

专业课习题解析课程

第9讲

第十五章 螺纹连接

15-1 普通螺纹为何广泛应用于螺纹连接？细牙用于哪些场合？

解：1. 普通螺纹牙型角为 60° ，由于其当量摩擦角大，自锁性好、强度高，广泛应用于螺纹连接。

2. 细牙螺纹螺距小、升角小、自锁性比粗牙更好、强度更高，但不耐磨损，容易滑扣。故用于细小零件，薄壁管件，或受冲击振动和变载荷的连接，也可用作微调机构的调节螺纹。

15-3 螺纹连接预紧的作用是什么？为什么对重要连接要控制预紧力？

解：1. 预紧的作用：增加连接的刚度、紧密性
变载荷作用下的疲劳强度及放松能力。

2. 预紧力应适当，过大的预紧力导致连接的结构尺寸增大，或连接件在装配时及偶然过载时易被拉断。因此对重要连接要控制预紧力。

15-4 金属锁紧螺母为何放松效果好？

解：金属锁紧螺母与止动垫圈配合使用，装配时垫圈内舌插入轴上槽内，垫圈外舌嵌入圆螺母槽内。起到很好的放松效果。

15-5 螺纹连接预紧时，螺栓承受哪些载荷？将30%，并按纯拉伸强度计算螺栓有何意义？

解：1. 螺纹连接预紧时，螺栓受预紧力和螺纹副间摩擦力矩的联合作用，于是螺栓的危险截面上分别产生拉应力和扭转剪应力。

$$\sigma = \frac{F'}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \quad \tau = \frac{T_1}{\frac{\pi d_1^3}{16}} = \frac{F' \tan(\psi + \rho_v) \cdot d_2 / 2}{\frac{\pi d_1^3}{16}}$$

2. 将预紧力增大30%并按纯拉伸强度计算，这就考虑了螺栓在预紧状态下扭转剪应力的影响。

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\sigma^2 + 3(0.5\sigma)^2} \approx 1.3\sigma$$

15-6 受预紧力和轴向工作拉力的紧螺栓连接，拉力为何不是预紧力加上轴向工作拉力？

解：受预紧力和轴向工作拉力的紧螺栓连接在连接工作时，由于螺栓和被连接件的弹性变形，螺栓所受的总拉力并不等于预紧力与工作拉力之和，而与预紧力、工作拉力、螺栓刚度、被连接件刚度有关。如下式：

$$F_0 = F' + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F$$

15-7 为什么连接承受的工作拉力很大时，不宜采用刚性小的垫片？

解：因为 $F_0 = F' + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F$ ，其中 $\frac{C_1}{C_1 + C_2}$ 称为螺栓
它表示工作拉力F分配到螺栓上的比例。因而螺栓的总拉力 F_0
与 $\frac{C_1}{C_1 + C_2}$ 的大小密切相关。当 C_2 远大于 C_1 时，总拉力约等于
预紧力，当 C_2 远小于 C_1 时，总拉力约等于预紧力与工作拉
力之和。由此可见，若连接承受的工作拉力F很大时，不宜采
用刚性小的垫片。

15-8 铰制孔用螺栓连接装配时，为何不能将螺母拧得很紧？

解：因为铰制孔用螺栓主要用于承受横向载荷，因此，在装配
时，预紧力不必很大，所以不用拧得很紧。

15-9 螺栓产品分为A、B、C三种产品等级。它们并应用于什么场合？

解：A级精度最高，用于要求配合精确、有冲击振动等重要零件的连接；B级精度多用于承载较大，经常拆装、调整或承受变载荷的连接；C级精度多用于一般的螺栓连接。常用的标准螺纹连接件一般选用C级精度。

