

VDI 2230 第一部分  
高强度螺栓连接的系统计算  
单个圆柱螺栓连接

内容	页
指南的基本注解 VDI 2230第1部分新版本2003年.....	3
1 有效范围.....	3
2 技术准则 VDI 2230第1部分, 1986年7月版与2001年10月修订版的差异.....	3
3 载荷和变形条件.....	4
3.1 可用的计算方法概述.....	4
3.2 单个螺栓连接计算, 力和变形分析.....	5
3.2.1 同轴紧固单螺栓连接.....	8
3.2.2 偏心紧固单螺栓连接.....	8
3.2.3 单边开放的连接.....	10
3.2.4 横向力的影响.....	10
4 计算步骤.....	10
4.1 概述.....	10
4.2 说明.....	11
5 数值计算.....	19
5.1 连接的回弹.....	19
5.1.1 螺栓的回弹.....	19
5.1.1.1 轴向回弹.....	20
5.1.1.2 弯曲回弹.....	21
5.1.2 重叠被连接件的回弹.....	21
5.1.2.1 同轴紧固单螺栓连接的回弹.....	23
5.1.2.2 偏心紧固单螺栓连接的回弹.....	26
5.1.2.3 偏心作用的轴向工作载荷的回弹.....	31
5.2 载荷系数.....	32
5.2.1 轴向作用的工作载荷的作用线-距离 $a$ .....	32
5.2.2 载荷系数.....	32
5.2.2.1 基本原理.....	33
5.2.2.2 确定载荷系数 $n$ 的步骤.....	34
5.3 载荷系数和附加螺栓载荷.....	38
5.3.1 载荷系数和附加螺栓载荷的上限.....	38
5.3.1.1 同轴负载.....	40
5.3.1.2 偏心负载.....	40
5.3.1.3 特殊情况下的外部弯曲力矩.....	41
5.3.2 偏心载荷情况下上限的关系式.....	41
5.3.3 开式连接的关系式.....	44
5.4 预加载荷.....	47
5.4.1 最小夹紧力.....	47
5.4.2 预紧力的变化.....	47
5.4.2.1 由于压陷和松弛产生的预紧力变化.....	47

5.4.2.2 温度对预紧力的影响.....	49
5.4.3 装配预紧力和拧紧力矩.....	50
5.4.3.1 力矩控制拧紧.....	52
5.4.3.2 转角控制拧紧.....	53
5.4.3.3 屈服控制拧紧.....	54
5.4.3.4 拧紧方法的比较.....	54
5.4.3.5 最小装配预紧力.....	54
5.5 应力和应变的计算.....	55
5.5.1 装配应力.....	55
5.5.2 工作应力.....	58
5.5.3 交变应力.....	59
5.5.4 螺栓头和螺母支承面的表面压力.....	63
5.5.5 啮合长度.....	64
5.5.6 剪切应力.....	67
5.5.6.1 概述.....	67
5.5.6.2 载荷分布.....	67
5.5.6.3 静载荷.....	68
5.5.6.4 动载荷.....	69
6 提高螺栓连接工作可靠性的设计.....	70
6.1 螺栓连接耐久性.....	70
6.2 螺栓连接的松脱.....	71
<b>7 标记符号及其内容</b> .....	<b>71</b>
参考文献.....	81
附件A 计算用表.....	84
附件B 计算例题.....	98
附件C 载荷系数计算.....	138

指南的基本注解2003年新版本，VDI 2230第一部分

本指南已经用于实践超过25年，被广泛承认和经常参考，现在德国及其它地方被当作是标准工作用于计算螺栓连接。本指南的目的是给设计师和设计工程师提供更多的按照计算步骤，用于计算螺栓连接提高系统步骤的参考。

自从1986年出版以来，在使用该指南时已经积累了很多经验，这也证明了指南本身在众多的事项和一系列用户变更零部件的查询中的地位。这些和其它标准工作的变化，特别是一些新知识和研究结果，已经导致VDI委员会根本性地修订指南第一部分，并到目前为止延迟了计划中的第二部分（多螺栓连接）。

该修订不仅仅是限制了更新某些方面，还有一些内容上的根本变化。此外，指南的结构也已经有了变化，目的是提高清晰度。那些不直接用于计算要求的内容也被去掉了（例如，螺栓头部高度），或者已经被减少到了需要理解的最低水平（例如装配方法）。

经过集中讨论和1998年提交的草案修改，新版本的指南VDI 2230第一部分在2001年十月出版了德语版本，双语版本的完成也被使用了，是为了更正一些小的错误和补充材料参数的资料。双语版本并不包括2001年十月德语版本的内容的根本变化。

指南VDI 2230第一部分“系统性的计算高强度螺栓连接—圆柱螺栓连接”是VDI委员会“螺栓连接”的合作努力的结果。在此对委员会全体成员的义务劳动表示感谢，感谢他们的参与和提供专业知识表格和数据。

## 1 有效范围

本指南的条款适用于钢制高强度螺栓和高强度螺栓连接，（紧固螺纹带60°侧角），例如，强度等级8.8-12.9，或者70、80和工作负载的摩擦传导。作为规则，工作负载包括静态或动态轴向负载（例如，动作方向与螺栓轴方向平行）。此外，弯曲力矩和横向负载也会发生。

尺寸范围从M4-M39的数据也制成了表格。在低强度或者强度不同于DIN EN ISO 898-1标准，该指南也可以适用于其它材料制成的类似螺栓，也适用于一些大尺寸的螺栓。

指南也适用于在内部表面的接触区域有限制尺寸的地方（尺寸G，参照5.1.2.2部分）。如果超过该限制值，将不能适用，或者会发生大的计算错误。

基于表格A1-A4，A7，A11和A12的材料性质仅仅适用于室温，例如，必须根据它们的温度情况（较低和较高温度）制定适当的误差，极端应力（例如，腐蚀）、突发和随机负载不适用。

该指南原则上不废除根据实验的和/或者数字（FEM，BEM）测试要求以证实计算结果。这也特别推荐给一些重要的连接。

下列标准或者规范（选择）可在需要的时候查看：

DIN EN 1591-1 法兰和接头.带衬垫的环形法兰连接的设计规则.计算方法

DIN V ENV 1591-2 法兰及其接头.带衬垫的圆形法兰接头的设计规则.第2部分:衬垫参数

DIN EN 28839 紧固零件的机械性能；有色金属制造的螺栓、螺钉、螺柱和螺母

DIN EN ISO 898-1 由碳素钢和合金钢制成的紧固零件的机械性能；第一部分：螺栓，螺钉和螺柱

ISO 898-2 紧固零件的机械性能；第二部分：有规定的检验载荷值的螺母；粗牙螺纹

DIN EN ISO 3506 耐蚀不锈钢紧固件的机械性能

DIN V ENV 1991 结构设计和作用原理

DIN V ENV 1993 钢结构设计

EN 1515 法兰及其连接件；螺栓连接

## 2 技术准则 VDI 2230第1部分，1986年7月版与2001年10月修订版的差异

与以前版本的指南相比较，首先，根本的和总体的有效理论上的力的相互关系，螺栓连接的力矩和变形都有描述。所知道的同轴和偏心夹紧螺栓连接的设计关系源于附加的螺栓负载通常有效关系的正确的简化。计算是基于假设横截面保持平整。

在零部件的连接部分的夹紧或者变形件是非常重要的。该固体是描述成中空圆锥的平截头体，下面可以连到一个中空气缸。变形固体的位置决定了夹紧（ $S_{sym}$ ）的偏心和螺栓轴上的受力（ $a$ ）。

与1986年7月的版本相比，有更多实质性的变化，具体如下：

- 载荷系数  $n$  由计算决定。
- 被连接件的回弹力  $\delta_p$  应通过圆锥模型求取。
- 惯性力矩  $I_{Bers}$  的计算与夹紧件相关。
- 不同杨氏模量的被夹紧件螺栓事例。
- 不同的载荷因子  $\Phi$  描述已经完成。
- 介绍了通用的符号规则，例如： $a$ ， $S_{sym}$ ， $u$  和  $v$ 。
- 埋置的总数作为接合面数量和表面粗糙度的功能再次计算。
- 当计算螺纹孔深度时，要考虑螺纹误差，并使用剪切力方面的新知识。
- 不再包括螺栓头部高度计算。
- 横向载荷和剪切载荷的影响要关注更多的细节。
- 关于距离  $a$  的解释有详述。
- 考虑到迄今为止还没有使用预留量，螺栓强度可通过较高的装配预加载荷来更好地利用（屈服点的剪切应力分布，扭应力的下降，超过弹性极限的拧紧强化）。
- 作为热载荷结果的预加载变化已经包括在内。
- 关于材料性质的详细情况已经有扩展。
- 交变强度的章节已经更新，另外也提供了关于疲劳强度的信息。螺栓螺纹直径的交变应力计算不再参照横截面  $A_{d_3}$ ，而是参照应力横截面  $A_S$ 。

- 摩擦等级的系数表格里注明了摩擦值。
- 考虑到实际应用中发生的摩擦系数的扩散数量，拧紧因素的详细说明已经部分更正了。
- 非线性计算的近似值已经取消，对于开式连接（特殊情况），已经包括了简化和核准的近似方法。
- 至于其它机器部件的传统步骤相似方式，在计算中已经包括了安全性验证。
- 省略了可允许的额外的螺栓载荷试验。
- 另外的设计信息。

与2001年十月版本的不同之处在于：

- 根据DIN EN 1561和DIN EN 1563标准，更正了铸铁的机械特性，包括减少了剪切强度比例。
- 根据新的测试结果，改变了限制表面压力。
- 附加和更正了耐热钢材的特性。
- 介绍了内螺纹材料区域的杨氏模量  $E_{BI}$ ，

本指南的部分内容仍然不包括外部载荷的判定。

### 3 载荷和变形条件.

螺栓连接是通过单个或多个螺栓连接两个或多个零部件的一个可分离的连接。它可以在连接的零部件之间以清楚明确的位置从一个到另一个传递力和力矩。螺栓是根据要承受的会发生的工作负载设计，产生的连接功能可以完成。在以下部分，首先，所有的计算方法都有描述，计算单个螺栓连接的方法，通常被用于多种功能和相关的使用场合，已经得到更多解释，并形成了现有的指南。

#### 3.1 可用的计算方法概述

为了计算螺栓连接，连接的结构必须简化，直到它符合一个可以计算的机械模型。力传输的知识必须事先准备。根据该步骤，必须考虑到，由于这样理想的情形，只有连接件与实际条件的近似值才是可能的。根据适当费用，

与计算比较，实验的和数字的方法比实际条件有更好的表示。

我们所知道的机械模型可以根据周围的应用环境尺寸进行分类。下列分类描述不仅仅增加了计算方法的复杂性，也增加了某些连接几何结构的近似值特殊性。

- 单轴的：单螺栓连接的机械力学（1）
- 双轴的：横梁连接（2）和（3）的机械力学。
- 三轴：板状连接（4）到（8）的机械力学。

在图 3.1/1，可能的计算近似值分配到了常见的连接几何结构。所有的连接实例原则上按照单螺栓连接模式计算。据此，设计师可能会把一个复杂的、静态的、不确定的连接分成几个单螺栓连接。结果的质量将取决于精确度，根据数量和分配所确定的部分载荷决定。在一些更加复杂的计算方法中，这样的问题不会发生，因为螺栓已经考虑在更大的应用环境中。

单螺栓连接		多螺栓连接						螺栓连接
同轴或偏心		平面	轴对称			对称的	不对称的	螺栓轴线
圆柱或棱晶体	梁	梁	圆形	带密封环的法兰	带平面轴承的法兰	矩形的多螺栓连接	多螺栓连接	
								连接几何学
								相关负载
轴向力 $F_A$ 横向力 $F_Q$ 工作力矩 $M_B$	轴向力 $F_A$ 横向力 $F_Q$ 梁的平面力矩 $M_Z$	轴向力 $F_A$ 横向力 $F_Q$ 梁的平面力矩 $M_Z$	内部压力 $p$	轴向力 $F_A$ (Pipe force) 工作力矩 $M_B$ 内部压力 $p$	轴向力 $F_A$ 扭转力矩 $M_T$ 工作力矩 $M_B$	轴向力 $F_A$ 横向力 $F_Q$ 扭转力矩 $M_T$ 工作力矩 $M_B$	轴向力 $F_A$ 横向力 $F_Q$ 扭转力矩 $M_T$ 工作力矩 $M_B$	力和力矩
VDI 2230		VDI 2230限制处理2230			DIN 2505 AD Note B7 VDI 2230 (限制处理)	VDI 2230限制处理		
带其它条件的弯曲梁理论			搭板理论	使用简化模式的限制处理				计算步骤
有限单元法 (FEM)								

图 3.1/1 螺栓连接概要

### 3.2 单个螺栓连接计算，力和变形分析

单螺栓连接计算法则是基于螺栓轴的直接连接的弹性特性。在装配和工作情况下，这个区域影响变形和螺栓轴的受力。

在单螺栓连接中的力和轴向变形可以根据简化的机械弹簧模型来描述。在这个模型中，螺栓和被连接件被看作是带有回弹力  $\delta_s$  和  $\delta_p$  的张力和压力的弹簧，图 3.2/1。

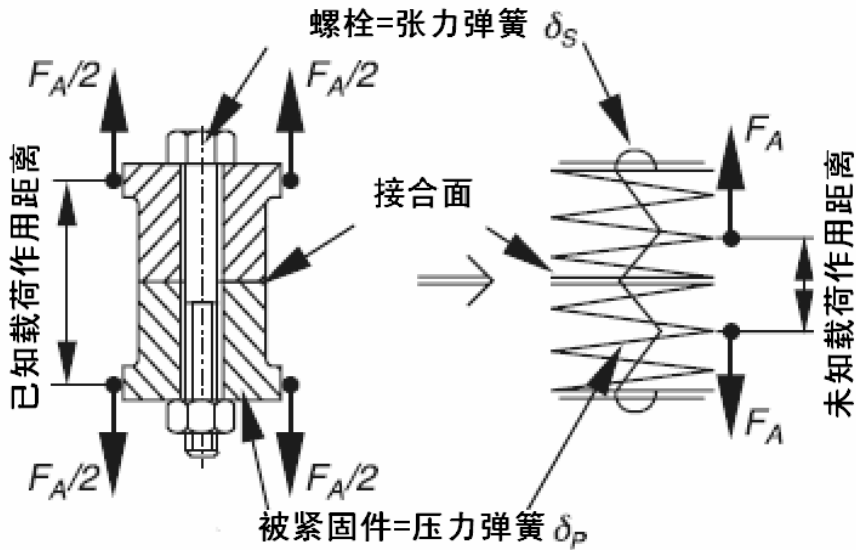


图3.2/1 同轴紧固连接转换成弹簧模式

在连接装配过程中，产生了一个（装配）预紧力  $F_M$ ，也在分界面上产生了紧固载荷  $F_K$ ，通过被紧固件并作用在螺栓上的轴向工作载荷  $F_A$ ，在接合面的紧固区域也通过螺栓按比例传递。除了预紧力，加在螺栓上的工作载荷比例按照附加的螺栓载荷  $F_{SA}$  指定，残余的比例减轻了紧固。这部分的分配比例取决于连接件的弹性和力的作用位置，由此确定了螺栓载荷的相当多的范围。

发生在螺栓连接上的力和位移原则上可以通过一个连接图表来说明。在图 3.2/2 中，相关的连接图表在每一个例子中分配给了同轴紧固连接的各种工作状态（3.2.1 部分）。为了清楚起见，（装配）预加载荷变化在这里就没有考虑（参照 5.4.2）。

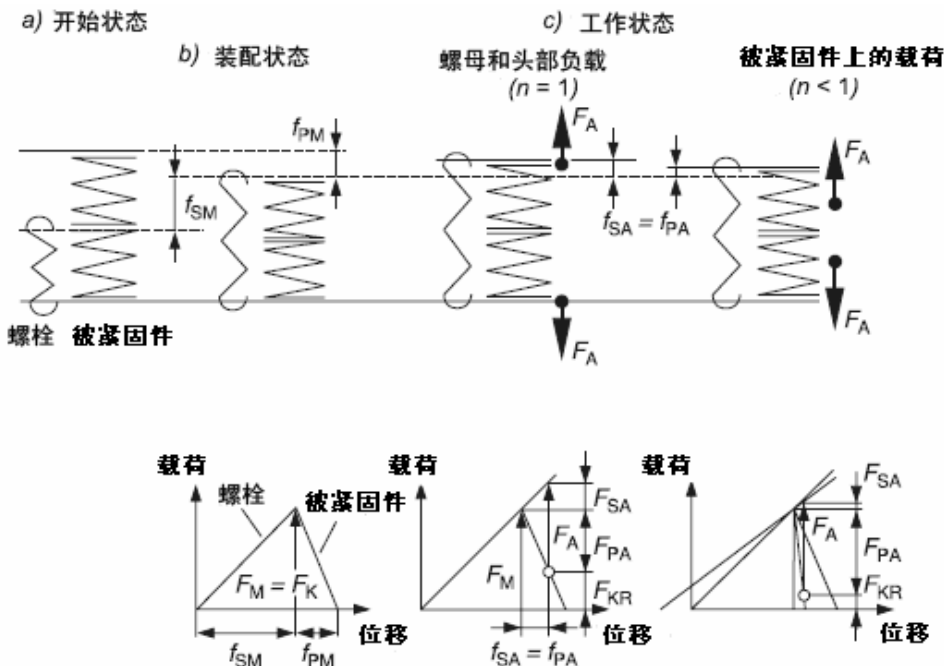


图3.2/2，各种工作状态的同轴紧固和螺栓连接上加载连接图表

为了进行更广泛的的可能影响附加的螺栓载荷的分析，简单的弹簧模型已经不够了。除了螺栓和被连接件的弹性

轴向应力  $\delta_s$  和  $\delta_p$  之外，这些部件的弯曲应力  $\beta_s$  和  $\beta_p$  也要考虑进去。

计算附加的螺栓载荷  $F_{SA}$  的相关方程式 (3/1) 考虑了该事实：螺栓会被工作负载  $F_A$  和工作力矩  $M_B$  [3] 拉伸。由于该影响因素，必须通过有效的方式说明不同的影响，不管特定的机械模型。

$$F_{SA} = \frac{n \cdot \delta_p \cdot (\beta_p + \beta_s) - m_M \cdot \beta_p \cdot \gamma_p}{(\delta_p + \delta_s) \cdot (\beta_p + \beta_s) - \gamma_p^2} \cdot F_A + \frac{n_M \cdot \delta_p \cdot (\beta_p + \beta_s) - m \cdot \beta_p \cdot \gamma_p}{(\delta_p + \delta_s) \cdot (\beta_p + \beta_s) - \gamma_p^2} \cdot M_B \quad (3/1)$$

数量  $n$ ， $m$ ， $n_M$  和  $m_M$  考虑了载荷或力矩作用点的影响。影响因素  $\delta$ 、 $\beta$  和  $\gamma$  代表了由于单位载荷或力矩的位移或倾斜量。

$\gamma_p$  螺栓头与螺栓轴线的倾斜量，假设附加的螺栓载荷  $F_{SA} = 1N$

$n$  载荷因子，用来描述螺栓头位移上的工作载荷的影响，请参照 5.2.2.1

$m$  力矩因子，用来描述螺栓头倾斜上的工作力矩的影响：

$$m = \beta_{VA} / \beta_p$$

$n_M$  力矩因子，用来描述螺栓头位移上的工作力矩的影响：

$$n_M = \gamma_{VA} / \delta_p$$

$m_M$  载荷因子，用来描述螺栓头倾斜上的工作载荷的影响

$$m_M = \alpha_{VA} / \beta_p$$

$\delta_{VA}$  螺栓头轴向位移，假设工作载荷  $F_A = 1N$

$\beta_{VA}$  与螺栓轴相关的螺栓头倾斜量，假设工作力矩  $M_B = 1Nm$

$\gamma_{VA}$  螺栓头轴向位移，假设工作力矩  $M_B = 1Nm$

$\alpha_{VA}$  与螺栓轴相关的螺栓头倾斜量，假设实际工作载荷  $F_A = 1N$

方程式 (3/1)，当引入载荷因子  $\Phi$  时 (5.3 部分) 也可以用下列关系式表示，见 5.3.2 节的部分。

$$F_{SA} = \Phi_{en}^* \cdot F_A + \Phi_m^* \cdot \frac{M_B}{s_{sym}} \quad (3/5)$$

在这种情况下，根据图表 3.1/1，工作载荷  $F_A$  指向背离接合面，工作力矩  $M_B$  按照逆时针方向旋转，这通常会确定的。对于标记  $s_{sym}$  参考 3.2.2 部分，和 5.3.2 部分。

连接要实现其功能，通常需要足够的表面压力或者接合面夹紧力。由装配预加载荷  $F_M$  产生的夹紧力在工作时由于连接（在  $F_A > 0$  时）的弹性而减小。在接合面上存在的残余夹紧力  $F_{KR}$  可以根据图 3.2/2，由下面的关系来确定：

$$F_{KR} = F_M - F_{PA} = F_M - (F_A - F_{SA}) \quad (3/6)$$

螺栓连接不仅可以用张力 ( $F_A > 0$ ) 加负载, 也可以用压力 ( $F_A < 0$ ) 加负载。在这种情况下, 虽然在接合面上的夹紧力增加了, 在螺栓头下面的剩余力  $F_{SR}$  却减少了, 因此可能会出现脱开。这些关系会在压缩状态下的连接负载的连接图表里说明 (图 3.2/3)。计算剩余力的关系可以用下列公式来表示。

$$F_{SR} = F_M + F_{SA} \quad \text{当 } F_{SA} < 0 \text{ 时}$$

当使用方程式 (3/7) 时, 已经考虑了表面压力的分布是通常不均匀的。因此, 根据方程式 (3/6) 设计的连接, 被紧固件可能会比预期的 (3.2.3 部分) 早脱开。

下列情况会出现表面压力分布更不均匀:

- 与被紧固件高度相关的接合面范围越大
- 载荷作用点与接合面靠得越近。
- 由工作载荷引起的弯曲力矩越大。

计算附加螺栓载荷的基本方程式 (3/1) 的应用将会在同轴和偏心夹紧例子中显示。在这种情况下, 一个”纯”工作力矩载荷, 例如, 不受力的工作力矩载荷, 将不考虑在内, 因为它构成了一个特殊例子。只有当关于连接脱开 (5.3.2 部分) 和确定交变弯曲应力 (5.5.3 部分) 的特殊例子时,  $M_B$  才会考虑进去。

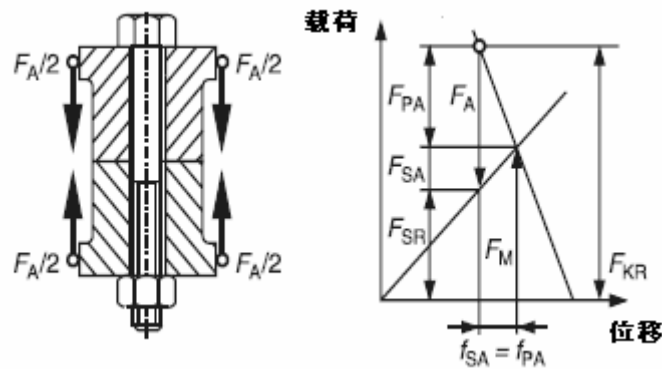


图 3.2/3 当同轴载荷直接作用在螺栓头和螺母下面时处于压力负载下的连接图表

### 3.2.1 同轴夹紧单螺栓连接

螺栓连接在以下情况下可以认为是同轴夹紧: 当假设的压缩圆锥体, 从螺栓头开始, 在所有的边都可以形成, 或者它的形成受到实际工作载荷 (图 3.2/4) 时螺栓轴/线平面对称方式的限制。

这时, 在连接的预加载过程中, 螺栓头将不与螺栓轴成某种角度。因此螺栓在预加载过程中不会弯曲。

对于这个简单的情况, 影响因子  $\gamma_p = 0$ 。对于在同轴情况下的同轴夹紧连接, 也有受偏心力的例子, 所知道的关系是从基本方程式 (3/1) 变换而来 (工作力矩  $M_B = 0$ )

$$F_{SA} = n \cdot \frac{\delta_P}{\delta_P + \delta_S} \cdot F_A \quad (3/8)$$

### 3.2.2 偏心紧固单螺栓连接

当被连接件被偏心夹紧时, 在此过程中, 螺栓轴与侧面对称夹条件 (在预加载过程中螺栓弯曲) 轴并不重合,

对于纯粹力 ( $M_B = 0$ ) 的应用的影响变量, 假设如下:

- 横截面保持平整, 和
- 除了螺栓载荷外, 当轴向工作载荷作用 (这种情况下  $n = m$ ) 时, 一个假设的力矩以一样的比例作用到载荷作用点, 可以用简单方式确定:

$$\delta_{VA} = -(\delta_A^Z + a \cdot s_{sym} \cdot \beta_P^Z) \quad (3/9)$$

$$\delta_P = +(\delta_P^Z + s_{sym}^2 \cdot \beta_P^Z) = \delta_P^* \quad (3/10)$$

$$\gamma_P = +\beta_P^Z \cdot s_{sym} \quad (3/11)$$

$$\alpha_{VA} = -\beta_P^Z \cdot a \quad (3/12)$$

在这种情况下, 系数  $s_{sym}$  指定了从假设的侧面对称夹紧件的螺栓轴 0 的距离  $S$ 。系数  $a$  表示了轴向工作载荷  $F_A$  (见 5.2.1 部分) 的行程  $A$  的等值线到假设的侧面对称夹紧件 0 的距离。这里也考虑了  $a$  总是作为一个确定值引入。如果力的行程  $A$  和螺栓轴  $S$  相对于轴 0 处于同一侧, 距离  $s_{sym}$  将作为确定值引入。但如果处于相对侧, 这个值就是不确定的。对于同轴夹紧的情况, 紧固件相应的回弹力是由  $\beta_P^Z$  和  $\delta_P^Z$  确定 (图 3.2/4)。

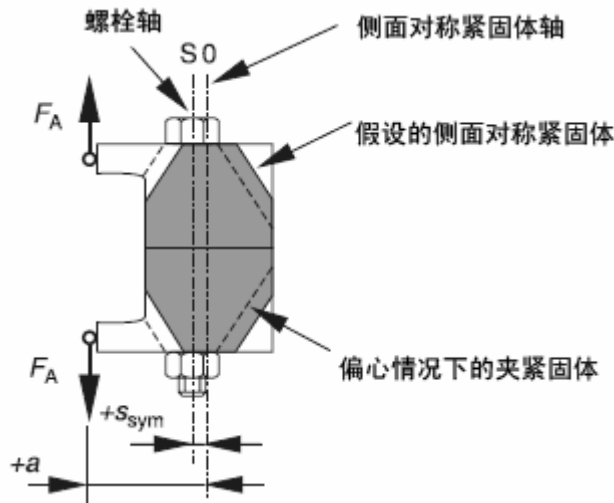


图 3.2/4 从一个假设的同轴夹紧连接在偏心夹紧连接下确定  $s_{sym}$  的模式

下列方程式 (3/13) 的有效范围是建立在假设横截面保持平整的精确度上的。对于小的偏心  $s_{sym}$  和  $a$ , 导致的错误较小。对于较大的数值, 必须找到确定影响因素的其它模型。因此, 对于附加螺栓载荷:

$$F_{SA} = n \cdot \frac{\delta_P^Z \left\{ 1 + s_{sym} \cdot a \cdot \frac{(\beta_P^Z / \delta_P^Z)}{[1 + (\beta_P^Z / \beta_S)]} \right\}}{\delta_S + \delta_P^Z \cdot \left\{ 1 + s_{sym}^2 \cdot \frac{(\beta_P^Z / \delta_P^Z)}{[1 + (\beta_P^Z / \beta_S)]} \right\}} \cdot F_A \quad (3/13)$$

该方程式考虑了螺栓弯曲的影响, 通常, 由于螺栓高的弯曲回弹力, 该影响可以忽略。也就是,  $(\beta_P^Z / \beta_S) \approx 0$ 。

基于上述假设，弯曲回弹力  $\beta_P^Z$  可以通过转动惯量  $I_{Bers}$  大致确定：

$$\beta_P^Z \approx \frac{l_K}{E_P \cdot I_{Bers}} \quad (3/14)$$

因此，所知道的计算附加螺栓载荷的关系可以规定如下：

$$F_{SA} = n \cdot \frac{\delta_P^Z + s_{sym} \cdot a \cdot \frac{l_K}{E_P \cdot I_{Bers}}}{\delta_S + \delta_P^Z + s_{sym}^2 \cdot \frac{l_K}{E_P \cdot I_{Bers}}} \cdot F_A \quad (3/15)$$

$n$  对于假设的同轴夹紧例子的载荷系数

$s_{sym}$  侧面对称被紧固件的轴到螺栓轴的距离

$a$  从侧面对称被紧固件的轴到力作用点的距离。在这种情况下， $a > 0$

### 3.2.3 单边开放的连接

根据上述计算近似值，螺栓确定尺寸首先要考虑到夹紧力，以避免在轴的工作载荷  $F_A$  压力下连接的单边开放。

如果能够满足避免被紧固件的接合面的单边开放的要求，载荷/变形如图 5.3/4 所示。

在这种情况下，工作载荷  $F_A$  超过了开放载荷  $F_{Aab}$ ，这里接合面的单边开放作为偏心轴工作载荷开始的结果。尽

管附加螺栓载荷  $F_{SA}$  增加，局部的接合面开放在一定的限制下是被允许的。同时，也可以更好地利用螺栓螺纹的动态力。因此，例如，对于螺栓较小的螺纹直径或者较低的强度等级，也是可以提供的（参照 5.4 部分）。

### 3.2.4 横向力的影响

在一般的机械工程中，螺栓连接是通常按照下列方法设计：横向力（工作载荷垂直作用到螺栓轴上）通过静态摩擦传递到预加载的连接接合面上。然而，也有可能是连接元件自身或者其它元件（销子或套管）以有效锁紧方式（剪切/螺栓承压应力连接）来传输横向力。轴向的附加螺栓载荷  $F_{SA}$  通常可以被忽略。（参考 5.5.6 部分）

如果外部负载的方向改变导致横向剪切，如果螺栓没有固定好，它会通过旋转来自动松动。在配套的螺纹和/或者承压面上的相关运动抵消了自锁，因此连接（在拧紧过程中与负的有用力矩一致）的内部松开力矩将不再与螺纹或承压平面的摩擦运动平衡。

在高的预加载的螺栓连接，通常没有旋转导致的自动松动。如果螺栓有较低的抗弯曲能力，就需要额外的锁紧来保证避免不允许的预加载损失。锁紧可以防止由于旋转而松开，以保证至少 80% 的装配预紧力能够保持作为残余预紧力。系紧锁紧表示仅仅防止螺纹副彻底失效，例如，残余预紧力可以全部散失（也可参照 6.2 部分）。

原则上发生在横向负载螺栓连接的埋置量是比只有轴向负载（参照 5.4.2.1 部分）的连接大。遇到较高预加载带有较高回弹力的螺栓，预加载的损失是由于微弱的松弛。对于有较低回弹力的螺栓，一个附加的弹性中间元件（例如：张紧垫圈）是有必要的，以避免预加载的不允许的损失。这里，需要小心保证锁紧元件不被装配预加载压缩，直到锁紧，而且不再需要提供弹性效果。

## 4 计算步骤

### 4.1 概述

分解条件：

功能， 安装， 几何， 材料， 强度等级， 表面， 拧紧力矩， 拧紧工具  
输入：

**R0** 公称直径

极限尺寸  $d, G$

**R1** 拧紧系数

$\alpha_A$

**R2** 最小夹紧力

$F_{Kerf}$

变三角形：

**R3** 区分工作载荷/载荷系数

$F_{SA}, F_{PA}, \Phi$

**R4** 预加载变化

$F_Z, \Delta F'_{Vth}$

**R5** 最小装配预加载荷

$F_{M \min}$

**R6** 最大装配预加载荷

$F_{M \max}$

应力例子和强度验证：

**R7** 装配应力

$\sigma_{red,M}, F_{Mzul}$

**R8** 工作应力

$\sigma_{red,B}, S_F$

**R9** 交变应力

$\sigma_a, \sigma_{ab}, S_D$

**R10** 表面压力

$p_{\max}, S_P$

**R11** 最小联接长度

$m_{eff \min}$

**R12** 滑动， 剪切应力

$S_G, \tau_{Q \max}$

**R13** 拧紧力矩

$M_A$

## 4.2 说明

螺栓连接的计算是基于外部工作载荷  $F_B$  作用在该连接点上。该工作负载和由此引起的零部件的弹性变形在单个螺栓连接点产生了轴向工作载荷  $F_A$ ，一个横向载荷  $F_Q$ ，一个弯曲载荷  $M_b$  和某些情况下的力矩  $M_T$ 。在特殊情况下，一个“纯”工作力矩  $M_B$ ，例如，一个没有受力的工作力矩  $M_B$ ，作用在螺栓点。

通常的困难和力及变形的大规模分析需要牵涉到初始数量的确定，那么本指南不能涉及，因为有大量的零部件和螺栓连接的设计：这项任务必须通过借助弹性理论力学来解决。

只有简单对称的和硬连接可以通过简单的工作载荷分析来得到初始数量。随后可以被知道初始数量  $F_A, F_Q,$

$M_T$  和一些例子中的  $M_B$ 。

当必须的螺栓尺寸通过计算确定后，从预先知道的负载条件开始，也考虑了预加载  $F_Z + \Delta F_{Vth}$  的损失可能会由于埋置和温度变化发生。也考虑了工作状态下的负载作用在被紧固件的接合面上，与装配预加载  $F_M$  相比较，按照轴向的螺栓力的比例  $F_{PA} = (1 - \Phi)F_A$  变化——通常是减少 ( $F_A > 0$ ) ——根据一些要求，在螺栓连接需要最小的夹紧力  $F_{Kerf}$  值，例如，密封功能，防止接合面的单边开放，或者自动松开。

最后，由于装配预加载  $F_M$  可能会在依照选择的装配方法和摩擦条件的广泛的限制内分散更多或更少，造成误差。所有这些因素（图 4.2/1）都是主要尺寸公式的积分部分，它是螺栓计算的基础。

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min} = \alpha_A [F_{Kerf} + (1 - \Phi)F_A + F_Z + \Delta F_{Vth}] \quad (4.2/1)$$

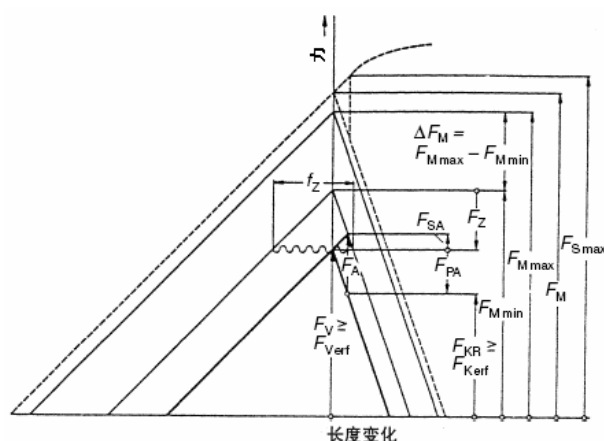


图4.2/1 主要尺寸和连接图表的更多重要量（不包括额外的热载荷  $\Delta F_{Vth}$ ）

螺栓的装配预加载荷  $F_M$  是螺栓名义尺寸确定尺寸的依据。与在拧紧过程中产生的螺纹力矩一起，它可以利用标准化的螺栓材料的最小屈服点直到 100% 及以上（拧紧力矩超过屈服点）。对于材料的相关强度和考虑的摩擦条件，所选择的螺栓必须有一个关联的夹紧力  $F_M$ ，它至少要和计算的最大装配预加载  $F_{M \max}$  一样大。

90% 的最小屈服点通常是作为最频繁应用——力矩控制拧紧的拧紧力矩。  $F_{MTab}$  和用于装配的关联的拧紧力矩可以从表格 A1 到 A4 查询到。

如果工作情况下的应力是交变应力，那么交变应力  $\pm \sigma_{ab}$  必须不能超过螺栓的疲劳极限。

最后，计算方法也包括要检查螺栓头或螺母下面的表面压力。不能超过材料的限制的表面压力，是为了避免由于蠕变而使预加载荷损失。

设计或装配条件通常可以选择或者受到影响，这些确定了用于埋置和分散预加载需要插入的数值。

## RO 确定了名义直径 $d$ 和检查限制的尺寸 $G$

螺栓的名义直径通常根据表格 A7 来决定。

需要检查偏心夹紧和偏心负载连接下的计算关系的有效性。轴向工作载荷作用下的螺栓轴/线平面的尺寸  $c_T$  不能超过下面的限制尺寸（也可以参照 5.1.2.2 部分）

$$DSV : G = h_{\min} + d_w \quad (R0/1)$$

$$ESV : G' \approx (1.5 \dots 2) \cdot d_w \quad (R0/2)$$

超过限制尺寸会产生很大的计算错误。

### R1 确定了拧紧系数 $\alpha_A$ （参照 5.4.3 部分）

根据表格 A8，拧紧系数  $\alpha_A$  考虑了可以达到的  $F_{M \min}$  和  $F_{M \max}$  装配预加载。当考虑拧紧和调整技术和如果需要摩擦系数等级（表格 A5）

$$\alpha_A = \frac{F_{M \max}}{F_{M \min}} \quad (R1/1)$$

对于屈服和角度控制拧紧，根据表格 A8 拧紧系数  $\alpha_A$  是由  $\alpha_A = 1$  代替

### R2 确定了需要最小夹紧力 $F_{Kerf}$ （5.4.1 部分）

需要最小夹紧力  $F_{Kerf}$  是考虑到下列要求而确定。

a) 摩擦夹紧传递螺栓轴向  $M_y$  的横向载荷  $F_Q$  和/或力矩

$$F_{KQ} = \frac{F_{Q \max}}{q_F \cdot \mu_{T \min}} + \frac{M_{Y \max}}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{T \min}} \quad (R2/1)$$

b) 密封介质

$$F_{KP} = A_D \cdot p_{i \max} \quad (R2/2)$$

c) 防止开放（参照 5.3.2）

$$F_{KA} = F_{Kab} = F_{A \max} \frac{A_D \cdot (a \cdot u - s_{sym} \cdot u)}{I_{bt} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D} + M_{B \max} \frac{u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D} \quad (R2/3)$$

夹紧的偏心  $s_{sym}$ （3.2.2 部分）和负载（距离  $a$  和 5.2.1 部分）的偏心需要阐明。这里的参考点是假设的位置，侧面对称变形和/或者工作载荷作用点/螺栓轴线（图 3.2/4）平面上的夹紧件。距离  $a$  总是有一个定值（参照 5.3.2 部分）。

上述三个要求导致了以下关系：

$$F_{Kerf} \geq \max(F_{KQ}; F_{KP} + F_{KA}) \quad (R2/4)$$

### R3 将工作负载分成 $F_{SA}$ 和 $F_{PA}$ ，确定了 $\Phi$ ， $\delta_S$ ， $\delta_P$ 和 $n$ （5.1 部分，5.2.2 部分和 5.3 部分）

载荷因子  $\Phi$  是附加的螺栓载荷  $F_{SA}$  和轴向工作载荷组成部分  $F_A$  的比值。

$$\Phi = \frac{F_{SA}}{F_A} \quad (R3/1)$$

对于减轻被紧固件的负载，它遵循下列公式

$$F_{PA} = (1 - \Phi)F_A \quad (R3/2)$$

为了确定载荷因子  $\Phi$ ，需要提供螺栓的回弹  $\delta_s$ （5.1.1 部分）、被紧固件的回弹  $\delta_p$ （5.1.2 部分）和载荷系数  $n$  的估值（5.2.2 部分）。

对于典型的载荷和夹紧情况（也参照 5.3.1 部分）适用下列：

a) 同轴负载和夹紧（ $s_{sym} = 0$  和  $a = 0$ ）。根据方程式（5.3.1/2）：

$$\Phi_n = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} \quad (R3/3)$$

$\delta_p$  参考 5.1.2 部分。

b) 偏心夹紧和负载（ $s_{sym} \neq 0$  和  $a > 0$ ），这种情况最经常发生。

$$\Phi_{en}^* = n \cdot \frac{\delta_p^{**}}{\delta_s + \delta_p^*} \quad (R3/3)$$

$\delta_p^*$  根据方程式（5.12/23）， $\delta_p^{**}$  根据方程式（5.1.2/24）。

对于很少受工作力矩  $M_B$  影响的例子，参考 5.3.1.3 部分。

#### R4 预加载荷变化 $F_Z, \Delta F'_{Vth}$ （5.4.2 部分）

对于螺栓由于应变造成的预加载荷  $F_Z$  损失：

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_s + \delta_p)} \quad (R4/1)$$

该指南评估了例如钢制螺栓，螺母和被紧固件情况下埋置的总量可以从表格 5.4/1 获得。

对于热应力螺栓连接，预加载荷可能会由于螺栓及被紧固件不同的热膨胀系数而变化。下列公式适用于简单的设计：

$$\Delta F'_{Vth} = \frac{l_K \cdot (\alpha_S \cdot \Delta T_S - \alpha_P \cdot \Delta T_P)}{\delta_S \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_P \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \quad (R4/2)$$

由于松弛，需要检查是否有更多的预加载荷损失。

#### R5 确定了最小的装配预加载荷 $F_{M \min}$ （5.4.3 部分）

考虑到预加载荷变化和假设连接最大可能的解除，可以得到需要的最小的装配预加载荷。

$$F_{M \min} = F_{Kerf} + (1 - \Phi_{en}^*) F_{A \max} + F_Z + \Delta F_{Vth}' \quad (R5/1)$$

如果不能完全保证负载在达到工作或平衡温度时总是能够发生,那么很有必要注意:如果  $\Delta F_{Vth}' < 0$ ,  $\Delta F_{Vth}' = 0$  在这里需要代替!

#### R6 确定最大装配预加载荷 $F_{M \max}$ (5.4.3部分)

考虑到 (R1/1), 可能的最大装配预加载荷可以按照以下计算:

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min} \quad (R6/1)$$

#### R7 确定装配应力 $\sigma_{red}$ , $M$ 和 $F_{Mzul}$ (5.5.1部分) 和检查螺栓尺寸

目的是最大可能限度的利用螺栓强度。根据 DIN EN ISO 898-1 标准, 如果当螺栓 (通常是 90%) 的最小屈服点  $R_{p0.2 \min}$  只有一部分允许被用于在装配状态  $\sigma_{red, M}$  下的相对应力, 下列公式适用, 其中利用因子  $\nu$ :

$$\sigma_{red, Mzul} = \nu \cdot R_{p0.2 \min} \quad (R7/1)$$

装配预加载荷允许所选择的螺栓可以按照下列计算:

$$F_{Mzul} = A_0 \cdot \frac{\nu \cdot R_{p0.2 \min}}{\sqrt{1 + 3 \left[ \frac{3}{2} \frac{d_2}{d_0} \left( \frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1.155 \mu_{G \min} \right) \right]^2}} \quad (R7/2)$$

当最小屈服点  $R_{p0.2 \min}$  有 90% 的利用时, 装配预加载荷  $F_{Mzul} = F_{MTab}$  可以从表格 A1 到 A4 获得。

如果螺纹  $\mu_G$  和螺栓头或螺母  $\mu_K$  (参考 R13) 的承压面摩擦系数未知, 可以查询表格 A5 来得到这些信息。

如果根据 RO 大概估计, 螺栓尺寸可以继续采用, 请使用下列公式:

$$F_{Mzul} \geq F_{M \max}, \quad F_{MTab} \geq F_{M \max} \quad (R7/3)$$

如果不能满足该要求, 应该选择较大的名义直径的螺栓并按照 R2 重复计算。如果该较大名义直径的螺栓还不行, 就要采取其他办法, 例如选择更高强度等级或者另外的装配方法, 减少摩擦, 或外部载荷, 或者其它设计变化。

#### R8 确定工作应力 $\sigma_{red, B}$ (5.5.2部分)

如果出现连接拧紧超过弹性极限的情况, 超过屈服点是被允许的。预加载荷在工作应力过程中会下降。如果需要, 应检查需要的最小预加载荷。

对于在加载过程中不超过螺栓屈服点的连接, 应参考以下:

在工作状态, 总的螺栓载荷  $F_{S \max}$  计算如下:

$$F_{S \max} = F_{Mzul} + \Phi_{en}^* \cdot F_{A \max} - \Delta F_{Vth} \quad (R8/1)$$

由于热量可导致预加载荷变化, 这个关系可根据 5.4.2.2 部分适用的方程式 (5.4/10), 完全包括了温度的影响。

**注意: 如果  $\Delta F_{Vth} > 0$ , 那么  $\Delta F_{Vth} = 0$  在此被代替!**

最大拉伸应力可以按照下列公式计算:

$$\sigma_{z \max} = F_{S \max} / A_0 \quad (\text{R8/2})$$

最大扭转应力可以根据下列公式计算

$$\tau_{\max} = M_G / W_P \quad (\text{R8/3})$$

其中  $M_G = F_{Mzul} \frac{d_2}{2} \left( \frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1.155 \mu_{G \min} \right)$ ,  $W_P = \frac{\pi}{16} d_0^3$ ,  $d_0 = d_s$  或者  $d_0 = d_{i \min}$  (对于缩小杆螺栓,  $d_0 = d_T$ )。

对于减少的或相对的附带扭转应力的应力在应用中 (推荐  $k_\tau = 0.5$ ) 减少到  $k_\tau$  的:

$$\sigma_{red,B} = \sqrt{\sigma_{z \max}^2 + 3(k_\tau \cdot \tau_{\max})^2} \quad (\text{R8/4})$$

必须遵循下列公式:

$$\sigma_{red,B} < R_{p0.2 \min} \quad (\text{R8/5-1})$$

或者其中一个安全界限超过了屈服点:

$$S_F = R_{p0.2 \min} / \sigma_{red,B} \geq 1.0 \quad (\text{R8/5-2})$$

下列公式适用于扭转应力全部失去和没有扭转的拧紧:

$$R_{p0.2 \min} \cdot A_0 \geq F_{S \max} \quad (\text{R8/6-1})$$

$$S_F = R_{p0.2 \min} / \sigma_{z \max} \geq 1.0 \quad (\text{R8/6-2})$$

需要的安全界限必须由用户自己建立。

#### R9 确定了交变应力 $\sigma_a$ , $\sigma_{ab}$ (5.5.3部分)

检查交变应力:

$$\text{通常: } \sigma_a = \frac{F_{SAo} - F_{SAu}}{2A_S} \quad (\text{R9/1})$$

$$\text{偏心: } \sigma_{ab} = \frac{\sigma_{SAbo} - \sigma_{SAbu}}{2} \quad (\text{R9/2})$$

根据方程式 (5.5/36) 计算  $\sigma_{SAb}$ 。

使用下列公式

$$\sigma_{a/ab} \leq \sigma_{AS} \quad (\text{R9/3})$$

交变的安全验证按照下列公式:

$$S_D = \frac{\sigma_{AS}}{\sigma_{a/ab}} \geq 1.0 \quad (\text{R9/4})$$

安全界限由用户自己确定。在[4]中, 推荐  $S_D \geq 1.2$ 。

在交变循环次数  $N_D \geq 2 \cdot 10^6$  与应力横截面  $A_S$  相关的高强度螺栓的疲劳极限参考值:

在热处理前轧制 (SV)

$$\sigma_{ASV} = 0.85(150/d + 45) \quad (R9/5-1)$$

在热处理后轧制 (SG)

$$\sigma_{ASV} = (2 - F_{Sm} / F_{0.2\min}) \cdot \sigma_{ASV} \quad (R9/5-2)$$

如果大于疲劳强度  $\sigma_{AS}$  的应力振幅的交变循环次数只有几千次 ( $N_Z > 10^4$ )，如果下列动态强度值确定的话，可以建立连接的耐久极限。

在热处理前轧制 (SV)

$$\sigma_{AZSV} = \sigma_{ASV} (N_D / N_Z)^{1/3} \quad (R9/6-1)$$

在热处理后轧制 (SG)

$$\sigma_{AZSG} = \sigma_{ASG} (N_D / N_Z)^{1/6} \quad (R9/6-1)$$

#### R10 确定表面压力 $p_{\max}$ (5.5.4部分)

一方面，在螺栓头和螺母之间的承压面，另一方面是被紧固件，表面压力导致了与预加载荷减小相关的蠕变（含时塑性流动），作为装配预加载荷或者工作中的最大载荷的结果，并不有效。根据倒角期望误差计算的表面压力，不应该超过被紧固材料的表面极限压力。

装配状态  $e$ ：

$$p_{M\max} = F_{Mzul} / A_{p\min} \leq p_G \quad (R10/1)$$

工作状态：

$$p_{B\max} = (F_{V\max} + F_{SA\max} - \Delta F_{Vth}) / A_{p\min} \leq p_G \quad (R10/2)$$

注意：如果  $\Delta F_{Vth} > 0$ ，那么  $\Delta F_{Vth} = 0$  在这里要被代替！

对于附带屈服或角度控制拧紧技术的最大表面压力，要考虑屈服点分散，从表格 A1 到 A4 可以查到  $F_{MTab}$ ，并参考下列公式：

$$p_{\max} = \frac{F_{MTab}}{A_{p\min}} \cdot 1.4 \quad (R10/3)$$

交变的安全验证：

$$S_p = p_G / p_{M/B\max} \geq 1.0 \quad (R10/4)$$

#### R11 最小联接长度 $m_{eff\min}$ (5.5.5部分)

为了防止螺栓连接由于啮合的螺纹脱开而失效，螺纹和螺母的足够的啮合是很必要的。必须遵循下列原则：螺栓的最大拉伸力必须小于联接的螺母螺纹的最大拉伸力。

$$F_{mS} \leq F_{mGM} \quad (R11/1)$$

最小联接长度  $m_{eff\min}$  需要根据该条件并与公称直径相关，对于从 M4 到 M39 的标准螺纹，可以参照表格 5.5/4。

**R12 确定了防止下跌  $S_G$  的安全界限和剪切应力  $\tau_{Q\max}$  (5.5.6部分)**

发生在螺栓连接的横向负载通过摩擦夹紧传递，在超载或正好合适的螺栓时，可以排除连接由于剪切或超过螺栓允许的承受应力导致的失效。

如果接合面数量  $q_F$  和  $q_M$  不可避免地牵涉到打滑和接合面的摩擦系数  $\mu_T$ ，下列公式适用最小残余预紧力  $F_{KR\min}$  和需要传递横向负载的预紧力  $F_{KQ\text{erf}}$ ：

$$F_{KR\min} = \frac{F_{Mzul}}{\alpha_A} - (1 - \Phi_{en}^*) F_{A\max} - F_Z - \Delta F_{Vth} \quad (R12/1)$$

如果  $\Delta F_{Vth} < 0$ ，那么  $\Delta F_{Vth} = 0$  通常要被代替。

$$F_{KQ\text{erf}} = \frac{F_{Q\max}}{q_F \cdot \mu_{T\min}} + \frac{M_{Y\max}}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{T\min}} \quad (R12/2)$$

