



# 第05章

## 连接及连接件

### 习题课

宋超阳

南方科技大学

# 螺纹连接（含螺旋传动）

## 8.1 主要内容与基本要求

### 8.1.1 主要内容

- (1) 螺纹及螺纹连接的基本知识。
- (2) 螺栓组连接的设计,包括单个螺栓连接的预紧、强度计算、螺栓组结构设计、受力分析及提高连接强度的措施等。
- (3) 滑动螺旋传动的设计计算方法。

### 8.1.2 基本要求

#### 1. 掌握螺纹的基本知识

螺纹连接与螺旋传动都是通过螺纹进行工作的,因此必须熟练掌握螺纹的基本参数,常用螺纹的种类、特性(主要指牙根强度、效率与自锁)及其应用。

## 2. 掌握螺纹连接的基本知识

(1) 掌握螺纹连接的基本类型、结构特点及其应用场合,在设计时能正确地选用它们,并能熟练正确地绘制出各类螺纹连接的结构图。在螺栓连接中,要注意普通螺栓连接与铰制孔用螺栓连接在传力、失效形式及结构等方面的区别;对双头螺栓连接和螺钉连接,要注意它们的应用场合和它们拧入端的画法。

(2) 螺纹连接件大都已标准化,应掌握它们的类型、结构、特点和应用场合。要特别注意螺纹连接件的名称与螺纹连接类型的名称不一定相同。例如,用六角头螺栓构成的螺纹连接类型,既可能是螺栓连接,也可能是螺钉连接,也可能是紧定螺钉连接。要了解各种螺纹连接标准件的常用材料及强度级别。

(3) 对于螺纹连接的预紧,要了解预紧的目的,要理解扳手拧紧力矩和由此而产生的预紧力的关系,要掌握控制预紧力的方法。

(4) 对于螺纹连接的防松,要理解防松的目的和防松的原理,要熟练掌握各种防松装置及其应用,并能正确地绘制防松装置图。

### 3. 掌握螺栓组连接设计的基本方法

(1) 螺栓组连接的结构设计原则,包括确定接合面的形状、连接结构类型及防松方法、螺栓数目及其在接合面上的布置,提高螺栓连接强度的结构措施等。

(2) 螺栓组连接的受力分析。

① 正确理解螺栓组连接受力分析的目的及其简化假设条件。

② 正确理解螺栓组连接的受力与螺栓的受力既有联系又有区别。

③ 熟练掌握螺栓组连接的四种典型受力状态(轴向力、横向力、旋转力矩和倾覆力矩)下的受力分析,能正确运用静力平衡条件和变形协调条件,确定出受力最大螺栓的受力。

④ 熟练掌握螺栓组连接在复杂受力状态下的受力分析方法。其关键是,首先能正确地把螺栓组连接所承受的任意外载荷(力、力矩)向螺栓组连接接合面的形心简化,使简化后的螺栓组连接所承受的工作载荷是上述四种简单受力状态的组合;然后按每种简单受力状态确定出各个螺栓的受力;最后用矢量叠加的原理确定出各个螺栓所承受的同类载荷(横向载荷或轴向载荷),从而找出受力最大螺栓所受的载荷。

⑤ 掌握普通螺栓连接与铰制孔用螺栓连接在螺栓组连接受力分析中的区别。

(3) 熟练掌握单个螺栓连接的强度计算理论与方法。

① 螺栓连接的主要失效形式和设计计算准则。

② 受拉螺栓连接的强度计算理论与方法。特别要记住：受预紧力和轴向工作载荷的紧螺栓连接的受力-变形图；螺栓所受总拉力的确定；紧螺栓连接强度计算公式中系数 1.3 的物理意义。

③ 受剪螺栓连接的强度计算理论与方法。

④ 螺栓连接的许用应力 $[\sigma]$ 、 $[\tau]$ 和 $[\sigma_p]$ 的确定。

#### 4. 熟练掌握提高螺纹连接强度的各种措施

包括改善螺纹牙上载荷分布不均匀现象的装置，减小螺栓受力、降低影响螺栓疲劳强度的应力幅和应力集中的措施，以及避免螺栓受附加弯曲应力作用的结构措施等。

5. 了解滑动螺旋传动的主要失效形式和设计准则；掌握滑动螺旋传动的常用设计公式和校核计算公式

## 8.2 重点与难点分析

### 8.2.1 重点内容分析

本章的重点内容,从考研辅导角度出发,根据近几年各校考题内容范围,主要包括如下方面。

(1) 螺纹的基本知识 主要是螺纹的基本参数,常用螺纹的牙型、特性及其应用,螺纹副的受力分析,影响螺纹副效率和自锁性的主要参数。

(2) 螺纹连接的基本知识 主要是螺纹连接的类型、特点及其应用,防松的原理及防松装置。

(3) 螺栓组连接的受力分析 主要是复杂受力状态下的受力分析。

(4) 单个螺栓连接的强度计算 主要是承受轴向拉伸载荷的紧螺栓连接的强度计算。

(5) 螺栓组连接的综合计算 主要有三种情况:①校核螺栓组连接螺栓的强度;②设计螺栓组连接螺栓所需的直径尺寸;③确定螺栓组连接所能承受的最大载荷。

## 8.2.2 难点内容分析

### 1. 螺纹连接的结构设计与表达

这个问题成为本章的难点,绝不是因为它有高深的理论使学生难于理解,而在于很多学生不重视它,一旦考题中有这方面的内容,就显得束手无策,既不会选择连接类型,更不能正确地绘制出其连接结构图,或找不出连接结构图中的错误。因此,对于考生来说,必须把这部分内容当成重点和难点来对待,要多看实物,多看连接结构图,多问为什么,多练习绘制。

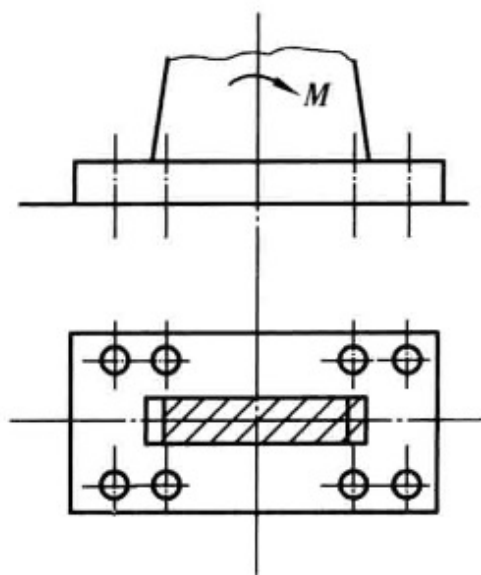
## 2. 复杂受力状态下的螺栓组连接受力分析

由于复杂受力状态下的螺栓组连接,其螺栓受力既可能是预紧力或轴向工作载荷,也可能是预紧力和轴向工作载荷的复合载荷,还可能是横向载荷。而这既与螺栓组连接的受力情况有关,又与螺栓连接的类型有关。许多学生遇到此类问题时,不知如何着手解题,或者考虑问题不全面,得不出正确答案。对于这类问题,首先要利用静力分析方法将复杂的受力状态简化成四种简单受力状态,即轴向载荷、横向载荷、旋转力矩和倾覆力矩;然后根据螺栓组连接的受力情况和螺栓连接的类型,确定单个螺栓连接的受力。当螺栓组连接受横向载荷,或旋转力矩,或横向载荷与旋转力矩联合作用时,对于普通螺栓连接,则需要确定螺栓所受的预紧力;对于铰制孔用螺栓连接,则需要确定螺栓所受的横向载荷。当螺栓组连接受轴向载荷,或倾覆力矩,或轴向载荷与倾覆力矩联合作用时(这时只能采用普通螺栓连接),则需要确定螺栓所受的轴向工作载荷。应该注意,当螺栓组连接既受横向载荷(或旋转力矩,或横向载荷与旋转力矩联合作用),又受轴向载荷作用时,在确定螺栓所受的预紧力时,一定要考虑轴向载荷的影响,因为此时接合面间的压紧力不再是预紧力,而是剩余预紧力(也称残余预紧力)。只要分别计算出螺栓组连接在这些简单受力状态下每个螺栓的工作载荷,然后将同类工作载荷矢量叠加,便可得到每个螺栓的总的工作载荷——预紧力或轴向工作载荷。若螺栓组连接中各个螺栓既受预紧力作用又受轴向工作载荷作用,则最后要求出受力最大螺栓所受的总拉力。



### 3. 受倾覆力矩作用的螺栓组连接受力分析

对这种受力状态进行受力分析时,首先要了解假设条件。如图 8-1 所示,认为机座底板是



刚体,而地基与螺栓为弹性体,受倾覆力矩  $M$  作用机座欲倾覆时,底板不变形,接合面仍然为一平面,底板有绕对称轴  $O-O$  倾覆的趋势,使对称轴一侧的螺栓被拉紧,而对称轴另一侧的螺栓被放松,但其接合面间压力则增加。根据受力矩  $M$  作用后对称轴线两侧接合面间变形对称的条件,以底板为分离体,可以判定对称轴一侧被拉紧的螺栓对底板的作用和对称轴另一侧地基对底板的支反力作用是相等的。因此,可以把地基对底板的支反力(分布载荷)简化为数个集中力作用于螺栓所在位置,然后根据静力平衡条件和螺栓变形协调条件,

图 8-1 受倾覆力矩作用的螺栓连接

求出受力最大螺栓所受的轴向工作载荷。

要注意,对于受倾覆力矩作用的螺栓组连接进行受力分析和强度计算时,一定要考虑受压最大处不被压溃,而受压最小处不出现缝隙或保持某个压力的要求。

#### 4. 受预紧力和轴向工作载荷作用时,单个紧螺栓连接的螺栓总拉力的确定

这个问题的关键是解题的思维方式要转变,要由解静定问题转到解静不定问题上来。要从分析螺栓及被连接件的受力-变形关系入手,充分理解变形协调条件,深入掌握螺栓与被连接件的受力-变形关系图(见图 8-2),从而得出以下几个重要结论。

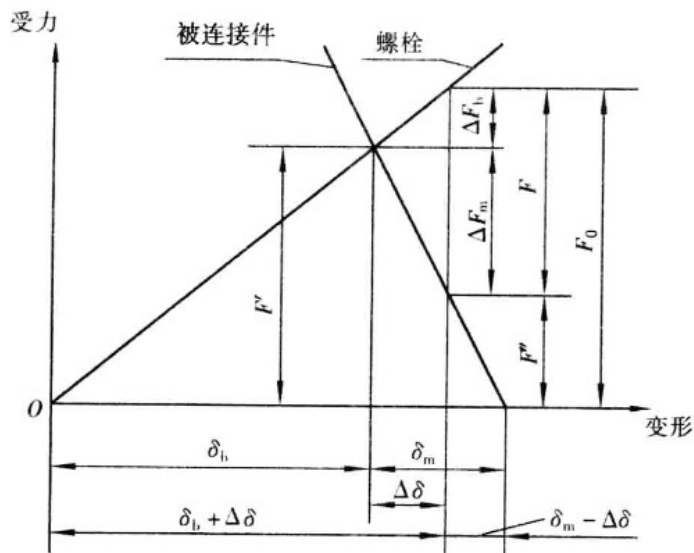


图 8-2 螺栓连接受力-变形图

(1) 螺栓所受的总拉力  $F_0$  不等于螺栓的预紧力  $F'$  和轴向工作载荷  $F$  之和,即  $F_0 \neq F' + F$ 。

(2) 轴向工作载荷  $F$  的一部分  $\Delta F_b$  用于使螺栓进一步伸长,而另一部分  $\Delta F_m$  则用于恢复被连接件的部分压缩变形。因此有以下几种情况。

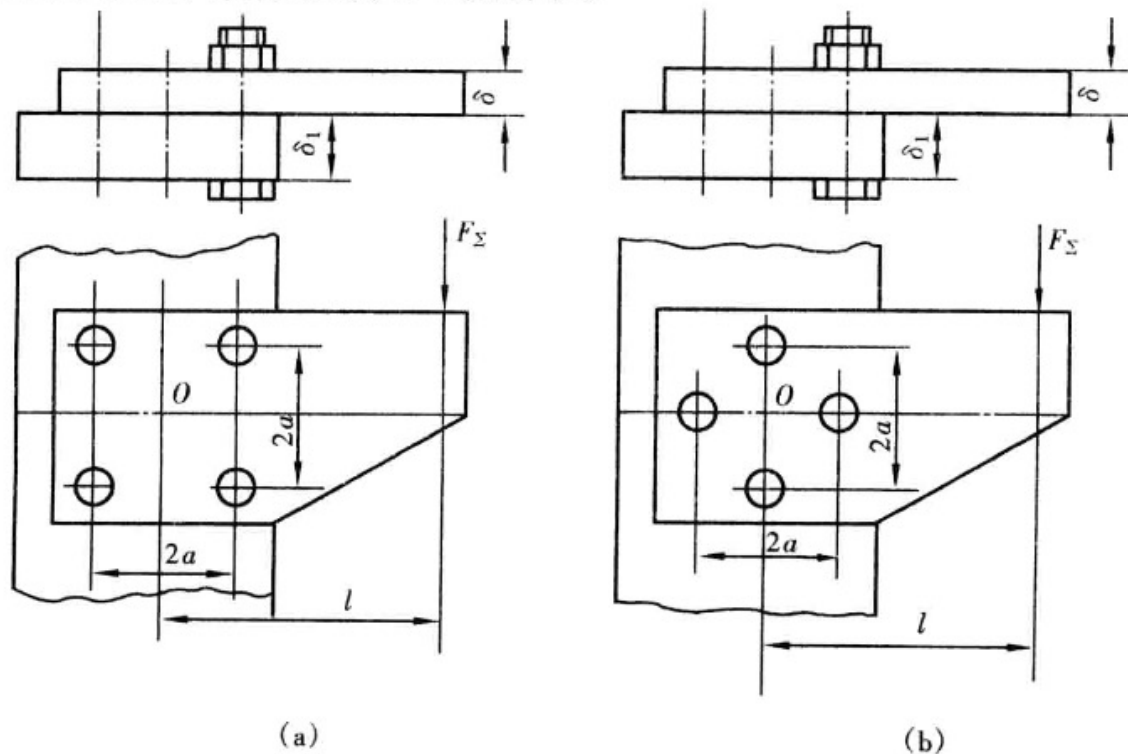
① 螺栓所受的总拉力  $F_0$  等于螺栓的预紧力  $F'$  和轴向工作载荷的一部分  $\Delta F_b$  之和,即  $F_0 = F' + \Delta F_b$ ;

② 接合面间剩余预紧力  $F''$  等于预紧力  $F'$  减去轴向工作载荷的一部分  $\Delta F_m$ ,即  $F'' = F' - \Delta F_m$ ;为保证连接的刚度、紧密性, $F''$  应大于或等于某一数值,故确定  $F'$  与  $F$  时要充分考虑连接对  $F''$  的要求;

③ 螺栓所受的总拉力  $F_0$  等于剩余预紧力  $F''$  和螺栓的轴向工作载荷  $F$  之和,即  $F_0 = F'' + F$ 。

(3) 使螺栓进一步伸长的  $\Delta F_b$  大小与螺栓刚度  $C_b$  及被连接件刚度  $C_m$  有关, $\Delta F_b = FC_b / (C_b + C_m)$ 。显然  $C_b$  愈小, $C_m$  愈大,则  $\Delta F_b$  愈小;反之亦然。在螺栓组连接设计中采用细长螺栓就是为了减小  $C_b$ ,在接合面间不加垫片或采用刚性大的垫片就是为了增大  $C_m$ ,从而减小  $\Delta F_b$ 。 $C_b / (C_b + C_m)$  称为螺栓的相对刚度。

例 8-1 一厚度  $\delta=12$  mm 的钢板用 4 个螺栓固联在厚度  $\delta_1=30$  mm 的铸铁支架上, 螺栓的布置有(a)、(b)两种方案, 如例 8-1 图所示。



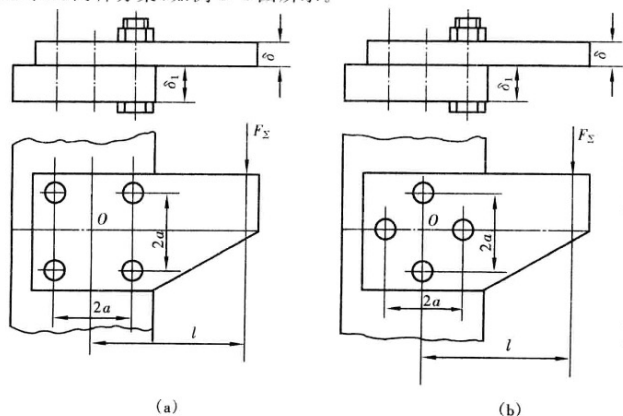
例 8-1 图

已知: 螺栓材料为 Q235,  $[\sigma]=95$  MPa,  $[\tau]=96$  MPa, 钢板  $[\sigma_p]=320$  MPa, 铸铁  $[\sigma_{p1}]=180$  MPa, 接合面间摩擦系数  $f=0.15$ , 可靠性系数  $K_f=1.2$ , 载荷  $F_\Sigma=12000$  N, 尺寸  $l=400$  mm,  $a=100$  mm。

(1) 试比较哪种螺栓布置方案合理?

