ICS 21.060.01
CCS J 13

# T/CMEPCA

## 中国机电产品流通协会团体标准

T/CMEPCA 032—2024

# 高耐久性紧固件设计要求

Design requirement for high durability fasteners

2024—10—31 发布　　2024—10—31 实施

中国机电产品流通协会　　发 布

全国团体标准信息平台

全国团体标准信息平台

# 目　　次

前言 ..... II
1　范围 ..... 1
2　规范性引用文件 ..... 1
3　术语和定义 ..... 2
4　符号 ..... 2
5　设计依据 ..... 4
6　设计准则 ..... 6
7　设计内容 ..... 7
8　设计验证 ..... 16
附录 A（规范性）　基于 VDI 2230-1 验证方法 ..... 18
参考文献 ..... 24

全国团体标准信息平台

# 前　言

本文件按照GB/T 1.1—2020《标准化工作导则　第1部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由中船海为高科技有限公司提出。

本文件由中国机电产品流通协会归口。

本文件第一起草单位：中船海为高科技有限公司。

本文件起草单位：宁波领奇五金实业有限公司、中国船舶集团有限公司第七一三研究所、北京理工大学、中国船舶工业物资西南有限责任公司、企托托标准化技术（北京）有限公司。

本文件主要起草人：杨中桂、赵智垒、温家浩、白洁、葛书强、罗良泽、李梦晗、陈飞宇、丁晓宇、廖日东、殷洪勇、刘郑涛、张大锋、李振乾、武继旺、王文娟。

本文件为首次发布。

# 高耐久性紧固件设计要求

## 1 范围

本文件规定了高耐久性紧固件的设计依据、设计准则、设计内容及设计验证。

本文件适用于清洁能源、船舶工业、航空航天等大型装备领域关键连接部位的高耐久性紧固件（以下简称：紧固件）的设计，其他领域用紧固件的设计可参考使用。

## 2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中，注日期的引用文件，仅该日期对应的版本适用于本文件；不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单）适用于本文件。

GB/T 90.1 紧固件 验收检查

GB/T 90.2 紧固件 标志与包装

GB/T 90.3 紧固件 质量保证体系

GB/T 192 普通螺纹 基本牙型

GB/T 193 普通螺纹 直径与螺距系列

GB/T 196 普通螺纹 基本尺寸

GB/T 197 普通螺纹 公差

GB/T 226 钢的低倍组织及缺陷酸蚀检验法

GB/T 1979 结构钢低倍组织缺陷评级图

GB/T 3098（所有部分） 紧固件机械性能

GB/T 3099.1 紧固件术语 螺纹紧固件、销及垫圈

GB/T 3099.3 紧固件术语 表面处理

GB/T 3099.4 紧固件术语 控制、检查、交付、接收和质量

GB/T 3103.1 紧固件公差 螺栓、螺钉、螺柱和螺母

GB/T 3505 产品几何技术规范（GPS） 表面结构 轮廓法 术语、定义及表面结构参数

GB/T 4336 碳素钢和中低合金钢 多元素含量的测定 火花放电原子发射光谱法（常规法）

GB/T 5267.2 紧固件 非电解锌片涂层

GB/T 5796（所有部分） 梯形螺纹

GB/T 10125 人造气氛腐蚀试验 盐雾试验

GB/T 10431 紧固件横向振动试验方法

GB/T 10561 钢中非金属夹杂物含量的测定 标准评级图显微检验法

GB/T 13682 螺纹紧固件轴向载荷疲劳试验方法

GB/T 14791 螺纹 术语

GB/T 20066 钢和铁 化学成分测定用试样的取样和制样方法

GB/T 20123 钢铁 总碳硫含量的测定 高频感应炉燃烧后红外吸收法（常规方法）

GB/T 20125 低合金钢 多元素的测定 电感耦合等离子体原子发射光谱法

GB/T 43232 紧固件 轴向应力超声测量方法

GJB 3.1A-2015 MJ螺纹 第1部分：通用要求

TB/T 3246.4—2010 机车车辆及其零部件设计准则螺栓连接 第4部分：螺栓连接的安全

NB/T 10214 风力发电机组用锚杆组件

T/CI 150—2023 高强度栓接结构圆弧螺纹连接副

VDI 2230—1 高强度螺栓连接系统计算 单个圆柱螺栓连接（Systematische berechnung hochbeanspruchter schraubenverbindungen zylindrische einschraubenverbindungen）

## 3 术语和定义

GB/T 3099.1、GB/T 3099.3、GB/T 3099.4及GB/T 14791界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

**高耐久性紧固件 high durability fasteners**

在复杂载荷、强腐蚀等恶劣环境下，能够长时间保持优异紧固性能的紧固连接件。

注：高耐久性紧固件尤其适用于清洁能源、船舶工业及航空航天等领域。

3.2

**圆弧螺纹 knuckle thread; arc screw thread; round thread; Rd**

牙型角为30°或60°等、螺纹顶部或螺纹底是圆弧状的螺纹结构。

注：DIN 405-1中使用Rd代表圆弧螺纹。

[来源：T/CI 150—2023，3.2]

