

machine
design
and
research

机械 设计 与 研究

1985

上海交通大学出版社

主 编 黄步玉
常务编委 花家寿
责任编辑 戴逸鸣
封面设计 瞿大刚

2839/32
26

机械设计与研究

(1985年第4辑)

✧

上海机械工程学会 编
上海交通大学
上海交通大学出版社出版
(淮海中路1984弄19号)
新华书店上海发行所发行
常熟文化印刷厂排版印装

开本 787×1092 毫米 1/16 印张 8.25 字数 200,000

1985年11月第1版 1985年11月第1次印刷

印数 1—5,050

统一书号: 15324·81 科技书目: 10F—279

定价: 1.50 元

目 录

专题研究

- 提高螺纹联接的效益 潘志光 (1)
- 机床滚动轴承计算中齿轮轮换工作系数 K_1 的讨论 林益耀 (14)
- 2K-H (NGW) 型行星齿轮传动设计中的几个简化计算问题 张 展 (24)
- 齿轮传动系静态计算的数学模型 赵志勇 李连洲 (47)
- 离心式制冷压缩机三元叶轮进口流场的研究 袁仲文 (57)
- 微机图象演示渐开线齿廓范成法 贺金星 (63)
- 钢在湿磨蚀条件下的耐磨性 王琼礼 徐培恩 (68)
- 关于机床的热稳定评定指标的探讨 张家和 王 璐 王良申 沈德和 (76)

试验研究

- 机床试验研究中信号的采集与分析 王良申 (81)

专题讲座

- 键图理论及其在工程中的应用(二) 任锦堂 吴良宝 (86)

国际交流

- 连杆机构运动位置再现性的计算 JOSEPH M. VOCATURO (112)
- 轴承新技术及其应用 [日]木全圭 (118)

提高螺纹联接的效益

潘志光

上海柴油机厂

前言

一般螺纹紧固都具有自锁性,在静载荷下和工作温度变化不大时,不会自行松脱。但在受到冲击、振动或交变载荷作用下,以及在工作温度变化很大时,螺母会自行缓慢松脱。所以为了保证联接可靠、防止松动,就采取各种有效的防松措施。

造成联接松动的原因是多方面的。例如柴油机汽缸盖螺栓、连杆螺钉等由于受轴向力周期性的变化,使螺钉、螺母朝反旋方向滑移后造成松动。螺母的垫片,由于弹性衰减,厚度变薄,接触面积变化等原因引起螺栓轴向力减少都会引起螺栓螺母之间的松动。在松动原因中,比较多的是由于预紧力不够所造成的。所以在动力机械中,往往对某些螺栓联接需要确定一个准确的扭矩值。这个扭矩值必须照顾到各种误差,才能适当考虑预紧力 P_0 的最大值和最小值。

螺纹联接按实际使用状况一般分两种逻辑来决定装配工艺。严格地讲,只有一种逻辑、两种方法,就是怎样才能使螺栓得到预定的预紧力 P_0 。方法上有两种:一种是施加于螺母或螺钉头的扭矩 T_T ,就是一般说的“扭矩法”,这是我国目前极大多数的动力机械制造工厂正在普遍使用的方法;另一种是“扭角法”或称“转角法”。目前还有一种应用微机处理的“斜率法”,由于它结构较复杂,价格较昂贵,使用的不多,笔者把它划在“扭角法”之后叙述。

一、扭矩法

“扭矩法”是对螺母或螺钉头施加一个扭矩 T_T ,由 T_T 经过一系列的摩擦等因素,还有材质变化,热处理误差,人的操作因素等的效益损失后,最后螺栓得到预紧力 P_0 ,而轴向预紧力 P_0 正是我们装配所要求的对象。所以要得到 P_0 的范围就必须考虑各种误差,最后才能定出要施加的扭矩。我国目前的动力机械装配工艺大多数把注意力集中在扭力扳手的精度等级上。例如,指针式杆形扭力扳手的精度是 ± 0.1 ,带弹簧发声扭力扳手的精度是 ± 0.05 ,测力矩扳手的精度是 ± 0.025 。但是由于人的因素影响,例如拧紧速度的大小,视力、听力、手感的灵敏度等都因人的不同或熟练程度而异,这就在装配及检验的生产过程中经常存在着意见分歧。也有的企业单位应用液压扳手或用电动扳手来排除由操作者所造成的误差。但是,当这些机械在自动拧紧螺母后,复验这个 T_T 应该使用哪一类工具和方法时却又存在分歧。一般来说,检验工具的精度要比操作工具的精度高。但是,有些工厂却使用扭力扳手用手感增拧方法去检验电动扳手所施加的 T_T 。于是,对使用的两种方法、两种工具所产生的超差值,各执一词,难以准确判断。为此,又设计了一种扳手扭矩校正器作判断的工具,见图1。

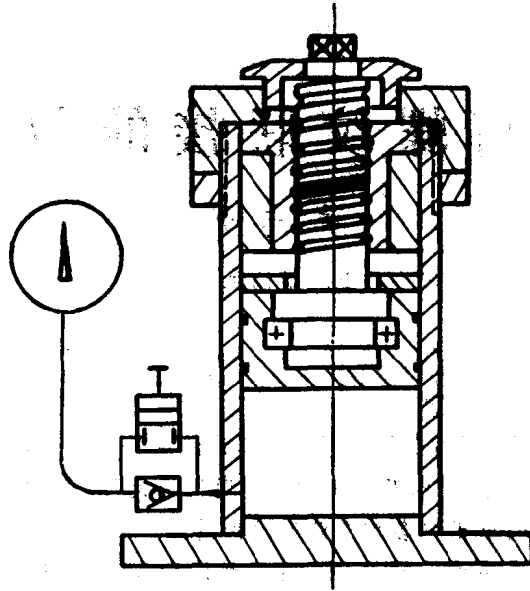


图1 扳手扭矩校正器

应用“定扭矩法”的效益分析：螺纹联接采用“定扭矩法”拧紧时，施加的 T_T 与螺栓的 p_0 之间的关系如下式表示：

$$T_T = K_T \cdot p_0 \cdot d \quad (1)$$

$$K_T = \frac{1}{2} \left[\frac{d_2}{d} \operatorname{tg}(\lambda + P') + \frac{2f_0}{3d} \left(\frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right) \right] \quad (2)$$

$$P' = \operatorname{arc} \operatorname{tg} 1.155 f \quad (\text{指普通螺纹}) \quad (3)$$

- 式中 d_2 ——螺纹中径；
 p_0 ——螺栓预紧力；
 d ——螺纹公称直径；
 K_T ——扭矩系数；
 d_0 ——螺钉孔；
 P' ——螺纹当量摩擦角；
 D_1 ——螺母接触平面；
 λ ——螺纹升角；
 f_0 ——螺母与被联接件支承面间的摩擦系数；
 f ——螺纹副的静摩擦系数。

影响 K_T 的因素很多，如材料、热处理、摩擦系数等，它是一个变动大、难控制的变量。一般 K_T 值在 0.1~0.3 之间，见下表。

扭矩系数 K_T 表

摩擦表面的状况	有润滑 K_T 值	无润滑 K_T 值
一般加工表面	0.13~0.15	0.18~0.21
表面氧化	0.20	0.24
镀锌	0.18	0.22
干燥的精加工表面		0.26~0.30
精加工表面	0.10	0.12