(2) 按照螺栓布置合理方案, 分别确定采用普通螺栓连接和铰制孔用螺栓连接时的螺栓直径。

例 8-1 一厚度  $\delta=12$  mm 的钢板用 4 个螺栓固联在厚度  $\delta_1=30$  mm 的铸铁支架上, 螺栓的布置有 (a)、(b) 两种方案, 如例 8-1 图所示。



已知: 螺栓材料为 Q235,  $[\sigma]=95$  MPa,  $[\tau]=96$  MPa, 钢板  $[\sigma_p]=320$  MPa, 铸铁  $[\sigma_{p1}]=180$  MPa, 接合面间摩擦系数  $f=0.15$ , 可靠性系数  $K_f=1.2$ , 载荷  $F_z=12000$  N, 尺寸  $l=400$  mm,  $a=100$  mm。

(1) 试比较哪种螺栓布置方案合理?

(2) 按照螺栓布置合理方案, 分别确定采用普通螺栓连接和铰制孔用螺栓连接时的螺栓直径。

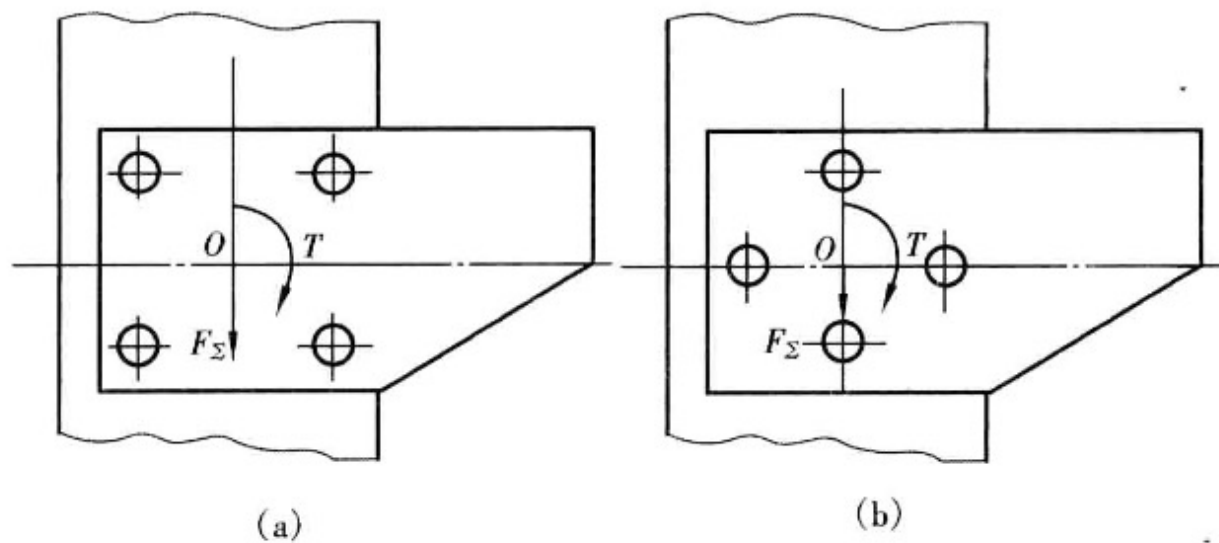
**解题分析:** 本题是螺栓组连接受横向载荷和旋转力矩共同作用的典型例子。解题时, 首先要将作用于钢板上的外载荷  $F_z$  向螺栓组连接的接合面形心简化, 得出该螺栓组连接受横向载荷  $F_z$  和旋转力矩  $T$  两种简单载荷作用的结论。然后将这两种简单载荷分配给各个螺栓, 找出受力最大的螺栓, 并把该螺栓承受的横向载荷用矢量叠加原理求出合成载荷。在外载荷与螺栓数目一定的条件下, 对于不同的螺栓布置方案, 受力最大的螺栓所承受的载荷是不同的, 显然使受力最大的螺栓承受较小的载荷是比较合理的螺栓布置方案。若螺栓组采用铰制孔用螺栓连接, 则靠螺栓光杆部分受剪切和配合面间受挤压来传递横向载荷, 其设计准则是保证螺栓的剪切强度和连接的挤压强度, 可按相应的强度条件式, 计算受力最大螺栓危险剖面的直径。若螺栓组采用普通螺栓连接, 则靠拧紧螺母使被连接件接合面间产生足够的摩擦力来传递横向载荷。在此情况下, 应先按受力最大螺栓承受的横向载荷, 求出螺栓所需的预紧力; 然后用只受预紧力作用的紧螺栓连接, 受拉强度条件式计算螺栓危险剖面的直径  $d_1$ ; 最后根据  $d_1$  查标准选取螺栓直径  $d$ , 并根据被连接件厚度、螺母及垫圈厚度确定螺栓的标准长度。

解题要点：

### 1. 螺栓组连接受力分析

(1) 将载荷简化。

将载荷  $F_{\Sigma}$  向螺栓组连接的接合面形心  $O$  点简化，得一横向载荷  $F_{\Sigma} = 12000 \text{ N}$  和一旋转力矩  $T = F_{\Sigma} \cdot l = 12000 \times 400 \text{ N} \cdot \text{mm} = 4.8 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ，如例 8-1 图解(一)所示。



例 8-1 图解(一)

(2) 确定各个螺栓所受的横向载荷。

在横向力  $F_{\Sigma}$  作用下,各个螺栓所受的横向载荷  $F_{s1}$  大小相同,与  $F_{\Sigma}$  同向。

$$F_{s1} = F_{\Sigma}/4 = 12000/4 \text{ N} = 3000 \text{ N}$$

而在旋转力矩  $T$  作用下,由于各个螺栓中心至形心  $O$  点距离相等,所以各个螺栓所受的横向载荷  $F_{s2}$  大小也相同,但方向各垂直于螺栓中心与形心  $O$  的连线(见例 8-1 图解(二))。

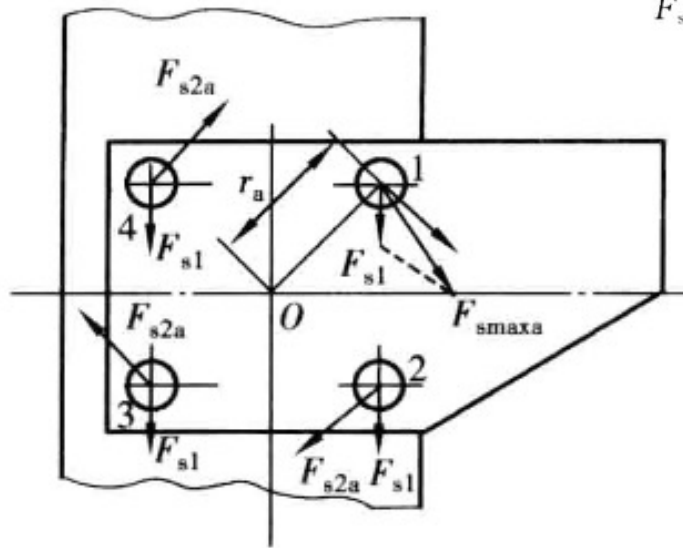
对于方案(a),各螺栓中心至形心  $O$  点的距离为

$$r_a = \sqrt{a^2 + a^2} = \sqrt{100^2 + 100^2} \text{ mm} = 141.4 \text{ mm}$$

$$\text{所以} \quad F_{s2a} = \frac{T}{4r_a} = \frac{4.8 \times 10^6}{4 \times 141.4} \text{ N} = 8487 \text{ N}$$

由例 8-1 图解(二)(a)可知,螺栓 1 和 2 所受两力的夹角  $\alpha$  最小,故螺栓 1 和 2 所受横向载荷最大,即

$$\begin{aligned} F_{s\max a} &= \sqrt{F_{s1}^2 + F_{s2a}^2 + 2F_{s1} \cdot F_{s2a} \cos\alpha} \\ &= \sqrt{3000^2 + 8487^2 + 2 \times 3000 \times 8487 \times \cos 45^\circ} \text{ N} = 10820 \text{ N} \end{aligned}$$



对于方案(b),各螺栓中心至形心  $O$  点的距离为

$$r_b = a = 100 \text{ mm}$$

所以

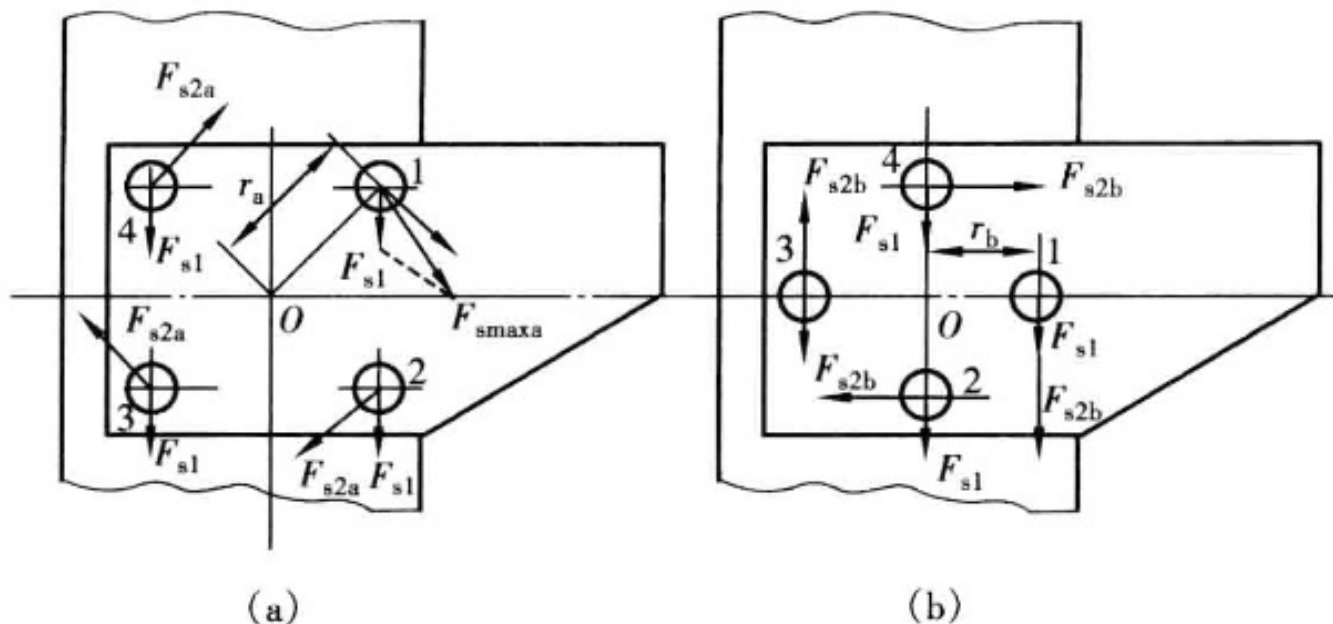
$$F_{s2b} = \frac{T}{4r_b} = \frac{4.8 \times 10^6}{4 \times 100} \text{ N} = 12000 \text{ N}$$

由例 8-1 图解(二)(b)可知,螺栓 1 所受横向载荷最大,即

$$F_{s\max b} = F_{s1} + F_{s2b} = (3000 + 12000) \text{ N} = 15000 \text{ N}$$

(3) 两种方案比较。

在螺栓布置方案(a)中,受力最大的螺栓 1 和 2 所受的总横向载荷  $F_{s\max a} = 10820 \text{ N}$ ;而在螺栓布置方案(b)中,受力最大的螺栓 1 所受的总横向载荷  $F_{s\max b} = 15000 \text{ N}$ 。可以看出,  $F_{s\max a} < F_{s\max b}$ ,因此方案(a)比较合理。



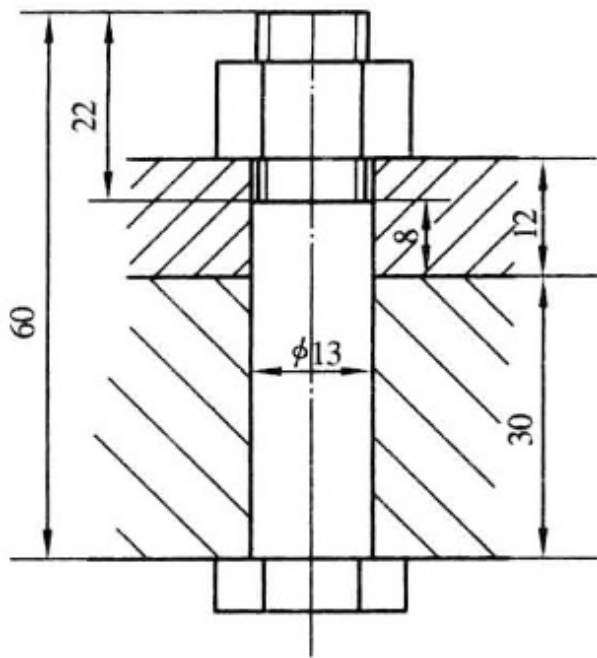
## 2. 按螺栓布置方案(a)确定螺栓直径

(1) 采用铰制孔用螺栓连接。

① 因为铰制孔用螺栓连接是靠螺栓光杆受剪切和配合面间受挤压来传递横向载荷,因此按剪切强度设计螺栓光杆部分的直径  $d_s$ 。

$$d_s \geq \sqrt{\frac{4F_s}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \times 10820}{\pi \times 96}} \text{ mm} = 11.98 \text{ mm}$$

取 M12×60 ( $d_s = 13 \text{ mm} > 11.98 \text{ mm}$ )。



② 校核配合面挤压强度。

按例 8-1 图解(三)所示的配合面尺寸,有  
螺栓光杆与钢板孔间

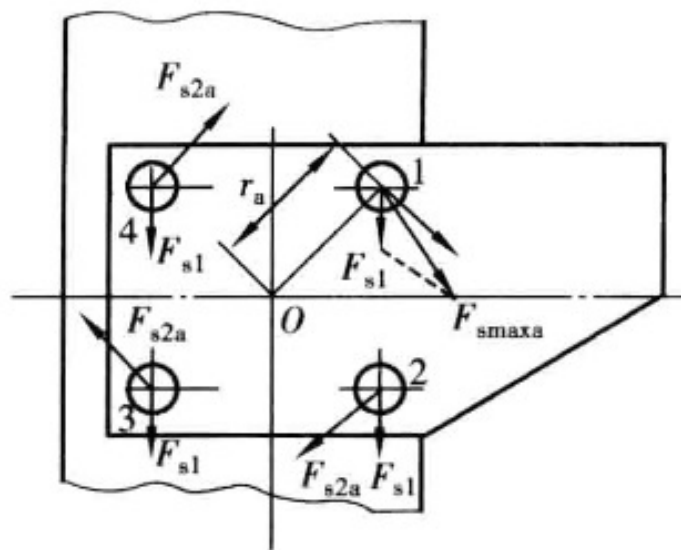
$$\sigma_p = \frac{F_s}{d_s h} = \frac{10820}{13 \times 8} \text{ MPa} = 104 \text{ MPa} < [\sigma_p] = 320 \text{ MPa}$$

