便于应用,通常将式(1)简化为

$$T = KdF \quad (5)$$

式中: K 为拧紧力矩系数^[13-14]; d 为螺纹公称直径。

由式(1)、(2)、(5)得拧紧力矩系数 K 的表达式

$$K = \frac{1}{2} \left[\frac{d_2}{d} \operatorname{tg}[\psi + \arctan(\mu_v)] + \frac{2\mu_c (D_1^3 - d_0^3)}{3d(D_1^2 - d_0^2)} \right] \quad (6)$$

螺栓规格、材料一定情况下 K 值仅与螺纹副的摩擦系数 μ_v 及螺母与连接件或垫圈接触面摩擦系数 μ_c 有关。无论在螺纹上涂厌氧胶或硅橡胶,均会影响螺纹副的摩擦系数 μ_v 。若胶溢到螺母与被连接件连接面上会影响连接面的摩擦系数 μ_c ,进而影响拧紧力系数 K 值,导致拧紧力矩一定、预紧力发生变化。

2 试验方案介绍

2.1 方案描述

检测涂防松胶对螺纹预紧力影响试验方案见图2。试验件主要由箱体、M10×120 mm螺栓及M10螺母组成。箱体用铸铁材料,螺栓及螺母为不锈钢。

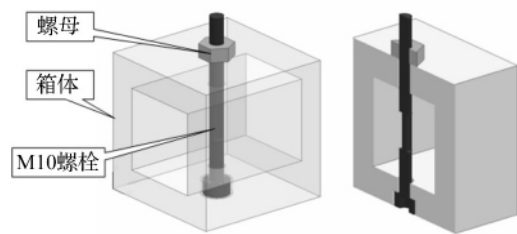


图2 试验件组成

Fig.2 The experiment component

2.2 试验原理

用经校准的力矩扳手控制螺纹拧紧力矩,螺母内部产生的预紧力与应变关系推导为:在螺母上施加一定拧紧力矩 T ,致螺栓杆内部产生预紧力 F ,螺栓杆在预紧力作用下被拉长,螺栓内部产生拉应力 σ ,设螺栓杆横截面积为 A ,则有

$$F = \sigma A \quad (7)$$

据胡克定律,在弹性变形范围内螺栓杆内部拉应力 σ 与应变 ξ 满足关系为

$$\sigma = \xi E \quad (8)$$

式中: E 为螺栓材料弹性模量。

由式(7)、(8)得

$$F = \xi EA \quad (9)$$

式(9)表明,在弹性变形范围内螺栓杆内部产生的预紧力 F 与螺栓杆应变 ξ 成正比。因此,在螺栓杆上粘贴应变片可实时监测螺栓杆在不同预紧力下的应变大小及螺栓内部预紧力大小。

2.3 应变测量

在试件测点粘贴电阻应变片可获取应变大小,即构件表面测点受载产生应变,粘贴在构件表面的电阻应变片感知应变后电阻值发生变化,经电阻应变仪处理获得变化的电流或电压并记录,再经一定比例换算获得构件表面的应力、应变。

本试验所用合金箔应变片见图 3。在箔的一面涂树脂胶,经加温聚合作为基底,另面用照相腐蚀(光刻)制成敏感栅,合金箔厚度 0.003 ~ 0.01 mm,基底厚度 0.03 ~ 0.05 mm。该应变片感受应变状态与试件表面应变状态更接近;横向效应系数较小,散热条件好,允许通过较大电流输出较强信号,提高测量灵敏度;箔栅尺寸、形状精确,且能制成任意形状,如栅长较小的应变片。

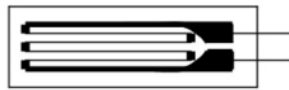


图 3 箔式应变片
Fig. 3 Foil strain gauge

为监测螺栓在不同预紧力下变形量大小,在螺栓上粘贴应变片。将螺栓局部修成平面以保证粘贴质量,在螺杆中间偏下近螺栓头部位两侧各开一平槽各粘贴一枚箔式片,两应变片互为备份,见图 4。

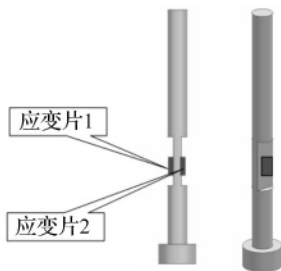


图 4 应变片粘贴位置
Fig. 4 The paste position of strain gauge

2.4 加载方案

以图 5 中螺栓 1 为研究对象,在不涂螺纹防松胶情况下测得拧紧力矩分别为 10 Nm、15 Nm、20 Nm、25 Nm;在螺纹上涂 D04(L) 螺纹防松胶,测得拧紧力矩分别为 10 Nm、15 Nm、20 Nm、25 Nm,每种工况重复加载 5 次,得 5 组读数,去掉最大、最小值,取 3 组读数进行数据分析。