从公式(1)得知

$$p_0 = \frac{T_T}{K_T \cdot d}$$

如果 K_T 从 0.1 变到 0.3 时, 预紧力 p_0 下降为

$$f'(p_0) = \frac{-2T_T}{0.3d} = -6.7 \frac{T_T}{d}$$

其误差的范围就是

$$\frac{f'(p_0)}{p_0} = -0.67$$

可见 K_T 的影响是很大的, 即使我们把影响 K_T 的因素(例如材质、热处理、摩擦系数、垫片的光洁度等)控制得很严格, 但总有误差值以及由人的因素造成的误差值存在。

另外从公式(1)、(2)中得

$$T_T = \left[p_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + P') + \frac{1}{3} p_0 f_0 \left(\frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right) \right] = T_1 + T_2 \quad (4)$$

其中 T_1 ——螺纹间的摩擦力矩;

T_2 ——螺母与被联接件支承面间的摩擦力矩。

一般情况, 中小型发动机的 T_1 与 T_2 的值有些近似, 即 $T_1 \approx T_2$ 。这也可以说, 我们所施加到螺栓上的扭矩只有一半是在螺纹上起到产生预紧力 p_0 的作用, 而影响螺纹联接效益的损失却是多方面的。根据国外资料的报道, 一般采用“定扭矩法”时, 预紧力 p_0 的误差范围可达到 $\pm 30\% \sim \pm 40\%$ 。

二、扭角法

应用“扭角法”的效益分析: 螺纹联接采用“扭角法”要比“定扭矩法”优越得多。目前在国内外对拧紧重要的螺栓均是采用先进的“扭角法”, 其预紧力 p_0 的误差范围大约是 $\pm 15\%$ 。“扭角法”又分为弹性区域的“扭角法”以及在塑性区域的“扭角法”。塑性区域的“扭角法”由于它较大地提高了 p_0 值, 甚至可提高到 1 倍以上, 所以其效益更高。以联接件的螺钉数来比较, 它的效益跟采用“定扭矩法”相比较要提高一倍。就是说, 原来需要 8 个螺钉的联接件, 现在若采用塑性区域“扭角法”, 则需要 4 个螺钉就行了。如以 A_1 、 A_2 代表两种不同的螺纹截面积, A_1 中其 M16 的内径为 $d_1 = 13.8$ 毫米, 按提高效益一倍来计算:

$$A_1 = 2A_2 \quad \text{即} \quad d_1^2 = 2d_2^2 \quad d_2 = \sqrt{\frac{13.8^2}{2}} = 9.76 \text{ 毫米}$$

结果可取 M12 的 $d_2 = 10.1$ 毫米。这就是说, 采用“定扭矩法”时使用 M16 的螺栓, 如采用塑性区域的“扭角法”时就可以用 M12 的螺栓了。仅这点数据就可知道所节省的材料是很可观的。

1. 弹性区域“扭角法”(或称“转角法”)

从式(2)中看, 影响 K_T 值大小的 P' 与 f_0 是两种与摩擦状况有关的变量, 即使材质状况控制得很严, 采用扭力扳手的精度也很高, 但两次拧紧螺栓的 K_T 也不可能完全相同。图 2 中的 X、Y 曲线分别代表两个不同 K_T 值的 T_T-p_0 曲线。采用“定扭矩法”拧紧到 T_1 时, 会得到两个 p_{01} 、 p_{02} 预紧力, 两者之差为分散度 Δp_1 (即两只螺栓实际得到 p_0 预紧力的误差)。图 2 中可以看出 T_1 越大, 其分散度 Δp 也就越大。如果我们采取在 Δp 较小的区域内先给与螺母或螺钉一个贴紧扭矩 $0.2T_1$, 即在 X、Y 曲线上产生一个预紧力, 其误差为 Δp_2 , 再在此基础上把

螺母再扭转过一个预定的角度 Φ_1 ，这 Φ_1 角是按材质在最优最劣状态下作多次实验而所得的。这样，螺栓得到的预紧力为 p_{02} 、 p_{03} ，其误差仍为 Δp_2 。很明显 $\Delta p_2 \ll \Delta p_1$ ，这时螺栓实际受到预紧力 p_0 的误差范围也很小。我们只要把注意力集中在 $0.2T_1$ 贴紧扭矩的误差 Δp_2 的误差范围上即可，因为它是关系到螺栓扭紧时 p_0 的精确性。由此可以看出采用“扭角法”的效果是明显的。

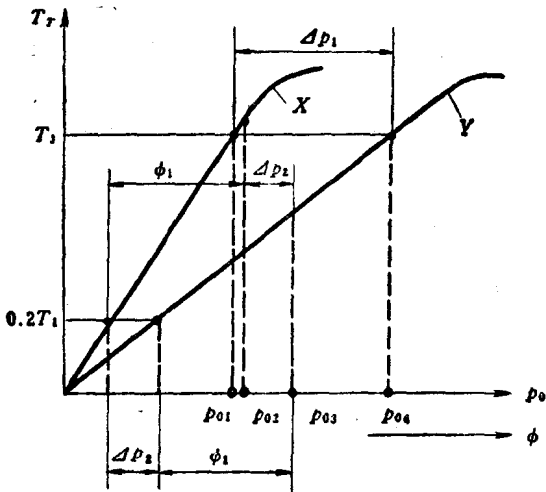


图2 T_T-p_0 曲线

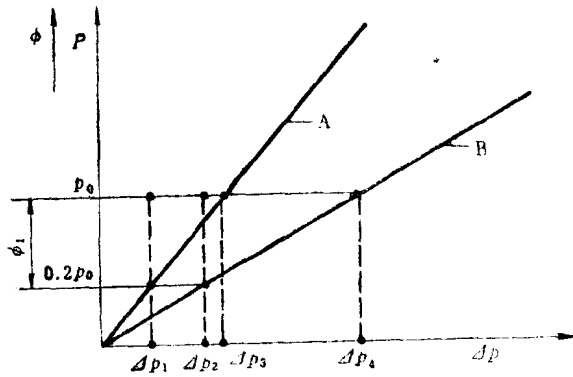


图3 p (轴向预紧力)- Δp (分散度)

也可以仅仅从扭力扳手的精度来探讨其误差范围，如图3所示。

图中 A 与 B 是两种不同精度等级的扭力扳手特性曲线；

Δp 是扭力扳手的本身精度误差。

从图3可以看出，在 p_0 线上取用精度高的扭力扳手 A，其精度误差是 Δp_3 ，而扳手 B 的精度误差是 Δp_4 ，两者的误差为 $\Delta p_3 < \Delta p_4$ 。如采用“扭角法”时，在 $0.2p_0$ 后转一个 Φ_1 角，这时扭力扳手 A 的精度误差为 Δp_1 ，扳手 B 的误差为 Δp_2 。因为在到达 p_0 时，由于只考虑 Φ_1 角而不考虑扳手的指示读数，所以这时已与扳手的精度无关， Δp_1 和 Δp_2 在 p_0 线上而与扳手 A、B 的特性曲线也无关，同时也排除了材质和人的因素影响。因此可以用机械来转 Φ_1 角，以便减轻人们的劳动强度和紧张。从图3的两种扭紧方法可知 $\Delta p_1 \ll \Delta p_3$ 、 $\Delta p_2 \ll \Delta p_4$ ， Δp_1 、 Δp_2 仅是贴紧扭矩的误差， Δp_3 、 Δp_4 却是 p_0 处两种扳手的误差。