螺栓光杆与铸铁支架孔间

$$\sigma_{p1} = \frac{F_s}{d_s \delta_1} = \frac{10820}{13 \times 30} \text{ MPa} = 27.7 \text{ MPa} < [\sigma_{p1}] = 180 \text{ MPa}$$

故配合面挤压强度足够。





(2) 采用普通螺栓连接。

因为普通螺栓连接是靠预紧螺栓在被连接件的接合面间产生的摩擦力来传递横向载荷,因此首先要求出螺栓所需的预紧力  $F'$ 。

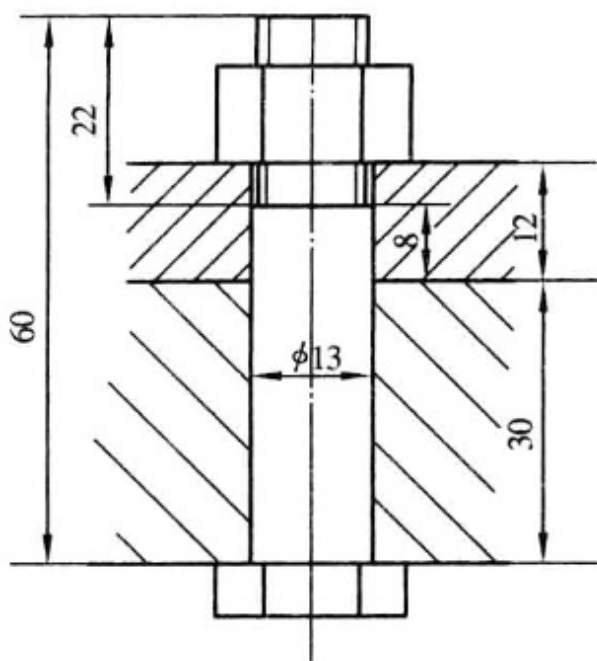
由  $fF' = K_f F_s$ , 得

$$F' = \frac{K_f F_s}{f} = \frac{1.2 \times 10820}{0.15} \text{ N} = 86560 \text{ N}$$

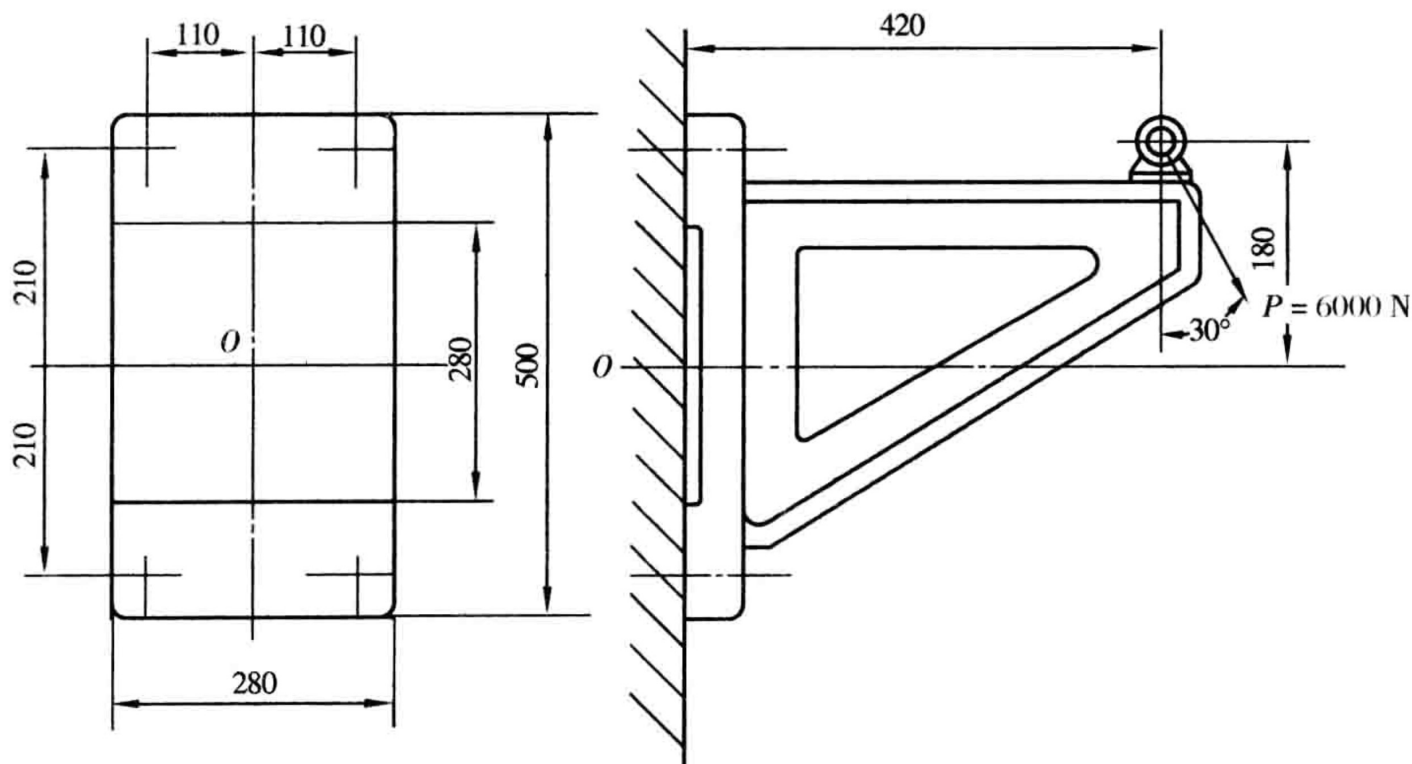
根据强度条件式可得螺栓小径  $d_1$ , 即

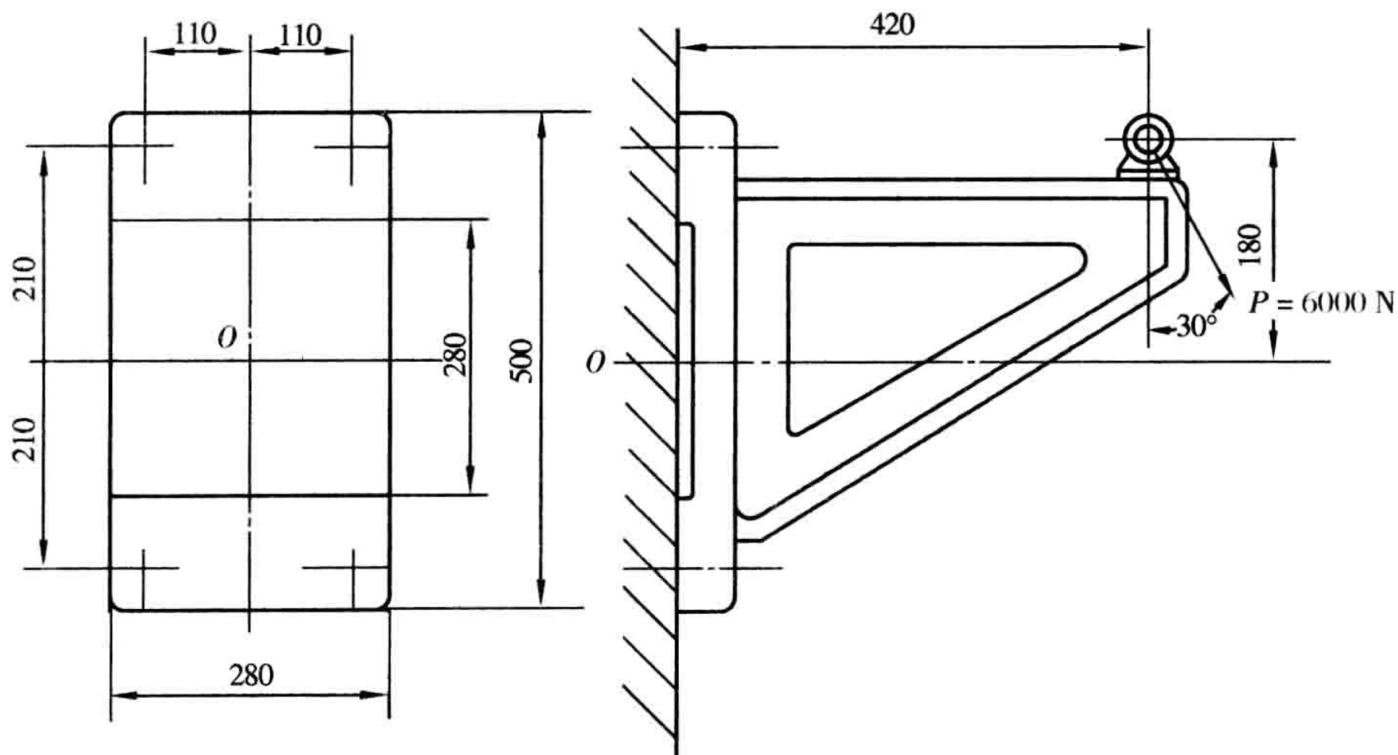
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 86560}{\pi \times 95}} \text{ mm} = 38.84 \text{ mm}$$

取 M45 ( $d_1 = 40.129 \text{ mm} > 38.84 \text{ mm}$ )。



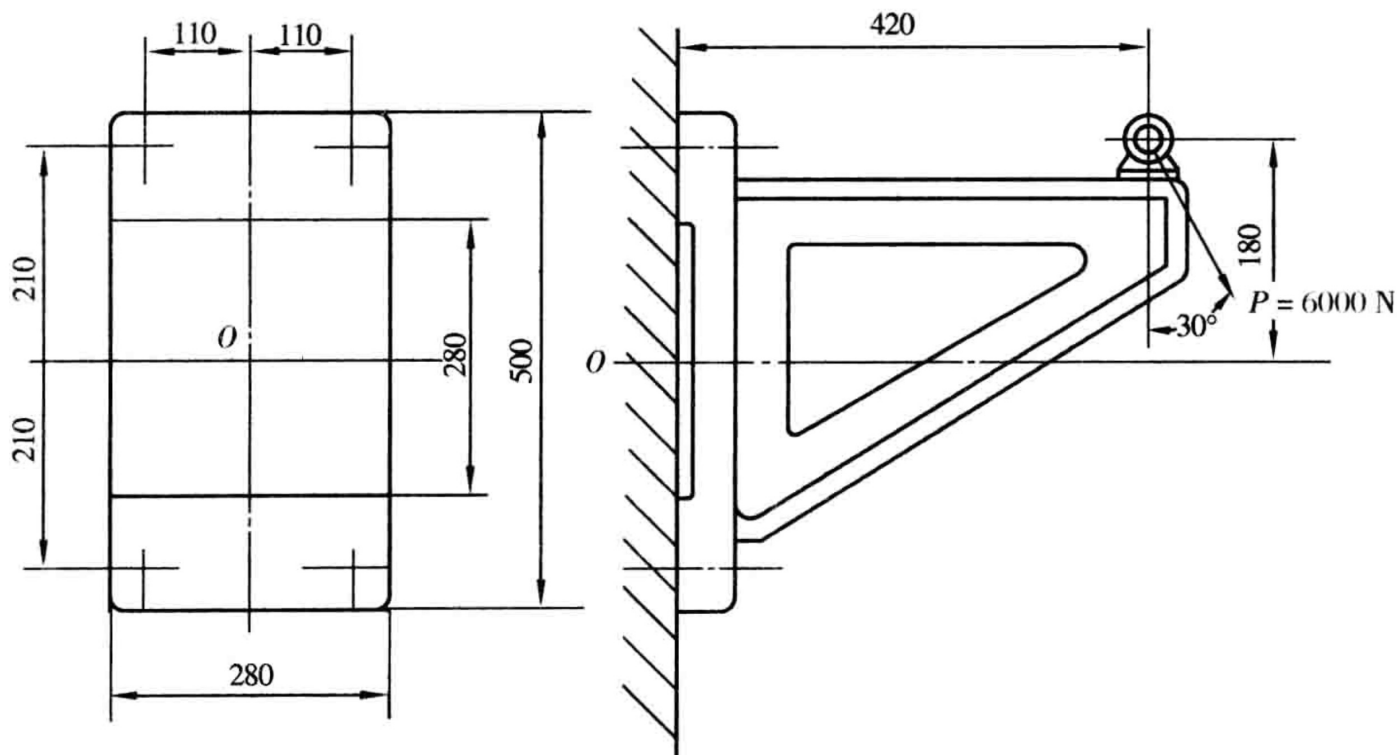
**例 8-2** 有一轴承托架用 4 个普通螺栓固联于钢立柱上,托架材料为 HT150,许用挤压应力 $[\sigma_p]=60$  MPa,螺栓材料强度级别为 6.6 级,许用安全系数 $[S]=3$ ,接合面间摩擦系数 $f=0.15$ ,可靠性系数 $K_r=1.2$ ,螺栓相对刚度 $\frac{C_b}{C_b+C_m}=0.2$ ,载荷 $P=6000$  N,尺寸如例 8-2 图所示。试设计此螺栓组连接。



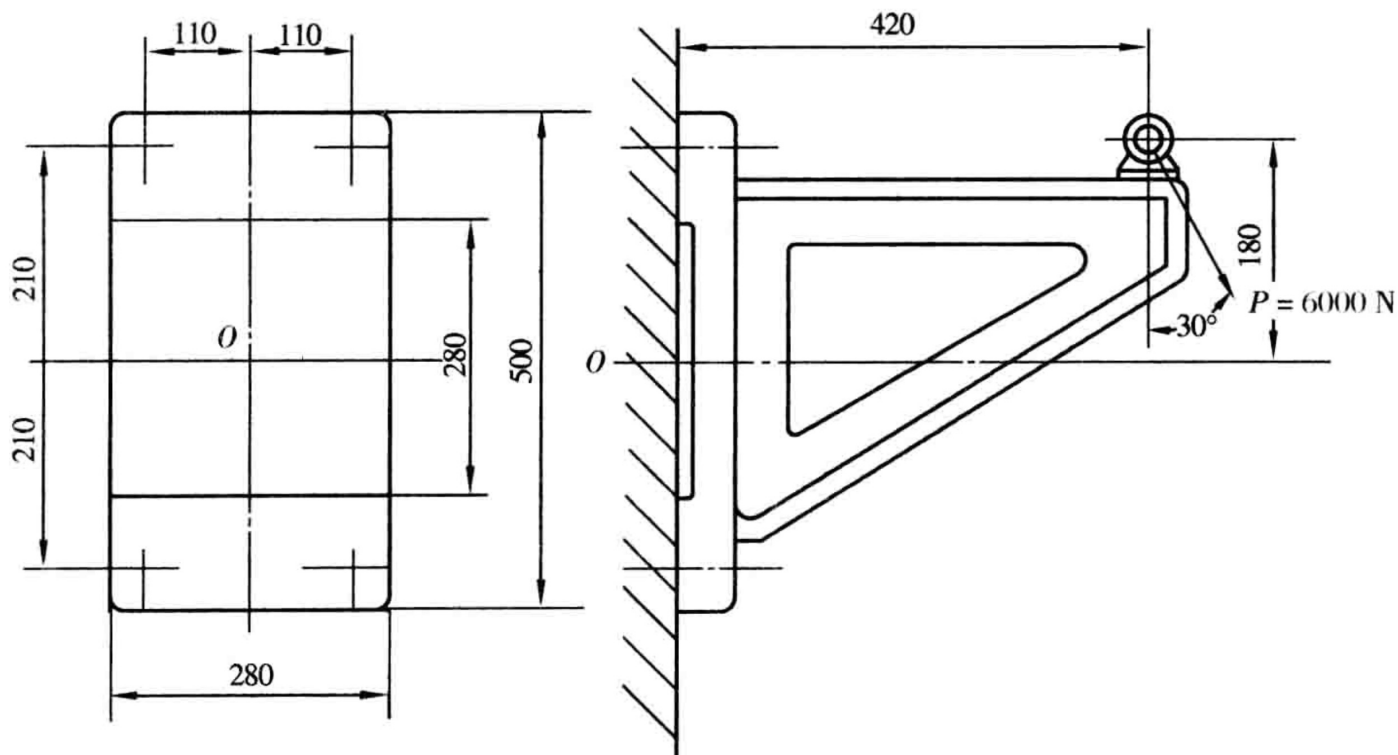


**解题分析:** 本题是螺栓组连接受横向载荷、轴向载荷和倾覆力矩共同作用的典型例子。解题时首先要将作用于托架上的载荷  $P$  分解成水平方向和铅垂方向的两个分力,并向螺栓组连接的接合面形心  $O$  点处简化,得出该螺栓组连接受横向载荷、轴向载荷和倾覆力矩三种简单载荷作用的结论。然后分析该螺栓组连接分别在这三种简单载荷作用下可能发生的失效,即:

- ①在横向载荷的作用下,托架产生下滑;
- ②在轴向载荷和倾覆力矩的作用下,接合面上部发生分离;
- ③在倾覆力矩和轴向载荷的作用下,托架下部或立柱被压溃;
- ④受力最大的螺栓被拉断(或塑性变形)。



由上述失效分析可知,为防止分离和下滑的发生,应保证有足够的预紧力;而为了避免托架或立柱被压溃,又要求把预紧力控制在一定范围。因此,预紧力的确定不能仅考虑在横向载荷作用下接合面不产生相对滑移这一条件,还应考虑接合面上部不分离和托架下部或立柱不被压溃的条件。同时,要特别注意此时在接合面间产生足够大的摩擦力来平衡横向载荷的不是预紧力  $F'$ ,而是剩余预紧力  $F''$ 。螺栓所受的轴向工作载荷是由螺栓组连接所受的轴向载荷和倾覆力矩来确定的。显然,对上边两个螺栓来说,由螺栓组连接所受的轴向载荷与倾覆力矩所产生的轴向工作载荷方向相同,矢量叠加后数值最大,是受力最大的螺栓。最后就以受力最大螺栓的轴向工作载荷和预紧力确定螺栓所受的总拉力  $F_0$ ,根据螺栓的总拉力  $F_0$  计算螺栓的直径尺寸,以满足螺栓的强度。



解题要点：

### 1. 螺栓组受力分析

如例 8-2 图所示, 载荷  $P$  可分解为

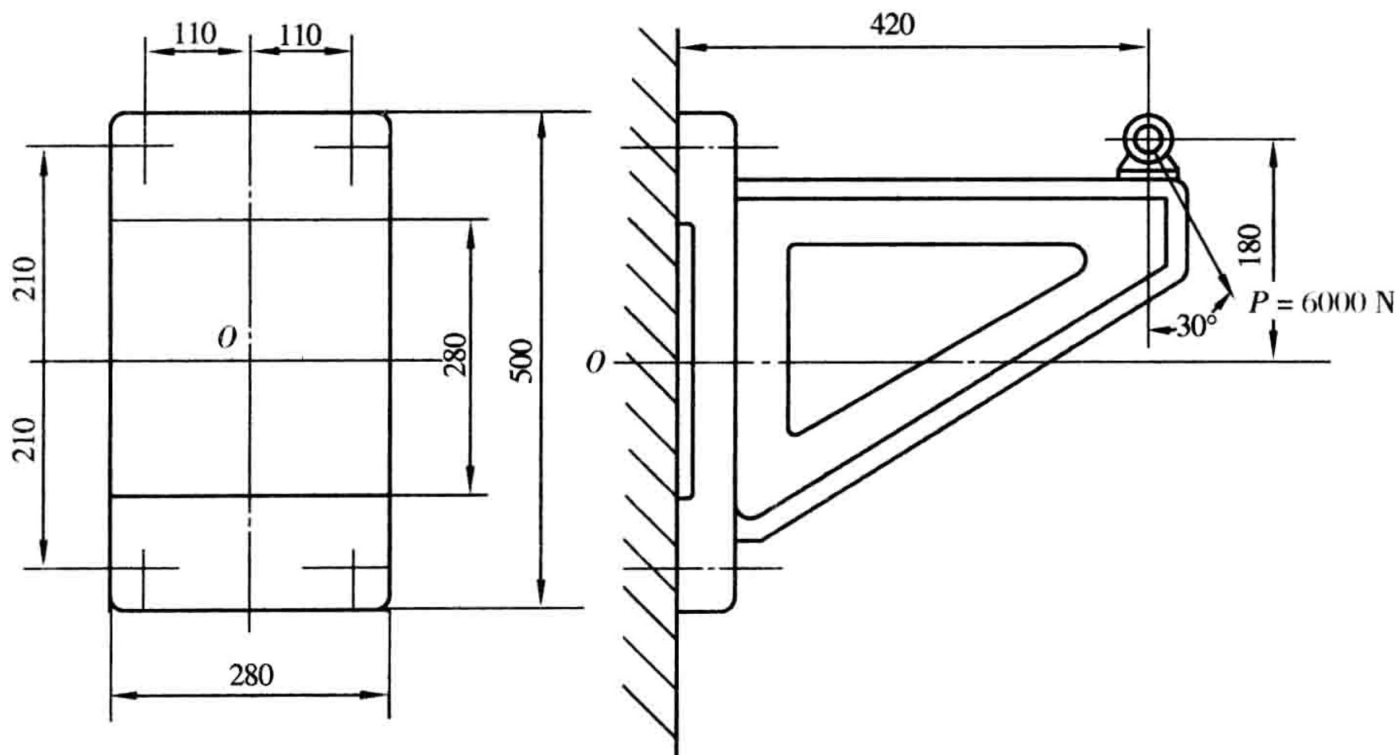
横向载荷  $P_y = P \cos 30^\circ = 6000 \cos 30^\circ \text{ N} = 5196 \text{ N}$  (铅垂向下)

轴向载荷  $P_x = P \sin 30^\circ = 6000 \sin 30^\circ \text{ N} = 3000 \text{ N}$  (水平向右)

把  $P_x$ 、 $P_y$  向螺栓组连接的接合面形心  $O$  点处简化, 得到

$$\begin{aligned} \text{倾覆力矩} \quad M &= P_x \times 180 + P_y \times 420 \\ &= (3000 \times 180 + 5196 \times 420) \text{ N} \cdot \text{mm} = 2.722 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

显然, 该螺栓组连接受横向载荷  $P_y$ 、轴向载荷  $P_x$  和倾覆力矩  $M$  三种简单载荷的共同作用。



(1) 确定受力最大螺栓的轴向工作载荷  $F$ 。

在轴向载荷  $P_x$  作用下, 每个螺栓受到的轴向工作载荷为

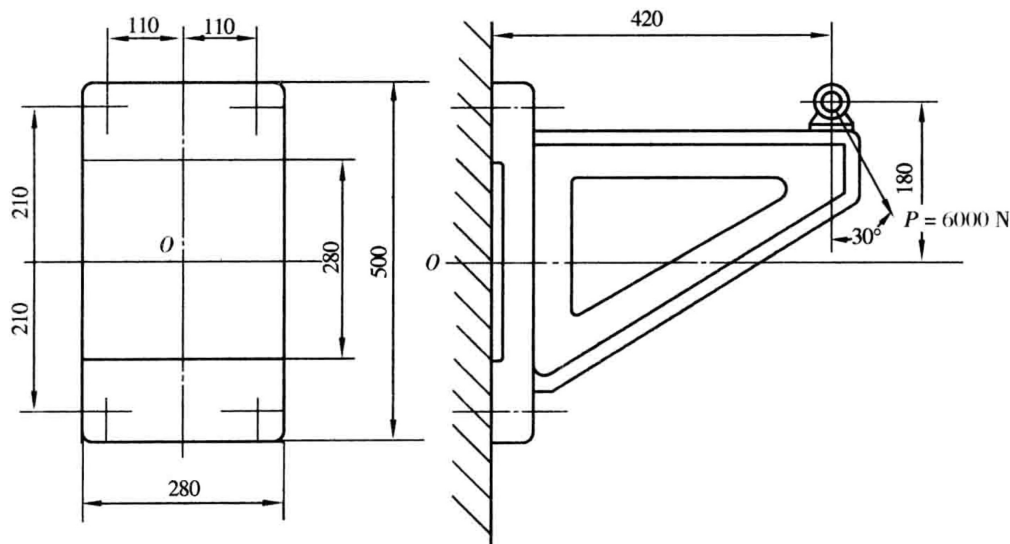
$$F_p = \frac{P_x}{4} = \frac{3000}{4} \text{ N} = 750 \text{ N}$$

而在倾覆力矩  $M$  作用下, 上部螺栓进一步受到拉伸, 每个螺栓受到的轴向工作载荷为

$$F_m = Ml_{\max} \left/ \sum_{i=1}^4 l_i^2 \right. = \frac{2.722 \times 10^6 \times 210}{4 \times 210^2} \text{ N} = 3240 \text{ N}$$

显然, 上部螺栓受力最大, 其轴向工作载荷为

$$F = F_p + F_m = (750 + 3240) \text{ N} = 3990 \text{ N}$$



(2) 确定螺栓的预紧力  $F'$ 。

① 由托架不下滑条件计算预紧力  $F'$ 。

该螺栓组连接预紧后,受轴向载荷  $P_x$  作用时,其接合面间压紧力为剩余预紧力  $F''$ ,而受倾覆力矩  $M$  作用时,其接合面上部压紧力减小,下部压紧力增大,故  $M$  对接合面间压紧力的影响可以不考虑。因此,托架不下滑的条件式为

$$4fF'' = K_f P_y$$

而

$$F'' = F' - \Delta F_m = F' - \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) F_p$$

有

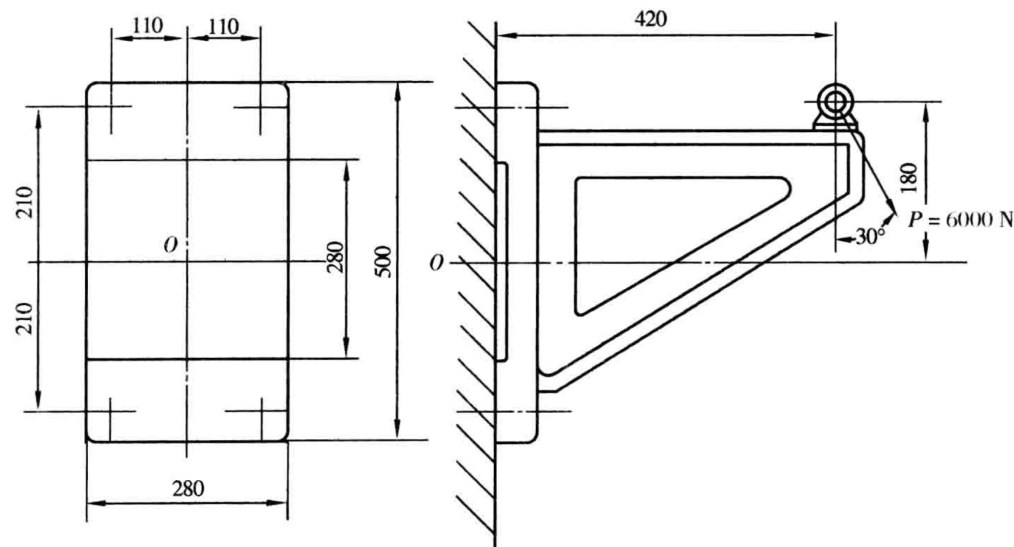
$$4f \left[ F' - \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) F_p \right] = K_f P_y$$

所以

$$F' = \frac{K_f P_y}{4f} + \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) F_p$$

将已知数值代入上式,可得

$$F' = \left[ \frac{1.2 \times 5196}{4 \times 0.15} + (1 - 0.2) \times 750 \right] \text{ N} = 10992 \text{ N}$$



② 由接合面不分离条件计算预紧力  $F'$ 。

由

$$\sigma_{\text{pmin}} = \frac{zF'}{A} - \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) \frac{P_x}{A} - \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) \frac{M}{W} \geq 0$$

可得

$$F' \geq \frac{1}{z} \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) \left(P_x + \frac{M}{W} \cdot A\right)$$

式中： $A$  为接合面面积， $A = 280 \times (500 - 280) \text{ mm}^2 = 61600 \text{ mm}^2$ ； $W$  为接合面抗弯截面模量，即

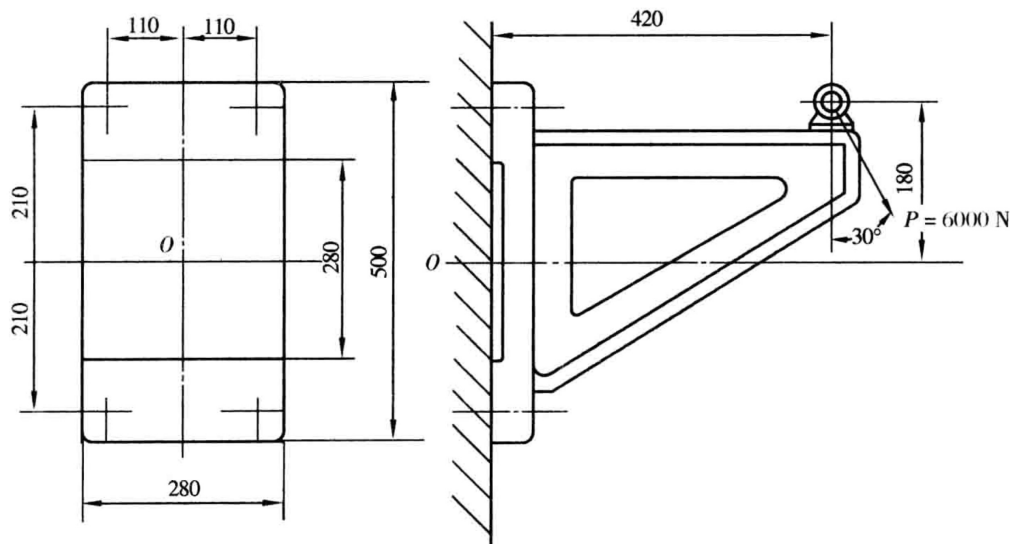
$$W = \frac{280 \times 500^2}{6} \left[1 - \left(\frac{280}{500}\right)^3\right] \text{ mm}^3 = 9.618 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$z$  为螺栓数目， $z = 4$ 。

将已知数值代入上式，可得

$$F' \geq \frac{1}{4} (1 - 0.2) \left(3000 + \frac{2.722 \times 10^6}{9.618 \times 10^6} \times 61600\right) \text{ N} = 4087 \text{ N}$$





③ 由托架下部不被压溃条件计算预紧力  $F'$  (钢立柱抗挤压强度高于铸铁托架)。

$$\text{由} \quad \sigma_{p\max} = \frac{zF'}{A} - \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) \frac{P_x}{A} + \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) \frac{M}{W} \leq [\sigma_p]$$

