



螺纹紧固件拧紧扭矩的确定方法研究

陈亭志

(武汉职业技术学院,湖北 武汉 430074)

摘要:为在满足使用要求的情况下充分发挥螺纹紧固件的效能,提出了拧紧扭矩计算的预紧力-扭矩特性曲线法。分析过程中,通过理论推导和实验分析,得到了在拧紧过程中等效拉应力与实际拉应力的关系式;并得到了当螺纹紧固件在拧紧至屈服之前,螺纹摩擦扭矩与拧紧总扭矩之比不变的结论。运用预紧力-扭矩特性曲线法对某汽车发动机承重螺栓的拧紧扭矩进行计算,通过与实际扭矩值进行比较,表明该方法更能发挥螺栓的使用效能。

关键词:螺纹紧固件;预紧力-扭矩特性曲线法;拧紧扭矩

中图分类号: TG493.;TH131.3

文献标识码: A

文章编号: 1671-931X (2013) 01-0102-04

引言

螺纹联接作为四大联接方式之一,由于其结构简单、联接可靠、装卸方便等优点,在装配中举足轻重。而螺纹联接的紧固方法中,扭矩法由于其成本低、使用方便及其可检测性,依然是使用最为频繁的方法。关于汽车螺纹紧固件的拧紧扭矩,欧美等发达国家已经制定了相应的标准。我国近年也制定了相应的行业标准,但由于国内汽车行业发展参差不齐,汽车行业标准与企业实际生产状况有一定差距,很多企业不得不对螺纹紧固件的扭矩装配工艺制定企业规范。传统的扭矩设定方法可归结为两种:一是采用人工施加扭矩,测试定点的扭矩系数,以此得出试验批产品的扭矩系数平均值和标准差,并作为该批产品施扭指导数据,其缺点是仅以一点的数据反映加载全过程的预紧力-扭矩关系,造成可信度不高^[1]。二是测量螺纹摩擦系数和支撑面摩擦系数,然后通过理论计算得到扭矩范围,其缺点是单纯以摩擦系数来计算扭矩系数,忽略了其它因素对扭矩系数的影响,以此算得的拧紧扭矩可信度依然不高。本文

通过理论推导和实验分析对拧紧扭矩确定的方法进行了研究,并通过对某发动机承重螺栓的计算分析,验证了新方法的可行性。

一、螺纹紧固件拧紧扭矩分析

(一)扭矩系数分析

不同应用场合上的螺纹紧固件,拧紧扭矩和预紧力之间的关系可以用下列计算公式^[2]表达:

$$T_f = KF_f d \tag{1}$$

$$K = \frac{1}{2d} \left(\frac{P}{\pi} + \mu_s d_2 \sec \alpha' + \mu_w D_w \right) \tag{2}$$

$$\text{式中: } D_w = \frac{2}{3} \times \frac{d^3 - d_h^3}{d_w - d_h}$$

T_f —紧固扭矩; K —扭矩系数; F_f —初始预紧力; d —螺纹公称直径; P —螺距; μ_s —螺纹摩擦系数; μ_w —支撑面摩擦系数; d_2 —螺纹中径; α' —螺纹牙侧角; D_w —支撑面摩擦扭矩的等效直径, d_w —接触的支撑面外径; d_h —接触的支撑面内径。

扭矩系数是由摩擦系数 μ_s 、 μ_w 和螺纹常数等共

收稿日期:2013-01-04

作者简介:陈亭志(1981-),女,武汉职业技术学院机电工程学院讲师,研究方向:数控技术。

同决定的参数,对于理想的特定螺纹联接副而言,当摩擦系数确定之后,扭矩系数也就唯一确定了。因此,特定的预紧力,只要扭矩系数范围确定,所需要的扭矩范围也就确定了。应指出,摩擦系数有明确的物理意义,可以理解为一个材料常数,当摩擦面的材质、表面状态和润滑条件改变之后,摩擦系数也就随之改变;严格来说,温度和相对滑动速度对摩擦系数也是有一定影响的^[3]。螺纹常数主要取决于螺纹联接副的几何形状,实际的螺纹联接副不可避免地存在制造公差,有时甚至存在铁屑、螺纹碰伤、螺纹乱扣干涉等缺陷^[4]。此时,即使一批螺纹紧固件的摩擦系数(螺纹间摩擦系数和支撑面摩擦系数)保持恒定,其扭矩系数也将不可避免地存在散差。因此,扭矩系数必须根据具体条件进行实验实测,而不可简单的根据摩擦系数进行推算,从而也说明了通过测量摩擦系数的方法来计算拧紧扭矩是不准确的。