预紧力 p_0 与螺栓伸长量 ΔL 的关系：

$$p_0 = \Delta L \cdot C_L \quad (5)$$

$$\Delta L = K_\Phi \frac{\Phi \cdot t}{360^\circ} \quad (6)$$

从式(5)、(6)中得：

$$p_0 = \frac{K_\Phi \cdot \Phi \cdot t \cdot C_L}{360^\circ} \quad (7)$$

式中 C_L ——螺栓刚度；

ΔL ——螺丝伸长量；

t ——螺距；

Φ ——预定螺母转的角度；

K_c ——螺纹牙型、被联接件的变形以及螺栓扭转变形的一个综合性系数。通常近似一个常数，它由多次实验求出，其值一般小于 0.7。

从式(6)、(7)中知道 $p_0 \propto \Phi \propto \Delta L$ ， Φ 角和 ΔL 是可以度量 p_0 的大小的。用 Φ 角来度量 p_0 时，从式(7)中看出，它还要考虑 K_c 的影响，但求 K_c 值的实验就较繁。而用 ΔL 来度量 p_0 值就较容易。图 5 $p-\Delta L$ 曲线是螺栓材料的应力与应变曲线，它是用伸长量 ΔL 来代表 p_0 值。任何螺栓都可以模拟成下面如图 4 所示的模拟联接来获得所需求的 Φ 角。

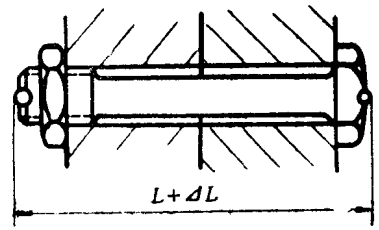


图 4 测量螺栓伸长量 ΔL

2. 塑性区域“扭角法”

从图 5 看，对螺栓施加贴紧扭矩 $0.2T_1$ 时，总会产生一个轴向紧固力误差 Δp_1 和一个伸长量 ΔL_1 误差。再在弹性区域转一个 Φ_1 角使螺栓获得一个预紧紧固力，其误差仍为 Δp_1 和 ΔL_1 。如果转过一个预定的角度 Φ_2 到达螺栓的 $p-\Delta L$ 曲线的塑性区域，这时，虽然螺栓伸长量的误差仍为 ΔL_1 ，但是螺栓受到的轴向预紧力的误差却为 Δp_2 ，即 $\Delta p_2 \ll \Delta p_1$ 。这样，预紧力的误差 Δp_2 为很小，而且 p_0 又提高很多，螺栓联接的效果也就高了。

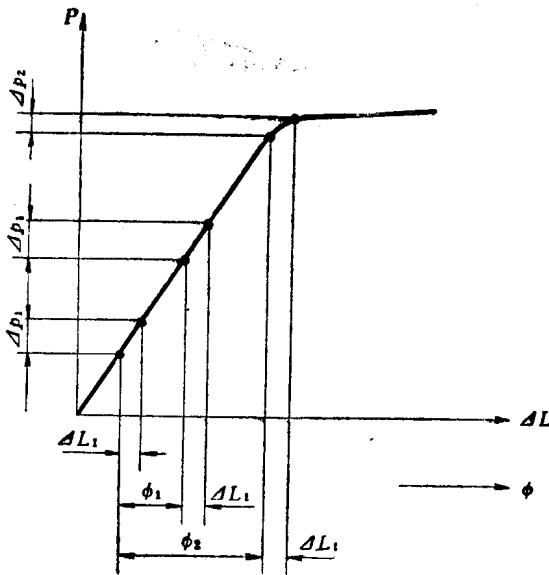


图 5 $p-\Delta L$ 曲线

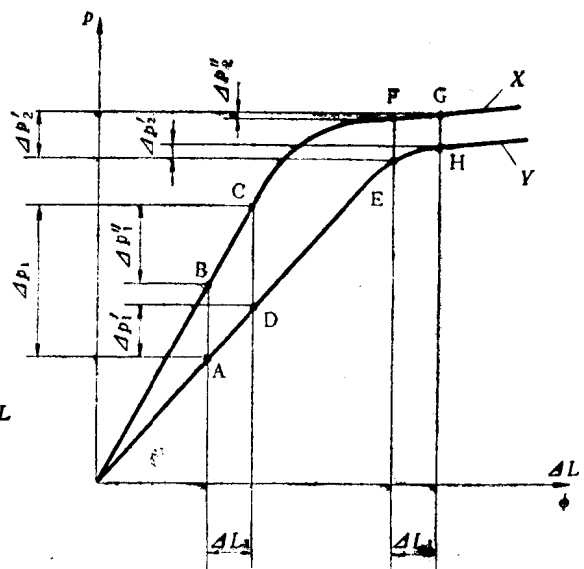


图 6 $p-\Delta L$ 曲线

图 6 中的 X、Y 曲线分别代表两个不同 K_T 值有代表性的曲线。它代表该规格螺栓的材质变化范围是在这两条曲线之间。由于采用了“扭角法”，所以不管 p_0 在哪个区域，其 ΔL_1 均是相等的。从图 6 中看出，每一种螺栓在弹性区域由 ΔL_1 引起的 p_0 误差 $\Delta p_1'$ 、 $\Delta p_1''$ 都要比在塑性区域的 p_0 误差 $\Delta p_2'$ 、 $\Delta p_2''$ 大得多。即 $\Delta p_2'' \ll \Delta p_1''$ ， $\Delta p_2' \ll \Delta p_1'$ 。而在规范内的分散度 $\Delta p_2 \ll \Delta p_1$ 。由此可见，塑性区域“扭角法”具有明显的效果。

在塑性区域实现“扭角法”时，在装配工艺上只要通过实验找出转角 Φ_2 的值就可以了，如图 5 所示。但是实际情况的螺栓是批量的，它需要决定图 6 中的 Δp_2 范围，要考虑 Φ_2 值就必须把材质因素考虑进去。现在简单地把某些材质因素浅谈一下：

(1) 螺栓和被联接的刚度影响螺栓的应力幅 $K_c \cdot P$ ，即疲劳强度

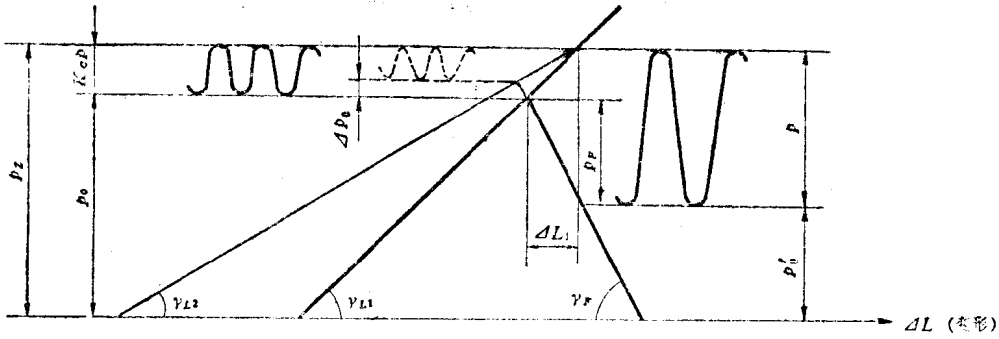


图7 螺栓刚度对螺栓应力幅的影响

- C_L ——螺栓的刚度, $C_L = \text{tg } \gamma_L$;
- C_F ——被联接件的刚度, $C_F = \text{tg } \gamma_F$;
- p_z ——螺栓受的总拉力;
- p_F ——被联接件应力幅。