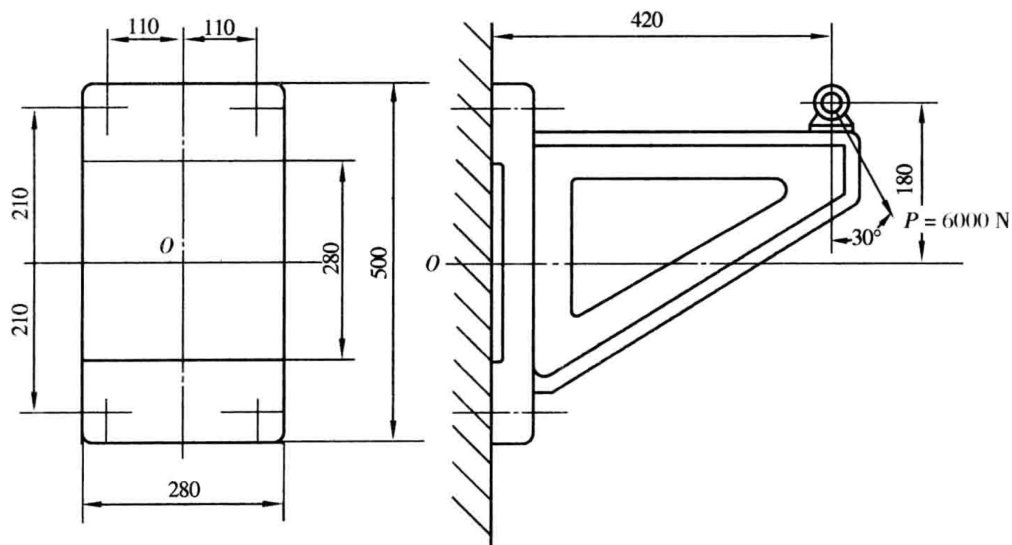
$$\text{可得} \quad F' \leq \frac{1}{z} \left[ [\sigma_p] A + \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) \left( P_x - \frac{M}{W} \cdot A \right) \right]$$

式中:  $[\sigma_p]$  为托架材料的许用挤压应力,  $[\sigma_p] = 60 \text{ MPa}$ 。

将已知数值代入上式, 可得

$$\begin{aligned} F' &\leq \frac{1}{4} \left[ 60 \times 61600 + (1 - 0.2) \left( 3000 - \frac{2.722 \times 10^6}{9.618 \times 10^6} \times 61600 \right) \right] \text{ N} \\ &= 921113 \text{ N} \end{aligned}$$

综合以上三方面计算, 取  $F' = 11000 \text{ N}$ 。



## 2. 计算螺栓的总拉力 $F_0$

这是受预紧力  $F'$  作用后又受轴向工作载荷  $F$  作用的紧螺栓连接, 故螺栓的总拉力为

$$F_0 = F' + \frac{C_b}{C_b + C_m} F = (11000 + 0.2 \times 3990) \text{ N} = 11798 \text{ N}$$

## 3. 确定螺栓直径

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}}$$

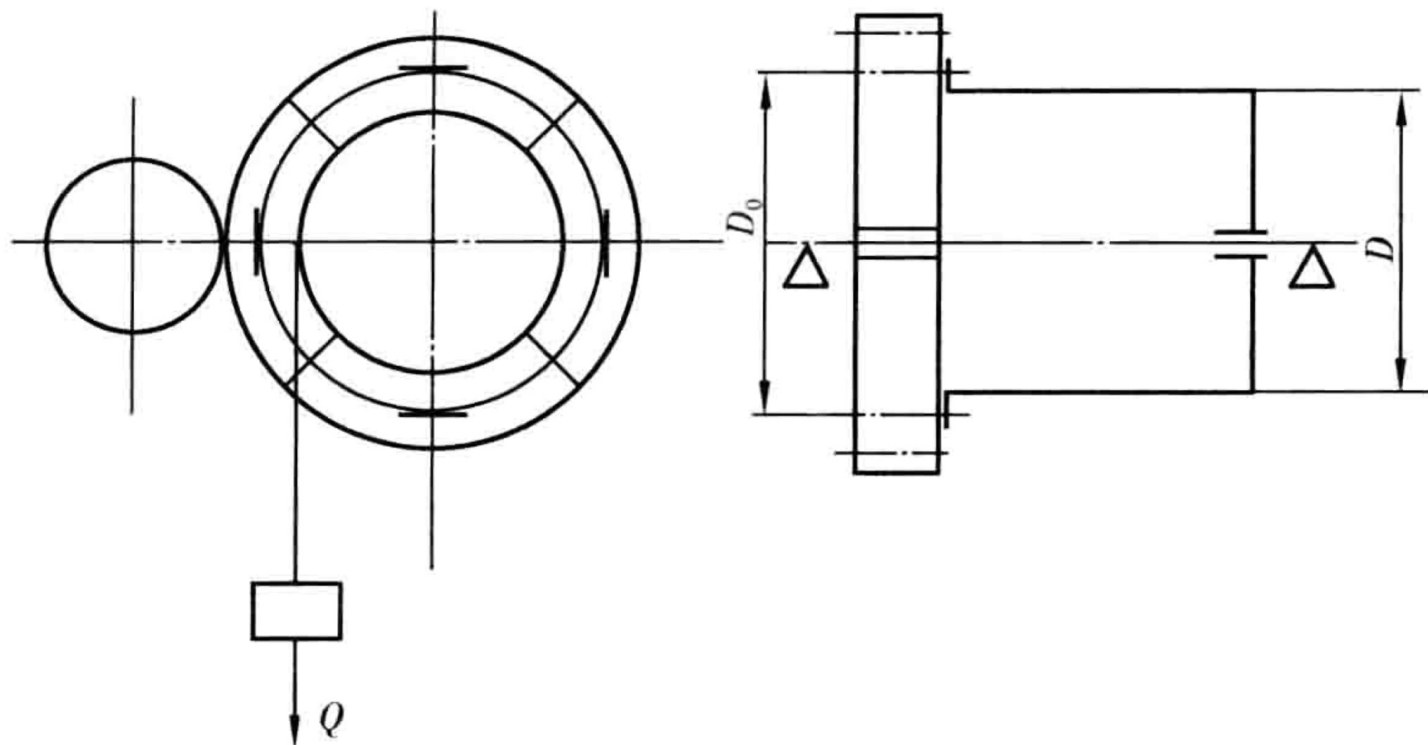
式中:  $[\sigma]$  为螺栓材料的许用拉伸应力, 由题给条件知  $[\sigma] = \sigma_s / [S] = 360 / 3 \text{ MPa} = 120 \text{ MPa}$ 。

所以 
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 11798}{\pi \times 120}} \text{ mm} = 12.757 \text{ mm}$$

取 M16 ( $d_1 = 13.835 \text{ mm} > 12.757 \text{ mm}$ )。

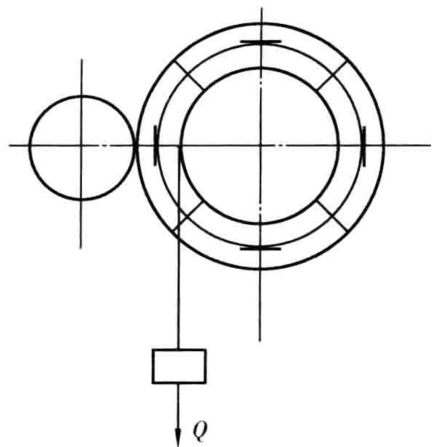
**说明:** 该题也可先按托架不下滑条件确定预紧力  $F'$ , 然后校核托架上部分离和托架下部分不压溃。

**例 8-3** 起重卷筒与大齿轮用 8 个普通螺栓连接在一起,如例 8-3 图所示。已知卷筒直径  $D=400$  mm,螺栓分布圆直径  $D_0=500$  mm,接合面间摩擦系数  $f=0.12$ ,可靠性系数  $K_f=1.2$ ,起重钢索拉力  $Q=50000$  N,螺栓材料的许用拉伸应力  $[\sigma]=100$  MPa。试设计该螺栓组的螺栓直径。



**解题分析:** 本题是典型的仅受旋转力矩作用的螺栓组连接。由于本题是采用普通螺栓连接,是靠接合面间的摩擦力矩来平衡外载荷——旋转力矩,因此本题的关键是计算出螺栓所需要的预紧力  $F'$ 。而本题中的螺栓仅受预紧力  $F'$  作用,故可按预紧力  $F'$  来确定螺栓的直径。

**例 8-3** 起重卷筒与大齿轮用 8 个普通螺栓连接在一起,如例 8-3 图所示。已知卷筒直径  $D=400$  mm,螺栓分布圆直径  $D_0=500$  mm,接合面间摩擦系数  $f=0.12$ ,可靠性系数  $K_f=1.2$ ,起重钢索拉力  $Q=50000$  N,螺栓材料的许用拉伸应力  $[\sigma]=100$  MPa。试设计该螺栓组的螺栓直径。



得

**解题要点:**

1. 计算旋转力矩  $T$

$$T = Q \cdot \frac{D}{2} = 50000 \times \frac{400}{2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2. 计算螺栓所需要的预紧力  $F'$

$$\text{由} \quad z f F' \cdot \frac{D_0}{2} = K_f T$$

$$F' = \frac{2 K_f T}{z f D_0}$$

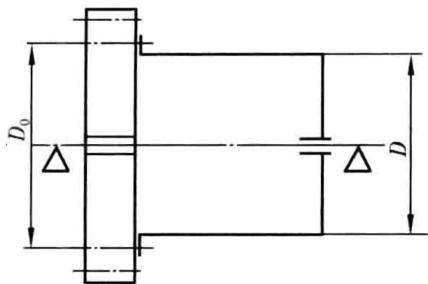
将已知数值代入上式,可得

$$F' = \frac{2 K_f T}{z f D_0} = \frac{2 \times 1.2 \times 10^7}{8 \times 0.12 \times 500} \text{ N} \cdot \text{mm} = 50000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

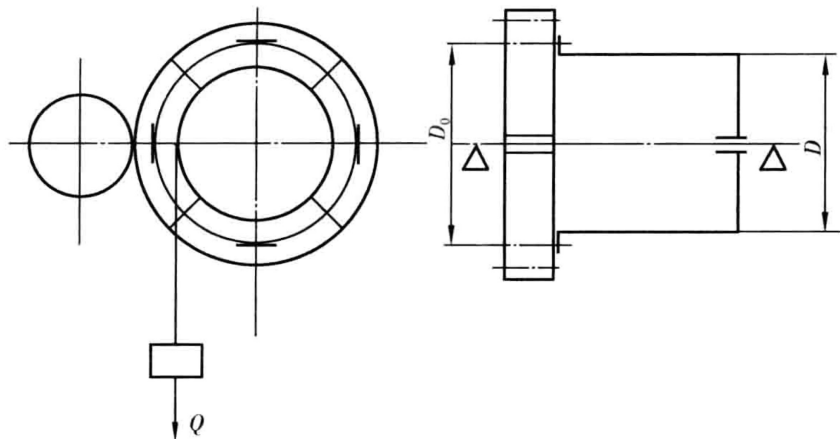
3. 确定螺栓直径

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 50000}{\pi \times 100}} \text{ mm} = 28.768 \text{ mm}$$

取 M36 ( $d_1 = 31.670 \text{ mm} > 28.768 \text{ mm}$ )。



**例 8-3** 起重卷筒与大齿轮用 8 个普通螺栓连接在一起,如例 8-3 图所示。已知卷筒直径  $D=400$  mm,螺栓分布圆直径  $D_0=500$  mm,接合面间摩擦系数  $f=0.12$ ,可靠性系数  $K_f=1.2$ ,起重钢索拉力  $Q=50000$  N,螺栓材料的许用拉伸应力  $[\sigma]=100$  MPa。试设计该螺栓组的螺栓直径。



**讨论:**(1) 此题也可改为校核计算题,已知螺栓直径,校核其强度。其解题步骤仍然是需先求  $F'$ ,然后验算  $\sigma_{ca} = \frac{1.3F'}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma]$ 。

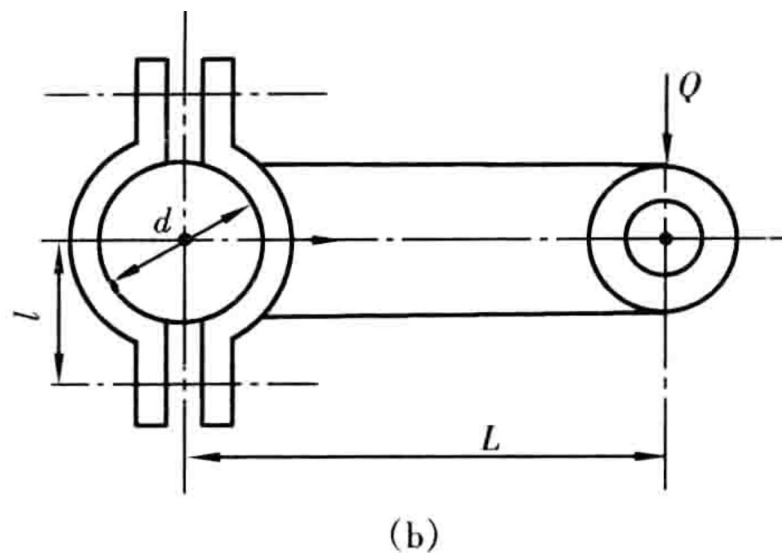
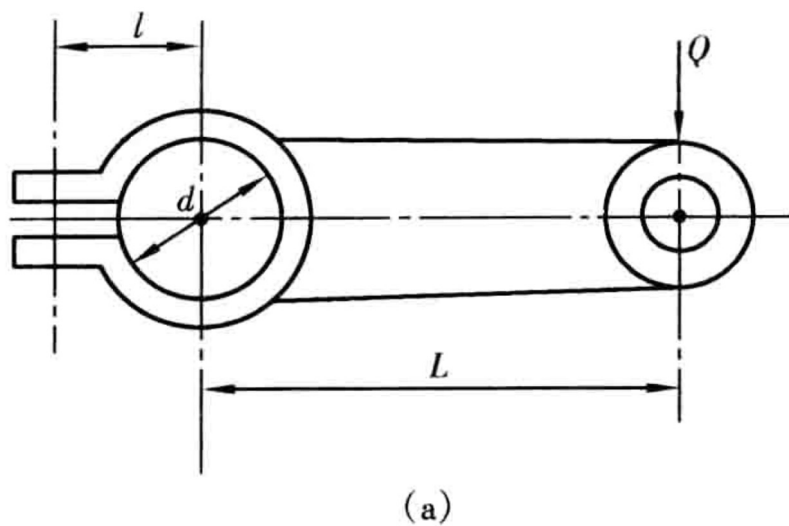
(2) 此题也可改为计算起重钢索拉力  $Q$ 。已知螺栓直径,计算该螺栓所能承受的预紧力  $F'$ ,然后按接合面间摩擦力矩与作用于螺栓组连接上的旋转力矩相平衡的条件,求出拉力  $Q$ ,即由

$$zfF' \cdot \frac{D_0}{2} = K_f Q \cdot \frac{D}{2}$$

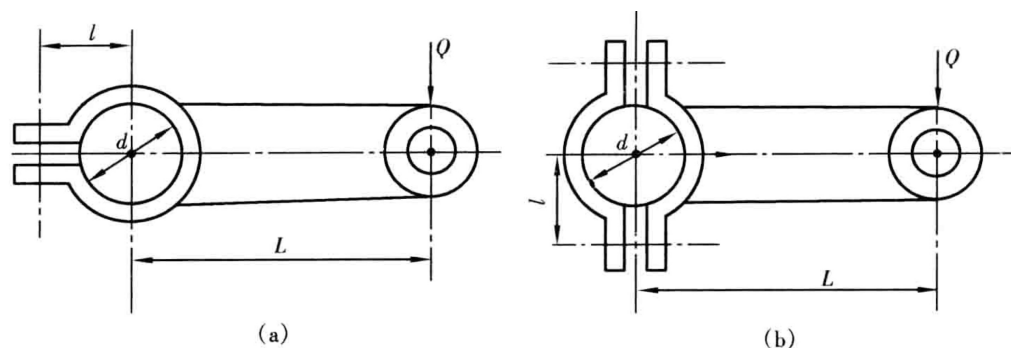
得

$$Q = \frac{zfF'D_0}{K_f D}$$

**例 8-4** 如例 8-4 图所示两种夹紧螺栓连接, 图(a)用一个螺栓连接, 图(b)用两个螺栓连接。已知图(a)与图(b)中: 载荷  $Q=2000\text{ N}$ , 轴径  $d=60\text{ mm}$ , 载荷  $Q$  至轴径中心距离  $L=200\text{ mm}$ , 螺栓中心至轴径中心距离  $l=50\text{ mm}$ 。轴与毂配合面之间的摩擦系数  $f=0.15$ , 可靠性系数  $K_f=1.2$ , 螺栓材料的许用拉伸应力  $[\sigma]=100\text{ MPa}$ 。试确定图(a)和图(b)连接螺栓的直径  $d$ 。