必须适用下面公式：

$$F_{KR\min} > F_{KQ\text{erf}} \quad (R12/3)$$

防止打滑的安全验证：

$$S_G = \frac{F_{KR\min}}{F_{KQ\text{erf}}} > 1.0 \quad (R12/4)$$

安全界限由用户自己建立。通常的静态载荷数据： $S_G \geq 1.2$ ，对于交变载荷  $F_Q$  和/或者  $M_Y$ ： $S_G \geq 1.8$ 。

过载，例如，克服了接合面上的静态摩擦，可能会导致剪切/螺栓承压应力 (SL)。对于接合面上的螺栓横截面  $A_\tau$  的剪切应力：

$$\tau_{Q\max} = F_{Q\max} / A_\tau \quad (R12/5)$$

避免螺栓剪切的目的是：

$$\tau_{Q\max} < \tau_B \quad (R12/6-1)$$

或

$$F_{Q\max} < \tau_B \cdot A_\tau = A_\tau \cdot R_m \cdot (\tau_B / R_m) \quad (R12/6-2)$$

对于剪切强度比例，参考表格 5.5/1；对于抗拉强度  $R_m$ ，参考表格 A9。

对于抗剪切的安全验证：

$$S_A = \frac{\tau_B}{\tau_{Q\max}} = \frac{\tau_B \cdot A_\tau}{F_{Q\max}} \geq 1.1 \quad (R12/7)$$

对于负载分布和连接强度，可以参考 5.5.6 部分了解更多信息。

**R13 确定了拧紧力矩  $M_A$  (5.4.3部分)**

力矩控制拧紧需要的拧紧力矩可以从表格 A1 到 A4 查到（对于  $\nu = 0.9$ ），在这种情况下，使用最小的摩擦系数。拧紧力矩可以参考下列公式计算：

$$M_A = F_{Mzul} \left[ 0.16 \cdot P + 0.58 \cdot d_2 \cdot \mu_{G \min} + \frac{D_{Km}}{2} \mu_{K \min} \right] \quad (R13/1)$$

当使用可以防止螺栓旋转变松或松弛的接线元件时，可能必须要考虑螺栓拧得过紧产生的力矩  $M_U$  和额外的头

部力矩  $M_{KZu}$ ：

$$M_{A,S} = M_A + M_U + M_{KZu} \quad (R13/2)$$

## 5 数值计算

### 5.1 连接的回弹

#### 5.1.1 螺栓的回弹

螺栓的回弹力不仅仅考虑了在夹紧长度范围内的弹性变形，也考虑了在此范围以外发生的任何弹性变形，还有在连接点螺栓的变形影响。

区别是在轴向回弹力和弯曲回弹力。

##### 5.1.1.1 轴向回弹

螺栓包括了一系列的可以由各种长度  $l_i$  的圆柱体和交叉区域  $A_i$ （图 5.1/1）代替的单个元件，如果  $E_S$  是螺栓材料的杨氏模数，那么在负载  $F$  下的单个元件的弹性延伸率  $f_i$  就是：

$$f_i = \frac{l_i \cdot F}{E_S \cdot A_i} \quad (5.1/1)$$

根据方程式（5.1/1），它将遵循轴向的圆柱单个元件弹性回弹力：

$$\delta_i = \frac{f_i}{F} = \frac{l_i}{E_S A_i}$$

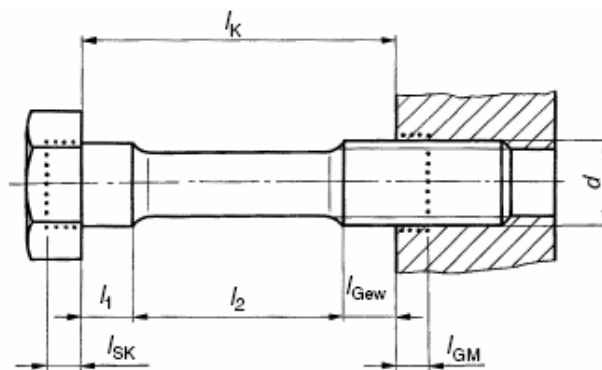


图5.1/1 将螺栓分割成单个圆柱体和螺栓外的变形区域，弹性回弹力这样可以按照轴向螺栓回弹力作为整体的部件计算

在螺栓里面，圆柱体部件排成一行，因此整个弹性回弹力  $\delta_S$  可以在夹紧长度（ $\delta_i$ ）和更多变形区域范围内，由增加单个圆柱体部件的回弹力来确定：

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_{Gew} + \delta_{GM} \quad (5.1/3)$$

头部的回弹力  $\delta_{SK}$  和啮合的螺纹部分的回弹力，包括螺母或螺纹孔区域  $\delta_{GM}$ ，属于进一步变形区域，比如那些在夹紧长度范围以外的。 $\delta_{GM}$  由啮合的螺栓螺纹小径  $\delta_G$  处的回弹力和螺母或螺纹孔区域  $\delta_M$  回弹力组成， $\delta_{GM}$  来自螺栓和螺母内螺纹之间轴向相对运动，它是由弹性弯曲和螺牙及螺母螺纹的受压变形及螺母的受压变形及螺母或内部螺纹区域失调造成的。

$$\delta_{GM} = \delta_G + \delta_M \quad (5.1/4)$$

单个回弹力可以用代替的延伸长度（也可以参考图表 5.1/1）计算：

$$\delta_G = \frac{l_G}{E_S \cdot A_{d_3}} \quad (5.1/5)$$

这里[5]：

$$l_G = 0.5 \cdot d \quad (5.1/6)$$

$$A_{d_3} = \frac{\pi}{4} d_3^2 \quad (5.1/7)$$

进一步：

$$\delta_M = \frac{l_M}{E_M \cdot A_N} \quad (5.1/8)$$

对于有头的螺纹连接（图表 5.1/1），有  $E_M = E_{BI}$ 。对于螺栓连接（图表 5.1/3）和螺杆连接，有  $E_M = E_S$ 。

$$A_N = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (5.1/9)$$

对于螺栓连接

$$l_M = 0.4d \quad (5.1/10)$$

或对于有头的螺纹连接 [6]

$$l_M = 0.33d \quad (5.1/11)$$

螺纹（图表 5.1/1,  $l_{Gew}$ ）没有衔接的负载件的回弹力按照横截面以最小直径  $A_{d_3}$  如下计算：

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_{d_3}} \quad (5.1/12)$$

对于标准的六角头螺栓和内六角螺丝的弹性回弹力按照下列公式计算：

$$\delta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S \cdot A_N} \quad (5.1/13)$$

六角头螺栓头部有可代替的拉伸长度的计算公式：

$$l_{SK} = 0.5 \cdot d, \text{ 对于 } d_h \text{ 平均} \quad (5.1/14)$$

根据[6] 内六角圆柱头螺钉的计算公式：

$$l_{SK} = 0.4 \cdot d \quad (5.1/15)$$

对于其它种类的负载衔接和它的螺栓头形式，现在还没有可靠的研究。估计的话，可以参照上述数据进行计算。

### 5.1.1.2 弯曲回弹

当弯曲力矩作用时，通常需要螺栓的弯曲回弹力，来计算由弯曲负载产生的额外的应力，可以按照与轴向回弹力类似的方式来定义。

在简化模式下，当弯曲棒夹紧一边的时候，下面的公式适用弯曲变形，例如，弯曲角度：

$$\gamma = \frac{M_B \cdot l_K}{E \cdot I} \quad (5.1/16)$$

弯曲回弹力，与弯曲角度近似，是通常与方程式 (5.1/2) 类似

$$\beta_i = \frac{\gamma_i}{M_B} = \frac{l_i}{E \cdot I_i} \quad (5.1/17)$$

作为简化，如果螺栓看作是包含单个圆柱体元件的张力棒，并有叠加弯曲，螺栓弯曲回弹力  $\beta_S$  按照带有拉伸长度  $l_i$  的单个圆柱体元件的弯曲回弹力数量来计算——与 5.1.1.1 类似的步骤，同样的拉伸长度：

$$\beta_S = \beta_{SK} + \beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_{Gew} + \beta_M + \beta_G \quad (5.1/18)$$

根据更多的最近以来的螺栓连接[8]的调查，弯曲回弹力的计算结果，特别是细杆螺栓，与实验确定的数据显著不同。适应性可能会受到用于代替长度  $l_M$  的使用的较大数据影响。由于不同的  $\beta_M$  结果，通常更有效的更精确的规格现在是不可能的。

对于普通的螺栓  $l_{ers}$  ( $l_{ers} \neq l_K$ ) 代替弯曲长度的定义，有一个恒定直径  $d_3$  的圆柱体棒是作为基础：

$$\beta_S = \frac{l_{ers}}{E_S \cdot I_3} \quad (5.1/19)$$

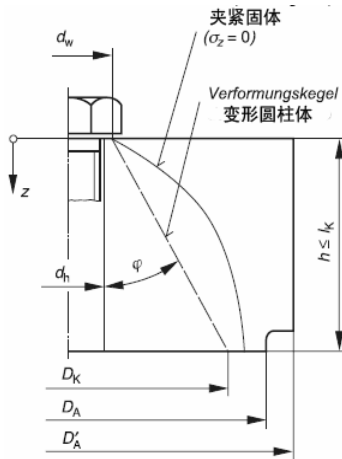
对于螺栓的弯曲角度，带有由它吸收的比例的弯曲力矩，经方程式 (5.1/19) 转换后，请使用下面的公式：

$$\gamma_S = \beta_S \cdot M_{BgesS} = \frac{l_{ers} \cdot M_{BgesS}}{E_S \cdot I_3} \quad (5.1/20)$$

$$\text{这里 } I_3 = \frac{\pi}{64} d_3^4 \quad (5.1/21)$$

### 5.1.2 重叠被连接件的回弹

由螺栓预加载的零部件的弹性回弹力  $\delta_p$  计算，也指定了钢板的回弹力，证明了当有预紧力时，画出三维应力和变形状态是很困难的。在在螺栓头或螺母和夹紧件之间重要夹紧区域的计算，在横截面轴向压缩应力向外呈放射状减少，如果被夹紧件的横截面尺寸超过了螺栓头部承受区域的直径  $d_w$ 。随着从头部承受区域距离的增加，压缩应力的减少是不一样的。在压缩应力下的区域（夹紧体）随着从螺栓头或螺母向结合面拓宽，有一个回转抛物面的形状[7；9；10]。



图表5.1/2, 螺栓连接点的夹紧体和计算模式

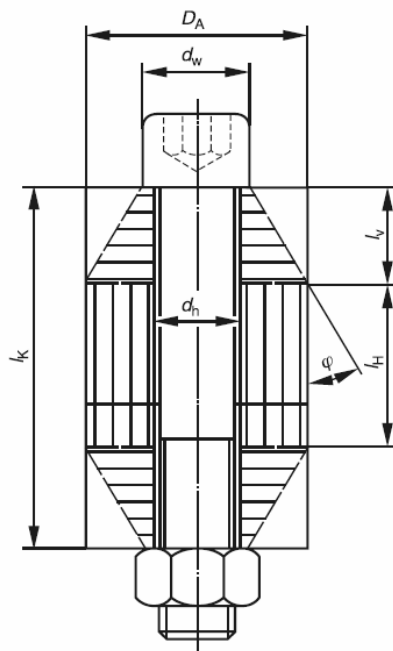
钢板变形有点象抛物线定义 ( $df_{axial} = 0$ )。对于回弹力的计算, 夹紧和变形体在简化模式下是相等的, 更进一步是可以由代用的相同回弹力的变形圆柱体代替的 (图 5.1/2)。

大而重的物体的变形条件, 是通常适用于当一个物体平稳地放在另一个物体上时, 下列方程式有效的先决条件。下列方法不考虑接触回弹力。它取决于接合面表面的微观结构, 数量, 内容和位置, 及夹紧件上的强度。对于相当多数量的不一定平整的薄板, 作为负载功能如果需要实验确定, 纵向回弹力  $\delta_p$  会增加。

通常, 根据图表 5.1/2 附带变形固体的横截面区域, 对于圆形横截面的钢板, 下面的公式适用钢板的回弹力。

$$\delta_p = \int_{z=0}^{z=l_k} \frac{dz}{E(z) \cdot A(z)} \quad (5.1/22)$$

一个彻底的带有代替变形圆锥体的螺栓连接显示在图表 5.1/3, 作为较大夹紧力的结果, 变形圆柱体达到了圆柱形部件的外围边缘。



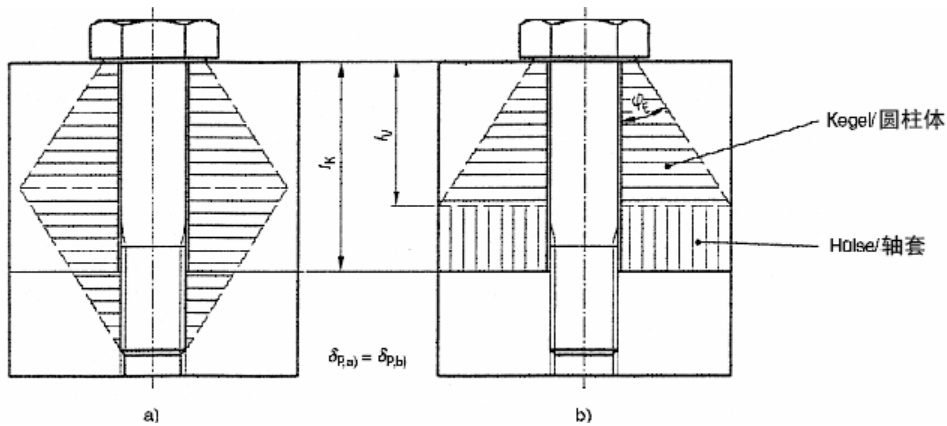
图表5.1/3 圆柱体螺栓带变形圆锥体和轴套的连接

因此，必须为处于两者之间的变形轴套留有公差。对于在实践中通常会发生的非圆柱体形部件（矩形法兰，多螺栓连接的部件），现在还没有可靠的知识来计算钢板回弹力。这样的几何通常近似看作圆柱体考虑。

（代替的）外部直径  $D_A$  通常用接合面上的平均边缘距离的两倍来计算，其由接合面面积来确定。当有单螺栓连接从多螺栓连接中松开时，孔距（间距  $t$ ）由于双向回弹力的影响，将不作为（代替的）外部直径使用。相反地，在最靠近附近孔的边缘的变形体的完全传播将作为基础[3]来看待（参考图表 5.2/7）。

根据方程式（5.1/1）和（5.1/2），关于工作应力的计算是在该步骤的更安全的一边，因为实际的钢板回弹力更小。

由图表 5.1/4 a 显示的代替的变形圆柱体是由有头的螺纹连接得到的。位于底部钢板和由于伸长率的变形区域是插入到螺栓回弹力的计算中（5.1.1 部分）。为了简化钢板回弹力的计算，顶部圆锥体和底部截短的圆锥体由一个同样回弹力（图表 5.1/4 b）的代替的变形圆锥体所代替，它可以由轴套后继。



图表5.1/4圆柱体有头螺纹连接

a) 代替的变形圆锥体      b) 计算模式

附带界面区域（ $D_A$  最大约  $1.4 \cdot d_w$ ）的有头的螺纹连接（ESV）对于大多数部件是稍微大些，一个基本体（ $D'_A$ ，参考下一部分）对于大多数部件比螺栓头  $d_w$  的承受直径显著大，作为螺栓连接（DSW）的变形体来考虑。

极限直径是来解决问题的，不管有没有变形轴套。

$$D_{A,Gr} = d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi \quad (5.1/23)$$

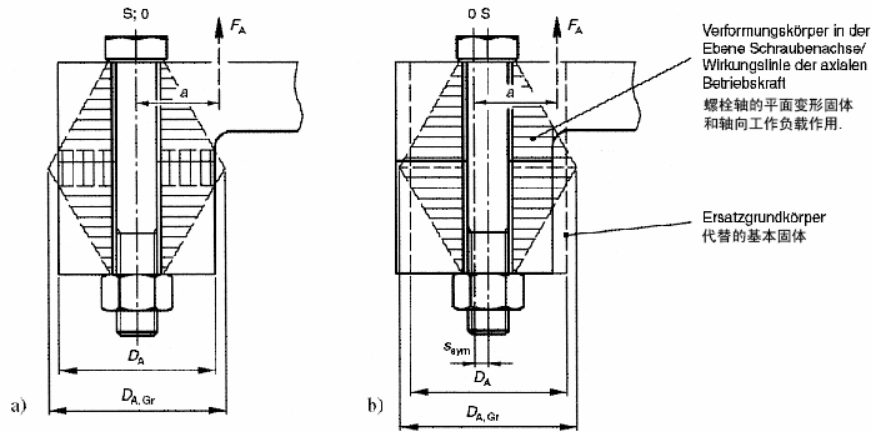
这里连接系数：

$$w = 1 \text{ DSV}$$

$$w = 2 \text{ ESV}$$

对于  $D_A \geq D_{A,Gr}$ ，变形模型包括了两个变形圆锥体（DSW）或者一个变形圆锥体（ESV），否则需要考虑一个变形轴套。对于  $d_w \geq D_A$ ，只要使用一个变形轴套来计算回弹力。

### 5.1.2.1 同轴紧固单螺栓连接的回弹



图表5.1/5 同轴 (a) 和偏心 (b) 紧固

根据 3.2.1 部分，如果变形可以在工作载荷作用下，或者变形体可以形成侧面对称方式（图表 5.1/5），在螺栓轴/线平面无障碍地传播到界面，螺栓连接是作为同心紧固考虑的。

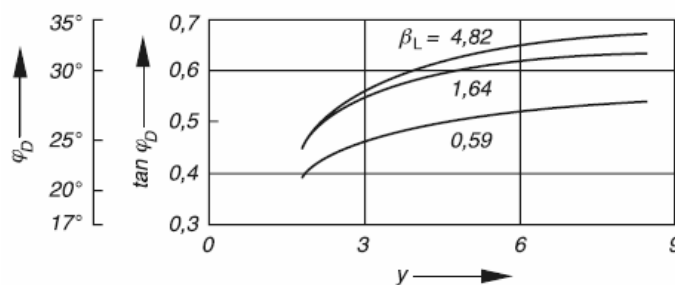
同心夹紧件  $\delta_p$  的弹性回弹力是按照[7;11]在  $D_A \geq D_{A,Gr}$  时得到的：

$$\delta_p = \delta_p^z = \frac{2 \ln \left[ \frac{(d_w + d_h) \cdot (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi + d_h)} \right]}{w \cdot E_p \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan \varphi} \quad (5.1/24)$$

如果  $d_w < D_A < D_{A,Gr}$  代替的变形体包括了圆锥体和轴套：

$$\delta_p = \frac{\frac{2}{w \cdot d_h \cdot \tan \varphi} \ln \left[ \frac{(d_w + d_h)(D_A - d_h)}{(d_w - d_h)(D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \left[ l_K - \frac{(D_A - d_w)}{w \cdot \tan \varphi} \right]}{E_p \cdot \pi} \quad (5.1/25)$$

调查结果显示，在代替的变形体上的（假设的）圆锥体角度  $\varphi$  是不恒定的。根据上述的抛物线的变形体和周围环境材料支撑作用，它受到钢板主要尺寸的质的影响（图表 5.1/6）。



图表5.1/6 螺栓连接的圆锥体角度划分了钢板的主要尺寸

出于代替变形圆锥体回弹力和实际的变形体的相同要求，由于更多的影响因素（压缩应力分布，承压面和孔的直径，轴套部件）考虑到过程，下列公式适用于标准螺栓连接的圆锥体角度：

$$ESV : \tan \varphi_E = 0.348 + 0.013 \ln \beta + 0.193 \ln y \quad (5.1/26)$$

$$DSV : \tan \varphi_D = 0.362 + 0.032 \ln(\beta_L / 2) + 0.153 \ln y \quad (5.1/27)$$

$$\text{这里: } \beta_L = l_K / d_w \quad (5.1/28)$$

$$y = D'_A / d_w \quad (5.1/29)$$

在其它情况下，代替变形圆锥体的角度依靠周围环境材料的支持结果.因此直径比例  $y$  代替了  $D_A$ ，需要与基本体的代替外部直径  $D'_A$  计算，该直径是由界面上（基本体）钢板的边缘平均距离的两倍产生（参考图表 5.1/2 和图表 5.1/8）。在这种情况下，在螺栓周围的整个材料区域要把根据螺栓轴周围画的同轴圆考虑进去。结果  $D'_A \geq D_A$ 。

该角度与假设的压缩圆锥体角度是不完全相同的，连接螺栓头/螺母下面的承压区域的最外面的外部边缘到表面压力精确假设是零的界面的点（也可以参考 5.3.2 部分）。

作为近似值，下列尺寸比例可以用  $\tan \varphi = 0.6$  计算：

$$\begin{aligned} \text{DSV } \beta_L &= 0,5 \dots 4 \quad \text{and} \quad y = 4 \dots 6 \\ \text{ESV } \beta_L &= 4 \dots 6 \quad \text{and} \quad y = 2,5 \dots 4 \end{aligned}$$

在这种情况下，计算钢板回弹力的最大误差是大概 5%。

如果代替的变形圆锥体和变形轴套是分开计算的话，根据方程式 (5.1/24)，要使用下列公式：

$$\delta_p^V = \frac{\ln \left[ \frac{(d_w + d_h) \cdot (d_w + 2l_v \cdot \tan \varphi - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (d_w + 2l_v \cdot \tan \varphi + d_h)} \right]}{E_p \cdot d_h \cdot \pi \cdot \tan \varphi} \quad (5.1/30)$$

圆锥体高度计算是按照（图表 5.1/3）

$$l_v = \frac{D_A - d_w}{2 \cdot \tan \varphi} \leq \frac{w \cdot l_K}{2} \quad (5.1/31)$$

因此，对于轴套高度：

$$l_H = l_K - \frac{2 \cdot l_v}{w} \quad (5.1/32)$$

用于轴套的回弹力 (5.1/33)

$$\delta_p^H = \frac{4 \cdot l_H}{E_p \cdot \pi \cdot (D_A^2 - d_h^2)} \quad (5.1/33)$$

全部的回弹力计算要使用下列公式

$$\delta_p = \frac{2}{w} \cdot \delta_p^V + \delta_p^H \quad (5.1/34)$$

注意：

1. 更精确地考虑，对于带螺母的螺栓连接且有承压直径比螺栓头部大的，两个代替变形圆锥体对于  $D_A > D_{A,Gr}$ ，在  $l_K / 2$  并不矛盾。这也加强了作用在螺母上和脱离了方程式 (5.1/27) 的假设的圆锥体角度的计算。

2. 对于螺栓连接在轴向工作负载作用的螺栓轴/线的平面外不规则确定，或者材料区域分布很不均匀的情况下，作为振幅功能的回弹力的计算可能回导致更精确的结果。对于单个部分，部件的回弹力可以与关联的边缘距离来计算，允许包括角度和相应的合并。

3. 如果有不同的杨氏模量部件紧固，那么整个变形体，除了分成轴套和圆锥体的，仍然需要分成相应的带有一样的杨氏模量的变形体。相关  $m$  的纵向区域  $l_i$  数量与夹紧长度对应：

$$\sum l_i = l_K$$

从头部或螺母承压区域开始，在代替变形圆锥体区域，前面的圆柱体部分大的直径适用部件变形圆锥体的一个承压直径  $d_w$ 。

$$d_{w,i} = d_w + 2 \cdot \tan \varphi \cdot \sum_{i=1}^j l_{i-1} \quad (5.1/36)$$

回弹力  $\delta_{p_i}^V$  通过公式 (5.1/30) 计算，其中  $d_w = d_w$ ， $l_v = l_i$ ； $E_p = E_{p_i}$ 。

对于部件的变形轴套，回弹力  $\delta_{p_i}^V$  由公式 (5.1/33) 确定，其中， $l_H = l_i$ ； $E_p = E_{p_i}$ 。对于整个钢板的回弹力，适用下面的公式：

$$\delta_p = \sum_{i=1}^j \delta_{p_i}^V + \sum_{i=j+1}^m \delta_{p_i}^H \quad (5.1/37)$$

### 5.1.2.2 偏心紧固单螺栓连接的回弹

由于在螺栓轴两边的不同的部件回弹力的结果，不是侧面对称的变形固体将会导致螺栓头偏斜。除了代替的变形体的纵向变形，偏心的夹紧（图表 5.1/5）还会使被夹条件发生弯曲变形。这样一来，与同心紧固件想比较，由  $\delta_p^*$  指定的偏心夹紧钢板和轴套的回弹力会增加。

对于近似值计算，使用下面的条件和简化假设：

- 紧固件形成一个棱晶体。
- 紧固件包括基本的和连接体。

在基本体的分离的分界面上，弯曲拉力一边上的表面压力大于零。

- 所有的基本固体的横截面在压力下保持平整.一个线性应力分布发生在其中。

这些假设通常仅仅允许弯曲固体，其在螺栓轴的平面上的分界面尺寸——工作载荷处于极限值  $G$  内。对于 DSV，

$h_{\min}$  作为两个紧固钢板中较薄的厚度，适用下列公式：

$$G = d_w + h_{\min} \quad (5.1/38)$$

对于 ESV，很难作出定义，因为分界面相对变形体（图表 5.1/4）完全在另一个位置，压力分布又很不均匀，其与夹紧长度[14]也没有关系。对于钢制有头螺纹连接件，内螺纹由界面和必要的螺纹拧入长度开始，根据图表 5.1/7 下列数据被推荐用于界面的测量。

$$G' \approx (1,5 \dots 2) \cdot d_w \quad (5.1/39a)$$

也有可能使用较大的尺寸范围，在此范围内压力被假设为一个近似恒定值，虽然是较低水准。

$$G'_{\max} \approx 3 \cdot d_w \quad (5.1/39b)$$

这样一来，一个不准确的计算是被允许的，特别是关于开口极限（5.3.2 部分），因此对于重要的连接，建议进行数字式或实验的检查。 $G'$ 可以增加，界面的压力分布可以由有头螺纹部件的埋头孔来平坦化。根据埋头孔深度，可以适用下列公式：

$$G'' \approx (1.5 \dots 2) d_w + 1.2 \cdot t_s \quad (5.1/39c)$$

建议以对应清楚定义的方式来设计界面区域（承压区域）。例如，通过凹口[15]来定义。一个 DSV 当  $D_A > G$  开始在外边缘撑开，当  $D_A \approx (1.4 \dots 1.6) h_{\min} + d_w$ ，和 ESV 当  $D_A \approx 4.2 \cdot d_w$  [3;14] 时在外边缘开始撑开。

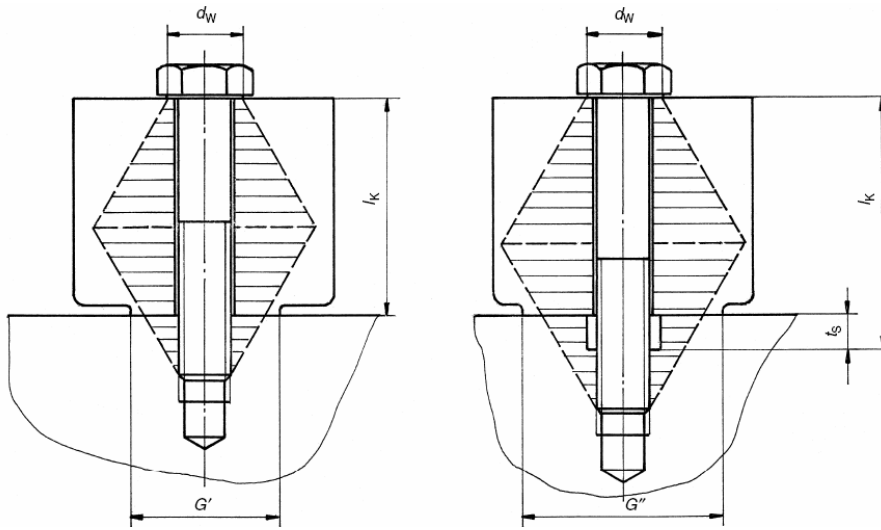


图 5.1/7 对于 ESV 的界面测量

包括基本体和连接体的紧固件在图表 5.1/8 作为多螺栓连接的详细所示。界面  $b_f$  的侧面边界由螺栓空间或变形体的范围确定。

根据偏心紧固连接[14;16;17]的界面压力分布的研究，在基础体的弯曲拉伸一侧，用一个近似的恒定的分界面压力来计算。



要计算弹性回弹力  $\delta_p^*$  和  $\delta_p^{**}$  (参考 5.1.2.3 部分) 需要平面惯性力矩  $I_B$ , 这一力矩来只有通过变形体来确定, 没有孔的偏移, 因为螺栓通过其头部与螺母的压合而产生弯曲。

连接体 ( $h_1$  和  $h_2$ ) 定位在变形体的外面, 不影响基本体[3]的弯曲变形。

通常, 当  $D_A > d_w$  时, 钢板高度适用上述公式。

$$I_B = \frac{h}{\int_{z=0}^{z=h} \frac{dz}{I(z)}} \quad (5.1/40)$$

作为近似值 (没有减去通孔), 代替的惯性力矩用来适应变形模型. 对于同心夹紧的螺栓连接, 下面的公式适用于变形圆锥体:

$$I_{\text{Bers}}^V = 0,147 \cdot \frac{(D_A - d_w) \cdot d_w^3 \cdot D_A^3}{D_A^3 - d_w^3} \quad (5.1/41a)$$

如果连接是偏心夹紧, 变形圆锥体要考虑偏心  $s_{\text{sym}}$  (参考下面):

$$I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}} = I_{\text{Bers}}^V + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} D_A^2 \quad (5.1/41b)$$

如果没有变形套管, 例如,  $D_A \geq D_{A,Gr}$ , 极限直径  $D_{A,Gr}$  根据方程式 (5.1/23) 要被用来代替  $D_A$ 。

如果有变形套管, 那么通常要使用下面的公式 (参考图表 5.1/8):

$$I_{\text{Bers}}^H = \frac{b \cdot c_T^3}{12} \quad (5.1/42)$$

这里,  $b \leq D_{A,Gr}$ 。

下面公式用于变形体。

$$I_{\text{Bers}} = \frac{l_K}{\frac{2}{w} (l_V / I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}}) + l_H / I_{\text{Bers}}^H} \quad (5.1/43)$$

如果基本实体的几何形状为锯齿状 (阶梯形、切口), 可能生成一个以上变形套筒和/或一个以上变形锥体 (EVS), 或两个或两个不同的变形锥体 (DSV)。如果需要, 应根据其弹性和惯性动量单独进行计算。为此, 通常适用下述公式:

$$I_{\text{Bers}} = \frac{l_K}{\sum_{i=1}^m \frac{l_{Vi}}{I_{\text{Bers},i}^{\text{Ve}}} + \sum_{j=1}^p \frac{l_{Hj}}{I_{\text{Bers},j}^H}} \quad (5.1/44)$$

对于  $\sigma_{Sab}$  (5.5.3 节) 的计算, 不考虑螺栓的横截面; 将使用下述公式:

$$I_{\text{Bers}} = I_{\text{Bers}} - \frac{\pi}{64} \cdot d_h^4 \quad (5.1/45)$$

分界面  $I_{BT}$  ( $F_{Kerf}$  所要求, 5.3.2 节) 的惯性动量, 通常为一个近似值 (图 5.1/8), 为:

$$I_{BT} = \frac{b_T \cdot c_T^3}{12} \quad (5.1/46)$$

其中,  $b_T = \min [G | G' | G''; t] \leq b$ 。

如果由于设计原因, 规定密封面积  $A_D$  小于分界面积,  $c_T$  将相应减少。应相应考虑与穿过轴 0-0 的横向轴不对称的面积比例 (“Steiner” 比例)。

根据变形实体的假想位移 (偏心度)  $s_{\text{sym}}$ , 利用如下公式 (3/10) 和图 3.2/4 计算偏心夹紧的回弹力。

$$\delta_P^* = \delta_P^z + s_{\text{sym}}^2 \cdot \beta_P^z$$

位移起始于工作载荷的螺栓作用轴线平面上的界面测量处。如果螺栓头左右出现相同的 (局部的) 回弹力, 则连接体同心夹紧 (参见 3.2.1 节)。根据界面测量  $c_T$  和螺栓距界面边缘的最小距离  $e$ , 下述公式仅适用于线性定义的基本实体的普通情况 (图 3.2/4 和 5.1/8):

$$s_{\text{sym}} = \frac{c_T}{2} - e \leq \frac{G}{2} - e \quad (5.1/47)$$

对于弯曲回弹, 则根据等式 (3/14); 对于板的回弹:

$$\delta_P^* = \delta_P + \frac{s_{\text{sym}}^2 \cdot I_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} \quad (5.1/48)$$

在此情况下,  $\delta_P$  是工作载荷的螺栓作用轴线平面上的假想位移的变形体的弹性, 例如, 侧向对称变形实体。

对于具有不同的杨氏模量的夹紧部件的螺栓接头, 则根据等式 (5.1/37),  $\delta_P$  为:

$$\delta_P^* = \delta_P + s_{\text{sym}}^2 \cdot \sum_{i=1}^m \frac{l_i}{E_{Pi} \cdot I_{\text{Bers},i}} \quad (5.1/49)$$

一个部件变形锥体的惯性动量在此情况下不是利用等式 (5.1/41a) 进行计算, 而是根据等式 (5.1/36), 利用  $d_{w,i}$

和  $d_{w,i+1}$ :

$$I_{\text{Bers},i}^{\text{V}} = 0,295 \cdot \frac{l_i \cdot \tan \varphi \cdot d_{\text{w},i}^3 \cdot d_{\text{W},i+1}^3}{d_{\text{W},i+1}^3 - d_{\text{w},i}^3} \quad (5.1/50a)$$

$$I_{\text{Bers},i}^{\text{Ve}} = I_{\text{Bers},i}^{\text{V}} + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} d_{\text{W},i+1}^2 \quad (5.1/50b)$$

对于现有的部件变形套筒，类似等式 (5.1/42) 进行计算  $I_{\text{Bers},i}^{\text{H}}$ 。

### 5.1.2.3 偏心作用的轴向工作载荷的回弹

同心夹紧和同心加载螺栓紧固件的情况在实际中很难发现。在大多数情况下，载荷  $F_A$  的作用线不在螺栓轴上，并且螺栓轴本身不与基本体（图 3.2/4）中的侧向对称变形实体的轴 0-0 重合。

对于与基本体对称轴 0-0 距离为  $s_{\text{sym}}$  的偏心螺栓布局，以及与对称轴距离为  $a$  的载荷加载，预载件出现了变形的变化。对于大多数的普通情况，以及根据 5.1.2.2 节中的假设，根据等式 (3/9)，说明工作载荷应用的偏心度及其对变形行为的影响：

$$\delta_{\text{P}}^{**} = \delta_{\text{P}} + \frac{a \cdot s_{\text{sym}} \cdot l_{\text{K}}}{E_{\text{P}} \cdot I_{\text{Bers}}} \quad (5.1/51)$$

距离  $a$  通常为正号。对于  $s_{\text{sym}}$  的符号法则，见 5.3.2 节，5.3/2 表。

应考虑在不利的横截面条件下，即使是载荷导入的相对小的偏心度也会对夹紧件的变形具有相当大的影响。在与等式 (5.1/49) 类似的方式中，对于具有不同杨氏模量的夹紧件，同时考虑等式 (5.1/50)：

$$\delta_{\text{P}}^{**} = \delta_{\text{P}} + a \cdot s_{\text{sym}} \cdot \sum_{i=1}^m \frac{l_i}{E_{\text{Pi}} \cdot I_{\text{Bers},i}} \quad (5.1/52)$$

对于附加的螺栓载荷  $F_{\text{SA}}$ ，我们也可对等式 (3/15) 编制：

- $s_{\text{sym}} \neq 0$  和  $a > 0$ ：

$$F_{\text{SA}} = n \cdot \frac{\delta_{\text{P}}^{**}}{\delta_{\text{S}} + \delta_{\text{P}}^*} \cdot F_{\text{A}} \quad (5.1/53)$$

- $s_{\text{sym}} \neq 0$  和  $a = 0$ ：

$$F_{\text{SA}} = n \cdot \frac{\delta_{\text{P}}}{\delta_{\text{S}} + \delta_{\text{P}}^*} \cdot F_{\text{A}} \quad (5.1/54)$$

- $a = s_{\text{sym}} \neq 0$ ：

$$F_{\text{SA}} = n \cdot \frac{\delta_{\text{P}}^*}{\delta_{\text{S}} + \delta_{\text{P}}^*} \cdot F_{\text{A}} \quad (5.1/55)$$

如果  $a$  和  $S_{sym}$  不位于对称轴的同侧，特别是在  $a \gg |s_{sym}|$  时，则附加的螺栓载荷  $F_{SA}$  可能会大于计算值。由于不利控制，这种情况应予以避免。

施加的工作载荷  $F_A$  的偏心度的恒定增加导致弯曲拉力侧上的接合面处表面压力的减少，直到单侧开口开始为止。然后夹紧件的回弹逐步增加（5.3.3 节），这点在计算所示的  $\delta_p$  时并未考虑，因为本指南的目的在于通过加载足够的最小夹紧力来防止该开口。

## 5.2 载荷系数

### 5.2.1 轴向作用的工作载荷的作用线 – 距离 $a$

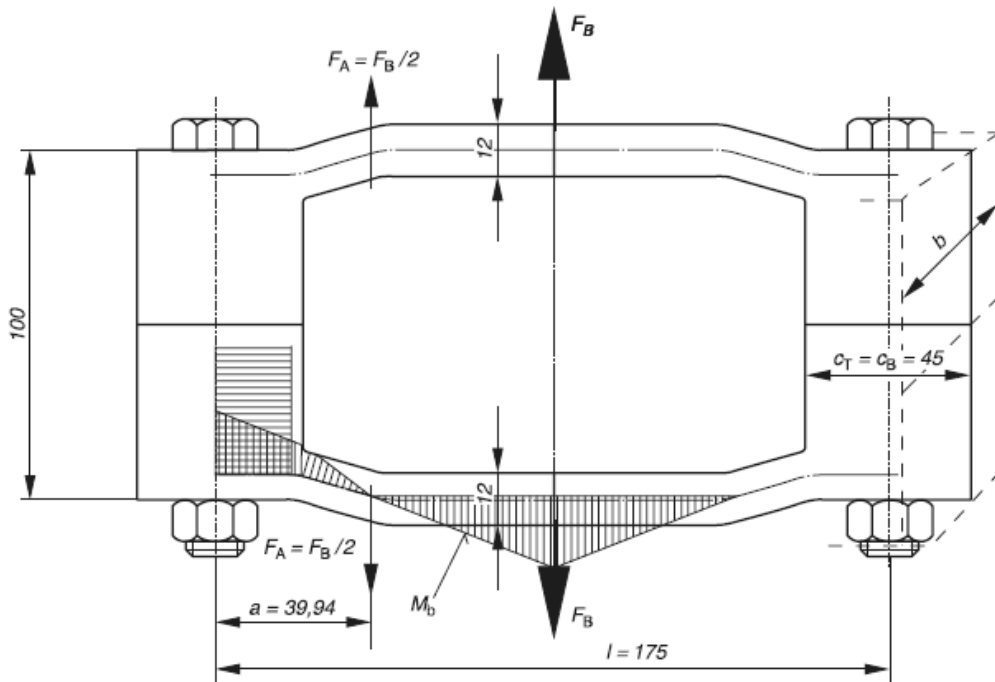
偏心加载连接体中的距离  $a$  的计算是应用工程力学的一个问题，所涉及的工作量取决于相关的结构和等效系统，等效系统可以极为容易地计算。这样的示例在每种情况下单独陈述。指南使用者有责任自己关注弹性力学的规律，如其在处理自己情况时，可以排除其他情况，计算等效系统中的静态未定义的数量。

距离  $a$  是轴向工作载荷等效作用线距侧向对称变形实体轴的距离，因此最终为一个杠杆臂（也可参见 3.2.2 节）。 $F_A$  等效作用线是从最靠近螺栓的系统中弯曲力矩特性的零点位置获得的。零点允许单个螺栓接头子系统从整个系统中释放（自由），此时为均衡状态，然后分离（示例见图 5.2/1 和图 5.2.5）。静态不确定分析包括夹紧零件的弯曲形变程度[18~22]。

假设恒定截面的一个圆环，例如一个对圆周恒定的惯性动量，距离  $a \approx 0.275R$ ，例如对于直线分离的连杆和偏心夹紧（图 5.2/2）。

### 5.2.2 载荷系数

载荷系数用于将单个螺栓连接件上的载荷加载点转换成弹力模型，并允许作为本载荷加载点，其对确定附加螺栓载荷的规格是关键。研究表明，如果是已装配件的变形，载荷系数仅能以更为精确的方式来确定，但无载荷连接件可以尽可能现实地来确定[3]。



5.2/1: 框架结构，同心夹紧 ( $S_{sym} = 0$ ,  $C_T \leq G$ ): 力矩零点位置

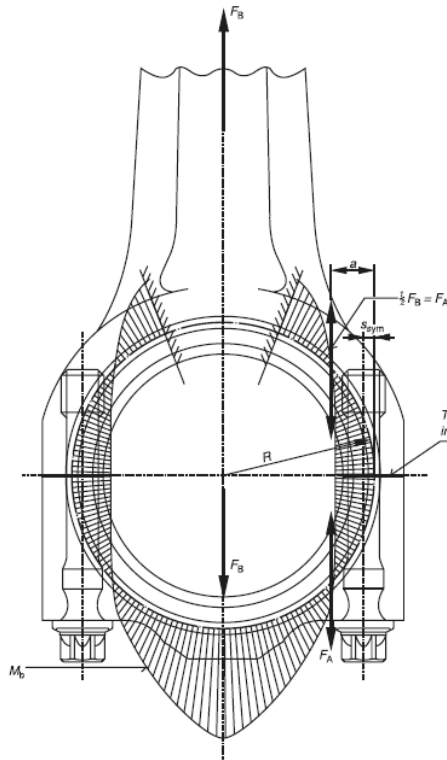


图 5.2/2: 直线分离连杆上的力矩特性, 偏心夹紧 ( $S_{sym} \neq 0$ )

本文中使用的假设有载荷连接件的横截面仍然是平的。在更为复杂的机械模型中, 发现: 除了先前已经考虑的载荷加载高度外, 特别是距预载面积的载荷加载点的距离和影响载荷系数的连接件的厚度。已经确定的相互关系可以在一个模型中进行组合, 其是基于夹紧锥体的展开。

### 5.2.2.1 基本原理

在上述研究中定义了载荷导入系数  $n$ , 其是影响系数  $\delta_{VA}$  和板的弹性  $\delta_p$  之间的一个比例 (等式 (5.2/1))。在此情况下, 影响系数  $\delta_{VA}$  表明由于一个施加的工作载荷  $F_A = 1\text{N}$  所引起的螺栓头的位移 (参见 3.2 节)。

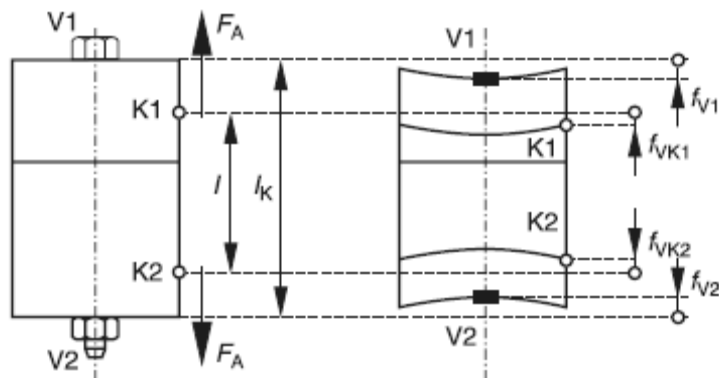


图 5.2/3: 根据预载荷连接件的变形确定载荷系数

根据本定义, 载荷系数可利用机械原理[23], 根据预载连接件的位移来确定。在一个预载连接件中 (图 5.2/3), 如果两个螺栓承压面的位移  $f_{V1}$  和  $f_{V2}$ , 以及工作载荷所作用的点 K 的合成位移  $f_{VK1}$  和  $f_{VK2}$  是已知的, 则载荷系数可从位移比例来获得:

$$n = \frac{\delta_{VA}}{\delta_P} = \frac{f_{VK1} + f_{VK2}}{f_{V1} + f_{V2}} \quad (5.2/1)$$

研究表明先前的载荷系数作为夹紧件的已释放的接合面的长度  $l$  和夹紧长度  $l_k$  之间的一个长度比例的定义仅对夹紧套筒仍然有效。在该特殊情况 ( $D_A \leq d_w$ ) 下, 每个横截面在预载条件下仍然是平的。

因此如果连接件的变形特性已知时, 载荷系数可以确定。变形情形在很大程度上取决于连接件的几何形状。下文对同心夹紧连接件与偏心夹紧连接件之间作了一个区别。

对于同心夹紧的连接件, 载荷系数受到下述与棱柱体有关的数量的影响 (图 5.2/4)。可利用这些参数对该关系作一个相对简单的描述, 同时考虑已经施加工作载荷 (例如, 开口) 之后界面上的变化。

- 预载面边缘和载荷加载点之间的距离  $a_k$
- 预载面和连接件侧向边缘之间的连接件的距离  $a_r$
- 载荷加载高度  $h_k$

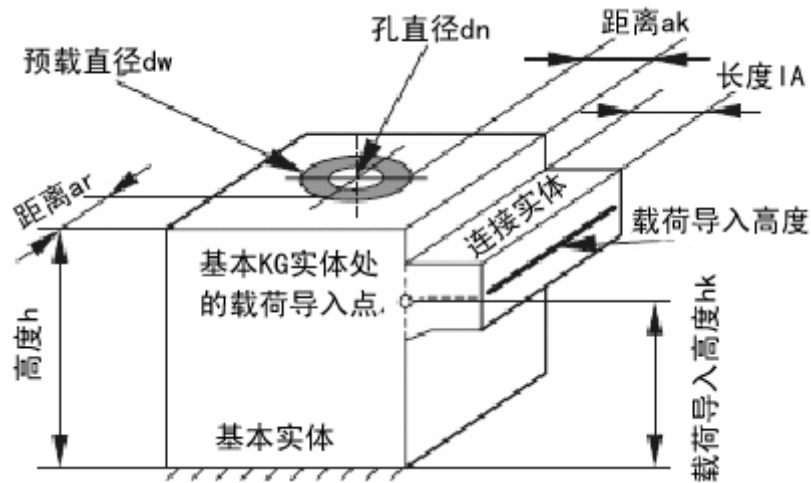


图 5.2/4: 确定载荷系数  $n$  的连接件参数

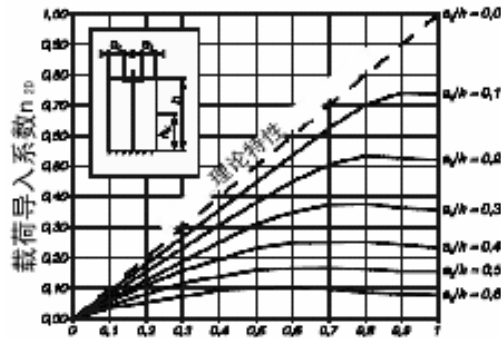
- 螺栓头承压面积  $d_w$  的直径
- 孔直径  $d_h$

已经开发了基于两维情况的载荷系数  $n_{2D}$  的大致关系, 图 5.2/5, 作为 BEM 计算和实验中的广泛性参数研究结果 [3]。

对于偏心夹紧连接件, 应考虑进一步的参数, 例如, 远离载荷的连接件侧面的范围。但是, 该影响目前仅能大致测量。附录 C 中的第 6 项包含了一个方案。

### 5.2.2.2 确定载荷系数 $n$ 的步骤

可在公式 (5.2/1) 中给出的定义的基础上确定载荷系数。仅考虑工作载荷加载入到连接件的情况, 应注意附加螺栓载荷上的工作载荷的力矩影响。



载荷导入高度  $h_k/h$

图 5.2/5: 载荷系数  $n_{2D}$

不考虑导入的工作力矩。下文介绍的方法假设一个棱镜形的非开口接头，其中两块板的合成工作载荷大约位于一条作用线上。

对于载荷导入系数，实际中相关的许多接头可能与简单的接头相关。对于这些接头，可根据一个简单的方法，而不必应用完全包含在附录 C 中的方法，就可以充分的精度来确定载荷导入系数。该方法推荐用于复杂的接头，具有更为精确的计算，并可作为计算程序的基础。

下文介绍的工作步骤适用于载荷系数的简化确定。在该情况下，下述适用于：

1. 从  $n_{2D}$  开始，关于附加的螺栓载荷 ( $k_{as} \cdot k_{dh} \cdot k_{dw} = 0.8$ ；参见附录 C)，考虑空间延伸的所有参数都是在安全侧上估计的。因此建议的载荷系数可能太大。

2. 连接的两板必须具有相同的杨氏模量（相同的材料）。

**a) 从整个连接体中释放单个螺栓连接件**

根据图 5.2/6 中的示例显示，单个螺栓连接件应以剖面无力矩的方式，从载荷侧上的周边释放，以符合上述的限制条件。

在多螺栓连接件中，当相邻的螺栓的夹紧区域相互影响时出现问题。由于横向延伸的相互损害，如果夹紧的零件从整个组件中释放，则夹紧的零件更为刚性，见图 5.2/7。这个错误可利用从整个组件中释放的接头来得到减少，但当计算板的弹性时，考虑到完全横向延伸的压缩锥体，或延伸到相邻孔边缘的变形体，这些尺寸将包括在直径  $D_A$  和  $D'_A$  的计算中。然后用变形体或压缩锥体确定距离  $a_r$ 。但是，如果各个连接件的压缩锥体搭接到相当的程度，附加才是值得的。