从图7中看出螺栓的刚度 $\gamma_L < \gamma_F$, 在保持剩余预紧力 p_0' 不变条件下, 如果减少螺栓的刚度到达 γ_L 时, 那么在受到 p 交变工作载荷后, 螺栓的应力幅就相应减小, 如图7中虚线所示。因此, p_0 必需增大 Δp_0 , 而螺栓的疲劳强度却提高了, 螺栓的总拉力 p_z 并未增加。

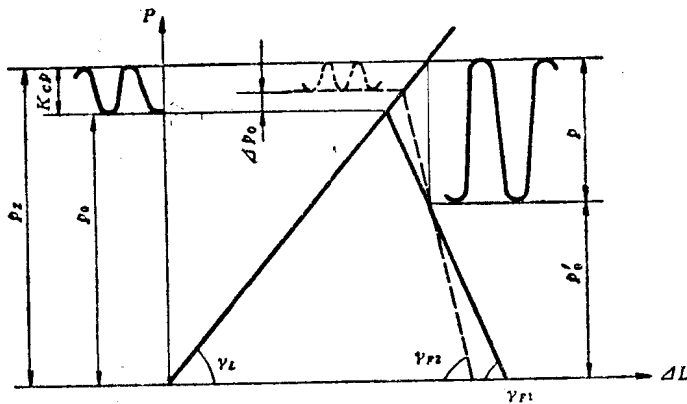


图8 被联接件的刚度对螺栓应力幅的影响

从图8中可知, 被联接件的刚度 $\gamma_F > \gamma_L$, 在保持剩余预紧力 p_0' 不变的前提条件下, 如果增加被联接件的刚度到达 γ_F 时, 那么在受到交变工作载荷后, 螺栓的应力幅也会减小, 这是有利条件, 如图所示。这时预紧力 p_0 需要增加 Δp_0 。

根据力的平衡(见图7), 有

$$\begin{aligned}
 K_C \cdot p &= C_L \cdot \Delta L_1 \quad (\text{螺栓应力幅}) \\
 p_F &= C_F \cdot \Delta L_1 \quad (\text{被联接件应力幅}) \\
 p &= K_C \cdot p + p_F = C_L \cdot \Delta L_1 + C_F \cdot \Delta L_1 = (C_L + C_F) \Delta L_1 \\
 K_C &= \frac{K_C \cdot p}{p} = \frac{C_L \cdot \Delta L_1}{(C_L + C_F) \Delta L_1} = \frac{C_L}{C_L + C_F} \quad (8)
 \end{aligned}$$

K_C ——系数。其大小是与螺栓和被联接件的材料、结构尺寸有关, 其值在 0~1 之间。

K_C 也称螺栓内应力系数。 K_C 值越小, 螺栓的应力幅也越小, 但却提高了螺栓的疲劳强度。所以要减小 K_C 值, 从式(8)可知, 必须减小 C_L 值, 增大 C_F 值才能达到。就是减小螺栓

刚度和增加被联接件刚度就提高了疲劳强度。有多种途径可以达到这个目的,例如减小螺栓光杆部分的横截面积或增大其长度或用刚性大的垫片等。事实上,在一般实际情况下,被联接件在承受载荷 P 时,其紧固三角形区并不如图 8 所示那样, γ_F 是不变的,而是如图 9 中所示那样, γ_{F_1} 和 γ_{F_2} 是变化的。

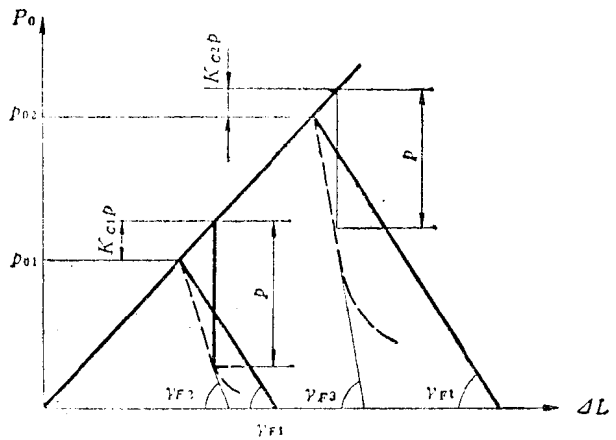


图9 工作载荷 P 与预紧力 P_0 的关系

螺纹联接件在没有工作载荷时,被联接件的被压缩曲线形成角是 γ_{F_1} 。由于被联接件的螺孔地方往往是凸肩的法兰形状,该凸肩受到 P 力时会产生变形,其刚度 C_F 就会变大,象图 9 中的 γ_{F_1} 变到 γ_{F_2} ,其应力幅减小的道理也正如图 8 所示那样。但是,如果把预紧力提高到 P_{02} 时,由于被联接件的变形更大、刚度

提高而使 $\gamma_{F_2} > \gamma_{F_1}$,而应力幅 $K_C \cdot P$ 的大小却与 γ_{F_1} 的大小成反比,即 $K_{C_1} > K_{C_2}$,所以,预紧紧固力 P_{02} 提高后,螺栓应力幅 $K_C \cdot P$ 反而减小,疲劳强度提高,紧固安全性也提高。