**例 8-4** 如例 8-4 图所示两种夹紧螺栓连接,图(a)用一个螺栓连接,图(b)用两个螺栓连接。已知图(a)与图(b)中:载荷  $Q=2000\text{ N}$ ,轴径  $d=60\text{ mm}$ ,载荷  $Q$  至轴径中心距离  $L=200\text{ mm}$ ,螺栓中心至轴径中心距离  $l=50\text{ mm}$ 。轴与毂配合面之间的摩擦系数  $f=0.15$ ,可靠性系数  $K_f=1.2$ ,螺栓材料的许用拉伸应力  $[\sigma]=100\text{ MPa}$ 。试确定图(a)和图(b)连接螺栓的直径  $d$ 。

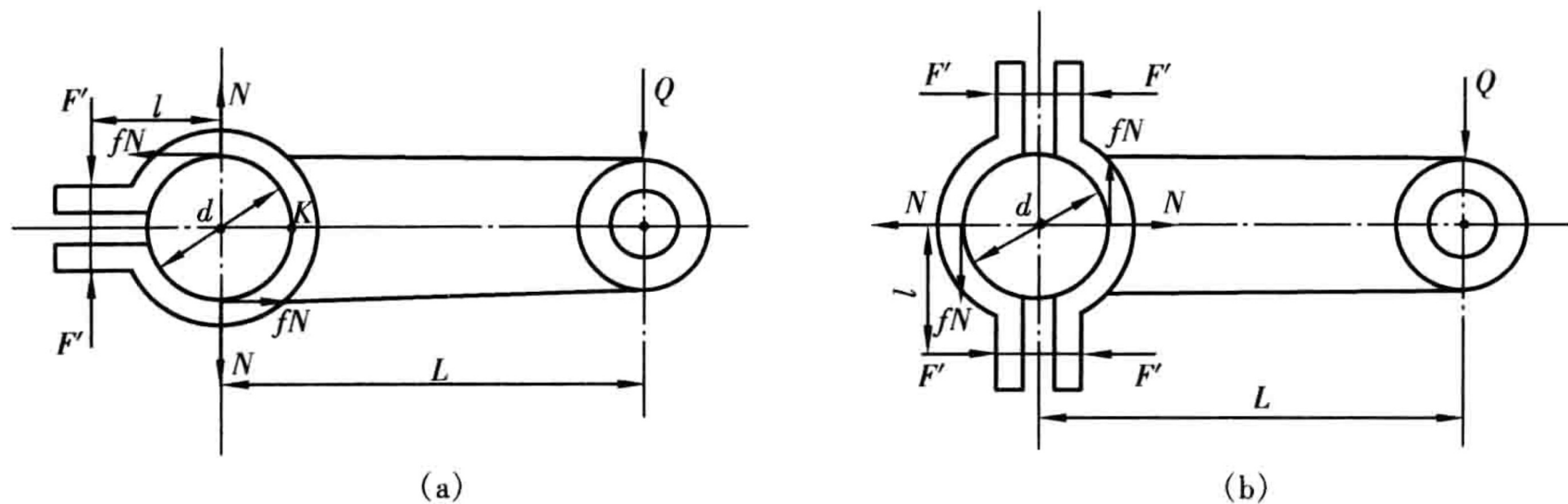


**解题分析:** 夹紧连接是借助于螺栓拧紧后,毂与轴之间产生的摩擦力矩来平衡外载荷  $Q$  对轴中心产生的转矩,是螺栓组连接受旋转力矩作用的一种变异,连接螺栓仅受预紧力  $F'$  的作用。因为螺栓组连接后产生的摩擦力矩要由毂与轴之间的正压力  $N$  来计算,当然该正压力  $N$  的大小与螺栓预紧力  $F'$  的大小有关,但若仍然按照一般情况来计算则会出现错误。在确定预紧力  $F'$  与正压力  $N$  的关系时,对于图(a)可将毂上  $K$  点处视为铰链(例 8-4 图解(a)),取一部分为分离体;而对于图(b)可取左半毂为分离体(例 8-4 图解(b))。 $F'$  与  $N$  之间的关系式确定后,再根据轴与毂之间不发生相对滑动的条件,确定出正压力  $N$  与载荷  $Q$  之间的关系式,将两式联立求解,便可计算出预紧力  $F'$  之值。最后按螺栓连接的强度条件式,确定出所需连接螺栓的直径  $d$ 。

### 1. 确定例 8-4 图解(a)所示连接螺栓直径 $d$

(1) 计算螺栓连接所需预紧力  $F'$ 。

将壳上  $K$  点视为铰链,轴对壳的正压力为  $N$ ,由正压力  $N$  产生的摩擦力为  $fN$ ,如例 8-4 图解(a)所示。



例 8-4 图解

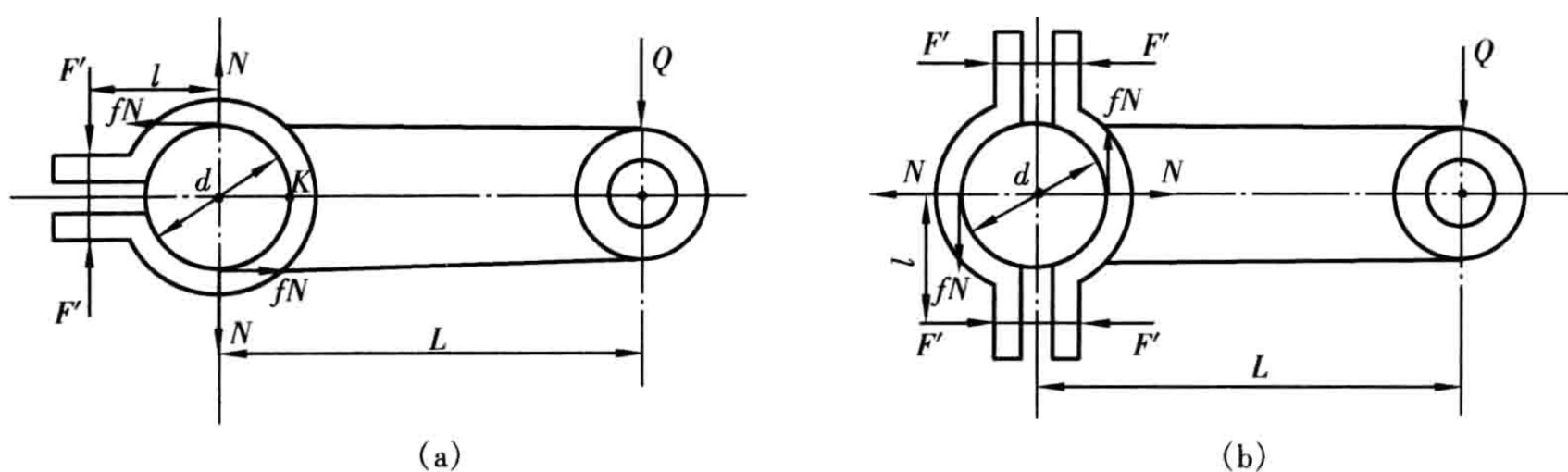
取壳上一部分为分离体,对  $K$  点取矩,则有

$$F' \left( l + \frac{d}{2} \right) = N \cdot \frac{d}{2}$$

所以

$$F' = N \cdot \frac{d}{2l + d}$$





例 8-4 图解

(注意:此时作用于分离体上的力中没有外载荷  $Q$ )  
 而根据轴与毂之间不发生相对滑动的条件,则有

$$2fN \cdot \frac{d}{2} = K_f QL$$

所以

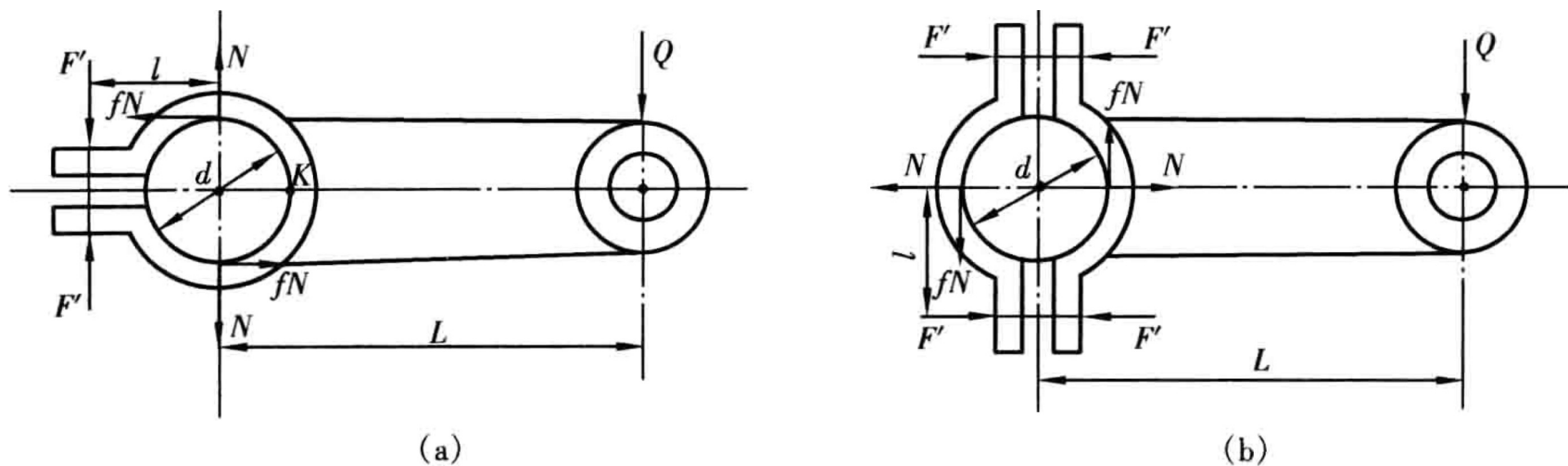
$$N = \frac{K_f QL}{fd}$$

从而有

$$F' = \frac{K_f QL}{fd} \cdot \frac{d}{2l+d} = \frac{K_f QL}{f(2l+d)}$$

将已知数值代入上式,可得

$$F' = \frac{K_f QL}{f(2l+d)} = \frac{1.2 \times 2000 \times 200}{0.15 \times (2 \times 50 + 60)} \text{ N} = 20000 \text{ N}$$



例 8-4 图解

(2) 确定连接螺栓的直径  $d$ 。

该连接螺栓仅受预紧力  $F'$  作用, 故其螺纹小径为

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 20000}{\pi \times 100}} \text{ mm} = 18.195 \text{ mm}$$

取 M24 ( $d_1 = 20.752 \text{ mm} > 18.195 \text{ mm}$ )。

## 2. 确定例 8-4 图解(b)所示连接螺栓直径 $d$

(1) 计算螺栓连接所需预紧力  $F'$ 。

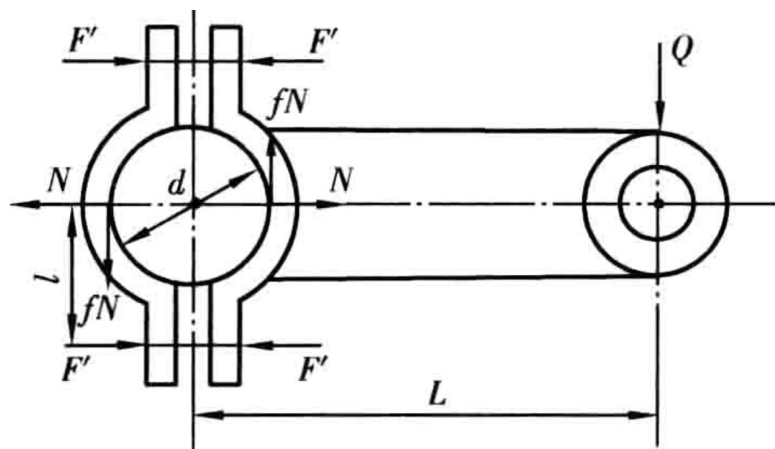
取左半壳为分离体, 作用于其上的载荷如例 8-4 图解(b)所示。显然,  $F' = N/2$ 。

而根据轴与壳之间不发生相对滑动的条件, 则有

$$2fN \cdot \frac{d}{2} = K_f QL$$

$$N = \frac{K_f QL}{fd}$$

$$F' = \frac{K_f QL}{2fd}$$



(b)

将有关数值代入上式, 可得

$$F' = \frac{K_f QL}{2fd} = \frac{1.2 \times 2000 \times 200}{2 \times 0.15 \times 60} \text{ N} \approx 26666.7 \text{ N}$$

(2) 确定连接螺栓的直径  $d$ 。

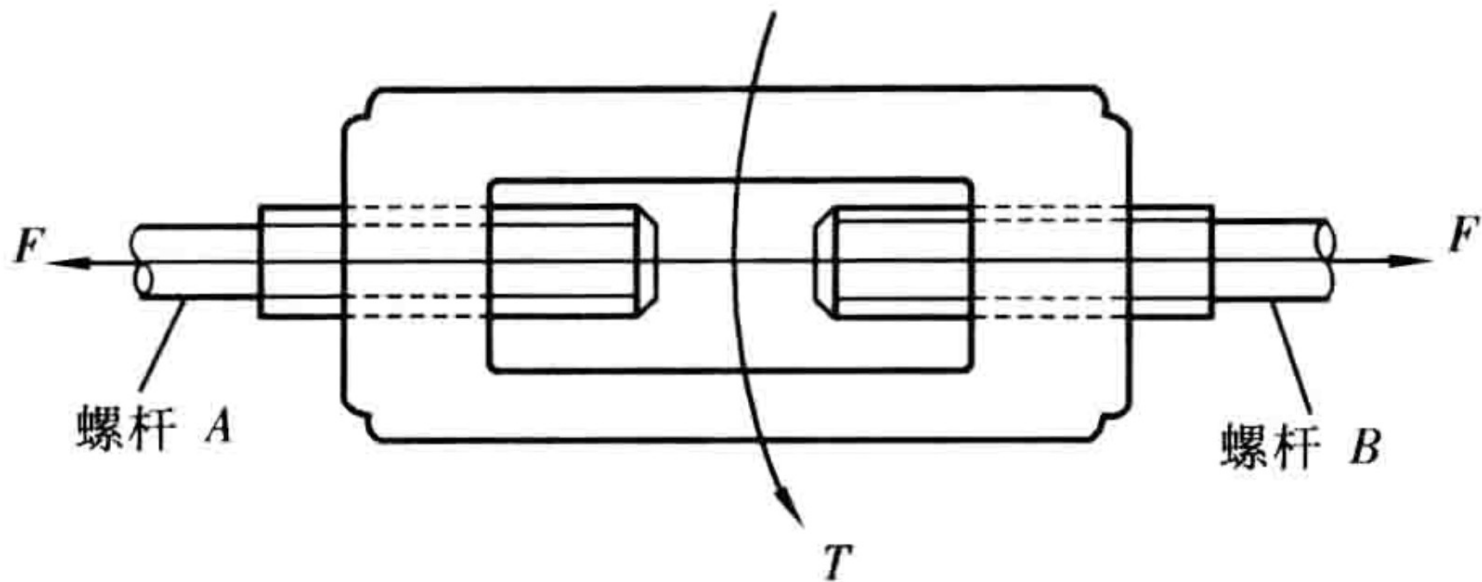
该连接螺栓仅受预紧力  $F'$  的作用, 故其螺纹小径为

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F'}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 26666.7}{\pi \times 100}} = 21.011 \text{ mm}$$

取 M30 ( $d_1 = 26.211 \text{ mm} > 21.011 \text{ mm}$ )。

**说明:** 这里查取的连接螺栓直径  $d$  是按第一系列确定的; 若按第二系列, 则连接螺栓的直径  $d$  分别为 M22 ( $d_1 = 19.294 \text{ mm}$ ) 和 M27 ( $d_1 = 23.752 \text{ mm}$ )。