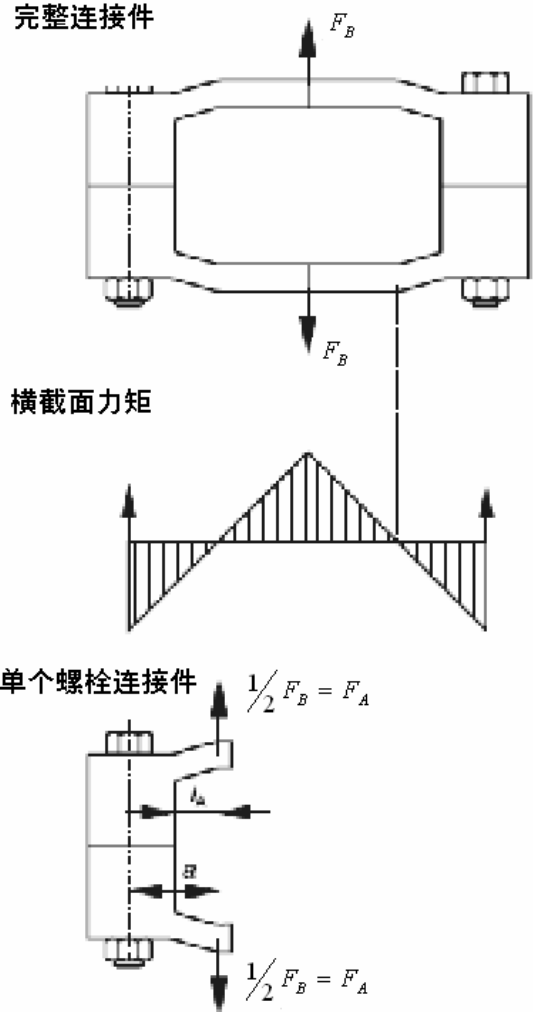


图 5.2/6: 从完整连接件中释放单个螺栓连接件

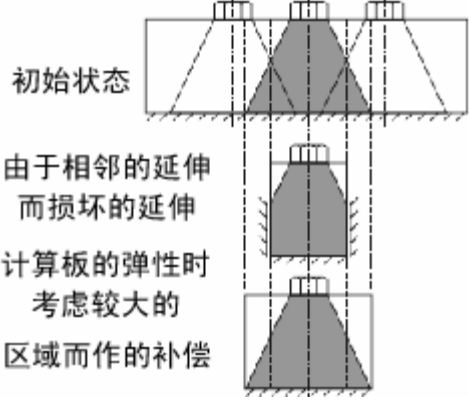


图 5.2/7: 相邻的螺栓对单个螺栓接头的影响

**b) 将连接件分为基本体和连接体**

对于载荷加载，每个连接件可细分为基本体和连接体。基本体包含影响板的弹性条件的区域（至多为  $G$ ，参见 5.1.2 节），因此，也包括锥体。

工作载荷可通过连接体传递到基本体（图 5.2/8）。载荷加载点  $K_G$ ，其表明在该点处载荷加载到基本体，是大约位于连接体的半程上[24]。

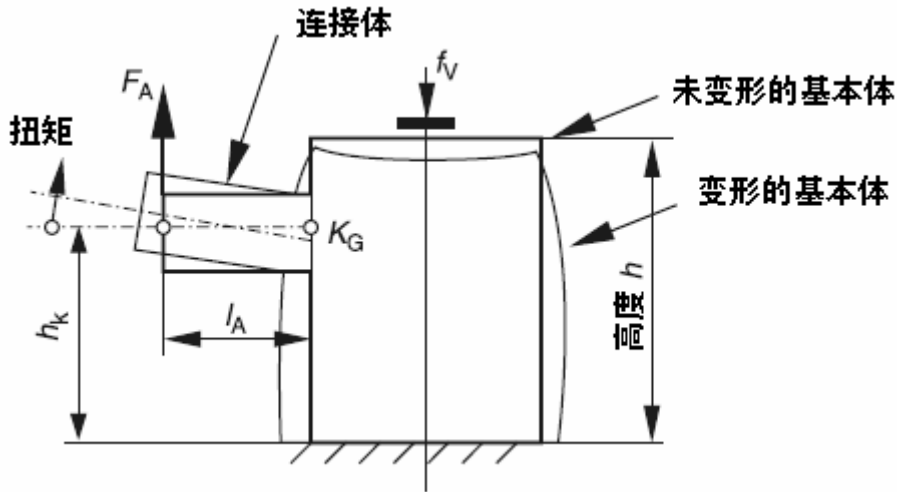
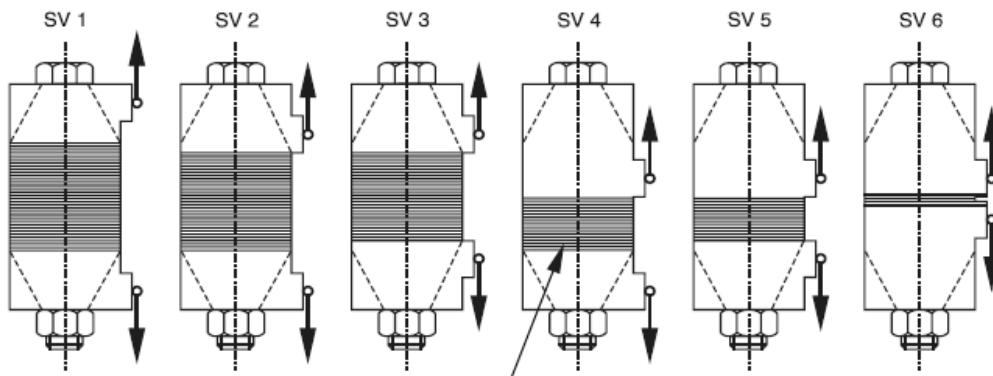


图 5.2/8: 分成基本体和连接体

### c) 建立连接件类型

在图 5.2/9 中，对于载荷加载点的位置，连接件必须指定一种类型。应加以小心，以确保界面位于标记的区域中。这标志连接件区域是均匀夹紧的，并从设计角度来说是适当的。在每个连接件上，利用具有相对于螺栓轴为  $30^\circ$  角度的一个锥体（从螺栓支承区域开始拔出）来大致确定。

虽然提出的连接件类型仅代表螺栓接头，在进行简化限制范围内，结果也可应用于攻丝螺纹接头。特别是，本文中用到连接件类型 SV1、SV2 和 SV4。在这些情况下，底板代表攻丝螺纹侧面。对于高度  $h$ ，仅需要确定顶板的高度（参见图 5.2/10）。



均匀夹紧的界面，从设计角度而言是适当的

图 5.2/9: 根据载荷加载的类型而分的连接件类型

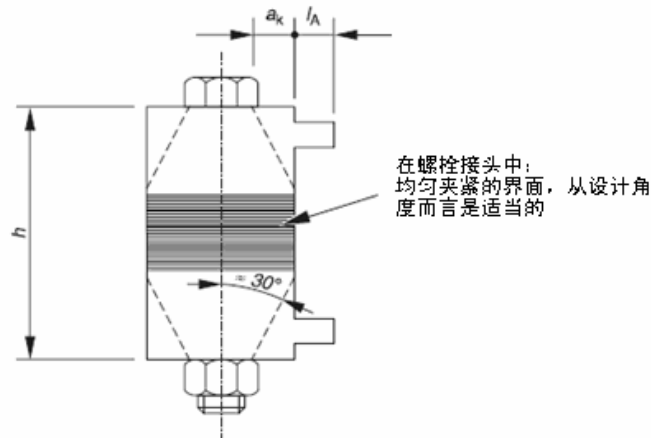


图 5.2/10: 确定载荷系数的参数

在凹螺纹情况下，高度  $h$  与螺纹起点有关。

**d) 确定参数**

高度  $h$ 、距离  $a_k$  和长度  $l_A$  必须根据连接件的几何形状来确定（图 5.2/4）。对于同心载荷情况： $l_A = 0$ 。

**e) 确定载荷系数**

载荷系数  $n$  可直接或利用表 5.2/1 中的线性插值法来最终确定。对于非常小的载荷系数，必须可期望连接件将可能倾向于开口，其中简化的确定的先决条件将不再存在。

对于类似于梁的接头（图 3.1/1），可假设载荷系数为 0.4。

表 5.2.1: 连接件型号 SV1~SV6 的载荷因素  $n$

$l_A/h$	0,00				0,10				0,20				$\geq 0,30$			
	0,00	0,10	0,30	$\geq 0,50$	0,00	0,10	0,30	$\geq 0,50$	0,00	0,10	0,30	$\geq 0,50$	0,00	0,10	0,30	$\geq 0,50$
SV 1	0,70	0,55	0,30	0,13	0,52	0,41	0,22	0,10	0,34	0,28	0,16	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 2	0,57	0,46	0,30	0,13	0,44	0,36	0,21	0,10	0,30	0,25	0,16	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 3	0,44	0,37	0,26	0,12	0,35	0,30	0,20	0,09	0,26	0,23	0,15	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 4	0,42	0,34	0,25	0,12	0,33	0,27	0,16	0,08	0,23	0,19	0,12	0,06	0,14	0,13	0,10	0,03
SV 5	0,30	0,25	0,22	0,10	0,24	0,21	0,15	0,07	0,19	0,17	0,12	0,06	0,14	0,13	0,10	0,03
SV 6	0,15	0,14	0,14	0,07	0,13	0,12	0,10	0,06	0,11	0,11	0,09	0,06	0,10	0,10	0,08	0,03

**5.3 载荷系数和附加螺栓载荷**

附加螺栓载荷  $F_{SA}$ ，作为载荷  $F_A$  的一个比例部分，螺栓附加作用，其可规定为轴向工作载荷的分向量的一个函数。最后，引入载荷系数  $\Phi$ ：

$$\Phi = F_{SA}/F_A \quad (5.3/1)$$

借助平衡条件（图 5.3/1）

$$F_A = F_{SA} + F_{PA} \quad (5.3/2)$$

下述通常适用于附加的板载荷：

$$F_{PA} = (1 - \Phi) F_A \quad (5.3/3)$$

**5.3.1 载荷系数和附加螺栓载荷的上限**

不同的夹紧和载荷状态的结果获得了不同的载荷系数（表 5.3/1）。

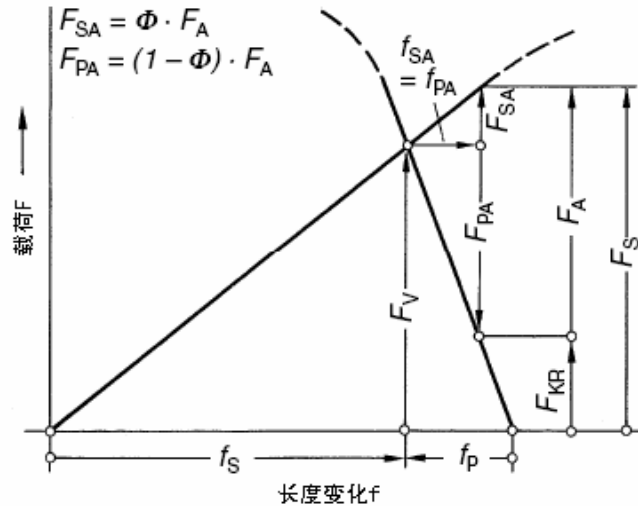


图 5.3/1: 同心加载螺栓连接件工作状态的连接图,  $n = 1$

表 5.3/1: 加载和夹紧的基本类型以及相关的载荷系数

	加载	同心 ( $a=0$ )		偏心 ( $a \neq 0$ )	
	夹紧	同心	偏心	同心	偏心
通过 $F_A$ 加载	在头上载荷加载 ( $n=1$ )	$\Phi_K$	$\Phi_K^*$	$\Phi_{eK}$	$\Phi_{eK}^*$
	在板上载荷加载 ( $n<1$ )	$\Phi_n$	$\Phi_n^*$	$\Phi_{en}$	$\Phi_{en}^*$
通过 $M_B$ 加载		$\Phi_m^{1)}$	$\Phi_m^*$	$-^2)$	$-^2)$

1) 对于  $F_{SA}$  无重要性。

2) (外部工作) 弯曲力矩不具有偏心效果。

载荷系数实质上取决于回弹力, 因此也可能指定为相对弹性系数。因此在确定回弹力时,  $\Phi$  的计算取决于其所适用的简化, 在各个情况下使用者必须检查。

对于螺栓头和螺母支承区域中的载荷加载的理论情况:

$$\Phi = \Phi_K = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} \quad (5.3/4)$$

考虑到力的加载 (5.2.2 节) 以及等式 (3/8), 在  $F_A$  加载期间, 下述通常适用于同心加载和夹紧情形下的载荷系数:

$$\Phi = \Phi_n = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} \quad (5.3/5)$$

因此:

$$\Phi_n = n \cdot \Phi_K \quad (5.3/6)$$

在外部弯曲力矩  $M_B = 0$  时

$$F_{SA} = \Phi_n \cdot F_A \quad (5.3/7)$$

根据 3.2 节，下述章节适用于纯粹的工作载荷应用 ( $F_A$ )。章节 5.3.1.3 涉及一个外部弯曲（工作）力矩  $M_B$  罕见出现的情形。

### 5.3.1.1 同轴负载

在同心夹紧 ( $s_{sym} = 0$ ) 以及同心加载 ( $a = 0$ ) 连接件中，完整的开口出现在当  $F_{PA} = F_V$  时的界面上。利用等式 (5.3/2)，对于导致开口的轴向载荷，其遵守：

$$F_{Aab}^z = \frac{1}{1 - \Phi_n} \cdot F_V \quad (5.3/8)$$

$\Phi_n$  符合等式 (5.3/6)。等式 (5.3/7) 适用于  $F_{SA}$ 。

等式 (5.1/54) 适用于偏心夹紧和同心加载连接件的特殊情形。等式也可写作：

$$F_{SA} = \Phi_n^* \cdot F_A \quad (5.3/9)$$

其中：

$$\Phi_n^* = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} \quad (5.3/10)$$

### 5.3.1.2 偏心负载

因为  $s_{sym} = 0$ ，作为符合等式 (5.1/48)、(5.1/49) 和 (5.1/51) ~ (5.1/53) 的一个近似值，一个同心夹紧和偏心加载连接件导致载荷系数为：

$$\Phi_{en} = \Phi_n \quad (5.3/11)$$

经常出现的情形为偏心夹紧和加载（也参见 5.1.2.3 节）。如果在高加载期间出现的一侧开口是可避免的话，载荷系数  $\Phi_{en}^*$  和附加螺栓载荷  $F_{SA}$  的确定仅为  $F_A \leq F_{Aab}$  范围内的利害要素。一侧开口造成来自轴向载荷和弯曲 (5.3.3 节) 的螺栓加载的递增。

在达到计算的开口力之前，可能已出现部分一侧开口，因为所依据的计算手段是以界面上的压应力（假定为常数，但严格来说其是不存在的，图 5.3.2/1）分布为基础的。实际表明：该差异通常对螺栓连接件的功能性没有不利影响。

按类似等式 (5.3/6) 的方式，下述等式适用于侧面分向量载荷加载期间的载荷系数

$$\Phi_{en}^* = n \cdot \Phi_{eK}^* \quad (5.3/12)$$

根据等式 (5.1/53)，螺栓头和螺母承压区域平面中的载荷加载为

$$\Phi_{eK}^* = \frac{\delta_p^{**}}{\delta_s + \delta_p^*} \quad (5.3/13)$$

对于开口极限处的轴向工作载荷，按类似等式 (5.3/8) 的方式：

$$F_{Aab} = \frac{1}{1 - \Phi_{en}^*} \cdot F_M \quad (5.3/14)$$

只要  $F_{Aab}$  没有超过, 可按类似于同心夹紧连接件的方式计算载荷。对于  $F_{SA}$  和  $F_{PA}$ , 根据等式 (3.2/15)、(5.1/55) 和 (5.3/2), 其遵循:

$$F_{SA} = \Phi_{en}^* \cdot F_A \quad (5.3/15)$$

$$F_{PA} = (1 - \Phi_{en}^*) \cdot F_A \quad (5.3/16)$$

通过考虑部件和界面区域的局部不同弹性以及接触弹性, 该计算可以相当地改善。作为一个结果, 对于内置式静态未定义的连接件结构, 力矩的零点位置以及由此而来的距离  $a$  的大小 (5.2.1 节) 可按有利的意义进行校正, 例如,  $a$  变得更小。另一方面, 接触回弹增大早期的开口。原则上有可能允许这些影响, 虽然其涉及到相当得计算量 [18~20; 25; 26]。

对于刚性充分或耐变形的连接件情形, 偏心加载可假定为或多或少的同心, 例如刚性梁连接或圆板 (图 3.1/1)。不可能依据指南在此处进行区分, 因此必须在可比较的结构或复杂的弹性-机械计算进行决策。

### 5.3.1.3 特殊情况下的外部弯曲力矩

等式 (3/5) 适用于仅通过一个外部弯曲或工作力矩加载的特殊情形。如果  $M_B = F'_A \cdot a$  代替  $M_B$ , 以及替代力  $F'_A = F_A$ , 根据等式 (5.3/12 和 13), 其遵循:

$$\Phi_m^* \cdot \frac{M_B}{s_{sym}} = \Phi_{en}^* \cdot F_A = n \cdot \frac{\delta_p^{**}}{\delta_p^* + \delta_S} \cdot F_A \quad (5.3/17)$$

由于加载仅造成弯曲变形, 在此情形下, 下述仅适用于  $\delta_p^{**}$ :

$$\delta_p^{**} = \delta_{PM}^{**} = \frac{a \cdot s_{sym} \cdot l_K}{E_P \cdot I_{Bers}} \quad (5.3/18)$$

根据等式 (5.1/48), 其遵循:

$$\Phi_m^* = n \cdot \frac{s_{sym}^2 \cdot l_K}{(\delta_S + \delta_p) \cdot E_P \cdot I_{Bers} + s_{sym}^2 \cdot l_K} \quad (5.3/19)$$

可在[3]中找到有关计算的资料。

### 5.3.2 偏心载荷情况下上限的关系式

当界面边缘处的压应力降为零时, 出现螺栓连接件夹紧零件的单侧开口, 由于不利的几何形状条件 (例如界面面积太大或为明显的偏心度), 参考 5.1.2.2 节, 甚至在预加载条件下也会出现这种情形。在工作载荷条件下, 只要偏心作用载荷  $F_A$  和/或外部力矩  $M_B$  超过一个极限值  $F_{Aab}$  或  $M_{Bab}$  (其取决于预载荷以及夹紧零件的弹性水平), 就立刻会出现开口。

如果接合面的大小不超过符合等式 (5.1/38) 的极限值  $G$ , 或不超过符合等式 (5.1/39) 的极限值  $G'$ , 根据图 5.3/2

作为依据以及允许的符号法则（表 5.3/2），考虑尺寸关系，这些极值的简单计算是可能的。在该情形下，预载产生的压应力可假定为在接触区域或密封区域上恒定分布，工作载荷  $F_A$  引起的弯曲应力可假定为线性波动，例如，符合图

5.3/2 的坐标  $x$  方向上的界面压力  $p(x)$ ：

$$p(x) = -\frac{F_K}{A_D} + \frac{M_{Kl}}{I_{BT}}x \quad (5.3/20)$$

以及夹紧载荷

$$F_K = F_V - (1 - \Phi_{en}^*) F_A \quad (5.3/21)$$

和夹紧区域上所产生的力矩

$$M_{Kl} = F_A(a - \Phi_{en}^* \cdot s_{sym}) - F_V \cdot s_{sym} \quad (5.3/22)$$

在该情形下， $\Phi_{en}^*$  分派 5.31 节中定义的载荷系数， $F_V$  分派螺栓连接件的预载荷，根据 5.4.3 节，其通常小于组件预载荷  $F_M$ 。

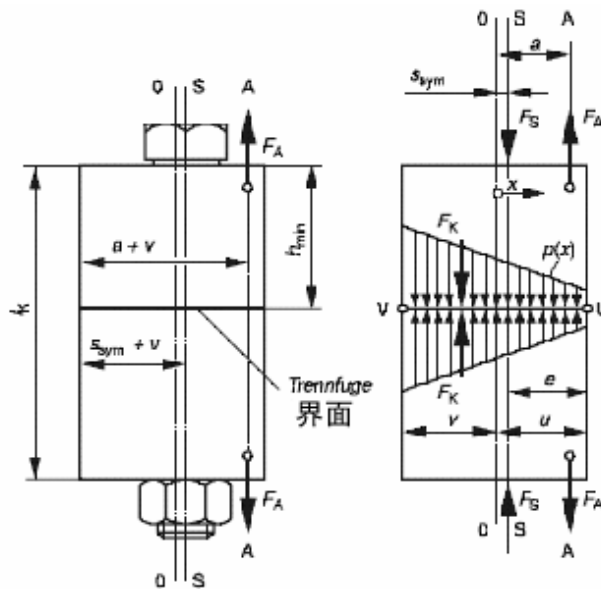


图 5.3/2：螺栓连接件的偏心夹紧和偏心加载，以及界面上的尺寸和表面压力

表 5.3/2: 符号法则

加载工况/变量		拉力工作载荷			压力工作载荷		
		I	II	III	IV	V	VI
尺寸比例		位置 $s_{sym}$ at 0-0			位置 $s_{sym}$ at 0-0		
		(同侧)		(不同侧)	位置 (同侧)		(不同侧)
		$a \geq s_{sym}$	$a < s_{sym}$		$a \geq s_{sym}$	$a < s_{sym}$	
符号	$s_{sym}$	+	+	-	+	+	-
	$u$	+	-	+	-	-	-
解释:		- 轴向工作载荷的等效作用线距离 $a$ 永远为正; - 点 $U$ 通常位于界面侧的最末端位置, 其有开口的危险, 因此点 $V$ 位于其他侧的最远位置。 - 距离 $v$ 永远为正。					

注: 工况 V 和 VI 仅在例外情况下才能导致开口。工况 IV 仅为完整性目的而阐述, 不会有开口。

设计角度要求的密封区域  $A_D$  是界面区域的一个整体部分 (也参见 5.1.2.2 节), 并可以至多假设界面区域的大小低于孔的面积。

尺寸的符号法则 (表 5.3/2) 假定: 坐标  $x$  (图 5.3/2) 的正方向是由轴向工作载荷的等效作用线相对于横向对称夹紧体 (参见 5.2.1 节) 的位置而确定的, 其上游坐标原点。3.2 节中的法则适用于  $F_A$  和  $M_B$ 。

与图 5.3/2 形成对比, 如果除了工作载荷  $F_A$  之外, 也加载了一个工作力矩  $M_B$ , 则根据等式 (5.3/21) 和 (5.3/22), 利用 5.3.1 节中定义的系数  $\Phi_m^*$ , 假定通常有效的形式:

$$F_K = F_V - (1 - \Phi_{en}^*) F_A + \frac{\Phi_m^*}{s_{sym}} M_B \quad (5.3/23)$$

$$M_{KI} = F_A (a - \Phi_{en}^* \cdot s_{sym}) - F_V \cdot s_{sym} + M_B (1 - \Phi_m^*) \quad (5.3/24)$$

根据有开口危险侧上的界面压力, 以及距重心线的距离  $u$ , 替代为 0 ( $p(x=u) = 0$ ), 一侧开口起始上的工作载荷  $F_{Aab}$  和  $M_{Bab}$  可根据等式 (5.3/20) 进行计算, 考虑到表 5.3/2 中距离 ( $u$ ,  $s_{sym}$ ,  $a$ ) 和加载数量 ( $F_A$  和  $M_B$ ) 的符号, 并替代等式 (5.3/23) 和 (5.3/24):

$$F_{Aab} = F_V \left( \frac{I_{BT} + A_D \cdot u \cdot s_{sym}}{I_{BT}(1 - \Phi_{en}^*) + A_D \cdot u(a - \Phi_{en}^* \cdot s_{sym})} \right) + M_B \left( \frac{\frac{\Phi_m^*}{s_{sym}} I_{BT} - A_D \cdot u(1 - \Phi_m^*)}{I_{BT}(1 - \Phi_{en}^*) + A_D \cdot u(a - \Phi_{en}^* \cdot s_{sym})} \right) \quad (5.3/25)$$

$$M_{Bab} = F_V \left( \frac{A_D \cdot u \cdot s_{sym} + I_{BT}}{A_D \cdot u(1 - \Phi_m^*) - I_{BT} \frac{\Phi_m^*}{s_{sym}}} \right) + F_A \left( \frac{I_{BT}(1 - \Phi_{en}^*) + A_D \cdot u(a - \Phi_{en}^* \cdot s_{sym})}{A_D \cdot u \Phi_m^* - 1 + I_{BT} \frac{\Phi_m^*}{s_{sym}}} \right) \quad (5.3/26)$$

另一方面，如果等式与夹紧载荷  $F_K$  或预载  $F_V$  得到解决，则可获得相应的极限数值  $F_{Kab}$  以及  $F_{Vab}$ ，其中现有的工作条件正好导致开口：

$$F_{Vab} = F_A \left( \frac{I_{BT} + a \cdot u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D} - \Phi_{en}^* \right) + M_B \left( \frac{u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D} - \frac{\Phi_m^*}{s_{sym}} \right) \quad (5.3/27)$$

$$F_{Kab} = F_A \frac{a \cdot u \cdot A_D - s_{sym} \cdot u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D} + M_B \frac{u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D} \quad (5.3/28)$$

如果替代  $M_B = 0$ ，可从等式 (5.3/25)、(5.3/27) 以及 (5.3/28) 获得纯粹工作载荷 ( $F_A \neq 0$ ,  $M_B = 0$ ) 工况下的相应的幅度。如果  $F_A = 0$ ，等式 (5.3/26) ~ (5.3/28) 介绍了纯粹工作力矩载荷 ( $F_A = 0$ ,  $M_B \neq 0$ ) 特殊工况下的关系。

如果界面区域的尺寸超过极限数值  $G$  或  $G'$ ，则上述关系不再有效，因为不能忽略界面压力  $p(x)$  的非线性特征。

在纯粹工作力矩载荷特殊情形下 ( $M_B \neq 0, F_A = 0$ )，螺栓通常假想布置于横向夹紧体的对称轴 (同样为假设) 的右侧。因此  $s_{sym}$  永远为正。

### 5.3.3 开式连接的关系式

在界面一侧开始开口后 ( $F_A > F_{Aab}$ )，附加的螺栓载荷  $F_{SA}$  递增 (图 5.3/2)。在此处是不可能对函数特性  $F_{SA} = f(F_A)$  作出精确解释的。

因此提出一个近似的方案。借助一个圆弧，有可能粗略地确定开口起始与一侧边缘承压工况之间的区域中的附加螺栓载荷 (图 5.3/2)。利用上述获得的结果对于初步估计是足够精确的。

在超过  $F_{SAab}$  之后的附加螺栓载荷  $F_{SAKI}$  (图 5.3/2) 可按下述步骤进行计算或图形显示：

- a) 根据初步等式 (5.3/15)，作为  $F_A$  的函数，附加螺栓载荷  $F_{SA}$  的计算：

$$F_{SA} = \Phi_{en}^* \cdot F_A$$

- b) 利用下述定义  $F_{Aab}$  处的初步关系 (参见 5.3.2 节)：

$$F_{Aab} = \frac{F_{Vmin}}{\frac{I_{BT} + a \cdot u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D} - \Phi_{en}^*} \quad (5.3/29)$$

- c) 根据杠杆原理，计算理想边缘支承工况时的载荷系数 (参见图 5.3/4)：

$$F_{SAKI} = F_{AKA} \cdot (v + a)/(v + s_{sym}) - F_V \quad (5.3/30)$$

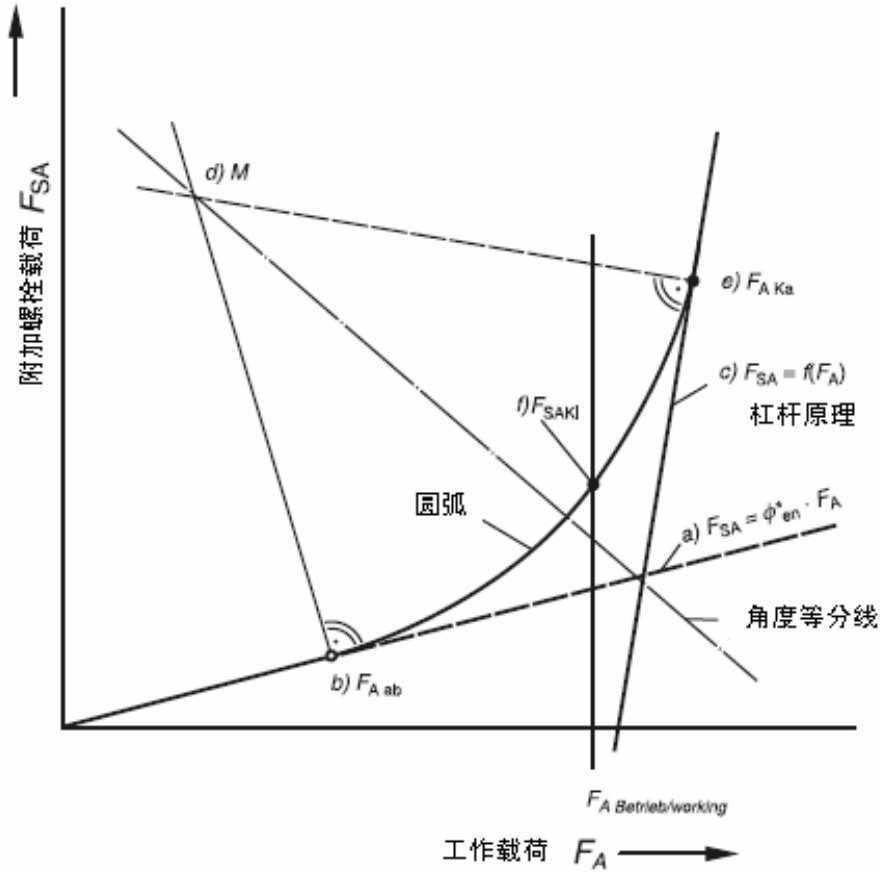


图 5.3/3 开放连接的附加螺栓载荷

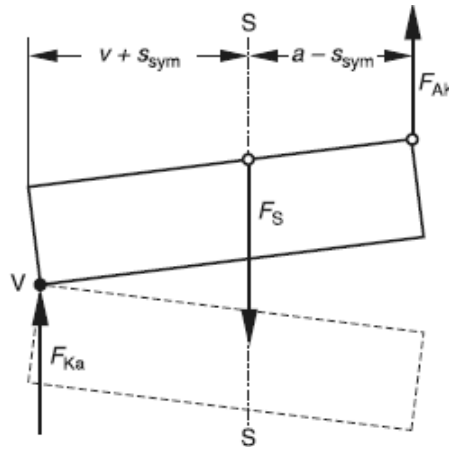


图 5.3/4: 开口螺栓连接处的杠杆作用

如果压缩边缘 (V) 的弹性和/或塑性变形可以忽略, 则根据表 5.3/2, 下述适用于符号法则和工况 I 和 III:

$$\Sigma M(V): (v + s_{sym}) \cdot F_{SKa} - (v + a) \cdot F_{AKa} = 0$$

$$F_{SKa} = \frac{v + a}{v + s_{sym}} F_{AKa}$$

其中,  $F_{SKa} = F_V + F_{SAKa}$ ;  $F_{SAKa} = \frac{v + a}{v + s_{sym}} F_{AKa}$

通常对于工况 I、II 和 III:

$$F_{SKa} = \frac{v + \frac{U}{|U|}a}{v + \frac{U}{|U|}s_{sym}} F_{AKa}$$

d) 在直线  $a$ ) 和  $c$ ) 之间, 利用与两直线都无关的渐进曲线来显示开口动作。为粗略地确定尺寸, 即一个初始的近似方案, 用一个在各个工况下都能导致与开口点  $F_{Aab}$  处的直线  $a$ ) ( $F_{SA} = \Phi_{en}^* \cdot F_A$ ) 和直线  $c$ ) (杠杆原理)(图 5.3/3) 无关的一个圆来代替。

在图形表示中, 发现圆心作为垂直于直线  $a$ ) (在  $F_{Aab}$  处) 和直线  $a$ ) 与  $c$ ) 的角度等分线的一个交点。在此处应注意到的是: 对于所有的坐标轴都适用相同的比例。

圆  $K$  的函数等式介绍如下[27]:

$$y = n_K - \sqrt{r^2 - (x - m_K)^2}$$

利用  $y = F_{SAK1}$  和  $x = F_A$ , 对于  $F_{Aab} \leq F_A \leq F_{AKa}$ , 其遵循:

$$F_{SAK1} = n_K - \sqrt{r^2 - (x - m_K)^2} \quad (5.3/31)$$

利用  $m_{K1} = \Phi$ ,  $m_{K2} = (v+a)/(v+s_{sym})$ ,  $a = F_{Aab}$  和  $t = -F_V$ , 我们可以得到  $n_K$ ,  $m$ ,  $r$ 。

$$n_K = \Phi \cdot F_{Aab} - \frac{\left(\frac{v+a}{v+s_{sym}} - \Phi\right) \cdot F_{Aab} - F_V}{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{v+a}{v+s_{sym}}\right)^2 \cdot (1 + \Phi^2) - (1 + \Phi) \frac{v+a}{v+s_{sym}}\right]}}$$

$$r = \frac{n_K - \Phi \cdot m_K}{\sqrt{1 + \Phi^2}}$$

e) 确定  $F_{AKa}$  (一侧边缘支承的起点):

在图形表示中,  $F_{AKa}$  是作为  $M$  垂直于直线  $c$ ) 的一个足点而发现的 (图 5.3/2)。按类似于  $d$ ) 的方式:

$$F_{AKa} = \frac{m_K + \frac{v+a}{v+s_{sym}} \cdot (n_K + F_V)}{1 + \left(\frac{v+a}{v+s_{sym}}\right)^2} \quad (5.3/32)$$

其中  $m_K$  和  $n_K$  来自于  $d$ )。

f) 为工作载荷  $F_A$  确定附加螺栓载荷  $F_{SAK1}$ :

在图形表示中,  $F_{SAK1}$  是作为属于横坐标  $F_A$  (图 5.3/3) 的圆点的一个纵线而获得的。利用  $d$ ) 中规定的函数等式 (5.3/31) 来计算  $F_{SAK1}$ 。

注: 近似方法表明使用一个圆弧。如果不能避免轻微的部分开口, 或不能避免, 或可以允许, 或允许利用与本

指南的目的形成对比的惯性储备，则其是可以适用的。基于抛物线手段，在较大的开口时应予以考虑的进一步的方法可从文献[62]中查到。

## 5.4 预加载荷

### 5.4.1 最小夹紧力

根据施加于螺栓接头上的要求所生成的最小夹紧载荷：

- 一个现有横向载荷  $F_Q$  的传递，和/或由于摩擦夹紧装置作用在螺栓轴的力矩  $M_Y$ ：

$$F_{KQ} = \frac{F_{Q \max}}{q_F \cdot \mu_{T \min}} + \frac{M_{Y \max}}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{T \min}} \quad (5.4/1)$$

● 其中  $\mu_{T \min}$  是界面的摩擦系数（参见表 A6）， $q_F$  是内部力传递界面的数量（参见 5.5.6 节）， $q_M$  是内部力矩传递的界面的数量， $r_a$  是根据夹紧件的尺寸而得出的摩擦半径。

- 相对于媒介的密封

为确保密封功能，一个夹紧载荷作为密封面积  $A_D$  的比例函数，并要求媒介的最大内部压力  $p_{i, \max}$ ：

$$F_{KP} = A_D \cdot p_{i, \max} \quad (5.4/2)$$

- 开口的预防（参见 5.3.2 节）：

$$F_{KA} = F_{Kab} \quad (5.4/3)$$

$F_{Kab}$  符合等式 (5.3/28)

下述适用于：

$$F_{Kerf} \geq \max (F_{KQ}; F_{KP} + F_{KA}) \quad (5.4/4)$$

### 5.4.2 预紧力的变化

基于下述原因，螺栓的预载可以相对于组件的预载  $F_M$  而变化：

- 周围区域中其他螺栓的紧固
- 接触表面的预埋
- 通过旋转而自我松动
- 材料的松弛
- 温度变化
- 接头的过载

如果近似计算看上去不合适，对标记为关键的连接件应相应进行原始部件的核查。

#### 5.4.2.1 由于压陷和松弛而造成的预载损失

除了纯粹弹性变形外，在组装期间以及组装之后，甚至是在低于屈服点或极限表面压力下加载期间，在螺栓接头上出现局部塑性变形，这些都导致连接件的松弛。承压区域的表面粗糙度的塑性整平、配对螺纹的载荷侧面，以及其他界面都指定为“压陷”。此外，在已经预载的连接件中也可能出现材料蠕变。由此而引起的预载随时间的损耗称为“松弛”。

当工作温度高于再结晶温度大约 50% 以上时，必须考虑由于松弛而引起的可预见的预载损耗。在室温条件下，由于为纯粹的弹性预载螺栓，不会出现可预见的松弛量。但是，承受屈服控制或角度控制的紧固螺栓在室温下也会松弛。根据典型的摩擦系数  $\mu_G \approx 0.14$ ，可以达到的组件预载降低大约 10%，因此仅有大约 80% 的最小载荷仍然在屈

服点或 0.2%的弹性极限应力状态。

对于铝合金，大约为 160℃的工作温度工况；对于结构钢和调质钢，大约为 240℃的工作温度工况，出现了显著的随时间而增加的预载损耗[28； 29]，DIN EN 0269，DIN 267-13。在这些工况下，强烈建议对各个螺栓接头进行实验分析。

在组装期间已经出现的预埋量不会导致预载的损耗。因此所达到的组件预载  $F_M$  仅减少  $F_Z$  乘以组装完成之后出现的变形  $f_Z$ ，如果在紧固操作期间（液压或热预载）表面粗糙度不平整，组装后出现的预埋量可能显著大于本文提及到的指导值。

根据图 5.4/1，利用介绍连接件弹性的类似三角之间的关系，预载  $F_Z$  的损耗和塑性变形  $f_Z$  之间的相互关系为：

$$\frac{F_Z}{F_M} = \frac{f_Z}{f_M} = \frac{f_Z}{f_{SM} + f_{PM}} = \frac{f_Z}{(\delta_S + \delta_P) \cdot F_M} \quad (5.4/5)$$

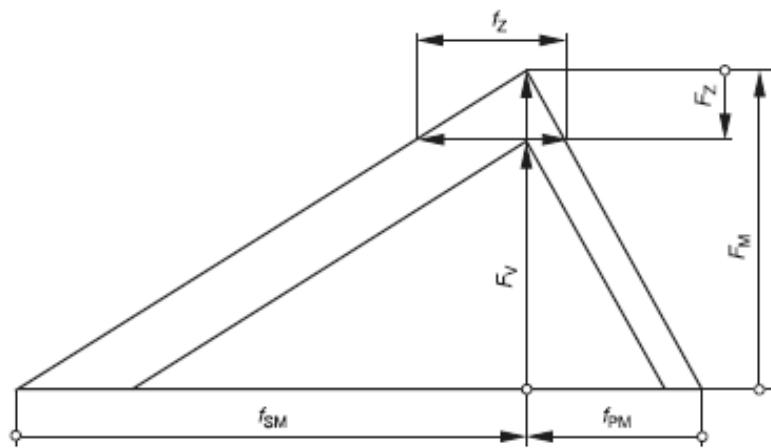


图 5.4/1：由于预埋量  $f_Z$  的变形而引起的螺栓连接的预载减少  $F_Z$

据此：

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_S + \delta_P)} \quad (5.4/6)$$

预埋量主要取决于工作载荷类型、界面数量以及配对表面的粗糙度幅度[30]。在铝材料工况中，可以看出预埋量大于钢工况下的预埋量（例如攻丝螺纹接头上螺纹预埋量为 10um，而不是 5um）。

如果在各个工况下不能获得实验确定的数值，可以使用表 5.4/1 中给出的指导数值来估计连接件的预埋量。如果超过表 A9 中给出的限制表面压力，则它们是不适当的。在该情况下，夹紧件的材料可能在头部和/或螺母支承区域要进行蠕变，变形  $f_Z$  可能会不受控制地增加（参见 5.5.4 节）。

表 5.4/1: 钢制螺栓、螺母和紧密夹紧零件预埋量指导数值

平均粗糙度高度	加载	预埋量指导数值, $u_m$		
		螺纹中	每个头部或螺母支承区域	每个内部界面
根据 DIN 4768 的 $R_z$				
<10um	拉力/压力	3	2.5	1.5
	剪力	3	3	2
$\leq 10\text{um} < 40\text{um}$	拉力/压力	3	3	2
	剪力	3	4.5	2.5
$\leq 40\text{um} < 160\text{um}$	拉力/压力	3	4	3
	剪力	3	6.5	3.5

根据已经在大量圆柱形连接件上确定的指导数值, 也应考虑预埋量。例如, 在夹紧的钢板-金属堆栈中, 由于不是理想的平面平行的表面的接触回弹的原因, 总的回弹实质上可能会大于同样夹紧长度的大量连接件中的回弹。在此情况下, 预载  $F_Z$  的损耗应根据实验确定, 而不是利用等式 (5.4/6)。

#### 5.4.2.2 温度对预紧力的影响

由于杨氏模量中温度依从的变化, 以及因为螺栓和夹紧件的热膨胀系数的不同, 可能会出现显著的预载变化。在该情况下应考虑的是最低和最高稳定状态温度时的工作状态, 以及不稳定温度区的工作状态, 这些可能经常导致周围之间的实质性温度差别, 它们通常是一个良好的热导体, 以及孔中的螺栓“绝缘”。

热膨胀系数  $\alpha_T$  介绍了由于温度变化  $\Delta T$  导致的长度  $l$  部分的线性变形  $f_T$ 。

$$f_T = \alpha_T \cdot l \cdot \Delta T \quad (5.4/7)$$

在相同的膨胀系数 (表 A9) 下, 如果螺栓被较大幅度地加热超过周围环境, 和/或其膨胀系数大于同样温度变化下的夹紧零件的膨胀系数, 则预载会根据线性变形中的差别降低。如果螺栓拉伸到比夹紧零件较小的程度, 则预载增加。

由于常规材料的杨氏模量 (表 A9) 随温度增加而降低 (表 A10), 则即使螺栓和夹紧件在相同的热膨胀期间, 预载也会随温度增加而降低。基于室温条件下的预载  $F_{VRT}$ , 在温度  $T$  时, 预载  $F_{VT}$  为:

$$F_{VT} = \frac{F_{VRT}(\delta_{SRT} + \delta_{PRT}) - l_K(\alpha_{ST}\Delta T_S - \alpha_{PT}\Delta T_P)}{\delta_{SRT}E_{SRT}/E_{ST} + \delta_{PRT}E_{PRT}/E_{PT}} \quad (5.4/8)$$

其中

$$\Delta F_{Vth} = F_{VRT} - F_{VT} \quad (5.4/9)$$

允许热诱导的预载变化为:

$$\Delta F_{Vth} = F_{VRT} \left( 1 - \frac{\delta_S + \delta_P}{\delta_S \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_P \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \right) + \frac{l_K \cdot (\alpha_S \cdot \Delta T_S - \alpha_P \cdot \Delta T_P)}{\delta_S \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_P \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \quad (5.4/10)$$

如果忽略预载依从的影响, 则大约的预载变化为:

$$\Delta F'_{Vth} = \frac{l_K \cdot (\alpha_S \cdot \Delta T_S - \alpha_P \cdot \Delta T_P)}{\delta_S \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_P \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \quad (5.4/11)$$

也要检查在关键工作状态下是否出现永久变形。这些导致了预载的进一步损耗（参见 5.5.2 节和 5.5.4 节）。

### 5.4.3 装配预紧力和拧紧力矩

目前使用中的紧固技术并不理解为螺栓中直接产生的预载，而是间接产生的预载，例如，作为紧固力矩的一个函数、弹性线性变形的一个函数、旋转角度的一个函数，或据此确定螺栓的屈服点。

由于要求用于产生预载的总拧紧力矩  $M_A$  是由螺纹力矩  $M_G$  和头部或螺母摩擦力矩  $M_K$  组成的。

$$M_A = M_G + M_K \quad (5.4/12)$$

当采用测量时（其通过旋转来防止松弛（如自锁紧螺母）或防止松弛（如锯齿状的支承表面螺栓）），则螺纹和/或头部摩擦力矩可能增加。在这些情况下，如果需要的话，应考虑过渡螺栓的力矩  $M_{\dot{U}}$  或附加的头部力矩  $M_{Kzu}$ ：

$$M_{A,S} = M_G + M_K + M_{\dot{U}} + M_{Kzu} \quad (5.4/13)$$

在高预载的连接情况下， $M_{\dot{U}}$  可以忽略。

源于倾斜平面的平衡条件，可以获得装配预紧力和螺纹中的扭矩作用之间的相互关系。利用节径  $d_2$ （表 A11 和表 A12），螺纹的螺旋角度  $\varphi$  和螺纹的摩擦角度  $\rho'$ ：

$$M_G = F_M \cdot \frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \rho') \quad (5.4/14)$$

利用节距  $P$  和螺纹侧面角  $\alpha$ ，对于公制螺纹：

$$\tan \varphi = P/(\pi \cdot d_2) \quad (5.4/15)$$

$$\tan \rho' = \mu'_G = \mu_G/\cos(\alpha/2) \quad (5.4/16)$$

按螺纹侧面角  $\alpha=60^\circ$ ， $\mu'_G = 1.155\mu_G$ ，以及按简化的方式

$$\begin{aligned} \tan(\varphi + \rho') &\approx \tan \varphi + \tan \rho' \\ &= P/(\pi \cdot d_2) + 1,155 \mu_G \end{aligned} \quad (5.4/17)$$

因此：

$$M_G = F_M(0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_G) \quad (5.4/18)$$

利用用于克服承压区域和头部或螺母之间的摩擦所要求的力矩

$$M_K = F_M \cdot \frac{D_{Km}}{2} \mu_K \quad (5.4/19)$$

可以得到

$$M_A = F_M \left( 0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \mu_K \right) \quad (5.4/20)$$

利用平面圆环承压区域，下述近似适用于头部下面的摩擦直径：

$$D_{Km} = \frac{(d_w + D_{Ki})}{2} \quad (5.4/21)$$

其中  $D_{Ki} = \max(D_a, d_{ha}, d_h, d_a)$  (5.4/22)

这时，考虑了螺母  $D_a$  的倒角直径、夹紧件的倒角直径  $d_{ha}$ ，以及孔的直径  $d_h$  和平面头部支承区域的内径  $d_a$ 。螺栓连接件的装配预紧力[32]受到下述影响：

- 连接件（螺栓、螺母、夹紧件）的几何形状
- 连接件的强度
- 紧固技术
- 紧固工具

在估计摩擦系数时出现错误、摩擦系数的分散、不同的紧固技术，以及仪器、操作和读数错误都或多或少地导致相当的装配预紧力的分散（图 5.4/2）。

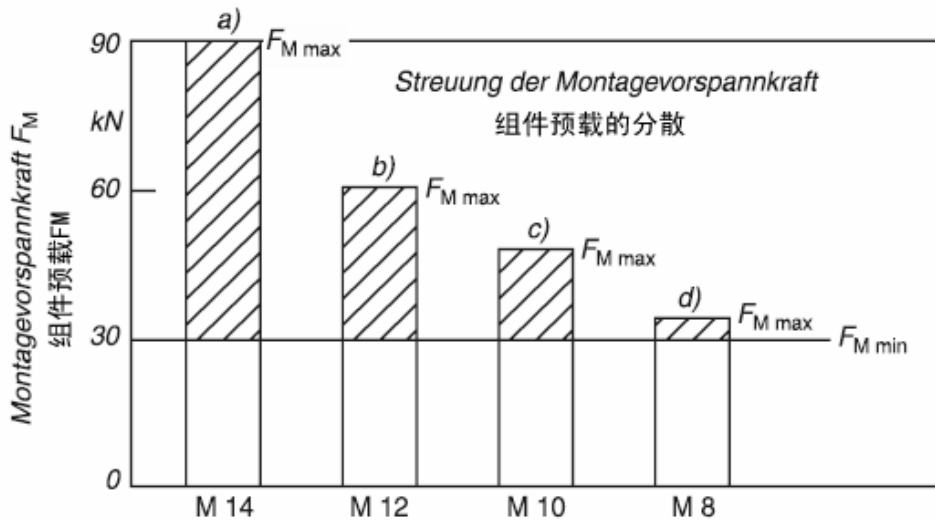


图 5.4/2: 关于装配预紧力的分散的紧固技术的影响，以及达到强度等级 12.9 所要求的螺栓直径

- a) 冲击扳手
- b) 螺栓安装轴
- c) 力矩扳手或精密螺栓安装轴
- d) 屈服控制的螺栓安装轴

紧固系数  $\alpha_A$ （组件不确定的系数）考虑到可达到的  $F_{M \min}$  和  $F_{M \max}$  之间的安装预紧力分散可按下述形式导入：

$$\alpha_A = F_{M \max} / F_{M \min} \quad (5.4/23)$$

在同样要求的最小组件预载  $F_{M \min}$  下，下述适用于  $\alpha_{A1}$  和  $\alpha_{A2}$  两个不同的紧固技术：

$$F_{M \min} = \frac{F_{M \max 1}}{\alpha_{A1}} = \frac{F_{M \max 2}}{\alpha_{A2}} \quad (5.4/24)$$

其中， $F_{M \max} = \sigma_{M \max} \cdot A_S$ ，利用最大的安装预紧力  $\sigma_{M \max} = const$ ，我们可以得到应力横截面，

$$A_S = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_3 + d_2}{2} \right)^2 \quad (5.4/25)$$

或通常上利用参考直径  $d_0$ :

$$\frac{\alpha_{A1}}{\alpha_{A2}} = \frac{F_{M \max 1}}{F_{M \max 2}} = \frac{A_{S1}}{A_{S2}} = \frac{d_{S1}^2}{d_{S2}^2} \approx \frac{d_{01}^2}{d_{02}^2}$$

也就是 
$$\frac{d_{01}}{d_{02}} \approx \sqrt{\frac{\alpha_{A1}}{\alpha_{A2}}} \quad (5.4/26)$$

从这点也可看出，例如，当使用相对于  $\alpha_{A1} = 1.2$ （例如，通过旋转角进行组装）的  $\alpha_{A1} = 2.5$  时的紧固技术时（例如通过螺栓安装轴进行组装），螺栓的规格必须要大于大约 45%（例如为 M12，而不是 M8）。

由于紧固技术显著地影响了所要求的螺栓规格，所以必须仔细选择并仔细使用紧固技术，以选择用于组装并以计算为依据。

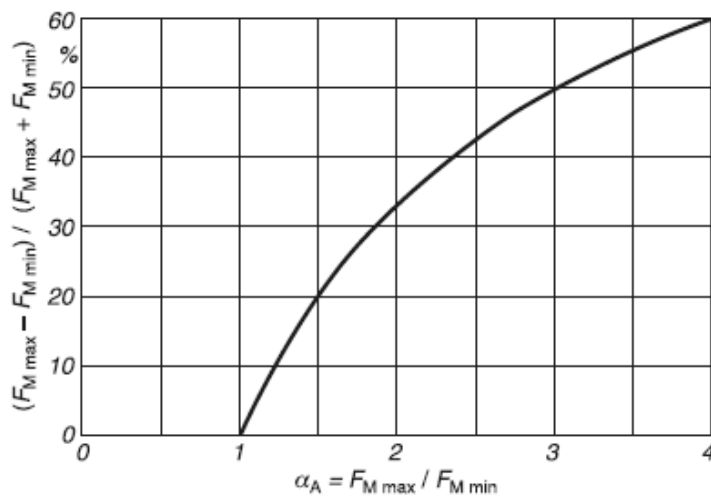


图 5.4/3: 预载分散和紧固系数之间的关系[33]

表 A8 给出了不同紧固技术时紧固系数  $a_A$  的计算关系和指导数值。图 5.4/3 显示紧固系数  $a_A$  和安装预紧力中的分散之间的关系。

对于三种最为重要的紧固技术，下文给出了仅要求作为基本理解的详情。长度控制的、液压或热紧固与本文无关[34]。阈力矩必须高于夹紧件的全表面接触时的力矩，其经常作为介绍螺栓操作的参考点而选择。

#### 5.4.3.1 力矩控制拧紧

可利用显示性的或信号性的力矩扳手或监控的螺栓安装轴来进行力矩控制的紧固(图 5.4/4)。除了控制的变量“力矩”外，构成一个阈力矩的旋转角度也通常要测量，以监控紧固操作。由于简单的操作和经济的紧固工具，力矩控制的紧固是最为普遍的。