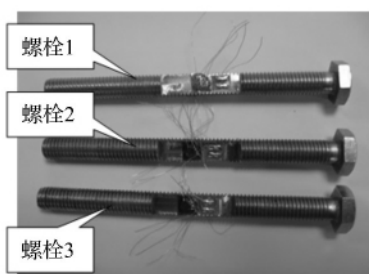


图 5 改造后螺栓
Fig. 5 The processed bolts

以螺栓 2 为对象,在不涂螺纹防松胶情况下测得拧紧力矩分别为 10 Nm、15 Nm、20 Nm、25 Nm;涂乐泰 243 螺纹防松胶后测得拧紧力矩分别为 10 Nm、15 Nm、20 Nm、25 Nm,每个工况加载次数与螺栓 1 相同。

3 实验结果与分析

3.1 试件及测试设备

改造后的螺栓及粘贴应变片见图 5,其中螺栓 1、2 为测试对象,3 为备用件。整个试验组件见图 6,主要由箱体、改造后 M10 螺栓及螺母组成。用 DH3815 静态应变仪测量螺栓杆应变,测试设备见图 7。

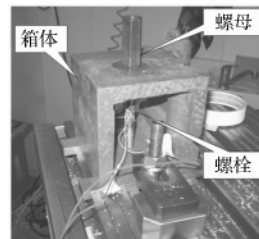


图 6 试验件装配体
Fig. 6 The experiment assembly parts



图 7 DH3815 静态应变仪
Fig. 7 DH3815 static strain instrument

3.2 测试结果

涂 D04(L) 胶前后螺栓在不同拧紧力矩下的应变测试量测试结果见表 1,涂乐泰 243 胶前后螺栓在不同拧紧力矩下的应变测试量测试结果见表 2。由 2 表看出,每个状态下的试验结果重复性均较好。

表 1 涂 D04(L) 胶前后螺栓应变测试量测试结果

Tab. 1 Test results between plaster D04(L) and no plastering

状态	组数	10 Nm	15 Nm	20 Nm	25 Nm
不涂胶	第 1 组	98	174	277	338
	第 2 组	98	186	270	336
	第 3 组	111	188	269	353
涂 D04 胶	第 1 组	31	92	120	175
	第 2 组	32	86	131	176
	第 3 组	24	69	119	153

表 2 涂乐泰 243 胶前后螺栓应变测试量测试结果

Tab. 2 Test results between plaster loctite243 and no plastering

状态	组数	10 Nm	15 Nm	20 Nm	25 Nm
不涂胶	第 1 组	133	220	367	456
	第 2 组	127	263	373	500
	第 3 组	140	253	380	495
涂乐泰 243 胶	第 1 组	260	408	560	689
	第 2 组	268	427	606	706
	第 3 组	265	433	554	723

3.3 结果对比及分析

以表 1、表 2 中 3 组读数平均值进行对比,两根螺栓在不涂胶情况下承受同样的拧紧力矩,螺栓内部产

生的应变测试结果对比见表3,涂硅橡胶(D04(L))前后螺栓内部应变测试结果对比见表4,涂乐泰243螺纹防松胶前后螺栓内部应变测试结果对比见表5。

由3表看出,不涂胶情况下两根螺栓在相同拧紧力矩载荷作用下的应变变量有接近30%的误差,说明用力矩扳手控制螺栓预紧力较粗劣。在螺纹上涂D04(L)防松胶后相同拧紧力矩下预紧力减小50%~70%;涂乐泰243防松胶后相同拧紧力矩下预紧力增加46%~98%,两种胶使预紧力变化趋势截然相反,说明若采用力矩扳手紧固螺钉,须在正式装配前对防松胶与螺纹预紧力关系进行定量试验,否则实际预紧力会与期望值偏差较大。

表3 不涂胶应变变量测量结果对比

Tab.3 The contrast of the test results at the condition of no plastering locking adhesive

拧紧力矩/Nm	螺栓1	螺栓2	变化量	相对变化/%
10	102.3	133.3	31.0	23.3
15	182.7	245.3	62.6	25.5
20	272	373.3	101.3	27.1
25	342.3	483.7	141.4	29.2

表4 涂硅橡胶(D04(L))应变测试结果对比

Tab.4 The contrast of the test results with plastering D04(L)

拧紧力矩/Nm	不涂胶	涂胶	绝对变化	相对变化/%
10	102.3	29.0	73.3	71.7
15	182.7	82.3	100.4	55.0
20	272.0	123.3	148.7	54.7
25	342.3	168.0	174.3	50.9