(二)应力分析

螺纹紧固件在拧紧的时候受到的是扭-拉复合应力作用,根据第三强度理论,螺纹紧固件的等效拉应力可按式求得^[5]:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (3)$$

式中 σ_v —等效拉应力;

σ —实际预紧力产生的拉应力,

$$\sigma = F / \left(\frac{1}{4} \pi d_s^2 \right) \quad (4)$$

τ —螺纹紧固件杆部承受扭矩 T_s 的剪应力,

$$\tau = T_s / \left(\frac{1}{16} \pi d_s^3 \right) \quad (5)$$

其中 d_s 为螺纹等效直径。

假设摩擦扭矩 T_s 和总紧固扭矩 T_f 如下比例关系:

$$T_s = \beta T_f \quad (6)$$

则根据公式(1)、(3)、(4)、(5)、(6)最终得到等效拉应力与实际拉应力关系如下:

$$\sigma_v = \sigma \sqrt{1 + 48\beta^2 K^2 \left(\frac{d}{d_s} \right)^2} \quad (7)$$

其中, $\frac{d}{d_s}$ 只与螺纹尺寸有关, β 是螺纹摩擦扭矩与总拧紧扭矩之比。

显然 $\frac{d}{d_s}$ 在拧紧过程中基本是不变的,因此,上式(7)应重点分析 β 和 K 在拧紧过程中的变化情况。

由于 T_s 恰好为螺纹摩擦消耗掉的扭矩, $T_f = T_s + T_w$ ^[6], 已知螺纹间摩擦扭矩^[7]为:

$$T_s = F_f \left(0.577 d_2 \mu_s + \frac{P}{2\pi} \right)$$

支撑面摩擦扭矩^[7]为:

$$T_w = \frac{1}{2} \mu_w F_f D_w$$

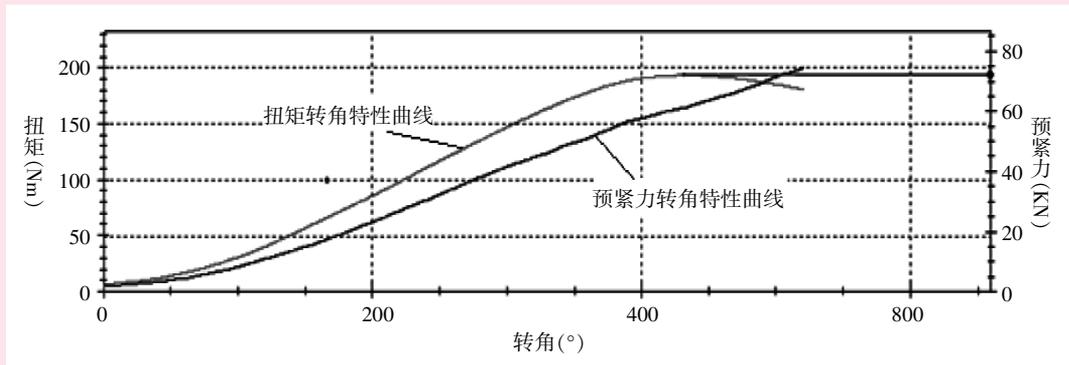


图1 转角-预紧力-扭矩变化曲线图

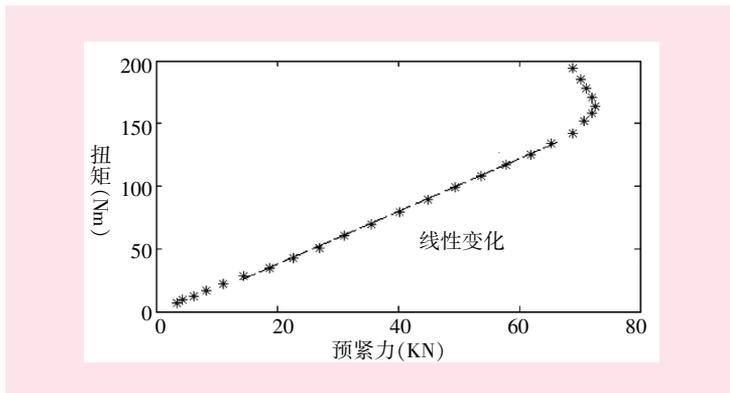


图2 预紧力-扭矩特性曲线图

则,

$$\frac{T_s}{T_w} = \frac{1.154d_2\mu_s\pi+P}{\mu_w D_w \pi} \quad (8)$$

根据公式(2)、(6)、(8)可知,要想 β 和 K 在拧紧过程中保持不变,则摩擦系数 μ_w 和 μ_s 在拧紧过程中应保持不变。

(三)实验分析

利用德国 Schatz 公司的多功能螺栓紧固分析系统对发动机某部位的 M12 螺栓进行实验。实验条件按两种情况进行:相同螺纹联接时相同拧紧速度下进行多组实验,和相同螺纹联接时不同拧紧速度下进行的多组实验。图 1 所示是一组由实验得到的拧紧过程中扭矩随转角变化的曲线和预紧力随转角变化的曲线,通过数据处理,可得到如图 2 所示预紧力-扭矩特性曲线图。

由图 2 可知,在螺纹紧固件拧紧过程中扭矩系数 K 在屈服之前基本是保持不变的。根据前述对扭矩系数的分析,它是由螺纹常数和摩擦系数共同决定的。螺纹常数在屈服之前可认为基本保持不变,而要想螺纹摩擦系数 μ_s 和支撑面摩擦系数 μ_w 对扭矩系数的影响相互抵消,实际上是不可能的,因此可以断定,螺纹摩擦系数和支撑面摩擦系数在屈服之前也应是保持不变的。由此,根据公式(8)可以得出,螺纹间摩擦扭矩与支撑面摩擦扭矩之比在屈服之前是基本保持不变的,即 β 在屈服之前亦为常数。

二、预紧力 - 扭矩特性曲线及其应用验证

(一)由特性曲线确定扭矩范围的方法

通过上述分析可知, β 和 K 在螺纹紧固件拧紧至屈服之前是不变的,而螺纹紧固件一般是工作在屈服之前,如果通过实验得到了 β 和 K ,便可通过公式(1)计算或通过预紧力-扭矩特性曲线图得出螺纹紧固件的拧紧扭矩范围。由于 K 是通过预紧力-扭矩特性曲线得出的,因此定义该方法为预紧力-扭矩特性曲线法。

利用该法计算拧紧扭矩的过程可表述为:1)通过实验直接得到螺纹摩擦扭矩和总扭矩值,以及紧固件的预紧力-扭矩曲线,计算得到 β 和 K ;2)通过公式(7)得到等效拉应力和实际拉应力之间的关系,再结合强度等级得到实际屈服预紧力值;3)根据实际工况所需的预紧力可以在预紧力-扭矩曲线上测

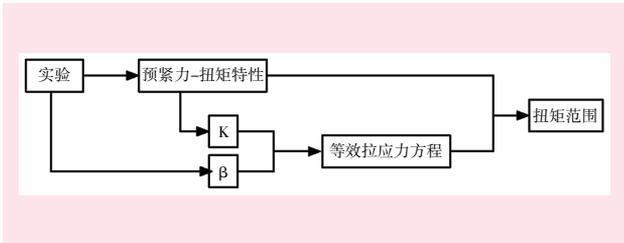


图 3 利用预紧力 - 扭矩特性曲线法计算扭矩流程图

得或通过式(1)计算出相应的扭矩范围。同时,如果得到了不同紧固件的预紧力-扭矩特性曲线和等效拉应力与实际拉应力的关系特性,便可为工程设计人员根据能效最优选择螺纹紧固件提供依据。