所有冲击扳手和螺栓安装轴仅可在零件的螺栓安装试验中进行调整。这可通过分离力矩、进一步的力矩或螺栓上的拉伸测量来进行。

在该工况下，分离力矩是所要求的力矩，以能在螺栓操作已经完成之后进一步转动螺栓。其与所希望的紧固力矩不同，对于力矩控制的紧固，利用再紧固系数，该再紧固系数取决于轴的类型和摩擦的类型，以及弹性比例，其可能在 0.85 和 1.30 之间波动。

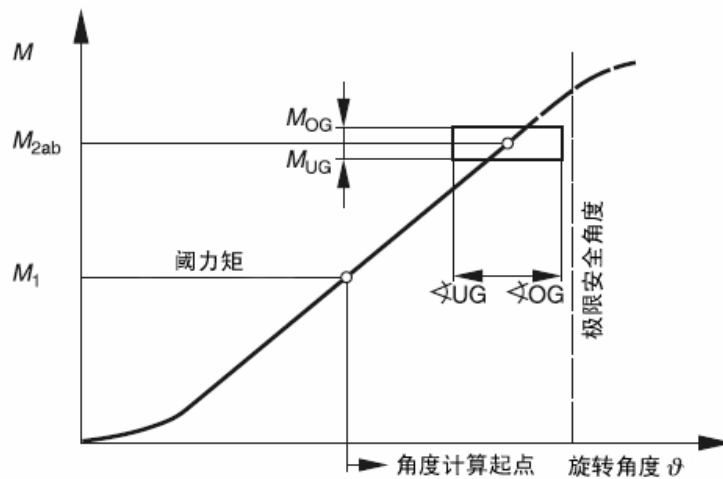


图 5.4/4: 力矩控制的紧固，具有角度监控（示意图）[35]

可利用特殊紧固工具来仅仅感知进一步的力矩，该特殊紧固工具测量螺栓转动时旋转角度和力矩，并计算进一步旋转角度  $0^\circ$  时安装状态下的力矩，其要求在克服静态摩擦（由于更高的分离力矩造成的）之后进一步转动。

螺栓的拉伸可超声波测量或机械测量，可通过螺栓弹性来确定所达到的预载。

冲击扳手利用动力传递能量。像螺栓安装轴一样，冲击扳手必须在最初部件上进行调节。弹性范围内的紧固系数很高，导致紧固技术不可用于高负载的螺栓接头。在每次推动期间，可以测量简单作用峰值力矩和进一步的旋转角度。因此最新的带力矩控制的冲击扳手允许屈服控制的紧固。

#### 5.4.3.2 转角控制拧紧

角度控制的紧固是一种间接的长度测量方法，因为螺栓的线性变形对螺纹的节距是（理论上）与所覆盖的旋转角度成直接比例的。在该情形下，夹条件内部的压缩变形，以及界面完全闭合之前出现的弹性和塑性变形是可同时测量的。由于界面上的变形通常不能预先确定，并且是不规则的，所以实际上在具有滑动力矩时，在所有的界面都完全闭合之前接头首先是预载的（对于屈服受控的紧固）。

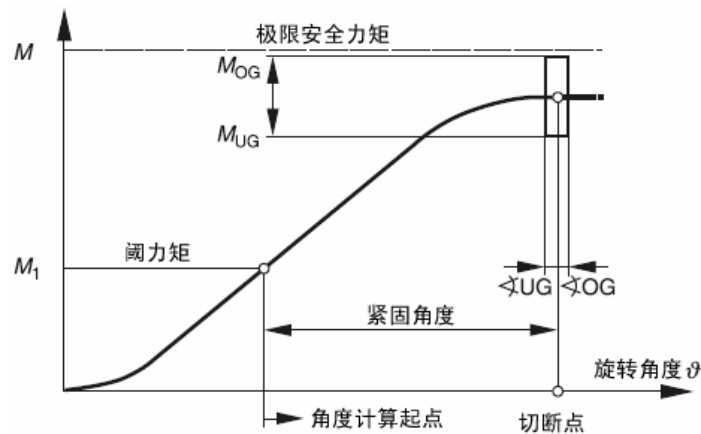


图 5.4/5: 具有力矩监控（示意图）[35]的角度受控的紧固

在阈力矩超过之前（图 5.4/5），不会测量旋转角度。除了受控的变量“旋转角度”之外，也通常测量力矩，以监控紧固操作。

实际表明该技术仅在螺栓拧紧到塑料范围时达到其最高的精度，由于塑料范围内的变形特性近似水平线，所以角度误差几乎没有影响（图 5.4/5）。此时，支承区域上的摩擦系数已经达到的安装预紧力没有影响。另一方面，在弹性范围内，变形曲线的急剧弹性部分出现角度误差。但是，在该情形下，与力矩受控的紧固相比，对预载分散也有一个摩擦（ $u_G$ ）减少的影响。

如可能，应在原始部件上利用试验来确定旋转角度，以正确检测设计弹性。在一个合适的旋转角度时，由于抗拉强度超过而造成的螺栓的断裂或过应力是可安全地排除的。但是，在超过螺栓材料的屈服点时，螺栓的可再次使用性受到限制。该技术仅可用于具有充分的变形性（自由加载的螺纹或减少的螺纹侧面长度）的螺栓。角度受控的紧固是电机行业的最新技术。

### 5.4.3.3 屈服控制拧紧

在屈服控制预紧力技术中，螺栓的屈服点作为安装预紧力的一个受控的变量。与支承区域上的摩擦无关，拧紧螺栓，直到大约达到螺栓的屈服点或极限应力，其作为组件的拉力和扭曲应力的结果（ $\sigma_{red} \approx R_{p0.2}$ ）。对于角度受控的紧固，连接件首先应用具有滑动力矩进行预载。

在屈服控制预紧力中，螺栓的屈服点通过预紧期间测量力矩和旋转角度，以及通过确定它们之间不同的份额  $dM_A/d\vartheta$  来识别，其等于力矩/角度曲线的切线斜度。只要一出现塑性变形，则差别份额下降（图 5.4/6）。在交上力矩/角度曲线的线性部分之前，降低到已确定的最大数值的特定部分时，其将激活切断信号。

如果由于较低的螺纹摩擦结果而使装配预紧力增加，则扭曲部分相应减少。因此分离设计的螺栓的最高可能的装配预紧力  $F_{Mmax}$  在此中是不必要的。

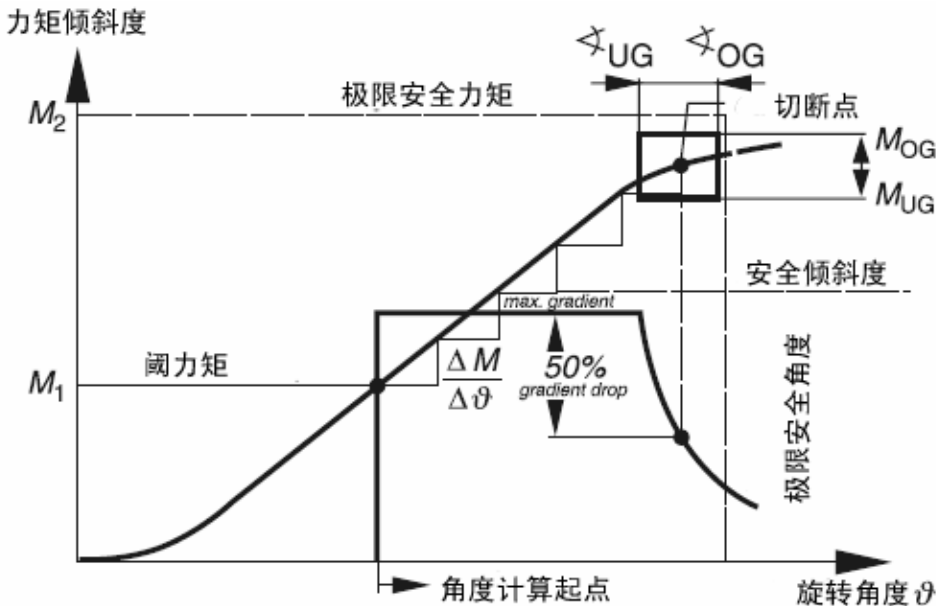


图 5.4/6: 屈服控制预紧力 (示图) [35]

经常出现的紧固系数  $\alpha_A > 1$  在设计螺栓时是可忽略的。

螺栓在经历该过程中的塑性拉伸是非常小的，因此通过屈服控制的螺栓紧固的再次使用性是很少受到影响的，阈力矩和切断标准应适合有问题的连接件。

### 5.4.3.4 拧紧方法的比较

紧固技术的比较表明，作为屈服控制的预紧的恒定总应力  $\sigma_{red}$  的结果，在本技术中，由  $u_G=0.10$  和  $0.14$  之间的螺纹摩擦系数的等同大的分散所造成的装配预紧力的分散相对于力矩受控的紧固是小的，屈服受控的装配预紧力通常要大于力矩受控的装配预紧力（图 5.4/7）。

### 5.4.3.5 最小装配预紧力

在考虑载荷系数的同时（参见 5.3 节），计算所要求的最小的装配预紧力，根据等式 (5.4/4) 预载变化（参见 5.4.2 节）和最小夹紧载荷为：

$$F_{M \min} = F_{V \min} + F_Z + \Delta F_{Vth} \quad (5.4/27)$$

$$F_{M \min} = F_{Kerf} + (1 - \Phi_{en}^*) F_{A \max} + F_Z + \Delta F'_{Vth} \quad (5.4/28)$$

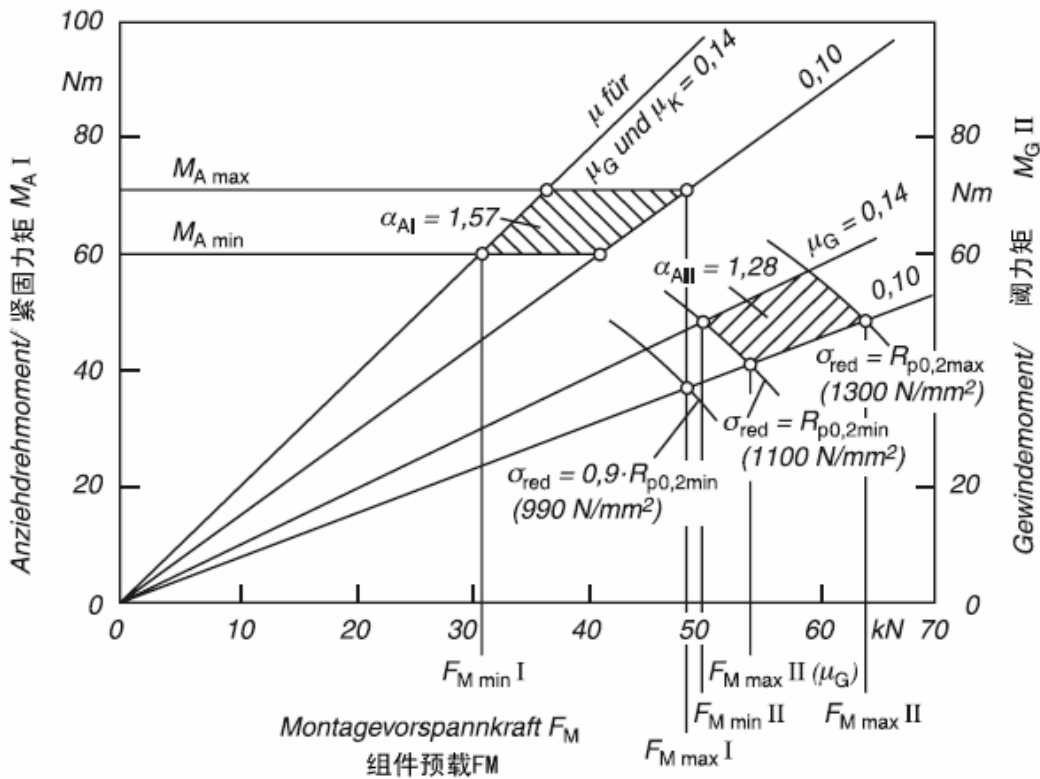


图 5.4/7: 力矩控制 (I) 和屈服控制 (II) 预紧的装配预紧力的比较 (M10 – 12.9) [33]

不能完全确保在达到工作温度或均衡温度之后通常会出现加载，则：

如果  $\Delta F'_{Vth} < 0$ ， $\Delta F'_{Vth} = 0$  可在此处进行替代！

## 5.5 应力和应变的计算

对于安装和工作状态，必须对强度进行单独验证。

### 5.5.1 装配应力

在大多数情况下，通过相对于螺母或内部螺纹转动螺栓来施加预载，作为结果，除了预载产生的拉应力之外，在螺栓中由于螺纹力矩  $M_G$  的原因也产生扭曲应力。

螺栓最大可能的预载（屈服点处的载荷）同时受到拉力和扭曲应力  $\sigma_M$  和  $\tau_M$  的影响，所产生的总应力通过变形能量理论而减少到等同于单轴应力状态（可比的应力  $\sigma_{red}$ ）。

$$\sigma_{red} = \sigma_{red,M} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\tau_M^2} \quad (5.5/1)$$

下述适用于

$$\sigma_M = \frac{F_M}{A_0} \quad (5.5/2)$$

以及

$$\tau_M = \frac{M_G}{W_P} \quad (5.5/3)$$

$d_0$  作为螺栓相关横截面  $A_0$  的直径，以及阻力相关的极化力矩  $W_P$ ，在具有螺纹侧面直径  $d_i$  的螺栓中，比属于应力横截面的直径  $d_s = (d_2 + d_3)/2$  要小，最弱的横截面位于螺纹侧面，下述代替计算可比的应力：

$$d_0 = d_{i \min}$$

在收缩成瓶颈状的螺栓情形中（细杆螺栓， $d_0 \leq d_3$ ），细杆直径应使用：

$$d_0 = d_T$$

只要螺纹杆径  $d_{i \min}$  变得大于属于应力横截面的直径  $d_s$ （限制杆以及全直径的螺栓），作为一个原则，弱点转移到螺栓的螺纹上。为计算比较性的应力，在该情形下使用假想的应力直径  $d_s$  作为参考数量：

$$d_0 = d_s$$

因此

$$\frac{\sigma_{\text{red},M}}{\sigma_M} = \sqrt{1 + 3 \left( \frac{\tau_M}{\sigma_M} \right)^2} = \sqrt{1 + 3 \left( \frac{M_G \cdot A_0}{W_P \cdot F_M} \right)^2} \quad (5.5/4)$$

考虑到源自于 5.4.3 节中公制螺纹的螺纹力矩的计算，下述通常适用于弹性区域，其中  $W_P = (\pi/16)d_0^3$ ：

$$\begin{aligned} \frac{\tau_M}{\sigma_M} &= \frac{M_G \cdot A_0}{W_P \cdot F_M} = \frac{2d_2}{d_0} [\tan(\varphi + \rho')] \\ &\approx \frac{2d_2}{d_0} \left( \frac{P}{\pi d_2} + 1,155 \mu_G \right) \end{aligned} \quad (5.5/5)$$

对于比较应力  $\sigma_{\text{red},M}$ ，如果仅可使用符合 DIN EN ISO 898-1 或 DIN EN ISO 3506-1 标准化螺栓的最小屈服点  $R_{p0.2 \min}$  的一部分（通常为 90%），则根据利用系数  $v$ ：

$$\sigma_{\text{red},M \text{zul}} = v \cdot R_{p0.2 \min} \quad (5.5/6)$$

根据[36]，如果横截面上的扭曲应力恒定，则在相关的横截面  $A_0$  上达到全塑性状态下的材料的屈服点。该条件可通过更正阻力的极化力矩来满足。下述适用于： $W_P = (\pi/12)d_0^3$

根据等式 (5.5/4)，(5.5/5) 以及 (5.5/6)，相对于屈服点，其遵循：

$$\begin{aligned}\sigma_{Mzul} &= \frac{v \cdot R_{p0,2min}}{\sqrt{1 + 3 \left[ \frac{3}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \tan(\varphi + \rho'_{min}) \right]^2}} \\ &= \frac{v \cdot R_{p0,2min}}{\sqrt{1 + 3 \left[ \frac{3}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \left( \frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{Gmin} \right) \right]^2}}\end{aligned}\quad (5.5/7)$$

因此装配预紧力  $F_M$  为:

$$F_{Mzul} = \sigma_{Mzul} \cdot A_0 \quad (5.5/8)$$

对于无扭曲应力的紧固技术:

$$\begin{aligned}\sigma_{red,Mzul} &= \sigma_{Mzul} = v \cdot R_{p0,2} \quad \text{或} \\ F_{Mzul} &= v \cdot R_{p0,2} \cdot A_0\end{aligned}\quad (5.5/9a)$$

根据 DIN EN ISO 898-1, 对于标准的最小屈服点  $R_{p0,2min}$  的 90% 的利用率, 也可从表 A1~A4 中选取装配预紧力  $F_{Mzul} = F_{MTab}$ 。在不考虑尺寸和几何误差时进行计算。对这些数值进行圆整, 圆整误差不大于  $\pm 2.5\%$ 。对于瓶颈收缩状的螺栓 (表 A2 和 A4), 计算是基于螺纹侧面直径  $d_T = 0.9 \cdot d_3$ 。

对于节径  $d_2$  和小径  $d_3$  (表 A11 和 A12), 使用 DIN 13-1~13-11 中标准化的名义尺寸计算应力横截面  $A_s$  (参见 DIN 13-28)。如为特别大的基本负偏差的螺栓, 以及尺寸小于 M8 的螺栓, 实际应力横截面和阻力的极化力矩部分上实质上是小的[61]。例如, 对于公差为 6az (热浸镀锌) 的 M12 螺栓, 或公差为 6e 的 M4 螺栓 (电镀锌), 加载能力低于将近 10%。因此在这些情形下应进行  $d_{3min}$  和  $d_{2min}$  的计算。

在根据等式 (5.5/7) 计算  $F_{Mzul}$ , 以及利用表 A1~A4 推论  $F_{MTab}$  时, 应根据现有条件使用螺纹摩擦系数  $\mu_{Gmin}$  的最小值。相关的最大紧固力矩  $M_A$  (参见 5.4.3 节), 在  $\mu_{Gmin} = \mu_{Kmin}$  时, 可以从表 A1~A4 中推论出来。如果摩擦系数未知, 或无法获得资料, 可从表 5 种选取指导数值。

注: 在使用表 A1~A4 时, 如果紧固技术/紧固工具中有较大的波动, 可以适当减少所要求的紧固力矩  $M_A$  (计算值  $> \pm 5\%$ ), 以避免过度应力, 或如果 (组件) 紧固力矩增加, 也要考虑螺栓的附加加载。在很少情形下, 使用锁紧螺母时所要求的过度螺栓力矩  $M_{\bar{v}}$  (参见 5.4.3 节), 则可能有必要包括强度验证中产生的附加扭曲应力 (等式 5.5/3)。

在超过弹性极限的屈服控制或角度控制的拧紧情形中, 螺栓的利用至少达到各自 100% 的屈服点。为此原因, 可达到的装配预紧力至少要高于表 A1~A4 中给出的数值的  $1/v$  的系数。

所允许的装配预紧力幅度  $F_{Mzul}$  应由用户制定, 同时考虑功能和强度的要求, 例如极限表面压力、热加载和弹性。在弹性范围内紧固时, 目标为  $v = 0.9$ , 即使是最大的装配预紧力  $F_{Mmax}$  (参见 5.4.3 节) 也是显著地低。因此, 对于  $F_{Mzul}$ , 适用下述范围 (图 5.5/1):

$$F_{M \max} \leq F_{M \text{ zul}} \leq 1,4 \cdot F_{M \text{ Tab}} \quad (5.5/9b)$$

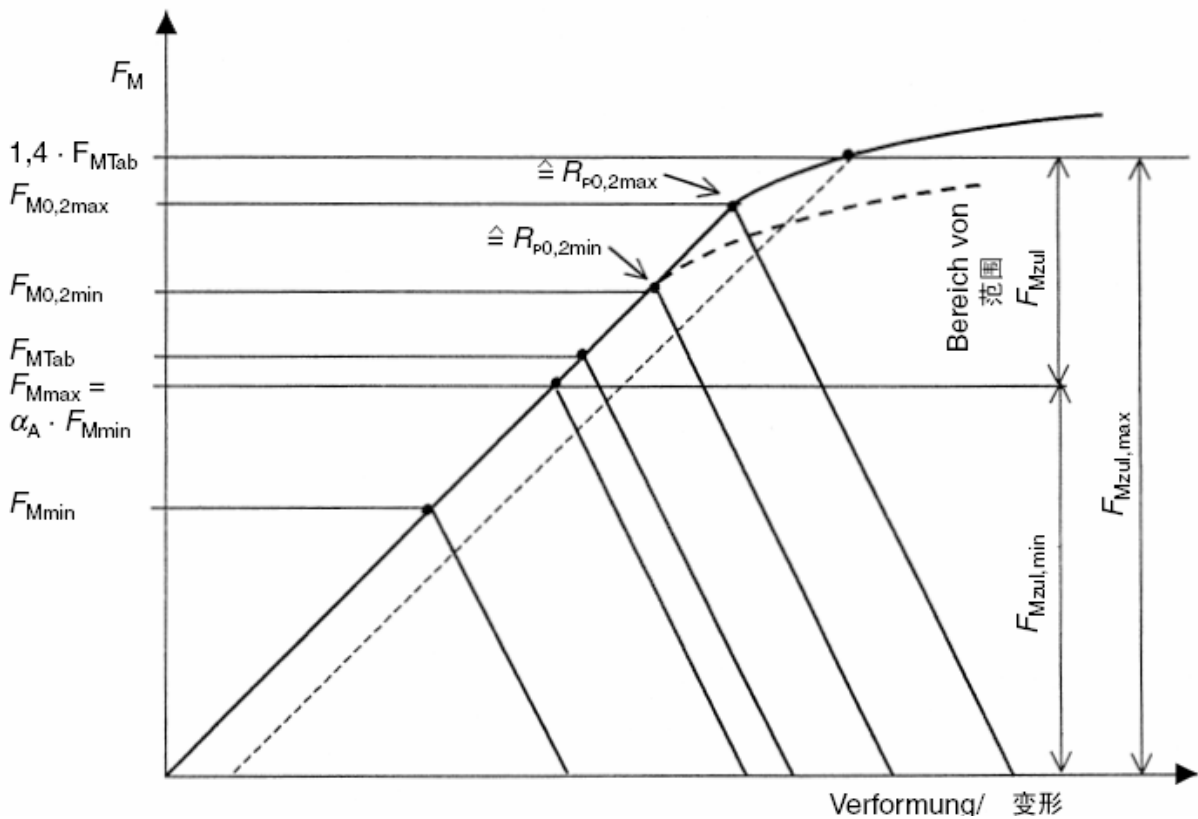


图 5.5/1: 允许的装配预紧力  $F_{M \text{ zul}}$  的范围

### 5.5.2 工作应力

和装配应力相比，具有轴向分量的工作载荷（工作载荷分量  $F_A$ 、工作力矩  $M_B$  以及附加的热载荷  $\Delta F_{Vth}$ ）通常导致应力增加（参见 3.2 节）。

在工作状态，扭曲应力通常变得比安装状态下要小。在超过弹性极限的连接件预紧中，经常可以观察到扭曲应力的完全减少，在许多情形下扭曲应力在静态加载下降低到 50%，在长期交变加载中也是完全减少。可在不同的水平下考虑扭曲应力。

如果在工作状态下不超过屈服点，则根据变形能量理论，工作状态中的比较应力可按类似于 5.5.1 节中的方法：

$$\sigma_{\text{red,B}} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3(k_\tau \cdot \tau)^2} < R_{p0,2min} \quad (5.5/10)$$

除了作用的抗拉应力之外，任何工作状态中的扭曲应力都应部分地考虑。如果不能获得其他资料，则推荐的减少系数为  $k_\tau = 0.5$ 。

对于抗拉应力，对于附加的螺栓载荷  $F_S$ （参见 5.3 节）以及热应力连接件中可能的附加热载荷  $\Delta F_{Vth}$ （参见 5.4.2.2 节）：

$$\sigma_z = \frac{F_{S \max}}{A_0} = \frac{1}{A_0} (F_{M \text{ zul}} + F_{SA \max} - \Delta F_{Vth}) \quad (5.5/11)$$

在与本指南的目标具有偏差时，如果螺栓接头部分打开，应考虑螺栓的弹性和  $F_{Aab}$  之上的板的变化（参见 5.3.3

节)。该变化仍然不能准确地计算。作为一个近似值，因此建议用等式 (5.5/11) 中的  $F_{SA\max}$  来替代 5.3.3 节中确定的附加螺栓载荷  $F_{SAKI}$ 。

如果  $\Delta F_{Vth} > 0$ ，则此处应以  $\Delta F_{Vth} = 0$  来代替，但仅仅是在达到工作温度或平衡温度之后才出现的机械加载除外。根据等式 (5.5/3)，利用螺纹力矩  $M_G$  (参见 5.4.3 节) 来计算扭曲应力  $\tau$ 。

$$M_G = F_{M\text{zul}} \frac{d_2}{2} \left( \frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G\text{min}} \right) \quad (5.5/12)$$

以及阻力力矩

$$W_P = \frac{\pi}{16} d_0^3 \quad (5.5/13)$$

如果在少数情形下有必要的话，应在强度验证中 (参见先前章节中的注释) 包括过度螺栓的力矩  $M_{\ddot{U}}$  (参见 5.4.3 节)。

如果扭曲载荷完全减少，则工作中的连接件的最大预载的总和、最大附加螺栓载荷和附加热载荷 (上述涉及等式 (5.5/11) 的应用) 必须低于符合 DIN EN ISO 898-1 或 DIN EN ISO 3506-1 的标准化最小屈服点的螺栓载荷：

$$R_{p0,2\text{min}} \cdot A_0 \geq F_{V\max} + F_{SA\max} - \Delta F_{Vth} \quad (5.5/14)$$

如果由于超出弹性极限拧紧而超过屈服点或相应的高加载，初始的加载导致螺栓的塑性变形，因为螺栓力： $F_{S1} > F_{M0,2}$ ，其中  $F_{M0,2}$  来自于  $v=1$  时的等式 (5.5/7) 和等式 (5.5/8)。结果是，装配预紧力降低[37]。

对于初始加载之后的预载，假定预埋 (5.4.2.1 节) 已经减少：

$$F_{V1} = F_{S1} - F_{SA\max} \quad (5.5/15)$$

由于螺栓材料在扭曲应力降低到相当程度的同时变硬的事实，根据硬化系数  $k_v=1.1\dots1.2$ ：

$$F_{V1} = F_V = (F_{M0,2} - F_Z) \cdot k_V - F_{SA\max} \quad (5.5/16)$$

因此，在初始加载之后，作为一个原则，螺栓连接件再次表现为纯粹弹性的方式，因为其已经自我调整到新的屈服点。由于与组装状态相比，预载  $F_{Vj}$  的降低要大于预埋损耗的事实，则有必要检查在关键连接情形下是否保持  $F_{Mmin}$ 。

在热应力连接件中，所有配对零件的自发的变化，或仅在长期中生效的变化，材料特性 (耐热应力、蠕变限制、杨氏模量、热膨胀系数) 的变化都应予以考虑。

### 5.5.3 交变应力

交变应力计算为：

$$\sigma_a = \frac{F_{SAo} - F_{SAu}}{2A_S} \quad (5.5/17)$$

对于偏心夹紧和/或加载，考虑到弯曲载荷，下述适用于

$$\sigma_{ab} = \frac{\sigma_{SAbo} - \sigma_{SAbu}}{2} \quad (5.5/18)$$

在螺栓的首个载荷承压螺纹圈上出现一个高切口作用。此处的局部应力峰值 (取决于设计条件) 可能达到比名义应力高 10 倍的程度。因此与静态应力相比，螺栓连接件的局部承压能力在交变应力期间要显著地低。整个连接件

的动态强度由许多影响因素而确定。

对于疲劳极限的指导数值，根据 DIN 969 和 ISO 3800 中的应力横截面  $A_s$ ，以及标准螺纹为 6g/6H 的符合 DIN EN ISO898-1 的高强度螺栓，可以计算如下[38; 39]。在该情形下，考虑通过利用系数 0.85 而确定的分散范围  $\sigma_{A1}$  的下限而得出的关于应力幅度  $\sigma_{A50}$  测量值的分散。

对于热处理之前轧制的螺栓螺纹 (SV)，以及疲劳极限的应力幅度，在  $0.3 \leq F_{Sm} / F_{0.2min} < 1$  ( $\sigma$  单位为  $N/mm^2$ ， $d$  单位为  $mm$ ) 的有效范围内进行规定：

$$\sigma_{ASV} = 0,85 (150/d + 45) \quad (5.5/19)$$

对于热处理之前轧制的螺栓和超出弹性极限的紧固螺栓，不期望螺纹的疲劳极限减少，因为在工作载荷期间预载被调整到一个较低的水平（参见 5.5.2 节）。

在  $0.3 \leq F_{Sm} / F_{0.2min} < 1$  ( $\sigma$  单位为  $N/mm^2$ ， $d$  单位为  $mm$ ) 的有效范围内在热处理后轧制的螺栓 (SG) 的疲劳强度高于热处理之前轧制的螺栓。由于引入的残余压应力[60]，该较高的疲劳强度是稳定应力的一个函数：

$$\sigma_{ASG} = (2 - F_{Sm}/F_{0.2min}) \cdot \sigma_{ASV} \quad (5.5/20)$$

$$F_{Sm} = \frac{F_{SAo} + F_{SAu}}{2} + F_{Mzul} \quad (5.5/21)$$

这里，

精细螺纹的疲劳极限随着强度增加以及螺纹的精细度的增加而降低。例如，在强度为 12.9 的连接件中，其可能要比标准螺纹要低到 30%[39; 40]。

对于热处理之前轧制的螺栓以及热处理之后轧制的螺栓，此中提及到的疲劳极限仅适用于交变循环超过  $N_D = 2 \cdot 10^6$  的情形，如果仅有几千个交变循环 ( $N_Z > 10^4$ ) 以及应力幅度大于工作中出现的疲劳极限，如果假定下述动态强度数值，则可以建立连接件的耐力极限[4; 39; 41]：

- 热处理之前轧制 (SV)

$$\sigma_{AZSV} = \sigma_{ASV} (N_D/N_Z)^{1/3} \quad (5.5/22)$$

- 热处理之后轧制 (SG)

$$\sigma_{AZSG} = \sigma_{ASG} (N_D/N_Z)^{1/6} \quad (5.5/23)$$

对于工作中（超过一个载荷组）的强度验证，等式 (5.5/22) 和 (5.5/23) 必须加区别地使用，在这方面没有可靠的发现。

奥氏体钢和非铁金属制成的螺栓的疲劳强度的数值可从文献[42~47]中找到。如为热浸镀锌螺栓，则疲劳强度大约要低于根据等式 (5.5/19) 和 (5.5/20) 所计算的数值的 20%。

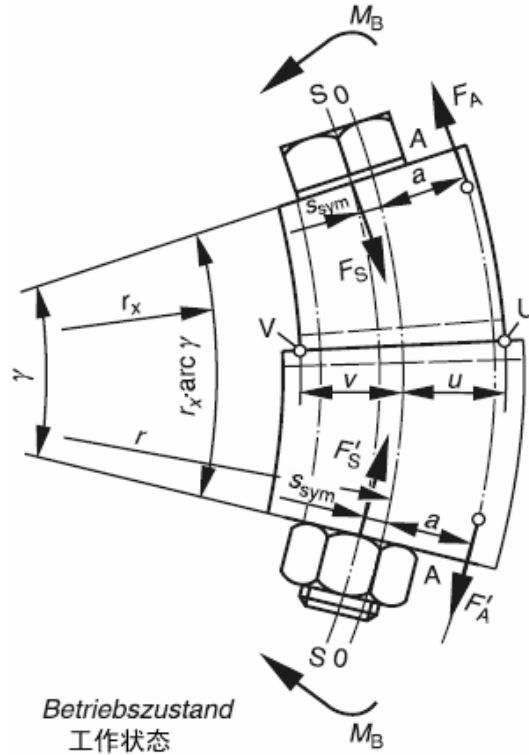


图 5.5/2 弯曲连接体

在遇到被夹部件偏心载荷和/或夹紧力时，总的弯曲力矩  $M_{Bges}$  由作用力  $F_A$ ， $F_S$  和外工作力矩  $M_B$  引起。该总弯曲力矩  $M_{Bges}$  增加螺栓的额外应力  $\sigma_{SA}$  达到  $\sigma_{SAB}$ ，在计算疲劳极限时应考虑。

与图 5.5/2（距离  $s_{sym}$  和  $a$  不在同一侧）相比较，考虑到杠杆臂，总弯曲力矩通常可以得出为：

$$M_{Bges} = F_A \cdot a + F_S \cdot s_{sym} + M_B \quad (5.5/24)$$

通过减去预载荷  $F_V$  的影响可以计算出造成应力增加的额外弯曲力矩：

$$\begin{aligned} M_b &= M_{Bges} - F_V \cdot s_{sym} \\ &= F_A \cdot a + F_S \cdot s_{sym} + M_B - F_V \cdot s_{sym} \end{aligned} \quad (5.5/25)$$

用等式 (3/5)，可以得出：

$$\begin{aligned} M_b &= F_A \cdot a + \left( F_V + \Phi_{en}^* \cdot F_A + \Phi_m^* \frac{M_B}{s_{sym}} \right) s_{sym} \\ &\quad + M_B - F_V \cdot s_{sym} \end{aligned} \quad (5.5/26)$$

$$M_b = \left[ 1 + \frac{s_{sym}}{a} \Phi_{en}^* + \frac{M_B}{F_A \cdot a} (1 + \Phi_m^*) \right] F_A \cdot a \quad (5.5/27)$$

用计算纵向变形  $f$  的纵向弹力  $\delta$  相似的方式，可以确定计算弯曲变形  $\gamma$  的弯曲弹力  $\beta$ （5.1.1 节）。

弯曲角  $\gamma$ （见图 5.1.1）与螺栓和被紧固件的大小一样。

$$\gamma_S = \gamma_P = \gamma \quad (5.5/28)$$

从该变形状态，用计算螺栓弯曲角度的等式 (5.1/20)，同样地计算平板的角度和对于平衡状态

$$M_{Bges} = M_{BgesS} + M_{BgesP} \quad (5.5/29)$$

可以最终得到总的弯曲力矩被螺栓和被紧固件吸收。

$$\beta_S \cdot M_{BgesS} = \beta_P \cdot M_{BgesP} \quad \text{或}$$

$$M_{BgesP} = \frac{\beta_S}{\beta_P} M_{BgesS} \quad (5.5/30)$$

因此，被螺栓吸收的比例是：

$$M_{BgesS} = \frac{M_{Bges}}{1 + \frac{\beta_S}{\beta_P}} \quad (5.5/31)$$

一般来说  $\beta_S \gg \beta_P$ ，因此  $\beta_S / \beta_P$  远大于 1。因此被螺栓吸收的弯曲力矩大约是：

$$M_{BgesS} \approx \frac{\beta_P}{\beta_S} \cdot M_{Bges} \quad (5.5/32)$$

对于增加的弯曲力矩  $M_b$ ，与上述计算螺栓额外弯曲度的等式相似，用等式 (5.5/26) 和考虑符号规则 (5.3.2 节)，得到：

$$M_{Sb} \approx \frac{\beta_P}{\beta_S} \left[ 1 - \frac{s_{sym}}{a} \Phi_{en}^* + \frac{M_B}{F_A \cdot a} \left( 1 - \frac{s_{sym}}{|s_{sym}|} \Phi_m^* \right) \right] F_A \cdot a \quad (5.5/33)$$

在没有外弯曲力矩的特殊情况下，等式可以简化为：

$$M_{Sb} \approx \frac{\beta_P}{\beta_S} \left( 1 - \frac{s_{sym}}{a} \Phi_{en}^* \right) F_A \cdot a \quad (5.5/34)$$

因此对于类似于  $\sigma = \sigma_z + \sigma_b$  的最大额外应力，得到：

$$\sigma_{SAb} = \frac{\Phi_{en}^* \cdot F_A}{A_S} + \frac{\beta_P}{\beta_S} \left( 1 - \frac{s_{sym}}{a} \Phi_{en}^* \right) \frac{F_A \cdot a}{W_S} \quad (5.5/35)$$

利用应力横截面 (5.4.3 节)， $\beta_S$  的关系、弯曲件的惯性替代力矩  $I_{Bers}$  (5.1.1.2 节)、 $I_3 / W_S \approx d_S / 2$ 、对被夹部件的弯曲弹性的关系，用类似于等式 (3/15) 和 (5.1/17)

$$\beta_P = \frac{l_K}{E_P \cdot I_{Bers}} \quad (5.5/36)$$

可以得出：

$$\sigma_{SAb} = \left[ 1 + \left( \frac{1}{\Phi_{en}^*} - \frac{s_{sym}}{a} \right) \frac{l_K}{l_{ers}} \cdot \frac{E_S}{E_P} \cdot \frac{\pi \cdot a \cdot d_S^3}{8 \cdot \bar{I}_{Bers}} \right] \frac{\Phi_{en}^* \cdot F_A}{A_S} \quad (5.5/37)$$

在这种情况下，紧靠右边中括号的表达方式描述的应力仅产生于载荷  $F_{SA}$  的差，括号中的表达方式描述因额外弯曲载荷而增加载荷。

对于具有不同杨氏模数的被紧固件连接，适用等式 (5.5/36)：

$$\beta_P = \sum_{i=1}^m \frac{l_i}{E_{Pi} \cdot \bar{I}_{Bers, i}} \quad (5.5/37a)$$

同样地，等式 (5.5/37) 应该改变。

如果螺栓连接部分开启，建议尽可能接近地在等式 (5.5/37) 用额外增加的在 5.3.3 节中计算的螺栓载荷  $F_{SAK1}$  的比率和相关的轴向载荷代替相对的弹力或载荷系数  $\Phi_{en}^*$ 。

#### 5.5.4 螺栓头和螺母支承面的表面压力

在螺栓头和螺母与被紧固件之间的承载区域，产生蠕变（由时间决定的塑性流动）而失去预载荷的的表面压力，不应因使用装配预载荷或最大载荷  $F_{Smax}$  而产生作用。因此，表面压力不该超过被紧固件材料的表面限制压力。

装配状态：

$$p_{Mmax} = F_{Mzul} / A_{pmin} \leq p_G \quad (5.5/38)$$

工作状态：

$$p_{Bmax} = (F_{Vmax} + F_{SAmax} - \Delta F_{Vth}) / A_{pmin} \leq p_G \quad (5.5/39)$$

在这种情况下也会出现：如果  $\Delta F_{Vth} > 0$ ，那么  $\Delta F_{Vth} = 0$  应替代，除非仅在工作温度或平衡温度达到后总是出现机械载荷。

对于在压力载荷作用下的连接来说（负压  $F_A$ ），应该替代  $F_{SAmax} = 0$ 。

对于在屈服和角度控制紧固技术下的最大表面压力，在从表 A1 到 A4 中值  $F_{Mzul} = F_{MTab}$  适用下面：

$$p_{max} = \frac{F_{MTab}}{A_{pmin}} \cdot 1,4 \quad (5.5/40)$$

系数 1.4 是最大屈服点和最小屈服点的比率 (1.2)，使用系数  $1/\nu = 1.11$  的相互值和硬化作用 (1, 05) [34] 的乘积。

对于平面圆形承载区域，大约适用：

$$A_{pmin} = \frac{\pi}{4} (d_{wa}^2 - D_{Ki}^2) \quad (5.5/41)$$

其中， $D_{Ki}$  参照方程 (5.4/22)。

在表 A9 中提供了实验中达到的极限表面压力参考值。这些值除了其他因素外还取决于作为基础的被紧固件的受压和几何状态。在钢材料中，在孔中凹槽可取得高达 25% 的高出值（支撑影响）。被紧固件外部很小之处部分导致

极限表面压力明显降低。如果钢材料可以允许超过  $25\mu\text{m}$  的压力，那么有可能极限表面压力更高[53]。

如果使用垫圈减轻表面压力，要保证垫圈具有足够的强度和厚度。计算厚度为  $h_s$  的垫圈与被紧固件之间的压力，标准垫圈使用下列等式计算，并且考虑作为外部直径的压力影响区域：

$$d_{Wa} = d_W + 1,6 h_s \quad (5.5/41a)$$

在热载荷情况下，材料强度的降低和因此而产生的极限表面压力的降低也应该考虑在内。

### 5.5.5 啮合长度

如果出现应力过度，自由载荷螺纹或长柄杆（设计原则）会出现断裂。这需要对螺栓连接的各连接点的承载力进行精确匹配。这也包括内部螺纹的承载力。

当啮合螺纹的承载力与自由载荷螺栓螺纹或长柄的承载力一致时（图 5.5/3），便达到了啮合长度的零界点或螺母高度  $m_{kr}$  的零界点（螺栓螺纹的长度和完全吻合的螺母或内螺纹）

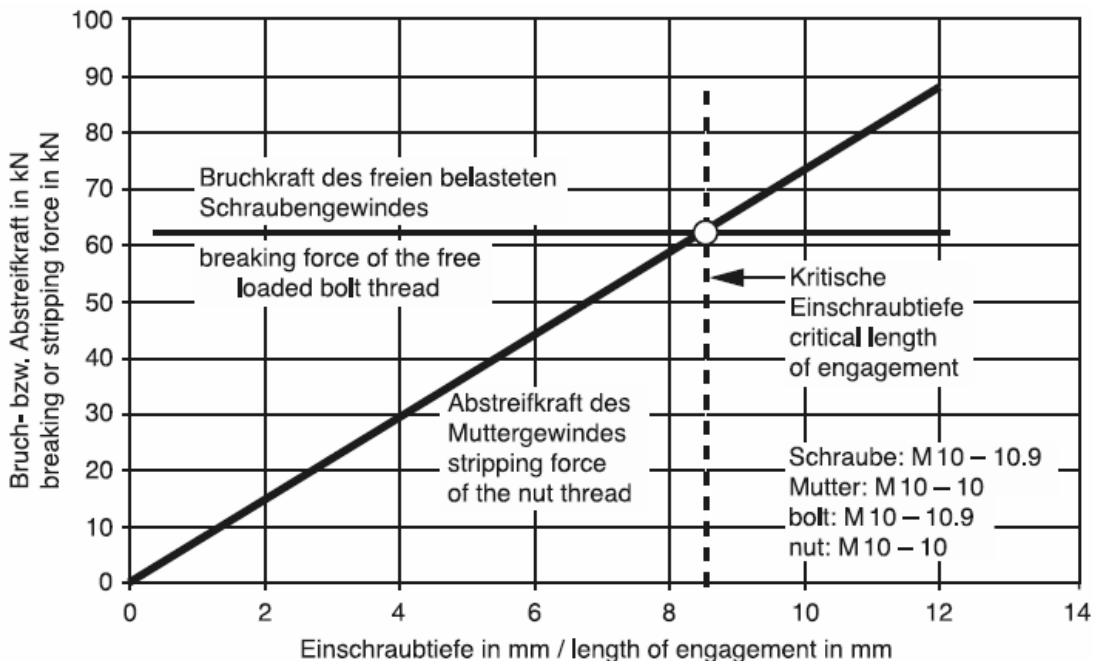


图5.5/3 螺栓连接的内螺纹啮合长度与剥离力

如果螺母的强度等级至少和螺栓的强度等级一致，则配有标准螺母的螺栓连接件具有完全的承载力。例如：10.9级螺栓配10级螺母。

当把螺栓拧入用强度相对较低的材料制成的螺母时，如果应力过度，螺栓螺纹会在次零界啮合长度时磨掉螺母螺纹。在这种情况下，螺栓连接件的承载量决定于剪切面积，它是由螺栓螺纹的外直径和螺母材料的抗剪强度确立的。

在拉伸应力情况下确定需要的螺母高度的计算模型设定需要的螺母高度完全由螺母材料的剪切应力产生，由螺柱螺纹的拉伸力引起，并且螺纹圈的过度强加的弯曲应力的影响可以忽略。另外，因弯曲产生的剪切面积的减小应和校正因子（C1, C3,）一起考虑。

除此之外，计算模型设定由于在压裂的瞬间产生的塑化影响——即螺纹的磨损剥离，在内螺母的螺纹圈上存在均匀力的分布。

螺母螺纹的剥离力  $F_{mGM}$  和需要的啮合长度  $m_{eff\ min}$  根据[48]计算，剪切力  $\tau_{BM}$  和内螺纹的剪切区域  $A_{SGM}$  如下：

$$F_{mGM} = \tau_{BM} \cdot A_{SGM} \cdot C_1 \cdot C_3 \quad (5.5/42)$$

其中:

$$A_{SGM} = \pi \cdot d \cdot (m_{\text{eff}}/P) \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ] \quad (5.5/43)$$

并且, 公制螺纹在  $s/d = 1.4 \sim 1.9$ :

$$C_1 = 3,8 \cdot s/d - (s/d)^2 - 2,61 \quad (5.5/44a)$$

在这种情况下, 下列通常适用于  $ESV$ :  $C_1 = 1$ , 以及

$$C_3 = 0,728 + 1,769 R_s - 2,896 R_s^2 + 1,296 R_s^3 \quad (0.4 < R_s < 1) \quad (5.5/44b)$$

或

$$C_3 = 0,897 \quad (R_s \geq 1) \quad (5.5/44c)$$

具有螺栓螺母剪切力  $\tau$  和剪切区域  $A_{SG}$  的强度比  $R_s$  计算如下:

$$R_s = \tau_{BM} \cdot A_{SGM} / (\tau_{BS} \cdot A_{SGS}) \quad (5.5/44d)$$

对于钢, 为:

$$R_s = R_{m\text{min}} \cdot A_{SGM} / (R_{mS} \cdot A_{SGS}) \quad (5.5/44e)$$

这里:

$$A_{SGS} = \pi \cdot D_1 \cdot (m_{\text{eff}}/P) \cdot [P/2 + (d_2 - D_1) \cdot \tan 30^\circ] \quad (5.5/44f)$$

对于强度比, 从等式 (5.5/43) 和 (5.5/44e) 在同样的剪切强度比:

$$R_s = \frac{d \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ]}{D_1 \cdot [P/2 + (d_2 - D_1) \cdot \tan 30^\circ]} \cdot \frac{R_{mM}}{R_{mS}} \quad (5.5/44g)$$

因此

$$F_{mGM} = C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{BM} \cdot (m_{\text{eff}}/P) \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ] \cdot \pi \cdot d \quad (5.5/45)$$

根据设计原则, 螺纹的剥离力与自由载荷的螺栓螺纹的折断力比较  $F_{mS} = R_m \cdot A_S$ :

$$F_{mGM} \geq F_{mS} \quad (5.5/46)$$

由此得出, 对于等式 (5.5/45)

$$C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{BM} \cdot (m_{\text{eff}}/P) \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ] \cdot \pi \cdot d \geq R_m \cdot A_S$$

或

$$m_{\text{eff}} = R_m \cdot A_S \cdot P / \{C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{BM} \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ] \cdot \pi \cdot d\} \quad (5.5/47)$$

考虑到螺母螺纹的约 0.8P 的啮合长度仍未加载[49]，产生需要的啮合长度的计算关系最后为：

$$m_{\text{eff min}} = \frac{R_m \cdot A_S \cdot P}{\left\{ C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{\text{BM}} \left[ \frac{P}{2} + (d - D_2) \tan 30^\circ \right] \cdot \pi \cdot d \right\}} + 0,8 P \quad (5.5/48)$$

当螺纹的外径  $d$  达到公差下限，螺母螺纹的节径  $D_2$  达到公差上限，就存在对螺纹连接件的载荷最不利的情形。因此对于未知的有效螺纹尺寸来说，产生需要的啮合长度的计算关系（5.5/48）可以修改如下：

$$m_{\text{eff min}} = \frac{R_{m \text{ max}} \cdot A_S \cdot P}{\left\{ C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{\text{BM}} \left[ \frac{P}{2} + (d_{\text{min}} - D_{2 \text{ max}}) \tan 30^\circ \right] \cdot \pi \cdot d_{\text{min}} \right\}} + 0,8 P \quad (5.5/49)$$

当把螺栓拧入用强度相对较高的材料制成的螺母时，如果应力过度，螺母螺纹会在次零界啮合长度时剥离螺栓螺纹。在这种情况下，螺栓连接件的承载量决定于由螺母螺纹的内径形成的剪切区域和螺栓材料的剪切力。计算过程与上述过程相似，在此不再详述。

对于已知的拉伸强度  $R_{m \text{ min}}$  或布氏硬度的各种螺母材料，等式（5.5/49）需要的剪切强度值  $\tau_{\text{BM}}$  可以在考虑表 A9 时从表 5.5/1 中看到。

图 5.5/4 使具有从 M4 到 M9 标准螺纹的螺栓连接件的需要啮合长度与作为螺栓强度等级 8.8、10.9 和 12.9 的螺母材料的剪切力通过图表表示出来。

确定这些数据时，发现在 M4 和 M39 之间范围内的需要的啮合长度位于分散带内，其宽度达到至多平均值的 10%。上限由 M4 螺纹的尺寸形成。因此 M4 尺寸的（最不利情形）计算值被看作图 5.5/4 中曲线的基础。

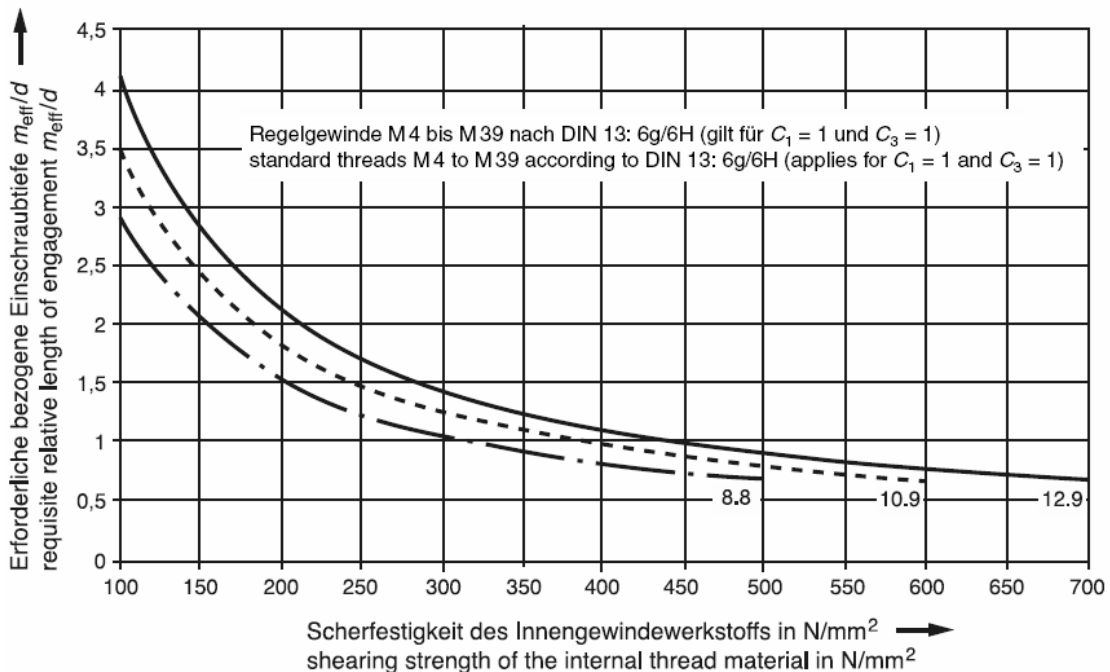


图5.5/4.需要的啮合相对长度

表5.5/1各种类型材料的剪切力比率参考值

材料类型	剪切力比率	
	$\tau_B / R_m$	$\tau_B / HB$
退火钢	0.60 ~ 0.65	2
奥氏体（固熔热处理）	0.80	3
奥氏体F60/90	0.65 ~ 0.75	2.0 ~ 2.5
生铁GJL GJS	1.1	1.5
	0.9	2.0
铝合金	0.7	1.5
钛合金（时效硬化）	0.6	2