**例 8-5** 例 8-5 图所示为一螺旋拉紧装置, 旋转中间零件, 可使两端螺杆 A 和 B 向中央移近, 从而将被拉两零件拉紧。已知: 螺杆 A 和 B 的螺纹为 M16 ( $d_1 = 13.835 \text{ mm}$ ), 单线; 其材料许用拉伸应力  $[\sigma] = 80 \text{ MPa}$ ; 螺纹副间摩擦系数  $f = 0.15$ 。试计算允许施加于中间零件上的最大转矩  $T_{\max}$ , 并计算旋紧时螺旋的效率  $\eta$ 。



**解题分析:** 由题给条件可知; 旋转中间零件, 可使两端螺杆受到拉伸; 施加于中间零件上的转矩  $T$  愈大, 两端螺杆受到的轴向拉力  $F$  愈大; 而螺杆尺寸一定, 所能承受的最大轴向拉力  $F_{\max}$  则受到强度条件的限制。因此, 对该题求解时首先应按强度条件式  $\sigma_e = \frac{1.3F}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma]$ , 计算出  $F_{\max}$ ; 然后由  $F_{\max}$  计算螺纹副间的摩擦力矩  $T_{l\max}$ ; 最后求出允许旋转中间零件的最大转矩  $T_{\max}$ 。效率可按定义或公式计算。

**例 8-5** 例 8-5 图所示为一螺旋拉紧装置, 旋转中间零件, 可使两端螺杆 A 和 B 向中央移近, 从而将被拉两零件拉紧。已知: 螺杆 A 和 B 的螺纹为 M16 ( $d_1 = 13.835 \text{ mm}$ ), 单线; 其材料许用拉伸应力  $[\sigma] = 80 \text{ MPa}$ ; 螺纹副间摩擦系数  $f = 0.15$ 。试计算允许施加于中间零件上的最大转矩  $T_{\max}$ , 并计算旋紧时螺旋的效率  $\eta$ 。

**解题要点:**

(1) 计算螺杆所能承受的最大轴向拉力  $F_{\max}$ 。

$$\text{由} \quad \sigma_c = \frac{1.3F}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma]$$

得

$$F \leq \frac{\pi d_1^2}{4 \times 1.3} [\sigma]$$

所以

$$F_{\max} = \frac{\pi d_1^2}{4 \times 1.3} [\sigma] = \frac{\pi \times 13.835^2}{4 \times 1.3} \times 80 \text{ N} = 9251 \text{ N}$$

(2) 计算螺纹副间的摩擦力矩  $T_{1\max}$ 。

查 M16 螺纹的参数如下:

大径  $d = 16 \text{ mm}$ ; 中径  $d_2 = 14.701 \text{ mm}$ ; 螺距  $p = 2 \text{ mm}$ ; 单线, 即线数  $n = 1$ , 所以, 螺旋升角为

$$\lambda = \arctan \frac{np}{\pi d_2} = \arctan \frac{1 \times 2}{\pi \times 14.701} = 2.480^\circ = 2^\circ 28' 47''$$

而当量摩擦角为

$$\rho_v = \arctan f_v = \arctan \frac{f}{\cos \beta}$$

已知

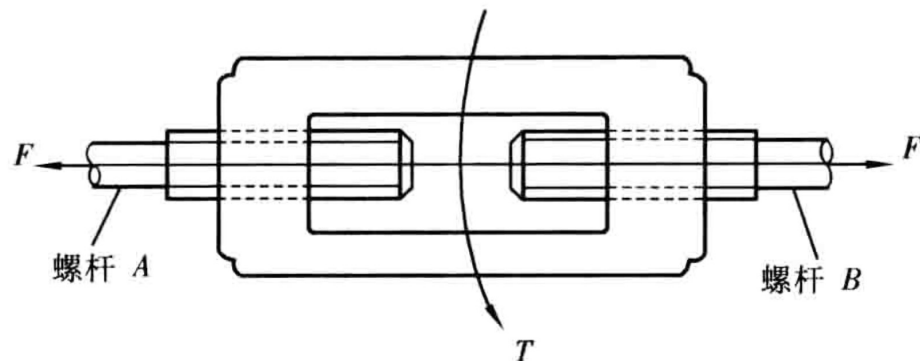
$$f = 0.15, \quad \beta = \frac{\alpha}{2} = 30^\circ$$

所以

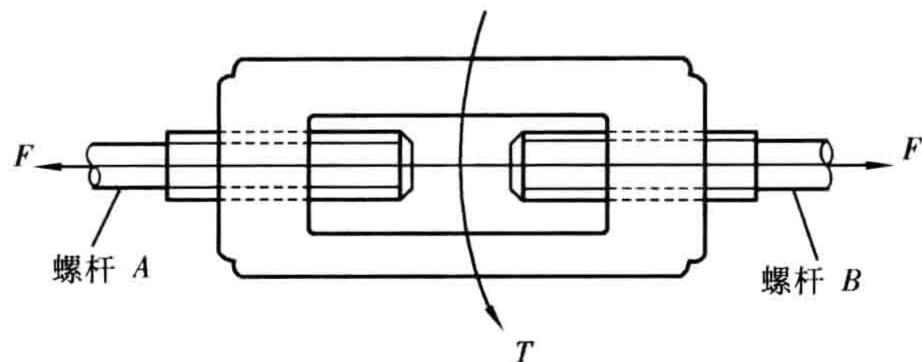
$$\rho_v = \arctan \frac{0.15}{\cos 30^\circ} = 9.826^\circ = 9^\circ 49' 35''$$

螺纹副间的最大摩擦力矩为

$$\begin{aligned} T_{1\max} &= F_{\max} \tan(\lambda + \rho_v) \frac{d_2}{2} \\ &= 9251 \times \tan(2.480^\circ + 9.826^\circ) \times \frac{14.701}{2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 14834 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$



**例 8-5** 例 8-5 图所示为一螺旋拉紧装置, 旋转中间零件, 可使两端螺杆 A 和 B 向中央移近, 从而将被拉两零件拉紧。已知: 螺杆 A 和 B 的螺纹为 M16 ( $d_1 = 13.835 \text{ mm}$ ), 单线; 其材料许用拉伸应力  $[\sigma] = 80 \text{ MPa}$ ; 螺纹副间摩擦系数  $f = 0.15$ 。试计算允许施加于中间零件上的最大转矩  $T_{\max}$ , 并计算旋紧时螺旋的效率  $\eta$ 。



(3) 计算允许施加于中间零件上的最大转矩  $T_{\max}$ 。

因为施加于中间零件上的转矩要克服螺杆 A 和 B 的两种螺纹副间摩擦力矩, 故有

$$T_{\max} = 2T_{l\max} = 2 \times 14834 \text{ N} \cdot \text{mm} = 29668 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(4) 计算旋紧时螺旋的效率  $\eta$ 。

因为旋紧中间零件一周, 做输入功为  $T_{\max} \cdot 2\pi$ , 而此时螺杆 A 和 B 各移动 1 个导程  $l = np = 1 \times 2 \text{ mm} = 2 \text{ mm}$ , 做有用功为  $2F_{\max}l$ , 故此时螺旋的效率为

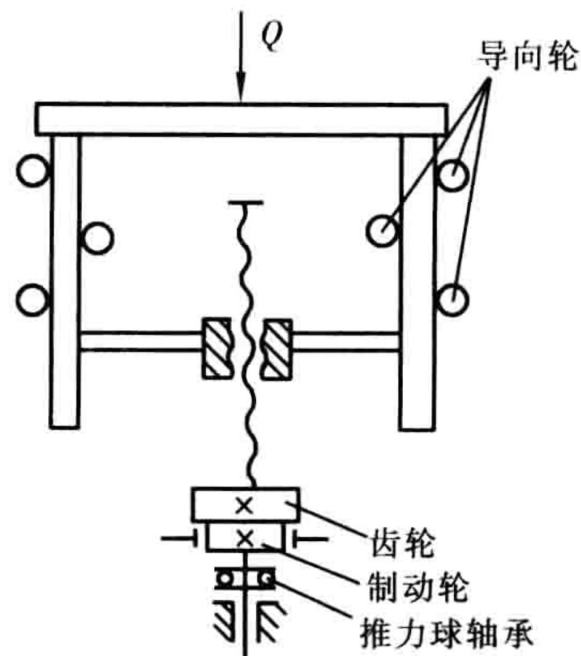
$$\eta = \frac{2F_{\max}l}{T_{\max} \cdot 2\pi} = \frac{2 \times 9251 \times 2}{29668 \times 2 \times \pi} \approx 0.199 = 19.9\%$$

或按公式

$$\eta = \frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda + \rho_v)} = \frac{\tan 2.480^\circ}{\tan(2.480^\circ + 9.826^\circ)} \approx 0.199 = 19.9\%$$

**例 8-6** 有一升降装置如例 8-6 图所示,螺旋副采用梯形螺纹,大径  $d=50\text{ mm}$ ,中径  $d_2=46\text{ mm}$ ,螺距  $p=8\text{ mm}$ ,线数  $n=4$ ,支承面采用推力球轴承。升降台的上下移动处采用导向滚轮,它们的摩擦阻力忽略不计。设承受载荷  $Q=50000\text{ N}$ ,试计算:

- (1) 升降台稳定上升时的效率  $\eta$ ,已知螺旋副间摩擦系数  $f=0.1$ ;
- (2) 稳定上升时施加于螺杆上的力矩;
- (3) 若升降台以  $640\text{ mm/min}$  上升,则螺杆所需的转速和功率;
- (4) 欲使升降台在载荷  $Q$  作用下等速下降,是否需要制动装置? 若需要,则加于螺杆上的制动力矩是多少?



解题要点：

(1) 计算升降台稳定上升时的效率  $\eta$ 。

该螺纹的螺旋升角为

$$\lambda = \arctan \frac{np}{\pi d_2} = \arctan \frac{4 \times 8}{\pi \times 46} = 12.486^\circ$$

而螺旋副的当量摩擦角为

$$\rho_v = \arctan f_v = \arctan \frac{f}{\cos \beta} = \arctan \frac{0.1}{\cos 15^\circ} = 5.911^\circ$$

故得效率

$$\eta = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho_v)} = \frac{\tan 12.486^\circ}{\tan(12.486^\circ + 5.911^\circ)} = 66.58\%$$

(2) 计算稳定上升时施加于螺杆上的力矩  $T$ 。

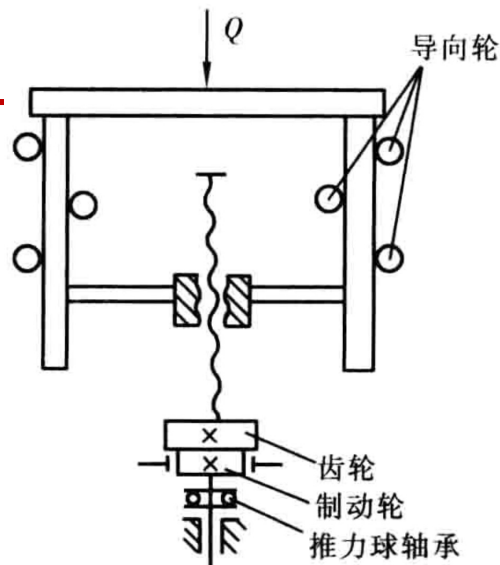
$$\begin{aligned} T &= Q \tan(\lambda + \rho_v) \frac{d_2}{2} \\ &= 50000 \times \tan(12.486^\circ + 5.911^\circ) \times \frac{46}{2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 382487 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

(3) 计算螺杆所需转速  $n$  和功率  $P$ 。

按题给条件，螺杆转一周，升降台上升一个导程  $L = np = 4 \times 8 \text{ mm} = 32 \text{ mm}$ ，故若升降台

以  $640 \text{ mm/min}$  的速度上升，则螺杆所需转速为

$$n = 640 \text{ mm/min} \div 32 \text{ mm/r} = 20 \text{ r/min}$$





计算螺杆所需功率  $P$ , 有如下三种方法。

① 第一种计算方法: 按螺杆线速度  $v_1$  及圆周力  $F_t$  确定螺杆所需功率  $P$ 。

$$\text{由 } v_1 = \frac{\pi d_2 n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 46 \times 20}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 0.0482 \text{ m/s}$$

$$\text{及 } F_t = Q \tan(\lambda + \rho_v) = 50000 \times \tan(12.486^\circ + 5.911^\circ) \text{ N} = 16630 \text{ N}$$

$$\text{可得 } P = \frac{F_t v_1}{1000} = \frac{16630 \times 0.0482}{1000} \text{ kW} = 0.801 \text{ kW}$$

② 第二种计算方法: 按同一轴上功率  $P$  与转矩  $T$ 、转速  $n$  之间的关系式, 可得

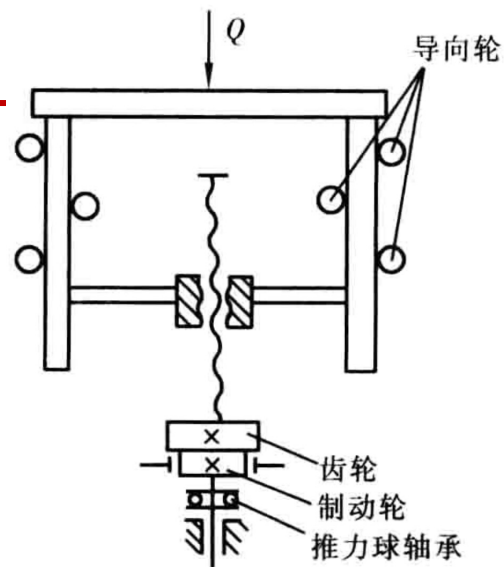
$$P = \frac{Tn}{9.55 \times 10^6} = \frac{382487 \times 20}{9.55 \times 10^6} \text{ kW} = 0.8 \text{ kW}$$

③ 第三种计算方法: 按升降台以速度  $v_2 = 640 \text{ mm/min}$  上升时所需功率来确定螺杆所需功率  $P$ , 即

$$P = \frac{Qv_2}{1000\eta}$$

$$\text{而 } v_2 = \frac{640}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 0.0107 \text{ m/s}$$

$$\text{故得 } P = \frac{Qv_2}{1000\eta} = \frac{50000 \times 0.0107}{1000 \times 0.6658} \text{ kW} = 0.8 \text{ kW}$$

