

吉普汽车转向机固定螺栓断裂失效分析

吕永华 洪友士 (中国科学院力学研究所, 北京, 100080)

李云笃 厉小静 (北京吉普汽车有限公司)

摘要 螺栓是汽车、桥梁等钢结构中广泛使用的紧固件。重要螺栓的断裂常常导致灾难性事故。本文通过几起BJ/XJ 213汽车转向机固定螺栓的断裂分析,指出了事故发生的客观原因及存在于人们思想中的主观原因。测定了螺栓预紧扭矩与产生预紧应力之间的对应关系,同时用扫描电镜观察了典型的螺栓断口特征。结果表明,螺栓联接部位的加工缺陷及不合理的装配,使得固定螺栓在服役过程中承受了异常的交变弯曲载荷,导致了最终的疲劳断裂。

关键词 转向机固定螺栓 预紧扭矩 疲劳裂纹

Failure Analysis of Steering Gear Case Bolts

Lü Yonghua Hong Youshi (Institute of Mechanics, Academia Sinica, 100080)

Li Yundu Li Xiaojing (Beijing Jeep Co., LTD)

Abstract Threaded fasteners are widely used in steel structures such as automobiles, bridges, etc. The failure of key bolts often results in vital incidents. Based on the failure analysis of Steering Gear Case bolts of BJ/XT 213 jeeps, the subjective and objective reasons for the failure were found. From designed tests, the relation between preload torque and the corresponding clamping axial stress on a bolt was established. Fracture surfaces of failed bolts were examined using a scanning electron microscope. It came to the conclusion that the welding misfit of the Spacer-Steering Gear Case with the shell as well as the unreasonable assembly made the bolts bear an abnormal alternating bending load during the service and caused fatigue failure finally.

1 前言^[1]

自1988年12月至1989年2月,先后在不同地区发生了4起BJ/XJ 213吉普汽车转向机固定螺栓的断裂事件。该螺栓的断裂导致吉普汽车转向失控,险些造成恶性事故。转向机如图1所示。螺栓断裂位置均在距螺杆的第二和第三个螺扣之间,而这位位置正是车身左前纵梁内板与螺栓的接触点B(如图2所示)。3根固定螺栓在车中处于水平位置,将转向机固定在车身的左前纵梁上,且1号螺栓位于上部,2号和3号螺栓处于下部。按顺序4起事故发生时的行程分别为312, 526, 1000和1300 km。第一和第三起事故中,上部1号螺栓丢失,下部2号和3号螺栓断裂。第二起事故中,1号螺栓脱扣,2、3号螺栓断裂。最后一起事故中,行程最长,三根螺栓全部断裂。此

外,据有关人员描述,第一起事故中,车身左前纵梁与转向机上部螺栓的配合孔经过修整(电焊切割);第三起事故中,车身左前纵梁上部对应转向机1号螺栓的孔与内部的转向机安装支架焊接错位。上述4起失效事件具有4个共同特点:

- a. 固定于转向机上部的螺栓未见或脱扣或断裂;
- b. 断裂螺栓的断口位置均在距螺杆的第二和第三个螺扣之间;
- c. 螺栓的螺纹段普遍过长,超过图纸规定的尺寸,因而螺纹段已深入车身左前纵梁壁内,而实际上只要长过C点即可(如图2所示)。
- d. 根据批检记录,有关的几批车中4个固定螺栓的安装扭矩普遍偏低,有的低至60 N·m,低于技术条件规定的74.6 N·m。

转向机固定螺栓要承受施加的预紧力,服役过程

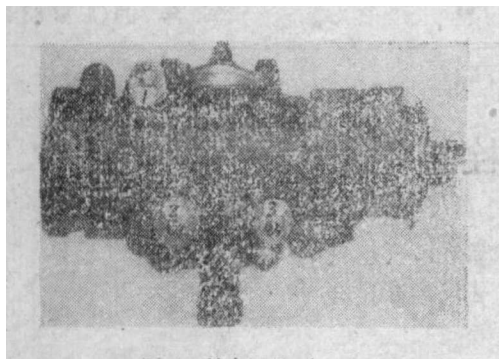


图 1 转向机(1:4)

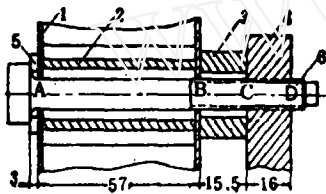


图 2 螺栓装配示意图(尺寸 mm)