并且，图 5.5/4 是基于实践中发生的使用最大拉伸力  $R_{m\max}$ 。

由于螺栓强度的使用降低，比如说，在弹性范围内拧紧，啮合的最小长度相应地降低。

对于细螺纹和/或变化的公差，也许需要不同于此的啮合长度。各种情形应该依据（5.5/49）来确定。

## 5.5.6 剪切应力

### 5.5.6.1 概述

原则上，螺栓和/或被紧固件（滑动）不能发生相对移位。在不能满足此要求或不存在的螺栓连接上，设计中应确保在发生应力过度时可以进一步地限制使用或者力线上的其它部件在预先确定的断裂连接件失效时受到保护。当连接件被想象为载荷失效时，取得力传递界面  $q_F$  或力距传递（ $M_Y$ ）界面的数量和位置。应该考虑被紧固件或螺栓剪切的滑动中各个内界面。所有不发生相对移动的界面都不相关。从界面各载荷承载量的总和可以获得总承载量。

依据在 DIN V ENV 1090-1（辅助钢结构设计-第一部分：高结构总则和规范，1998）的附件 A 中介绍的方法可以进行抗滑连接实验。另外依据 DIN50141（剪切实验，1982）或 LN65 150（对螺栓和螺栓头作双剪切实验，1977）可以做紧固件剪切/孔承载应力实验。

### 5.5.6.2 载荷分布

适用各种情况下的涉及几个螺栓的横向载荷的程度通常是变化的。几个螺栓的统一载荷通常需要相对移位和局部永久变形，它们产生在载荷情况下成对部件的接触和适应。

强度等级 12.9 或 80 的螺栓，强度 8.8、10.9 或 70 具有高强度部件（ $R_m > 800 \text{ MPa}$ ， $A_5 < 14\%$ ）的螺栓配对或统一载荷在超过 8 个连接点分布的使用要求作实验调查以便评估此类连接件的适应性。

传统的间隔是  $3d_h \leq e_1 \leq 5d_h$ 。根据 ISO273 孔系列一致的大定位偏差和间隙时，应通过减缩因子降低此范围内的螺栓的极限剪切力：

$$\beta_1 = 1,075 - (0,005 \cdot n_s \cdot e_1/d) \quad (5.5/50)$$

这里

$$0,75 \leq \beta_1 \leq 1,0$$

依据 IT13 遇到定位偏差和间隙时，可以进行计算达到大约  $n_s = 8$  而没有减缩因子，例如

$$\beta_1 = 1.0。$$

如果遇到圆形法兰接头，也可以设定统一载荷分布为  $n_s > 8$ ，，因为可以设定所有的连接件受制于同样的变形。

### 5.5.6.3 静载荷

通过在界面的静态摩擦避免滑动。极限滑动载荷  $F_{Qzul\mu}$  依赖于摩擦系数和残余预紧力：

在此：

$$F_{Qzul\mu} \geq F_{Qres} \quad (5.5/51)$$

$$F_{Qzul\mu} = \mu_{Tmin} \cdot F_{KRmin} / S_G \quad (5.5/52)$$

$$S_G \geq 1,2$$

$$F_{Qres} = F_{Qmax} / q_F + M_{Ymax} / (q_M \cdot r_a) \quad (5.5/53)$$

在估算各界面的静态摩擦系数  $\mu_T$  时（见表 A6），必须考虑由于渗透（毛细管作用）而产生的装配状态的可能损伤和成对表面的准备状态。在机械表面之间通常会产生静态摩擦系数。通过实验确定或检查可以校验设计。

界面的最小残余预紧力为：

$$F_{KRmin} = \frac{F_{Mzul}}{\alpha_A} - (1 - \Phi_{en}^*) F_{Amax} - F_Z - \Delta F_{Vth} \quad (5.5/54)$$

如果额外热载荷  $\Delta F_{Vth} < 0$ ，那么  $\Delta F_{Vth} = 0$  应该替代，除非只在达到平衡温度后横向载荷发生作用。

在横向载荷或垂直载荷方向，因被紧固件的失效而产生的连接失效可以有效得到避免。对于距离为  $e$ （开始于螺栓/螺栓纵轴）的通孔模式的几何设计，适用下列：

朝横向载荷方向：

$$\text{达到边缘 } e_{0min} = 3d_h$$

$$\text{在螺栓之间 } e_{1min} = 3d_h$$

这取决于螺栓材料（表 5.5/2）的剪切力  $\tau_B$  和在接合面的剪切面  $A_\tau$ 。

表 5.5/2 依据 DIN EN ISO 898-1 或按照[50]和[51]的 DIN EN ISO 3506-1 强度等级的螺栓的剪切力比例

	DIN EN ISO 898-1					DIN EN ISO 3506-1		
强度等级	4.6	5.6	8.8	10.9	12.9	50	70	80
$\tau_B / R_m$	0,70	0,70	0,65	0,62	0,60	0,80	0,72	0,68

决定于各界面的位置，依据 DIN EN ISO 898-1 螺栓的相关剪切面  $A_\tau$  是

$$A_\tau = d_\tau^2 \cdot \pi / 4 \quad (5.5/55)$$

在这里  $d_\tau = d$  或  $d_\tau = d_i$  (长柄螺栓的横截面) 或者  $d_\tau = d_p$  (全螺栓横截面)。

不考虑各界面的位置如何, 依据 DIN EN ISO 3506-1 对于不锈钢制作的螺栓, 螺纹  $A_\tau = A_S$  的受压横截面对于载荷承受力始终具有决定因素, 因为长柄和螺纹的受力值尚不知道。

因为预载荷减少到连接失效的程度, 所以可以设定剪切  $S_A$  有一个标准安全的余地给螺栓的允许剪切力而不考虑预载荷:

$$F_{Q\text{ zul } S} = A_\tau \cdot \tau_B / S_A = A_\tau \cdot R_m (\tau_B / R_m) / S_A \quad (5.5/56)$$

轴向和横向载荷同时产生影响的相互确认。

$$(F_{S\text{ max}} / F_{S\text{ zul}})^2 + (F_{Q\text{ max}} / F_{Q\text{ zul } S})^2 \leq 1,0 \quad (5.5/57)$$

只有在  $F_{S\text{ max}} / F_{S\text{ zul}} \geq 0,25$  且  $F_{Q\text{ max}} / F_{Q\text{ zul } S} \geq 0,25$  时才需要。

因为承载应力的失效, 应该考虑到, 和机械工程中典型的  $h/d_h \geq 0.2$  的尺寸比值一起, 在孔内存在统一的应力分布。

螺栓的承载应力由弱部件的失效度确定。

一般来说, 螺栓的允许应力比钢板的应力高。如果情况如此的话, 螺栓  $R_{p0,2\text{ min}}$  的允许应力应用下列等式替代。

如果在很大程度上避免被紧固件的塑料变形, 必须应用下列:

$$F_{Q\text{ zul } L} = h \cdot d_\tau \cdot R_{p0,2\text{ P}} / S_L \quad (5.5/58a)$$

不过, 由于孔壁上的多轴向应力, 明显高的载荷可能会传递至高预载荷连接件失去作用的程度并且在上述距离  $e_0$  到  $e_3$  保持在[52]:

$$F_{Q\text{ zul } L} = 2,5 \cdot h \cdot d_\tau \cdot R_{p0,2\text{ P}} / S_L \quad (5.5/58b)$$

如果到边缘的距离仅为  $e_0 = 1.5d_h$ , 那么可以假设这种连接件只有一半的螺栓承载压力  $F_{Q\text{ zul } L} / 2$ , 如果只用一个螺栓来实施单一剪连接, 情况也是如此。

#### 5.5.6.4 动载荷

交变应力期间, 载荷界面必须处于全螺栓的长柄区域内。根据

$$N / N_D \leq (\tau_a / \tau_D)^{-5}$$

这里,  $N_D = 10^8$ ,  $\tau_D = 23\text{ MPa}$ 。

交变循环周期  $N$  至疲劳或忍耐极限的数量是[41; 52]:

$$N / 10^8 \leq (\tau_a / 23\text{ MPa})^{-5} \quad (5.5/59)$$

用适当的手段 (防滑连接, 全螺栓, 销或此类部件) 避免由于交变载荷方向产生的冲击载荷。通过适当的手段 (防滑接头, 全螺栓, 销或此类部件) 同样可以避免接合面区域因微滑作用产生的磨损腐蚀。

## 6 提高螺栓连接工作可靠性的设计

### 6.1 螺栓连接耐久性

通过适当设计，可以从三个基本方面保证螺栓连接的耐久性：

1. 螺栓的低载荷（连接件的设计）
2. 螺栓的低应力（螺栓的设计）
3. 螺栓的高压性（螺栓的材质特点）

传递到螺栓的工作载荷和力矩的比例是由整个接连接件的几何性决定的。此外在[5；6]中制定了柱体，横梁和多螺栓接头的设计指引。这些指引的运用使螺栓的载荷降低，保持与螺栓连接件同样的载荷（图 6/1）。

### 圆柱连接


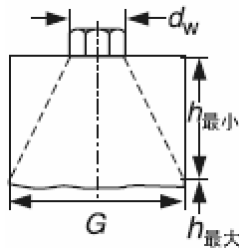
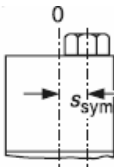
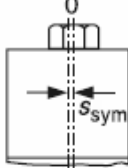
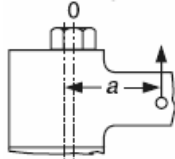
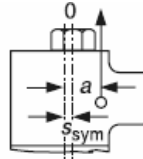
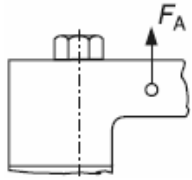
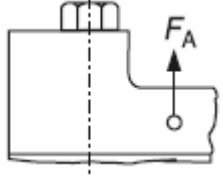
	设计指引	缺点	优点
1	<p>预载荷： 尽可能高的预载荷 —高强度等级 —精确的紧固技术 —低摩擦系数</p>	低预紧力	<p>高预载荷 (使用紧固技术和小紧固因子 <math>\alpha_A</math>)</p>
2	<p>钢度比： 如有可能螺栓的弹性应比钢板的弹性大许多（如有可能颈朝下螺栓）</p>	<p>细窄圆筒 (有给定的名义直径 <math>\Phi</math>)</p> 	<p>圆柱直径 <math>G = d_w + h_{\min}</math></p> 
3	<p>螺栓偏心： 螺栓位置的偏心率应保持在最小（特别是用偏心载荷）</p>	<p>大偏心率 <math>S_{\text{sym}}</math></p> 	<p>小偏心率 <math>S_{\text{sym}}</math></p> 
4	<p>力的偏心： 在 <math>a &gt; s_{\text{sym}}</math> 时最小偏心率通常引起额外的低螺栓载荷</p>	<p>大偏心率</p> 	<p>小偏心率</p> 
5	<p>载荷加载的高度： 施加的力应尽可能向界面向下</p>	<p>上面区域力的施加</p> 	<p>界面附近力的施加</p> 

图6/1 用圆柱连接[15；54；55作为例子]的螺栓连接设计指引

对于螺栓的轴向工作载荷，螺栓的拉伸回弹  $\delta_s$  与被紧固件的拉伸回弹  $\delta_p$  的比值——载荷系数  $\Phi$  是相当重要的。

在偏心载荷期间，惯性力矩  $I_{Bers}$  由于变形对螺栓载荷的水平有相当大的影响并且螺栓的弯曲回弹  $\beta_s$  对应力也非常重要。对弯曲应力产生线性影响的小螺栓直径在此具有优势。另外，由于功能相关的凹口和载荷加载特别是在螺栓和螺纹连接之间产生了应力最大值。

最初的载荷螺纹转动通过弥补螺纹载荷应力分布差异的手段大大减轻。这里增加耐用性的潜力大大提高。最后，动态应力性，即材料能承载应力的程度可以增加，比如说通过引入可以抵消静态工作应力的残余应力（DIN 50100）。比如在热处理后滚制螺栓，可以产生这种残余压应力。

总之，可以说通过几何学，材料和装配等领域的各种手段，通过降低螺栓载荷和螺栓应力和通过专门增加螺栓的应力性提高螺栓接头的使用可靠性。表 A13 提供了相应设计资料的全貌。

## 6.2 螺栓连接的松脱

在螺栓连接的使用中，可能会发生预紧力部分或全部丧失。

通过使用少量的表面粗糙度值小的界面，使用有弹性的材料夹在固定的位置（但不能被预紧力压缩到其阻挡的长度），通过高预载荷或通过大螺栓和材板弹性降低因为嵌入螺栓接头产生的松弛。

通过适当选择材料和通过能防止限制表面压力过度的手段或能降低材料关键区域应力的手段可以避免螺栓或被紧固件因蠕变或松弛而产生的放松现象。

如果源于预紧力和节距的内松弛扭矩抵消自锁，则螺栓连接旋转时变松。这是因为螺纹摩擦系数大大降低或因为螺栓轴的动态作用横向载荷或动态作用力矩的缘故。通过适当的锁定元件可以限制或避免因转动产生的松弛（见表 A14）。

通过限制横向或外围方向可能的移动抵消因旋转而产生的松弛，可以通过增加预紧力和/或设计方法来达到。

无需采取进一步措施，从理论上来说有足够的安全保障防止在有少量界面和紧固比  $l_K / d \geq (3...5)$  的高预载荷螺栓接头中因旋转产生的松弛。

## 7 标记符号及其内容

$A$	横截面，一般情况
$A_D$	封闭区域（在大部分界面小于螺栓的通孔）
$A_0$	螺栓适当的最小横截面
$A_N$	额定横截面
$A_P$	螺栓头或螺母承载面
$A_S$	依据DIN 13-28螺纹的应力横截面
$A_{SG}$	轴向载荷时螺纹的剪切横截面
$A_{SGM}$	轴向载荷时螺帽/内螺纹的剪切横截面
$A_{SGS}$	轴向载荷时螺栓螺纹的剪切横截面
$A_T$	颈缩横截面或降低了的长柄横截面

$A_{\tau}$	横向载荷时的剪切横截面
$A_{d3}$	DIN 13-28规定的小径螺纹横截面
$A_5$	断裂伸长率(最初测量长度 $5 \cdot d_0$ )
$C_1; C_3$	啮合长度修正因子
$D$	螺母螺纹大径
$D_A$	界面上基件的替代性外径; 如果界面区域不是圆形, 应使用平均直径 (螺母支承平面外径)
$D'_A$	基础固件的替代外径
$D_{A,Gr}$	最大限制外径, 锥形变形的直径
$D_K$	锥形变形的最大外径
$D_{Km}$	在螺栓头或螺母承载区域摩擦力矩的有效直径
$D_{Ki}$	螺栓头承载区域的内径
$D_a$	平面螺母承载区域的内径(倒角直径)
$D_{ha}$	靠螺母或内螺纹边的夹件平面承载区域的内径
$D_1$	螺母螺纹小径
$D_2$	螺母中径
$DSV$	贯穿螺栓连接
$E$	杨氏模量
$E_{BI}$	内螺纹部件的杨氏模量
$E_M$	螺母或内螺纹的杨氏模量
$E_P$	被连接件的杨氏模量
$E_{PRT}$	室温下夹部件的杨氏模量
$E_{PT}$	室温下被连接件的杨氏模量
$E_S$	螺栓材料的杨氏模量
$E_{SRT}$	室温下螺栓材料的杨氏模量
$E_{ST}$	不同于室温下螺栓材料的杨氏模量
$E_T$	不同于室温下的一般杨氏模量
$ESV$	内螺纹接头
$F$	一般力
$F_A$	轴向载荷, 指向螺栓轴线并且与任何方向工作载荷 $F_B$ 有比例关系的部件
$F'_A$	轴向替代载荷
$F_{Aab}$	偏心载荷时开限的轴向载荷
$F_{Aab}^Z$	同心载荷时开限的轴向载荷
$F_{AKa}$	偏心载荷时单边承载初始的轴向载荷
$F_B$	任何方向的连接工作载荷

$F_K$	夹紧载荷
$F_{KA}$	开限最小夹紧载荷
$F_{Kab}$	开限夹紧载荷
$F_{Kerf}$	密封功能夹紧载荷, 界面上防止单边打开和摩擦力控制
$F_{KP}$	确保密封功能最小夹紧载荷
$F_{KQ}$	通过摩擦力传输横向载荷和/或扭矩的最小夹紧载荷
$F_{KR}$	在使用中以 $F_{PA}$ 加元或卸载时以及嵌入之后分界面的残余夹紧载荷
$F_M$	安装预紧力
$F_{Mm}$	平均安装预紧力
$F_{Mmax}$	每只螺栓必须遵巡的最大安装预紧力, 从而即使拧紧方法不够准确, 在工作中发生嵌入, 也能在边接中产生需要的紧固力, 并且能保持不变。
$F_{Mmin}$	必需的最小安装预紧力, 在 $F_{Mmax}$ 时由于拧紧技术缺乏以及产生最大摩擦时出现
$F_{Mzul}$	允许安装预紧力
$F_{MTab}$	表A1到A4 ( $v=0, 9$ ) 规定的安装预紧力
$F_{M0.2}$	螺栓容许应力0.2%时的安装预紧力
$F_{mGM}$	螺母及内螺纹的松脱作用力
$F_{mS}$	可加载螺栓螺纹的断裂作用力
$\Delta F_M$	安装预紧力与最小安装预紧力的差
$F_{PA}$	改变被夹紧件加载的轴向载荷的比例, 附加板载荷
$F_Q$	横向载荷, 垂直于螺栓轴线的工作载荷或任意方向工作载荷 $F_B$ 的一个分量
$F_{QzulL}$	螺栓允许承载压力
$F_{QzulS}$	螺栓允许剪切力
$F_{Qzulu}$	极限滑动力
$F_S$	螺栓载荷
$F_{SA}$	轴向增加的螺栓载荷
$F_{SAab}$	开限轴向增加的螺栓载荷
$F_{SAKA}$	当连接打开以及边缘承载时增加的螺栓载荷
$F_{SAKl}$	连接打开时增加的螺栓载荷
$F_{SAo}$	上(最大)轴向增加螺栓载荷
$F_{SAu}$	下(最小)轴向增加螺栓载荷
$F_{SKa}$	边缘承载时螺栓载荷
$F_{Sm}$	平均螺栓载荷
$F_{SR}$	螺栓承载区域的残余夹紧载荷
$F_{S1}$	最初加载时超过弹性极限的螺栓载荷
$F_V$	一般预载荷
$F_{Vab}$	开限处的预载荷
$F_{VRT}$	室温下的预载荷
$F_{VT}$	不同于室温温度下的预载荷
$F_{V1}$	最初承载时超过弹性极限的螺栓载荷
$\Delta F_{Yth}$	由于在不同于室温的温度下预载荷的变化;增加的热载荷
$\Delta F'_{Yth}$	由于在不同于室温的温度下预载荷的变化(简化);大约增加的热载荷
$F_Z$	操作中因嵌入产生的预载荷损失

$F_{0,2}$	在最小屈服点或在0,2%容许应力时的螺栓载荷(没有扭应力)
$G$	螺栓连接分界面尺寸的限制值
$G'$	粗牙螺纹接头的交界面尺寸的限制值
$G''$	带有螺旋角度的螺丝孔的粗牙螺纹接头的交界面尺寸的限制值
HB	布氏硬度
$I$	一般旋转力矩
$I_B$	弯曲体的旋转力矩
$I_{Bers}$	变形体的旋转等效力矩
$I_{Bers}^H$	变形套管的旋转等效力矩
$I_{Bers}^V$	变形锥体的旋转等效力矩
$\bar{I}_{Bers}$	螺栓孔旋转力矩不足
$I_{BT}$	界面旋转力矩
$I_i$	任何表面旋转的力矩
$I_3$	螺纹小径横截面的旋转力矩
$K$	载荷作用点
$K_G$	基础固件处的载荷作用点
$M$	普通力矩
$M_A$	预紧力达到 $F_M$ 时的拧紧扭矩
$M_{A,S}$	采用力矩增加定位方法或元件时的拧紧扭矩
$\Delta M / \Delta \vartheta$	拧紧过程中产生的拧紧扭矩 $M_A$ 与实际所测的螺栓旋转角 $\vartheta$ 之间的差商
$M_B$	螺栓连接点的工作力矩(弯矩)
$M_{Bab}$	开限工作力矩
$M_{Bges}$	总弯矩
$M_{BgesP}$	施加在板材上的弯矩比
$M_{BgesS}$	施加在螺栓上的弯矩比
$M_b$	在由于偏心作用施加的轴向载荷 $F_A$ 和 $F_S$ 和/或弯矩 $M_B$ 之外,螺栓连接点的额外弯矩
$M_G$	施加在螺纹上的拧紧扭矩比(螺纹扭矩)
$M_K$	螺栓头部或螺母承载面中的摩擦力矩,头部摩擦力矩
$M_{Kl}$	夹紧区域的合成弯矩
$M_{KZu}$	额外头部弯矩
$M_{OG}$	上限力矩
$M_{UG}$	下限力矩
$M_{\bar{U}}$	长螺栓连接的力矩
$M_{Sb}$	施加在螺栓上的额外弯矩

$M_T$	扭转力矩
$M_Y$	螺栓轴向扭矩
$N$	交变循环的次数,普通的
$N_D$	连续载荷下交变循环的次数
$N_G$	滑动交变循环的数目(横向载荷)
$N_Z$	疲劳强度范围内加载的交变循环数目
$P$	螺纹螺距
$R$	半径
$R_m$	螺栓的抗拉强度; DIN EN ISO 898-1所示的最小值
$R_{m \min}$	螺母的抗拉强度
$R_S$	强度比
$R_{p0.2}$	DIN EN ISO 898-1所示的螺栓0.2%的试验应力
$R_{p0.2P}$	板材0.2%的试验应力
$R_{p0.2T}$	室温以外温度下的0.2%试验应力
$R_{p0.2/10000}$	负载 $10^4$ 小时后的蠕变极限
$R_z$	平均粗糙度
$S_A$	防止剪断的安全余量
$S_D$	防止疲劳失效的安全余量
$S_F$	防止超出屈服点的安全余量
$S_G$	防滑安全余量
$S_L$	针对承载压力的安全余量
$S_p$	针对表面压力的安全余量
$T$	温度
$\Delta_T$	温差
$\Delta_{TP}$	板材或被夹紧件的温差
$\Delta_{TS}$	螺栓的温差
$U$	分界面接口处的起始位置
$V$	在偏心负载连接完全松开过程中的边缘承载位置
$W_P$	螺栓横截面的极性阻力矩
$W_S$	螺栓螺纹截面应力的阻力矩
$a$	从轴向载荷 $F_A$ 等效作用线到想象的横向对称的变形固件之间的距离
$a_k$	从预载荷区域边缘到基础固件力作用点的距离
$a_r$	从预载荷区域边缘到接头侧向边缘的距离

$b$	宽度.普通的
$b_T$	分界面的宽度
$c_B$	垂直于宽度 $b$ 的弯曲固体的测量
$c_T$	垂直于宽度 $b$ 的分界面区域的测量
$d$	螺栓直径=螺纹外径(公称直径)
$d_P$	螺栓杆直径
$d_S$	应力截面 $A_S$ 直径
$d_T$	细杆螺栓的直径
$d_a$	螺栓平头承载平面的内径(在螺栓杆过渡半径的入口处)
$d_i$	夹紧长度区域内螺栓的圆柱体单要素的直径
$d_h$	被夹紧零件的孔径
$d_{ha}$	被夹紧零件的靠螺栓头部承载平面的内径
$d_W$	螺栓头支承平面的外径(在螺栓杆过渡半径的进口处);通常指承载面外径
$d_{Wa}$	与夹紧零件接触的垫圈承载平面外径
$d_0$	螺栓最小截面的直径
$d_2$	螺栓螺纹中径
$d_3$	螺栓螺纹小径
$d_T$	剪切横截面的直径
$e$	开口风险端界面边缘到螺栓轴线的距离
$e_0$	横向载荷方向上被夹紧零件边缘到螺栓轴线的距离
$e_1$	间距;横向载荷方向上螺栓间的距离
$e_2$	横向载荷垂直方向上夹紧零件边缘到螺栓轴线的距离
$e_3$	横向载荷垂直方向上螺栓间的距离
$f$	力 $F$ 作用下的线性弹性变形
$f_i$	任何部分 $i$ 的线性弹性变形
$f_M$	装配状态下,螺栓和被夹紧零件的变形总和
$f_{PA}$	$F_{PA}$ 作用下,夹紧零件的线性弹性变形
$f_{PM}$	$F_M$ 作用下,夹紧零件的收缩量
$f_{SA}$	$F_{SA}$ 作用下,螺栓的伸长量
$f_{SM}$	$F_M$ 作用下,螺栓的伸长量

$f_T$	不同于室温的温度下的线性变形
$f_V$	预载荷引起的螺栓或螺母承载面的轴向位移
$f_{VK}$	预载荷引起的载荷作用点的轴向位移
$f_Z$	嵌入产生的塑性变形, 嵌入量
$h$	高度, 普通的
$h_S$	垫圈厚度
$h_k$	载荷作用高度
$h_{min}$	两件被夹紧零件中较薄的板厚
$k$	螺栓头部高度
$k_V$	硬化系数
$k_{ar}$	用于描述构件高度对载荷作用因素影响效果的参数
$k_{dh}$	用于描述孔对载荷引入因素影响效果的参数
$k_{dw}$	用于描述承载面直径对载荷引入因素影响效果的参数
$k_t$	降低系数
$l_1$	长度, 普通的
$l_A$	基础固件和连接固件中载荷作用点K之间的长度
$l_G$	啮合螺纹变形的替代延伸量
$l_{GM}$	替代伸长长度, $l_G$ 和 $l_M$ 的总和
$l_{Gew}$	可加载螺纹长度
$l_H$	变形套筒的长度
$l_K$	夹紧长度
$l_M$	螺母或旋合螺纹变形的替代伸长长度
$l_{SK}$	螺栓头部变形的替代伸长长度
$l_V$	变形锥体的长度
$l_{ers}$	螺栓的替代弯曲长度(整个直径都是d3, 有相同 $\beta S$ 值的连续圆柱杆)
$l_i$	螺栓的圆柱体单要素的长度; 变形固件组成部分的长度
$m$	力矩传递因素 ( $M_B$ 对螺栓头部偏斜度的影响)
$m_K$	圆等式参数
$m_M$	载荷作用因素 ( $F_A$ 对螺栓头部偏斜度的影响)
$m_{eff}$	螺母有效高度或旋合长度(外螺纹合和内螺纹的重叠)

$m_{kr}$	螺母临界高度或旋合长度
$n$	载荷传导因素, 描述 $F_A$ 作用点对螺栓头部位移的影响, 一般用于同心夹紧
$n^e$	偏心夹紧的载荷传递因素
$n_G$	基础固件的载荷传递因素
$n^*_G$	基础固件减少的载荷传递因素
$n_K$	圆等式参数
$n_M$	力矩作用因素( $M_B$ 对螺栓头部位移的影响)
$n_O$	上板的载荷传递因素
$n_S$	螺栓数
$n_U$	下板的载荷传递因素
$n_{2D}$	二维分析的载荷引入因素
$n^*_{2D}$	二维分析减少的载荷引入因素
$p$	表面压力
$p_B$	工作状态中的表面压力
$p_G$	极限表面压力, 螺栓头部, 螺母或垫圈的最大允许压力
$p_M$	装配状态下的表面压力
$p_i$	密封内部压力
$q_F$	螺栓可能滑动或剪断情形中的力传递的内部界面数
$q_M$	螺栓可能滑动中的扭矩传递的内部界面数
$r$	半径
$r_a$	$M_Y$ 作用时被夹紧件的摩擦半径
$s$	对边宽度
$s_{sym}$	从想象的横向对称的变形固件轴线到螺栓轴线之间的距离
$t$	多螺栓连接接头的螺栓间距
$t_S$	扩孔深度
$u$	从想象的横向对称的变形固件轴线到开口点U之间的边缘距离
$v$	从想象的横向对称的变形固件轴线到边缘承载点V之间的距离
$w$	螺栓连接类型的连接系数
$y$	直径比
$\alpha$	螺纹侧角

$\alpha_A$	拧紧因素
$\alpha_P$	板材线性热膨胀系数
$\alpha_{PT}$	与室温不同温度下的板材线性热膨胀系数
$\alpha_S$	螺栓线性热膨胀系数
$\alpha_{ST}$	与室温不同温度下的螺栓线性热膨胀系数
$\alpha_T$	热膨胀或线性热膨胀系数, 普通的
$\alpha_{VA}$	螺栓头部相对于 $F_A$ 作用下螺栓轴线的偏斜度
$\beta$	弯曲弹性变形, 普通的
$\beta_L$	长度比
$\beta_G$	旋合螺纹的弯曲弹性变形
$\beta_M$	螺母或内螺纹区域的弯曲弹性变形
$\beta_P$	被夹紧件或板材的弯曲弹性变形
$\beta_P^Z$	同心夹紧时被夹紧件或板材的弯曲弹性变形
$\beta_{SK}$	螺栓头部的弯曲弹性变形
$\beta_S$	螺栓的弯曲弹性变形
$\beta_{VA}$	螺栓头部相对于 $M_B$ 作用下的螺栓轴线的偏斜度
$\beta_i$	螺栓任一部分的弯曲弹性变形
$\beta_l$	变形因数
$\gamma$	同心载荷下被夹紧零件的偏斜度或倾角; 弯曲角
$\gamma_P$	夹紧板的倾角; 螺栓头部的偏斜度
$\gamma_S$	螺栓的弯曲角
$\gamma_{VA}$	$M_B$ 作用下的螺栓头部的轴向位移
$\delta$	一般弹性变形,
$\delta_A^Z$	$F_A$ 作用下同心载荷时螺栓头部的轴向位移
$\delta_G$	旋入螺纹的弹性变形
$\delta_{GM}$	旋入螺纹, 螺母或内螺纹区域的弹性变形
$\delta_{Gew}$	未负载螺纹的弹性变形
$\delta_M$	螺母或内螺纹区域的弹性变形
$\delta_{SK}$	螺栓头部的弹性变形

$\delta_p$	同心夹紧和同心负载的被夹紧零件的弹性变形
$\delta_p^H$	变形套筒的弹性变形
$\delta_p^V$	变形锥体的弹性变形
$\delta_p^Z$	同心被夹紧零件的弹性变形
$\delta_p^*$	偏心被夹紧零件的弹性变形
$\delta_p^{**}$	偏心夹紧和偏心负载的被夹紧零件的弹性变形
$\delta_{pM}^{**}$	偏心夹紧和 $M_b$ 负载的夹紧零件的弹性变形
$\delta_{pO}$	上板的弹性变形
$\delta_{pRT}$	室温下夹紧零件的弹性变形
$\delta_{pU}$	下板弹性变形
$\delta_s$	螺栓的弹性变形
$\delta_{sRT}$	室温下螺栓的弹性变形
$\delta_{vA}$	$F_A$ 作用下螺栓头部的轴向位移
$\delta_i$	任一截面i的弹性变形
$\vartheta$	拧紧螺栓时的转角
$\mu_G$	螺纹的摩擦系数
$\mu'_G$	增大的角螺纹摩擦系数
$\mu_K$	头部承载区域的摩擦系数
$\mu_T$	界面处的摩擦系数
$\nu$	拧紧过程中屈服点应力的利用因数(横截面全塑化的限制)
$\rho$	密度
$\rho'$	$\mu'_G$ 摩擦角度
$\sigma_{AS}$	相对于 $A_s$ , 疲劳极限的应力幅度
$\sigma_{ASG}$	热处理后滚制螺栓疲劳极限的应力幅度
$\sigma_{ASV}$	热处理前滚制螺栓疲劳极限的应力幅度
$\sigma_{AZSG}$	热处理后滚制螺栓疲劳强度的应力幅度
$\sigma_{AZSV}$	热处理前滚制螺栓疲劳强度的应力幅度
$\sigma_a$	作用在螺栓上的持续交变应力
$\sigma_{ab}$	偏心夹紧和负载下, 作用在螺栓上的持续交变应力
$\sigma_b$	弯曲应力
$\sigma_M$	$F_M$ 作用下, 螺栓的拉伸应力
$\sigma_{red}$	约化应力, 比较应力
$\sigma_{red,B}$	工作状态下的比较应力
$\sigma_{red,M}$	装配状态下的比较应力
$\sigma_{SA}$	$F_{SA}$ 作用下螺栓中增加的拉伸应力

$\sigma_{SAb}$	偏心载荷作用时, $F_{SA}$ 和弯矩 $M_b$ 产生的螺栓螺纹应力, 螺栓螺纹弯曲拉伸应力
$\sigma_{SAbo}$	$\sigma_{SAb}$ 最大值
$\sigma_{SAbu}$	$\sigma_{SAb}$ 最小值
$\sigma_z$	工作状态下的螺栓拉伸应力
$\tau$	$M_G$ 作用下螺纹扭曲应力
$\tau_a$	交变剪切应力
$\tau_B$	抗剪强度
$\tau_{BM}$	螺母的抗剪强度
$\tau_{BS}$	螺栓的抗剪强度
$\tau_D$	持续抗剪强度
$\tau_M$	装配状态下的螺纹扭曲应力
$\tau_Q$	横向载荷 $F_Q$ 作用下的剪切应力
$\Phi$	相对于变形因数的载荷因数
$\Phi_e$	轴向负载 $F_A$ 偏心施加时的载荷因数
$\Phi_{eK}$	穿过螺栓头部和螺母承载区域平面的同心夹紧和偏心载荷作用的载荷因数
$\Phi^*_{eK}$	穿过螺栓头部和螺母承载区域平面的偏心夹紧和偏心载荷作用的载荷因数
$\Phi_{en}$	通过夹紧零件的同心夹紧和偏心载荷作用的载荷因数
$\Phi^*_{en}$	通过夹紧零件的偏心夹紧和偏心载荷作用的载荷因数
$\Phi_K$	穿过螺栓头部和螺母承载区域平面的同心夹紧和同心载荷作用的载荷因数
$\Phi^*_K$	穿过螺栓头部和螺母承载区域平面的偏心夹紧和同心载荷作用的载荷因数
$\Phi_m$	纯力矩负载( $M_B$ )和同心夹紧的载荷因数
$\Phi^*_m$	纯力矩负载( $M_B$ )和偏心夹紧的载荷因数
$\Phi_n$	通过夹紧零件的同轴夹紧和同轴载荷引入的载荷因数
$\Phi^*_n$	通过夹紧零件的偏心夹紧和同轴载荷的载荷因数
$\varphi$	螺栓螺纹的螺旋角; 替代变形锥体的角度
$\varphi_E$	内螺纹的接头的替代变形锥体角度
$\varphi_D$	螺栓连接的替代变形锥体的角度

## 参考文献

- [1] Bruck, P.A.; Feldhusen, J.; Grote, K.-H.: Gestaltung und Auslegung von Mehrschraubenverbindungen. Konstruktion 40(1988)5, S. 197/201
- [2] Beitz, W.; Grote, K.-H.: Calculation of bolted connections. The Japan Research Institute for Screw Threads and Fasteners 13(1982) Nr. 9
- [3] Hanau, A.: Zum Kraftleitungsverhalten zentrisch verspannter Schraubenverbindungen. Diss. TU Berlin 1994

- [4] TGL 38 512, Entwurf 11/89: Maschinenbauteile – Stahlschraubenverbindungen– Berechnung
- [5] *Schneider, W.*: Institut für Werkstoffkunde der TH Darmstadt, unveröffentlicht
- [6] *Wächter, K.; Beer, R.; Jannasch, D.*: Elastische Schraubennachgiebigkeit. *Maschinenbautechnik* 28(1979)3, S. 113/116
- [7] *Lori, W.*: Beitrag zur Berechnung und Gestaltung von hochfesten Stahlschraubenverbindungen mit keramischen Werkstoffen. Dissertation TH Zwickau 1989
- [8] *Kampf, M.*: Dauerhaltbarkeit von Schrauben unter kombinierter Zug- und Biegebelastung. Dissertation TU Berlin 1997/Schriftenreihe Konstruktionstechnik Nr. 39
- [9] *Fritsche, G.*: Grundlagen einer genauen Berechnung statisch und dynamisch beanspruchter Schraubenverbindungen. Dissertation TU Berlin 1962
- [10] *Nguyen, V.Ph.*: Zur genauen Berechnung einer Schraubenverbindung. *Forschung im Ingenieurwesen* 54 (1988) H. 1, S. 1/8
- [11] *Birger, I.A.*: Opredelenie podatlivosti promezutocnyh detalej rezbovogo soedinenija. *Vestnik Mashinostroenija*. Moskva 41 (1961) Nr. 5, S. 41/44 [12] *Lori, W.; Gläser, H.*: Berechnung der Plattennachgiebigkeit bei Schraubenverbindungen. *Konstruktion* 42 (1990) Nr. 9, S. 271/277
- [13] *Lori, W.*: Untersuchungen zur Plattennachgiebigkeit in Einschraubverbindungen. *Konstruktion* 48 (1996) Nr. 11, 379/382
- [14] *Lori, W.*: Druckspannungsverhältnisse in der Trennfuge von Einschraub- und Durchsteckschraubverbindungen. Unveröffentlichtes Material des Arbeitsausschusses VDI 2230, 1997
- [15] *Galwelat, M.*: Rechnerunterstützte Gestaltung von Schraubenverbindungen. Schriftenreihe Konstruktionstechnik Nr. 2, 1980. TU Berlin
- [16] *Weber, W.*: Statische und dynamische Untersuchungen an exzentrisch belasteten Schraubenverbindungen. Dissertation TU Berlin 1969
- [17] *Lange, H.*: Einfluss der Einschraubtiefe auf den Klemmspannungsverlauf bei ESV. Unveröffentlichtes Material des Arbeitsausschusses VDI 2230, 1997
- [18] *Dreger, H.*: Statik der Vielschraubenverbindungen. VDI-Berichte 220, S. 55/67. Düsseldorf: VDI Verlag 1974
- [19] *Dreger, H.*: Bestimmung der Ausgangsgrößen für die Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen nach Richtlinie VDI 2230. *Draht-Welt* 62 (1976) Nr. 7, S. 291/294
- [20] *Dreger, H.*: Erläuterungen zur Richtlinie VDI 2230 und zur Bestimmung der Ausgangsgrößen für die Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. *Draht-Welt* 62 (1976) Nr. 8, S. 131/136; Nr. 9, S. 391/395; Nr. 10, S. 433/435
- [21] *Lang, O.R.*: Triebwerke schnelllaufender Verbrennungsmotoren. Konstruktionsbücher Nr. 22. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 1966
- [22] *Grotewohl, A.*: Auslegung von dauerhaltbaren, gestalt- und kostenoptimierten Pleuellagerverschraubungen. *Automobilindustrie* 3/88, S. 265/276
- [23] *Gummert, P., Reckling, K.*: *Mechanik*, 2. Auflage. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg 1987
- [24] *Dreger, H.*: Beitrag zur rechnerischen Ermittlung des Faktors  $n_{Red}$  ... . VDI-Z 124 (1982) Nr. 18, S. 85/89
- [25] *Dreger, H.*: Berechnung der Kräfte, Biegemomente und Beanspruchungen einer exzentrisch verspannten und exzentrisch belasteten Schraube. *Draht-Welt* 65 (1979) Nr. 9, S. 403/407 und Nr. 11, S. 497/501
- [26] *Kowalske, D.*: Ein Beitrag zur Berechnung exzentrisch belasteter Flanschverbindungen. Dissertation TU Berlin 1972
- [27] *Faulhaber, A.; Thomala, W.*: Erläuterungen zur Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 (1986), Beispiel: Pkw-Pleuellverschraubung. Der nichtlineare Berechnungsansatz. VDI-Z 129 (1987), Nr. 9, S. S 79/S 85 [28] *Granacher, J.; Kaiser, B.; Hillenbrand, P.; Dünkel, V.*: Relaxation von hochfesten Schraubenverbindungen bei mäßig erhöhten Temperaturen. *Konstruktion* 47 (1995), S. 318/324
- [29] *Wiegand, H.; Beelich, K.H.*: Relaxation bei statischer Beanspruchung von Schraubenverbindungen. *Drahtwelt* 54 (1968), S. 306/322
- [30] *Ba-Saleem, M.O.*: Theoretische und experimentelle Untersuchungen der Setzverluste an Schraubenverbindungen. Dissertation Technische Universität Chemnitz 1991
- [31] *Wiegand, H.; Illgner, K.H.; Beelich, K.H.*: Über die Verminderung der Vorspannkraft von Schraubenverbindungen durch Setzvorgänge. *Werkstatt und Betrieb* 98 (1965), S. 823/827
- [32] *Strelow, D.*: Reibungszahl und Werkstoffpaarung in der Schraubenmontage. *Verbindungstechnik* 13 (1981) Nr. 5, S. 19/24
- [33] *Pfaff, H.; Thomala, W.*: Streuung der Vorspannkraft beim Anziehen von Schraubenverbindungen. VDI-Z 124 (1982)

Nr. 18, S. 76/84

[34] *Wiegand, H.; Kloos, K.H.; Thomala, W.:* Schraubenverbindungen, 4. Auflage. Springer-Verlag 1988

[35] ICS Handbuch, Automatische Schraubmontage, 2. Auflage(1997)

附录A 计算用表

表A1 装配预紧力  $F_{MTab}$  和拧紧力矩  $M_A$ ,  $\nu = 0.9$ , 带杆螺栓, 采用DIN ISO 262的公制标准螺纹, 采用DIN EN ISO 4014- 4018六角螺栓的头部尺寸, 采用DIN 34800的外六角驱动头部螺栓, 或者采用DIN EN ISO 4762的圆柱形螺栓, 采用DIN EN 20273的孔”中值”。

Abm. 尺寸	Fest.- Klasse 强度等级	Montagevorspannkraft/ 安装预紧力 $F_{MTab}$ in kN für $\mu_G =$							Anziehdrehmomente/ 拧紧力矩 $M_A$ in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M 4	8.8	4,6	4,5	4,4	4,3	4,2	3,9	3,7	2,3	2,6	3,0	3,3	3,6	4,1	4,5
	10.9	6,8	6,7	6,5	6,3	6,1	5,7	5,4	3,3	3,9	4,6	4,8	5,3	6,0	6,6
	12.9	8,0	7,8	7,6	7,4	7,1	6,7	6,3	3,9	4,5	5,1	5,6	6,2	7,0	7,8
M 5	8.8	7,6	7,4	7,2	7,0	6,8	6,4	6,0	4,4	5,2	5,9	6,5	7,1	8,1	9,0
	10.9	11,1	10,8	10,6	10,3	10,0	9,4	8,8	6,5	7,6	8,6	9,5	10,4	11,9	13,2
	12.9	13,0	12,7	12,4	12,0	11,7	11,0	10,3	7,6	8,9	10,0	11,2	12,2	14,0	15,5
M 6	8.8	10,7	10,4	10,2	9,9	9,6	9,0	8,4	7,7	9,0	10,1	11,3	12,3	14,1	15,6
	10.9	15,7	15,3	14,9	14,5	14,1	13,2	12,4	11,3	13,2	14,9	16,5	18,0	20,7	22,9
	12.9	18,4	17,9	17,5	17,0	16,5	15,5	14,5	13,2	15,4	17,4	19,3	21,1	24,2	26,8
M 7	8.8	15,5	15,1	14,8	14,4	14,0	13,1	12,3	12,6	14,8	16,8	18,7	20,5	23,6	26,2
	10.9	22,7	22,5	21,7	21,1	20,5	19,3	18,1	18,5	21,7	24,7	27,5	30,1	34,7	38,5
	12.9	26,6	26,0	25,4	24,7	24,0	22,6	21,2	21,6	25,4	28,9	32,2	35,2	40,6	45,1
M 8	8.8	19,5	19,1	18,6	18,1	17,6	16,5	15,5	18,5	21,6	24,6	27,3	29,8	34,3	38,0
	10.9	28,7	28,0	27,3	26,6	25,8	24,3	22,7	27,2	31,8	36,1	40,1	43,8	50,3	55,8
	12.9	33,6	32,8	32,0	31,1	30,2	28,4	26,6	31,8	37,2	42,2	46,9	51,2	58,9	65,3
M 10	8.8	31,0	30,3	29,6	28,8	27,9	26,3	24,7	36	43	48	54	59	68	75
	10.9	45,6	44,5	43,4	42,2	41,0	38,6	36,2	53	63	71	79	87	100	110
	12.9	53,3	52,1	50,8	49,4	48,0	45,2	42,4	62	73	83	93	101	116	129
M 12	8.8	45,2	44,1	43,0	41,9	40,7	38,3	35,9	63	73	84	93	102	117	130
	10.9	66,3	64,8	63,2	61,5	59,8	56,3	52,8	92	108	123	137	149	172	191
	12.9	77,6	75,9	74,0	72,0	70,0	65,8	61,8	108	126	144	160	175	201	223
M 14	8.8	62,0	60,6	59,1	57,5	55,9	52,6	49,3	100	117	133	148	162	187	207
	10.9	91,0	88,9	86,7	84,4	82,1	77,2	72,5	146	172	195	218	238	274	304
	12.9	106,5	104,1	101,5	98,8	96,0	90,4	84,8	171	201	229	255	279	321	356
M 16	8.8	84,7	82,9	80,9	78,8	76,6	72,2	67,8	153	180	206	230	252	291	325
	10.9	124,4	121,7	118,8	115,7	112,6	106,1	99,6	224	264	302	338	370	428	477
	12.9	145,5	142,4	139,0	135,4	131,7	124,1	116,6	262	309	354	395	433	501	558
M 18	8.8	107	104	102	99	96	91	85	220	259	295	329	360	415	462
	10.9	152	149	145	141	137	129	121	314	369	421	469	513	592	657
	12.9	178	174	170	165	160	151	142	367	432	492	549	601	692	769
M 20	8.8	136	134	130	127	123	116	109	308	363	415	464	509	588	655
	10.9	194	190	186	181	176	166	156	438	517	592	661	725	838	933
	12.9	227	223	217	212	206	194	182	513	605	692	773	848	980	1092
M 22	8.8	170	166	162	158	154	145	137	417	495	567	634	697	808	901
	10.9	242	237	231	225	219	207	194	595	704	807	904	993	1151	1284
	12.9	283	277	271	264	257	242	228	696	824	945	1057	1162	1347	1502
M 24	8.8	196	192	188	183	178	168	157	529	625	714	798	875	1011	1126
	10.9	280	274	267	260	253	239	224	754	890	1017	1136	1246	1440	1604
	12.9	327	320	313	305	296	279	262	882	1041	1190	1329	1458	1685	1877
M 27	8.8	257	252	246	240	234	220	207	772	915	1050	1176	1292	1498	1672
	10.9	367	359	351	342	333	314	295	1100	1304	1496	1674	1840	2134	2381
	12.9	429	420	410	400	389	367	345	1287	1526	1750	1959	2153	2497	2787
M 30	8.8	313	307	300	292	284	268	252	1053	1246	1428	1597	1754	2031	2265
	10.9	446	437	427	416	405	382	359	1500	1775	2033	2274	2498	2893	3226
	12.9	522	511	499	487	474	447	420	1755	2077	2380	2662	2923	3386	3775
M 33	8.8	389	381	373	363	354	334	314	1415	1679	1928	2161	2377	2759	3081
	10.9	554	543	531	517	504	475	447	2015	2392	2747	3078	3385	3930	4388
	12.9	649	635	621	605	589	556	523	2358	2799	3214	3601	3961	4598	5135
M 36	8.8	458	448	438	427	415	392	368	1825	2164	2482	2778	3054	3541	3951
	10.9	652	638	623	608	591	558	524	2600	3082	3535	3957	4349	5043	5627
	12.9	763	747	729	711	692	653	614	3042	3607	4136	4631	5089	5902	6585
M 39	8.8	548	537	525	512	498	470	443	2348	2791	3208	3597	3958	4598	5137
	10.9	781	765	748	729	710	670	630	3345	3975	4569	5123	5637	6549	7317
	12.9	914	895	875	853	831	784	738	3914	4652	5346	5994	6596	7664	8562

表A2 装配预紧力  $F_{MTab}$  和拧紧力矩  $M_A$ ,  $\nu = 0.9$ , 细杆螺栓,  $d_T = 0.9 \cdot d_3$ , 采用DIN ISO 262的公制标准螺纹, 采用DIN EN ISO 4014- 4018六角螺栓的头部尺寸, 采用DIN 34800的外六角驱动头部螺栓, 或者采用DIN EN ISO 4762的圆柱形螺栓, 采用DIN EN 20273的孔”中值”。