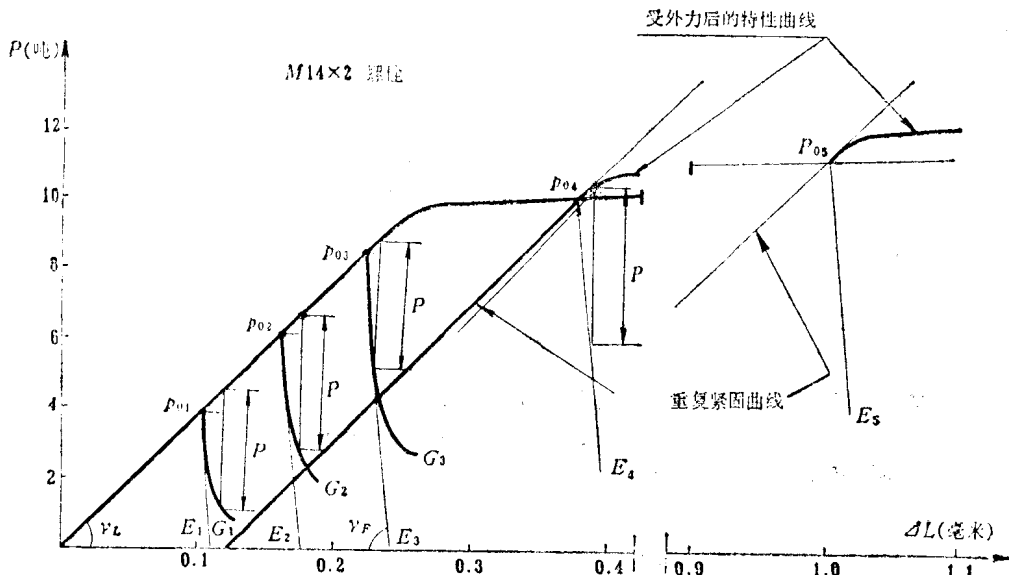


图10 预紧力与紧固三角形关系

图 10 中 $P_{01}E_1$ 、 $P_{02}E_2$ 、 $P_{03}E_3$ 、 $P_{04}E_4$ 、 $P_{05}E_5$ 是被联接件的原压缩特性曲线。当预紧力在外力 P 的波动下引起螺栓的轴向力变小时,被联接件的压缩特性曲线就趋向按 $P_{01}G_1$ 、 $P_{02}G_2$ 、 $P_{03}G_3$ 曲线。从 $P_{01}G_1$ 曲线看,如果外力 P 从 P_{01} 处向 G_1 方向减少时,引起 γ_F 变小而使螺栓能承受的应力幅 $K_C \cdot P$ 超载,于是螺栓在被降低的疲劳强度下存在断裂的危险。而提高预紧力 P_{03} 、 P_{04} 、 P_{05} 后,在外力 P 的波动下,它们的 γ_F 没有变,所以应力幅 $K_C P$ 也没有变,仍在预计的幅度内,所以要比 P_{01} 、 P_{02} 可靠性好。 P_{04} 、 P_{05} 是在塑性区域紧固后受到外力后曲线会再升高一些的特性曲线,该两处的曲线完全相同即紧固特性相同。如果施加的外力小于 1.5 吨时,螺栓的塑性伸长量并不增加,塑性伸长量不增加也就意味着重复紧固性好。如果在塑性区

P_{04} 、 P_{05} 拧紧螺栓后再次松开螺帽，由于螺栓已经塑性变形，所以 $p-AL$ 曲线就按重复紧固曲线升降。

(2) 螺栓硬度变化、摩擦系数变化引起螺栓轴向力变化

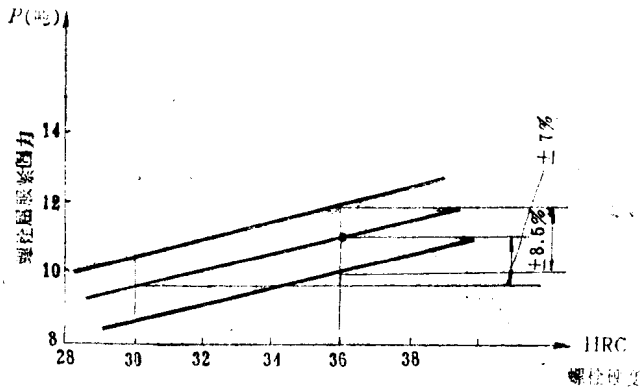


图 11 螺栓硬度与屈服力的关系

图 11 中，M14×2 螺栓，硬度 HRC 30~36，螺栓及座面用二硫化钼润滑脂。±8.5% 是由于摩擦系数变化引起螺栓屈服紧固力的误差，±7% 是由于硬度变化引起螺栓屈服紧固力的误差。

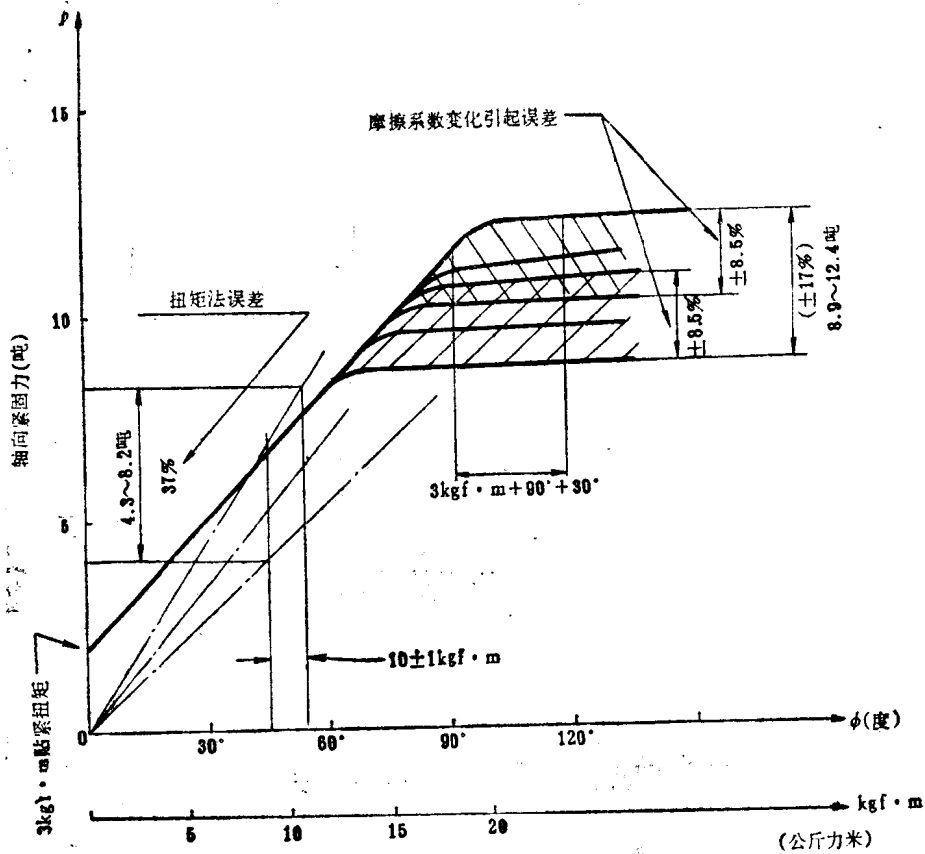


图 12 预紧紧固力的误差

图 12 所示的曲线是以 3 公斤力米的贴紧扭矩为起点的。因为欲把扭矩从 0 升到贴紧扭矩时,由于前面所述引起的各种因素,对螺母扭转的角度值相差很大,所以,必须用贴紧扭矩为起点以便于简化曲线和分析。该图中有三条点划线是 M14×2 螺栓在三种摩擦系数下(即三种 K_T) 的特性曲线。用“扭矩法”对螺母施加 10 公斤力米扭矩后,螺栓在三种摩擦系数下得到的轴向紧固力范围是 4.3 吨到 8.2 吨,误差是 37%。“扭矩法”使螺栓受到的极大值 8.2 吨几乎接近到了螺栓的最小屈服极限 8.9 吨,所以对该螺栓来说,扭矩 10 公斤力米是极大值了(见图 12)。如果施加的扭矩使得螺栓受到轴向力超过 8.9 吨值时,螺栓有可能被拉断。如用“扭角法”来拧紧螺栓,在先达到 3 公斤力米的贴紧扭矩下再扭转 90° 角,允差 $+30^\circ$ 角,预紧力的范围是 8.9 吨到 12.4 吨,误差 $\pm 17\%$ 。图中的两处 $\pm 5.5\%$ 是螺栓的最大、最小限度内摩擦系数引起的误差。这正如图 6 所述的是在塑性区域应用“扭角法”的螺栓特性曲线,由实验得出。在图 12 中有一点要指出,如果该螺栓的屈服点始于 8.9 吨即 13 公斤力米扭矩时,那末当再增加扭矩时,轴向紧固力 P 就不再按比例增加,即 $\text{kgf}\cdot\text{m}$ 的坐标刻度不再按图 12 所示按比例增加。如果该螺栓的屈服点始于 12.4 吨时,即 20 公斤力米以上的 $\text{kgf}\cdot\text{m}$ 标度也不按比例增加,这是因螺栓已经塑性变形的缘故。

