



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105452686 B

(45)授权公告日 2018.06.15

(21)申请号 201580000686.7

(22)申请日 2015.03.19

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 105452686 A

(43)申请公布日 2016.03.30

(66)本国优先权数据
201410152929.6 2014.04.11 CN

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2016.01.15

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/CN2015/074549 2015.03.19

(87)PCT国际申请的公布数据
W02015/154614 ZH 2015.10.15

(73)专利权人 刘兴邦

地址 272100 山东省兖州市龙桥南路496号
4号楼2单元401室

(72)发明人 刘兴邦

(51)Int.Cl.
F16B 39/02(2006.01)
F16B 39/16(2006.01)

审查员 吴落

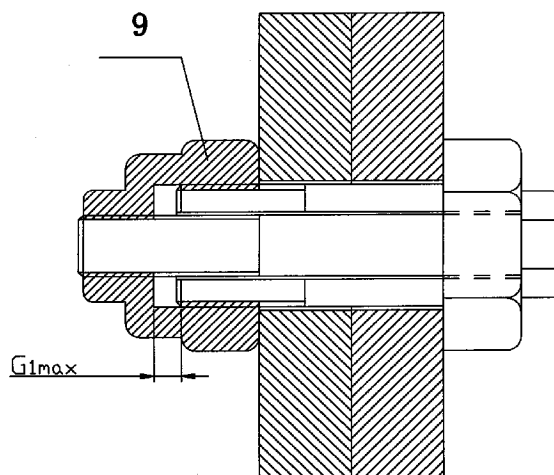
权利要求书1页 说明书25页 附图5页

(54)发明名称

双螺栓防松方法

(57)摘要

一种双螺栓防松方法,在联接件上加工螺孔或制孔,锁紧螺栓和紧固螺栓的螺纹直径不同并且旋向相反,在紧固螺栓的杆体上制作中心孔,锁紧螺栓穿过紧固螺栓的中心孔,锁紧螺栓和紧固螺栓连接螺孔和螺母(包含“反旋向螺母”),达到螺栓防松的效果。



1. 一种双螺栓防松方法,其特征在于:包括左联接件、锁紧螺栓、紧固螺栓和右联接件,所述左联接件同一轴向中心线上加工有两个直径不同和螺纹旋向相反的螺孔,其中大直径螺孔为紧固螺孔,小直径螺孔为锁紧螺孔,右联接件上钻孔,锁紧螺栓和紧固螺栓的外螺纹直径不同并且旋向相反,紧固螺栓的杆体中心制孔,紧固螺栓和紧固螺孔联接,锁紧螺栓穿过紧固螺栓杆体的中心孔和锁紧螺孔联接,锁紧螺栓头部紧压紧固螺栓头部,共同对左联接件、右联接件进行紧固;或者包括左联接件、锁紧螺栓、紧固螺栓和右联接件,左联接件和右联接件上钻孔,还包括焊接结构的反旋向螺母,反旋向螺母为垫片、锁紧螺母和紧固螺母焊接的“3合1”结构,或者为垫片以及锁紧螺母做成一体和紧固螺母焊接的“2合1”结构,或者为垫片以及紧固螺母做成一体和锁紧螺母焊接的另一种“2合1”结构,并设置两组直径不同并且旋向相反的内螺纹,紧固螺栓联接反旋向螺母,锁紧螺栓穿过紧固螺栓杆体的中心孔联接反旋向螺母,共同对左联接件、右联接件进行紧固;或者包括左联接件、锁紧螺栓、紧固螺栓和右联接件,左联接件和右联接件上钻孔,还包括整体制作结构的反旋向螺母,反旋向螺母设置两组直径不同并且旋向相反的内螺纹,紧固螺栓联接反旋向螺母,锁紧螺栓穿过紧固螺栓杆体的中心孔联接反旋向螺母,共同对左联接件、右联接件进行紧固。

2. 根据权利要求1所述的一种双螺栓防松方法,其特征是:所述反旋向螺母为透孔式或封孔式结构。

3. 根据权利要求1所述的一种双螺栓防松方法,其特征是:所述反旋向螺母为单外多面角、双外多面角或圆形。

双螺栓防松方法

技术领域

[0001] 本专利涉及一种双螺栓防松方法,联接件上加工螺孔或制孔,锁紧螺栓和紧固螺栓的外螺纹直径不同而且旋向相反,紧固螺栓杆体的中心制孔,锁紧螺栓穿过紧固螺栓杆体的中心孔,锁紧螺栓以及紧固螺栓和螺孔或螺母、“反旋向螺母”联接,达到螺栓防松的效果。

背景技术

[0002] 螺栓松动机理:

[0003] 1、螺纹副旋合螺纹发生蠕变。根据联结副松弛蠕变试验,螺母紧固以后24小时内螺栓预紧力减少接近10%,其后损失速度变缓,螺母容易发生松动。

[0004] 2、支承面压陷引起的松动。由于螺栓头部或螺母的支承面接触应力大,联接件的表面有塑性环状压陷。在使用中若塑性变形继续发生(称为支承面压陷),螺栓伸长量(一般指弹性伸长量)和预紧力减小,螺母容易松动回转。

[0005] 3、径向力是螺栓联接松动的主要原因。一些学者(特别是原西德的G. Junker)对螺栓联接分别施加径向激振力和轴向激振力做了大量的试验,结果是受轴向力作用的螺栓联接可能松动也可能不松动,但是受径向力作用的螺栓联接当径向激振力达到一定程度时肯定会松动。螺栓联接预紧后,螺母将在预紧力所产生的螺母径向扩张力的作用下处于径向扩张状态,当外界径向力传入并达到一定程度时,将破坏螺母径向扩张力的自行平衡,促使螺母径向窜动,进而使螺纹旋合处沿螺旋线切线方向的静摩擦系数减小或变为零,当量摩擦角减小或为零,松动扭矩接近于零或为负值,螺母将松动回转。

[0006] 4、内螺纹和外螺纹之间间隙的影响。标准螺纹多采用单线普通螺纹,螺纹升角($1^{\circ}40' \sim 3^{\circ}30'$)小于螺旋副的当量摩擦角($6.5^{\circ} \sim 10.5^{\circ}$),因此联接螺纹都能满足自锁条件,在一定的预紧力作用下,一般不会松脱。但螺纹副通常是间隙配合,以M30×2细牙螺纹为例:螺栓的螺纹中径为28.701mm,螺母的螺纹中径为28.701mm,螺纹联接平均间隙值为0.1315mm,最大间隙值0.244mm。间隙配合有利于螺纹制造和安装,却影响防松效果。此外,螺纹表面的微观碎屑和微粒会夹杂在内外牙隙之间,类似固体润滑剂作用,在振动、冲击和交变载荷作用下,螺纹联接副不可避免地存在轴向和径向窜动,内外螺纹之间的摩擦阻力会出现瞬时减小甚至消失。这种现象多次重复,交互作用,最终导致联接松脱。

[0007] 现用螺栓防松方法有以下几种:

[0008] 1、对顶螺母防松(双螺母防松结构):两个螺母对顶拧紧后,它们之间产生一个附加的对顶力,对顶力与预紧力共同产生较大的螺母径向扩张力,且远离外界径向力,故螺母不易回转,但须注意的是必须在两螺母之间产生这个附加的顶力才能发挥防松效果。

[0009] 双螺母防松结构的受力以 $P_1=0.2P$ 、 $P_2=0.8P$ 较为合适。其中 P_1 为螺杆对锁紧螺母(非支承面上的螺母称为锁紧螺母)的拉力, P_2 为螺杆对紧固螺母(工作支承面上的螺母称为紧固螺母)的拉力, P 为螺杆的给定预紧力,所以紧固螺母应厚一些,锁紧螺母应薄一些。

[0010] 2、“逆旋向双螺母”(属于对顶螺母):螺栓是由左旋和右旋两种螺旋线复合在同一段螺纹段上,既有左旋螺纹又有右旋螺纹。紧固螺母和锁紧螺母是两种不同旋向的螺母,使用时先将紧固螺母预紧,再将锁紧螺母预紧。在振动、冲击的情况下,紧固螺母有发生松动的趋势,但是由于紧固螺母的松退方向是锁紧螺母的拧紧方向,锁紧螺母的拧紧阻止了紧固螺母的松退,导致紧固螺母无法松脱。

[0011] 3、“施必牢”螺纹:施必牢螺母与标准螺母的不同在于其螺纹底径上有一 30° 的锥面,外螺纹的牙顶紧紧地楔入内螺纹牙根 30° 锥面,产生很大的径向锁紧力,使螺母具有很强的抵抗横向振动的能力,而这种横向振动是导致螺纹松动的主要原因。

[0012] 4、存储更多的弹性变形能实现防松:(1)增加螺栓的长度,螺栓加载后的弹性伸长量与预紧力和螺栓长度成正比,与螺栓的截面积成反比,螺栓的弹性伸长量愈大,防松效果愈好;(2)使用液压防松螺母,利用增加螺栓联接的预紧力,使高强度螺栓在轴向发生弹性变形并保持拉伸状态,依靠螺栓弹性变形产生的内应力将螺母压紧,以达到防松目的。

[0013] 其他还有弹簧垫圈、悬置螺母、自锁螺母、纵向开槽螺母、粘合防松、冲点铆接等。

[0014] 采用普通螺母时,理论分析和试验证明,旋合圈数越多,载荷分布不均的程度也越显著,到第8~10圈以后,螺纹几乎不受载荷。

[0015] 制造螺栓的碳钢材料弹性模量一般为 $200\sim 210\times 10^3\text{Mpa}$ 。

[0016] 高强度螺栓是指强度较高使机械或构件的尺寸和结构能减小或简化的螺栓,抗拉强度一般在 700Mpa 以上,质量稳定,但直径 30mm 以上的高强度螺栓在淬火处理中不易淬透,质量不稳定,在使用时应降低工作应力。使用高强度螺栓时有如下特点:

[0017] 1、联接件上承受交变载荷作用产生振动,接触面要想获得较小的螺栓变形刚度,尽可能采用高强度小型的螺栓,如10.9级和8.8级(10.9级意味着抗拉强度 1000MPa ,屈服强度 σ_s 是抗拉强度的90%)。

[0018] 2、导致交变应力过大的原因是预紧力偏小,剩余预紧力大,因此轴向预紧力将螺栓一直加载到90%的弹性极限。或者采用螺栓的预紧力小于螺栓的材料屈服极限的80%,并尽量取较高值。屈服极限即为屈服强度 σ_s ,二者意义相同。

[0019] 3、在螺栓联接中,螺栓选用变形较大的材料,而被联接件选用刚性较好的材料,这样可以使螺栓的变形线较平,而被联接件的变形线较陡,应力的幅值变小。在螺栓的强度一定的情况下,能减小螺栓中力的幅值,有助于提高螺栓寿命。

[0020] 高强度螺栓连接必须采用较大的预紧力,一般预紧力为该螺栓材料屈服强度 σ_s 的70%~81.2%。在英国SPS-安布内科横向振动试验机上测试横向振动防松效果时,发现当螺栓轴向预紧力由 $0.25\sigma_s$ 增加到 $0.45\sigma_s$ 时,防松效果提高13.2倍。当预紧力达到 $0.75\sigma_s$ 时防松效果还将大大提高。

[0021] 螺栓预紧力的控制方法有:

[0022] 1、通过拧紧力矩控制预紧力。通过扭矩扳手显示的扭矩值控制被联接件的预紧力,操作简单、直观,误差约为 $\pm 25\%$ 。

[0023] 2、通过螺母转角控制预紧力。螺母(或螺栓)拧紧时的旋转角度与螺栓伸长量和被拧紧件松动量的总和大致成比例关系,因而可采用按规定旋转角度达到预定预紧力的方法。在最初拧紧时,先要确定极限扭矩,把螺栓(螺母)一直拧到极限扭矩,再转过一个预定的角度。测量螺母转角最简单的是刻一条零线,按螺母的转方测量螺母转角。螺母转角的测

量精度可控制在 $10^{\circ}\sim 15^{\circ}$ 内。一般说来,预紧力误差大约在 $\pm 15\%$ 。

[0024] 3、通过螺栓伸长量控制预紧力。通过螺栓的伸长量控制预紧力可以获得较高的控制精度,被广泛用作重要场合螺栓法兰连接的预紧力控制方法。若测量正确,其预紧力误差约为 $\pm 5\%$ 。螺栓伸长量计算举例:

[0025] 以8.8级M30 \times 2螺纹联接为例,当实体螺栓直径 $D=30\text{mm}$,螺杆有效拉伸长度 $L=65\text{mm}$,螺母以1450Nm力矩拧紧,螺栓预紧力 $P=269\text{kN}$ 时,螺栓的伸长量 ΔL 为:

[0026] $\Delta L=P\times L/(E\times S)=P\times L/[E\times 3.14\times (D/2)^2]=269\times 10^3\times 65\times 10^{-3}/[210\times 10^9\times 3.14\times (30\times 10^{-3}/2)^2]=0.118\text{mm}$

[0027] 其中 P -实体螺栓预紧力,N

[0028] L -螺杆有效拉伸长度,m

[0029] E -螺栓材料的弹性模量(高强度螺栓取 $210\times 10^3\text{Mpa}$), N/m^2

[0030] S -螺栓截面积(即螺栓杆体的横截面积), m^2

[0031] 螺栓的应力 σ 为: $\sigma=P/S=269\times 10^3/[3.14\times (30\times 10^{-3}/2)^2]=381\text{Mpa}$

[0032] 8.8级螺栓屈服强度 $\sigma_s=800\times 0.8=640\text{Mpa}$, $\sigma/\sigma_s=381/640=0.595\approx 0.6$ 。

[0033] 若螺栓的弹性模量等保持不变,只是螺栓的有效拉伸长度或应力发生变化,弹性伸长量会跟随有效拉伸长度或应力成正比例线性变化(在螺栓材料的弹性极限内)。

[0034] 4、按拧紧力矩与螺母转角关系控制预紧力。先给紧固件施以一定的力矩,然后使螺母转过一定角度,检查最后的力矩与转角是否满足应有关系,以避免预紧不足或预紧过度。这种控制方法优点是:利用拧紧力矩和螺母转角给出的信息,可精确控制螺栓预紧过程和预紧力,并能发现安装过程中可能出现的拧紧不足或拧紧过度现象,这是单独使用力矩控制还是转角控制都无法实现的。

[0035] 5、采用电阻应变计测量应力的方法,主要有测力螺栓和环形垫圈两种测量方式。测力螺栓是直接替换现有螺栓,并能测量螺栓预紧力的传感器,可以精确到公斤。环形垫圈测量方式是通过在螺栓头部增加的环形垫圈传感器(称重传感器)间接测量螺帽处的压力,获得螺栓的预紧力。此外还可在螺栓的无螺纹处张贴电阻应变片,使用电阻应变计测量和控制螺栓所受拉力,预紧力误差可控制在 $\pm 1\%$ 以内。

[0036] 普通螺栓是指抗拉强度较低的螺栓,如3.6级和5.6级等,其预紧力受实际条件的影响各有差异,现举例说明,找出预紧力的较高值作为参考:

[0037] 3.6级M16螺栓预紧力一般为20400N,应力 σ 为:

[0038] $\sigma=P/S=20.4\times 10^3/[3.14\times (16\times 10^{-3}/2)^2]=101.5\text{Mpa}$

[0039] 3.6级螺栓屈服强度 $\sigma_s=300\times 0.6=180\text{Mpa}$, $\sigma/\sigma_s=101.5/180=0.564\approx 0.56$ 。

[0040] 3.6级M30螺栓预紧力一般为73500N,应力 σ 为:

[0041] $\sigma=P/S=73.5\times 10^3/[3.14\times (30\times 10^{-3}/2)^2]=104.0\text{Mpa}$