15-10 螺栓组连接结构设计要求螺栓组对称布置于连接接合面形心，其理由是什么？

解：这样布置使得连接接合面及各个螺栓受力均匀，并便于制造和装配。

15-11 一薄钢板A用两个铰制孔用螺栓固定在机-47)。试分析哪种方案较为合理？

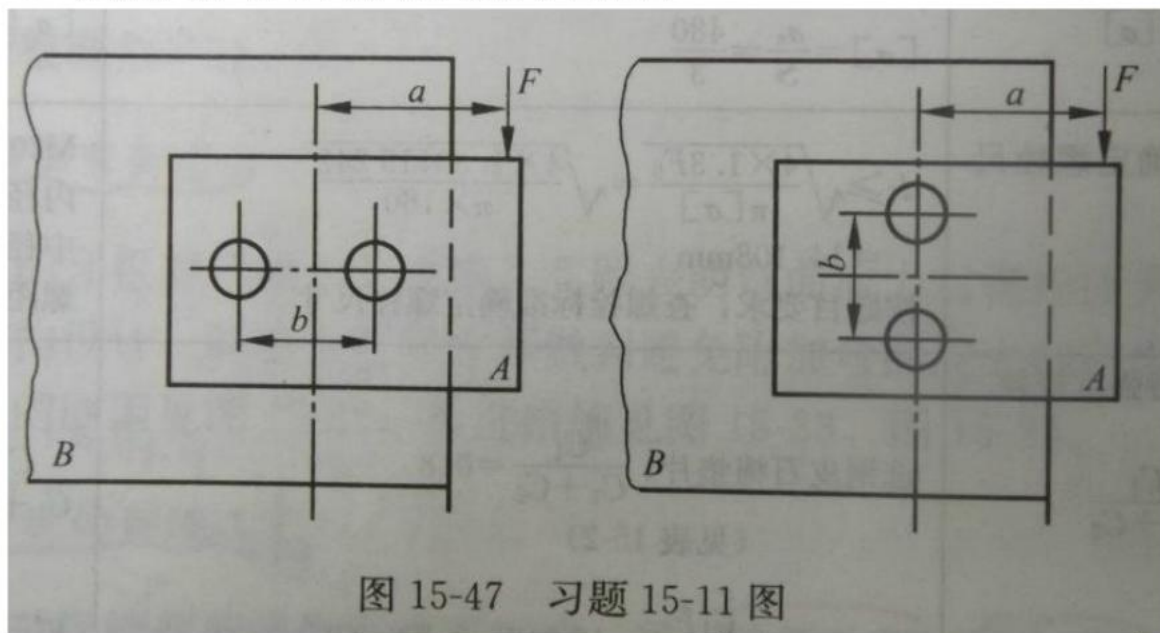


图 15-47 习题 15-11 图

$$F_{\max 1} = \frac{F}{2} + \frac{aF}{b} \quad F_{\max 2} = \sqrt{\left(\frac{F}{2}\right)^2 + \left(\frac{aF}{b}\right)^2}$$

因此，方案二更为合理。

15-12 已知汽缸的工作压力在0~0.5MPa之间变化
D=500mm，汽缸盖螺栓数目为16，接合面间采
片。试计算汽缸盖螺栓直径。

解：螺栓承受总的工作拉力

$$F_Q = P_{\max} \cdot A = P_{\max} \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

$$= 0.5 \times 10^6 \times \frac{\pi \times 0.5^2}{4} = 9.8 \times 10^4 \text{ N}$$