一般错觉地认为,如果在塑性区域进行紧固,那么,疲劳强度会稍有下降。通过前面所述的图表显示,日本五十铃汽车采用塑性区域“扭角法”紧固螺栓应用于连杆螺钉、飞轮螺钉、曲轴平衡块螺钉、汽缸头螺钉,其经验证明,如果预紧力准确,应力振幅就小,疲劳强度却提高。据资料介绍,在塑性区域紧固螺栓的疲劳极限为 4~5 公斤/毫米²。图 13 是日本五十铃发动机上的螺栓在受到外力时和产生附加应力的情况。发动机在运转过程中,用“扭矩法”扭紧的螺栓,在 6 吨外力作用到该螺栓时,其承受的内应力超过了 4 公斤/毫米²。而用“扭角法”扭紧的螺栓,同样在 6 吨外力的作用下,它所承受的应力在 2.9 公斤/毫米² 以下,低于疲劳极限 4~5 公斤/毫米²。所以“扭角法”不但提高了效果而且增加了可靠性。这可以从图 13 中的两种扭紧方法的比较中得出结论。

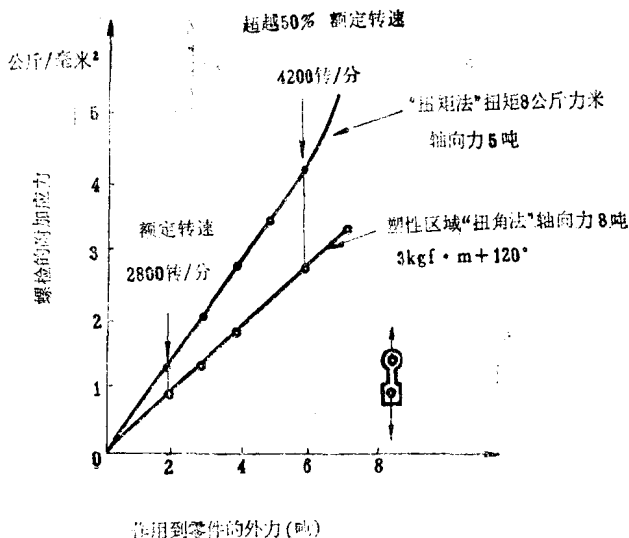


图 13 螺栓受外力与应力的关系

此外,对“扭角法”的螺栓有种种要求,例如紧固长度的要求;螺栓强度不能超过 120 kg/mm^2 ;硬度超过

HRC 36 会引起的滞后破坏以及必须避免电镀、酸洗,其主要是防止氢的渗入钢中会引起脆性破坏。另外,还要螺栓涂润滑剂使摩擦系数下降来提高效率等就不再一一细述了。

图 14 是为了把“定扭矩法”、弹性区域“扭角法”、塑性区域“扭角法”作一个直观的图进行比较。从中可以看出除了人的因素和 K_T 的因素外(这儿已排除),影响预紧力 p_0 最大的是摩擦系数的变化,扭力扳手的精度造成的误差正如图 3 所示随 p 的增高而增大。贴紧扭矩造成的误差为最小,它是决定塑性区域“扭角法”的精度。 Φ_2 允许的误差较大,图 12 所示为 30° 。如果在弹性区域, 30° 角度误差表示着扭矩误差为 6.7 公斤力米,相当于轴向力 4.2 吨的误差,

这个数值就很大了，所以要在弹性区域实行“扭角法”，就要必须严格控制 Φ_1 的允差值。从式(7)中看出 Φ 角直接受 K_0 影响的。要掌握 K_0 的规律，必须由实验得出。

图 14 的 $p-\Delta L$ 曲线是 135 型柴油机的连杆螺钉 M18 \times 1.5，材料 35CrMoA，HRC 33~38。其装配要求的扭矩有两种：