[0042] $\sigma/\sigma_s=104.0/180=0.578\approx 0.58$

[0043] 5.6级M16螺栓预紧力一般为34000N,应力 σ 为:

[0044] $\sigma=P/S=34\times 10^3/[3.14\times (16\times 10^{-3}/2)^2]=169.2\text{Mpa}$

[0045] 5.6级螺栓屈服强度 $\sigma_s=500\times 0.6=300\text{Mpa}$, $\sigma/\sigma_s=169.2/300=0.564\approx 0.56$ 。

[0046] 5.6级M30螺栓预紧力一般为122000N,应力 σ 为:

[0047] $\sigma=P/S=122\times 10^3/[3.14\times (30\times 10^{-3}/2)^2]=172.7\text{Mpa}$

[0048] $\sigma/\sigma_s=172.7/300=0.576\approx 0.58$

[0049] 所以普通螺栓正常预紧力或预紧应力一般不超过 $0.58\sigma_s$ (供本说明书计算使用)。

[0050] 当普通螺栓的预紧力达到 $0.78\sigma_s$ 时,螺栓外螺纹的沟底开始破坏,因此可把 $0.78\sigma_s$ 作为最大预紧力或最大预紧应力的参考值。

[0051] 螺栓联接在冲击载荷作用下,螺栓的应力响应随着预紧力的变化而变化,受剪螺栓的预紧应力在材料屈服极限的40%左右时,强度最大;受拉螺栓的强度会随着预紧力的增大而变薄弱;同时受剪切和拉伸作用的螺栓,预紧应力在材料屈服极限的40%左右时,强度最大。

[0052] 现用螺栓发生失效大部分是因为螺纹受到过大外力挤压产生塑性变形,可以认定是拧紧力矩过大(预紧力过大)造成的。

[0053] 中国专利号为CN1087848的“高强度螺母的制造方法”(1994年6月15日公布),公布了一种高强度螺母的制造方法,主要技术方案是:冷镦机的前序设备为中频感应加热炉,生产过程是:(1)烘热;(2)镦形;(3)攻螺丝;(4)热处理。

[0054] 公制螺纹分为粗牙(60°)和细牙(60°),粗牙M30螺栓外螺纹的螺距为3.50mm,螺纹的深度为1.75mm,牙底直径(即螺纹底部的直径,简称底径)为26.50mm。

[0055] 中国国家标准(GB/T 923-2009)“六角盖形螺母”,适用于一侧半球形封孔结构的螺母。

[0056] 中国国家标准(GB/T 6171-2000)“1型六角螺母细牙”,M30×2六角螺母厚度 $M_{max}=25.6\text{mm}$, $M_{min}=24.3\text{mm}$ 。

[0057] 中国国家标准(GB/T 6176-2000)“2型六角螺母细牙”,M30×2六角螺母厚度 $M_{max}=28.6\text{mm}$, $M_{min}=27.3\text{mm}$ 。

[0058] 中国国家标准(GB/T 5785-2000)“六角头螺栓细牙”,M30×2六角螺栓头部公称高度 $K=18.7\text{mm}$ 。

[0059] 螺栓联接时都有许用安全系数,一般为1.5~2.5倍(按应力幅值计算)。

发明内容

[0060] 为了克服现有螺栓联接时容易出现松动的现象,本专利解决问题所采用的技术方案是采用“双螺栓防松方法”,具体描述如下:

[0061] 1、联接件同一圆心轴向中心线上加工有两个不同直径和螺纹旋向相反的螺孔,称为紧固螺孔和锁紧螺孔,紧固螺栓杆体的中心制孔,紧固螺栓和紧固螺孔进行联接,锁紧螺栓穿过紧固螺栓杆体的中心孔和锁紧螺孔联接,共同对联接件进行紧固;

[0062] 2、联接件上制孔,锁紧螺母和紧固螺母的内螺纹直径不同并且旋向相反,紧固螺栓和紧固螺母联接,锁紧螺栓穿过紧固螺栓杆体的中心孔和锁紧螺母联接,共同对联接件进行紧固;

[0063] 3、垫片和锁紧螺母以及紧固螺母进行焊接或做成一体成为“反旋向螺母”,“反旋向螺母”设置两组直径不同并且旋向相反的内螺纹,紧固螺栓和“反旋向螺母”联接,锁紧螺栓穿过紧固螺栓杆体的中心孔和“反旋向螺母”联接,共同对联接件进行紧固;

[0064] 双螺栓防松方法的技术要点是紧固螺栓和锁紧螺栓是两个独立的螺栓,紧固螺栓和锁紧螺栓的外螺纹直径以及旋向不同,锁紧螺母和紧固螺母的内螺纹直径以及旋向不

同,紧固螺栓杆体的中心孔是为装配锁紧螺栓服务,“反旋向螺母”的出现,使锁紧螺母和紧固螺母的一体化成为可能。背景技术中的锁紧螺母和紧固螺母一体化以后有3种情况:

[0065] 1、相当于一个螺母,起不到防松的作用,例如对顶螺母(两螺母螺纹的旋向相同);

[0066] 2、使用并焊接后无法拆卸,只能一次性使用,例如“逆旋向双螺母”(两螺母螺纹的旋向相反);

[0067] 3、一体化以后无法使用,例如“逆旋向双螺母”。

[0068] 锁紧螺栓和紧固螺栓可根据需要选择材质、加工工艺和适当的预紧力,由于两组反旋向螺纹具有“互锁”作用,所以螺母或螺栓不可能发生回转,达到防松的效果,还适用于要求联接件能够围绕紧固螺栓做定轴转动的场合等。

[0069] 本专利的有益效果是能提高螺栓联接的可靠性,并可在较低预紧力的情况下使用,延长螺栓寿命,部分零件可采用标准件,能适用于多种场合尤其是比较重要的联接。

附图说明

[0070] 下面结合附图对本专利作进一步说明。

[0071] 图1是螺栓和联接件的结构剖面图。左联接件同一圆心的轴向中心线上加工有两个不同直径和螺纹旋向相反的螺孔,大直径螺孔称为紧固螺孔,小直径螺孔称为锁紧螺孔,右联接件制孔(钻孔或铰孔),紧固螺栓的杆体中心制孔(通孔结构)。紧固螺栓头部形状以外六角为例,锁紧螺栓头部形状以内六角为例。紧固螺栓联接紧固螺孔对联接件进行紧固,锁紧螺栓穿过紧固螺栓杆体的中心孔和锁紧螺孔进行联接,锁紧螺栓头部压紧紧固螺栓头部。锁紧螺栓螺杆的有效拉伸长度为B,紧固螺栓螺杆的有效拉伸长度为右联接件厚度。若左联接件的厚度变小,则成为透孔结构。

[0072] 图2是图1的右视图(略去联接件)。

[0073] 图3是螺栓、螺母和联接件第1种结构剖面图。两联接件均为钻孔,使用紧固螺栓、锁紧螺栓、紧固螺母、锁紧螺母和平垫(垫片的一种)进行联接,紧固螺栓和紧固螺母压紧联接件,锁紧螺母通过平垫压紧紧固螺母。此种结构类似于加装了平垫的“逆旋向双螺母”。紧固螺母和锁紧螺母的形状以外六角为例。其余和图1相同。

[0074] 图4是图3的左视图(略去联接件)。锁紧螺母外六角的外接圆等于紧固螺母外六角的内切圆,平垫的外径等于紧固螺母外六角的内切圆。

[0075] 图5是螺栓、螺母和联接件第2种结构剖面图。平垫和锁紧螺母以及紧固螺母焊接成为一体(为防止过度变形,可沿周边点焊)。其余和图3相同。

[0076] 图6是螺栓、螺母和联接件第3种结构剖面图。锁紧螺母和平垫做成一体后,和紧固螺母进行焊接。也可把紧固螺母和平垫做成一体后,和锁紧螺母进行焊接。其余和图3相同。

[0077] 图6的左视图和图4相同(去掉焊点)。

[0078] 图7是中国国家标准(GB/T 923-2009)“六角盖形螺母”剖面图。G1为退刀槽长度,M24×2六角盖形螺母G1max在第一系列中为10.7mm,第二系列中为7.3mm。

[0079] 若外六角处的形状变为圆形(例如变为外六角的外接圆或内切圆等,但直径最低应不小于外六角的内切圆),称之为“圆盖形螺母”,也可变为其他外多面角,因此可分为圆盖形螺母和外多面角盖形螺母(包含六角盖形螺母),在本说明书中统称为“盖形螺母”。

[0080] 图8是图7的左视图。

[0081] 图9是锁紧螺母、平垫和紧固螺母做成一体后的结构剖面图,称之为“反旋向螺母”。

[0082] 在“反旋向螺母”中锁紧螺母处的螺纹称为锁紧螺纹(左侧小直径螺纹),紧固螺母处的螺纹称为紧固螺纹(右侧大直径螺纹)。锁紧螺纹和紧固螺纹之间的内侧净距离可取 $G_{1max}=10.7mm$ 作为参考值。

[0083] 图10是螺栓、螺母和联接件第4种结构剖面图。“反旋向螺母”和联接件、螺栓进行联接,“反旋向螺母”左侧为透孔结构。其余和图3相同。

[0084] 图11是图10的左视图(略去联接件)。锁紧螺母处的外形变为圆形(例如变为锁紧螺母外六角的外接圆或内切圆等,但直径最低应不小于外六角的内切圆),其直径等于锁紧螺母外六角的外接圆,紧固螺母处的外六角形状不变,称为单外六角“反旋向螺母”。

[0085] 若紧固螺母处的外形变为圆形,锁紧螺母处的外六角形状不变,也称为单外六角“反旋向螺母”,所以单外六角“反旋向螺母”又分为大六角“反旋向螺母”和小六角“反旋向螺母”。大六角“反旋向螺母”即锁紧螺母处的外形为圆形,紧固螺母处的外六角形状不变;小六角“反旋向螺母”即紧固螺母处的外形为圆形,锁紧螺母处的外六角形状不变。若紧固螺母处和紧固螺母处的外形都变为圆形,则称为圆形“反旋向螺母”。若紧固螺母处和紧固螺母处的外六角形状均不变,则称为双外六角“反旋向螺母”,左视图和图4相同。

[0086] 图12是螺栓、螺母和联接件第5种结构剖面图。“反旋向螺母”左侧为半球形封孔结构,称为封孔式“反旋向螺母”。凡是使螺母未露出螺孔的统称为封孔结构。

[0087] 图13是螺栓、螺母和联接件第6种结构剖面图。锁紧螺母通过“碗型”垫片(垫片的另一种)压紧紧固螺母,结构类似于加装了“碗型”垫片的“逆旋向双螺母”。锁紧螺栓头部、锁紧螺母和紧固螺母采用外六角。其余和图3相同。

[0088] “碗型”垫片和平垫的用途相同,统称为垫片。

[0089] 图14是螺栓、螺母和联接件第7种结构剖面图。锁紧螺母、“碗型”垫片和紧固螺母做成一体成为双外六角“反旋向螺母”,锁紧螺纹和紧固螺纹之间的内侧净距离可取 $G_{1max}=10.7mm$ 作为参考值。其余和图13相同。

[0090] 若使用封孔式“反旋向螺母”,和图12基本相同。

[0091] 图15是图14的左视图(略去联接件)。“反旋向螺母”锁紧螺母处的外形变为圆形,成为大六角“反旋向螺母”。若紧固螺母处的外形变为圆形时,锁紧螺母处的外六角形状不变,则成为小六角“反旋向螺母”。

[0092] 图16是螺栓、螺母和联接件第8种结构剖面图。锁紧螺栓和紧固螺栓使用双头螺栓,两联接件之间使用刚性套筒进行限位。其余和图13相同。

[0093] 图1中1.左联接件,2.右联接件,3.紧固螺栓,4.锁紧螺栓

[0094] 图3中5.锁紧螺母,6.平垫,7.紧固螺母

[0095] 图5中8.焊点

[0096] 图9中9.反旋向螺母

[0097] 图13中10.“碗型”垫片

[0098] 图16中11.刚性套筒

具体实施方式

[0099] 在图1实施例中,左联接件(1)的螺孔和右联接件(2)的钻孔对准后,紧固螺栓(3)穿过右联接件(2)的钻孔和左联接件(1)的紧固螺孔联接,拧紧紧固螺栓(3)达到要求的预紧力。锁紧螺栓(4)穿入紧固螺栓(3)的中心孔,和左联接件(1)的锁紧螺孔联接,拧紧锁紧螺栓(4)达到要求的预紧力,锁紧螺栓(4)的头部压紧紧固螺栓(3)的头部。紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)的杆体长度要严格控制,防止拧入螺孔的底部。由于锁紧螺孔和紧固螺孔采用反旋向螺纹,因“互锁”作用所以左联接件(1)不能回转,而且与使用单螺栓相比变为双组螺纹受力,还能提高螺纹的联接强度。防松原理描述:左联接件(1)因反旋向螺纹的“互锁”作用不能回转,在振动、冲击的情况下,紧固螺栓(3)会发生松动的趋势,但是由于紧固螺栓(3)的松退方向是锁紧螺栓(4)的拧紧方向,锁紧螺栓(4)的拧紧阻止了紧固螺栓(3)的松退,导致紧固螺栓(3)无法松脱。只要零部件的螺纹等符合要求,可反复拆装,不影响联接性能。若左联接件(1)厚度变小后露出圆孔或内螺纹则成为透孔结构,不影响联接性能。

[0100] 若要求右联接件(2)能够围绕紧固螺栓(3)做定轴转动,则两联接件之间或右联接件(2)与紧固螺栓(3)的头部之间须设间隙,紧固螺栓(3)需掌握拧入紧固螺孔的深度,留出适当的间隙,然后拧入锁紧螺栓(4)并预紧,防松效果优于使用单条螺栓。

[0101] 图3实施例中,左联接件(1)和右联接件(2)的钻孔对准后,紧固螺栓(3)穿过钻孔和紧固螺母(7)联接并预紧后对联接件进行紧固,锁紧螺栓(4)穿入紧固螺栓(3)的中心孔,加装平垫(6)后和锁紧螺母(5)联接,锁紧螺母(5)压紧紧固螺母(7),锁紧螺母(5)和紧固螺母(7)可视为实现“互锁”,防松原理和背景技术中“逆旋向双螺母”相同。紧固螺栓(3)杆体长度要严格控制,防止杆体左端顶住锁紧螺母(5),使锁紧螺母(5)无法压紧紧固螺母(7)。锁紧螺母(5)的外形尺寸应和紧固螺母(7)以及平垫(6)相匹配,锁紧螺母(5)外形尺寸可略小于紧固螺母(7),最好是锁紧螺母(5)外六角的外接圆等于紧固螺母(7)外六角的内切圆。平垫(6)内径应略大于紧固螺栓(3)的直径,外径可等于紧固螺母(7)外六角的内切圆,厚度要大于紧固螺栓(3)露出长度并留出适当间隙,露出长度即为紧固螺栓(3)杆体长度减去两联接件和紧固螺母(7)的厚度之和。锁紧螺母(5)可使用带封孔结构的螺母(例如盖形螺母)代替。其余和图1实施例相同。

[0102] 若紧固螺栓和锁紧螺栓使用双头螺栓,紧固螺栓和锁紧螺栓的右端头部结构和左端螺母联接的结构相同,使用螺栓和螺母共同对联接件进行紧固。

[0103] 图5实施例中,锁紧螺母(5)、平垫(6)和紧固螺母(7)焊接成一体(可沿周边点焊),螺母不可能发生回转,有利于防松,也不影响拆装。其余和图3实施例相同。

[0104] 图6实施例中,锁紧螺母(5)和平垫(6)做成一体后,和紧固螺母(7)焊接,或紧固螺母(7)和平垫(6)做成一体后,和锁紧螺母(5)焊接。若用盖形螺母代替锁紧螺母(5),和平垫(6)做成一体后,和紧固螺母(7)焊接,或者紧固螺母(7)和平垫(6)做成一体后,和盖形螺母焊接,都有利于防止螺母松动,也不影响拆装。其余和图5实施例相同。