单个螺栓承受的工作拉力

$$F = \frac{F_Q}{z} = \frac{9.8 \times 10^4}{16} = 6.1 \times 10^3 \text{ N}$$

接合面间采用铜皮石棉垫片，故相对刚度 $\frac{C_1}{C_1 + C_2} = 0.8$ 。

因为在变载荷作用下的疲劳破坏，主要取决于应力大小。

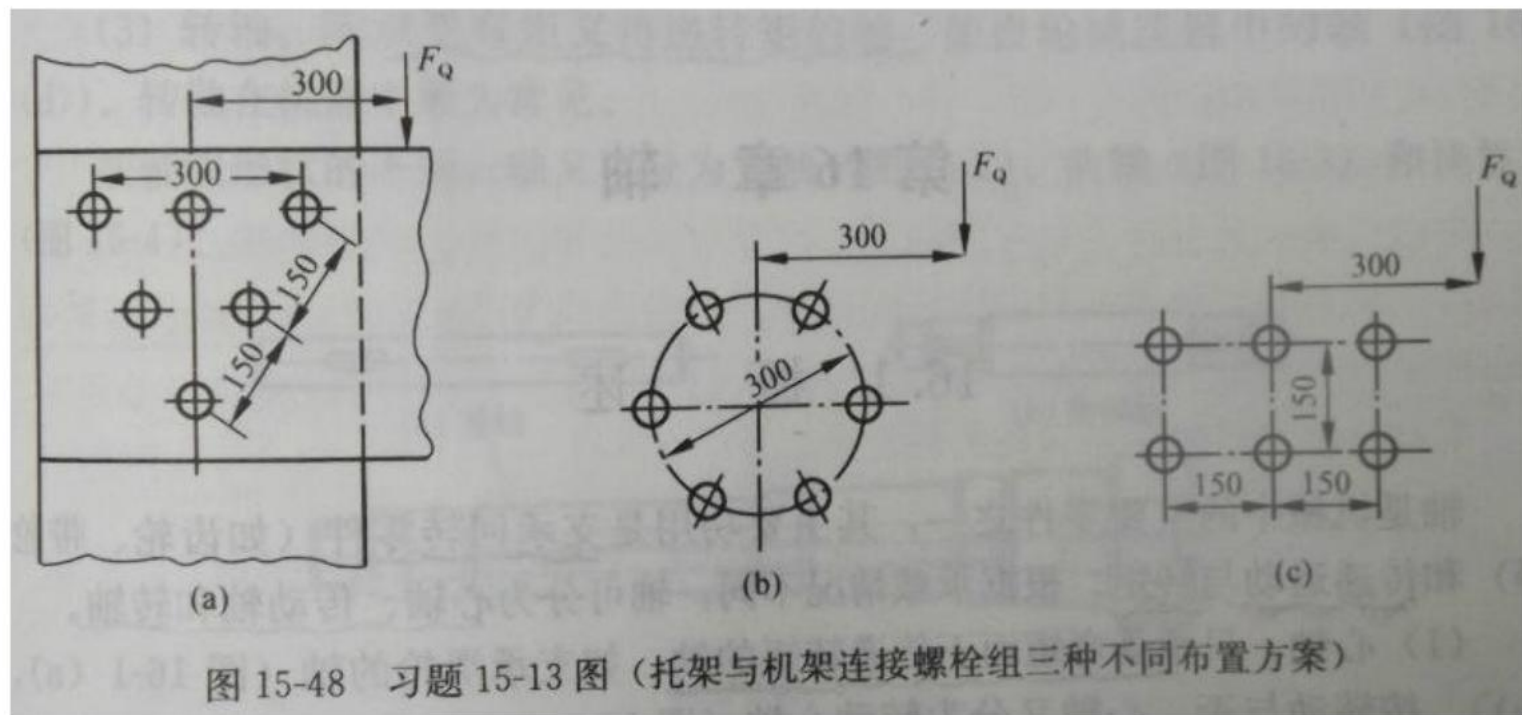
$$\sigma_a = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \frac{2F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_a]$$

则螺栓直径

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{C_1}{C_1 + C_2} \frac{2F}{\pi [\sigma_a]}}$$

$[\sigma_a]$ 按书上15-18计算，代入上式即可求出螺栓直径。

15-13 一托架用6个铰制孔用螺栓与钢柱相连接上的外载荷 $F_Q = 5 \times 10^4 N$ 。就图15-48所示的三置形式，分析哪一种布置形式螺栓受力最小？



(a) 在扭矩T作用下:

$$\text{受力最大螺栓所受的工作剪力 } F_{\max} = \frac{Tr_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2}$$

$$\frac{75}{r_{\min}} = \cos 30^\circ = \frac{\sqrt{3}}{2}$$

$$r_{\min} = \frac{150}{\sqrt{3}} = 50\sqrt{3} \quad r_{\max} = \sqrt{150^2 + (50\sqrt{3})^2} = 173.2\text{mm}$$

$$F_{\max} = \frac{Tr_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2} = \frac{5 \times 10^4 \times 300 \times 173.2}{3 \times (50\sqrt{3})^2 + 3 \times 173.2^2} = 2.31 \times 10^4 \text{ N}$$

在力 F_Q 作用下, 每个螺栓受力 F_1 为:

$$F_1 = \frac{F_Q}{6} = \frac{5 \times 10^4}{6} = 0.83 \times 10^4 \text{ N}$$

此时受力最大的是右上角的螺栓：

F_{\max} 和 F_1 之间的夹角 θ 的余弦值：

$$\cos \theta = \frac{150}{173.2} = 0.866$$

受力大小为：

$$\begin{aligned} F_{\max 1} &= \sqrt{F_{\max}^2 + F_1^2 - 2F_{\max}F_1 \cos(180^\circ - \theta)} \\ &= \sqrt{2.31^2 + 0.83^2 + 2 \times 2.31 \times 0.83 \times 0.866} \times 10^4 \\ &= 3.06 \times 10^4 \text{ N} \end{aligned}$$

(b) 在扭矩T作用下:

$$\text{受力最大螺栓所受的工作剪力 } F_{\max} = \frac{Tr_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2}$$

$$F_{\max} = \frac{Tr_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2} = \frac{5 \times 10^4 \times 300 \times 150}{6 \times 150^2} = 1.67 \times 10^4 \text{ N}$$