Abm. 尺寸	Fest- Klasse 强度等级	Montagevorspannkraft/ 安装预紧力 $F_{MTab}$ in kN für $\mu_G =$							Anziehdrehmomente/ 拧紧扭矩 $M_A$ in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M4	8.8														
	10.9														
	12.9														
M5	8.8														
	10.9														
	12.9														
M6	8.8	7,5	7,3	7,0	6,8	6,5	6,0	5,6	5,4	6,2	7,0	7,7	8,3	9,4	10,3
	10.9	11,0	10,7	10,3	9,9	9,6	8,9	8,2	7,9	9,1	10,3	11,3	12,3	13,9	15,2
	12.9	12,9	12,5	12,1	11,6	11,2	10,4	9,6	9,2	10,7	12,0	13,2	14,3	16,2	17,7
M7	8.8	11,1	10,8	10,5	10,1	9,8	9,1	8,4	9,0	10,5	11,9	13,2	14,3	16,3	17,9
	10.9	16,3	15,9	15,4	14,8	14,3	13,3	12,3	13,3	15,5	17,5	19,3	21,0	23,9	26,2
	12.9	19,1	18,6	18,0	17,4	16,8	15,6	14,4	15,5	18,1	20,5	22,6	24,6	28,0	30,7
M8	8.8	13,8	13,4	13,0	12,5	12,1	11,2	10,4	13,1	15,2	17,1	18,9	20,5	23,3	25,5
	10.9	20,3	19,7	19,1	18,4	17,8	16,5	15,3	19,2	22,3	25,2	27,8	30,1	34,2	37,4
	12.9	23,8	23,1	22,3	21,5	20,8	19,3	17,9	22,5	26,1	29,5	32,5	35,3	40,0	43,8
M10	8.8	22,1	21,5	20,8	20,1	19,4	18,0	16,7	26	30	34	38	41	46	51
	10.9	32,5	31,5	30,5	29,5	28,4	26,4	24,5	38	44	50	55	60	68	75
	12.9	38,0	36,9	35,7	34,5	33,3	30,9	28,6	45	52	59	65	70	80	87
M12	8.8	32,3	31,4	30,4	29,4	28,3	26,3	24,4	45	52	59	65	71	80	88
	10.9	47,5	46,1	44,6	43,1	41,6	38,7	35,8	66	77	87	96	104	118	130
	12.9	55,6	53,9	52,2	50,5	48,7	45,2	41,9	77	90	101	112	122	138	152
M14	8.8	44,5	43,2	41,8	40,4	39,0	36,3	33,6	71	83	94	104	113	129	141
	10.9	65,3	63,4	61,4	59,4	57,3	53,2	49,4	105	122	138	153	166	189	207
	12.9	76,4	74,2	71,9	69,5	67,1	62,3	57,8	123	143	162	179	195	221	243
M16	8.8	61,8	60,1	58,3	56,5	54,6	50,8	47,2	111	131	148	165	179	205	226
	10.9	90,8	88,3	85,7	82,9	80,1	74,6	69,3	164	192	218	242	264	301	331
	12.9	106,3	103,4	100,3	97,0	93,8	87,3	81,1	191	225	255	283	308	352	388
M18	8.8	77	75	72	70	68	63	58	159	186	210	232	253	288	316
	10.9	110	106	103	100	96	89	83	226	264	299	331	360	410	450
	12.9	128	124	121	117	113	105	97	265	309	350	387	421	480	527
M20	8.8	100	97	94	91	88	82	76	225	264	300	332	362	414	455
	10.9	142	138	134	130	125	117	108	320	376	427	473	516	589	649
	12.9	166	162	157	152	147	136	127	375	440	499	554	604	689	759
M22	8.8	125	122	118	115	111	103	96	308	363	413	460	502	575	634
	10.9	179	174	169	163	158	147	137	439	517	589	655	715	819	903
	12.9	209	203	197	191	185	172	160	514	605	689	766	837	958	1057
M24	8.8	143	140	135	131	127	118	109	387	454	515	572	623	711	783
	10.9	204	199	193	187	180	168	156	551	646	734	814	887	1013	1115
	12.9	239	233	226	218	211	196	182	644	756	859	953	1038	1185	1305
M27	8.8	190	185	180	174	169	157	146	571	673	768	854	933	1069	1180
	10.9	271	264	256	248	240	224	208	814	959	1093	1216	1329	1523	1680
	12.9	317	309	300	291	281	262	244	952	1122	1279	1424	1555	1782	1966
M30	8.8	231	224	218	211	204	190	177	775	912	1038	1154	1259	1441	1589
	10.9	329	320	310	301	291	271	252	1104	1299	1479	1643	1793	2052	2263
	12.9	384	374	363	352	340	317	294	1292	1520	1730	1923	2099	2402	2648
M33	8.8	289	282	274	265	257	239	223	1051	1241	1417	1578	1724	1978	2185
	10.9	412	401	390	378	365	341	317	1497	1767	2017	2247	2456	2818	3112
	12.9	482	470	456	442	428	399	371	1752	2068	2361	2629	2874	3297	3642
M36	8.8	338	330	320	310	300	279	260	1350	1592	1814	2019	2205	2526	2788
	10.9	482	469	456	442	427	398	370	1923	2267	2584	2875	3140	3598	3971
	12.9	564	549	533	517	500	466	433	2251	2653	3024	3364	3675	4211	4646
M39	8.8	409	398	387	375	363	339	315	1750	2069	2364	2635	2882	3309	3657
	10.9	582	567	551	534	517	482	449	2493	2947	3367	3752	4104	4713	5209
	12.9	681	664	645	625	605	564	525	2917	3448	3940	4391	4803	5515	6095

表 A3: 装配预紧力  $F_{MTab}$  和拧紧力矩  $M_A$ ,  $\nu = 0.9$ , 带杆螺栓, 采用 DIN ISO 262 的公制细螺纹, 采用 DIN EN ISO 4014- 4018 六角螺栓的头部尺寸, 采用 DIN 34800 的外六角驱动头部螺栓, 或者采用 DIN EN ISO 4762 的圆柱形螺栓, 采用 DIN EN 20273 的孔”中值”。

尺寸	强度等级	安装预紧力 $F_{MTab}$ in kN für $\mu_G =$							拧紧扭矩 $M_A$ in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M8 x 1	8.8	21,2	20,7	20,2	19,7	19,2	18,1	17,0	19,3	22,8	26,1	29,2	32,0	37,0	41,2
	10.9	31,1	30,4	29,7	28,9	28,1	26,5	24,9	28,4	33,5	38,3	42,8	47,0	54,3	60,5
	12.9	36,4	35,6	34,7	33,9	32,9	31,0	29,1	33,2	39,2	44,9	50,1	55,0	63,6	70,8
M9 x 1	8.8	27,7	27,2	26,5	25,9	25,2	23,7	22,3	28,0	33,2	38,1	42,6	46,9	54,4	60,7
	10.9	40,7	39,9	39,0	38,0	37,0	34,9	32,8	41,1	48,8	55,9	62,6	68,8	79,8	89,1
	12.9	47,7	46,7	45,6	44,4	43,3	40,8	38,4	48,1	57,0	65,4	73,3	80,6	93,4	104,3
M10 x 1	8.8	35,2	34,5	33,7	32,9	32,0	30,2	28,4	39	46	53	60	66	76	85
	10.9	51,7	50,6	49,5	48,3	47,0	44,4	41,7	57	68	78	88	97	112	125
	12.9	60,4	59,2	57,9	56,5	55,0	51,9	48,8	67	80	91	103	113	131	147
M10 x 1,25	8.8	33,1	32,4	31,6	30,8	29,9	28,2	26,5	38	44	51	57	62	72	80
	10.9	48,6	47,5	46,4	45,2	44,0	41,4	38,9	55	65	75	83	92	106	118
	12.9	56,8	55,6	54,3	52,9	51,4	48,5	45,5	65	76	87	98	107	124	138
M12 x 1,25	8.8	50,1	49,1	48,0	46,8	45,6	43,0	40,4	66	79	90	101	111	129	145
	10.9	73,6	72,1	70,5	68,7	66,9	63,2	59,4	97	116	133	149	164	190	212
	12.9	86,2	84,4	82,5	80,4	78,3	73,9	69,5	114	135	155	174	192	222	249
M12 x 1,5	8.8	47,6	46,6	45,5	44,3	43,1	40,6	38,2	64	76	87	97	107	123	137
	10.9	70,0	68,5	66,8	65,1	63,3	59,7	56,0	95	112	128	143	157	181	202
	12.9	81,9	80,1	78,2	76,2	74,1	69,8	65,6	111	131	150	167	183	212	236
M14 x 1,5	8.8	67,8	66,4	64,8	63,2	61,5	58,1	54,6	104	124	142	159	175	203	227
	10.9	99,5	97,5	95,2	92,9	90,4	85,3	80,2	153	182	209	234	257	299	333
	12.9	116,5	114,1	111,4	108,7	105,8	99,8	93,9	179	213	244	274	301	349	390
M16 x 1,5	8.8	91,4	89,6	87,6	85,5	83,2	78,6	74,0	159	189	218	244	269	314	351
	10.9	134,2	131,6	128,7	125,5	122,3	115,5	108,7	233	278	320	359	396	461	515
	12.9	157,1	154,0	150,6	146,9	143,1	135,1	127,2	273	325	374	420	463	539	603
M18 x 1,5	8.8	122	120	117	115	112	105	99	237	283	327	368	406	473	530
	10.9	174	171	167	163	159	150	141	337	403	465	523	578	674	755
	12.9	204	200	196	191	186	176	166	394	472	544	613	676	789	884
M18 x 2	8.8	114	112	109	107	104	98	92	229	271	311	348	383	444	495
	10.9	163	160	156	152	148	139	131	326	386	443	496	545	632	706
	12.9	191	187	182	178	173	163	153	381	452	519	581	638	740	826
M20 x 1,5	8.8	154	151	148	144	141	133	125	327	392	454	511	565	660	741
	10.9	219	215	211	206	200	190	179	466	558	646	728	804	940	1055
	12.9	257	252	246	241	234	222	209	545	653	756	852	941	1100	1234
M22 x 1,5	8.8	189	186	182	178	173	164	154	440	529	613	692	765	896	1006
	10.9	269	264	259	253	247	233	220	627	754	873	985	1090	1276	1433
	12.9	315	309	303	296	289	273	257	734	882	1022	1153	1275	1493	1677
M24 x 1,5	8.8	228	224	219	214	209	198	187	570	686	796	899	995	1166	1311
	10.9	325	319	312	305	298	282	266	811	977	1133	1280	1417	1661	1867
	12.9	380	373	366	357	347	330	311	949	1143	1326	1498	1658	1943	2185
M24 x 2	8.8	217	213	209	204	198	187	177	557	666	769	865	955	1114	1248
	10.9	310	304	297	290	282	267	251	793	949	1095	1232	1360	1586	1777
	12.9	362	355	348	339	331	312	294	928	1110	1282	1442	1591	1856	2080
M27 x 1,5	8.8	293	288	282	276	269	255	240	822	992	1153	1304	1445	1697	1910
	10.9	418	410	402	393	383	363	342	1171	1413	1643	1858	2059	2417	2720
	12.9	489	480	470	460	448	425	401	1370	1654	1922	2174	2409	2828	3183
M27 x 2	8.8	281	276	270	264	257	243	229	806	967	1119	1262	1394	1630	1829
	10.9	400	393	384	375	366	346	326	1149	1378	1594	1797	1986	2322	2605
	12.9	468	460	450	439	428	405	382	1344	1612	1866	2103	2324	2717	3049
M30 x 2	8.8	353	347	339	331	323	306	288	1116	1343	1556	1756	1943	2276	2557
	10.9	503	494	483	472	460	436	411	1590	1912	2216	2502	2767	3241	3641
	12.9	588	578	565	552	539	510	481	1861	2238	2594	2927	3238	3793	4261
M33 x 2	8.8	433	425	416	407	397	376	354	1489	1794	2082	2352	2605	3054	3435
	10.9	617	606	593	580	565	535	505	2120	2555	2965	3350	3710	4350	4892
	12.9	722	709	694	678	662	626	591	2481	2989	3470	3921	4341	5090	5725
M36 x 2	8.8	521	512	502	490	478	453	427	1943	2345	2725	3082	3415	4010	4513
	10.9	742	729	714	698	681	645	609	2767	3340	3882	4390	4864	5711	6428
	12.9	869	853	836	817	797	755	712	3238	3908	4542	5137	5692	6683	7522
M39 x 2	8.8	618	607	595	581	567	537	507	2483	3002	3493	3953	4383	5151	5801
	10.9	880	864	847	828	808	765	722	3537	4276	4974	5631	6243	7336	8263
	12.9	1030	1011	991	969	945	896	845	4139	5003	5821	6589	7306	8585	9669

表 A4: 安装预载  $F_{MTab}$  和紧固力矩  $M_A$ ,  $\nu=0.9$ , 细杆螺栓,  $d_T = 0.9 \cdot d_3$ , 符合 DIN ISO 262 的公制细牙螺纹; 符合 DIN EN ISO 4014~4018 的六角螺栓的头部尺寸; 符合 DIN 34800 的外六角传动螺栓或符合 DIN EN ISO4762 的圆柱形螺栓以及符合 DIN EN 20273 的孔“中值”。

Abm. 尺寸	Fest- Klasse 强度等级	Montagevorspannkraft/ 安装预紧力 $F_{MTab}$ in kN für $\mu_G =$							Anziehdrehmomente/ 拧紧扭矩 $M_A$ in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M8 x 1	8.8	15,5	15,0	14,6	14,1	13,6	12,7	11,8	14,1	16,6	18,8	20,9	22,8	26,0	28,6
	10.9	22,7	22,1	21,4	20,7	20,0	18,6	17,3	20,7	24,3	27,7	30,7	33,5	38,2	42,1
	12.9	26,6	25,8	25,1	24,3	23,4	21,8	20,3	24,3	28,5	32,4	35,9	39,2	44,7	49,2
M9 x 1	8.8	20,5	20,0	19,4	18,8	18,2	16,9	15,7	20,7	24,4	27,8	31,0	33,8	38,8	42,8
	10.9	30,1	29,3	28,5	27,6	26,7	24,9	23,1	30,4	35,9	40,9	45,5	49,7	57,0	62,9
	12.9	35,3	34,3	33,3	32,3	31,2	29,1	27,1	35,6	42,0	47,8	53,2	58,2	66,7	73,6
M10 x 1	8.8	26,3	25,6	24,9	24,1	23,3	21,8	20,3	29	34	39	44	48	55	61
	10.9	38,6	37,6	36,5	35,4	34,3	32,0	29,8	43	50	58	64	70	81	90
	12.9	45,2	44,0	42,8	41,5	40,1	37,4	34,9	50	59	68	75	82	95	105
M10 x 1,25	8.8	24,2	23,5	22,8	22,1	21,3	19,8	18,4	28	32	37	41	44	51	56
	10.9	35,5	34,5	33,5	32,4	31,3	29,1	27,1	40	47	54	60	65	74	82
	12.9	41,5	40,4	39,2	37,9	36,6	34,1	31,7	47	55	63	70	76	87	96
M12 x 1,25	8.8	37,3	36,4	35,3	34,2	33,1	30,9	28,7	49	58	67	74	81	93	103
	10.9	54,8	53,4	51,9	50,3	48,6	45,4	42,2	72	86	98	109	119	137	151
	12.9	64,1	62,5	60,7	58,8	56,9	53,1	49,4	85	100	114	127	139	160	177
M12 x 1,5	8.8	34,8	33,8	32,8	31,8	30,7	28,6	26,5	47	55	63	70	76	87	95
	10.9	51,1	49,7	48,2	46,6	45,1	42,0	39,0	69	81	92	102	111	127	140
	12.9	59,8	58,1	56,4	54,6	52,8	49,1	45,6	81	95	108	120	130	149	164
M14 x 1,5	8.8	50,3	49,0	47,6	46,1	44,6	41,6	38,7	78	91	104	116	127	146	161
	10.9	73,9	72,0	69,9	67,7	65,5	61,1	56,8	114	134	153	171	187	214	236
	12.9	86,5	84,2	81,8	79,3	76,7	71,5	66,5	133	157	179	200	218	250	276
M16 x 1,5	8.8	68,6	66,9	65,1	63,1	61,1	57,1	53,1	119	141	162	181	198	228	252
	10.9	100,8	98,3	95,6	92,7	89,8	83,8	78,0	175	207	238	265	290	334	370
	12.9	118,0	115,0	111,8	108,5	105,0	98,1	91,3	205	243	278	310	340	391	433
M18 x 1,5	8.8	93	90	88	85	83	77	72	179	213	245	274	301	347	385
	10.9	132	129	125	122	118	110	103	255	304	349	390	428	494	548
	12.9	154	151	147	142	138	129	120	299	355	408	457	501	578	641
M18 x 2	8.8	85	82	80	77	75	70	65	169	200	227	253	276	317	350
	10.9	121	117	114	110	107	99	93	241	284	324	360	394	451	498
	12.9	141	137	133	129	125	116	108	282	333	379	422	461	528	583
M20 x 1,5	8.8	117	115	112	108	105	98	92	249	298	342	384	422	488	542
	10.9	167	163	159	154	150	140	131	355	424	488	547	601	694	771
	12.9	196	191	186	181	175	164	153	416	496	571	640	703	813	903
M22 x 1,5	8.8	145	142	138	134	130	122	114	338	404	466	523	575	666	741
	10.9	207	202	197	191	185	173	162	481	575	663	744	819	948	1055
	12.9	242	236	230	224	217	203	189	563	673	776	871	958	1110	1234
M24 x 1,5	8.8	176	172	167	163	158	148	138	439	526	607	682	751	871	970
	10.9	250	245	238	232	225	211	197	625	749	865	972	1070	1241	1381
	12.9	293	286	279	271	263	246	230	731	876	1012	1137	1252	1452	1616
M24 x 2	8.8	165	161	156	152	147	137	128	422	502	576	645	708	816	905
	10.9	235	229	223	216	209	196	182	601	715	821	919	1008	1163	1290
	12.9	274	268	261	253	245	229	213	703	837	961	1075	1179	1361	1509
M27 x 1,5	8.8	227	222	217	211	204	192	179	637	765	885	996	1098	1276	1422
	10.9	323	316	308	300	291	273	255	907	1090	1260	1418	1564	1817	2025
	12.9	378	370	361	351	341	319	298	1061	1275	1475	1660	1830	2126	2370
M27 x 2	8.8	215	210	204	198	192	180	168	616	735	846	948	1042	1205	1339
	10.9	306	298	291	282	274	256	239	877	1047	1205	1351	1484	1717	1907
	12.9	358	349	340	330	320	300	279	1026	1225	1410	1581	1737	2009	2232
M30 x 2	8.8	271	265	258	251	243	228	212	857	1026	1183	1329	1462	1694	1884
	10.9	386	377	367	357	346	324	303	1221	1461	1685	1892	2082	2413	2684
	12.9	452	441	430	418	405	379	354	1429	1710	1972	2214	2436	2823	3141
M33 x 2	8.8	334	327	318	309	300	281	263	1148	1377	1591	1788	1970	2286	2545
	10.9	476	465	453	441	428	401	374	1635	1962	2266	2547	2805	3255	3625
	12.9	557	544	530	516	500	469	438	1914	2296	2652	2981	3283	3810	4242
M36 x 2	8.8	404	395	385	374	363	341	318	1504	1808	2091	2353	2594	3014	3360
	10.9	575	562	548	533	517	485	453	2143	2575	2978	3352	3694	4293	4785
	12.9	673	658	641	624	605	568	530	2507	3013	3485	3922	4323	5023	5599
M39 x 2	8.8	480	469	458	445	432	405	379	1929	2322	2689	3029	3341	3886	4335
	10.9	683	669	652	634	616	578	540	2748	3307	3830	4314	4758	5535	6174
	12.9	800	782	763	742	721	676	632	3215	3870	4482	5048	5568	6477	7225

表 A5:不同材料/表面及润滑状态时螺栓连接的摩擦系数等级分类指导值

摩擦系数等级	$\mu_G$ 及 $\mu_K$ 的范围	典型实例的选择	
		材料/表面	润滑剂
A	0.04~0.10	光亮的金属 黑色氧化层 磷化处理 电镀, 如 锌, 锌/铁, 锌/镍 锌片包复	固体润滑剂, 如 <b>MoS<sub>2</sub></b> , 石墨, PTFE, PA, PE, PI 在润滑剂中, 作为表面层, 或在膏状 物中, 蜡熔融物, 蜡弥散
B	0.08~0.16	光亮的金属 黑色氧化层 磷化处理 电镀, 镀敷, 如 锌, 锌/铁, 锌/镍 锌片包复 铝合金及镁合金	固体润滑剂, 如 <b>MoS<sub>2</sub></b> , 石墨, PTFE, PA, PE, PI 在润滑剂中, 作为表面层, 或在膏状 物中, 蜡熔融物, 蜡弥散, 润滑脂, 润滑油, 供货状态
		热镀锌	<b>MoS<sub>2</sub></b> ; 石墨 蜡弥散
		有机涂层	含有固体润滑剂 或蜡弥散
		奥氏体钢	固体润滑剂或蜡; 膏状物
C	0.14~0.24	奥氏体钢	蜡弥散, 膏状物
		光亮的金属 磷化处理	供货状态 (略微涂润滑油)
		电镀层, 例如 锌, 锌/铁, 锌/镍 锌片包复 粘接剂	无
D	0.20~0.35	奥氏体钢	润滑油
		电镀层, 例如 锌, 锌/铁 热镀锌	无
E	$\geq 0.30$	电镀层, 例如锌, 锌/铁, 锌 /镍 奥氏体钢 铝合金及镁合金	无

应努力达到摩擦系数等级 B 中列出的摩擦系数, 从而获得尽可能高的预紧力, 同时数值分散也较小; 这也就是不自动地使用最小的值, 同时目前的摩擦系数数值分散与等级的数值分散相符; 该表格在室温时有效;

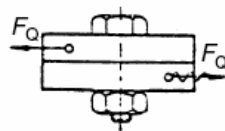
表 A6:分界面[4;55;57~59]中的粘附摩擦系数的近似值:

材料组合	下列状态中的粘附摩擦系数:	
	干燥	润滑
钢-钢/铸钢	0,1 0,23	0,07 0,12
钢/灰铸铁 (GG)	0,12 0,24	0,06 0,1
灰铸钢-灰铸铁	0,15 0,3	0,2
青铜-钢	0,12 0,28	0,18
灰铸铁-青铜	0,28	0,15 0,2
钢-铜合金	0,07	
钢-铝合金	0,1 0,28	0,05 0,18
铝-铝	0,21	

表 A7.螺栓直径范围的估算

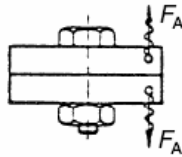
1	2	3	4
作用力 (单位: 牛顿)	额定直径 毫米		
	强度等级		
	12.9	10.9	8.8
250			
400			
630			
1 000	3	3	3
1 600	3	3	3
2 500	3	3	4
4 000	4	4	5
6 300	4	5	6
10 000	5	6	8
16 000	6	8	10
25 000	8	10	12
40 000	10	12	14
63 000	12	14	16
100 000	16	18	20
160 000	20	22	24
250 000	24	27	30
400 000	30	33	36
630 000	36	39	

A.在第 1 栏中选择与作用于螺栓连接的负荷接近的最大的作用力; 如果在组合负荷(纵向载荷及横向载荷)时,  
 $F_{Amax} < F_{Qmax} / \mu_{Tmin}$ , 则只使用  $F_{Qmax}$ 。

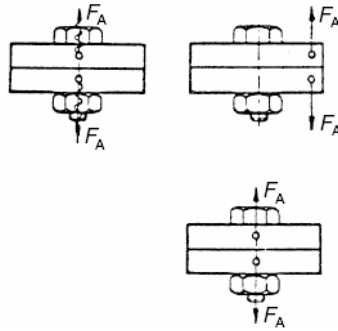


B.用下面的步骤, 得出必须的最小预紧力  $F_{Mmin}$

B1.如果使用  $F_{Qmax}$  进行设计; 静态或动态横向作用力时向下 4 格;



B2.如果使用  $F_{Amax}$  进行设计；动态并且偏心的轴向作用力时朝下 2 格；或：动态并且同心或静态并且偏心的轴向作用力时朝下 1 格；或：静态并且同心的轴向作用力时就使用这个数值；



C.从这个作用力  $F_{Mmin}$  按下列方法进行，产生需承受的最大预紧力  $F_{Mmax}$ ：使用可通过拧紧扭矩进行调整的简单的旋转式螺钉机拧紧时向下 2 格；或者：使用扭矩扳手或精密的螺钉机（使用动态扭矩测量或螺栓的伸长测量进行调整）拧紧时向下 1 格；或者：在弹性变形的范围中通过控制角度拧紧或使用控制屈服点（通过计算机控制）拧紧时就使用这个值；

D.除了找到的数值之外，在第 2~第 4 栏中还有所选择的螺栓强度等级时必需的螺栓尺寸；

实例：

一个螺栓连接由于轴向作用力  $F_A=8500$  牛顿而承受动态负荷及偏心负荷；强度等级 12.9 的螺栓应使用扭矩扳手安装；

- A.10000 牛顿是第 1 栏中最接近的更大的作用力  $F_A$
- B.偏心及动态轴向作用力时朝下 2 格，得到  $F_{Mmax}=25000$  牛顿
- C.用扭矩扳手拧紧时朝下 1 格，得出  $F_{Mmax}=40000$  牛顿
- D.  $F_{Mmax}=40000$  牛顿时，在第 2 栏中（强度等级 12, 9）得到：M10；

表 A8: 拧紧系数  $\alpha_A$  的指导值

拧紧系数 $\alpha_A$	数值分散 $\frac{\Delta F_M}{2 \cdot F_{Mm}} = \frac{\alpha_A - 1}{\alpha_A + 1}$	拧紧方法	调整方法	说明	
1,05~1,2	$\pm 2\% \sim \pm 10\%$	使用超声波拧紧 (控制伸长)	声音传播的时间	<ul style="list-style-type: none"> <li>需要标定值</li> <li>在 <math>l_k/d &lt; 2</math> 时应注意误差累进地增大;</li> <li>在直接的机械连接时, 误差较小, 间接连接时误差较大;</li> </ul>	
1,1~1,5	$\pm 5\% \sim \pm 20\%$	用机械方法进行 伸长测量	通过伸长测量调整	<ul style="list-style-type: none"> <li>精确地测得螺栓的弹性柔性很重要, 数值分散主要取决于测量方法的精确性;</li> </ul>	
1,2~1,4	$\pm 9\% \sim \pm 17\%$	拧紧时控制屈服 点, 电动或手动	规定相对的扭矩— 旋转角系数	预紧力数值分散主要取决于所使用的一批螺栓中的屈服点的数值分散, 此处根据 $F_{Mmin}$ 确定螺栓的尺寸, 所以在这种拧紧方法时, 取消根据 $F_{Mmax}$ (含有拧紧系数 $\alpha_A$ ) 配置螺栓;	
1,2~1,4	$\pm 9\% \sim \pm 17\%$	拧紧时控制旋转 角, 电动或手动	按照试验确定预紧扭 矩及旋转角 (等级)		
1,2~1,6	$\pm 9\% \sim \pm 23\%$	液压拧紧	通过长度及压力测量 进行调整	<ul style="list-style-type: none"> <li>较低的值用于长螺栓 (<math>l_k/d \geq 5</math>);</li> <li>较高的值用于短螺栓 (<math>l_k/d \leq 2</math>)</li> </ul>	
1,4~1,6	$\pm 17\% \sim \pm 23\%$	使用扭矩扳手拧 紧, 控制扭矩, 可以发出信号的 扳手或带有动态 扭矩测量的旋转 式螺钉机;	根据试验在螺栓连接 原件上确定拧紧扭矩 额定值; 例如通过螺栓 的伸长测量	<ul style="list-style-type: none"> <li>较低的值; 需要 进行大量的调整 及检验试验 (例如 20 次), 需要较小 的安装扭矩的数 值分散 (例如 <math>\pm 5\%</math>);</li> </ul>	较低的值用于: <ul style="list-style-type: none"> <li>较小的旋转角, 即较刚性的连接;</li> <li>相接部位的硬度较低 1);</li> </ul>
1.6~2.0 (摩擦系 数等级 B) 1.7~2.5 (摩擦系 数等级 A)	$\pm 23\% \sim \pm 33\%$ $\pm 26\% \sim \pm 43\%$	使用扭矩扳手拧 紧, 控制扭矩, 可以发出信号的 扳手或带有动态 扭矩测量的旋转 式螺钉机;	通过估算摩擦系数确 定拧紧扭矩额定值 (表 面情况及润滑情况)	较低的值用于可 进行测量的扭矩 扳手在均匀地拧 紧时, 以及精密的 旋转式螺钉机; 较 高的值用于: 可发 出信号的扭矩扳 手或纵向弯曲的 扭矩扳手;	<ul style="list-style-type: none"> <li>相接部位没有腐蚀倾 向, 例如磷化处理或 充份润滑</li> <li>较高的值用于:                             <ul style="list-style-type: none"> <li>较大的旋转角, 即较柔性的连接及细螺纹</li> <li>相接部位硬度较高, 与粗糙的表面连接</li> </ul> </li> </ul>
2,5~4	$\pm 43\% \sim \pm 60\%$	使用冲击式螺钉 机器或使用脉冲 式螺钉机拧紧	通过拧紧扭矩进行调 整 (拧紧扭矩由额定拧 紧扭矩 (估算的摩擦系 数) 及附加值构成	较低的值用于: <ul style="list-style-type: none"> <li>较多次数的调整试验 (拧紧扭矩);</li> <li>螺钉机特性曲线的水平分支线上;</li> <li>无间隙脉冲传输</li> </ul>	

1) 相接部位: 被紧固的零件, 其表面与连接的拧紧元件 (螺栓头或螺母) 接触;

Tabelle A9. Auswahl von Werkstoffen für verschraubte Bauteile – Richtwerte mechanischer und physikalischer Eigenschaften  
 表A9 螺栓连接部件的材料选择，机械及物理性能的标准值。

Werkstoff- gruppe 材料类别	Werkstoff- kurzname 材料缩写	Werkstoff- nummer 材料编号	Zugfestigkeit 抗拉强度 $R_{m, min}$ N/mm <sup>2</sup>	0,2%-Dehn- grenze 0.2%屈服点 $R_{p0,2min}$ N/mm <sup>2</sup>	Scherfestig- keit 抗剪强度 $\tau_{Bmin}$ N/mm <sup>2</sup>	Grenzflächen- pressung <sup>1)</sup> 接触面压力 $p_G$ MPa	E-Modul E-模量 $E$ N/mm <sup>2</sup>	Dichte 密度 $\rho$ kg/dm <sup>3</sup>	Therm. Ausdeh- nungskoeffizient 热膨胀系数 20°C–100°C $\alpha_T$ 10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>
Unlegierte Baustähle 非合金结构钢	USt 37-2 St 50-2	1.0036 1.0050	340 470	230 290	200 280	490 710	205 000	7,85	11,1
Niedriglegierte Vergütungsstähle 低合金调质钢	Cq 45 34 CrNiMo 6 38 MnSi-V5 5-BY 16 MnCr 5	1.1192 1.6582 – 1.7131	700 1200 900 1000	500 1000 600 850	460 720 580 650	<i>630</i> <i>1080</i> <i>810</i> <i>900</i>	205 000	7,85	11,1
Sintermetalle 烧结金属	SINT-D30	–	510	370	300	<i>450</i>	130 000	7	12
Austenitische CrNi-Stähle 奥氏体铬镍钢	X5 CrNi 18 12 X5 CrNiMo 17 12 2 X5 NiCrTi 26 15	1.4303 1.4401 1.4980	500 510 960	185 205 660	400 410 670	<i>630</i> <i>460</i> <i>860</i>	200 000	7,90	16,5
Gusseisen 铸铁	GJL-250 GJL-260 Cr GJS-400 GJS-500 GJS-600	0.6020 – 0.7040 0.7050 0.7060	250 260 400 500 600	– – 250 320 370	290 290 360 450 540	<i>850<sup>2)</sup></i> <i>600</i> <i>600<sup>2)</sup></i> <i>750<sup>2)</sup></i> <i>900<sup>2)</sup></i>	110 000 110 000 169 000 169 000 174 000	7,20	10,0
Aluminium-Knetlegierungen 铝-塑性合金	AlMgSi 1 F31 AlMgSi 1 F28 AlMg4,5Mn F27	3.2315.82 3.2315.61 3.3547.08	290 260 260	250 200 110	170 150 150	<i>260</i> <i>230</i> <i>230</i>	75 000	2,70 2,70 2,66	23,4 23,4 23,7
Aluminium-Gusslegierungen 铝-铸造合金	GK-ALSi9Cu3 GD-ALSi9Cu3 GK-ALSi7Mg wa	3.2163.02 3.2163.05 3.2371.62	180 240 250	110 140 200	110 140 150	<i>220</i> <i>290</i> <i>380</i>	75 000 75 000 73 000	2,75 2,75 2,65	21,0 21,0 22,0
Magnesiumlegierungen 镁合金	GD-AZ 91 (MgAl9Zn1) GK-AZ 91-T4		200 240	150 120	130 160	<i>180</i> <i>210</i>	45 000	1,80	27,0
Titanlegierung/ 钛合金	TAI6V4	3.7165.10	890	820	600	<i>890</i>	110 000	4,43	8,6

<sup>1)</sup> *Kursive* Zahlenwerte: Noch nicht nach dem Verfahren in [53] oder [64] überprüft. Empfehlung: Verwendung der aus der Brinellhärte HB berechneten Zugfestigkeit (DIN 50 150). Alle Zahlenwerte sind Kurzzeitwerte und als Richtwerte zu verstehen. Im konkreten Fall kann es wegen einer Vielzahl von Einflussfaktoren (Geometrie, Relaxation und anderes) zu Abweichungen kommen.

<sup>2)</sup> Nach [64]

- 1) 斜体字的数值：尚未按照[53]或[64]中的方法进行检查；推荐：使用根据布氏硬度HB算出的抗拉强度（DIN50150）；全部数值为瞬时值，理解为标准值，在实际情况时，由于许多影响因素（几何形状，张弛等等）而可能有偏差；
- 2) 按照[64]；

Tabelle A10. Warm- und hochwarmfeste Werkstoffe nach DIN EN 10 269  
 表A10. DINEN10269规定的耐热及耐高温的材料

Werkstoff/ 材料		Mechanische Eigenschaften/ 机械性能 (in MPa)														
Nr. 编号	Kurzname nach DIN 17 006 DIN17005规定的缩写符号	$R_m$	$R_{p0.2}$	高温屈服极限 $R_{p0.2T}$ $d \leq 100$ °C						持久延伸极限 $R_{p0.2/10000}$ 下列温度时 (°C)						
		min.	min.	200	300	400	500	600	700	200	300	400	500	600	700	800
1.5511	35B2	500	300	229	192	173	-	-	-		208 <sup>4)</sup>	147	35	-	-	-
1.7218	25CrMo4	600	440	412	363	304	235	-	-			274 <sup>5)</sup>	147	64 <sup>6)</sup>	-	-
1.7709	21CrMoV5-7	700	550	500	460	410	350	-	-			429 <sup>5)</sup>	238	116 <sup>6)</sup>	-	-
1.7711	40CrMoV4-7	850	700	631	593	554	470	293	-			381 <sup>7)</sup>	242	138 <sup>1)</sup>		
1.4301	X5CrNi18-10	500	190	127	110	98	92	90 <sup>1)</sup>	-				121 <sup>8)</sup>	94	35	-
1.4923	X21CrMoNiV12-1	800	600	530	480	420	335	280 <sup>1)</sup>	-				436 <sup>7)</sup>	289	79	-
1.4980	X6NiCrTiMoVB25-15-2	900	635	560	540	520	490	430	$\approx 310$ <sup>2)</sup>					580	320	190 <sup>8)</sup>
2.4952	NiCr20TiAl (Nimonic 80a)	1000	600	568	560	540	520	500	$\approx 450$ <sup>3)</sup>					624	398	173
		$E$ 10 <sup>3</sup> MPa	$\lambda$ W/ (mK)	弹性模量 $E_T$ (in 10 <sup>3</sup> MPa) $T$ (°C): 时						热膨胀系数 $\alpha_T$ (in 10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup> ) 20至下列温度时 (°C)						
		bei 20 °C:		200	300	400	500	600	700	200	300	400	500	600	700	800
1.5511	35B2	211	42	196	186	177	164	127	-	12,1	12,9	13,5	13,9	14,1	-	-
1.7218	25CrMo4															
1.7709	21CrMoV5-7		33													
1.7711	40CrMoV4-7		33													
1.4301	X5CrNi18-10	200	15	186	179	172	165		-	16,5	17,0	17,5	18,0		-	-
1.4923	X21CrMoNiV12-1	216	24	200	190	179	167	127	-	11,0	11,5	12,0	12,3	12,5	-	-
1.4980	X6NiCrTiMoVB25-15-2	211	12	200	192	183	173	162		17,5	18,7	18,0	18,2	18,5	18	-
2.4952	NiCr20TiAl	216	13	208	202	196	189	179	161	12,6	13,1	13,5	13,7	14,0		

1)  $T=550$  °C 2) 380,  $T=650$  °C 3) 480,  $T=650$  °C 4)  $T=350$  °C 5)  $T=420$  °C 6)  $T=550$  °C  
 7)  $T=450$  °C 8)  $T=650$  °C

表 A11 带米制标准螺纹及细牙螺纹的带杆螺栓的螺距，节圆直径，应力截面，通过根圆直径的断面及作用力  $F_{0.2min}$  的额定值（螺距符合 DIN13-1 及-28 的规定，应力截面及通过根圆直径的断面符合 DIN-28 的规定，最小屈服极限符合 DIN EN ISO898-1 的规定）

尺寸	螺距	节圆直径	应力截面	通过根圆直径的截面	最小屈服极限时的作用力 $F_{0.2min} = R_{p0.2min} \cdot A_S$		
					强度等级		
					8.8	10.9	12.9
	P	$d_2$	$A_S$	$A_{d_3}$	N	N	N
	mm	mm	mm <sup>2</sup>	mm <sup>2</sup>	N	N	N
<b>米制标准螺纹</b>							
M4	0,7	3,545	8,78	7,749	5 600	8 300	9 700
M5	0,8	4,480	14,2	12,69	9 100	13 300	15 600
M6	1	5,350	20,1	17,89	12 900	18 900	22 100
M7	1	6,350	28,9	26,18	18 500	27 000	32 000
M8	1,25	7,188	36,6	32,84	23 400	34 500	40 500
M10	1,5	9,026	58,0	52,30	37 000	55 000	64 000
M12	1,75	10,863	84,3	76,25	54 000	79 000	93 000
M14	2	12,701	115	104,7	74 000	108 000	127 000
M16	2	14,701	157	144,1	100 000	148 000	173 000
M18	2,5	16,376	193	175,1	127 000	181 000	212 000
M20	2,5	18,376	245	225,2	162 000	230 000	270 000
M22	2,5	20,376	303	281,5	200 000	285 000	335 000
M24	3	22,051	353	324,3	233 000	330 000	390 000
M27	3	25,051	459	427,1	305 000	430 000	500 000
M30	3,5	27,727	561	519,0	370 000	530 000	620 000
M33	3,5	30,727	694	647,2	460 000	650 000	760 000
M36	4	33,402	817	759,3	540 000	770 000	900 000
M39	4	36,402	976	913,0	640 000	920 000	1 070 000
<b>米制细螺纹</b>							
M8	1	7,350	39,2	36,03	25 000	37 000	43 000
M9	1	8,350	51,0	47,45	32 500	48 000	56 000
M10	1	9,350	64,5	60,45	41 500	61 000	71 000
M10	1,25	9,188	61,2	56,29	39 000	58 000	67 000
M12	1,25	11,188	92,1	86,03	59 000	87 000	101 000
M12	1,5	11,026	88,1	81,07	56 000	83 000	97 000
M14	1,5	13,026	125	116,1	80 000	118 000	138 000
M16	1,5	15,026	167	157,5	107 000	157 000	184 000
M18	1,5	17,026	216	205,1	143 000	203 000	238 000
M18	2	16,701	204	189,8	135 000	192 000	224 000
M20	1,5	19,026	272	259,0	180 000	255 000	300 000
M22	1,5	21,026	333	319,2	220 000	315 000	365 000
M24	1,5	23,026	401	385,7	265 000	375 000	440 000
M24	2	22,701	384	364,6	255 000	360 000	420 000
M27	1,5	26,026	514	497,2	340 000	485 000	570 000
M27	2	25,701	496	473,2	325 000	465 000	550 000
M30	1,5	29,026	642	622,8	425 000	600 000	710 000
M30	2	28,701	621	596,0	410 000	580 000	680 000
M33	1,5	32,026	784	762,6	520 000	740 000	860 000
M33	2	31,701	761	732,8	500 000	720 000	840 000
M36	2	34,701	915	883,8	580 000	830 000	970 000
M36	3	34,051	865	820,4	570 000	810 000	950 000
M39	2	37,701	1082	1049,0	714 000	1 010 000	1 190 000
M39	3	37,051	1028	979,7	680 000	970 000	1 130 000

说明：根圆直径  $d_3$  参见表 A12

表 A12: 带米制标准螺纹及细牙螺纹的细杆螺栓的螺距, 根圆直径, 细杆直径, 细杆横截面及作用力 F<sub>0.2min</sub> (螺距及根圆直径符合 DIN 13-1-5~8 的规定, 最小屈服极限符合 DIN EN ISO898-1 的规定);

尺寸	螺距	螺纹直径	细部直径	细部横截面	最小屈服极限时的作用力		
					$F_{0.2min} = R_{p0.2max} \cdot \frac{\pi}{4} (d_0 - d_1)^2$		
	P	d <sub>0</sub>	d <sub>1</sub> = 0.9 · d <sub>0</sub>	A <sub>1</sub> = $\frac{\pi}{4} (d_0 - d_1)^2$	强度等级		
mm	mm	mm	mm <sup>2</sup>	B.8	10.9	12.9	
米制标准螺纹							
M4	0,7	3,141	2,83	6,28	4 000	5 800	6 900
M5	0,8	4,019	3,62	10,3	6 600	9 700	11 300
M6	1	4,773	4,30	14,5	9 300	13 600	15 900
M7	1	5,773	5,20	21,2	13 600	19 900	23 300
M8	1,25	6,466	5,82	26,6	17 000	25 000	29 500
M10	1,5	8,160	7,34	42,4	27 000	40 000	46 500
M12	1,75	9,853	8,87	61,8	39 500	58 000	68 000
M14	2	11,546	10,4	84,8	54 000	80 000	93 000
M16	2	13,546	12,2	117	75 000	110 000	128 000
M18	2,5	14,933	13,4	142	94 000	133 000	156 000
M20	2,5	16,933	15,2	182	120 000	171 000	201 000
M22	2,5	18,933	17,0	228	151 000	214 000	250 000
M24	3	20,319	18,3	263	173 000	247 000	290 000
M27	3	23,319	21,0	346	228 000	325 000	380 000
M30	3,5	25,706	23,1	420	275 000	395 000	460 000
M33	3,5	28,706	25,8	524	345 000	495 000	580 000
M36	4	31,093	28,0	616	405 000	580 000	680 000
M39	4	34,093	30,7	739	490 000	700 000	810 000
米制细螺纹							
M8	1	6,773	6,10	20,2	18 700	27 500	32 000
M9	1	7,773	7,00	38,4	24 600	36 000	42 500
M10	1	8,773	7,90	49,0	31 500	46 000	54 000
M10	1,25	8,466	7,82	45,6	29 000	43 000	50 000
M12	1,25	10,466	9,42	60,7	44 500	66 000	77 000
M12	1,5	10,180	9,14	65,7	42 000	62 000	72 000
M14	1,5	12,160	10,94	84,1	60 000	88 000	103 000
M16	1,5	14,160	12,74	128	82 000	120 000	140 000
M18	1,5	16,160	14,54	166	110 000	156 000	183 000
M18	2	15,546	13,99	154	101 000	145 000	169 000
M20	1,5	18,160	16,34	210	138 000	197 000	231 000
M22	1,5	20,160	18,14	259	171 000	243 000	285 000
M24	1,5	22,160	19,94	312	206 000	295 000	345 000
M24	2	21,546	19,39	285	185 000	280 000	325 000
M27	1,5	25,160	22,64	403	265 000	390 000	445 000
M27	2	24,546	22,09	383	255 000	360 000	420 000
M30	1,5	28,160	25,34	504	335 000	475 000	550 000
M30	2	27,546	24,79	483	320 000	455 000	530 000
M33	1,5	31,160	28,04	618	410 000	580 000	680 000
M33	2	30,546	27,49	594	390 000	560 000	650 000
M36	2	33,546	30,19	716	470 000	670 000	780 000
M36	3	32,319	29,09	664	440 000	620 000	730 000
M39	2	36,546	32,89	850	551 000	799 000	935 000
M39	3	35,319	31,79	794	520 000	750 000	870 000

表 A13.提高螺栓连接工作可靠性的措施

措施 \ 目标	目标		
	1	2	3
			降低螺栓的负荷 降低螺栓的应力 提高螺栓的承载能力
几何形状			螺栓连接
	+		形成对称的压力锥 ( $s_{sym} = 0$ )
	+		通过形成压力锥(G或G')降低 $\delta_p$ 及 $\beta_p$
	+		通过在分界面中的完全接触降低 $\delta_p$ 及 $\beta_p$ :
	+		增加螺栓的数量
	+		加载点在对称轴的近旁 ( $a=0$ )
	+		在加载点偏心时, 努力达到平行的变形
	+		力的传递在分界面的近旁 ( $n=0$ )
	+		超出规定范围, 从而形成支撑作用( $V=G/2$ )
	+		通过平行的支承面降低弯曲负荷
	+		在分界面或其他有可靠连接作用的元件中通过较大的摩擦系数 $\mu$ 避免横向移动:
	+	+	通过较少的分界面总数及较小的粗糙度降低由于位移引起的预紧力损耗:
		螺栓及螺母	
+		通过异径杆或异径套筒提高 $\delta_s$	
+	+	通过异径杆或异径套筒提高 $\beta_s$	
		通过较小的螺纹直径充分利用尺寸的影响	
+		通过较大的 $\delta_s$ , 减少由于位移引起的预紧力损耗:	
+		通过螺纹连接、拧入深度及外部螺母的形状的互相配合, 使螺纹的负荷分布最佳化:	
+	+	在拧入式连接时, 螺孔为沉孔	
材料			螺栓连接
	+		通过较高的的 E 模数降低 $\delta_p$
		+	通过合适的热膨胀系数降低热负荷
			螺栓及螺母
	+		通过螺栓或螺母较低的 E 模量提高 $\delta_s$ 及 $\beta_s$
		+	通过螺母较低的强度或较低的 E 模数, 使螺纹的负荷分布最佳化
		避免边缘渗碳	
		使用较高强度的螺栓	
		使用最终轧制的螺栓	
安装			螺栓及螺母
	+		通过较高的预紧力避免横向移动及保证密封性能
	+		通过使用高强度螺栓及超弹性地拧紧提高预紧力
+		提高预紧力, 同时通过较小的 $\mu_0$ 或无扭转地拧紧降低扭转负荷:	

表 A14 按照功能及作用原理，对防松元件进行分类

松动的原因	防松元件的分类		实例
	按照功能	按照作用原理	
由于嵌入和/或松弛而松动	部分补偿由于嵌入及松弛引起的损耗	连接中被紧固的弹性元件	盘形弹簧 弹簧垫圈 (DIN6796 及 DIN6908) 组合螺栓 (DIN6900 及 (DIN6901) 组合螺母
由于自动锁紧失效而松动	锁紧	直接锁住	六角开槽螺母 (DIN935) 带开口销孔的螺栓 (DIN962) 钢丝加固 外舌制动垫圈 (DIN432)
		紧固	带紧固件的全金属螺母 带非金属嵌件的螺母*) 螺纹中有非金属涂层的螺栓*) 变形螺纹的螺栓
	防松动	微型锁紧	锯齿形锁紧螺栓 锯齿形锁紧螺母 锁紧垫圈
		粘接	微囊粘接的螺栓*) 液态粘接剂*)

\*) 注意与温度的关系

## 附件 B 计算例题

### 实例 B1

液压缸中活塞及活塞杆之间螺栓连接的计算作为同心紧固及同心负荷的实例

#### B1.1 初始条件

在图 B1/1 中的螺栓连接上是同心负荷及同心紧固；在内压力  $p_{\max} = 5.5 \text{ N/mm}^2$  及承载面积  $A = (80^2 - 25^2) \cdot \pi / 4 = 4.536 \text{ mm}^2$  时产生一个轴向作用力  $F_{A\max} = p_{\max} \cdot A = 24.9 \text{ kN}$ 。

尺寸	
$L_g = 60 \text{ mm}$	$D_{St} = 25 \text{ mm}$
$L = 55 \text{ mm}$	$D_Z = 80 \text{ mm}$

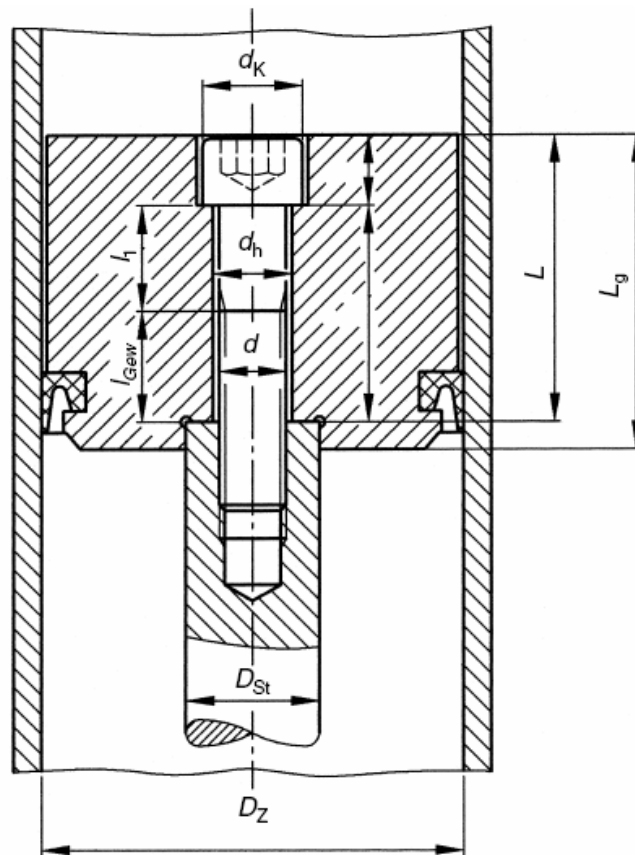


图 B1/1: 活塞及活塞杆之间有中心螺栓连接的液压缸。

液压缸是具有每小时 300 个工作行程的压力机的部件，因此，轴向作用力应作为动态作用力来考虑，由于安全的原因，剩余紧固作用力因螺栓的密封作用（通过工作作用力卸载时）至少应为

$$F_{KR\min} = 10^3 \text{ N}。$$

规定活塞材料为 16MnCr5，活塞杆（连杆）材料为 C45，相应的表面粗糙度为  $R_z = 16 \mu\text{m}$ 。

该螺栓连接应使用有显示系统的扭矩扳手拧紧。

#### B1.2 计算程序

R0 大致确定螺栓额定直径的近似值，检查有效范围

使用表 A7, 在作用于中心的动态工作作用力  $F_{Amax} = 24.9 \cdot 10^3 N$  及  $F_Q = 0$  时可以按照下文所述求出螺栓的额定直径:

A 以  $F=25000$  牛顿作为  $F_{Amax}$  的最大作用力

B2 在动态负荷及中心负荷的轴向作用力  $F_A$  时向下一格得到  $F_{Mmin} = 40000N$ 。

C 在用扭矩扳手拧紧时向下一格, 最终  $F_{Mmax} = 63000N$ 。

D 如果选择强度等级 (12.9) 从表 A7 的第 2 栏选择螺栓尺寸 M12, 从而使活塞杆横截面变细保持一个较小的值。

选择液压缸螺栓: ISO 4762-M12×60-12.9, 从而产生下列尺寸:

沉孔 (见 DIN 974)	$t = 13 \text{ mm}$
紧固长度	$l_K = L - t = 42 \text{ mm}$
杆的长度	$l_1 = 24 \text{ mm}$
可加载的螺纹长度	$l_{Gew} = l_K - l_1 = 18 \text{ mm}$
孔的直径“中等”, 按照 DIN ISO 273的规定	$d_h = 13,5 \text{ mm}$
螺距	$P = 1,75 \text{ mm}$
节园直径	$d_2 = 10,863 \text{ mm}$
根园直径	$d_3 = 9,85 \text{ mm}$
顶园直径	$d_K = 18 \text{ mm}$
螺栓头下面的支承直径	$d_W = 17,23 \text{ mm}$
通过根园直径的横截面	$A_{d_3} = 76,25 \text{ mm}^2$
额定横截面	$A_N = 113,1 \text{ mm}^2$
应力横截面	$A_S = 84,3 \text{ mm}^2$