[0105] 图10实施例中,反旋向螺母(9)为双外六角结构,紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)都拧入反旋向螺母(9),对联接件进行紧固,只要不是人为拆卸,反旋向螺母(9)不可能回转松动。其余和图3实施例相同。

[0106] 若要求联接件能够围绕紧固螺栓(3)做定轴转动,则两联接件之间或右联接件(2)与紧固螺栓(3)的头部之间、左联接件(1)与反旋向螺母(9)之间须设间隙,紧固螺栓(3)需掌握拧入反旋向螺母(9)的深度,留出适当间隙,锁紧螺栓(4)拧入反旋向螺母(9)并预紧,

防松效果优于使用单条螺栓和对顶螺母。

[0107] 图12实施例中,使用半球形封孔结构的反旋向螺母(9),能防止雨雪灰尘等进入内螺纹,起到保护螺纹的作用,在较为严酷的自然条件下能增加使用寿命。其余和图10实施例相同。

[0108] 图13实施例中,锁紧螺母(5)通过“碗型”垫片(10)压紧紧固螺母(7)，“碗型”垫片(10)的主要作用是保证外形尺寸较小的锁紧螺母(5)能够压紧外形尺寸相对较大的紧固螺母(7)，“碗型”垫片(10)要有足够的刚度,否则会影响联接性能。“碗型”垫片(10)和紧固螺栓(3)杆体的左端之间要留出适当间隙,防止紧固螺栓(3)杆体左端顶住“碗型”垫片(10)。锁紧螺栓(4)的头部和尾部可换向使用,即可使用锁紧螺母(5)压紧紧固螺栓(3)的头部。其余和图3实施例相同。

[0109] 锁紧螺母(5)、“碗型”垫片(10)和紧固螺母(7)可焊接成为一体使用,和图5实施例相同;锁紧螺母(5)和“碗型”垫片(10)做成一体,和紧固螺母(7)焊接,或者紧固螺母(7)和“碗型”垫片(10)做成一体,和锁紧螺母(5)焊接,和图6实施例相同。

[0110] 图14实施例中,锁紧螺母(5)、“碗型”垫片(10)和紧固螺母(7)做成一体成为反旋向螺母(9)使用,其余和图13实施例相同。

[0111] 若要求联接件能够围绕紧固螺栓(3)做定轴转动,和图10实施例相关的使用方法相同。若反旋向螺母(9)为封孔式结构,和图12实施例相同。

[0112] 图16实施例中,两联接件之间使用刚性套筒(11)进行限位,紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)使用双头螺栓,螺栓长度增加,存储更多的弹性变形能,防松效果会更好一些。其余和图13实施例相同。

[0113] 紧固螺栓(3)预紧后,在拧紧锁紧螺栓(4)或锁紧螺母(5)时要用工具锁住紧固螺栓(3)和紧固螺母(7)或反旋向螺母(9),防止因紧固螺栓(3)或紧固螺母(7)反转造成预紧力下降,影响紧固效果。

[0114] 若联接件围绕紧固螺栓(3)做定轴转动时,联接后紧固螺栓(3)承受压缩应力,锁紧螺栓(4)承受拉伸应力,预紧锁紧螺栓(4)时应注意不要承受过大的应力。

[0115] 拆卸联接件时,可先拆卸锁紧螺栓(4)或锁紧螺母(5),再拆下紧固螺栓(3)或紧固螺母(7)、反旋向螺母(9)等零部件。

[0116] 拆卸圆形反旋向螺母(9)或圆盖形螺母时,可使用管钳等工具锁住圆形反旋向螺母(9)或圆盖形螺母,先拆下锁紧螺栓(4),再拆下紧固螺栓(3),取出圆形反旋向螺母(9);或先拆下圆盖形螺母,取出锁紧螺栓(4),再拆下紧固螺母(7),取出紧固螺栓(3)。

[0117] 反旋向螺母(9)做成双外六角或小六角形状后,使用深度较浅的内六角套筒就可以锁住反旋向螺母(9)进行拆装锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)。实际上,平垫(6)或“碗型”垫片(10)和锁紧螺母(5)以及紧固螺母(7)焊接后就已经成为焊接结构的双外六角反旋向螺母(9);同理,锁紧螺母(5)和平垫(6)或“碗型”垫片(10)做成一体后,和紧固螺母(7)进行焊接,或者紧固螺母(7)和平垫(6)或“碗型”垫片(10)做成一体,和锁紧螺母(5)进行焊接,也成为焊接结构的双外六角反旋向螺母(9)。若锁紧螺母(5)和平垫(6)或“碗型”垫片(10)都做成圆形一体,和紧固螺母(7)进行焊接,就成为焊接结构的大六角反旋向螺母(9);紧固螺母(7)和平垫(6)或“碗型”垫片(10)都做成圆形一体,和锁紧螺母(5)进行焊接,就成为焊接结构的小六角反旋向螺母(9)。若紧固螺母(7)和锁紧螺母(5)的外形都为圆形,和平垫(6)

或“碗型”垫片(10)进行焊接,则成为焊接结构的圆形反旋向螺母(9);若用盖形螺母代替锁紧螺母(5),就成为焊接结构的封孔式反旋向螺母(9)。因此反旋向螺母(9)可分为以下几种:

[0118] 1、焊接式反旋向螺母(9)

[0119] 2、整体式反旋向螺母(9)

[0120] 3、单外六角反旋向螺母(9)

[0121] 4、双外六角反旋向螺母(9)

[0122] 5、圆形反旋向螺母(9)

[0123] 6、透孔式反旋向螺母(9)

[0124] 7、封孔式反旋向螺母(9)

[0125] 每一种反旋向螺母(9)又可分成不同的外形及结构:

[0126] 焊接式反旋向螺母(9)可分为透孔式、封孔式、大六角、小六角和圆形,另外还有锁紧螺母(5)、平垫(6)或“碗型”垫片(10)和紧固螺母(7)焊接的“3合1”结构;锁紧螺母(5)和平垫(6)或“碗型”垫片(10)做成一体后,和紧固螺母(7)焊接的“2合1”结构,“2合1”结构还包括紧固螺母(7)和平垫(6)或“碗型”垫片(10)做成一体,和锁紧螺母(5)焊接的形式。

[0127] 整体式反旋向螺母(9)可分为透孔式、封孔式、大六角、小六角和圆形。

[0128] 单外六角反旋向螺母(9)可分为透孔式、封孔式、焊接式、整体式、大六角和小六角。

[0129] 双外六角反旋向螺母(9)可分为透孔式、封孔式、焊接式和整体式。

[0130] 圆形反旋向螺母(9)可分为透孔式、封孔式、焊接式和整体式。

[0131] 透孔式反旋向螺母(9)可分为焊接式、整体式、大六角、小六角和圆形。

[0132] 封孔式反旋向螺母(9)可分为焊接式、整体式、大六角、小六角和圆形。

[0133] 单外六角反旋向螺母(9)也可为其他外多面角,统称为“单外多面角”反旋向螺母(9)。

[0134] 双外六角反旋向螺母(9)也可为其他外多面角,统称为“双外多面角”反旋向螺母(9)。

[0135] 当实体螺栓变成紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)使用后,由于锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)主要依靠反旋向螺纹的“互锁”作用进行防松,在“互锁”和预紧力的双重作用下不可能回转松动,预紧力的主要作用变为“联接”,克服了有些现用螺栓单纯依靠增加预紧力进行防松的不足,锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)可不再需要太大的预紧力;另外根据背景技术中“当螺栓轴向预紧力由 $0.25\sigma_s$ 增加到 $0.45\sigma_s$ 时,防松效果提高13.2倍”,得出“当螺栓轴向预紧力由 $0.25\sigma_s$ 增加到 $0.4\sigma_s$ 时,防松效果提高10倍左右”,因此不论是高强度螺栓还是普通螺栓,若紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)的预紧力控制在 $0.4\sigma_s$,能提高使用寿命和保证最大强度(在承受冲击载荷时),加上反旋向螺纹“互锁”的双重作用,能够满足预紧及防松要求。在特殊情况下,紧固螺栓(3)或锁紧螺栓(4)的预紧力会低于 $0.4\sigma_s$,由于紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)的总预紧力等于二者的预紧力之和,总预紧力相当于作用在实体螺栓上的预紧力,若实体螺栓预紧力不小于 $0.4\sigma_s$,也能满足预紧及防松要求。

[0136] 锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)直径的选择以及预紧力的分配计算:

[0137] 第1种计算方法.根据背景技术中“双螺母防松结构受力以 $P_1=0.2P, P_2=0.8P$ 较

为合适”计算选择锁紧螺栓(4)的直径。

[0138] 以图10中联接件使用8.8级M30×2螺纹联接为例,实体螺栓直径 $D=30\text{mm}$,螺杆有效拉伸长度 $L=65\text{mm}$ (等于两联接件厚度之和),螺母以1450Nm力矩拧紧,实体螺栓预紧力 $P=269\text{kN}$ 时,螺栓弹性伸长量 $\Delta L=0.118\text{mm}$,螺栓应力 $\sigma=381\text{Mpa}$,屈服强度 $\sigma_s=640\text{Mpa}$, $\sigma/\sigma_s=0.6$ (计算过程见背景技术“螺栓伸长量计算举例”)。实体螺栓变成紧固螺栓(3)以及锁紧螺栓(4)后和反旋向螺母(9)一起对联接件进行紧固,紧固螺栓(3)的直径(外径)、材质、加工工艺、弹性模量、螺纹以及有效拉伸长度和实体螺栓相同。

[0139] 锁紧螺栓(4)的预紧力 $F_1=P_1=0.2P$,紧固螺栓(3)的预紧力 $F_2=P_2=0.8P$,紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)的总预紧力 $F=F_1+F_2=0.2P+0.8P=P$ 。

[0140] 反旋向螺母(9)紧固螺纹的长度为 25.6mm (取1型M30×2六角螺母厚度 $M_{\max}=25.6\text{mm}$,也可取其他数值),锁紧螺纹和紧固螺纹之间的内侧净距离为 10.7mm (取M24×2六角盖形螺母 $G1_{\max}$ 第一系列值 10.7mm ,也可取第二系列值 7.3mm 或其他合适数值),紧固螺栓(3)的头部高度取公称高度 $K=18.7\text{mm}$,所以锁紧螺栓(4)的有效拉伸长度 $L_1=120\text{mm}$ ($L_1=65+25.6+10.7+18.7=120\text{mm}$)。紧固螺栓(3)的有效拉伸长度 $L_2=L=65\text{mm}$ 。

[0141] 若锁紧螺栓(4)的材质、加工工艺、弹性模量、应力等和实体螺栓相同,只是锁紧螺栓(4)有效拉伸长度 L_1 和实体螺栓相比增加到 120mm ,故其弹性伸长量 ΔL_1 应按正比例增加到 0.218mm ($\Delta L_1=\Delta L\times 120/L=0.118\times 120/65=0.218\text{mm}$)。

[0142] 若锁紧螺栓(4)预紧力 $F_1=P_1=0.2P=0.2\times 269=53.8\text{kN}$,锁紧螺栓(4)的截面积 S_1 为:

[0143] $S_1=F_1\times L_1/(E\times \Delta L_1)=53.8\times 10^3\times 120\times 10^{-3}/(210\times 10^9\times 0.218\times 10^{-3})=141.0\text{mm}^2$

[0144] 锁紧螺栓(4)的直径 d 为:

[0145] $d=(4\times S_1/3.14)^{1/2}=(4\times 141.0/3.14)^{1/2}=13.4\text{mm}$

[0146] 取 $d=14\text{mm}$,选择8.8级M14螺栓作为锁紧螺栓(4),锁紧螺栓(4)的截面积 S_1 为:

[0147] $S_1=3.14\times d^2/4=3.14\times 14^2\times 10^{-6}/4=153.9\text{mm}^2$

[0148] 实体螺栓的截面积 S 为:

[0149] $S=3.14\times D^2/4=3.14\times 30^2\times 10^{-6}/4=706.5\text{mm}^2$

[0150] 因锁紧螺栓(4)直径和紧固螺孔(3)杆体中心孔的内径相差很小,间隙可忽略不计,所以8.8级紧固螺栓(3)的截面积 S_2 为:

[0151] $S_2=S-S_1=706.5-153.9=552.6\text{mm}^2$

[0152] 紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)在预紧力作用下,弹性伸长量一般不会相同,但在承担工作载荷时,弹性伸长量相同。最佳情况是:紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)在预紧力以及最大工作载荷的作用下共同接近或到达屈服强度,达到抵抗载荷的最大承载能力(抗拉能力),即“要求紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)从预紧力开始加载到屈服强度时的弹性伸长量相同”,简称为“弹性伸长量相同的要求”。

[0153] 计算锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)的预紧力和螺栓最大承载能力:

[0154] 根据背景技术中“高强度螺栓连接必须采用较大的预紧力,一般预紧力应为该螺栓材料屈服强度的70%~81.2%”,因此高强度螺栓预紧力可取 $0.8\sigma_s$ 。参考螺母(螺栓)转角控制预紧力的误差大约在 $\pm 15\%$,考虑预紧力操作误差的影响,防止预紧力高于 $0.8\sigma_s$,

故预紧力取 $0.68\sigma_s$ ($0.8 \times 0.85 = 0.68$)。若预紧力达到上限115%，则实际预紧力为 $0.78\sigma_s$ ($0.68 \times 1.15 = 0.78 < 0.8$)，符合背景技术中“采用螺栓的预紧力小于螺栓的材料屈服极限的80%，并尽量取较高值”的要求。

[0155] 1.1若锁紧螺栓(4)预紧力 F_1 取 $0.68\sigma_s$ (即预紧应力 $\sigma_1 = 0.68\sigma_s$)，根据“弹性伸长量相同的要求”，计算上述“以图10中联接件使用8.8级M30×2螺纹联接为例”(第1种计算方法相关内容)紧固螺栓(3)预紧力 F_2 和螺栓最大承载能力。

[0156] 锁紧螺栓(4)从零加载到屈服强度时弹性伸长量为 ΔL_{1q} ，从零加载到预紧力 F_1 时弹性伸长量为 ΔL_1 ，从预紧力 F_1 开始加载到屈服强度时弹性伸长量为 ΔL_{1z} ，因此 $\Delta L_{1z} = \Delta L_{1q} - \Delta L_1$ 。

[0157] 锁紧螺栓(4)的预紧力 F_1 为：

[0158] $F_1 = \sigma_1 \times S_1 = 0.68 \times \sigma_s \times 3.14 \times d^2 / 4 = 0.68 \times 640 \times 10^6 \times 3.14 \times (14 \times 10^{-3})^2 / 4 = 66960N \approx 67KN$

[0159] 锁紧螺栓(4)从零加载到屈服强度时的拉力 F_{1q} 为：

[0160] $F_{1q} = \sigma_s \times S_1 = \sigma_s \times 3.14 \times d^2 / 4 = 640 \times 10^6 \times 3.14 \times 14^2 \times 10^{-6} / 4 = 98470N \approx 98.5KN$

[0161] 锁紧螺栓(4)从零加载到屈服强度时，弹性伸长量 ΔL_{1q} 为：

[0162] $\Delta L_{1q} = F_{1q} \times L_1 / (E \times S_1) = \sigma_s \times L_1 / E = 640 \times 10^6 \times 120 \times 10^{-3} / (210 \times 10^9) = 0.366mm$