(B 点为断裂部位, 螺纹段尺寸过长已超过 B 点)

1. 车身左前纵梁 2. 安装支架 3. 铝套筒
4. 转向机 5. 垫圈 6. 固定螺栓

中还要叠加一个由于振动和颠簸造成的弯曲交变载荷。本文通过设计的实验, 测定了螺栓预紧扭矩与轴向预紧拉应力之间的对应关系; 并通过断口的宏观检查和微观观察以及断裂力学分析, 指出了导致螺栓失效的直接原因和间接原因。

2 失效螺栓的化学成分、硬度和显微组织

从失事的吉普车上收取失效螺栓, 并制备用于化

学成分分析及显微组织检验的样品, 表 1 所示为化学成分及硬度的测试结果, 失效螺栓的显微组织为回火索氏体。螺栓的芯部及表面的组织均较细致、均匀, 并保留有淬火马氏体的形态。根据 SAE J 429 对 8 级螺栓的材料及机械性能要求, 上述检验未表明任何异常现象。

3 失效螺栓的断口形貌

3.1 宏观检查

从宏观上看, 所有断裂螺栓的断面都基本上垂直于轴向, 并具有典型的疲劳失效特征。图 3 及图 5 清楚地表明了这一点。图 3 所示为从第三起事故的转向机上取下的 2 个螺栓的断面形貌(为 2、3 两部位的螺栓)。在断面中部有一个弓形(图 3 a)或三角形(图 3 b)的颜色较灰暗的“纤维状”区。在断面外边缘有 1 个圆环状区, 其表面较平坦且含有向心状条纹。在上述 2 个区之间有 2 个弓形区, 其表面为浅灰色并呈现“海滩状花样”。虽然所有断口都呈现上述的宏观特征, 但不同螺栓断面上 3 个区域的面积不同。表 2 列出上述 2 个典型断裂螺栓断口的测量结果。

3.2 断口微观特征

用扫描电镜(SEM)分别观察了疲劳断裂表面的几个重要特征。图 4 示出 3° 螺栓断裂表面的整体形貌。图 6 a 表明, 位于断面心部的“纤维状”区域为螺栓最后发生快速断裂的区域, 断口呈现等轴韧窝形貌, 多数韧窝直径在 2.5 μm 左右。这种形貌是中碳低合金钢典型的韧性断裂特征。

由于在螺纹根部存在严重的应力集中效应, 因而疲劳裂纹将首先在螺纹根部萌生, 而后向内部发展。

表 1 失效螺栓的化学成分和硬度

成 分 (%)					硬 度 (HRC)	
C	Si	Mn	P	S	表面	芯部
0.40~0.45	0.26~0.35	1.55~1.79	0.009~0.015	0.008~0.022	34.5~37.5	33.0~38.0

表 2 螺栓 2°、3° 断面测量结果

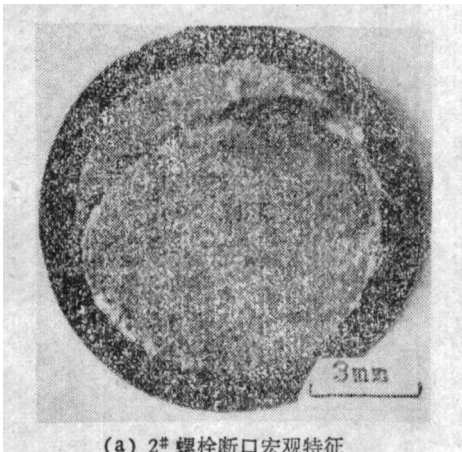
螺栓编号	螺杆直径 (mm)	螺纹小径 (mm)	螺栓应力面积 A_s (mm ²)*	断面总面积 (mm ²)	终断区面积 (mm ²)
2°	11.1	9.05	68.58	61.79	24.64
3°	11.0	9.05	68.58	59.31	9.03