表5 涂乐泰243应变测试结果对比

Tab.5 The contrast of the results with plastering loctite243

拧紧力矩/Nm	不涂胶	涂胶	变化量	相对变化/%
10	133.3	264.3	131	98.3
15	245.3	422.7	177.4	72.3
20	373.3	573.3	200	53.6
25	483.7	706.0	222.3	46.0

4 结论

通过防松胶对螺纹连接预紧力影响研究,结论如下:

(1) 空间光学遥感器结构件装配中,用力矩扳手控制螺钉拧紧力矩为粗劣方法,误差接近30%;螺纹上涂防松胶会对螺纹副及螺钉头与连接面摩擦系数影响较大,不同防松胶对摩擦系数影响亦不同。

(2) 拧紧力矩相同,涂防松胶后螺栓内部产生的预紧力与设计值亦会严重不符,致产品埋下严重的安全隐患。需进行涂胶对螺纹连接预紧力影响的定量

研究。

(3) 本文结果对空间光学遥感器结构设计、装配中对螺纹防松胶的使用具有较强指导意义。而需精确控制(精度需要高于30%)螺栓预紧力连接区域,不可采用力矩扳手方式紧固。

参考文献

- [1] 邱宣怀,郭可谦. 机械设计(第四版)[M]. 北京:高等教育出版社,1997.
- [2] 夏益霖,吴家驹. 航天发射的低频振动环境及其模拟[J]. 强度与环境,1998(1):1-8.
XIA Yi-lin, WU Jia-ju. Low-frequency vibration environment and its simulation for aerospace launch[J]. Structure & Environment Engineering, 1998(1):1-8.
- [3] 关洋,徐武彬,王国安. 螺纹锁固胶的防松效果探讨[J]. 机械研究与应用,2013(2):170-172.
GUAN Yang, XU Wu-bin, WANG Guo-an. Anti-loosening effect discussion of thread locking glue[J]. Study and Application of Machinery, 2013(2):170-172.
- [4] 韩旭,吴清文,董得义等. 室温硫化胶层建模在透镜结构分析中的应用[J]. 光学精密工程,2010,18(1):118-125.
HAN Xu, WU Qing-wen, DONG De-yi, et al. Application of RTV adhesive modeling to structure analysis of reflective mirror[J]. Opt. and Precision Eng., 2010, 18(1):118-125.
- [5] 董得义,张学军. 反射镜组件模态分析的误差评价[J]. 光学精密工程,2011,19(8):1883-1894.
DONG De-yi, ZHANG Xue-jun. Error valuation for mode analysis of reflective mirror set[J]. Opt. and Precision Eng., 2011, 19(8):1883-1894.
- [6] 赵宏超,张景旭,杨飞等. 预紧式八翼梁次镜支撑结构的动力学分析[J]. 光学精密工程,2013,21(5):1199-1204.
ZHAO Hong-chao, ZHANG Jing-xu, YANG Fei, et al. Preloading eight-vane spider for supporting structure of secondary mirror[J]. Opt. and Precision Eng., 2013, 21(5):1199-1204.
- [7] 安其昌,张景旭,张丽敏. 望远镜次镜钢索支撑结构动力学分析[J]. 红外与激光工程,2013,42(8):2115-2119.
AN Qi-chang, ZHANG Jing-xu, ZHANG Li-min. Dynamics analysis of telescope third mirror wire support structure[J]. Infrared and Laser Eng., 2013, 42(8):2115-2119.
- [8] 韦清芳. 螺钉预紧力对精密零件装配变形的影响[J]. 机械设计与制造,2013(5):216-218.
WEI Qing-fang. Effect of screw pre-stress to assembly distortion of precision workpieces[J]. Machinery Design & Manufacture, 2013(5):216-218.
- [9] 张永娟,曾国英,赵登峰等. 振动环境下螺栓连接结构的HHT分析[J]. 机械设计与制造,2013(11):161-163.
ZHANG Yong-juan, ZENG Guo-ying, ZHAO Deng-feng, et al. HHT analysis of bolt joints in vibration environment[J]. Machinery Design & Manufacture, 2013(11):161-163.

(下转第137页)

增大 结构固有频率逐渐降低,且降幅减小。

参 考 文 献

[1] Love A E H. A treatise on the mathematical theory of elasticity (Forth Edition) [M]. Dover Publication , 1944.

[2] Arnold R N , Warburton G B. Flexural vibrations of the walls of thin cylindrical shells having freely supported ends [J]. Proceedings of the Royal Society of London , Series A , 1949 , 1049 (197) :238 - 256.

[3] Forsberg K. Influence of boundary conditions on the modal characteristics of thin cylindrical shells [J]. American Institute of Aeronautics and Astronautics , 1964 , 12(2) : 2150 - 2157.

[4] Haft E E. Natural frequencies of clamped cylindrical shells [J]. American Institute of Aeronautics and Astronautics , 1968 6(4) : 720 - 721.