(二)应用验证

由图 2 可知,预紧力-扭矩曲线在屈服之前基本上呈线性变化的,超过屈服之后才有翘曲。根据前述针对发动机某部位 M12 螺栓进行的多组实验结果,将各组屈服之后的数据剔除,通过线性拟合,我们得到了如图 4、5 所示的预紧力-扭矩特性曲线图。图 4 是在 15r/min 相同的拧紧速度下,随机抽取同一批次螺栓得到的 8 组实验数据,图 5 则是在不同拧紧速度下得到的多组实验数据。

由于所选螺栓主要承受的是剪切力作用,要使螺栓使用在最佳工作状态,螺栓紧固要求达到其屈服点上。对于实验对象(9.8 级的 M12 螺栓),其屈服极限为 720MPa;再考虑到扭-拉复合作用,根据公式(7)推算出实际拉应力与等效拉应力的关系为: $\sigma=92\%\sigma_e$ 。按照等效直径来计算其屈服力,得出屈服力应为 76.2kN,而实际上拉力达到 70.1kN 就屈服了。

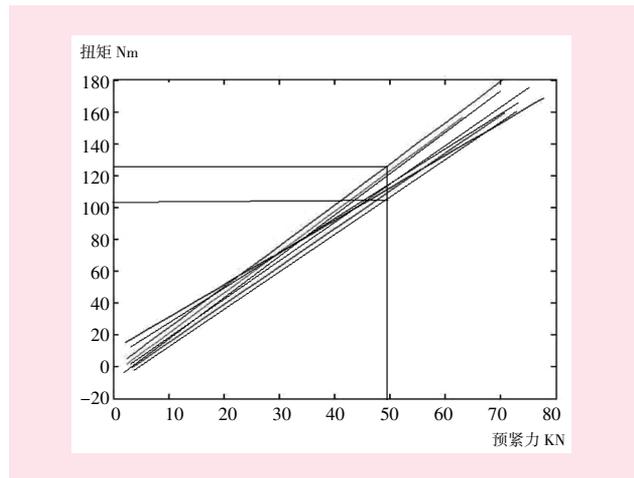


图 4 15r/min 时 8 组数据对比图

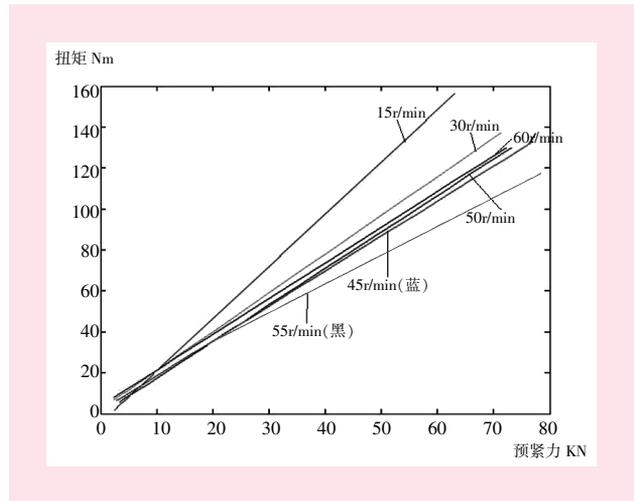


图 5 不同拧紧转速下的预紧力 - 扭矩特性曲线

再考虑到汽车行驶中的震动,选取预紧力为屈服力的70%^[8],即49.07KN。因此,在15r/min的拧紧作用下,通过对同批次的螺栓做随机抽样实验,得到其曲线散差在一个限定的范围内,如图4所示,最后算得扭矩范围为102Nm-127Nm。

计算结果说明了拧紧扭矩确定方法的可行性。同时,与该螺栓目前实施的拧紧扭矩60-85Nm相比,扭矩范围高出许多,表明选用的M12螺栓并没有发挥螺栓的最高效能;另外也说明,在满足使用要求的前提下,可以选择强度等级稍低或规格型号稍小的螺栓。