在力 F_Q 作用下, 每个螺栓受力 F_2 为:

$$F_2 = \frac{F_Q}{6} = \frac{5 \times 10^4}{6} = 0.83 \times 10^4 \text{ N}$$

因此受力最大螺栓为最右边的螺栓, 所受力为:

$$F_{\max 2} = F_{\max} + F_2 = (1.67 + 0.83) \times 10^4 = 2.50 \times 10^4 \text{ N}$$

(c) 在扭矩T作用下:

受力最大螺栓所受的工作剪力 $F_{\max} = \frac{Tr_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2}$

$$r_{\min} = 75mm \quad r_{\max} = \sqrt{150^2 + 75^2} = 167.7mm$$

$$F_{\max} = \frac{Tr_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2} = \frac{5 \times 10^4 \times 300 \times 167.7}{2 \times 75^2 + 4 \times 167.7^2} = 2.03 \times 10^4 N$$

在力F_Q作用下，每个螺栓受力F₃为：

$$F_3 = \frac{F_Q}{6} = \frac{5 \times 10^4}{6} = 0.83 \times 10^4 N$$

此时受力最大的是最右边的两个螺栓：

F_{\max} 和 F_3 之间的夹角 θ 的余弦值：

$$\cos \theta = \frac{150}{167.7} = 0.894$$

受力大小为：

$$\begin{aligned} F_{\max 3} &= \sqrt{F_{\max}^2 + F_3^2 - 2F_{\max}F_3 \cos(180^\circ - \theta)} \\ &= \sqrt{2.03^2 + 0.83^2 + 2 \times 2.03 \times 0.83 \times 0.894} \times 10^4 \\ &= 2.797 \times 10^4 \text{ N} \end{aligned}$$

通过分析计算可以看出：方案（b）的布置形式螺栓受力最小。

15-15 一传递横向载荷 F_R 的受拉螺栓组连接。
 $F_R=1000N$ ； 接合面对数 $m=1$ ； 螺栓数目 $z=2$ ；
 $f=0.15$ ； 可靠性系数 $k_f=1.2$ ； 螺栓材料的许用拉应力
 $[\sigma]=75MPa$ 。 求接合面不滑移条件下的螺栓最小直径。

解： 单个螺栓所受的预紧力：

$$F' = \frac{k_f \cdot F_R}{fmz} = \frac{1.2 \times 1000}{0.15 \times 2 \times 1} = 4000N$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 4000}{\pi \times 75 \times 10^6}} = 9.39mm$$

查表取公称直径为12mm的螺栓

考查方式:

1. 当螺纹公称直径、牙型角、螺纹线数相同时，
自锁性能比粗牙螺纹的自锁性能 (A) 。
A. 好 B. 差 C. 相同 D. 不一定
2. 用于连接的螺纹牙型为三角形，这是因为三角形螺纹 (A) 。
A. 牙根强度高，自锁性能好 B. 传动效率高
C. 防振性能好 D. 自锁性能差
3. 计算紧螺栓连接的拉伸强度时，考虑到拉伸与扭转的复合作用，应将拉伸载荷增加到原来的 (B) 倍。
A. 1.1 B. 1.3 C. 1.25 D. 0.3

4. 在受轴向变载荷作用的紧螺栓连接中，为提高强度，可采取的措施是 B。

A. 增大螺栓刚度 C_1 ，减小被联接件刚度 C_2

B. 减小 C_1 ，增大 C_2

C. 增大 C_1 和 C_2

D. 减小 C_1 和 C_2

$$\sigma_a = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \frac{2F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_a]$$

5. 三角形螺纹的牙型角 $\alpha = \underline{60^\circ}$ ，适用于 连接，而梯形螺纹的牙型角 $\alpha = \underline{30^\circ}$ ，适用于 传动。

6. 螺旋副的自锁条件是 螺旋升角小于当量摩擦角。

7. 常用螺纹的类型主要有 三角螺纹、管螺纹
形螺纹、梯形螺纹 和 锯齿形螺纹。

8. 传动用螺纹（如梯形螺纹）的牙型斜角比连接用螺纹（如三角形螺纹）的牙型斜角小，这主要是为了 提高传动效率。

9. 若螺纹的直径和螺旋副的摩擦系数一定，则拧紧螺母时的效率取决于螺纹的 升角 和 头数。

10. 螺纹连接的拧紧力矩等于 螺纹副间摩擦力矩 和 螺母端面与被连接件支承面之间的摩擦力矩 之和。

11. 螺纹连接防松的实质是 防止螺杆与螺母（或被连接件螺纹孔）间发生相对转动（或防止螺纹副间相对转动）。