[0163] 锁紧螺栓(4)从零加载到预紧力 F_1 时，弹性伸长量 ΔL_1 为：

[0164] $\Delta L_1 = F_1 \times L_1 / (E \times S_1) = \sigma_1 \times L_1 / E = 0.68 \times \sigma_s \times L_1 / E = 0.68 \times 640 \times 10^3 \times 120 \times 10^{-3} / (210 \times 10^9) = 0.249mm$

[0165] 锁紧螺栓(4)从预紧力 F_1 开始加载到屈服强度时，弹性伸长量 ΔL_{1z} 为：

[0166] $\Delta L_{1z} = \Delta L_{2z} = \Delta L_{1q} - \Delta L_1 = 0.366 - 0.249 = 0.117mm$

[0167] 紧固螺栓(3)预紧力的确定：

[0168] 紧固螺栓(3)从零加载到屈服强度时弹性伸长量为 ΔL_{2q} ，从预紧力开始加载到屈服强度时弹性伸长量为 ΔL_{2z} ，根据“弹性伸长量相同的要求”， $\Delta L_{2z} = \Delta L_{1z}$ ；紧固螺栓(3)从零加载到预紧力时弹性伸长量为 ΔL_2 ，因为 $\Delta L_2 = \Delta L_{2q} - \Delta L_{2z} = \Delta L_{2q} - \Delta L_{1z}$ ，故从零加载到 ΔL_2 所需的拉力即为紧固螺栓(3)的预紧力 F_2 。

[0169] 紧固螺栓(3)从零加载到屈服强度时的拉力 F_{2q} 为：

[0170] $F_{2q} = \sigma_s \times S_2 = \sigma_s \times (3.14 \times D^2 / 4 - 3.14 \times d^2 / 4) = 640 \times 10^6 \times 3.14 \times [(30 \times 10^{-3})^2 / 4 - (14 \times 10^{-3})^2 / 4] = 353689N \approx 353.7KN$

[0171] 紧固螺栓(3)从零加载到屈服强度时，弹性伸长量 ΔL_{2q} 为：

[0172] $\Delta L_{2q} = F_{2q} \times L_2 / (E \times S_2) = \sigma_s \times L_2 / E = 640 \times 10^6 \times 65 \times 10^{-3} / (210 \times 10^9) = 0.198mm$

[0173] 根据“弹性伸长量相同的要求”，紧固螺栓(3)从零加载到预紧力 F_2 时弹性伸长量 ΔL_2 为：

[0174] $\Delta L_2 = \Delta L_{2q} - \Delta L_{1z} = 0.198 - 0.117 = 0.081mm$

[0175] 紧固螺栓(3)从零加载到 $\Delta L_2 = 0.081mm$ 时所需的拉力即预紧力 F_2 为：

[0176] $F_2 = \Delta L_2 \times E \times S_2 / L_2 = \Delta L_2 \times E \times 3.14 \times [(D \times 10^{-3} / 2)^2 - (d \times 10^{-3} / 2)^2] / L_2 =$

$0.081 \times 10^{-3} \times 210 \times 10^9 \times 3.14 \times [(30 \times 10^{-3}/2)^2 - (14 \times 10^{-3}/2)^2] / (65 \times 10^{-3}) = 144621N \approx 144.6KN$

[0177] 紧固螺栓 (3) 在预紧力为F2时的应力 σ_2 (即预紧应力)为:

[0178] $\sigma_2 = F_2/S_2 = F_2 / (3.14 \times D^2/4 - 3.14 \times d^2/4) = 144.6 \times 10^3 / (3.14 \times 30^2 \times 10^{-6}/4 - 3.14 \times 14^2 \times 10^{-6}/4) = 262Mpa$

[0179] $\sigma_2/\sigma_s = 262/640 = 0.41 > 0.4$ (符合要求)

[0180] 锁紧螺栓 (4) 和紧固螺栓 (3) 的总预紧力 $F = F_1 + F_2 = 67 + 144.6 = 211.6kN$ 。

[0181] 当8.8级M30×2实体螺栓预紧力 $P = F = 211.6kN$ 时,应力 σ 为:

[0182] $\sigma = P/S = F / (3.14 \times D^2/4) = 211.6 \times 10^3 / (3.14 \times 30^2 \times 10^{-6}/4) = 300Mpa$

[0183] $\sigma/\sigma_s = 300/640 = 0.47 > 0.4$ (符合要求)

[0184] 当锁紧螺栓 (4) 的预紧力 F_1 取 $0.68\sigma_s$ 时,紧固螺栓 (3) 的预紧力 F_2 为 $0.41\sigma_s$,相当于8.8级M30×2实体螺栓预紧力为 $0.47\sigma_s$,高于 $0.4\sigma_s$,能满足预紧和防松要求。

[0185] 锁紧螺栓 (4) 和紧固螺栓 (3) 的最大承载能力为:

[0186] $F_{1q} + F_{2q} = 98.5 + 353.7 = 452.2kN \approx 450kN$

[0187] 当锁紧螺栓 (4) 的预紧力为 $0.68\sigma_s$ 时,紧固螺栓 (3) 的预紧力为 $0.41\sigma_s$,只是从理论计算上证明锁紧螺栓 (4) 和紧固螺栓 (3) 在工作载荷的作用下,同步到达屈服强度时弹性伸长量为 $0.117mm$ 。螺栓联接时都有安全系数,在选型设计时一般不会达到屈服强度,更不会使螺栓过载。

[0188] 1.2考虑预紧力操作误差 $\pm 15\%$ 的影响,若锁紧螺栓 (4) 和紧固螺栓 (3) 的预紧力都取上限 115% ,根据1.1相关计算结果,锁紧螺栓 (4) 预紧力 F_1 为 $0.78\sigma_s$ ($0.68 \times 1.15 = 0.78$),即预紧应力 $\sigma_1 = 0.78\sigma_s$;紧固螺栓 (3) 预紧力 F_2 为 $0.47\sigma_s$ ($0.41 \times 1.15 = 0.47$),即预紧应力 $\sigma_2 = 0.47\sigma_s$,计算螺栓的总预紧力 F 和最大承载能力。

[0189] 锁紧螺栓 (4) 的预紧力 F_1 为:

[0190] $F_1 = \sigma_1 \times S_1 = 0.78 \times \sigma_s \times 3.14 \times d^2/4 = 0.78 \times 640 \times 10^6 \times 3.14 \times (14 \times 10^{-3})^2/4 = 76807N \approx 76.8kN$

[0191] 紧固螺栓 (3) 的预紧力 F_2 为:

[0192] $F_2 = \sigma_2 \times S_2 = 0.47 \times \sigma_s \times 3.14 \times [(D \times 10^{-3}/2)^2 - (d \times 10^{-3}/2)^2] = 0.47 \times 640 \times 3.14 \times [(30 \times 10^{-3}/2)^2 - (14 \times 10^{-3}/2)^2] = 166234N \approx 166.2kN$

[0193] 锁紧螺栓 (4) 和紧固螺栓 (3) 的总预紧力 $F = F_1 + F_2 = 76.8 + 166.2 = 243kN$ 。

[0194] 若8.8级M30×2实体螺栓预紧力 $P = F = 243kN$,应力 σ 为:

[0195] $\sigma = P/S = F / (3.14 \times D^2/4) = 243 \times 10^3 / (3.14 \times 30^2 \times 10^{-6}/4) = 344Mpa$

[0196] $\sigma/\sigma_s = 344/640 = 0.54 > 0.4$ (符合要求)

[0197] 当锁紧螺栓 (4) 预紧力为 $0.78\sigma_s$,紧固螺栓 (3) 预紧力为 $0.47\sigma_s$ 时,相当于8.8级M30×2实体螺栓预紧力为 $0.54\sigma_s$,高于 $0.4\sigma_s$,能够满足防松要求。

[0198] 锁紧螺栓 (4) 从零加载到屈服强度时拉力 $F_{1q} = 98.5kN$:

[0199] $F_{1q} = \sigma_s \times S_1 = 98470N \approx 98.5kN$ (计算过程见1.1计算方法)

[0200] 锁紧螺栓 (4) 从零加载到屈服强度时,弹性伸长量 $\Delta L_{1q} = 0.366mm$:

[0201] $\Delta L_{1q} = F_{1q} \times L_1 / (E \times S_1) = 0.366mm$ (计算过程见1.1计算方法)

[0202] 锁紧螺栓 (4) 从零加载到预紧力 F_1 时,弹性伸长量 ΔL_1 为:

[0203] $\Delta L1 = F1 \times L1 / (E \times S1) = \sigma1 \times L1 / E = 0.78 \times \sigma_s \times L1 / E = 0.78 \times 640 \times 10^3 \times 120 \times 10^{-3} / (210 \times 10^9) = 0.285\text{mm}$

[0204] 锁紧螺栓(4)从预紧力F1开始加载到屈服强度时,弹性伸长量 $\Delta L1z$ 为:

[0205] $\Delta L1z = \Delta L2z = \Delta L1q - \Delta L1 = 0.366 - 0.285 = 0.081\text{mm}$

[0206] 紧固螺栓(3)从零加载到屈服强度时,弹性伸长量 $\Delta L2q = 0.198\text{mm}$:

[0207] $\Delta L2q = F2q \times L2 / (E \times S2) = 0.198\text{mm}$ (计算过程见1.1计算方法)

[0208] 紧固螺栓(3)从零加载到预紧力F2时,弹性伸长量 $\Delta L2$ 为:

[0209] $\Delta L2 = F2 \times L2 / (E \times S2) = \sigma2 \times L2 / E = 0.47 \times \sigma_s \times L2 / E = 0.47 \times 640 \times 10^3 \times 65 \times 10^{-3} / (210 \times 10^9) = 0.093\text{mm}$

[0210] 紧固螺栓(3)从预紧力F2开始加载到屈服强度时,弹性伸长量 $\Delta L2z$ 为:

[0211] $\Delta L2z = \Delta L2q - \Delta L2 = 0.198 - 0.093 = 0.105\text{mm} > \Delta L1z = 0.081\text{mm}$

[0212] 说明锁紧螺栓(4)比紧固螺栓(3)提前达到屈服强度,二者同步增加的弹性伸长量为 $\Delta L1z = 0.081\text{mm}$,紧固螺栓(3)从 $\Delta L2 = 0.093\text{mm}$ 开始与锁紧螺栓(4)同步增加 $\Delta L1z = 0.081\text{mm}$ 时所需的拉力Fj为:

[0213] $Fj = (\Delta L2 + \Delta L1z) \times E \times S2 / L2 = (\Delta L2 + \Delta L1z) \times E \times 3.14 \times [(D \times 10^{-3} / 2)^2 - (d \times 10^{-3} / 2)^2] / L2 = (0.093 + 0.081) \times 210 \times 10^9 \times 3.14 \times [(30 \times 10^{-3} / 2)^2 - (14 \times 10^{-3} / 2)^2] / (65 \times 10^{-3}) = 310669\text{N} \approx 310.7\text{KN}$

[0214] 紧固螺栓(3)达到拉力Fj即弹性伸长量为 $\Delta L2 + \Delta L1z = 0.093 + 0.081 = 0.174\text{mm}$ 时(尚未达到 $\Delta L2q = 0.198\text{mm}$),锁紧螺栓(4)已到达屈服强度($\Delta L1q$ 已达到 0.366mm)。

[0215] 锁紧螺栓(4)在到达屈服强度时和紧固螺栓(3)一起达到最大承载能力,其值为:

[0216] $F1q + Fj = 98.5 + 310.7 = 409.2\text{KN} \approx 410\text{KN}$

[0217] 1.3考虑预紧力操作误差 $\pm 15\%$ 的影响,若锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)的预紧力都取下限 85% ,根据1.1相关计算结果,锁紧螺栓(4)预紧力F1为 $0.58\sigma_s$ ($0.68 \times 0.85 = 0.58$),即预紧应力 $\sigma1 = 0.58\sigma_s$;紧固螺栓(3)预紧力F2为 $0.35\sigma_s$ ($0.41 \times 0.85 = 0.35$),即预紧应力 $\sigma2 = 0.35\sigma_s$,计算螺栓的总预紧力F和最大承载能力。

[0218] 锁紧螺栓(4)的预紧力F1为:

[0219] $F1 = \sigma1 \times S1 = 0.58 \times \sigma_s \times 3.14 \times d^2 / 4 = 0.58 \times 640 \times 10^6 \times 3.14 \times (14 \times 10^{-3})^2 / 4 = 57113\text{N} \approx 57.1\text{KN}$

[0220] 紧固螺栓(3)的预紧力F2为:

[0221] $F2 = \sigma2 \times S2 = 0.35 \times \sigma_s \times 3.14 \times [(D \times 10^{-3} / 2)^2 - (d \times 10^{-3} / 2)^2] = 0.35 \times 640 \times 3.14 \times [(30 \times 10^{-3} / 2)^2 - (14 \times 10^{-3} / 2)^2] = 123791\text{N} \approx 123.8\text{KN}$

[0222] 锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)的总预紧力 $F = F1 + F2 = 57.1 + 123.8 = 180.9\text{kN}$ 。

[0223] 当8.8级M30 \times 2实体螺栓预紧力 $P = F = 180.9\text{kN}$ 时,应力 σ 为:

[0224] $\sigma = P / S = F / (3.14 \times D^2 / 4) = 180.9 \times 10^3 / (3.14 \times 30^2 \times 10^{-6} / 4) = 256\text{Mpa}$

[0225] $\sigma / \sigma_s = 256 / 640 = 0.4$ (符合要求)

[0226] 在锁紧螺栓(4)预紧力为 $0.58\sigma_s$,紧固螺栓(3)预紧力为 $0.35\sigma_s$ 时,相当于8.8级M30 \times 2实体螺栓预紧力为 $0.4\sigma_s$,可用于一些要求适当降低预紧力的场合,能满足防松要求。

[0227] 锁紧螺栓(4)从零加载到屈服强度时的拉力 $F1q = 98.5\text{KN}$:

- [0228] $F_{1q} = \sigma_s \times S_1 = 98470\text{N} \approx 98.5\text{KN}$ (计算过程见1.1计算方法)
- [0229] 锁紧螺栓(4)从零加载到屈服强度时,弹性伸长量 $\Delta L_{1q} = 0.366\text{mm}$:
- [0230] $\Delta L_{1q} = F_{1q} \times L_1 / (E \times S_1) = 0.366\text{mm}$ (计算过程见1.1计算方法)
- [0231] 锁紧螺栓(4)从零加载到预紧力 F_1 时,弹性伸长量 ΔL_1 为:
- [0232] $\Delta L_1 = F_1 \times L_1 / (E \times S_1) = \sigma_1 \times L_1 / E = 0.58 \times \sigma_s \times L_1 / E = 0.58 \times 640 \times 10^3 \times 120 \times 10^{-3} / (210 \times 10^9) = 0.212\text{mm}$
- [0233] 锁紧螺栓(4)从预紧力 F_1 开始加载到屈服强度时,弹性伸长量 ΔL_{1z} 为:
- [0234] $\Delta L_{1z} = \Delta L_{2z} = \Delta L_{1q} - \Delta L_1 = 0.366 - 0.212 = 0.154\text{mm}$
- [0235] 紧固螺栓(3)从零加载到屈服强度时,弹性伸长量 $\Delta L_{2q} = 0.198\text{mm}$:
- [0236] $\Delta L_{2q} = F_{2q} \times L_2 / (E \times S_2) = 0.198\text{mm}$ (计算过程见1.1计算方法)
- [0237] 紧固螺栓(3)从零加载到预紧力 F_2 时,弹性伸长量 ΔL_2 为:
- [0238] $\Delta L_2 = F_2 \times L_2 / (E \times S_2) = \sigma_2 \times L_2 / E = 0.35 \times \sigma_s \times L_2 / E = 0.35 \times 640 \times 10^3 \times 65 \times 10^{-3} / (210 \times 10^9) = 0.069\text{mm}$
- [0239] 紧固螺栓(3)从预紧力 F_2 开始加载到屈服强度时,弹性伸长量 ΔL_{2z} 为:
- [0240] $\Delta L_{2z} = \Delta L_{2q} - \Delta L_2 = 0.198 - 0.069 = 0.129\text{mm} < \Delta L_{1z} = 0.154\text{mm}$
- [0241] 说明紧固螺栓(3)比锁紧螺栓(4)提前达到屈服强度,二者同步增加的弹性伸长量为 $\Delta L_{2z} = 0.129\text{mm}$,锁紧螺栓(4)从 $\Delta L_1 = 0.212\text{mm}$ 开始与紧固螺栓(3)同步增加 $\Delta L_{2z} = 0.129\text{mm}$ 时所需的拉力 F_s 为:
- [0242] $F_s = (\Delta L_1 + \Delta L_{2z}) \times E \times S_1 / L_1 = (\Delta L_1 + \Delta L_{2z}) \times E \times 3.14 \times (d \times 10^{-3} / 2)^2 / L_1 = (0.212 + 0.129) \times 210 \times 10^9 \times 3.14 \times (14 \times 10^{-3} / 2)^2 / (120 \times 10^{-3}) = 91816\text{N} \approx 91.8\text{KN}$
- [0243] 锁紧螺栓(4)达到拉力 F_s 即弹性伸长量为 $\Delta L_1 + \Delta L_{2z} = 0.212 + 0.129 = 0.341\text{mm}$ 时(尚未达到 $\Delta L_{1q} = 0.366\text{mm}$),紧固螺栓(3)已到达屈服强度(ΔL_{2q} 已达到 0.198mm)。
- [0244] 紧固螺栓(3)在到达屈服强度时和锁紧螺栓(4)一起达到最大承载能力,其值为:
- [0245] $F_{2q} + F_s = 353.7 + 91.8 = 445.5\text{KN} \approx 450\text{KN}$
- [0246] 1.4若锁紧螺栓(4)预紧力 F_1 取 $0.68\sigma_s$ (即预紧应力 $\sigma_1 = 0.68\sigma_s$),不采用“弹性伸长量相同的要求”的计算方法,紧固螺栓(3)预紧力 F_2 直接取实体螺栓剩余的预紧力为 $P - F_1$,计算螺栓的最大承载能力,此方法称为“剩余预紧力”计算方法。
- [0247] 采用“剩余预紧力”计算方法计算上述“以图10中联接件使用8.8级 $M30 \times 2$ 螺纹联接为例”(第1种计算方法相关内容)的螺栓最大承载能力。
- [0248] 当锁紧螺栓(4)的预紧力取 $0.68\sigma_s$ 时 $F_1 = 67\text{KN}$:
- [0249] $F_1 = \sigma_1 \times S_1 = 66960\text{N} \approx 67\text{KN}$ (计算过程见1.1计算方法)
- [0250] 锁紧螺栓(4)从零加载到屈服强度时的拉力 $F_{1q} = 98.5\text{KN}$:
- [0251] $F_{1q} = \sigma_s \times S_1 = 98470\text{N} \approx 98.5\text{KN}$ (计算过程见1.1计算方法)
- [0252] 锁紧螺栓(4)从零加载到屈服强度时,弹性伸长量 $\Delta L_{1q} = 0.366\text{mm}$:
- [0253] $\Delta L_{1q} = F_{1q} \times L_1 / (E \times S_1) = 0.366\text{mm}$ (计算过程见1.1计算方法)
- [0254] 锁紧螺栓(4)从零加载到预紧力 F_1 时,弹性伸长量 $\Delta L_1 = 0.249\text{mm}$:
- [0255] $\Delta L_1 = F_1 \times L_1 / (E \times S_1) = 0.249\text{mm}$ (计算过程见1.1计算方法)
- [0256] 锁紧螺栓(4)从预紧力 F_1 开始加载到屈服强度时,弹性伸长量 ΔL_{1z} 为:
- [0257] $\Delta L_{1z} = \Delta L_{1q} - \Delta L_1 = 0.366 - 0.249 = 0.117\text{mm}$

[0258] 紧固螺栓 (3) 的预紧力 F_2 和应力 σ_2 为:

$$[0259] \quad F_2 = P - F_1 = 269 - 67 = 202 \text{ kN}$$

$$[0260] \quad \sigma_2 = F_2 / S_2 = F_2 / (3.14 \times D^2 / 4 - 3.14 \times d^2 / 4) = 202 \times 10^3 / [3.14 \times (30 \times 10^{-3})^2 / 4 - 3.14 \times (14 \times 10^{-3})^2 / 4] = 366 \text{ Mpa}$$

$$[0261] \quad \sigma_2 / \sigma_s = 366 / 640 = 0.57 > 0.4 \text{ (符合要求)}$$

[0262] 紧固螺栓 (3) 从零加载到预紧力 F_2 时,弹性伸长量 ΔL_2 为:

$$[0263] \quad \Delta L_2 = F_2 \times L_2 / (E \times S_2) = \sigma_2 \times L_2 / E = 0.57 \times \sigma_s \times L_2 / E = 0.57 \times 640 \times 10^3 \times 65 \times 10^{-3} / (210 \times 10^9) = 0.113 \text{ mm}$$

[0264] 紧固螺栓 (3) 从零加载到屈服强度时,弹性伸长量 ΔL_{2q} 为:0.198mm:

$$[0265] \quad \Delta L_{2q} = F_{2q} \times L_2 / (E \times S_2) = 0.198 \text{ mm (计算过程见1.1计算方法)}$$

[0266] 紧固螺栓 (3) 从预紧力 F_2 开始加载到屈服强度时,弹性伸长量 ΔL_{2z} 为:

$$[0267] \quad \Delta L_{2z} = \Delta L_{2q} - \Delta L_2 = 0.198 - 0.113 = 0.085 \text{ mm} < \Delta L_{1z} = 0.117 \text{ mm}$$

[0268] 说明紧固螺栓 (3) 比锁紧螺栓 (4) 提前达到屈服强度,二者同步增加的弹性伸长量为 $\Delta L_{2z} = 0.085 \text{ mm}$,锁紧螺栓 (4) 从 $\Delta L_1 = 0.249 \text{ mm}$ 开始与紧固螺栓 (3) 同步增加 $\Delta L_{2z} = 0.085 \text{ mm}$ 时所需的拉力 F_s 为:

$$[0269] \quad F_s = (\Delta L_1 + \Delta L_{2z}) \times E \times S_1 / L_1 = (\Delta L_1 + \Delta L_{2z}) \times E \times 3.14 \times (d \times 10^{-3} / 2)^2 / L_1 = (0.249 + 0.085) \times 210 \times 10^9 \times 3.14 \times (14 \times 10^{-3} / 2)^2 / (120 \times 10^{-3}) = 89931 \text{ N} \approx 89.9 \text{ kN}$$

[0270] 锁紧螺栓 (4) 达到拉力 F_s 即弹性伸长量为 $\Delta L_1 + \Delta L_{2z} = 0.249 + 0.085 = 0.334 \text{ mm}$ 时(尚未达到 $\Delta L_{1q} = 0.366 \text{ mm}$),紧固螺栓 (3) 已到达屈服强度(ΔL_{2q} 已达到 0.198 mm)。

[0271] 紧固螺栓 (3) 在到达屈服强度时和锁紧螺栓 (4) 一起达到最大承载能力,其值为:

$$[0272] \quad F_{2q} + F_s = 353.7 + 89.9 = 443.6 \text{ kN} \approx 440 \text{ kN}$$

[0273] 当使用高强度螺栓时,若考虑预紧力操作误差 $\pm 15\%$ 的影响,锁紧螺栓 (4) 和紧固螺栓 (3) 的预紧力较高值可取 $0.68\sigma_s$ ($0.8 \times 0.85 = 0.68$),较低值可取 $0.47\sigma_s$ ($0.4 / 0.85 = 0.471 \approx 0.47$),中间值可取较高值和较低值的平均值 $0.58\sigma_s$ ($0.68 / 2 + 0.47 / 2 = 0.575 \approx 0.58$)。若锁紧螺栓 (4) 和紧固螺栓 (3) 的预紧力都取较高值 $0.68\sigma_s$,考虑预紧力上限 115% ,预紧力为 $0.78\sigma_s$ ($0.68 \times 1.15 = 0.78$),也不超过 $0.8\sigma_s$;若都取较低值 $0.47\sigma_s$,考虑预紧力下限 85% ,预紧力为 $0.4\sigma_s$ ($0.47 \times 0.85 = 0.3995 \approx 0.4$),也能满足要求。

[0274] 由于预紧力操作误差的影响,实现“弹性伸长量相同的要求”(即1.1计算方法)较困难,1.1计算方法在需要时提供参考,因此当实体螺栓预紧力确定后,可采用1.4计算方法进行计算紧固螺栓 (3) 和锁紧螺栓 (4) 的预紧力。1.2和1.3计算方法的区别只是锁紧螺栓 (4) 和紧固螺栓 (3) 达到屈服强度的先后顺序不同。

[0275] 第2种计算方法。根据背景技术中“高强度螺栓连接必须采用较大的预紧力,一般预紧力应为该螺栓材料屈服强度的 $70\% \sim 81.2\%$ ”,按预紧应力 $\sigma_1 = 0.8\sigma_s$ 和预紧力 $P_1 = 0.2P$ 选择锁紧螺栓 (4) 的直径。

[0276] 同上第1种计算方法的“以图10中联接件使用8.8级 $M30 \times 2$ 实体螺栓联接为例”,8.8级螺栓屈服强度 σ_s 为 640 Mpa ,锁紧螺栓 (4) 的应力 σ_1 为:

$$[0277] \quad \sigma_1 = 0.8\sigma_s = 0.8 \times 640 = 512 \text{ Mpa}$$

[0278] 锁紧螺栓 (4) 预紧力 $F_1 = P_1 = 0.2P = 0.2 \times 269 = 53.8 \text{ kN}$ 时,锁紧螺栓 (4) 的截面积 S_1 为:

[0279] $S_1 = F_1 / \sigma_1 = 53.8 \times 10^3 / (512 \times 10^6) = 105.08 \text{mm}^2$

[0280] 锁紧螺栓(4)的直径d为:

[0281] $d = (4 \times S_1 / 3.14)^{1/2} = (4 \times 105.08 / 3.14)^{1/2} = 11.57 \text{mm}$

[0282] 锁紧螺栓(4)直径d与实体螺栓直径D的比值为:

[0283] $d/D = 11.57/30 = 0.39 \approx 0.4$

[0284] 因此8.8级锁紧螺栓(4)在 $\sigma_1/\sigma_s = 0.8$ 、预紧力 $F_1 = 0.2P$ 时,锁紧螺栓(4)的直径d等于实体螺栓或紧固螺栓(3)直径D的0.4倍,即 $d = 0.4D$ 。

[0285] 可把锁紧螺栓(4)的直径 $d = 0.4D$ 作为下限,因为锁紧螺栓(4)应力 σ_1 已到达极限,但紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)若使用不同的材料,锁紧螺栓(4)的屈服强度相对较高,锁紧螺栓(4)的截面积仍可继续变小,锁紧螺栓(4)的直径可再降低。

[0286] 若锁紧螺栓(4)的直径d取12mm,可选择8.8级M12螺栓作为锁紧螺栓(4)。

[0287] 锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)的预紧力计算等可参照第1种计算方法中1.4相关内容。

[0288] 第3种计算方法,以紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)截面积相等计算选择锁紧螺栓(4)的直径。

[0289] 实体螺栓的截面积S为:

[0290] $S = 3.14 \times (D/2)^2 = 3.14 \times D^2/4$

[0291] 实体螺栓变成紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)后,锁紧螺栓(4)的截面积 S_1 为:

[0292] $S_1 = 3.14 \times (d/2)^2 = 3.14 \times d^2/4$

[0293] 紧固螺栓(3)的截面积 S_2 为:

[0294] $S_2 = S - S_1 = 3.14 \times (D/2)^2 - 3.14 \times (d/2)^2 = 3.14 \times D^2/4 - 3.14 \times d^2/4$

[0295] 若要求锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)的截面积相等,则:

[0296] $S_1 = S_2 = 3.14 \times D^2/4 - 3.14 \times d^2/4 = 3.14 \times d^2/4$

[0297] 计算得: $d = (D/2)^{1/2}$

[0298] 锁紧螺栓(4)直径d与实体螺栓直径D的比值为:

[0299] $d/D = (1/2)^{1/2} = 1/1.414 = 0.707$

[0300] 可以把 $d = 0.707D$ 作为上限,锁紧螺栓(4)最大直径为 $0.707D$,锁紧螺栓(4)直径可取略小于 $0.707D$ 的整数,在螺栓材质和加工工艺相同时,锁紧螺栓(4)截面积不可能大于紧固螺栓(3)截面积,否则会影响紧固螺栓(3)的强度。但紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)若使用不同的材料或加工工艺,紧固螺栓(3)屈服强度相对较高,在锁紧螺栓(4)截面积大于紧固螺栓(3)截面积时,紧固螺栓(3)承载能力仍然相对较大,则锁紧螺栓(4)直径可再增大。

[0301] 锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)的预紧力计算等同样可参照第1种计算方法中1.4相关内容。

[0302] 第4种计算方法,根据背景技术中“高强度螺栓连接必须采用较大的预紧力,一般预紧力应为该螺栓材料屈服强度的70%~81.2%”,以紧固螺栓(3)最大预紧力 F_{\max} 等于实体螺栓预紧力P进行选择锁紧螺栓(4)直径,并要求紧固螺栓(3)预紧力 F_2 不大于 $0.8\sigma_s$ 。

[0303] 因实体螺栓预紧力P等于紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)的预紧力之和,即总预紧力F,但在拧紧锁紧螺栓(4)后紧固螺栓(3)预紧力 F_2 将减小,减小的幅值等于锁紧螺栓(4)的预紧力 F_1 ,若要求紧固螺栓(3)在拧紧锁紧螺栓(4)后也能够达到所需的预紧力,所以装配

紧固螺栓 (3) 时最大预紧力 F_{\max} 应等于实体螺栓预紧力 P 。此种情况同样适用于第 1 种、第 2 种和第 3 种计算方法。

[0304] 同上第 1 种计算方法的“以图 10 中联接件使用 8.8 级 $M30 \times 2$ 实体螺栓联接为例”，选择 8.8 级 $M14$ 螺栓作为锁紧螺栓 (4)，锁紧螺栓 (4) 的预紧力为 $F_1 = 67\text{KN}$ ，紧固螺栓 (3) 的预紧力为 $F_2 = 202\text{KN}$ (1.4 计算方法得出的结果)。紧固螺栓 (3) 的最大预紧力 $F_{\max} = P = F = F_1 + F_2 = 67 + 202 = 269\text{KN}$ ，锁紧螺栓 (4) 加载预紧力后 ($F_1 = 67\text{KN}$)，紧固螺栓 (3) 实际预紧力为 $F_2 = F_{\max} - F_1 = 269 - 67 = 202\text{KN}$ ，但在拆除锁紧螺栓 (4) 后，紧固螺栓 (3) 的预紧力 F_2 又反弹还原成 F_{\max} ，即 $F_2 = F_{\max} = 269\text{KN}$ 。

[0305] 实体螺栓的截面积 S 为：

$$[0306] \quad S = 3.14 \times (D/2)^2 = 3.14 \times D^2/4$$

[0307] 锁紧螺栓 (4) 的截面积 S_1 为：

$$[0308] \quad S_1 = 3.14 \times (d/2)^2 = 3.14 \times d^2/4$$

[0309] 紧固螺栓 (3) 的截面积 S_2 为：

$$[0310] \quad S_2 = S - S_1 = 3.14 \times (D/2)^2 - 3.14 \times (d/2)^2 = 3.14 \times (D^2 - d^2) / 4$$