[5] Galletly G D. On the in-vacuo vibrations of simply supported , ring-stiffened cylindrical shells [J]. Journal of Applied Mechanics-Transactions of the ASME , 1954 , 21 (3) : 225 - 231.

[6] Egle D M. An analysis of free vibration of orthogonally stiffened cylindrical shells with stiffeners treated as discrete elements [J]. American Institute of Aeronautics and Astronautics , 1968 6(3) : 518 - 526.

[7] Mustafa B A J , Ali R. An energy method for freevibration analysis of stiffened circular cylindrical shells [J]. Computers and Structures , 1989 32(2) :355 - 363.

[8] Zhao X , Liew K M , Ng T Y. Vibrations of rotating cross-ply laminated circular cylindrical shells with stringer and ring stiffeners [J]. International Journal of Solids and Structures , 2001 39(2) :529 - 545.

[9] Kalnins A. On vibrations of shallow spherical shells [J]. Journal of the Acoustical Society of America , 1961 , 33 (8) : 1102 - 1107.

[10] Robinson A R. A numerical method for analysis of free

vibration of spherical shells [J]. American Institute of Aeronautics and Astronautics , 1967 5(7) : 1256 - 1261.

[11] Pavlyuk N F , Kichaev Y P. Vibrations of a shallow spherical shell with a hole [J]. International Applied Mechanics , 1971 , 7(3) : 256 - 259.

[12] Saunders H. Inextensional vibrations of a sphere-cone shell combination [J]. Journal of the Acoustical Society of America , 1959 31(5) :579 - 583.

[13] Galletly G D , Mistry J. The free vibrations of cylindrical shells with various end closures [J]. Nuclear Engineering and Design , 1974 30(2) :249 - 268.

[14] Yim J S , Lee Y S , Sohn D S. Free vibration of clamped-free circular cylindrical shell with a plate attached at an arbitrary axial position [J]. Journal of Sound and Vibration , 1998 , 213(1) :75 - 88.

[15] Lee Y S , Yang M S , Kim H S , et al. A study on the free vibration of the joined cylindrical-spherical shell structures [J]. Computers and Structures , 2002 , 80 (27/28/29/30) : 2405 - 2414.

[16] Yusefzad M , Bakhtiarinejad F. A study on the free vibration of the prestressed joined cylindrical-spherical shell structures [J]. Applied Mechanics and Materials , 2013 , 390: 207 - 214.

[17] Qu Ye-gao , Wu Shi-hao , Chen Yong , et al. Vibration analysis of ring-stiffened conical-cylindrical-spherical shells based on a modified variational approach [J]. International Journal of Mechanical Sciences 2013 69:72 - 84.

[18] Kouchakzadeh M A , Shakouri M. Free vibration analysis of joined cross-ply laminated conical shells [J]. International Journal of Mechanical Sciences 2014 78:118 - 125.

[19] Flügge. Stresses in shells [M]. Berlin:Spring , 1962.

[20] Kalnins A. Effect of bending on vibrations of spherical shells [J]. Journal of the Acoustical Society of America , 1964 , 36(1) : 74 - 81.

(上接第 124 页)

[10] 赵登峰, 曾国英. 振动环境中螺栓连接松动过程的研究 [J]. 振动与冲击 2010 29(10) :175 - 178.
ZHAO Deng-feng , ZENG Guo-ying. Study on the process of connection looseness in vibration environment [J]. Journal of Vibration and Shock , 2010 29(10) :175 - 178.

[11] 王巍, 徐浩, 马跃 等. 振动工况下的螺栓连接自松弛机理研究 [J]. 振动与冲击 2014 33(22) : 198 - 202.
WANG Wei , XU Hao , MA Yue , et al. Self-loosening mechanism of bolted joints under vibration [J]. Journal of Vibration and Shock 2014 33(22) : 198 - 202.

[12] 卜炎. 螺纹连接设计与计算 [M]. 北京:高等教育出版社 , 1995.

[13] 王朋, 陈安生, 张会武 等. 螺栓扭矩系数影响因素的试验研究 [J]. 试验力学 2013 28(3) :307 - 313.
WANG Peng , CHEN An-sheng , ZHANG Hui-wu , et al. Experimental study of the factors effecting on bolt torque coefficient [J]. Journal of Experimental Mechanics , 2013 , 28(3) :307 - 313.

[14] 贾贤安, 李昊, 袁皖安. 高强度螺栓扭矩系数影响因素的试验研究 [J]. 机械工程师 2004(2) :42 - 44.
JIA Xian-an , LI Hao , YUAN Wan-an. Experimental study on the interference factors of torque coefficient for high-strength connecting bolts [J]. Mechanical Engineering , 2004 (2) :42 - 44.