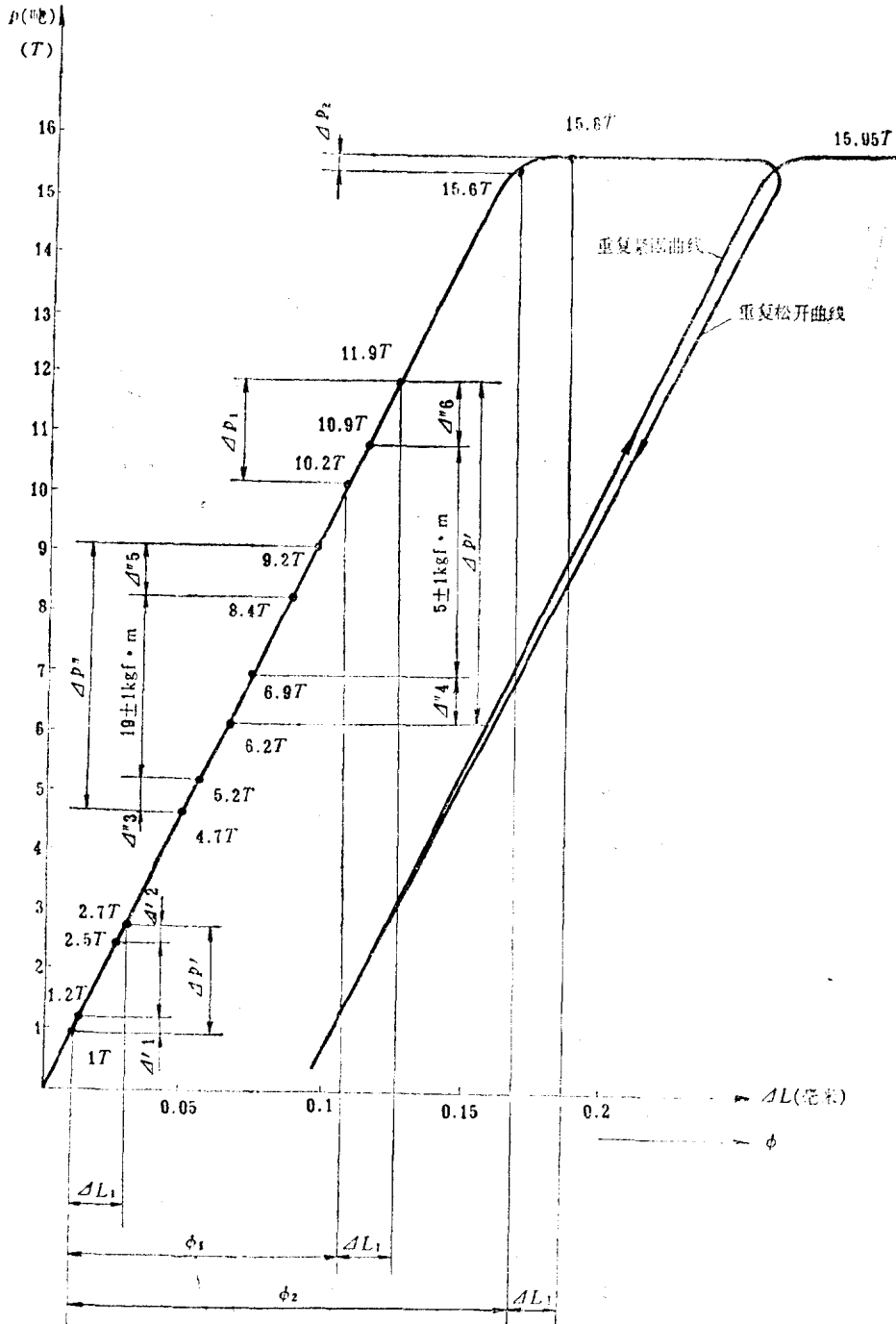


图 14 $p-\Delta L$ 曲线 HRC 36

$$T_{T_1} = 19 \pm 1 \text{ 公斤力米}$$

$$T_{T_2} = 25 \pm 1 \text{ 公斤力米}$$

扭力扳手精度为 ± 0.1 ，加上装配要求，那末在理论上施加于螺钉的扭矩为

$$T_{T_1}' = [19 \pm 1.9] \pm 1 = 19 \pm 2.9 \text{ 公斤力米}$$

$$T_{T_2}' = [25 \pm 2.5] \pm 1 = 25 \pm 3.5 \text{ 公斤力米}$$

贴紧扭矩假设为 5 ± 1 公斤力米，即 $[5 \pm 0.5] \pm 1$ 公斤力米；又假设 $f = f_s = 0.1 \sim 0.15$ 即 $\Delta f = 0.05$ ，代入式 (1) (2) (3) 得

$$K_{T_{\max}} = 0.19, \quad K_{T_{\min}} = 0.13$$

从 $p_0 = \frac{T_r}{K_T d}$ 中求出各扭矩中产生的 p_0 值，再把各 p_0 值标入图 14 中的 $p-\Delta L$ 曲线，就可清晰地看出对螺纹连接采用不同的紧固方法后，螺栓实际得到的预紧紧固力的误差范围。“定扭矩法”的误差 $\Delta p' = 5.7$ 吨， $\Delta p'' = 4.7$ 吨为最大，弹性区域“扭角法”的误差 $\Delta p_1 = 1.7$ 吨为次之，塑性区域“扭角法”的误差 $\Delta p_2 = 0.2$ 吨为最小。 $\Delta'1$ 、 $\Delta'2$ 、 $\Delta''3$ 、 $\Delta''4$ 、 $\Delta''5$ 、 $\Delta''6$ 是扭力扳手精度及 K_T 所引起的误差。 Φ_0 值变化较大，它的作用就是使联接件之间消除间隙，并且要求接触面紧密贴合，所以非常重要。

图 14 中 15.95 吨处的曲线是螺栓在螺母固紧后再松开时已经存在着塑性变形，待重复扭紧时出现重复紧固的曲线。由于塑性区域加工硬化缘故，屈服点会升高些。

3. 探讨

采用“定扭矩法”误差较大，通常是扭力扳手的精度误差大于技术装配要求的误差，引起检验人员与操作者的争论。所以有的单位倾向于提高扭力扳手的精度，甚至规定使用操作人员使用的扳手来检验，这是把工具精度绝对化，是很不科学的。影响 p_0 的因素中，人也占有误差的较大比例。尽管有的单位搞了电动扳手、液压扳手，本人认为与其化较大的精力和代价来改进扳手的精度还不如改变扭紧螺栓的装配工艺方案的效果要来得大。“扭角法”有明显的优越性，这可以从图 14 中的图表找出这个结论。采用弹性区域“扭角法”的关键是在 Φ_1 的实验数据上，它和贴紧扭矩的精度一同决定着 Δp_1 的大小。由于塑性区域“扭角法”预紧力的误差极小，而且其预紧力是“定扭矩法”的二倍。如果全国的大型动力机械工业例如汽车、机车、拖拉机、柴油机、工程机械都采用此法，则可节省螺栓的合金材料约一半。

三、斜率法

所谓“斜率法”的扭紧螺栓和塑性区域“扭角法”的道理是一样的。区别的是图 15 $p-\Phi$ 曲线中以 θ_1 和 θ_2 作为判别角。其弹性区域的曲线斜率是不变的，塑性区域的曲线斜率是变化的。这个方法就是应用电路取得 θ_1 存储起来，当螺栓固紧到材料塑性区域到达 θ_2 角度时，电路即指令机械停止固紧螺栓。这种设备需要传送旋转角度值信号的角度编码器和传送螺栓伸长量 ΔL 值信息的测量长度的仪器或传感器。其结构较复杂，价贵，但是它紧固的轴向力误差从图 12 中 $\pm 17\%$ 的误

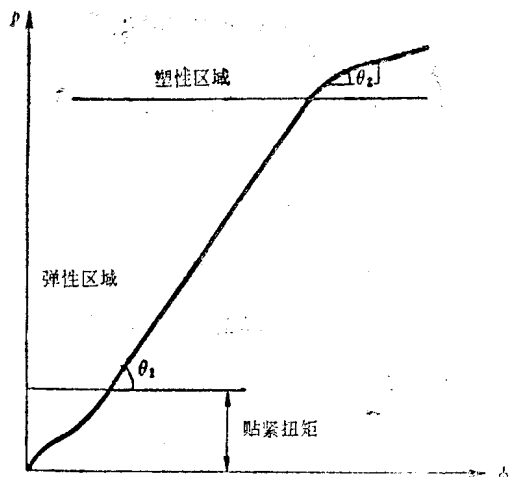


图 15 $p-\Phi$ 曲线

差缩小到 $\pm 1\% \sim \pm 3.5\%$ 。这是因为图 12 中的 $\pm 17\%$ 范围是螺栓材质变化规律的概率范围,是批量螺栓的数据。图 15 中的 θ_2 是与 θ_1 相比而得,是每一件螺栓自身相比的数据,不论哪一种材质的螺栓在弹性区域的 θ_1 都是常数,所以只要螺栓在预紧力下承受外力后产生的应力,小于螺栓的疲劳极限,那末可以把预紧力在图 10 中的 p_{04} 或 p_{05} 点处选点,其误差就可减少到 $\pm 1\%$ 。

四、结 论

1. 塑性区域“扭角法”与“定扭矩法”相比的优点

- (1) 预紧紧固力 p_0 的误差从 $\pm 30\% \sim \pm 40\%$ 减低到 $\pm 1\% \sim \pm 3.5\%$;
- (2) 给予螺栓的预紧力 p_0 可提高 1 倍,即材料利用率增加 1 倍;
- (3) 预紧紧固力 p_0 提高后,安全可靠增加,这就可省去各种防松措施的费用,包括涂铜的有色金属、涂液、水电、场地管理费用。

2. 谈一些实现“扭角法”的看法

“斜率法”指的是每个螺栓的应变,所以误差最小。所需要的设备只要能按图 15 所要求的那样,把 θ_2 与 θ_1 作一指定范围的比较就行了。其计算式是

$$\lg \theta = \frac{p}{\Phi}$$

电子设备只要取得 p 的变化值和 Φ 的变化值,经过简单的电子计算就可以用电指令机械操作。 p 值的取得可从压力传感器得到,也可用扭矩值取代或者从螺栓的伸长量来代替,这就要看实际条件而决定。例如连杆螺钉的紧固:

连杆螺钉是埋入连杆体内的,如何测得 p 呢? 它不能直接测量螺钉的伸长量,但是可以借助超声波检测螺钉的共振频率,并据此来测得轴向力。可是,其代价较大。是否能用对该螺钉所施加的扭矩值来代替? 其误差的规律能否掌握住? 这些选择都要由实践和一定的条件来决定。