## 4 符号

下列符号适用于本文件。

$A_b$：密封面积，单位为平方毫米（$mm^2$）

$A_{d3}$：螺纹小径横截面积，单位为平方毫米（$mm^2$）

$A_N$：螺栓公称横截面积，单位为平方毫米（$mm^2$）

$A_p$：螺栓头部或螺母支承面积，单位为平方毫米（$mm^2$）

$A_S$：螺栓螺纹应力截面积，单位为平方毫米（$mm^2$）

$A_0$：螺栓最小横截面积，单位为平方毫米（$mm^2$）

$A_1$：该段螺栓横截面积，单位为平方毫米（$mm^2$）

$A_\tau$：横向加载期间的剪切面积，单位为平方毫米（$mm^2$）

$a$：外力作用点到对称变形体轴线的距离，单位为毫米（mm）

$a_k$：预加载区域边缘与连接横向边缘之间的距离，单位为毫米（mm）

$\alpha_A$：拧紧系数

$\alpha_P$：被夹紧件的热膨胀系数，单位为开尔文（$K^{-1}$）

$\alpha_S$：螺栓的热膨胀系数，单位为开尔文（$K^{-1}$）

$b_T$：螺栓连接时与承受的弯矩方向垂直的分界面区域宽度，单位为毫米（mm）

$\beta_L$：长度比

$\beta_S$：螺栓弹性弯曲回弹量，单位为毫米每牛（mm/N）

$c_T$：螺栓连接时与承受的弯矩方向平行的分界面区域长度，单位为毫米（mm）

$D_A$：分界面基体替代外径，单位为毫米（mm）

$D'_A$：连接结构基体替代外径，单位为毫米（mm）

$D_{A,Gr}$：变形锥体最大直径，单位为毫米（mm）

$D_a$：螺母的倒角直径，单位为毫米（mm）

$D_m$：工件材料直径，单位为毫米（mm）

$d$：螺栓公称直径，单位为毫米（mm）

$d_a$：头部支承区域平面的内径，单位为毫米（mm）

$d_h$：螺栓孔直径，单位为毫米（mm）

$d_{ha}$：夹紧部件倒角直径，单位为毫米（mm）

$d_S$：螺栓应力截面积的直径，单位为毫米（mm）

$d_w$：螺栓头支撑面外径，单位为毫米（mm）

$d_0$：螺栓最小横截面直径，单位为毫米（mm）

$d_2$：螺纹中径，单位为毫米（mm）

$d_3$：紧固件的直径或截面特征尺寸，单位为毫米（mm）

$d_4$：与紧固件几何相似的标准尺寸试样的直径或截面特征尺寸，单位为毫米（mm）

$d_5$：滚压前毛坯直径，单位为毫米（mm）

$\delta$：工件材料延伸率

$\delta_M$：螺纹牙体弹性回弹量，单位为毫米每牛（mm/N）
$\delta_P$：被连接件柔度，单位为毫米每牛（mm/N）
$\delta_S$：螺栓柔度，单位为毫米每牛（mm/N）
$E$：材料的弹性模量，单位为帕（Pa）
$\varepsilon$：比例因素引起的尺寸系数
$\varepsilon_m$：工艺因素引起的尺寸系数
$F_{KA}$：松开极限时的最小夹紧载荷，单位为牛顿（N）
$F_{KP}$：确保密封功能的最小夹紧载荷，单位为牛顿（N）
$F_{KQ}$：通过摩擦夹紧传递横向载荷和/或扭矩的最小夹紧载荷，单位为牛顿（N）
$E_M$：螺栓材料杨氏模量，单位为牛每平方毫米（$N/mm^2$）
$E_p$：被夹紧件杨氏模量，单位为牛每平方毫米（$N/mm^2$）
$E_{PT}$：非室温下工作状态被夹紧件的杨氏模量，单位为牛每平方毫米（$N/mm^2$）
$E_{PRT}$：室温下安装状态被夹紧件的杨氏模量，单位为牛每平方毫米（$N/mm^2$）
$E_S$：螺栓材料杨氏模量，单位为牛每平方毫米（$N/mm^2$）
$E_{SRT}$：室温下安装状态螺栓的杨氏模量，单位为开尔文（$K^{-1}$）
$E_{ST}$：非室温下工作状态螺栓的杨氏模量，单位为牛每平方毫米（$N/mm^2$）
$F$：滚压力，单位为牛顿（N）
$F_{KQ\ erf}$：传递横向载荷需要的夹紧载荷，单位为牛顿（N）
$F_{KR\ min}$：最小残余夹紧载荷，单位为牛顿（N）
$F_M$：推荐螺栓装配预加载荷，单位为牛顿（N）
$F_{M\ min}$：所需最小预加装配载荷，单位为牛顿（N）
$F_{M\ max}$：螺栓应设计的最大装配预加载荷，单位为牛顿（N）
$F_{Mzul}$：螺栓许用装配预加载荷，单位为牛顿（N）
$F_Q$：螺栓连接承受的剪力，单位为牛顿（N）
$F_{SAu}$：最小轴向附加螺栓载荷，单位为牛顿（N）
$F_{SAo}$：最大轴向附加螺栓载荷，单位为牛顿（N）
$F_{Sm}$：平均螺栓载荷，单位为牛顿（N）
$f$：外摩擦系数
$f_F$：滚压力修正系数
$f_z$：嵌入导致的塑性变形，单位为毫米（mm）
$f_1$：每转进给量，单位为毫米每转（mm/rev）
$\Phi_K$：载荷系数
$\Phi_n$：载荷分配系数
$\varphi$：替代变形锥角度，单位为度（°）
$G/G'$：螺栓连接分界面区域尺寸的限制值，单位为毫米（mm）
$HB$：工件的材料硬度，单位为牛每平方毫米（$N/mm^2$）
$h_{min}$：被夹紧件中最薄的板的厚度，单位为毫米（mm）
$\eta$：打滑系数
$I$：转矩，单位为牛米（N·m）
$I_1$：每分钟切削长度，单位为毫米每分钟（mm/min）
$I_{BT}$：分界面区域转矩，单位为牛米（N·m）
$I_{Bers}$：变形体替代转矩，单位为牛米（N·m）
$\hat{I}_{Bers}$：$I_{Bers}$减去螺栓孔转矩，单位为牛米（N·m）
$I_3$：螺栓螺纹小径横截面转矩，单位为牛米（N·m）
$L$：工件螺纹长度，单位为毫米（mm）
$l_A$：基体与连接体中载荷引入点之间的长度，单位为毫米（mm）
$l_{ers}$：螺栓替代弯曲长度，单位为毫米（mm）
$l_H$：变形筒长度，单位为毫米（mm）
$l_K$：夹紧长度，单位为毫米（mm）