[0311] 实体螺栓达到 λ 倍屈服强度时的拉力即预紧力 P 为：

$$[0312] \quad P = \lambda \times \sigma_s \times S = \lambda \times \sigma_s \times 3.14 \times D^2/4$$

[0313] 若紧固螺栓 (3) 达到 $0.8\sigma_s$ 时的拉力等于 F_{\max} ，则：

$$[0314] \quad F_{\max} = 0.8 \times \sigma_s \times S_2 = 0.8 \times \sigma_s \times 3.14 \times (D^2 - d^2) / 4$$

[0315] 若要求 $P = F_{\max}$ ，则：

$$[0316] \quad P = F_{\max} = \lambda \times \sigma_s \times 3.14 \times D^2/4 = 0.8 \times \sigma_s \times 3.14 \times (D^2 - d^2) / 4$$

$$[0317] \quad \text{简化得：} \lambda \times D^2 = 0.8 \times (D^2 - d^2)$$

$$[0318] \quad \text{计算得：} d = [(1 - \lambda/0.8)]^{1/2} \times D$$

$$[0319] \quad \text{当 } \lambda = 0.672 \text{ 时：} d = [(1 - 0.672/0.8)]^{1/2} \times D = 0.4D$$

$$[0320] \quad \text{即 } \lambda = \sigma/\sigma_s \leq 0.672 \text{ 时，} d \geq 0.4D；$$

$$[0321] \quad \text{当 } \lambda = 0.6 \text{ 时：} d = [(1 - \lambda/0.8)]^{1/2} \times D = [(1 - 0.6/0.8)]^{1/2} \times D = 0.5D$$

$$[0322] \quad \text{即 } \lambda = \sigma/\sigma_s = 0.6 \text{ 时，} d = 0.5D；$$

$$[0323] \quad \text{当 } d = (D/2)^{1/2} \text{ 时：} \lambda = 0.8 \times (D^2 - d^2) / D^2 = 0.8 \times (1 - d^2/D^2) = 0.8(1 - 1/2) = 0.4$$

$$[0324] \quad \text{即 } \lambda = \sigma/\sigma_s \geq 0.4 \text{ 时，} d \leq 0.707D。$$

[0325] 所以当 $0.4 \leq \lambda \leq 0.672$ 时， $0.707D \geq d \geq 0.4D$ ，都为闭区间。

[0326] 以“紧固螺栓 (3) 最大预紧力 F_{\max} 等于实体螺栓预紧力 P ”进行验算紧固螺栓 (3) 的应力 σ_2 ：

[0327] 同上第 1 种计算方法“以图 10 中联接件使用 8.8 级 $M30 \times 2$ 实体螺栓联接为例”，选择 8.8 级 $M14$ 螺栓作为锁紧螺栓 (4)，当紧固螺栓 (3) 最大预紧力 $F_{\max} = P = 269\text{KN}$ 时应力 σ_2 为：

$$[0328] \quad \sigma_2 = F_{\max} / S_2 = P / (3.14 \times D^2/4 - 3.14 \times d^2/4) = 269 \times 10^3 / [3.14 \times (30 \times 10^{-3})^2/4 - 3.14 \times (14 \times 10^{-3})^2/4] = 487\text{Mpa}$$

$$[0329] \quad 8.8 \text{ 级螺栓屈服强度 } \sigma_s = 640\text{Mpa}, \sigma_2/\sigma_s = 487/640 = 0.76 < 0.8 \text{ (符合要求)}。$$

[0330] 因此选择 8.8 级 $M14$ 螺栓作为锁紧螺栓 (4) 符合要求。同理选择 8.8 级 $M12$ 螺栓作为锁紧螺栓 (4) 时紧固螺栓 (3) 截面积更大， σ_2/σ_s 也小于 0.8，所以也符合要求。

[0331] 第 5 种计算方法。当紧固螺栓 (3) 最大预紧力 F_{\max} 等于实体螺栓预紧力 P 时，考虑预

紧力操作误差±15%的影响,若紧固螺栓(3)最大预紧力 F_{\max} 取 $0.68\sigma_s$,实体螺栓预紧力 P 取 $0.47\sigma_s$ (即预紧应力 $\sigma=0.47\sigma_s$),计算锁紧螺栓(4)的直径。

[0332] 以8.8级M30×2实体螺栓变成锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)为例,实体螺栓预紧力取 $0.47\sigma_s$ 时,预紧力 P 为:

$$[0333] \quad P = \sigma \times S = 0.47 \times \sigma_s \times 3.14 \times D^2 / 4 = 0.47 \times 640 \times 10^6 \times 3.14 \times (30 \times 10^{-3})^2 / 4 = 212515 \text{N} \approx 212.5 \text{KN}$$

[0334] 8.8级实体螺栓的截面积 S 为:

$$[0335] \quad S = 3.14 \times D^2 / 4 = 3.14 \times 30^2 \times 10^{-6} / 4 = 706.5 \text{mm}^2$$

[0336] 若8.8级紧固螺栓(3)最大预紧力 F_{\max} 为 $0.68\sigma_s$,等于实体螺栓预紧力 P ,紧固螺栓(3)的截面积 S_2 为:

$$[0337] \quad S_2 = F_{\max} / (0.68 \times \sigma_s) = P / (0.68 \times \sigma_s) = 212.5 \times 10^3 / (0.68 \times 640 \times 10^6) = 488.3 \text{mm}^2$$

[0338] 8.8级锁紧螺栓(4)的截面积 S_1 为:

$$[0339] \quad S_1 = S - S_2 = 706.5 - 488.3 = 218.2 \text{mm}^2$$

[0340] 锁紧螺栓(4)的直径 d 为:

$$[0341] \quad d = (4 \times S_1 / 3.14)^{1/2} = (4 \times 218.2 / 3.14)^{1/2} = 16.67 \text{mm}$$

[0342] 因此8.8级锁紧螺栓(4)的直径 d 可取16mm。

[0343] 锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)的预紧力计算等可参照第1种计算方法1.4相关内容。

[0344] 若实体螺栓、紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)为高强度螺栓,在屈服强度相同时,有以下特点:

- [0345] 1. 实体螺栓预紧力要求 $0.4\sigma_s \leq P \leq 0.8\sigma_s$;
- [0346] 2. 锁紧螺栓(4)预紧力要求 $0.4\sigma_s \leq F_1 \leq 0.8\sigma_s$;
- [0347] 3. 紧固螺栓(3)预紧力要求 $0.4\sigma_s \leq F_2 \leq 0.8\sigma_s$;
- [0348] 4. 紧固螺栓(3)最大预紧力 F_{\max} 等于实体螺栓预紧力 P 时,要求 $\sigma_2 \leq 0.8\sigma_s$;
- [0349] 5. 锁紧螺栓(4)直径 d 与实体螺栓的 $\lambda = \sigma / \sigma_s$ 成反比例关系。

[0350] 普通螺纹联接中实体螺栓的最大预紧力或最大预紧应力为 $0.78\sigma_s$,若考虑预紧力操作误差±15%的影响,变成锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)后预紧力较高值可取 $0.66\sigma_s$ ($0.78 \times 0.85 = 0.663 \approx 0.66$),较低值可取 $0.47\sigma_s$ ($0.4 / 0.85 = 0.471 \approx 0.47$),中间值可取较高值和较低值的平均值 $0.57\sigma_s$ ($0.663 / 2 + 0.471 / 2 = 0.567 \approx 0.57$)。若锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)的预紧力都取较高值 $0.66\sigma_s$,考虑预紧力上限115%,预紧力为 $0.76\sigma_s$ ($0.66 \times 1.15 = 0.759 \approx 0.76$),也不超过 $0.78\sigma_s$;若都取较低值 $0.47\sigma_s$,考虑预紧力下限85%,预紧力为 $0.4\sigma_s$ ($0.47 \times 0.85 = 0.3995 \approx 0.4$),也能满足要求。

[0351] 第6种计算方法.按紧固螺栓(3)最大预紧力和最大预紧应力选择锁紧螺栓(4)直径,并考虑预紧力操作误差±15%的影响,计算螺栓最大承载能力和紧固螺栓(3)预紧力。

[0352] 以图10中联接件使用5.6级M30×2螺纹联接为例,实体螺栓直径 $D=30\text{mm}$,螺杆有效拉伸长度 $L=65\text{mm}$,屈服强度 $\sigma_s=500 \times 0.6=300\text{Mpa}$,要求 $\sigma/\sigma_s=0.58$ 。实体螺栓变成紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)后和反旋向螺母(9)一起对联接件进行紧固。

[0353] 紧固螺栓(3)直径(外径)、螺纹、有效拉伸长度、材质以及加工工艺和实体螺栓相同,锁紧螺栓(4)的材质以及加工工艺和实体螺栓相同。反旋向螺母(9)紧固螺纹的长度取

25.6mm, 锁紧螺纹和紧固螺栓之间的内侧净距离取10.7mm, 紧固螺栓(3)的头部高度取18.7mm, 故锁紧螺栓(4)有效拉伸长度L1为120mm(参考第1种计算方法相关内容)。紧固螺栓(3)有效拉伸长度L2=L=65mm。

[0354] 5.6级M30×2实体螺栓的预紧力P为:

$$[0355] \quad P = \sigma \times S = 0.58 \times \sigma_s \times 3.14 \times D^2 / 4 = 0.58 \times 300 \times 10^6 \times 3.14 \times (30 \times 10^{-3})^2 / 4 = 122931\text{N} \approx 122.9\text{KN}$$

[0356] 5.6级M30×2实体螺栓的截面积S为:

$$[0357] \quad S = 3.14 \times D^2 / 4 = 3.14 \times (30 \times 10^{-3})^2 / 4 = 706.5\text{mm}^2$$

[0358] 当 $\sigma/\sigma_s=0.78$ 时, 5.6级M30×2实体螺栓的最大预紧力Pmax为:

$$[0359] \quad P_{\max} = \sigma \times S = 0.78 \times \sigma_s \times 3.14 \times D^2 / 4 = 0.78 \times 300 \times 10^6 \times 3.14 \times (30 \times 10^{-3})^2 / 4 = 165321\text{N} \approx 165.3\text{KN}$$

[0360] 说明5.6级M30×2实体螺栓或紧固螺栓(3)的预紧力达到Pmax=165.3KN时, 外螺纹沟底开始破坏, 当预紧力小于Pmax时, 外螺纹应无问题。

[0361] 当5.6级紧固螺栓(3)最大预紧力Fmax=P=122.9KN, 最大预紧应力为 $0.78\sigma_s=0.78 \times 300=234\text{Mpa}$ 时, 紧固螺栓(3)至少需要的截面积S2为:

$$[0362] \quad S_2 = F_{\max} / (0.78 \times \sigma_s) = P / (0.78 \times \sigma_s) = 122.9 \times 10^3 / (234 \times 10^6) = 525.2\text{mm}^2$$

[0363] 锁紧螺栓(4)的截面积S1为:

$$[0364] \quad S_1 = S - S_2 = 706.5 - 525.2 = 181.3\text{mm}^2$$

[0365] 锁紧螺栓(4)的直径d为:

$$[0366] \quad d = (4 \times S_1 / 3.14)^{1/2} = (4 \times 181.3 / 3.14)^{1/2} = 15.2\text{mm}$$

[0367] 锁紧螺栓(4)的直径d可取不大于15.2mm的数值, 若大于15.2mm, 会使紧固螺栓(3)的截面积S2不足。

[0368] 若锁紧螺栓(4)的直径取d=14mm, 可选择5.6级M14螺栓作为锁紧螺栓(4)。

[0369] 当5.6级M14锁紧螺栓(4)的预紧力F1取 $0.66\sigma_s$ (即预紧应力 $\sigma_1=0.66\sigma_s$), 紧固螺栓(3)预紧力F2取实体螺栓的剩余预紧力为P-F1时, 计算螺栓的最大承载能力:

[0370] 锁紧螺栓(4)的预紧力F1为:

$$[0371] \quad F_1 = \sigma_1 \times S_1 = 0.66 \sigma_s \times S_1 = 0.66 \times 300 \times 10^6 \times 3.14 \times (14 \times 10^{-3})^2 / 4 = 30464\text{N} \approx 30.5\text{KN}$$

[0372] 紧固螺栓(3)的预紧力F2和应力 σ_2 为:

$$[0373] \quad F_2 = P - F_1 = 122.9 - 30.5 = 92.4\text{KN}$$

$$[0374] \quad \sigma_2 = F_2 / S_2 = F_2 / (3.14 \times D^2 / 4 - 3.14 \times d^2 / 4) = 92.4 \times 10^3 / (3.14 \times 30^2 \times 10^{-6} / 4 - 3.14 \times 14^2 \times 10^{-6} / 4) = 167\text{Mpa}$$

[0375] 因5.6级螺栓屈服强度 $\sigma_s=300\text{Mpa}$, $\sigma_2/\sigma_s=167/300=0.56 < 0.78$ (符合要求), 即紧固螺栓(3)的预紧力F2为 $0.56\sigma_s$ 。

[0376] 当紧固螺栓(3)最大预紧力Fmax=P=122.9KN时应力 σ_2 为:

$$[0377] \quad \sigma_2 = F_{\max} / S_2 = P / (3.14 \times D^2 / 4 - 3.14 \times d^2 / 4) = 122.9 \times 10^3 / (3.14 \times 30^2 \times 10^{-6} / 4 - 3.14 \times 14^2 \times 10^{-6} / 4) = 222\text{Mpa}$$

[0378] $\sigma_2/\sigma_s=222/300=0.74 < 0.78$ (符合要求)

[0379] 锁紧螺栓(4)从零加载到预紧力F1时, 弹性伸长量 ΔL_1 为:

[0380] $\Delta L1 = F1 \times L1 / (E \times S1) = \sigma1 \times L1 / E = 0.66 \times \sigma_s \times L1 / E = 0.66 \times 300 \times 10^6 \times 120 \times 10^{-3} / (200 \times 10^9) = 0.119\text{mm}$

[0381] 因5.6级螺栓为普通螺栓,弹性模量E取 $200 \times 10^3\text{Mpa}$ 。

[0382] 锁紧螺栓(4)从零加载到屈服强度时,弹性伸长量 $\Delta L1q$ 为:

[0383] $\Delta L1q = F1q \times L1 / (E \times S1) = \sigma_s \times L1 / E = 300 \times 10^6 \times 120 \times 10^{-3} / (200 \times 10^9) = 0.180\text{mm}$

[0384] 锁紧螺栓(4)从预紧力F1加载到屈服强度时,弹性伸长量 $\Delta L1z$ 为:

[0385] $\Delta L1z = \Delta L1q - \Delta L1 = 0.180 - 0.119 = 0.061\text{mm}$

[0386] 紧固螺栓(3)从零加载到屈服强度时的拉力F2q为:

[0387] $F2q = \sigma_s \times S2 = \sigma_s \times (3.14 \times D^2 / 4 - 3.14 \times d^2 / 4) = 300 \times 10^6 \times 3.14 \times [(30 \times 10^{-3})^2 / 4 - (14 \times 10^{-3})^2 / 4] = 165792\text{N} \approx 165.8\text{KN}$

[0388] 紧固螺栓(3)从零加载到预紧力F2时,弹性伸长量 $\Delta L2$ 为:

[0389] $\Delta L2 = F2 \times L2 / (E \times S2) = \sigma2 \times L2 / E = 0.56 \times \sigma_s \times L2 / E$

[0390] $= 0.56 \times 300 \times 10^6 \times 65 \times 10^{-3} / (200 \times 10^9) = 0.055\text{mm}$

[0391] 紧固螺栓(3)从零加载到屈服强度时,弹性伸长量 $\Delta L2q$ 为:

[0392] $\Delta L2q = F2q \times L2 / (E \times S2) = \sigma_s \times L2 / E = 300 \times 10^6 \times 65 \times 10^{-3} / (200 \times 10^9) = 0.096\text{mm}$