* A_s 由公式 $A_s = 0.7854[D - 0.9743/n]^2$ 给出, 其中 D 为螺栓的名义直径(英寸), n 为每英寸的螺纹数。

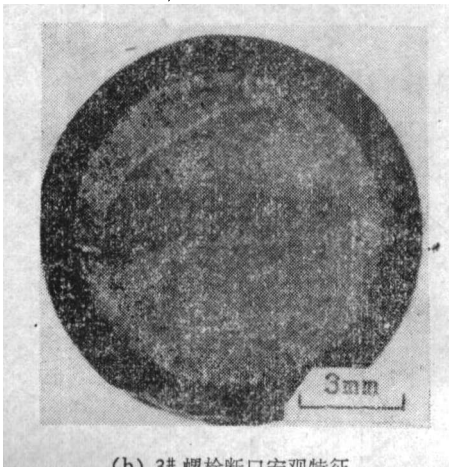
在应力集中区通常形成多疲劳源，进一步扩展形成台阶(图3)，台阶指向心部，这也就是裂纹的扩展方向。此外，在一个断面上，不同方向上环状区的宽度也不等(图3a和b)。联系到其他区域的形貌，可以认为，螺栓在其失效过程中承受了不对称的弯曲交变载荷，从而使疲劳裂纹主要在螺栓相对两侧的螺纹根部首先萌生并扩展导致断裂。

终断区两侧的2个弓形区的形貌包括较平坦的小面，撕裂脊和少量孤立的初窝(图6和7)。并可以清楚地观察到不同层次的疲劳裂纹扩展特征。在较低的倍数下，可观察到“海滩线条”(图4)，在中等倍数下(如500×, 1000×)，可观察到“海滩线条”之间并与线条平行的“撕裂脊”(图7a)，在1500倍下可观察到“撕裂脊”之间的“疲劳条纹”(图7c)。

上述断口形貌表明，外圆区有多裂纹源，接着为裂纹的亚临界扩展区，其微观形貌有疲劳条纹，而中部为最终的脆断区，这是一种较典型的疲劳断口。



(a) 2# 螺栓断口宏观特征



(b) 3# 螺栓断口宏观特征

图3 螺栓宏观断口



图4 3# 螺栓断裂表面

FI:疲劳裂纹萌生和初始扩展区(环状区)

FP:疲劳裂纹扩展区(月牙区)

DF:终断区(中心区)



图5 3# 螺栓断裂表面环状区，裂纹从上向下扩展

R:螺纹根部表面

FZ:疲劳裂纹扩展区和初始扩展区(环状区)

4 力学性能测试和结果

采用完好的实物螺栓和转向机，通过力学实验测试了螺栓上施加的扭矩与其轴向应力之间的对应关系，并得到螺栓的拉伸和断裂强度。由此检验螺栓本身的性能以及分析螺栓装配因素的影响。

表3列出了对2个螺栓力学性能测试结果的平均值。其中 σ_{ut} 是螺纹的拉伸强度， σ_{tt} 是螺纹的断裂强度，RA是在螺纹根部测量的断裂面缩率。计算 σ_{ut} 时，应力面积(A_s)为0.1063 in²(依据SAEJ429标准)。

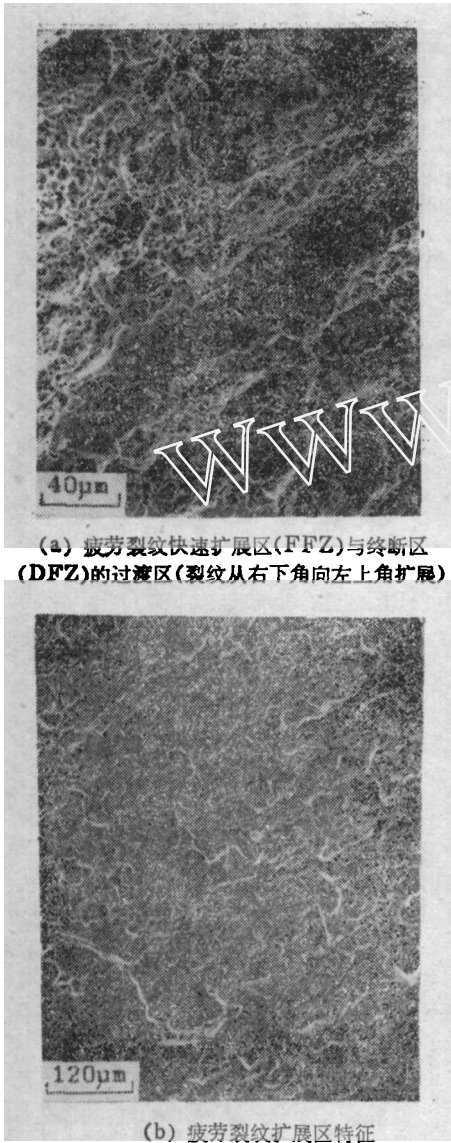


图 6 3* 螺栓断口特征裂纹从右下角向左上角扩展

表 3 转向机螺栓的力学性能

最大载荷 P(kN)	σ_{nt} (MPa)	断裂载荷 P(kN)	σ_{ft} (MPa)	RA (%)
79	1137	68	1424	14.3

扭矩与轴向应力的关系测定分为 2 个步骤。首先得到扭矩与螺栓杆部应变之间的关系。对几组测量数据进行线性拟合, 得到应变-扭矩的关系。

$$S = 22.14 \times T \quad (1)$$

式中 S 是螺栓杆部应变($\mu\epsilon$), T 是扭矩(N·m)。

第二步, 在 Instron 电子拉伸试验机上得到杆部应变与拉伸载荷之间的关系:

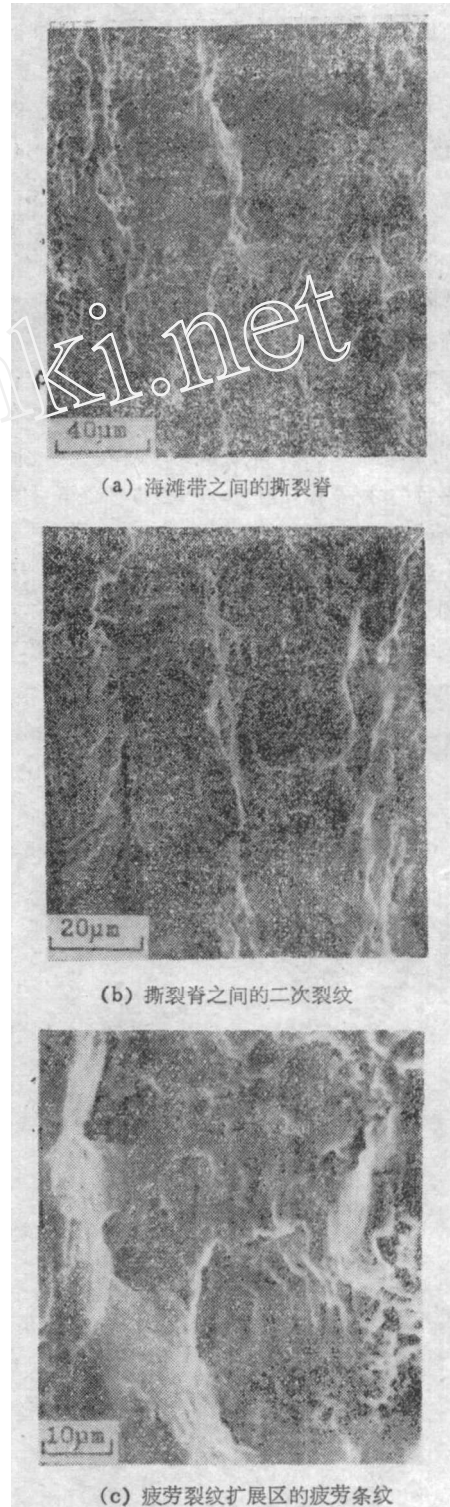


图 7 3* 螺栓疲劳裂纹扩展区的主要特征
裂纹从左向右扩展

$$S = 0.05472 \times F \quad (2)$$

式中 F 是螺栓轴向拉伸载荷(N), 联系式(1)和

(2), 可以确立拉力和扭矩的关系:

$$T = 404.6 \times T \quad (3)$$

式(3)也可写为:

$$T = KDF \quad (4)$$

式中 D 是螺栓的名义直径, 摩擦因子 $K = 0.2224$, 此数值与其它研究结果^[3]符合得非常好。若取应力面积 $A_s = 0.1063 \text{ in}^2$, 由(3)式可得:

$$\sigma_n = 5.90 \times T \quad (5)$$

式中 σ_n (MPa) 是螺纹部位承受的轴向拉应力, T (N·m) 是作用在螺栓上的扭矩。

5 讨论

螺栓的失效有几种机制: 拉伸过载、剪切过载、应力腐蚀及疲劳。不合理的设计、加工、装配以及这些因素的结合都会导致螺栓的断裂。上述结果表明, 失效件的化学成分、硬度和显微组织以及机械性能的检测结果均符合螺栓的技术规定。螺栓的受力分析及断口的观察表明, 其失效是由弯曲交变载荷造成的, 是裂纹起源于螺纹圆角根部应力集中区的疲劳失效。