由于同心紧固及同心负荷, 不需要检查极限尺寸  $G'$ 。

R1 拧紧系数

按照拧紧工具 (有显示系统的扭矩扳手), 根据表 A8 在摩擦系数等级 B 时确定:

$$\alpha_A = 1,7$$

R2 需要的最小紧固作用力

螺栓连接是对称紧固 ( $s_{sym} = 0$ ), 并且在同心施加负荷 ( $a=0$ ), 因此, 按照任务要求:

$$F_{Kerf} = F_{KRmin} = 10^3 N$$

R3 工作作用力的分解, 弹性柔性及作用力传递系数

螺栓的弹性柔性  $\delta_s$  根据 5.1.1.章中的公式确定:

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \dots \delta_{Gew} + \delta_{GM}$$

此时  $E_S = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ , 则:

$$\delta_{SK} = \frac{0,4 \cdot d}{E_S \cdot A_N} = 0,207 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_1 = \frac{l}{E_S \cdot A_N} = 1,035 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_{d_3}} = 1,152 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{GM} = \delta_G + \delta_M = \frac{l_G}{E_S \cdot A_{d_3}} + \frac{l_M}{E_S \cdot A_N}$$

$$= \frac{1}{E_S} \cdot \left( \frac{0,5 \cdot d}{A_{d_3}} + \frac{0,33 \cdot d}{A_N} \right)$$

$$\delta_{GM} = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_S = 2,95 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

由于螺栓头支承直径 ( $d_w = 17.23 \text{ mm}$ ) 及分界面中的支承直径 ( $D_{St} = 25 \text{ mm}$ ) 之间的差别较小, 可以近似地把螺栓连接看作 DSV, 化简成用平均支承直径进行计算:

$$d_{Wm} = (d_w + D_{St}) / 2 = 21,11 \text{ mm}$$

为了求得被紧固的活塞的弹性柔度, 应首先根据公式 (5.1/23) 计算极限直径  $D_{A,Gr}$ :

$$D_{A,Gr} = d_{Wm} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D$$

$$\beta_L = \frac{l_K}{d_{W,m}} = \frac{42}{21,11} = 1,99$$

并且算出基体的外径。

$$D'_A = D_Z = 80 \text{ mm}$$

$$y = \frac{D'_A}{d_{Wm}} = \frac{80}{21,11} = 3,79$$

DSV 根据公式 (5.1/27):

$$\tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \ln (\beta_L / 2) + 0,153 \ln y = 0,566$$

紧固长度范围内的可能存在的分界面的外径 (因为与 DSV 近似), 可以认为:

$$D'_A = D_Z = 80 \text{ mm}$$

接着在贯穿型螺栓连接时以  $W=1$  代入:

$$D_{A,Gr} = d_{Wm} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D = 44,9 \text{ mm} < 80 \text{ mm} = D_A$$

被紧固的活塞的柔性由于  $D_A \geq D_{A,Gr}$ , 也就是有 2 个旋转对称的变形锥体, 使用  $E_p = 205 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$  按照公式 (5.1/24) 进行计算:

$$\delta_p = \frac{2 \ln \left[ \frac{(d_{Wm} + d_h) \cdot (d_{Wm} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D - d_h)}{(d_{Wm} - d_h) \cdot (d_{Wm} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D + d_h)} \right]}{w \cdot E_p \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan \varphi_D} =$$

$$\delta_p = \frac{2 \ln \left[ \frac{(21,11 + 13,5) \cdot (21,11 + 1 \cdot 42 \cdot 0,566 - 13,5)}{(21,11 - 13,5) \cdot (21,11 + 1 \cdot 42 \cdot 0,566 + 13,5)} \right]}{1 \cdot 2,05 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 13,5 \cdot 0,566} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 0,363 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

因此, 在螺栓头的下面施加作用力时载荷系数的为:

$$\Phi_K = \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} = \frac{0,363}{0,363 + 2,95} = 0,11$$

这样的作用力不可以作为计算的依据, 因此, 作用力传递系数  $n$  必须根据图 5.2/12 及表 5.2/1 求出; 作为一个(略微倾斜)的基体, 也就是不存在连接物体, 同时由于只有同心载荷, 可以认为:  $l_A=0$ , 按照力的作用线 SV6 确定为图 5.2/12 规定的连接情况, 以下列尺寸及比值:

$$a_k = (D_Z - d_{Wm})/2 = 29,45 \text{ mm}$$

$$a_k/h = 29,45/42 = 0,7 \text{ and}$$

$$l_A/h = 0$$

按照表 5.2/1 在  $a_k/h \geq 0,5$  时得出:

$$n = 0,07$$

因此, 载荷系数:

$$\Phi_n = n \cdot \Phi_K = 0,07 \cdot 0,11 = 0,008$$

R4 确定由于嵌入产生的预紧力损耗  $F_z$

按照表 5.4/1 的规定, 根据现有的轴向载荷及  $R_z 16$ , 螺纹及螺栓头支承产生了  $3 \mu\text{m}$  的嵌入, 分界面中  $2 \mu\text{m}$  的嵌入, 因此:

$$f_Z = 8 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

因此, 预紧力损耗为

$$F_Z = f_Z \frac{1}{\delta_S + \delta_P} = 2,415 \cdot 10^3 \text{ N}$$

R5 求出最小安装预紧力

按照公式 (R5.1):

$$F_{M\min} = F_{Kerf} + (1 - \Phi_{en}^{\infty}) F_{A\max} + F_Z + \Delta F'_{Vth}$$

接着

$$\begin{aligned} F_{M\min} &= 1.000 + (1 - 0,008) \cdot 24.900 + 2.415 + 0 \\ &= 28.116 \text{ N} \end{aligned}$$

R6 最大安装预紧力

$$F_{M\max} = \alpha_A \cdot F_{M\min} = 1,7 \cdot 28.116 \text{ N} = 47.797 \text{ N}$$

R7 求出安装负荷及检查螺栓尺寸

从表 A1 可以获得 90% 最小屈服极限的利用率及螺纹中最小摩擦系数  $\mu_{G\min} = 0,1$  时的安装预紧力  $F_{Mzul}$  :

$$\text{强度 12.9: } F_{Mzul} = F_{MTab} = 75,9 \text{ (千牛顿)}$$

$$\text{强度 10.9: } F_{Mzul} = F_{MTab} = 64,8 \text{ 千牛顿)}$$

设计修改为价格合适的圆柱螺栓: DIN EN ISO 4762-M12X60, 此处:  $F_{M\max} < F_{Mzul(10.9)}$ 。

所选择的螺栓符合要求

R8 工作负荷

在最大螺栓作用力时, 按照公式 (R8/1)

$$\begin{aligned} F_{S\max} &= F_{Mzul} + \Phi_n \cdot F_{A\max} = 64.800 + 0,008 \cdot 24.900 \\ F_{S\max} &= 64.999 \text{ N} \end{aligned}$$

最大拉伸应力

$$\sigma_{z\max} = F_{S\max} / A_S = 64.999 / 84,3 = 771 \text{ N/mm}^2$$

最大扭转应力

$$\tau_{\max} = M_G / W_P$$

$$M_G = F_{Mzul} \frac{d_2}{2} \left( \frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G\min} \right)$$

$$\begin{aligned} M_G &= 64.800 \cdot \frac{10,863}{2} \cdot \left( \frac{1,75}{\pi \cdot 10,863} + 1,155 \cdot 0,1 \right) \\ &= 58.700 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

并且

$$W_P = \frac{\pi}{16} d_S^3 = \frac{\pi}{16} \cdot \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 10,356^3$$

$$= 218 \text{ mm}^3 \text{ follows that:}$$

$$\tau_{\max} = 269,3 \text{ N/mm}^2$$

算出对比应力（使用公式 R8/4 及  $k_\tau=0.5$ ）:

$$\sigma_{\text{red,B}} = \sqrt{\sigma_{z \max}^2 + 3(k_\tau \cdot \tau_{\max})^2}$$

$$= \sqrt{771^2 + 3(0,5 \cdot 269,3)^2} = 806 \text{ N/mm}^2$$

因此,

$$\sigma_{\text{red,B}} < R_{p0,2 \min} = 940 \text{ N/mm}^2 \text{ (DIN EN ISO 898)}$$

并且

$$S_F = R_{p0,2 \min} / \sigma_{\text{red,B}} = 1,17$$

螺栓能承受最大工作负荷

R9 交变载荷

由于同心加载及紧固，螺栓的连续交变载荷使用下列公式

$$\sigma_a = \frac{F_{SAo} - F_{SAu}}{2 \cdot A_S} = \frac{\Phi_n \cdot (F_{A \max} - F_{A \min})}{2 \cdot A_S}$$

$$= \frac{0,008 \cdot (24.900 - 0) \cdot N}{2 \cdot 84,3 \cdot \text{mm}^2} = 1,2 \text{ N/mm}^2$$

热处理前滚制的螺栓耐疲劳极限按照公式 (5.5/19);

$$\sigma_{ASV} = 0,85 \cdot (150 / d + 45) = 48,9 \text{ N/mm}^2$$

螺栓连接高疲劳强度:  $\sigma_a \ll \sigma_A$

R10 求出表面压力:

求出螺栓头下支承的较小的面积:

$$A_{p \min} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_W^2 - d_h^2) = 90 \text{ mm}^2$$

因此，在安装状态时可以认为:

$$P_{M \max} = \frac{F_{M \text{zul}}}{A_{p \min}} = \frac{64,8 \cdot 10^3}{90} \cdot \frac{N}{\text{mm}^2} = 720 \text{ N/mm}^2$$

按照表 A9, 16MnCr5 的接触面压力,  $p_G = 900 \text{ N/mm}^2$

安全系数  $S_p = p_G / p_{M_{\max}} = 1,25$

因为  $F_Z > \Phi_n \cdot F_{A_{\max}} = 199 \text{ N}$  牛顿，所以忽略操作中的表面压力的计算。

R11 最小拧入深度

根据表 A9，活塞杆（C45）材料的抗剪强度为  $\tau_{B_{\min}} = 460 \text{ N/mm}^2$ ，接着根据图 5.5/4，得到有关的拧入深度。

$$m_{\text{eff}} / d = 0,9$$

因此  $m_{\text{eff}} = 10,8 \text{ mm}$

在减去  $(d-d_3) / 2 = 1,1$  的螺纹斜边时：

$$m_{\text{vorh}} = l_S - l_K - 1,1 \text{ mm} = 60 - 42 - 1,1 = 16,9 \text{ mm}$$

以  $m_{\text{vorh eff}} = m_{\text{vorh}} - 0,8 \cdot P = 15,5 \text{ mm}$

接着： $m_{\text{vorh eff}} > m_{\text{eff}}$

该拧入深度及螺栓长度已经足够。

R12 省略防止滑动的可靠性的计算

R13 求出拧紧扭矩

在  $\mu_{G_{\min}} = \mu_{K_{\min}} = 0,1$  时，按照表 A1，必须的拧紧扭矩为： $M_A = 108 \text{ Nm}$

## 实例 B2

刚性联轴节的螺栓连接的计算，作为承受横向作用力负荷的螺栓的实例。

B2.1 原始条件

应确定圆盘联轴节上螺栓连接的尺寸，图 B2/1，依靠粘附（摩擦）传递的扭矩为（2 个转动方向）：

$$M_{T_{\max}} = 13 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

联轴节的 2 个部分由 GG25（EN-GJL-250）制成，用  $i=12$  的六角头螺栓（DINENISO4014）连接。使用能发出信号的扭矩扳手拧紧，同时可以从一些调整试验中获得经的验值。可以认为 GJT-GJL 材料组合的最小附着摩擦系数  $\mu_{T_{\min}} = 0,15$ ，联轴节 2 个部分的表面粗糙度为  $R_z < 10 \mu\text{m}$ 。

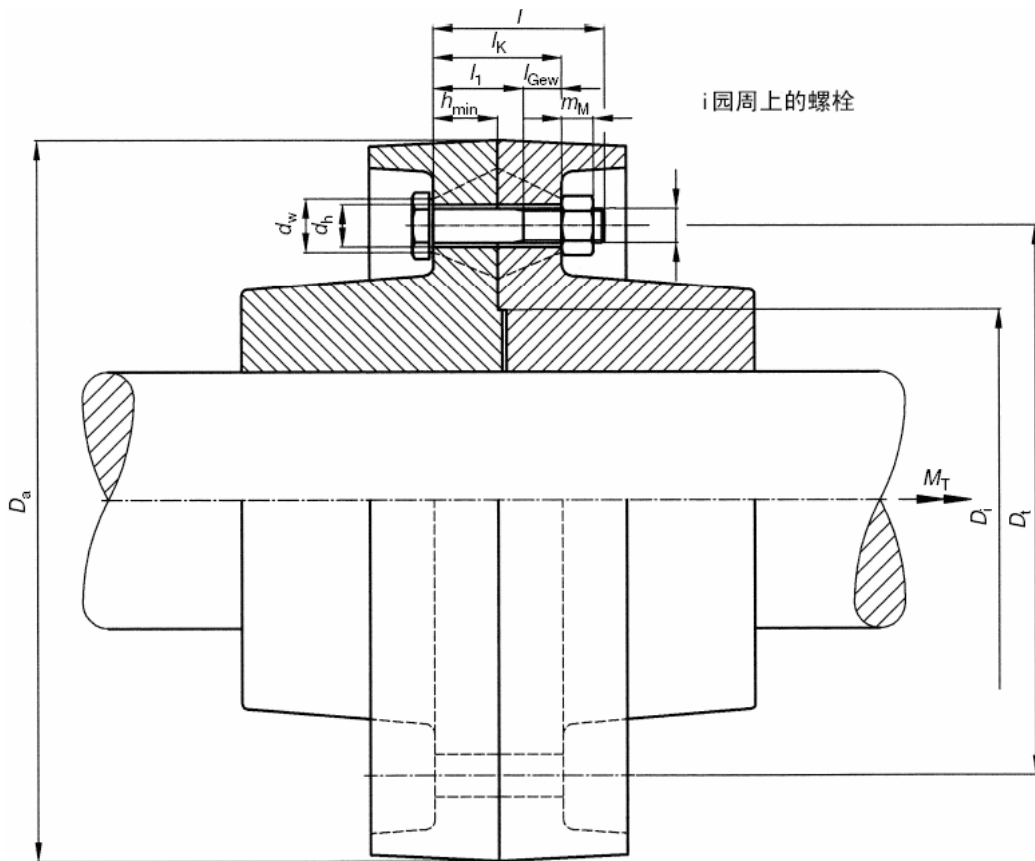


图 B2/1: 园盘联轴节的螺栓连接,

Abmessungen/ 尺寸	
$l_K = 60 \text{ mm}$	$D_t = 258 \text{ mm}$
$h_{\min} = l_K/2 = 30 \text{ mm}$	$D_i = 178 \text{ mm}$
	$D_a = 338 \text{ mm}$

## B2.2 计算程序

R0 确定螺栓额定直径的近似值, 并且检查有效范围

螺栓连接承受扭矩  $M_{T\max}$  的负荷由此产生的每个螺栓上的圆周力即横向作用力使用节圆直径

DL

算出:

$$F_{Q\max} = \frac{2M_{T\max}}{i \cdot D_t} = 8,4 \cdot 10^3 \text{ N}$$

由于  $F_A=0$ , 使用扭矩扳手拧紧时按照表 A7 中 A~D 的说明进行。

A 与  $F_{Q\max}$  最接近的较大的对比作用力为  $F=10000$  牛顿

B1 在动态横向作用力  $F_Q$  时向下 4 格, 得到  $F_{M\min}=63000$  牛顿

C 使用扭矩扳手拧紧时向下 1 格, 最终得出  $F_{M\max}=100000$  牛顿

D 在选择强度等级 10.9 时, 从表 A7 的第 3 栏中获得螺栓尺寸 M16

使用与螺栓相符的强度等级的标准螺母,

尺寸, 符合 DIN EN ISO 4014, DIN EN 20 273, DIN EN ISO 4032 及 表A11	材料值 (表A9)
$d = 16 \text{ mm}$	$E_S = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
$d_3 = 13,546 \text{ mm}$	$E_M = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
$d_W = 22,5 \text{ mm}$	$E_P = 1,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
$d_h = 17 \text{ mm}$	
$P = 2 \text{ mm}$	
$d_{ha} = 17,7 \text{ mm}$ (hole chamfer)	
$l = 80 \text{ mm}$	
$l_1 = 42 \text{ mm}$	
$l_{Gew} = 18 \text{ mm}$	
$m_M = 14,1 \text{ mm}$	
$A_N = \pi d^2/4 = 201,06 \text{ mm}^2$	
$A_{d_3} = 144 \text{ mm}^2$	

因为只有一个横向负荷，可以省略检查有效范围

R1 求出拧紧系数 $\alpha_A$

根据一些校准试验的知识，在使用扭矩扳手拧紧时，从表 8 得到值的范围为 $\alpha_A = 1.5 \sim 1.6$

从安全考虑，选择：

$$\alpha_A = 1,6$$

R2 求出必须的最小紧固作用力 $F_{kerf}$

提供的摩擦连接的螺栓连接为了传递规定的动态横向作用力 $F_Q$ 在传递作用力的内分界面时需要一个最小紧固作用力

$$F_{Kerf} = F_{FQ} = \frac{F_{Qmax}}{q_F \mu_{Tmin}} = \frac{8.400 \text{ N}}{1 \cdot 0,15} = 56 \text{ kN}$$

因为螺栓没有轴向工作负荷，可以认为距离 $a=0$ ，偏心度 $S_{sym}$ 在下面说明。

R3 分解工作载荷，弹性柔度及作用力传递系数

因为工作载荷作为横向载荷出现，所以用不着确定 $F_{SA}, F_{PA}$ 和 $\Phi_{en}^*$

用公式(5.1/3)算出螺栓的柔性：

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \dots + \delta_{Gew} + \delta_{GM}$$

以及使用公式(5.1/4)~(5.1/15)：

$$\delta_{SK} = \frac{0,5 \cdot d}{E_S \cdot A_N} = \frac{0,5 \cdot 16}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 201,06} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 0,194 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_1 = \frac{l_1}{E_S \cdot A_N} = \frac{42}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 201,06} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 1,019 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_{d_3}} = \frac{18}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 144} = 0,61 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_{Gm} = \delta_G + \delta_M = \frac{0,5 \cdot d}{E_S \cdot A_{d_3}} + \frac{0,4 \cdot d}{E_M \cdot A_N}$$

$$= \frac{0,5 \cdot 16}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 144} \frac{\text{mm}}{\text{N}} + \frac{0,4 \cdot 16}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 201,06} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 0,426 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_S = 2,249 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

按照公式 (5.1/23), 在贯穿型螺栓连接时  $W=1$  的极限直径  $D_{A,GR}$  为:  $D_{A,GR} = d_W + l_K \cdot \tan \varphi_D$   
使用

$$\beta_L = \frac{l_K}{d_W} = \frac{60}{22,5} = 2,67$$

以及基体的平均等效外径, 同时注意圆周方向中到下一个孔壁的延伸 (间距  $t$ )

$$D'_{Am} = \frac{D'_{A1} + D'_{A2}}{2}$$

$$D'_{A1} = (D_a - D_i) / 2 = 80 \text{ mm}$$

$$D'_{A2} = 2 \cdot t - d_h = \frac{2 \cdot D_t}{i} \pi - d_h = 118 \text{ mm}$$

$$D'_{Am} = 99 \text{ mm}$$

可以得到:

$$y = \frac{D'_{Am}}{d_W} = \frac{99}{22,5} = 4,4$$

在 DSV 时按照公式 (5.1/27)

$$\tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \ln(\beta_L/2) + 0,153 \ln y = 0,598$$

现有情况中的分界面平均等效外径为:

$$D_{Am} = D'_{Am}$$

因此:

$$D_{A,Gr} = d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D = 58,4 \text{ mm} < 99 \text{ mm} = D_{Am}$$

因为  $D_A \geq D_{A,Gr}$ , 涉及到 2 个变形锥, 重叠的被紧固件的柔性按照 5.1.2.1 章的规定使用公式 (5.1/24) 计算:

$$\delta_p = \frac{2 \ln \left[ \frac{(d_W + d_h) \cdot (d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D - d_h)}{(d_W - d_h) \cdot (d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D + d_h)} \right]}{w \cdot E_P \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan \varphi_D}$$

$$\delta_p = \frac{2 \ln \left[ \frac{(22,5 + 17) \cdot (22,5 + 1 \cdot 60 \cdot 0,598 - 17)}{(22,5 - 17) \cdot (22,5 + 1 \cdot 60 \cdot 0,598 + 17)} \right]}{1 \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 17 \cdot 0,598} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 0,781 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

变形锥体是侧面对称, 所以  $s_{sym} = 0$ 。

#### R4 预紧力变化 $F_Z$

根据表 5.4/1, 在剪切载荷及规定粗糙度  $R_z < 10 \mu\text{m}$  时, 螺纹中的位移量为 3mm, 螺栓头支承及螺母支承为总共  $6 \mu\text{m}$ , 分界面中为  $2 \mu\text{m}$ , 总位移量为:

$$f_Z = 11 \mu\text{m}$$

按照公式 (5.4/6), 位移作用力损耗为:

$$F_Z = f_Z / (\delta_S + \delta_p) = 3.630 \text{ N}$$

#### R5 求出最小安装预紧力 $F_{Mmin}$

因为不需要考虑热影响 ( $\Delta F_{Vth} = 0$ ) 及轴向载荷, 因此, 需要的最小安装预紧力为:

$$F_{Mmin} = F_{Kerf} + F_Z = 56.000 \text{ N} + 3.630 \text{ N} = 59.630 \text{ N}$$

#### R6 求出最大安装预紧力 $F_{Mmax}$

在考虑 R1 及 R5 的条件下, 算出最大安装预紧力:

$$F_{Mmax} = \alpha_A \cdot F_{Mmin} = 1,6 \cdot 59.630 \text{ N} = 95.408 \text{ N}$$

#### R7 求出安装载荷及检查螺栓尺寸

在 90% 的最小屈服极限  $R_{p0.2min}$  时, 安装预紧力  $F_{Mzul}$  可以从表 A1 ( $\mu_{Gmin} = 0.12$ ) 读得

$$F_{MTab} = F_{Mzul} = 118.800 \text{ N}$$

因为 118800 牛顿  $\geq$  95408 牛顿，所以满足了需要的关系  $F_{Mzul} \geq F_{Mmax}$

R8 省略计算工作负荷

R9 省略计算交变负荷

R10 求出表面压力  $P_{max}$

使用允许安装预紧力  $F_{Mzul}$  及最小支承面  $A_{pmin}$  按照公式 (5.5/41)，同时  $D_{Ki} = d_{ha}$

$$\begin{aligned} A_{pmin} &= \frac{\pi}{4}(d_w^2 - d_{ha}^2) = \frac{\pi}{4}(22,5^2 - 17,7^2) \text{ mm}^2 \\ &= 151,5 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

因为材料 GJL-250 的允许接触面压力  $p_G = 850 \text{ MPa}$  (表 A9)，则

$$P_{Mmax} = \frac{F_{Mzul}}{A_{pmin}} = \frac{118.800 \text{ N}}{151,5 \text{ mm}^2} = 784 \text{ MPa} < 850 \text{ MPa}$$

因为在使用中没有轴向载荷，不用进行关于  $P_{Bmax}$  的证明。

R11 求出最小拧入深度

因为使用强度与螺栓相符的标准螺母，因此省略

R12 求出防止滑动的安全系数  $S_G$  及剪切负荷  $\tau_{Qmax}$

根据公式 (R12/1)，最小预紧力及紧固作用力为：

$$\begin{aligned} F_{Vmin} = F_{KR,min} &= \frac{F_{Mzul}}{\alpha_A} - F_Z = \frac{118.800}{1,6} \text{ N} - 3.630 \text{ N} \\ &= 70.620 \text{ N} \end{aligned}$$

由此可以算出现在的防滑动安全系数

$$S_G = \frac{F_{KRmin}}{F_{KQerf}} = \frac{70.620 \text{ N}}{56.000 \text{ N}} = 1,26$$

因此， $S_G \geq 1.2$  (与推荐的相同)

如果螺栓连接由于未预见到的横向载荷的峰值而滑动，受危害的横截面  $A_\tau = A_N$  中的螺栓最大剪切负荷为

$$\tau_{max} = \frac{F_{Qmax}}{A_\tau} = \frac{8.400 \text{ N}}{201,06 \text{ mm}^2} = 41,8 \text{ MPa}$$

根据表 5.5/2 规定的抗剪强度关系及螺栓的额定断裂应力  $R_m$  算出其抗剪强度

$$\tau_B = \frac{\tau_B}{R_m} R_m = 0,62 \cdot 1.000 \text{ MPa} = 620 \text{ MPa}$$

因为  $\tau_B \gg \tau_{max}$ ，证实了螺栓抗剪切的可靠性。

R13 求出拧紧扭矩

根据表 A1，对于选择的螺栓 (M16，强度等级 10.9， $\mu_{Gmin} = 0.12$ )，确定拧紧扭矩 (使用螺

栓头摩擦系数  $\mu_{Kmin} = 0.12$ )， $M_A = 302 \text{ Nm}$ 。

### 实例 B3

使用中间螺栓的飞轮紧固系统的计算作为螺栓具有扭转剪切负荷的实例

#### B3.1 原始条件

图 B3/1 及表 B3/1 的螺栓连接应依靠粘附（摩擦）传递 110Nm 的扭矩。严格地讲，有下列 2 个途径把曲轴的扭矩传递到飞轮之中：

1. 从曲轴进入飞轮的直接的途径；
2. 经过旋转弹性的空心螺栓及垫圈（E295）进入飞轮的途径

由于空心螺栓的旋转弹性，只有很小的一部分经过第 2 个途径传递，所以，从安全考虑在计算时假设全部扭矩以第 1 个途径传递。

带有一个中间螺栓的飞轮的紧固系统（16MnCr5）由于紧固件及被紧固件的旋转对称的形状是同心紧固的旋入式螺栓连接（ESV）的实例。该螺栓由于结构的原因制作成特殊结构的空心螺栓，螺纹按 DIN13 的规定，尺寸为 M27x2，强度等级 8.8，飞轮及曲轴（16MnCr5）之间形成分界面的表面的粗糙度为  $R_z \leq 16 \mu\text{m}$ ，略微润滑了螺纹。

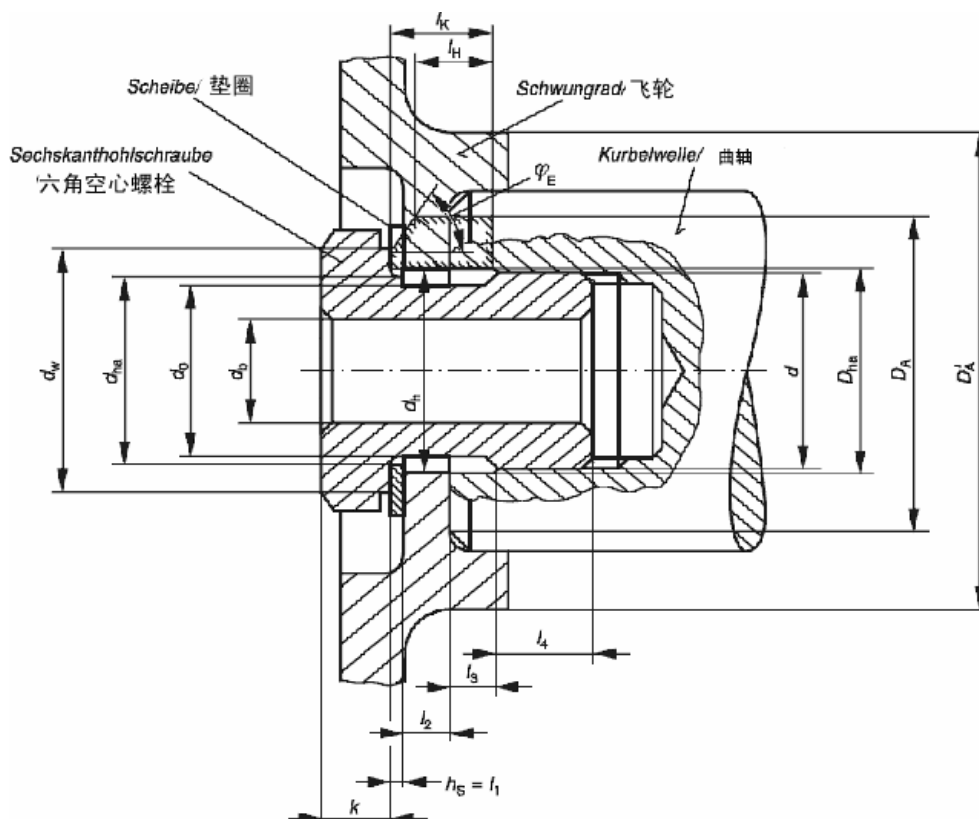


图 B3/1 使用中间螺栓的飞轮紧固系统

表 B3/1 图 B3/1 的尺寸

Bauteil/Abschnitt / 构件	Abmessungen/ 尺寸			
Schraubenkopf/ 螺栓头	$d_{W\min} = 36 \text{ mm}$	$k = 10 \text{ mm}$		
Schraubenschaft/ 螺栓杆	$d_0 = 24 \text{ mm}$	$d_b = 16 \text{ mm}$		
Gewinde/ 螺纹	$d = 27 \text{ mm}$	$d_2 = 25,7 \text{ mm}$	$l_4 = 20 \text{ mm}$	$P = 2 \text{ mm}$
Kurbelwelle/ 曲轴	$D_{ha\max} = 30 \text{ mm}$	$D_A = 48 \text{ mm}$		
verspannte Teile (Schwungrad, Scheibe) 被紧固零件（飞轮，垫圈）	$l_1 = h_S = 1,5 \text{ mm}$ $d_h = 29 \text{ mm}$	$l_2 = 7 \text{ mm}$ $d_{ha\max} = 28 \text{ mm}$	$l_3 = 7,5 \text{ mm}$	$D'_A = 72 \text{ mm}$

### B3.2 计算程序

根据第 4 章规定的计算步骤，对螺栓连接进行核算：

RO 省略

R1 拧紧系数  $\alpha_A$

螺栓使用可以进行测量的精密扭距扳手拧紧

按照表 A8，拧紧系数  $\alpha_A = 1.6$ （摩擦系数等级 B，刚性连接）

R2 需要的最小紧固载荷  $F_{Kerf}$

扭矩  $M_Y = 110 \text{ Nm}$ （牛米）

曲轴及飞轮之间的平均有效摩擦半径：

$$r_a = \frac{D_A + D_{ha \max}}{4} = \frac{48 + 30}{4} = 19,5 \text{ mm}$$

假设分界面（干燥）的摩擦系数为 0.10（表 A6），有关的内分界面  $q_M = 1$

为了形成摩擦连接，按照（R2/1）及（R2/4），

$F_{Kerf}$  必须为：

$$\begin{aligned} F_{Kerf} &= F_{KQ} = \frac{M_Y}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{T \min}} \\ &= \frac{110}{1 \cdot 19,5 \cdot 0,1} = 56,4 \text{ kN} \end{aligned}$$

R3 工作作用力的分解及弹性柔性

空心螺栓的弹性柔性  $\delta_S$  按照公式（5.1/3）：

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_i + \delta_{Gew} + \delta_{GM}$$

以  $\delta_{Gew} = 0$  及  $\delta_i = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3$  和  $E_S = E_M = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

进行计算，各种情况时为：

$$\begin{aligned} \delta_{SK} &= \frac{l_{SK}}{E_S(A_N - A_{Bohrung})} = \frac{0,5 d}{E_S \frac{\pi}{4}(d^2 - d_b^2)} \\ \delta_{SK} &= \frac{0,5 \cdot 27}{2,05 \cdot 10^5 \frac{\pi}{4}(27^2 - 16^2)} = 0,17727 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \\ \delta_i &= \frac{l_1 + l_2 + l_3}{E_S(A_0 - A_{Bohrung})} = \frac{16}{2,05 \cdot 10^5 \frac{\pi}{4}(24^2 - 16^2)} \\ &= 0,3105 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \end{aligned}$$

接着以  $d_3 = 24,546 \text{ mm}$ ，按照 DIN13-12 及表 A12

$$\begin{aligned}
\delta_{GM} &= \delta_G + \delta_M \\
&= \frac{l_G}{E_S(A_{d_3} - A_{\text{Bohrung}})} + \frac{l_M}{E_M \cdot A_N} \\
&= \frac{0,5 d}{E_S \frac{\pi}{4}(d_3^2 - d_b^2)} + \frac{0,33 d}{E_M \frac{\pi}{4}d^2} \\
\delta_{GM} &= 0,31789 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}
\end{aligned}$$

产生  $\delta_S$  :

$$\begin{aligned}
\delta_S &= \delta_{SK} + \delta_i + \delta_{GM} \\
&= (0,17727 + 0,3105 + 0,31789) \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \\
\delta_S &= 0,80566 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}
\end{aligned}$$

被紧固件的弹性柔度  $\delta_p$  使用  $D'_A = 72 \text{ mm}$  (由于飞轮轮毂的弹性支承作用) 及 ESV 辅助数值  $w=2$  以及

$$\begin{aligned}
\beta_L &= \frac{l_K}{d_w} = \frac{16}{36} = 0,444 \text{ and } \ln \beta_L = -0,811 \\
y &= \frac{D'_A}{d_w} = \frac{72}{36} = 2 \text{ and } \ln y = 0,6931
\end{aligned}$$

接着按照公式 (5.1/26), 等效圆锥角时:

$$\tan \varphi_E = 0,348 + 0,013 \ln \beta_L + 0,193 \ln y = 0,4712$$

$$\text{因此: } \varphi_E = 25,2^\circ$$

使用标准 (公式 (5.1/23))

$$\begin{aligned}
D_{A_{Gr}} &= d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_E = 36 + 2 \cdot 16 \cdot 0,4712 \\
&= 51,08 \text{ mm} > D_A = 48 \text{ mm}
\end{aligned}$$

得出, 由圆锥及套筒构成变形体

最终按照公式 (5.1/25)

$$\begin{aligned}
\delta_p &= \frac{\frac{2}{w \cdot d_h \cdot \tan \varphi_E} \ln \left[ \frac{(d_w + d_h)(D_A - d_h)}{(d_w - d_h)(D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \left[ l_K - \frac{D_A - d_w}{w \cdot \tan \varphi_E} \right]}{E_P \cdot \pi} \\
\delta_p &= \frac{\frac{2}{2 \cdot 29 \cdot 0,4712} \ln \left[ \frac{(36+29)(48-29)}{(36-29)(48+29)} \right] + \frac{4}{48^2 - 29^2} \left[ 16 - \frac{48-36}{2 \cdot 0,4712} \right]}{2,05 \cdot 10^5 \cdot \pi} \\
\delta_p &= 0,1055 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}
\end{aligned}$$

螺栓连接在中心:  $S_{\text{sym}}=0$

由于没有轴向作用力  $F_A$ , 可以使用  $\alpha=0$ , 作用力传递系数:

$n=1$

步骤 (R3/1) ~ (R3/4) 已不需要

R4 预紧力的变化

由于位移产生的预紧力降低为 (按照 (R4/1))

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_P}$$

使用表 5.4/1 的位移量标准值, 在  $R_z \leq 16 \mu\text{m}$  时在考虑剪切负荷的条件下得到各个位移值

在螺纹中:  $f_{z1} \approx 3 \mu\text{m}$

在螺栓头支承中:  $f_{z2} = 4.5 \mu\text{m}$

在内分界面中:  $f_{z3} = 2.5 \mu\text{m}$

总位移量  $f_Z = (3 + 4.5 + 2 \times 2.5) \mu\text{m} = 12.5 \mu\text{m}$

产生预紧力降低:

$$F_Z = \frac{12,5 \cdot 10^{-3}}{(0,80566 + 0,07945) \cdot 10^{-6}} = 13,7 \text{ kN}$$

R5 最小安装预紧力

$$F_{M \min} = F_{\text{Kerf}} + (1 - \Phi) F_A + F_Z + \Delta F'_{V\text{th}}$$

$$F_{M \min} = 56,4 + 0 + 13,7 + 0 = 70,1 \text{ kN}$$

R6 最大安装预紧力

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min}$$

$$F_{M \max} = 1,6 \cdot 70,1 \text{ kN} = 112,2 \text{ kN}$$

R7 检查螺栓的尺寸

表 A1~A4 不适用于这个空心螺栓的实例, 必须算出允许紧固作用力。按照公式 (5.5/4)

$$A_0 = \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_b^2) = 251 \text{ mm}^2 \text{ and}$$

$$W_P = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{d_0^4 - d_b^4}{d_0}$$

在与 (R7/2) 类似时产生

$$F_{M\text{zul}} = A_0 \cdot \frac{v \cdot R_{p0,2\text{min}}}{\sqrt{1+3 \left[ \frac{3}{2} \frac{d_2 \cdot d_0}{(d_0^2 + d_b^2)} \left( \frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G\text{min}} \right) \right]^2}}$$

如果  $R_{p0,2\text{min}} = 660 \text{ MPa}$  ( $d > 16 \text{ mm}$ ),  $v = 0.9$ , 采用摩擦系数等级 B (表 A5),  $\mu_{G\text{min}} = 0.12$ , 产生允许安装预紧力

$$F_{Mzul} = 251 \cdot \frac{0,9 \cdot 660}{\sqrt{1+3 \left[ \frac{3}{2} \frac{25,7 \cdot 24}{(24^2 + 16^2)} \left( \frac{2}{\pi \cdot 25,7} + 1,155 \cdot 0,12 \right) \right]^2}} = 142,2 \text{ kN}$$

因此，(R7/3) 适用：

$$F_{Mzul} > F_{Mmax}$$

则该空心螺栓可以使用，

R8 省略 ( $F_A=0$ )

R9 省略 ( $F_A=0$ )

R10 表面压力

螺栓头支承及坚硬的垫圈之间的表面压强使用空心螺栓的允许安装预紧力  $F_{Mzul}=142.2\text{kN}$  及支承面积计算产生

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_{w \min}^2 - d_{ha \max}^2) = 402,1 \text{ mm}^2$$

(R10/1) 时，

$$\begin{aligned} p_{Mmax} &= F_{Mzul} / A_{p \min} \\ &= 142,2 \text{ kN} / 402,1 \text{ mm}^2 = 353,6 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

接触面压力根据表 A9, E295 时为:  $P_G=710$  牛顿/毫米<sup>2</sup>,

即:  $P_{Mmax} < P_G$  或者按照 (R10/4):  $S_p=2.0$

对于飞轮及垫圈之间的单位面积压力，由于面积较大以及飞轮材料 (表 A9:  $P_G=900$  牛顿//毫米<sup>2</sup>)，用不着进行验证。

(R10/2) 省略，因为  $P_{Mmax} > P_{Bmax}$

R11 拧入深度

5.5.5 章中叙述过的计算适用于实心螺栓，因而很难应用于空心螺栓。螺栓中的孔因为较大的柔性对每个螺纹齿上的负荷分布基本上没有不良的影响。

维持需要的拧入深度只可以估算，如果需要确切的数据，应该进行试验。

根据图 5.5/4，适用于 FKL8.8 及表 A9 规定的 M27 抗剪强度

$\tau_B=650$  牛顿/毫米<sup>2</sup> (在强度的利用率为 100%时) ( $v=1$ )

$$\frac{m_{\text{eff min}}}{d} \approx 0,65$$

在实心螺栓 M27x2 时，按照表 A3，在  $\mu_G=0.12$  时螺栓的最大拉伸力可能为:  $F_{mS}=270$  千牛/0.9 = 300 千牛。与最高允许安装预紧力  $F_{Mzul}$  相比，这个结果比较低，必需的有关拧入深度：

$$\begin{aligned} \left( \frac{m_{\text{eff min}}}{d} \right)_{\text{空心螺栓}} &\approx \frac{m_{\text{eff min}}}{d} \cdot \frac{F_{Mzul}}{F_{mS}} \\ &= 0,65 \cdot \frac{142,2}{300} = 0,31 \end{aligned}$$

现有的拧入深度是在考虑大约 1.5mm 的倒角的条件下算出的：

$$\left(\frac{m_{\text{eff}}}{d}\right)_{\text{vorh.}} \approx \frac{l_4 - 1,5}{d} = \frac{20 - 1,5}{27} = 0,68$$

因此，大致上满足了要求 (R11/1)

$$F_{\text{mS}} < F_{\text{mGM}}$$

R12 防止滑动的可靠性

使用 (R12/1)，产生最小紧固作用力

$$F_{\text{KR min}} = F_{\text{M min}} - (1 - \Phi_{\text{en}}^*) F_{\text{A max}} - F_{\text{Z}} - \Delta F_{\text{Vth}}$$

$$F_{\text{KR min}} = \frac{F_{\text{Mzul}}}{\alpha_{\text{A}}} - F_{\text{Z}} = \frac{142,2}{1,6} - 13,7 = 75,2 \text{ kN}$$

R13 拧紧扭矩

所属的拧紧扭矩使用  $\mu_{\text{G min}} = 0,12$  及  $\mu_{\text{K min}} = 0,10$  (表 A5)

计算:

$$M_{\text{A}} = F_{\text{M zul}} \left[ 0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_{\text{G min}} + \frac{D_{\text{Km}}}{2} \mu_{\text{K min}} \right]$$

$$\text{以 } D_{\text{Km}} = \frac{d_{\text{w min}} + d_{\text{ha max}}}{2} = \frac{36 + 28}{2} = 32 \text{ mm}$$

得出:

$$\begin{aligned} M_{\text{A}} &= 142,2 (0,16 \cdot 2 + 0,58 \cdot 25,7 \cdot 0,12 + 16 \cdot 0,1) \\ &= 527,4 \text{ Nm} \end{aligned}$$

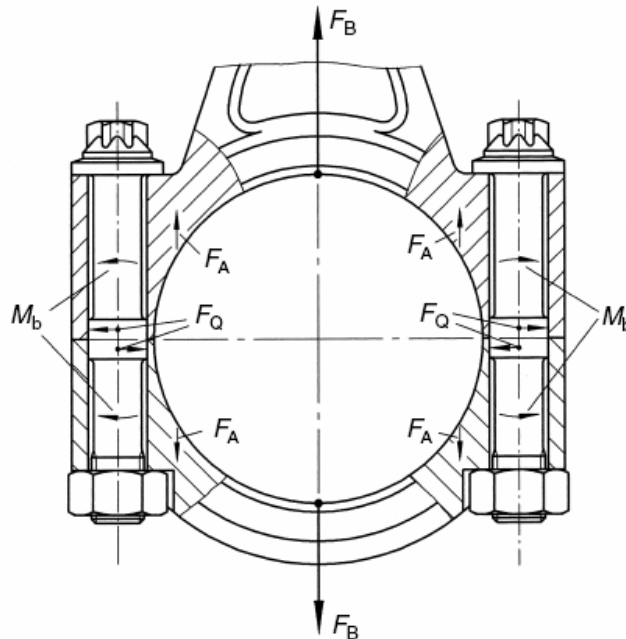


图 B4/1 连杆轴承盖螺栓连接上的作用力及力矩

## 实例 B4

连杆轴承盖螺栓连接，作为偏心紧固及偏心载荷的实例

### B4.1 原始条件

汽车发动机中的连杆轴承盖的螺栓连接由于其结构的原因始终承受偏心负荷，一般也是偏心紧固（图 B4/1）。被紧固件的材料选择抗拉强度  $R_m=900$  牛顿/毫米<sup>2</sup> 的调质钢 Cq45。在螺栓上有影响的负荷特性值是已知条件。分界面中的轴向载荷为：

$$F_{Amax} = 5.000 \text{ N}$$

分界面中的横向载荷：

$$F_{Qmax} = 2.440 \text{ N}$$

按照 [21]，分界面中的弯曲力矩为：

$$M_b = 48 \text{ Nm}$$

根据弯曲力矩  $M_b$  及轴向工作作用力  $F_{Amax}$ ，可以确定作用力偏心的距离  $a$ ：

$$a = M_b / F_{Amax} = 9,6 \text{ mm}$$

螺栓采用控制旋转角的方法拧紧。由于较高的柔性为了降低动态负荷应使用细杆螺栓。分界面中的摩擦系数  $\mu_{Tmin} = 0.15$ ，表面粗糙度为  $R_z < 16 \mu\text{m}$ 。

### B4.2 计算程序

#### R0 确定额定直径及检查有效范围

在按照表 A7 确定螺栓额定直径的近似值时，在考虑

$$F_{Amax} < F_{Qmax} / \mu_{Tmin} = 16,27 \text{ kN}$$

的条件下，根据  $F_{Qmax}$  及附件 A 及附件 B1，得出最小安装预紧力。

$$F_{Mmin} = F_{Mmax} = 16.000 \text{ N}$$

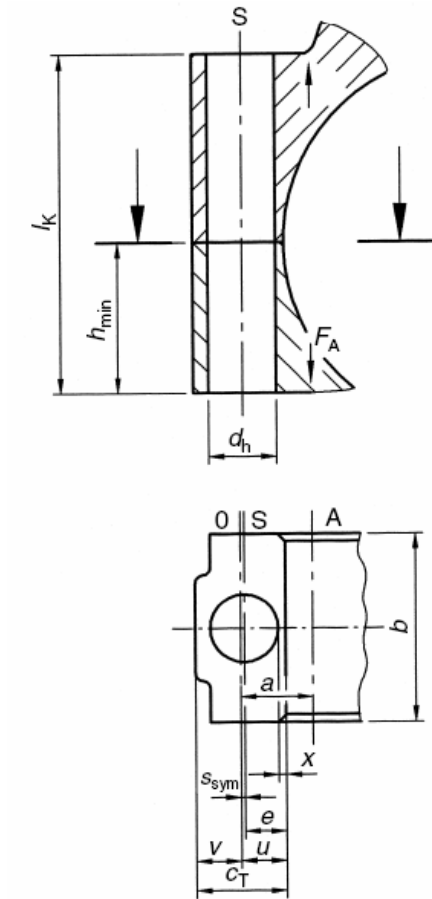
在强度等级 10.9 时，找到尺寸为 M8 的螺栓。因为需使用异径螺栓，由于细杆横截面 ( $d_T=0.9d_3$ )，把强度等级提高到 12.9，所选择的细颈螺栓（有定心凸缘）的形状及尺寸见图 B4/3。

维持下列有效范围：

$$G = d_W + h_{min} = 12,3 + 20 = 32,3 \text{ mm} > c_T = 12 \text{ mm}$$

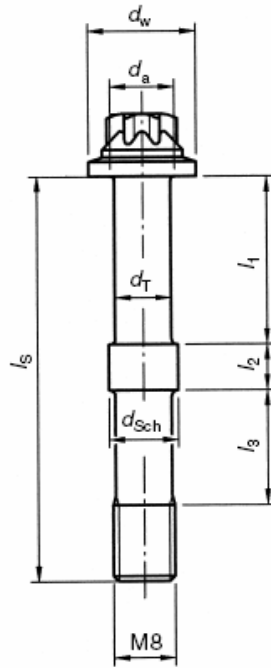
#### R1 确定拧紧系数 $\alpha_A$

该螺栓使用控制旋转角的方法拧紧，根据表 A8，拧紧系数为  $\alpha_A=1$ 。



$b$	25 mm
$c_T$	12 mm
$h_{min}$	20 mm
$l_K$	45 mm
$x$ – Restwandstärke/ $x$ – 剩余壁厚	1 mm

图 B4/2 被紧固件的尺寸



$l_s$	= 53 mm	$d_{a,max}$	= 9 mm
$l_1$	= 22 mm	$d_h$	= 9 mm
$l_2$	= 6 mm	$d_T$	= 5,82 mm
$l_3$	= 15 mm	$d_w$	= 12,3 mm
$P$	= 1,25 mm	$d_{Sch}$	= 9 mm
$A_T$	= 26,6 mm <sup>2</sup>	$d_2$	= 7,188 mm
$A_{d_3}$	= 32,84 mm <sup>2</sup>	$d_3$	= 6,466 mm
$A_S$	= 36,6 mm <sup>2</sup>	$d_s$	= 6,827 mm

图 B4/3 连杆螺栓、螺纹和孔的尺寸

R2 要求的最小紧固力  $F_{Kerf}$

a) 在分切面上传递横向载荷的摩擦力。

取扭矩  $M_y = 0$ , 横向载荷  $F_{Qmax} = 2440 N$ , 分切面数量  $q_F = 1$ ,  $\mu_{Tmin} = 0.15$  得出:

$$F_{KQ} = \frac{F_Q}{q_F \cdot \mu_T} = \frac{2.440}{1 \cdot 0,15} = 16.267 N$$

b) 针对媒介的密封

省略

c) 防止撑开

在上述的连杆螺钉中存在一个偏心的负载, 应通过  $S_{sym}$  来确定是否存在一个偏心夹紧力, 在工作力传入面—螺栓轴上, 夹紧的工件可近似地看成狭长的轴套。这样可适用公式 (5.1/47):

$$s_{sym} = \frac{c_T}{2} - e = \frac{c_T}{2} - \left( x + \frac{d_h}{2} \right) = 0,5 \text{ mm}$$

$$u = e + s_{sym} = 6 \text{ mm} \quad \text{and} \quad v = c_T - u = 6 \text{ mm}$$

设计上有必要让所有的分切面参与到传递其夹紧力。求得的全部面积为  $A_{ges} = 272\text{mm}^2$ 。

因此得到：

$$A_D = A_{ges} - \frac{\pi}{4} \cdot d_h^2 = 208,4 \text{ mm}^2$$

根据公式 (5.1/46)，在近似取值  $C_T = 12\text{mm}$  和  $b=25\text{mm}$  得到

$$I_{BT} = b \cdot c_T^3 / 12 = 3.600 \text{ mm}^4$$

当  $M_B = 0\text{Nm}$  时，按照公式 (R2/3)

$$\begin{aligned} F_{KA} = F_{Kab} &= F_A \frac{a \cdot u \cdot A_D - s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D} \\ &= 13.465 \text{ N} \end{aligned}$$

按照  $F_{K\text{erf}} \geq \max(F_{KQ}; F_{KP} + F_{KA})$  得出：

$$F_{K\text{erf}} = 16.267 \text{ N}$$

R3 工作载荷的分布、弹性柔度和载荷传递系数

a) 螺栓的弹性柔度

其弹性柔韧性根据第 5.1.1.1. 节代入  $E_S = 210.000 \text{ N/mm}^2$ ：可计算出

$$\begin{aligned} \delta_S &= \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_2 + \delta_{Gew} + \delta_{GM} \\ &= \frac{4}{\pi \cdot E_S} \cdot \left( \frac{0,5 \cdot d}{d^2} + \frac{l_1}{d_T^2} + \frac{l_2}{d_{Sch}^2} + \frac{l_3}{d_T^2} \right. \\ &\quad \left. + \frac{l_{Gew} + 0,5d}{d_3^2} + \frac{0,4d}{d^2} \right) \end{aligned}$$