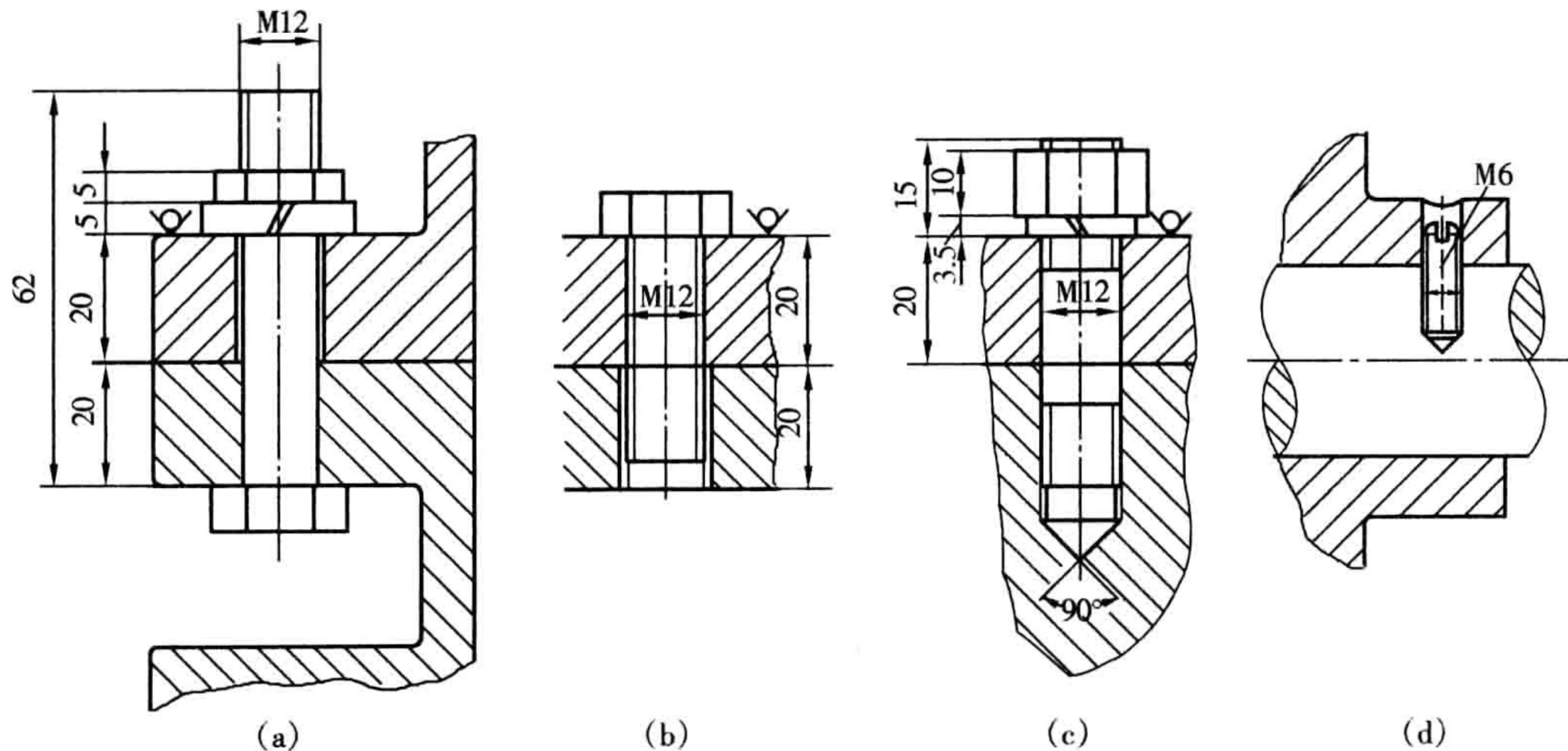


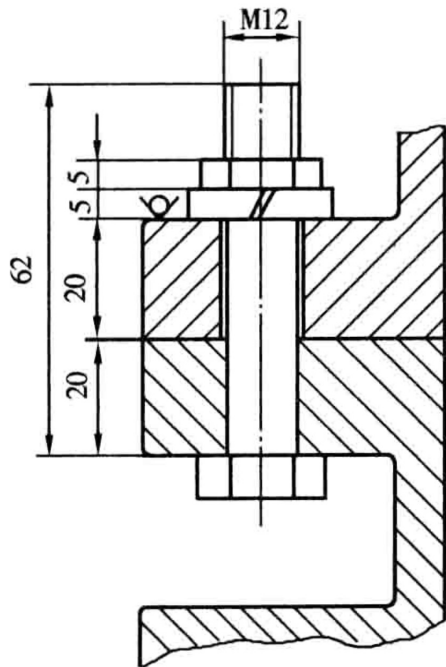
(4) 判断是否需要制动装置, 计算制动力矩  $T'$ 。

由  $\lambda = 12.486^\circ$ ,  $\rho_v = 5.911^\circ$ , 可知  $\lambda > \rho_v$ , 螺旋副不自锁, 故欲使升降台在载荷  $Q$  作用下等速下降, 则必须有制动装置。施加于螺杆上的制动力矩为

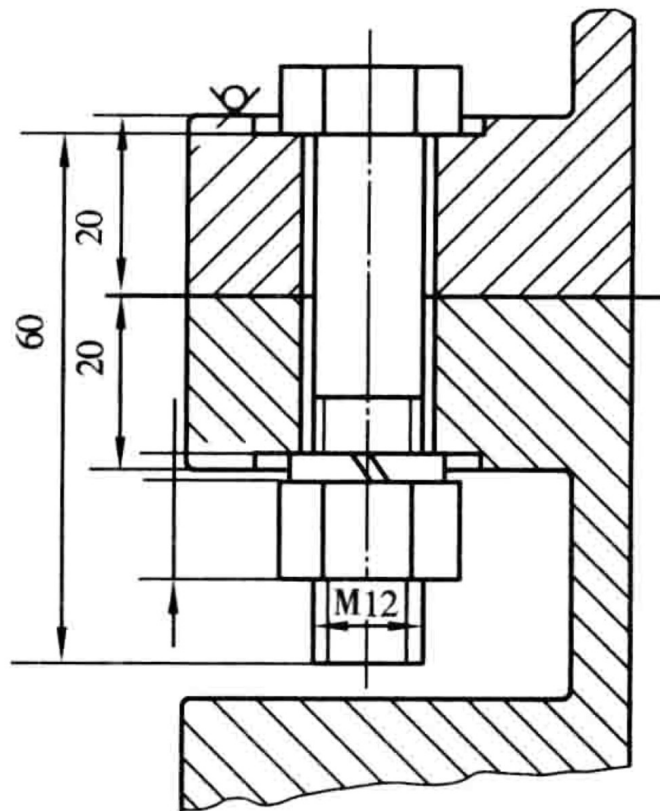
$$\begin{aligned}
 T' &= Q \tan(\lambda - \rho_v) \frac{d_2}{2} = 50000 \times \tan(12.486^\circ - 5.911^\circ) \times \frac{46}{2} \text{ N} \cdot \text{mm} \\
 &= 132551 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

**例 8-7** 试找出例 8-7 图中螺纹连接结构中的错误,说明原因,并就图改正。已知被连接件材料均为 Q235,连接件均为标准件。图(a)普通螺栓连接;图(b)螺钉连接;图(c)双头螺栓连接;图(d)紧定螺钉连接。





(a)



(a)

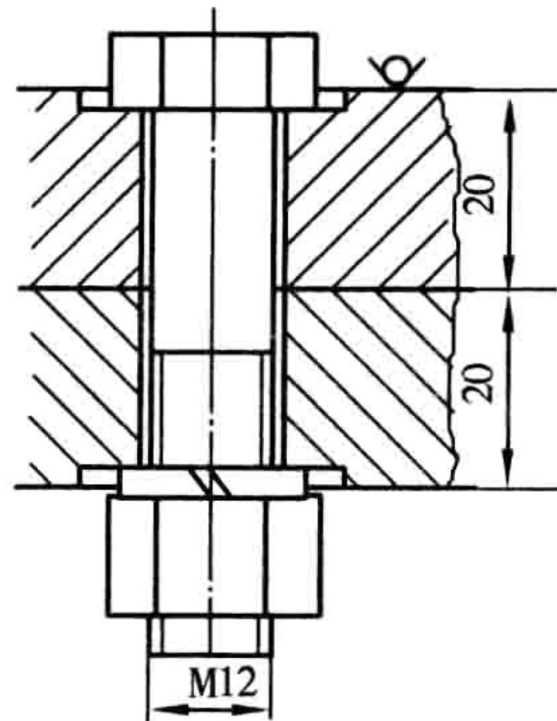
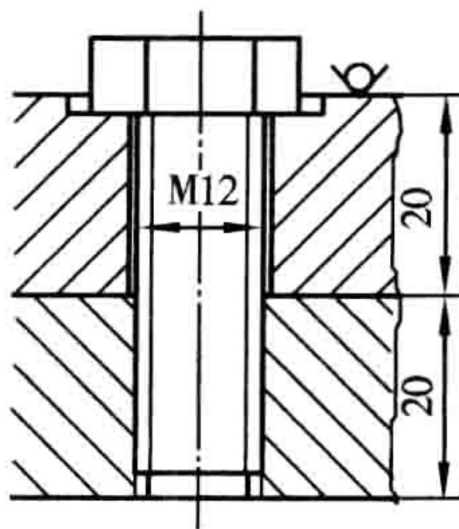
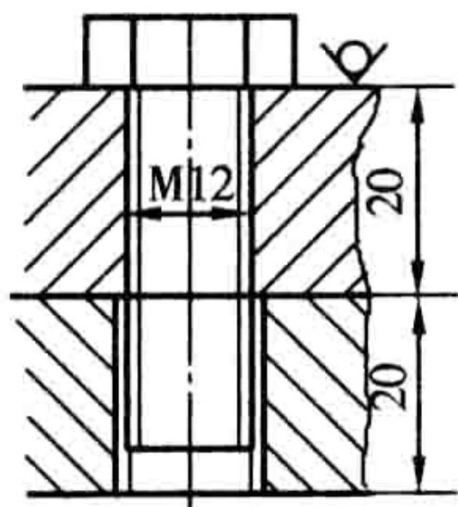
### 解题要点:

(1) 普通螺栓连接(见例 8-7 图(a))。

主要错误有:

- ① 螺栓安装方向不对,装不进去,应掉头安装;
- ② 普通螺栓连接的被连接件孔要大于螺栓大径,而下部被连接件孔与螺栓杆间无间隙;
- ③ 被连接件表面没加工,应做出沉头座孔并刮平,以保证螺栓头及螺母支承面平整且垂直于螺栓轴线,避免拧紧螺母时螺栓产生附加弯曲应力;
- ④ 一般连接,不应采用扁螺母;
- ⑤ 弹簧垫圈尺寸不对,缺口方向也不对;
- ⑥ 螺栓长度不标准,应取标准长  $l=60$  mm;
- ⑦ 螺栓中螺纹部分长度短了,应取长 30 mm。

改正后的结构见例 8-7 图解(a)。



(1)

(2)

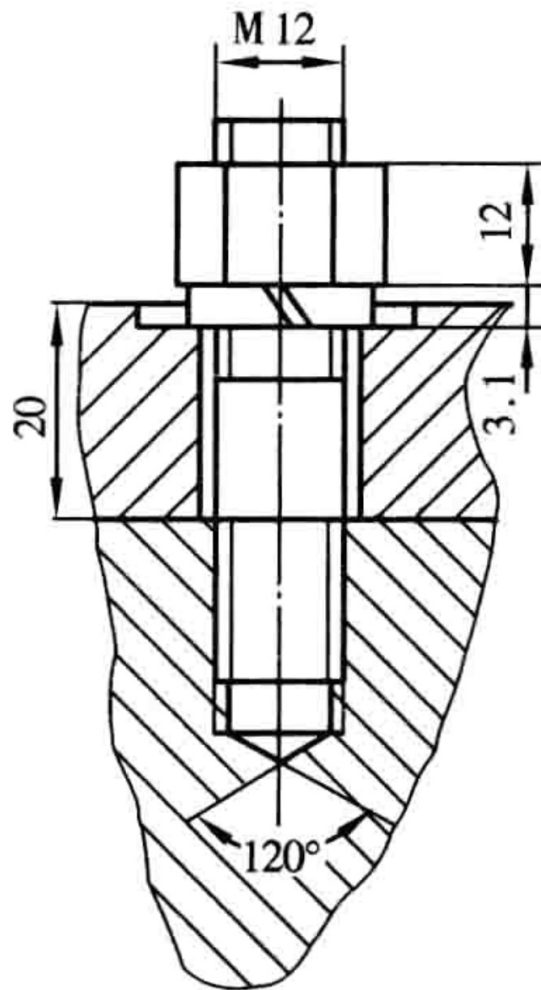
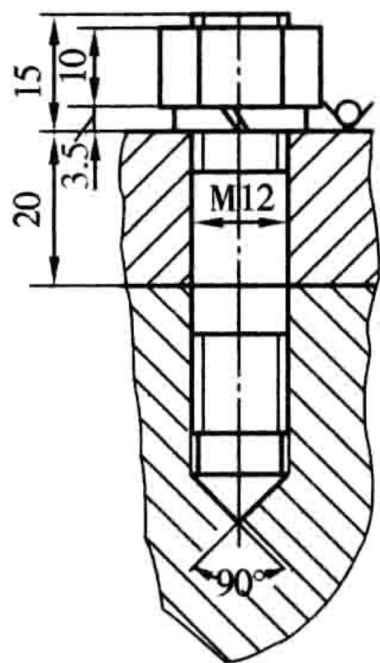
(2) 螺钉连接(见例 8-7 图(b))。

主要错误有：

①采用螺钉连接时，被连接件之一应有大于螺栓大径的光孔，而另一被连接件上应有与螺钉相旋合的螺纹孔；而图中上边被连接件没有做成大于螺栓大径的光孔，下边被连接件的螺纹孔又过大，与螺钉尺寸不符，而且螺纹孔画法不对，小径不应为细实线；

②若上边被连接件是铸件，则缺少沉头座孔，表面也没加工。

改正后的结构见例 8-7 图解(b)。

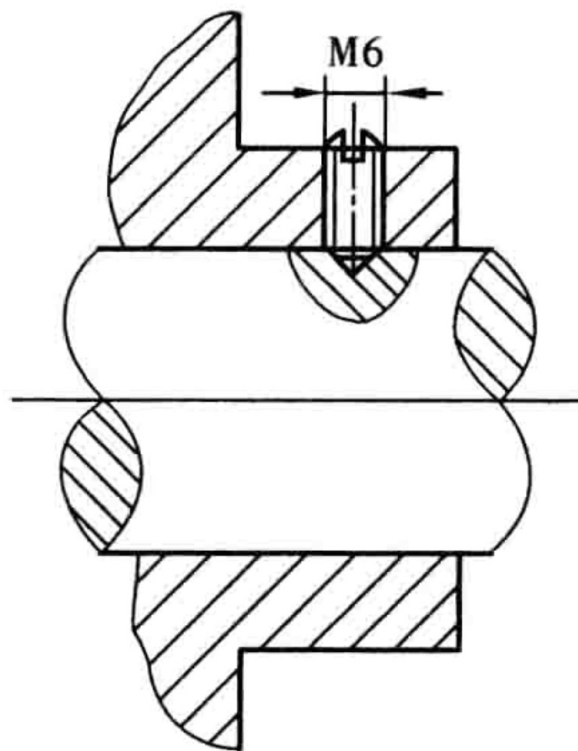
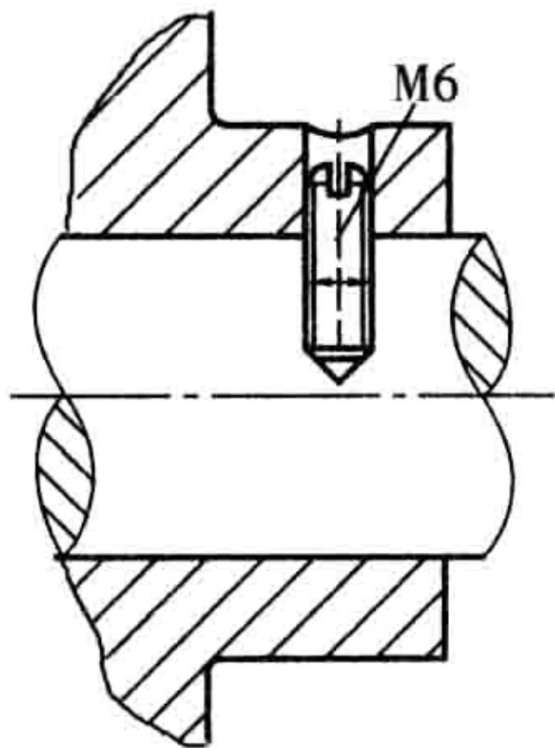


(3) 双头螺栓连接(见例 8-7 图(c))。

主要错误有：

- ① 双头螺栓的光杆部分不能拧进被连接件的螺纹孔内，M12 不能标注在光杆部分；
- ② 锥孔角度应为  $120^\circ$ ，而且应从螺纹孔的小径(粗实线处)画锥孔角的两边；
- ③ 若上边被连接件是铸件，则缺少沉头座孔，表面也没加工；
- ④ 弹簧垫圈厚度尺寸不对。

改正后的结构见例 8-7 图解(c)。



(4) 紧定螺钉连接(见例 8-7 图(d))。

主要错误有：

① 轮毂上没有作出 M6 的螺纹孔；

② 轴上未加工螺纹孔,螺钉拧不进去,即使有螺纹孔,螺钉能拧入,也需作局部剖视才能表达清楚。

改正后的结构见例 8-7 图解(d)。



# ME311: 机械设计

## 2023年秋季

谢谢~

宋超阳  
南方科技大学