由断口测量结果(表 2)可见, 断裂螺栓的断面面积与原始截面面积相差仅为 10%~14%, 比单调加载

断裂时的面缩率(50%)小得多, 说明在整个破坏过程中未发生明显的塑性变形。对于这种情形, 裂纹末端较尖锐, 可用断裂力学的方法估算受力情况。所采用的公式为^[6]

$$K_I = \left\{ Y_s F + Y_m \frac{4M}{c} \right\} \frac{\sqrt{c/b}}{\pi c^2} \sqrt{a} \quad (6)$$

其中

$$Y_s = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{c}{b} \right) + \frac{3}{8} \left(\frac{c}{b} \right)^2 - 0.363 \left(\frac{c}{b} \right)^3 + 0.731 \left(\frac{c}{b} \right)^4 \right\} \quad (7)$$

$$Y_m = \frac{3}{8} \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{c}{b} \right) + \frac{3}{8} \left(\frac{c}{b} \right)^2 + \frac{5}{16} \left(\frac{c}{b} \right)^3 + \frac{35}{128} \left(\frac{c}{b} \right)^4 + 0.531 \left(\frac{c}{b} \right)^5 \right\} \quad (8)$$

式中 a 是环状裂纹的径向深度; b 是断面半径; c 是终断区等效半径; K_I 是应力强度因子; F 是拉力, M 是弯矩。

根据所测定的螺栓的强度和硬度, 估计其断裂韧性为 $100 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$, 并由断口测量结果, 可以确定 a 、 b 、 c , 这样即可由式(6)估计断裂时所承受的载荷。表 4 列出对 2°、3° 这组失效螺栓的估算结果。

表 4 失效螺栓断裂时所承受的载荷

螺栓编号	c (mm)	a (mm)	b (mm)	c/b	Y_s	Y_m	M_f (N·m)	F_f (kN)
2	2.27	2.31	4.58	0.496	0.670	0.529	51.3	71.4
3	1.27	3.22	4.49	0.283	0.584	0.443	12.0	28.4

其中 M_f 表示螺栓仅受弯曲而发生断裂的等效弯矩数值 F_f 表示螺栓仅受拉伸而发生断裂的等效拉力数值

从 2° 和 3° 螺栓断口的估算结果并联系到它们的断口形貌, 可以认为 3° 先于 2° 发生断裂。根据估算, 3° 螺栓断裂时的等效弯矩为 12.0 N·m, 或等效拉力为 28.4 kN。这说明, 断裂前由于有 2 根螺栓共同承受总载荷(1° 螺栓脱落), 它们所承受的等效轴向拉力很小, 远低于其拉伸强度对应的最大载荷(表 3)。3° 螺栓断裂后, 所有载荷都传递到 2° 螺栓上, 因此, 2° 断裂时承受的等效轴向力比 3° 大得多, 该等效拉力已接近于最大拉伸载荷。这种估算表明, 服役期间每个螺栓所承受的由于汽车运动而叠加的等效轴向力或等效弯矩较小(假设预紧应力已因变形和裂纹的产生而全部松弛), 如果 3 根螺栓均紧固良好, 能有效防止转向机的非正常振动, 则可避免转向机螺栓发生的早期失

效。同时也从强度的角度说明, 这种螺栓的采用是合适的。

对于螺栓装配, 总是要求有一定的预紧力, 此预紧力既不能过大, 否则可能造成过载断裂, 也不能过小, 否则可能造成螺栓联接松动, 从而产生异常振动。转向机螺栓的装配要求规定其装配扭矩为 55~75 ft-lb, 根据扭矩与拉应力标定结果(式 5), 螺栓所受的名义拉应力为 440~600 MPa, 即预紧力为 30.2~38.4 kN。在这样的预紧力下, 预紧力为螺栓保证载荷的 53%~72%, 符合 <80% 的规定^[4], 同时, 该预紧应力为螺栓拉伸强度的 39%~53%, 也低于惯用的 60%~64% 最大允许比例^[4]。这表明螺栓的装配要求是合理的。因此, 若转向机的 3 根固定螺栓都符合装配

要求,则不应发生服役期间的螺栓松动和脱落。但根据批检记录,有关的几批车中3个固定螺栓的安装扭矩普遍偏低,有的低至60 N·m(技术条件规定为74.6 N·m),相应的预紧力仅为24.3 kN。如果这个预紧力因太小而不能平衡螺栓服役载荷,那就可导致螺栓的松动,产生异常振动。