代入  $l_{Gew} = l_K - (l_1 + l_2 + l_3) = 2\text{mm}$  得到  $\delta_S = 8,62 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$

b) 被夹紧件的弹性柔度

确定板件的弹性柔度时需要分切面上基础体的等效外径  $D_A$ ，要确定中间的等效外径，对于上

述分切面的紧凑形状，应将总面积  $A_{ges}$  转换成圆面积：

$$D_A = \sqrt{A_{ges} \cdot 4/\pi} = 18,6 \text{ mm}$$

对于基础体的等效外径  $D'_A$  由于基础体截面与分切面的差异不大，就取  $D'_A = D_A$ 。

取辅助尺寸值

$$\beta_L = l_K / d_W = 3,66 \quad \text{and} \quad y = D'_A / d_W = 1,51$$

以及替代变形锥体角度

$$\begin{aligned}\tan \varphi_D &= 0,362 + 0,032 \ln (\beta_L/2) \\ &+ 0,153 \ln y = 0,444\end{aligned}$$

对于螺栓连接 (DSV), 代入  $w = 1$ , 就可以求得

$$D_{A,Gr} = d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D = 32,3 \text{ mm}$$

因为  $D_{A,Gr} > D_A$ , 则变形体的柔度, 使用公式 (5. 1/25) 且取  $E_P = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  (表格 A9) 就可以求得:

$$\delta_P = \frac{\frac{2}{w \cdot d_h \cdot \tan \varphi_D} \ln \left[ \frac{(d_W + d_h)(D_A - d_h)}{(d_W - d_h)(D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \left[ l_K - \frac{(D_A - d_W)}{w \cdot \tan \varphi_D} \right]}{E_P \cdot \pi} = 1,351 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

要求得偏心夹紧时和轴向工作力的偏心作用时的柔度, 则使用公式 (2. 1/43) 获得等效惯性力矩。

等效变形锥体:

$$I_{Bers}^{Ve} = I_{Bers}^V + s_{sym}^2 \cdot \frac{\pi}{4} D_A^2$$

代入

$$I_{Bers}^V = 0,147 \cdot \frac{(D_A - d_W) \cdot d_W^3 \cdot D_A^3}{D_A^3 - d_W^3} = 2,424,5 \text{ mm}^4$$

得到

$$I_{Bers}^{Ve} = 2,424,5 + 0,5^2 \cdot \frac{\pi}{4} 18,6^2 = 2,492,4 \text{ mm}^4$$

等效轴套部分计算出

$$I_{Bers}^H = \frac{b \cdot c_T^3}{12} = \frac{25 \cdot 12^3}{12} = 3.600 \text{ mm}^4$$

代入锥和轴套的长度

$$l_V = \frac{D_A - d_W}{2 \cdot \tan \varphi_D} = 7,09 \text{ mm}$$

$$l_H = l_K - \frac{2 \cdot l_V}{w} = 30,82 \text{ mm}$$

得到

$$I_{Bers} = \frac{l_K}{\frac{2 \cdot l_V}{w \cdot I_{Bers}^{Ve}} + \frac{l_H}{I_{Bers}^H}} = 3.157,8 \text{ mm}^4$$

从而算出其柔度

$$\delta_P^* = \delta_P + \frac{s_{\text{sym}}^2 \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} = 1,368 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_P^{**} = \delta_P + \frac{a \cdot s_{\text{sym}} \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} = 1,685 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

载荷传导系数 n 的求取方法可以通过表格 5. 2/1 和图 5. 2/12 简化。对于上述的螺栓情形适用连接型号 SV1。

几何条件相一致的连接体直接在头部支承面开始算，由此  $a_K = 0$  和  $a_K/h = 0.0$ 。对等效力 FA 的杠杆，适用

$$l_A = a - s_{\text{sym}} - d_W/2 = 2,95 \text{ mm}$$

取  $l_A/h = 0,066$ ，通过线性插入法。

得到载荷传导系数 n

$$n = 0.58$$

因此，按照公式 (R3/4) 载荷系数为

$$\Phi_{\text{en}}^* = n \cdot \frac{\delta_P^{**}}{\delta_S + \delta_P^*} = 0,098$$

对于螺栓附加力，根据公式 (R3/1)，在无松开的结合情形下，有

$$F_{\text{SAmax}} = \Phi_{\text{en}}^* \cdot F_{\text{Amax}} = 490 \text{ N}$$

对于未受力的板，有

$$F_{\text{PAmax}} = (1 - \Phi_{\text{en}}^*) F_{\text{Amax}} = 4.510 \text{ N}$$

#### R4 预紧力变化 Fz

按照表格 5. 4/1 取相应代入的系数。考虑到拉力负载（在对称边环上不考虑横向负荷），当  $RZ \leq 16 \mu\text{m}$ 。时，就可以求得每个代入数值。

螺纹	$f_{Z1} = 3 \mu\text{m}$
头部和螺母贴合面	$f_{Z2} = 3 \mu\text{m} \cdot 2 = 6 \mu\text{m}$
分切面	$f_{Z3} = 2 \mu\text{m}$

由此得到的总的代入值： $f_Z = 11 \mu\text{m}$

不存在相应的热载荷  $\Delta F'_{\text{vth}}$ ，按以下公式求的预紧力的减少：

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_S + \delta_P)} = \frac{11 \cdot 10^{-3} \text{ mm}}{8,62 + 1,351} \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$= 1.103 \text{ N}$$

R5 求取最小安装预紧力  $F_{Mmin}$

取  $\Delta F'_{Vth} = 0$  其最小安装预紧力为

$$F_{Mmin} = F_{Kerf} + P_{PAmax} + F_Z + \Delta F'_{Vth} = 21.880 \text{ N}$$

R6 求取最大安装预紧力  $F_{Mmax}$

$$F_{Mmax} = \alpha_A \cdot F_{Mmin} = 21.880 \text{ N}$$

R7 安装应力  $\sigma_{red, M}, F_M$

必须验证以下各项，可选的延伸性螺栓是否加上了最大安装预紧力；选摩擦等级 B；再按照表格 A5 选取螺纹处的摩擦系数  $\mu_{Gmin}=0.08$ ；按照表格 A2 强度等级 12.9 得到：

$$F_{MTab} = 23.800 \text{ N}$$

因拧紧方式（转角控制的拧紧）超出屈服极限，就有一个再高出  $1/\nu$  因素的预紧力。代入  $\nu=0.9$  得到：

$$F_{Mzul} = 26.444 \text{ N}$$

由此满足了公式 (R7/3) 的条件， $F_{Mzul} > F_{Mmax}$

R8 工作应力  $\sigma_{red, B}$  的求取

由于超负载拧紧引起超过屈服极限，则螺栓第一负载产生了一个塑性变形。对于第一负载的预紧力，其产生的加强力和扭应力大幅度减少，根据公式 (5.5/16) 代入

$$\begin{aligned} k_v &= 1,1 \text{ 和 } F_{M0,2} = F_{Mzul} \\ F_{V1} = F_V &= (F_{M0,2} - F_Z) \cdot k_v - F_{SAmax} \\ &= 27.385 \text{ N} > F_{Mmin} \end{aligned}$$

其螺栓连接满足要求。

R9. 交变应力  $\sigma_a, \sigma_{ab}$

由于偏心夹紧力和负载，螺栓受到拉伸和弯曲的交变应力。

$$\sigma_{SAb} = \sigma_{SA} + \sigma_b$$

代入带有孔偏移的弯曲体的替代惯性力矩

$$\begin{aligned} I_{Bers} &= I_{Bers} - \frac{\pi}{64} \cdot d_h^4 = (3.157,8 - 322) \text{ mm}^4 \\ &= 2.837,8 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

按公式 (5.1/18) 和 (5.1/19)。其中拧入的螺纹范围的替代延伸长度  $l_M = 0.4d$ 。则螺栓弯曲韧性  $\beta_S$  的替代长度:

$$l_{\text{ers}} = \beta_S \cdot E_S \cdot I_3 = d_3^4 \cdot \left[ \frac{0,5 \cdot d}{d^4} + \frac{l_1}{d_T^4} + \frac{l_2}{d_{\text{Sch}}^4} + \frac{l_3}{d_T^4} + \frac{l_{\text{Gew}}}{d_3^4} + \frac{0,4 \cdot d}{d^4} + \frac{0,5 \cdot d}{d_3^4} \right]$$

$$l_{\text{ers}} = 65,98 \text{ mm}$$

对于可以自行调节的交变振幅应力

$$\sigma_{\text{SAbo}} = \left[ 1 + \left( \frac{1}{\Phi_{\text{en}}^*} - \frac{s_{\text{sym}}}{a} \right) \frac{l_K}{l_{\text{ers}}} \cdot \frac{E_S}{E_P} \cdot \frac{\pi \cdot a \cdot d_S^3}{8 \cdot \bar{I}_{\text{Bers}}} \right]$$

$$\frac{\Phi_{\text{en}}^* \cdot F_{\text{Amax}}}{A_S}$$

$$\sigma_{\text{SAbo}} = 53,5 \cdot \text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{SAbu}} = 0, \text{ since } F_{\text{Amin}} = 0$$

其应力振幅为

$$\sigma_{\text{ab}} = (\sigma_{\text{SAbo}} - \sigma_{\text{SAbu}})/2 = \pm 26,8 \text{ N/mm}^2$$

端部调质的螺栓, 其疲劳强度按公式 (R9/5-1) 得到

$$\sigma_{\text{ASV}} = 0,85 \cdot (150/d + 45) = 54 \text{ N/mm}^2$$

因此满足公式 (R9/3) 中

$$S_D = \frac{\sigma_A}{\sigma_{\text{ab}}} = 2,02 > 1,2$$

R10 表面压力  $p_{\text{max}}$

在工作中出现的最大表面压力  $p_{\text{max}}$  不得超过夹紧件的极限表面压力。利用公式 (R10/3) 和表

格 A2 中的  $F_{\text{MTab}}$  数值。就有:

$$p_{\text{max}} = \frac{F_{\text{MTab}}}{A_{\text{pmin}}} \cdot 1,4 \leq p_G$$

头部一侧的支承面:

$$\begin{aligned} A_{\text{PK, min}} &= \frac{\pi}{4} (d_W^2 - d_a^2) = \frac{\pi}{4} (12,3^2 \text{ mm}^2 - 9^2 \text{ mm}^2) \\ &= 55,2 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

当使用标准 DIN ENISO4032 螺栓 ( $d_{\text{WMu}} = 11,6 \text{ mm}$ ), 则螺母一侧的支承面:

$$A_{\text{PMu, min}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{WMu}}^2 - d_a^2) = \frac{\pi}{4} (11,6^2 \text{ mm}^2 - 9^2 \text{ mm}^2) \\ = 42,1 \text{ mm}^2$$

对于头部一侧，有

$$p_{\text{K, max}} = 603 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

对于临界的螺母一侧，有

$$p_{\text{Mu, max}} = 791 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Cq45 ( $R_m = 700 \text{ N/mm}^2$ ) 极限表面压力。根据表格 A9 得到  $p_G = 630 \text{ N/mm}^2$ 。由于拉伸强度提高到  $900 \text{ N/mm}^2$ ，其极限表面压力，通过线性外推法确定为  $p_G \approx 810 \text{ N/mm}^2$ 。

由此得出：头部一侧  $S_p = 1.34$

螺母一侧  $S_p = 1.02$

R11. 最大螺纹拧入深度  $m^{\text{eff min}}$ ，如使用标准螺母，则不用算。

R12. 滑动安全性和剪切应力  $\tau_{\text{Q max}}$  应求取最小可能的剩余夹紧力。

因为  $F_{\text{Mzul}} < F_{\text{V1}}$ ，则有

$$F_{\text{KR min}} = F_{\text{Mzul}} - F_{\text{PA max}} - F_{\text{Z}} = 20.831 \text{ N}$$

再有

$$F_{\text{KR min}} > F_{\text{KQ erf}} = 16.267 \text{ N}$$

或者

$$S_G = 1,28$$

因此不要计算剪切应力的安全性。

R13 拧紧扭矩  $M_a$  的求取

由于拧紧超过屈服极限，省略。



### 载荷大小

最大内压力和最小内压力

$$p_{i\max} = 20 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{i\min} = 6 \text{ N/mm}^2$$

材料和表面

螺钉：标准 FKL8.8

分界面接触面和头部支承面的粗糙度  $R_z = 16 \mu\text{m}$

### B5.2 计算步骤

螺栓的轴向载荷由下列公式求得

$$F_{A\min/\max} = \frac{\pi}{4 \cdot i} \cdot D_{Zi}^2 \cdot p_{\min/\max}$$

$$F_{A\max} = 20,53 \text{ kN} \quad F_{A\min} = 6,16 \text{ kN}$$

### R0 公称直径

由于单侧受力以及圆板的弯曲，则存在一个偏心负载，假定端盖具有弯曲柔性，接触面的柔性不计，再假定汽缸弯曲刚性，则保证安全的计算：

根据表格 A7 的前计算尺寸

A 段：  $F = 25 \text{ kN} > F_{A\max} 20,53 \text{ kN}$

B 段： 动态和偏心工作载荷两步 -  $F_{M\min} = 63 \text{ kN}$

C 段： 用扭矩扳手拧紧一步  $F_{M\max} = 100 \text{ kN}$

D 段： 螺栓的公称直径  $\Rightarrow d = \text{M } 20$

选择 **M20 × 60 – 8.8**

根据标值 DINENISO4762，表格 A11 和标准 DINISO273（穿透孔：“中级”），则有以下尺寸：

螺栓头部直径  $d_K = 30 \text{ mm}$

有效头部直径  $d_W = 28,87 \text{ mm}$

螺距  $P = 2,5 \text{ mm}$

法兰直径  $d_2 = 18,37 \text{ mm}$

芯部直径  $d_3 = 16,93 \text{ mm}$

芯部截面  $A_{d_3} = 225,2 \text{ mm}^2$

应力横截面  $A_S = 245 \text{ mm}^2$

螺栓杆长度  $l_S = 60 \text{ mm}$

螺纹长度  $b = 52,5 \text{ mm}$

孔直径  $d_h = 22 \text{ mm}$

在上述的 ESV 中，验证其是否遵守有效范围

$$G' = (1,5 \dots 2) d_W = (43 \dots 57) \text{ mm} > c_T$$

注意裂开损害一侧：

$$e = 15,5 \text{ mm} < (G'/2)_{\min} = 21,5 \text{ mm}$$

结论符合有效范围

### R1 拧紧因素

相应于拧紧工具，根据表格 A8 的摩擦系数等级 B，可确定

$$\alpha_A = 1,7$$

### R2. 要求的最小夹紧力

根据公式 (R2/4)，有

$$F_{Kerf} \geq \max (F_{KQ}; F_{KP} + F_{KA})$$

$F_{KQ}=0$  (没有横向力  $F_Q$ )， $M_Y = 0, M_B = 0$  和  $F_{KP} = 0$  (密封圈)

用公式 (R2/3) 算出必要的夹紧力以防止端盖撑开

$$F_{Kerf} \geq F_{A \max} \frac{a \cdot u \cdot A_D - s_{sym} \cdot u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D}$$

### 距离 $s_{sym}$ 的求取:

将端盖分解成基础体和连接体是很难的，端盖的边缘不参与力的传导，其变形体在工作力传导面上一螺栓向内侧方向的分散不受影响，因此必须做定二个近似于 DSV 的替代锥体。相对于汽缸中间的连接就可以看成这种情形。头部下支承面和分界面的支承尺寸上存在小的偏差。对于影响变形

状态的基础体等效外径  $D'_{A,I}$  必须注意汽缸中间到边缘上的材料范围:

$$D'_{A,I} = 2 \cdot r_S = D_{ST} = 175 \text{ mm}$$

端盖边缘方向的连接按照 ESV 极限外径

$$D_{A,R} = 2 \cdot (c_T \cdot e) = 2 \cdot (33 - 15,5) = 35 \text{ mm}$$

为了表达其柔度，可近似地求得二侧的等效轴套直径，由此形成一个平均直径。而且这个直径通过使它的外侧与端盖边缘一致而转移。

一个 DSV 内侧  $D_{AGr,I}$  的极限直径

$$D_{AGr,I} = d_{Wu} + l_K \cdot \tan \varphi_D$$

$$\tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \ln (\beta_L/2) + 0,153 \ln y$$

代入下方的支承面直径 (内侧)

$$d_{Wu} = 2 \cdot e = 31$$

得到平均的支承面直径:

$$d_{Wm} = (d_W + d_{Wu})/2 = 29,94 \text{ mm}$$

再有:

$$\beta_L = l_K/d_{Wm} = 35/29,94 = 1,17 \text{ und}$$

$$y = D'_{A,I}/d_{Wm} = 175/29,94 = 5,85$$

$$\tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \ln (0,585) \\ + 0,153 \ln 5,85 = 0,615$$

$$D_{AGr,I} = 52,53 \text{ mm}$$

内侧和端盖边缘的平均（等效轴套）直径

$$D_{A,I}^m = (D_{AGr,I} + d_{Wu})/2 = 41,76 \text{ mm}$$

$$D_{A,R}^m \approx D_{A,R} = 35 \text{ mm (小的锥体部分)}$$

总的等效轴套的平均直径

$$D_{Am} = (D_{A,R} + D_{A,I}^m)/2 = 38,38 \text{ mm}$$

位移（见图 5.3/2）

$$\text{代入 } v = c_T - e - s_{\text{sym}} \text{ 和 } v = D_{Am}/2, \text{ 得到}$$

$$s_{\text{sym}} = c_T - e - D_{Am}/2 = 33 - 15,5 - 19,19 = -1,69 \text{ mm}$$

根据表格 5.3/2，对于对称性位置下变形体的位移，验证其特征规律（情形III）

得到  $s_{\text{sym}} = -1,7 \text{ mm}$

根据相应的尺寸，进一步得到  $u = e + s_{\text{sym}} = 13,8 \text{ mm}$

借助于简单的 FE 模型可以求得载荷传递的偏心度 a，其中，端盖和汽缸可在模型中作为一个结

构件  $a = 24 \text{ mm}$

其分界面完全作为支承面，通常用分切面的面积和孔 ABT 求取：

$$A_D = A_{BT} - \frac{\pi}{4} d_h^2$$

对圆环部分参与的表面，则有

$$A_D = [r_a^2 - r_i^2] \cdot \frac{\pi}{i} - \frac{\pi}{4} \cdot d_h^2 \\ = [105^2 - 72^2] \cdot \frac{\pi}{15} - \frac{\pi}{4} \cdot 22^2$$

$$A_D = 843 \text{ mm}^2$$

分界面的惯性力矩（圆环部分）

$$I_{BT} = \frac{t \cdot c_T^3 \cdot [r_a^2 + 4 \cdot r_a \cdot r_i + r_i^2]}{36 \cdot r_s (r_a + r_i)}$$

代入分度值  $t = \frac{\pi \cdot D_{ST}}{i} = 36,7 \text{ mm}$  则有

$$I_{BT} = \frac{36,7 \cdot 33^3 \cdot (105^2 + 4 \cdot 105 \cdot 72 + 72^2)}{36 \cdot 87,5 \cdot (105 + 72)}$$

$$= 109.875 \text{ mm}^4$$

由此求得必要的夹紧力

$$F_{Kerf} = 20,53 \text{ kN} \cdot \frac{24 \cdot 13,8 \cdot 843 + 1,7 \cdot 13,8 \cdot 843}{109.875 - 1,7 \cdot 13,8 \cdot 843}$$

$$= 68,13 \text{ kN}$$

### R3 载荷系数和柔度

螺栓轴向柔度由公式 (5.1/3) 计算

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_{Gew} + \delta_{GM}$$

代入  $E_S = E_P = 205.000 \text{ N/mm}^2$  得到

$$\delta_{GM} = \delta_G + \delta_M$$

$$\delta_G = \frac{l_G}{E_S \cdot A_{d_3}} = \frac{0,5 d}{205.000 \cdot 225,2} = 0,217 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_M = \frac{l_M}{E_P \cdot A_N} = \frac{0,33 d}{205.000 \cdot \pi/4 \cdot d^2} = 0,104 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{GM} = 0,321 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

每个部分的柔度

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_{d_3}} = \frac{b - (l_S - l_K)}{205.000 \cdot 225,2}$$

$$= \frac{27,5}{205.000 \cdot 225,2} = 0,598 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_1 = \frac{l_1}{E_S \cdot A_N} = \frac{l_S - b}{205.000 \cdot \pi/4 \cdot d^2} = 0,116 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S \cdot A_N} = \frac{0,4 d}{205.000 \cdot \pi/4 \cdot d^2}$$

$$= 0,124 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

求得:

$$\delta_S = 1,157 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

要计算交变应力必须求出螺钉的弯曲柔度, 使用公式 (5.1/18), 则有

$$\beta_S = \beta_{SK} + \beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_{GM} + \beta_{Gew}$$

每个零件可以求出

$$\beta_{\text{Gew}} = \frac{l_{\text{Gew}}}{E_S \cdot I_{d_3}} = \frac{27,5}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d_3^4}$$

$$= 3,35 \cdot 10^{-8} \text{ 1/mm}$$

$$\beta_{\text{SK}} = \frac{l_{\text{SK}}}{E_S \cdot I_N} = \frac{0,4 d}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d^4}$$

$$= 0,497 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

$$\beta_{\text{GM}} = \beta_G + \beta_M$$

$$\beta_{\text{GM}} = \frac{l_G}{E_S \cdot I_{d_3}} = \frac{0,5 d}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d_3^4}$$

$$= 1,21 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

$$\beta_M = \frac{l_M}{E_P \cdot I_N} = \frac{0,33 d}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d^4}$$

$$= 0,41 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

$$\beta_{\text{GM}} = 1,62 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

$$\beta_1 = \frac{l_1}{E_S \cdot I_N} = \frac{7,5}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d^4}$$

$$= 0,466 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

得到:  $\beta_S = 5,93 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$

直径  $d_3$  的每个圆杆的等效长度

$$l_{\text{ers}} = \beta_S \cdot E_S \cdot I_3 = 5,93 \cdot 10^{-8} \cdot 205.000$$

$$\cdot \pi/64 \cdot 16,93^4 = 48,7 \text{ mm}$$

要计算夹紧的柔韧性, 先求出上述 ESV 等效变形体的压力和尺寸。对于等效一锥体角度运用有:

$$\tan \varphi_E = 0,348 + 0,013 \ln \beta_L + 0,193 \ln y$$

代入

$$y = D'_A/d_W \quad \text{and} \quad \beta_L = l_K/d_W = 1,212$$

对于基体的等效外径  $D'_A$ , 在螺栓轴线的整个范围内应得到的一个平均值, 要注意到下一个连接

处孔壁的距离, 代入  $D'_{Ai} = 2(t - d_h/2)$ , 相对气缸中心方向上的延伸和到端盖边的距离, 有:

$$D'_A \approx \frac{D'_{A \max} + D'_{A \min} + \sum D'_{A,i}}{2 + i}$$

$$= \frac{D'_{A,i} + 2(c_T - e) + (2t - d_h)}{3} = 87,1 \text{ mm}$$

则有  $y = 3,02$  和  $\tan \varphi_E = 0,564$

根据公式 (5. 1/23) 代入极限直径

$$D_{A,Gr} = d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi = 28,87 + 2 \cdot 35 \cdot 0,564$$

$$= 68,3 \text{ mm}$$

代入的分切面上替代外径  $D_A$ , 从而求替代变形体的结构

$$D_A \approx \frac{D_{A \max} + D_{A \min} + \sum D_{A,i}}{2 + i}$$

$$= \frac{(2t - d_h) + 2e + 2(c_T - e)}{3} = 39,1 \text{ mm}$$

故:  $D_{A,Gr} > D_A$

其等效一变形体由锥体和轴套组成, 对于等效锥形体的柔度:

代入锥体高度后

$$l_V = \frac{D_A - d_W}{2 \cdot \tan \varphi_E} = \frac{39,1 - 28,87}{2 \cdot 0,564} = 9,07 \text{ mm}$$

$$\delta_p^V = \frac{\ln \left[ \frac{(d_W + d_h) \cdot (d_W + 2 \cdot l_V \cdot \tan \varphi - d_h)}{(d_W - d_h) \cdot (d_W + 2 \cdot l_V \cdot \tan \varphi + d_h)} \right]}{E_p \cdot d_h \cdot \pi \cdot \tan \varphi}$$

$$\delta_p^V = \frac{\ln \left[ \frac{(28,87 + 22) \cdot (28,87 + 2 \cdot 9,07 \cdot 0,564 - 22)}{(28,87 - 22) \cdot (28,87 + 2 \cdot 9,07 \cdot 0,564 + 22)} \right]}{205.000 \cdot 22 \cdot \pi \cdot 0,564}$$

$$\delta_p^V = 0,0917 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

对于留下的等效轴套, 代入高度:

$$l_H = l_K - \frac{2 \cdot l_V}{w} = 35 - 9,07 = 25,93 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \delta_P^H &= \frac{4 \cdot l_H}{E_P \cdot \pi \cdot (D_A^2 - d_h^2)} \\ &= \frac{4 \cdot 25,93}{205.000 \cdot \pi \cdot (39,1^2 - 22^2)} = 0,1541 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \end{aligned}$$

则有

$$\delta_P = \delta_P^V + \delta_P^H = 0,2458 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

在偏心负载和夹紧力下的柔度

$$\delta_P^* = \delta_P + \frac{s_{\text{sym}}^2 \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} \quad \text{and} \quad \delta_P^{**} = \delta_P + \frac{a \cdot s_{\text{sym}} \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}$$

等效表面惯性力矩

$$I_{\text{Bers}} = \frac{l_K}{\frac{2 \cdot l_V}{w \cdot I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}}} + \frac{l_H}{I_{\text{Bers}}^{\text{H}}}}$$

对于等效锥体，则有

$$I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}} = I_{\text{Bers}}^{\text{V}} + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} D_A^2$$

代入

$$\begin{aligned} I_{\text{Bers}}^{\text{V}} &= 0,147 \cdot \frac{(D_A - d_W) \cdot d_W^3 \cdot D_A^3}{D_A^3 - d_W^3} \\ &= 0,147 \cdot \frac{(39,1 - 28,87) \cdot 28,87^3 \cdot 39,1^3}{39,1^3 - 28,87^3} \\ &= 60,565 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

由此在偏心夹紧力下

$$\begin{aligned} I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}} &= I_{\text{Bers}}^{\text{V}} + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} D_A^2 \\ &= 60,565 + 1,7^2 \cdot \frac{\pi}{4} 39,1^2 = 64,035 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

等效轴套的部分

$$\begin{aligned} I_{\text{Bers}}^{\text{H}} &= \frac{b \cdot c_T^3}{12} = \frac{(2t - d_h) \cdot c_T^3}{12} \\ &= \frac{51,4 \cdot 33^3}{12} = 153,930 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

由此得出：

$$I_{\text{Bers}} = \frac{35}{\frac{2 \cdot 9,07}{2 \cdot 64.035} + \frac{25,93}{153.930}} = 112.869 \text{ mm}^4$$

同样

$$\delta_{\text{p}}^* = 0,2458 \cdot 10^{-6} + \frac{1,7^2 \cdot 35}{205.000 \cdot 112.869}$$

$$= 0,250 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{\text{p}}^{**} = 0,2458 \cdot 10^{-6} - \frac{24 \cdot 1,7 \cdot 35}{205.000 \cdot 112.869}$$

$$= 0,184 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

借助于表格 5.2/1 求取载荷传递系数 (KEF)<sub>n</sub>:

由于在连接体和基体之间不是简单的分离, 所以求取有困难。出于安全起见, 采用最大的 KEF 以获得最不利的参数。根据图 5.2/1 就可以求得比例  $a_k/h$  和  $l_A/h$ 。这就意味着, 其连接体(虚拟)引出  $F_A$  力线。作为图 SV2。作为图 5.2/9 的连接形式, 则根据力的作用确定 SV2。代入尺寸和比例

$$a_k = a - s_{\text{sym}} - d_W/2 = 11,26 \text{ mm}$$

$$a_k/h = 11,26/35 = 0,321$$

$$l_A/h = 0$$

按表 5.2/1 采用线性插入法, 得到

$$n=0.28$$

对于载荷系数, 可得到:

$$\Phi_{\text{en}}^* = n \cdot \frac{\delta_{\text{p}}^{**}}{\delta_{\text{p}}^* + \delta_{\text{s}}} = 0,28 \cdot \frac{0,184}{0,250 + 1,157} = 0,037$$

#### R4. 预紧力变化.

当  $R_z=16 \mu\text{m}$  时, 根据表 5.4/1 求得一个内分切面的部分基准值  $2 \mu\text{m}$ 。头部贴合面为  $3 \mu\text{m}$ 。螺纹接触面为  $3 \mu\text{m}$ 。

$$f_Z = 8 \mu\text{m}$$

代入公式 (R4/1);

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_{\text{s}} + \delta_{\text{p}})} = \frac{8 \cdot 10^{-3}}{(1,157 + 0,2458) \cdot 10^{-6}} = 5.703 \text{ N}$$

#### R5. 最小安装预紧力.

代入公式 (R5/1). 得出

$$F_{M\min} = F_{Kerf} + (1 - \Phi_{en}^*) F_{A\max} + F_Z + \Delta F'_{Vth}$$

$$\begin{aligned} F_{M\min} &= 68.130 + (1 - 0,037) 20.530 + 5.703 \\ &= 93.603 \text{ N} \end{aligned}$$

R6. 最大安装预紧力.

安装后直接的最大螺栓轴向载荷, 通过公式 (R6/1) 求得

$$F_{M\max} = \alpha_A \cdot F_{M\min} = 1,7 \cdot 93.603 = 159.125 \text{ N}$$

R7 安装应力.

对于选定的螺钉 M20-8.8. 在  $\nu=0.9$  时为 1t., 螺钉轻微抹油.  $\mu_{G\min} = 0,1$  (经验值), 其最大可承受的允许安装预紧力按照表 A1 计算:

$$F_{M\text{Tab}} = F_{M\text{zul}} = 134 \text{ kN}$$

因此, 该螺栓不能使用:

$$F_{M\text{zul}} < F_{M\max}$$

在不改变设计情况下, 将强度级别提高到 10.9.

进一步的计算结果为:

$$F_{M\text{Tab}} = F_{M\text{zul}} = 190 \text{ kN} > F_{M\max}$$

R8. 工作应力.

对于最大的螺钉力, 适用公式 (R8/1),

$$\begin{aligned} F_{S\max} &= F_{M\text{zul}} + \Phi_{en}^* \cdot F_{A\max} - \Delta F_{Vth} \\ &= 190.000 + 0,037 \cdot 20.530 \end{aligned}$$

$$F_{S\max} = 190.760 \text{ N}$$

最大拉伸应力:

$$\sigma_{z\max} = F_{S\max} / A_S = 190.760 / 245 = 778,6 \text{ N/mm}^2$$

最大扭曲应力:

$$\tau_{\max} = M_G / W_P \text{ where}$$

$$M_G = F_{M\text{zul}} \frac{d_2}{2} \left( \frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G\min} \right)$$

$$\begin{aligned} M_G &= 190.000 \cdot \frac{18,37}{2} \left( \frac{2,5}{\pi \cdot 18,37} + 1,155 \cdot 0,1 \right) \\ &= 277.163 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

和

$$W_P = \frac{\pi}{16} d_S^3 = \frac{\pi}{16} \cdot \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 17,635^3 = 1077 \text{ mm}^3$$

则有

$$\tau_{\max} = 257,3 \text{ N/mm}^2$$

代入公式 (R8/4) . 求得比较应力  $k_\tau = 0,5$ , 得到比较应力

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{red,B}} &= \sqrt{\sigma_{z \max}^2 + 3(k_\tau \cdot \tau_{\max})^2} \\ &= \sqrt{778,6^2 + 3(0,5 \cdot 257,3)^2} = 810 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

和

$$\sigma_{\text{red,B}} < R_{p0,2 \min} = 940 \text{ N/mm}^2 \quad \text{and}$$

$$S_F = R_{p0,2 \min} / \sigma_{\text{red,B}} = 1,16$$

#### R9 交变应力

根据公式 (R9/2), 求得交变应力振幅.

$$\sigma_{\text{ab}} = \frac{\sigma_{\text{SAbo}} - \sigma_{\text{SAbu}}}{2}$$

代入平面惯性力矩:

$$I_{\text{Bers}} = I_{\text{Bers}} - \frac{\pi}{64} d_h^4 = 112.869 - \frac{\pi}{64} 22^4 = 101.370 \text{ mm}^4$$

然后

$$\sigma_{\text{SAb}} = \left[ 1 + \left( \frac{1}{\Phi_{\text{en}}^*} - \frac{s_{\text{sym}}}{a} \right) \frac{l_K}{l_{\text{ers}}} \cdot \frac{E_S}{E_P} \cdot \frac{\pi \cdot a \cdot d_S^3}{8 \cdot I_{\text{Bers}}} \right] \frac{\Phi_{\text{en}}^* \cdot F_A}{A_S}$$

$$\sigma_{\text{SAb}} = \left[ 1 + \left( \frac{1}{0,037} - \frac{-1,7}{24} \right) \cdot \frac{35 \cdot \pi \cdot 24 \cdot 17,635^3}{48,7 \cdot 8 \cdot 101,370} \right]$$

$$\frac{0,037}{245} \cdot F_A$$

$$\sigma_{\text{SAb}} = 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot F_A$$

由此相对极限值

$$\begin{aligned}\sigma_{SAbo} &= 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot F_{A\max} \\ &= 1,65 \cdot 20,53 \text{ N/mm}^2 \\ &= 33,8 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{SAbu} &= 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot F_{A\min} \\ &= 1,65 \cdot 6,16 \text{ N/mm}^2 \\ &= 10,2 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

因此:

$$\sigma_{ab} = \frac{33,8 - 10,2}{2} = 11,8 \text{ N/mm}^2$$

热处理后滚制的螺钉的允许疲劳交变应力:

$$\sigma_{ASV} = 0,85 (150/d + 45)$$

$$\sigma_{ASV} = 0,85 (150/20 + 45) = 44,6 \text{ N/mm}^2$$

则

$$\sigma_{ab} < \sigma_{ASV} \quad \text{bzw.}$$

$$S_D = \frac{\sigma_{ASV}}{\sigma_{ab}} = \frac{44,6}{11,8} = 3,78$$

该螺栓连接有高疲劳极限的。

**R10** 平面挤压

安装状态:

$$p_{M\max} = F_{M\text{zul}}/A_{p\min}$$

工作状态:

$$p_{B\max} = (F_{V\max} + F_{SA\max} - \Delta F_{V\text{th}})/A_{p\min}$$

头部的支承面受最小的头部支承面直径和最大的孔径的限制

$$A_{p\min} = \frac{\pi}{4}(d_w^2 - d_h^2) = \frac{\pi}{4}(28,87^2 - 22^2) = 274,5 \text{ mm}^2$$

由此得到:

$$p_{M\max} = 190.000/274,5 = 692,2 \text{ N/mm}^2$$

对于 St50-2, 从表格 A9 中求得

$$p_{Gr} = 710 \text{ N/mm}^2$$

则有

$$p_{\max} < p_{Gr}$$

或者

$$S_P = p_G/p_{M\max} = 1,03$$

这里不需证明工作状态，因为  $\Delta F_{Vth} = 0$  并且  $F_Z > F_{SA \max}$

### R11 拧入深度

根据图 5.5/4，汽缸材料的剪切强度从表 A9 中求得

$$\tau_{B \min} = 280 \text{ N/mm}^2$$

相应的拧入深度

$$m_{\text{eff}}/d = 1,3$$

由此得到

$$m_{\text{eff}} = 26 \text{ mm}$$

代入

$$m_{\text{vorh}} = l_S - l_K - 2,5 \text{ mm} = 22,5 \text{ mm}$$

以及

$$m_{\text{vorh eff}} = m_{\text{vorh}} - 0,8 \cdot P = 20,5 \text{ mm}$$

得出：

$$m_{\text{vorh eff}} < m_{\text{eff}}$$

在必须进行设计变动之前，可以在考虑到较小负载时的校正计算，因为图 5.5/4 中的数值为最不利的情况，其适用于螺钉最大屈服极限下的负载。对于校正后螺钉拧入深度，取  $v=0.9$

$$m'_{\text{eff}} = \frac{0,9}{1,2} m_{\text{eff}} = 19,5 \text{ mm}$$

由此：

$$m_{\text{vorh eff}} > m'_{\text{eff}}$$

### R12 滑动，剪切应力

不考虑

### R13 拧紧扭矩

拧紧扭扭矩可以通过下列公式计算

$$M_A = F_{Mzul} \left[ 0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_{G \min} + \frac{D_{Km}}{2} \mu_{K \min} \right]$$

或者直接从表格 A 中取出：

$$M_A = 517 \text{ Nm}, \text{ 在 } \mu_{K \min} = \mu_{G \min} = 0,1 \text{ 时}$$

### 附件 C 载荷传递系数的计算

根据下列计算步骤，求得**载荷传递系数**  $n$ ，适用参数按照第 5.2.2.1 节和图 5.2/4。这里只考虑到连接处工作载荷的传导。其中注意到工作载荷的扭矩作用产生的螺栓附加力。这里没有计入传导工作扭矩的作用。保证前提是连接的柱体不会被脱开，在这一结构中，两块板上受到的工作力近似于一个作用力线。在偏心不大的夹紧连接中可以近似采用这种计算。这里，连接中的压力锥体越是不对称，其计算误差就越大。

#### C1 松开螺钉紧固连接

方法是根据第 5.2.2.2 节参考图 5.2/6

#### C2 连接件在零件板上的分布

连接部分可以分解成单个物体，其变形性能在预应力下可以认为是好的。对于螺钉连接的每个物体（零件板），有负载导入或导出，因此可以分开计算力传导因素。对于标准的由二块板组成的连接件中，利用公式 (C/12) 就可以计算出全部连接系统的力传导因素。只有在零件板对称或分切面处于均匀夹紧范围时，才能利用这一关系。

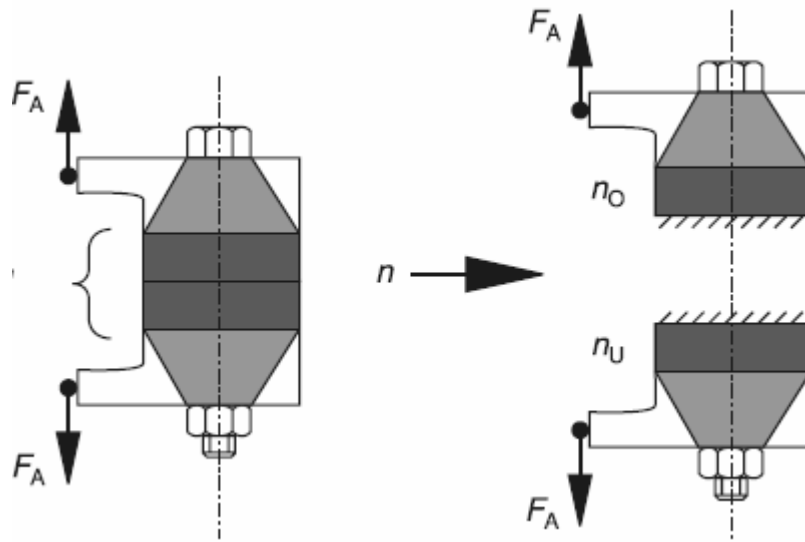


图 C1: 零件板中连接部件的分解

#### C3 基础体和连接件之间连接方式的分解

计算方式为：每个零件板按照第 5.2.2.2 节，同时考虑图 5.2/8

#### C4 零件基体的力传导因素的计算

柱状基体的载荷传递系数  $n_G$  可借助于关系 (C1) 至 (C5) 计算。这些近似关系是综合了大量 BEM 计算参数和试验参数后得出的结果。其为建立在二维的情况下（图 5.2/5）的力传导因素。通过参数  $k_{ar}$ 、 $k_{dh}$  和  $k_{dw}$ ，可将其力传导因素应用到空间连接方式。

$$n_G = n_{2D} \cdot k_{ar} \cdot k_{dh} \cdot k_{dw} \quad (C1)$$

$$\begin{aligned} n_{2D} \approx & \left( 0,71 + 0,29 \cdot \left( \frac{a_k}{h} \right) - 1,41 \cdot \left( \frac{a_k}{h} \right)^2 \right) \cdot \left( \frac{h_k}{h} \right) \\ & + \left( 1,31 - 5,89 \cdot \left( \frac{a_k}{h} \right) + 4,96 \cdot \left( \frac{a_k}{h} \right)^2 \right) \cdot \left( \frac{h_k}{h} \right)^2 \\ & + \left( -1,04 + 3,06 \cdot \left( \frac{a_k}{h} \right) - 1,88 \cdot \left( \frac{a_k}{h} \right)^2 \right) \cdot \left( \frac{h_k}{h} \right)^3 \end{aligned} \quad (C2)$$

$$k_{ar} \approx 1 - 1,74 \cdot \left( \frac{a_r}{h} \right) + 1,24 \cdot \left( \frac{a_r}{h} \right)^2 \quad (C3)$$

$$k_{dh} \approx 1 - 0,25 \cdot \left( \frac{d_h}{d_w} \right) \quad (C4)$$

$$k_{dw} \approx 1 \quad (C5)$$

参数  $k_{ar}$ 、 $k_{dh}$  和  $k_{dw}$  可以取自图 C2 中的曲线。

公式 (C1) 至 (C5) 只在下列范围中有效。

$$0 \leq \left( \frac{h_k}{h} \right) \leq 1 \quad (C6)$$

$$0 \leq \sqrt{\left( \frac{a_r}{h} \right)^2 + \left( \frac{a_k}{h} \right)^2} \leq 0,7 \quad (C7)$$

$$0,2 \leq \left( \frac{d_w}{h} \right) \leq 0,6 \quad (C8)$$

$$0,6 \leq \left( \frac{d_h}{d_w} \right) \leq 0,8 \quad (C9)$$

一个连接件的载荷传递系数  $n$ ，其连接体的长度  $l_A$ ，可以通过基体的载荷传递系数  $n_G$  和连接体的作用方式求取，连接体的作用主要取决于夹紧锥体的连接体位置和已连接的物体的长度  $l_A$ （其中  $l_A \geq 0$ ）。

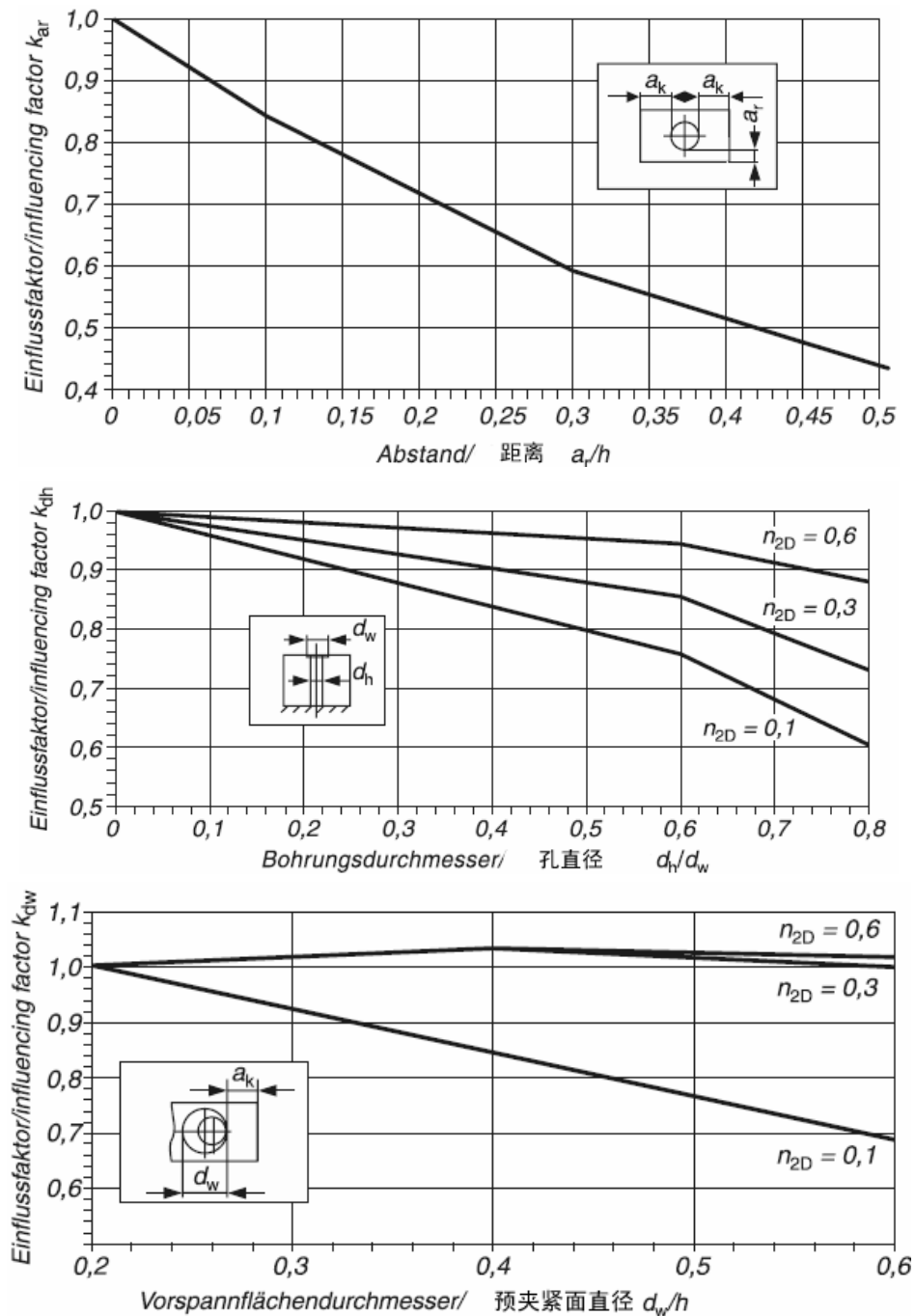


图 C2 对载荷传递系数的影响因素

- a) 机构件厚度  $k_{ar}$
- b) 孔  $k_{dh}$
- c) 支承面直径  $k_{dw}$

对于一个连接体，其高度相比基础体的高度  $h$  更小。所以用**载荷传递**位置  $k_G$  来表示连接体的位置就足够了。在这种情况下，其**载荷传递系数**以**载荷传递系数**  $n_M$  为基础，可以从公式 (C10) 中求取。在实际情形中，只有高度比例小于约 1/3，该关系的精确度就足够了。

$$n = n_G - n_M \cdot \left( \frac{l_A}{h} \right) \quad (C10)$$

图 C3 展示了力矩传导因素  $n_M$  的实质状态。

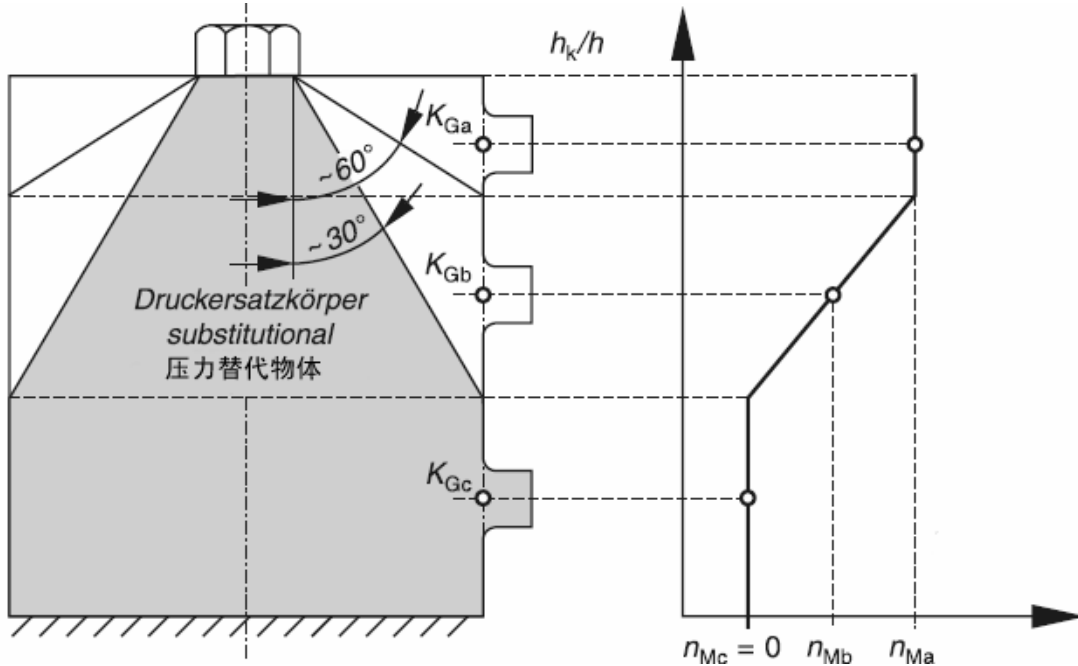


图 C3 图中 3 个力传导高度组成的力矩传递系数  $n_M$  对连接体的影响。

其反映了连接体位置对力传导因素的影响。其中，连接体在二块板之间均匀夹紧范围中传导载荷（载荷传导位置  $K_{Gc}$ ）产生的影响可忽略不计。力传导因素  $n_M$  可以如下近似方式求取。

$$n_M \approx \frac{n_G - n_G^* \left[ \frac{n_{2D}}{n_{2D}^*} \right]^*}{0,1} \quad (C11)$$

其中，必须确定以下值的大小：

$n_G$  观察对象基础体的力传导因素

$n_G^*$  基础体的力传导因素，其相对距离  $a_k/h$  缩小 0.1

$\left[ \frac{n_{2D}}{n_{2D}^*} \right]^*$  二个力传导因素之比，其根据先前的原则和公式来确定。如  $a_k/h$  在  $n_{2D}^*$  情况下

缩小 0.1，只是在二个因素中的相对力传导因素高度  $h_k/h$  处于均匀夹紧范围内。

以上的关系表明：装在扩散性的压力替代物体范围中的连接体，通常减小了力传导因素。在计算时可以进一步假定其力传导因素  $n$  为负值，从而螺钉不受负载。鉴于工作力产生的力矩作用，其计算结果就表明连接处撑开。

如发生这种情况，先前所建议的关系之前提就不复存在。

**C5, 对于非偏心夹紧零件板的力传导因素，其整个螺钉连接的力传导因素的计算在遵守上述前提条件下，整个连接的力传导因素可以这样计算（图 C1）**

$$n \approx n_O \cdot \frac{\delta_{PO}}{\delta_P} + n_U \cdot \frac{\delta_{PU}}{\delta_P} \quad (C12)$$

### C6 偏心夹紧对力传导因素影响的计算

至今为止所描述的求取力传导因素的方式都建立在对非偏心夹紧基础体的研究结果上。在偏心夹紧连接中力传导因素的变化量不能这样直接求得。以下的近似方式建立在假设变形截面仍保持平面上，因而只适用于较小的偏心量。在应用这种方式时要注意到该螺钉轴已经移位，移位至非偏心夹紧范围（见第 3.2.2 节）。对于这种假想的非偏心情形就可以计算出力传导因素。校正数值可以通过下述步骤。

$$n^e \approx \frac{n + a \cdot s_{\text{sym}} \cdot \frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}}{1 + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}} \quad (C13)$$

其中

$n^e$  偏心夹紧情形下的力传导因素

$n$  模拟成非偏心夹紧情形下的力传导因素

如果夹紧结构件具有不同的弹性模量，用螺钉连接时，C13 中的  $\frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}$  项可以用下列式子替

代

$$\sum_{i=1}^m \frac{l_i}{E_{Pi} \cdot I_{\text{Bers},i}}$$