[0393] 紧固螺栓(3)从预紧力F2开始加载到屈服强度时,弹性伸长量 $\Delta L2z$ 为:

[0394] $\Delta L2z = \Delta L2q - \Delta L2 = 0.096 - 0.055 = 0.041\text{mm} < \Delta L1z = 0.061\text{mm}$

[0395] 说明紧固螺栓(3)比锁紧螺栓(4)提前达到屈服强度,二者同步增加的弹性伸长量为 $\Delta L2z = 0.041\text{mm}$,锁紧螺栓(4)从 $\Delta L1 = 0.119\text{mm}$ 开始与紧固螺栓(3)同步增加 $\Delta L2z = 0.041\text{mm}$ 时所需的拉力Fs为:

[0396] $Fs = (\Delta L1 + \Delta L2z) \times E \times S1 / L1 = (\Delta L1 + \Delta L2z) \times E \times 3.14 \times (d \times 10^{-3} / 2)^2 / L1 = (0.119 + 0.041) \times 200 \times 10^9 \times 3.14 \times (14 \times 10^{-3} / 2)^2 / (120 \times 10^{-3}) = 41029\text{N} \approx 41\text{KN}$

[0397] 锁紧螺栓(4)拉力为Fs即弹性伸长量到达 $\Delta L1 + \Delta L2z = 0.119 + 0.041 = 0.160\text{mm}$ (尚未达到 $\Delta L1q = 0.180\text{mm}$)时,紧固螺栓(3)已达到屈服强度($\Delta L2q = 0.096\text{mm}$)。

[0398] 5.6级M30×2实体螺栓达到屈服强度时,最大承载能力为:

[0399] $\sigma_s \times S = \sigma_s \times 3.14 \times D^2 / 4 = 300 \times 10^6 \times 3.14 \times (30 \times 10^{-3})^2 / 4 = 211950\text{N} \approx 212\text{KN}$

[0400] 紧固螺栓(3)到达屈服强度时和锁紧螺栓(4)一起达到最大承载能力,其值为:

[0401] $F2q + Fs = 165.8 + 41 = 206.8\text{KN} \approx 207\text{KN}$ (略小于212KN)

[0402] 考虑预紧力操作误差±15%的影响,紧固螺栓(3)最大预紧力的上限Fmax1和下限Fmax2为:

[0403] $F_{\text{max}1} = 1.15 \times F_{\text{max}} = 1.15 \times 122.9 = 141.3\text{KN}$

[0404] $F_{\text{max}2} = 0.85 \times F_{\text{max}} = 0.85 \times 122.9 = 104.5\text{KN}$

[0405] 考虑预紧力操作误差±15%的影响,锁紧螺栓(4)预紧力的上限F11和下限F12为:

[0406] $F11 = 1.15 \times \sigma1 \times S1 = 1.15 \times 0.66 \times \sigma_s \times S1 = 0.76 \times \sigma_s \times 3.14 \times d^2 / 4 = 0.76 \times 300 \times 10^6 \times 3.14 \times (14 \times 10^{-3})^2 / 4 = 35080\text{N} \approx 35.1\text{KN}$

[0407] $F12 = 0.85 \times \sigma1 \times S1 = 0.85 \times 0.66 \times \sigma_s \times S1 = 0.56 \times \sigma_s \times 3.14 \times d^2 / 4 = 0.56 \times 300 \times 10^6 \times 3.14 \times (14 \times 10^{-3})^2 / 4 = 25848\text{N} \approx 25.8\text{KN}$

[0408] 当锁紧螺栓(4)的预紧力为上限 $F_{11}=35.1\text{KN}$ 或下限 $F_{12}=25.8\text{KN}$ 时,紧固螺栓(3)的最大预紧力 F_{max} 和应力 σ_2 为:

[0409] 1、当紧固螺栓(3)最大预紧力为上限 $F_{\text{max}1}=141.3\text{KN}$,锁紧螺栓(4)预紧力为下限 $F_{12}=25.8\text{KN}$ 时,紧固螺栓(3)的最大预紧力 F_{max} 和应力 σ_2 为:

[0410] $F_{\text{max}}=F_{\text{max}1}-F_{12}=141.3-25.8=115.5\text{KN}$

[0411] $\sigma_2=F_{\text{max}}/S_2=F_{\text{max}}/(3.14\times D^2/4-3.14\times d^2/4)=115.5\times 10^3/(3.14\times 30^2\times 10^{-6}/4-3.14\times 14^2\times 10^{-6}/4)=209\text{Mpa}$

[0412] $\sigma_2/\sigma_s=209/300\approx 0.7<0.78$ (符合要求)

[0413] 2、当紧固螺栓(3)最大预紧力为下限 $F_{\text{max}2}=104.5\text{KN}$,锁紧螺栓(4)预紧力为上限 $F_{11}=35.1\text{KN}$ 时,紧固螺栓(3)的最大预紧力 F_{max} 和应力 σ_2 为:

[0414] $F_{\text{max}}=F_{\text{max}2}-F_{11}=104.5-35.1=69.4\text{KN}$

[0415] $\sigma_2=F_{\text{max}}/S_2=F_{\text{max}}/(3.14\times D^2/4-3.14\times d^2/4)=69.4\times 10^3/(3.14\times 30^2\times 10^{-6}/4-3.14\times 14^2\times 10^{-6}/4)=126\text{Mpa}$

[0416] $\sigma_2/\sigma_s=126/300=0.42>0.4$ (符合要求)

[0417] 当紧固螺栓(3)最大预紧力在上限和下限范围内,锁紧螺栓(4)预紧力在下限和上限范围内时,紧固螺栓(3)预紧力为 $0.7\sigma_s\geq F_2\geq 0.42\sigma_s$ 。说明紧固螺栓(3)最大预紧力和锁紧螺栓(4)预紧力在各自的上限和下限之间不论如何变化,紧固螺栓(3)预紧力始终在 $0.42\sigma_s\sim 0.7\sigma_s$ 之间,能满足预紧和防松等要求。

[0418] 考虑紧固螺栓(3)最大预紧力和锁紧螺栓(4)预紧力的上限以及下限,应按下列四种条件分别计算螺栓最大承载能力(参考第1种计算方法中1.2或1.3),使用最小值验算安全系数:

[0419] 1、锁紧螺栓(4)预紧力为上限 $0.76\sigma_s$,紧固螺栓(3)预紧力为上限 $0.7\sigma_s$;

[0420] 2、锁紧螺栓(4)预紧力为下限 $0.56\sigma_s$,紧固螺栓(3)预紧力为下限 $0.42\sigma_s$;

[0421] 3、锁紧螺栓(4)预紧力为上限 $0.76\sigma_s$,紧固螺栓(3)预紧力为下限 $0.42\sigma_s$;

[0422] 4、锁紧螺栓(4)预紧力为下限 $0.56\sigma_s$,紧固螺栓(3)预紧力为上限 $0.7\sigma_s$ 。

[0423] 当紧固螺栓(3)最大预紧力为上限 $F_{\text{max}1}=141.3\text{KN}$ 时,应力 σ_2 为:

[0424] $\sigma_2=F_{\text{max}}/S_2=F_{\text{max}}/(3.14\times D^2/4-3.14\times d^2/4)=141.3\times 10^3/(3.14\times 30^2\times 10^{-6}/4-3.14\times 14^2\times 10^{-6}/4)=256\text{Mpa}$

[0425] $\sigma_2/\sigma_s=256/300=0.85$

[0426] 紧固螺栓(3)应力 σ_2 为 $0.85\sigma_s$,属于“临时超标”,因为锁紧螺栓(4)预紧力在下限 $0.56\sigma_s$ 时, σ_2 只为 $0.7\sigma_s$,符合要求。紧固螺栓(3)最大预紧力上限 $F_{\text{max}1}$ 为 141.3KN ,小于 P_{max} (165.3KN),说明紧固螺栓(3)的外螺纹应无问题。

[0427] 当实体螺栓、锁紧螺栓(4)或紧固螺栓(3)为普通螺栓,在屈服强度相同时,预紧力应符合下列要求:

[0428] 1. 实体螺栓预紧力一般要求 $0.4\sigma_s\leq P\leq 0.58\sigma_s$;

[0429] 2. 锁紧螺栓(4)预紧力要求 $0.4\sigma_s\leq F_1\leq 0.78\sigma_s$;

[0430] 3. 紧固螺栓(3)预紧力要求 $0.4\sigma_s\leq F_2\leq 0.78\sigma_s$;

[0431] 4. 紧固螺栓(3)最大预紧力 F_{max} 等于实体螺栓预紧力 P 时,要求 $\sigma_2\leq 0.78\sigma_s$ 。

[0432] 以第6种计算方法的相关内容验算“以图10中联接件使用8.8级 $M30\times 2$ 螺纹联接为

例” (第1种计算方法相关内容) 紧固螺栓 (3) 的应力 σ_2 :

[0433] 考虑预紧力操作误差 $\pm 15\%$ 的影响, 紧固螺栓 (3) 最大预紧力的上限 $F_{\max 1}$ 和下限 $F_{\max 2}$ 为:

$$[0434] \quad F_{\max 1} = 1.15 \times F_{\max} = 1.15 \times 269 = 309.2 \text{KN}$$

$$[0435] \quad F_{\max 2} = 0.85 \times F_{\max} = 0.85 \times 269 = 228.7 \text{KN}$$

[0436] 考虑预紧力操作误差 $\pm 15\%$ 的影响, 锁紧螺栓 (4) 预紧力的上限 F_{11} 和下限 F_{12} 为:

$$[0437] \quad F_{11} = 1.15 \times \sigma_1 \times S_1 = 1.15 \times 0.68 \times \sigma_s \times S_1 = 0.78 \times \sigma_s \times 3.14 \times d^2/4 = 0.78 \times 640 \times 10^6 \times 3.14 \times (14 \times 10^{-3})^2/4 = 76807 \text{N} \approx 76.8 \text{KN}$$

$$[0438] \quad F_{12} = 0.85 \times \sigma_1 \times S_1 = 1.15 \times 0.58 \times \sigma_s \times S_1 = 0.58 \times \sigma_s \times 3.14 \times d^2/4 = 0.58 \times 640 \times 10^6 \times 3.14 \times (14 \times 10^{-3})^2/4 = 57113 \text{N} \approx 57.1 \text{KN}$$

[0439] 当锁紧螺栓 (4) 的预紧力为上限 $F_{11} = 76.8 \text{KN}$ 或下限 $F_{12} = 57.1 \text{KN}$ 时, 紧固螺栓 (3) 的最大预紧力 F_{\max} 和应力 σ_2 为:

[0440] 1、当紧固螺栓 (3) 最大预紧力为上限 $F_{\max 1} = 309.2 \text{KN}$, 锁紧螺栓 (4) 预紧力为下限 $F_{12} = 57.1 \text{KN}$ 时, 紧固螺栓 (3) 最大预紧力 F_{\max} 和应力 σ_2 为:

$$[0441] \quad F_{\max} = F_{\max 1} - F_{12} = 309.2 - 57.1 = 252.1 \text{KN}$$

$$[0442] \quad \sigma_2 = F_{\max}/S_2 = F_{\max}/(3.14 \times D^2/4 - 3.14 \times d^2/4) = 252.1 \times 10^3 / (3.14 \times 30^2 \times 10^{-6} / 4 - 3.14 \times 14^2 \times 10^{-6} / 4) = 456 \text{Mpa}$$

$$[0443] \quad \sigma_2/\sigma_s = 456/640 = 0.71 < 0.78 \text{ (符合要求)}$$

[0444] 2、当紧固螺栓 (3) 最大预紧力为下限 $F_{\max 2} = 228.7 \text{KN}$, 锁紧螺栓 (4) 预紧力为上限 $F_{11} = 76.8 \text{KN}$ 时, 紧固螺栓 (3) 的最大预紧力 F_{\max} 和应力 σ_2 为:

$$[0445] \quad F_{\max} = F_{\max 2} - F_{11} = 228.7 - 76.8 = 151.9 \text{KN}$$

$$[0446] \quad \sigma_2 = F_{\max}/S_2 = F_{\max}/(3.14 \times D^2/4 - 3.14 \times d^2/4) = 151.9 \times 10^3 / (3.14 \times 30^2 \times 10^{-6} / 4 - 3.14 \times 14^2 \times 10^{-6} / 4) = 275 \text{Mpa}$$

$$[0447] \quad \sigma_2/\sigma_s = 275/640 = 0.43 > 0.4 \text{ (符合要求)}$$

[0448] 当紧固螺栓 (3) 最大预紧力在上限和下限范围内, 锁紧螺栓 (4) 预紧力在下限和上限范围内时, 紧固螺栓 (3) 预紧力为 $0.71\sigma_s \geq F_2 \geq 0.43\sigma_s$ 。说明紧固螺栓 (3) 最大预紧力和锁紧螺栓 (4) 预紧力在各自的上限和下限之间不论如何变化, 紧固螺栓 (3) 预紧力始终在 $0.43\sigma_s \sim 0.71\sigma_s$ 之间, 能满足预紧和防松等要求。

[0449] 考虑紧固螺栓 (3) 最大预紧力和锁紧螺栓 (4) 预紧力的上限以及下限, 应按下列四种条件分别计算螺栓最大承载能力 (参考第1种计算方法中1.2或1.3), 使用最小值验算安全系数:

[0450] 1、锁紧螺栓 (4) 预紧力为上限 $0.78\sigma_s$, 紧固螺栓 (3) 预紧力为上限 $0.71\sigma_s$;

[0451] 2、锁紧螺栓 (4) 预紧力为下限 $0.58\sigma_s$, 紧固螺栓 (3) 预紧力为下限 $0.43\sigma_s$;

[0452] 3、锁紧螺栓 (4) 预紧力为上限 $0.78\sigma_s$, 紧固螺栓 (3) 预紧力为下限 $0.43\sigma_s$;

[0453] 4、锁紧螺栓 (4) 预紧力为下限 $0.58\sigma_s$, 紧固螺栓 (3) 预紧力为上限 $0.71\sigma_s$ 。

[0454] 当紧固螺栓 (3) 最大预紧力为上限 $F_{\max 1} = 309.2 \text{KN}$ 时, 应力 σ_2 为:

$$[0455] \quad \sigma_2 = F_{\max}/S_2 = F_{\max}/(3.14 \times D^2/4 - 3.14 \times d^2/4) = 309.2 \times 10^3 / (3.14 \times 30^2 \times 10^{-6} / 4 - 3.14 \times 14^2 \times 10^{-6} / 4) = 559 \text{Mpa}$$

$$[0456] \quad \sigma_2/\sigma_s = 559/640 = 0.87$$

[0457] 紧固螺栓(3)的应力 σ_2 为 $0.87\sigma_s$,属于“临时超标”,因为锁紧螺栓(4)预紧力在下限 $0.58\sigma_s$ 时, σ_2 只为 $0.71\sigma_s$,符合要求。

[0458] 当 $\sigma/\sigma_s=0.8$ 时,8.8级M30×2实体螺栓最大预紧力 P_{max} 为:

[0459] $P_{max}=\sigma\times S=0.8\times\sigma_s\times 3.14\times D^2/4=0.8\times 640\times 10^6\times 3.14\times (30\times 10^{-3})^2/4=361728N\approx 361.7KN$

[0460] 8.8级M30×2实体螺栓最大预紧力 $P_{max}=361.7KN$,大于紧固螺栓(3)最大预紧力上限 F_{max1} (309.2KN),说明紧固螺栓(3)的外螺纹应无问题。

[0461] 若螺栓联接承受冲击载荷,锁紧螺栓(4)和紧固螺栓(3)的预紧力可都取 $0.4\sigma_s$ 。

[0462] 紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)的直径以及预紧力计算选择流程:

[0463] 1.确定实体螺栓的预紧力 P ;

[0464] 2.以第1种、第2种、第3种、第4种、第5种或第6种计算方法选择锁紧螺栓(4)的直径 d ;

[0465] 3.确定锁紧螺栓(4)的预紧力 F_1 ,一般为 $0.68\sigma_s$ (高强度螺栓)或 $0.66\sigma_s$ (普通螺栓),紧固螺栓(3)的预紧力 F_2 取实体螺栓的剩余预紧力为 $P-F_1$;

[0466] 4.以紧固螺栓(3)的最大预紧力 F_{max} 等于实体螺栓预紧力 P 验算紧固螺栓(3)的应力 σ_2 ,要求 σ_2 不大于 $0.8\sigma_s$ (高强度螺栓)或 $0.78\sigma_s$ (普通螺栓);

[0467] 5.按紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)的预紧力同时取上限、同时取下限和上下限交叉取值的四种条件分别计算螺栓最大承载能力,取最小值验算安全系数;

[0468] 6.按预紧力操作误差 $\pm 15\%$ 计算紧固螺栓(3)最大预紧力的上限 F_{max1} 和下限 F_{max2} ;

[0469] 7.按预紧力操作误差 $\pm 15\%$ 计算锁紧螺栓(4)预紧力的上限 F_{11} 和下限 F_{12} ;

[0470] 8.以紧固螺栓(3)最大预紧力的上限 F_{max1} 减去锁紧螺栓(4)预紧力下限 F_{12} 的力值为 F_{max} ,计算紧固螺栓(3)的应力 σ_2 ,要求 σ_2 不大于 $0.8\sigma_s$ (高强度螺栓)或 $0.78\sigma_s$ (普通螺栓);

[0471] 9.以紧固螺栓(3)最大预紧力的下限 F_{max2} 减去锁紧螺栓(4)预紧力上限 F_{11} 的力值为 F_{max} ,计算紧固螺栓(3)的应力 σ_2 ,要求 σ_2 不小于 $0.4\sigma_s$ (高强度螺栓或普通螺栓)。

[0472] 若计算流程中出现不符合要求的现象,可以采用减小锁紧螺栓(4)直径或使用再高屈服强度紧固螺栓(3)的方法处理。

[0473] 实体螺栓在上述计算中作为参照物,对本发明的技术方案和计算方法进行说明。

[0474] 图1实施例中锁紧螺栓(4)有效拉伸长度 $L_1=B$,紧固螺栓(3)有效拉伸长度为左联接件(1)厚度。图3实施例中锁紧螺栓(4)有效拉伸长度为紧固螺栓(3)头部高度以及紧固螺母(7)、平垫(6)和两联接件的厚度之和,紧固螺栓(3)有效拉伸长度为两联接件厚度之和。图5和图6实施例螺栓有效拉伸长度和图3实施例相同。图12实施例螺栓有效拉伸长度和图10实施例相同。图13实施例中锁紧螺栓(4)有效拉伸长度为紧固螺栓(3)头部高度以及紧固螺母(7)、“碗型”垫片(10)和两联接件的厚度之和,紧固螺栓(3)有效拉伸长度为两联接件厚度之和。图14实施例螺栓有效拉伸长度和图10实施例相同。图16实施例中锁紧螺栓(4)有效拉伸长度为刚性套筒(11)长度加上紧固螺母(7)、“碗型”垫片(10)以及两联接件的厚度之和,紧固螺栓(3)有效拉伸长度为刚性套筒(11)长度以及两联接件厚度之和。图17实施例中锁紧螺栓(4)有效拉伸长度为紧固螺栓(3)头部高度以及平垫(6)和两联接件的厚度之

和,紧固螺栓(3)有效拉伸长度为右联接件(2)厚度。

[0475] 以上计算方法适用于图1、图3、图5、图6、图10、图12、图13、图14和图16实施例,若锁紧螺栓(4)或紧固螺栓(3)的屈服强度或有效拉伸长度等发生变化,锁紧螺栓(4)直径选择范围或螺栓最大承载能力等也会发生变化。

[0476] 若紧固螺栓(3)或实体螺栓选用粗牙螺纹,在计算截面积时,考虑螺纹的深度对截面积的影响,所以紧固螺栓(3)或实体螺栓的直径采用螺纹的底径进行计算较为合理。因为锁紧螺栓(4)直径相对较小,螺纹的深度较小,而且螺栓杆体的中心不制孔,截面积不发生变化,一般情况下采用名义直径计算即可。

[0477] 通过拧紧力矩控制预紧力,误差约为 $\pm 25\%$;通过螺母(或螺栓)转角控制预紧力,误差约为 $\pm 15\%$;按拧紧力矩和螺母转角关系控制预紧力,精确高于单独按拧紧力矩或通过螺母(或螺栓)转角控制预紧力的方法,预紧力误差应小于 $\pm 15\%$ 。若紧固螺栓(3)在中心孔的内壁贴上电阻应变片(位置在杆体有效拉伸长度的范围内),使用电阻应变计测量和控制螺栓所受拉力即预紧力,到达所需的预紧力后,去掉电阻应变片再拧入锁紧螺栓(4),紧固螺栓(3)的预紧力误差小于 $\pm 1\%$ 。对于锁紧螺栓(4),若采用测量伸长值检验预紧力,预紧力误差约为 $\pm 5\%$,若直接使用测力螺栓,预紧力可以精确到公斤。若紧固螺栓(3)或锁紧螺栓(4)使用环形垫圈传感器控制预紧力,预紧力误差应小于 $\pm 15\%$ 。若预紧力误差选择 $\pm 15\%$ 进行计算并且计算值符合要求,螺栓预紧力的实际误差值可控制在 $\pm 15\%$ 以内,说明螺栓的实际预紧力肯定符合要求。

[0478] 若截面积较小、长度较长的锁紧螺栓(4)预紧力 F_1 取较低值,截面积较大、长度较短的紧固螺栓(3)预紧力 F_2 取较高值,紧固螺栓(3)的最大预紧力 F_{max} 等于预紧总拉力 P 。当锁紧螺栓(4)预紧力 F_1 从较低值到较高值逐渐递增时,紧固螺栓(3)的预紧力 F_2 跟随逐渐下降,所以锁紧螺栓(4)可根据实际情况随时调节紧固螺栓(3)预紧力 F_2 ,防止紧固螺栓(3)过载,而锁紧螺栓(4)弹性伸长量相对较大,不容易过载。

[0479] 紧固螺栓(3)杆体的中心制孔后,解决了较大直径高强度螺栓在热处理时渗透性较差的问题,螺栓在淬火处理时容易淬透,提高了螺栓热处理效果,能稳定质量,适合大批量生产,且在使用时无需降低工作应力。若锁紧螺栓(4)选用直径30mm高强度螺栓,紧固螺栓(3)杆体的壁厚取30mm,紧固螺栓(3)杆体中心孔的内径取31mm,则紧固螺栓(3)的最大理论直径(外径) D_{max} 为91mm($D_{max} = 30 \times 2 + 31 = 91\text{mm}$),并且在淬火处理时也能淬透,质量稳定,可以作为高强度螺栓使用,和锁紧螺栓(4)配合使用后,能满足特殊场合使用较大直径螺栓的高强度需要和防松要求,与使用普通螺栓相比,直径、体积和重量相对较小,机械或构件的尺寸和结构能得到减小或简化,具有更强的市场竞争力。

[0480] 若紧固螺栓(3)头部尺寸和实体螺栓相同,紧固螺栓(3)、锁紧螺栓(4)的材质以及加工工艺等和实体螺栓相同时,紧固螺栓(3)杆体和头部结合处的抗剪切强度应能满足要求。若锁紧螺栓(4)的材质或加工工艺和紧固螺栓(3)相比发生了变化,在锁紧螺栓(4)屈服强度增高或紧固螺栓(3)使用较大直径的高强度螺栓时,紧固螺栓(3)头部厚度和外径应适当增加,保证紧固螺栓(3)杆体和头部结合处的抗剪切强度不小于紧固螺栓(3)达到抗拉强度时所产生的剪切应力,紧固螺栓(3)头部外径增加是为了控制紧固螺栓(3)头部的支承面接触应力,防止联接件的表面出现塑性环状压陷。

[0481] 反旋向螺母(9)锁紧螺纹和紧固螺纹连接处的抗剪切强度应不小于紧固螺栓(3)

达到最大预紧力上限时所产生的剪切应力,锁紧螺纹和紧固螺纹连接处的抗压强度应不小于锁紧螺栓(4)达到抗拉强度时所产生的应力。

[0482] 紧固螺栓(3)和锁紧螺栓(4)的螺纹可以按相关标准制作,不论左旋还是右旋,螺纹没有断开点,不破坏螺纹的强度,有利于提高预紧力和联接强度。

[0483] 上述实施例和计算方法只是对本发明的技术方案进行说明,并不用于限制本发明,凡是在本发明技术方案的范围内,都是受保护的权利要求内容。

[0484] 本发明所述的“双螺栓防松方法”是一种防止螺栓松动的新方法,结构简单,方便实用,反旋向螺母(9)和现用螺母的制造工艺基本相同,紧固螺栓(3)只比现用螺栓多一道杆体中心制孔的工序,制造成本较为低廉,扩大了高强度螺栓的应用范围(主要指有了质量稳定的较大直径高强度螺栓,强度比现有的高强度螺栓更高,能满足一些特殊场合的需求),而且具有应用重复性,所以工业实用性的前景较为广阔。

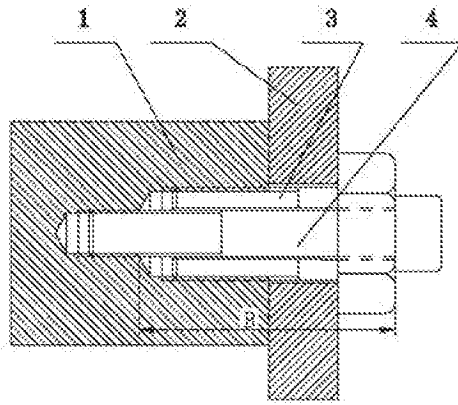


图1

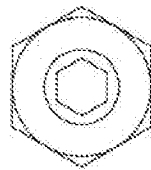


图2

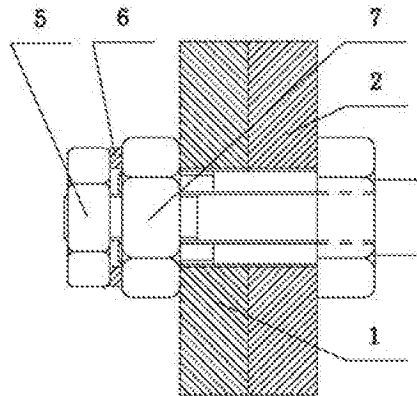


图3

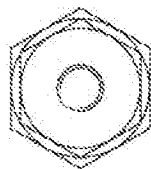


图4

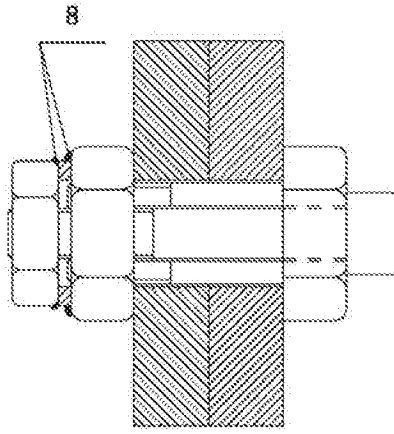


图5

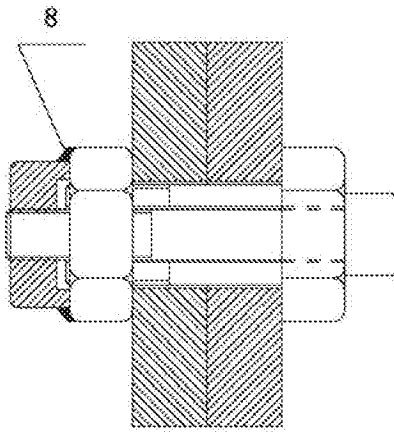


图6

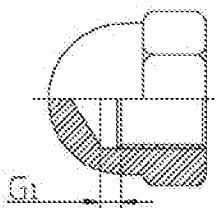


图7

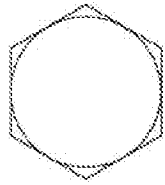


图8

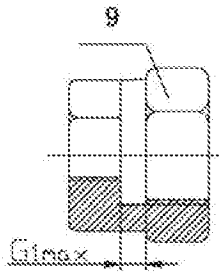


图9

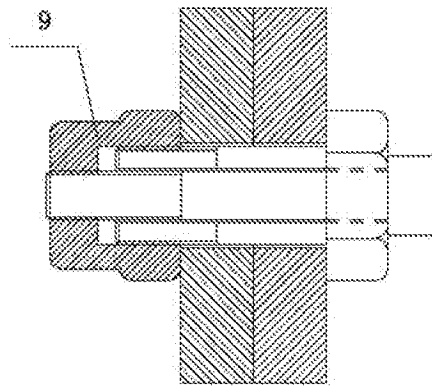


图10

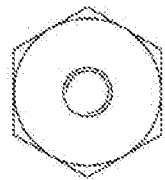


图11

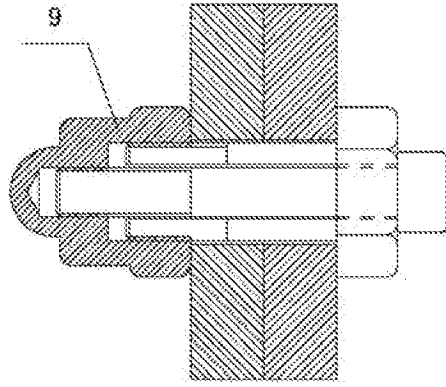


图12

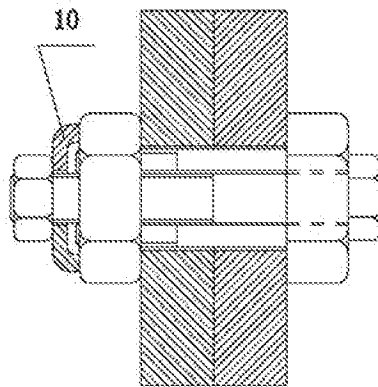


图13

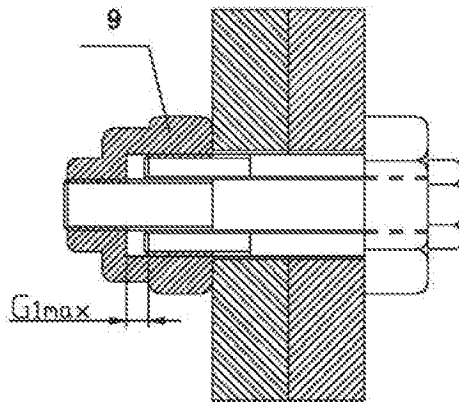


图14

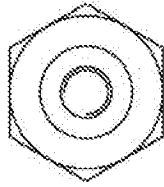


图15

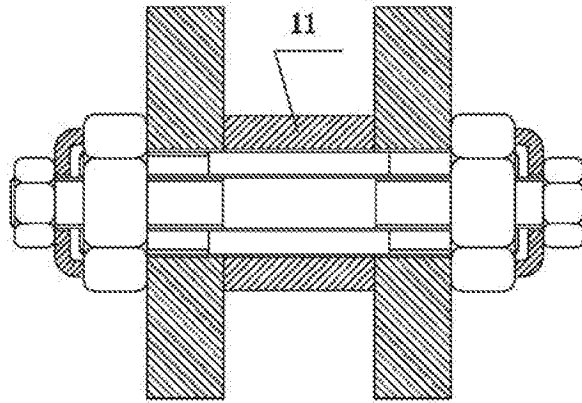


图16