同时,由图4可以说明在相同装配与拧紧转速下,扭矩系数仍存在一定散差的问题,由图5也可得出拧紧速度对扭矩系数K的影响问题。

三、结论与展望

(一)结论

1.拧紧速度对摩擦系数影响较大,因此应严格控制拧紧速度,从而更好地控制拧紧扭矩。

2.扭矩系数在整个拧紧过程中并非一成不变,尤其是在螺栓达到屈服之后,扭矩系数变化较大,但是在屈服之前,扭矩系数在整个拧紧过程中基本上可以认为不变。

3.螺纹摩擦系数和支撑面摩擦系数在螺纹紧固件屈服之前基本保持不变。

4.在拧紧过程中,扭矩的变化滞后于预紧力的变化,预紧力已经反映出材料屈服,而扭矩还在继续增加,说明单纯用扭矩来检测螺栓是否达到屈服极限,并进而计算扭矩系数的方法是不准确的。

5.通过预紧力-扭矩特性曲线法计算螺纹紧固件的拧紧扭矩是可行的,且用该方法选用螺纹紧固件时,效能更优。该方法也为螺纹紧固件拧紧扭矩标准化的研究奠定了理论基础。

(二)展望

螺纹紧固件拧紧的目的是为了得到目标预紧力,而通过扭矩来得到预紧力,中间还要控制许多关键因素。如图4所示,相同装配与拧紧转速下,扭矩系数仍存在一定散差,也正是说明了这一问题。因此,后面的研究内容有:

1.通过实验和理论分析相结合的方法找出影响扭矩系数的关键因素;

2.在找到这些影响因素之后,通过过程质量控制的方法,对这些关键因素进行控制,这样得到的扭矩范围才能真正地应用于实际。

参考文献:

- [1] 徐金波. 螺纹紧固件连接副扭矩系数测试技术应用研究[D].机械科学研究总院,2010.
- [2] 国家技术监督局.GB/T 16823.2-1997 螺纹紧固件紧固通则[S].北京:中国标准出版社,1997.5.
- [3] 李大维. 紧固件摩擦系数简介[J]. 汽车与配件,2010(28):30-31.
- [4] 任丽华等. 螺纹拧紧扭矩的理论分析[J]. 煤矿机械,2006,27(7):67-69.
- [5] [日]山本晃著.螺纹联接的理论与计算[M].郭可谦等译.上海:上海科学技术出版社,1984.
- [6] S.N.Borisov;A.P. Tremasov. Torque distribution in the screw-shaft coupling within a machine tool for continuous thread cutting in nuts [J]. Russian Engineering Research,2007,27(11):806-809.
- [7] Nassar, S. A; Matin, P.H Barber,G.C.PVP2004-2633 Thread Friction Torque in Bolted Joints [J]. ASME-PUBLICATIONS- PVP,2004,(478):145-155.
- [8] 李世云.螺栓联接中预紧力大小的确定[J]. 丹东纺专学报,2001,(8):15-17.

[责任编辑:詹华西]

Study of Method to Determine Tightening Torque of Thread Fasteners

CHEN Ting-zhi

(Wuhan Polytechnic, Wuhan430074, China)

Abstract: To meet the operating requirements and give full play to the efficiency of thread fasteners in the same breath, the paper puts forward a pre-tightening force-torque characteristic curve to calculate tightening torque. In the analytical process, through the theoretical calculation and the experimental analysis, the equation accounting for relationship between the equivalent tension stress and the actual tension stress is obtained. It reveals that before tightening to the yield, the ratio of thread friction torque and total torque is constant. Furthermore, after calculating the tightening of a car engine's bearing bolts by pre-tightening force-torque characteristic curve method, and comparing the results and the practical torque value, it concludes that the pre-tightening force-torque characteristic curve method can better develop efficiency of the bolt.

Key words: thread fasteners; pre-tightening force-torque characteristic curve method; efficiency; tightening torque