从加工的角度看,联接部件的加工缺陷也可能使螺栓不能有效地固定。我们注意到4起事故中1,3两起上部螺栓的不存在,都与车身左前纵梁内板上部转向机安装支架的焊接错位有关。这种错位可造成螺栓无法顺利通过支架套筒,而不能与转向机上的内螺纹正确配合。第二起事故中上部螺栓脱扣,第四起事故中1°螺栓经历了疲劳断裂过程,因而对应的行程也最长。由此可见1°螺栓紧固质量的重要性。如果转向机上部缺乏有效的固定,在吉普车的行驶过程中,转向机就会产生较大振幅的往复运动。若把水平位置的螺栓近似为一个简支悬臂梁,那么与转向机的配合点(CD段)就相当于弯曲交变载荷的施力点(如图2所示)。易于看出,支承点B(而不是C)的上下两侧将存在弯曲交变拉应力的极大值。由于转向机的自重,这种弯曲载荷是不对称的。上侧的疲劳裂纹将优先扩展导致最终的断裂。宏观观察表明,螺栓的断裂部位是距螺杆的第二,三扣螺纹处,而这位置正对应支承点B。考虑到螺纹的应力集中因素,螺纹根部存在着较平均应力要高的峰值应力。当处于交变载荷的峰值时,螺纹根部微区可以发生局部塑性变形。这种过程的反复累积,将引起螺纹根部首先萌生疲劳裂纹。由此我们也注意到,螺栓因螺纹部分过长而使存在较大交变弯曲载荷的BC段承受了不必要的螺纹应力集中。这必然加速了螺栓的疲劳裂纹的萌生过程。这在螺栓的设计和加工过程中应予以避免。

综上所述,导致几起吉普汽车失事的主要原因就是转向机固定螺栓的装配扭矩低于规定要求,以及车身左前纵梁内板上部转向机安装支架的焊接错位使得上部螺栓不能有效地固定,此后很快脱落或脱扣,导致转向机的异常振动,从而引起螺栓的疲劳失效。从几起事故的调查中也发现,存在于装配人员思想上的模糊理解也是事故产生的重要因素。有的认为,螺栓只要装上就行。按技术操作规程进行似乎多此一举。更多的则认为螺栓拧的越紧越好,对于装配要求严格的螺栓,这种思想的潜在后果同样是严重的。

6 结论

6.1 失效螺栓的化学成分,硬度和显微组织未见

异常,其检验结果以及所测定的螺栓拉伸强度均符合SAE J 429规定的8级螺栓标准。

6.2 4起BJ/XJ 213吉普汽车转向机固定螺栓断裂的主要原因就是转向机固定螺栓的装配扭矩低于规定要求,以及车身左前纵梁内板上部转向机安装支架的错位造成上部螺栓不能有效地固定。上部螺栓的松动以及更严重的脱落或脱扣,导致转向机的异常振动,从而引起螺栓的疲劳失效。同时,螺栓的螺纹部分过长使螺栓上承受较大交变弯曲载荷的部分存在不应有的应力集中,这对螺栓的抗疲劳性能是十分有害的。

6.3 断口分析和应力估算说明,转向机的每个固定螺栓服役时所承受的等效拉应力远小于其拉伸强度,这表明这种螺栓的使用是合理的,若3个螺栓都按装配条件联接,则这种联接是安全可靠的。

6.4 由力学测试得到转向机螺栓承受的扭矩与拉力的关系式:

$$T = KDF \quad (4)$$

以及名义拉应力与扭矩的关系式:

$$\sigma_n(\text{MPa}) = 5.90 \times T(\text{N}\cdot\text{m}) \quad (5)$$

对应所规定的55~75 ft-lb装配扭矩的名义拉应力为450~600 MPa。经分析,此预紧力是合理的。

参 考 文 献

- 1 洪友士,吕永华,李云笃,历小静. BJ/XJ 213(切诺基)吉普汽车转向机固定螺栓断裂失效分析报告. 1989, 3(内部报告)
- 2 Hertzberg R W. Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials (Second Edition). John Wiley Sons. 1983, 519
- 3 Rothbar H A. Mechanical Design and Systems Handbook. McGraw-Hill. New York. 1964, 21
- 4 Simmons W C. Bolt failure studies at Aberdeen Proving Ground. In V. S. Goel (Ed.). Analyzing Failure, the Problems and the Solutions (Conference Proceedings). American Society for Metals. 1986, 61
- 5 肖纪美. 金属的韧性与初化. 上海科学技术出版社. 1980, 27
- 6 Sih G C. Handbook of Stress-Intensity Factors. Institute of Fracture and Solid Mechanics. Lehigh University, Bethlehem. 1983