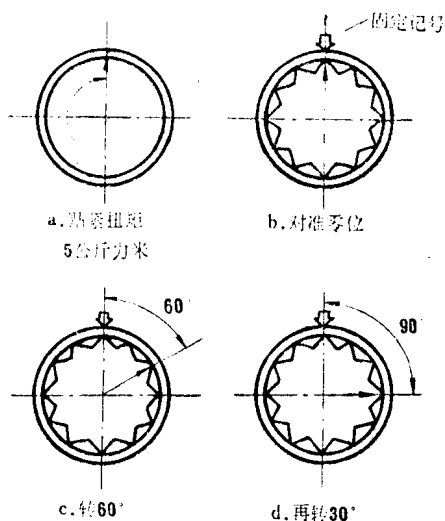


图 16 塑性区“扭角法”的操作

对于传送角度信号的 Φ 值,由于分辨率是以度为单值的,所以可以不用价高的测角仪而可以用光敏检测的简单办法来实现电信号的传送。动力机械经过一段时期使用后,终究还要修理的,所以尽管在制造厂可应用“斜率法”紧固螺栓,但还必须通过一定的工艺规范,以使用户在大修期间使其适合在塑性区域应用“扭角法”紧固螺栓。其操作方法见图 16。

图 16 是要求紧固为 5 公斤力米 $+60^\circ + 30^\circ$ 的操作方法示意图。为了减少摩擦系数 f 的误差值 Δf ,提高贴紧扭矩的精度,首先在螺栓的螺纹部分和座面接触处,即会影响 Δf 的有关地方要涂上二硫化钼油脂,然后把螺栓扭紧到 5 公斤力米,再作固定

记号对准零位。见图 16 中 a、b。其次扭转 60° ，再慢转 30° ，见图 16 中 c、d。

紧固螺栓也有使用液压扳手的。图 17 就是使用油马达传递动力，通过减速器快速扭紧螺栓。慢速扭紧螺栓是用油压推动齿条活塞来实现的。单向离合器是把减速器和齿轮、齿条分割开互不干涉。

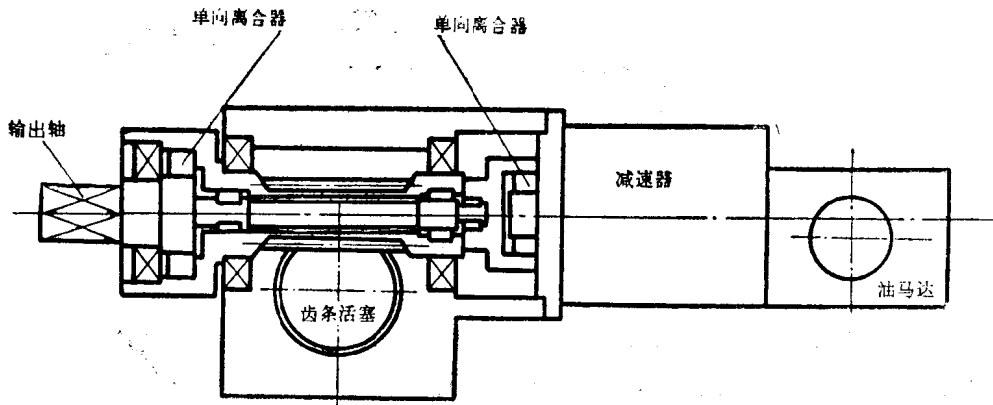


图 17 液压扳手示意图

也有用扇形油缸来取代齿条活塞传动，不过扭转的角度要小于 Φ ，见图 18。还有可用低速大扭矩油马达来紧固螺栓，它能达到 40 公斤力米的扭矩，见图 19。

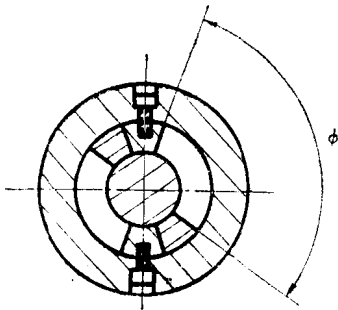


图 18 扇形油缸

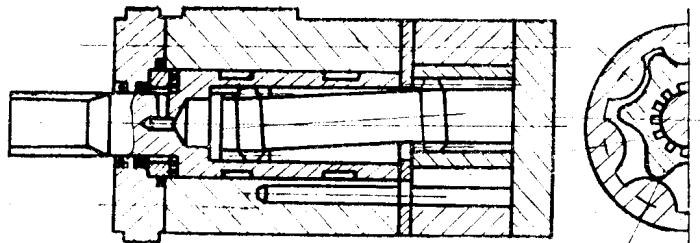


图 19 低速大扭矩油马达

总之，把机械、液压、电器、传感器按不同的需求适当地把它们组合在一起是能够满足螺栓在塑性区域实行“斜率法”、“扭角法”紧固要求的。在国外，由于对螺纹联接的重视，还设立有专门的机构，所以在紧固控制技术上发展较快。希望我国的发动机制造业在这方面也能重视起来。

机床滚动轴承计算中齿轮轮换 工作系数 K_i 的讨论

林 益 耀

上海交通大学

机床上滚动轴承的计算系按照国际通用的疲劳寿命计算方法,在“机床设计手册”^[1](以下简称“手册”)中采用下列公式[P. 584, 式(5.9-5)];

$$c = \frac{f_h}{f_n} f_F K_s K_i p \quad (1)$$

式中 c ——额定动负荷 (kgf);
 p ——当量动负荷 (kgf);
 f_h ——寿命系数,与轴承额定寿命有关;
 f_n ——速度系数,与轴承计算转速有关;
 f_F ——工作情况系数,系考虑轴承受有振动和冲击;
 K_s ——疲劳寿命系数,系考虑轴承的负荷和转速有变化;
 K_i ——齿轮轮换工作系数。

上述各系数中, f_h 和 f_n 可按确定的公式计算或查找按公式制成的表格(手册表 5.9-14~5.9-17); f_F 显然属经验系数(表 5.9-12); K_s 在手册的第一章“计算条件的确定”中有所说明。至于 K_i , 手册中列出了齿轮配置图和表格(表 5.9-13)备查。此表显然不敷实际应用,而从表列数据来看,它也不类经验数据。于是在机床设计和教学过程中常面临如何考虑 K_i 的问题,本文试就此展开讨论。

一、推导和验证

就笔者所知,手册以及其他关于机床设计计算的书籍^[2]中所列 K_i 表格均系源出苏联烈歇托夫所著“机床零件的计算”^[3]一书(或按苏联叶盖尔曼等所著“金属切削机床设计”^[4],而该书也是源出前者的)。机床零件的计算”中所列 K_i 表(该书 P. 107, 本文表 1),也即手册中所列表格,在苏联机床科学实验研究所,“机床零件计算手册”^[5]一书所列 K_i 表(该书 P. 235~237, 本文表 2)中有了进一步的说明。按表 1、表 2 比较可知,表 1 为表 2 的简化,表 1 中数值实质为表 2 中数值加以平均圆整(在参考文献[3]中注明该表为轴承用量变化系数 K_i 的平均值)而得。至于表 2 中的数值,由下可知系由公式计算得到。