$l_V$：变形锥长度，单位为毫米（mm）
$K$：滚丝轮头数
$K_S$：DC缩减系数
$M_B$：作用于螺栓连接点的工作力矩（弯矩），单位为牛米（N·m）
$M_G$：作用于螺纹的拧紧扭矩，单位为牛米（N·m）
$M_Y$：绕螺栓轴线的扭矩，单位为牛米（N·m）
$m_{eff}$：螺纹旋合长度，单位为毫米（mm）
$N$：主轴速度，单位为每分钟（$min^{-1}$）
$n$：载荷引入系数
$P$：螺距，单位为毫米（mm）
$P_B$：工作状态被夹紧件最大表面压力，单位为牛顿（MPa）
$p_G$：被夹紧件限制表面压力，单位为牛顿（MPa）
$p_i$：密封的内部压力，单位为兆帕（MPa）
$q_F$：涉及螺栓可能滑动/剪切的内部分界面传递力（$F_Q$）的数量
$q_M$：涉及可能滑动的内部分界面传递扭矩（$M_Y$）的数量
$R_{p0.2}$：螺栓0.2％规定应力，单位为兆帕（MPa）
$r_a$：$M_Y$作用时，夹紧部件的摩擦半径，单位为毫米（mm）
$S$：滚压进给量，单位为毫米每转（mm/r）
$s_{sym}$：螺栓轴线与虚拟横向对称变形体轴线的距离，单位为毫米（mm）
$\sigma_{ASG}$：热处理后滚丝前螺栓疲劳极限应力幅，单位为兆帕（MPa）
$\sigma_{ASV}$：热处理前滚丝前螺栓疲劳极限应力幅，单位为兆帕（MPa）
$\sigma_{AZSV}$：热处理前滚丝前螺栓疲劳极限应力幅，单位为兆帕（MPa）
$\sigma_{AZSG}$：热处理后滚丝前螺栓疲劳极限应力幅，单位为兆帕（MPa）
$\sigma_a$：作用于螺栓的连续交变应力，单位为兆帕（MPa）
$\sigma_{ab}$：偏心夹紧和加载时作用于螺栓的连续交变应力，单位为兆帕（MPa）
$\sigma_b$：标准试样材料的抗拉强度，单位为兆帕（MPa）
$\sigma_b'$：大尺寸零件材料的抗拉强度，单位为兆帕（MPa）
$\sigma_m$：平均应力，单位为兆帕（MPa）
$\sigma_P$：滚压力，单位为兆帕（MPa）
$\sigma_{SAbo}$：偏心载荷螺栓螺纹弯曲拉力纤维应力最大值，单位为兆帕（MPa）
$\sigma_{SAbu}$：偏心载荷螺栓螺纹弯曲拉力纤维应力最小值，单位为兆帕（MPa）
$\sigma_T$：材料的流动极限，单位为兆帕（MPa）
$\Delta T_S$：螺栓在工作状态相对于安装状态下温度增量，单位为摄氏度（℃）
$\Delta T_P$：被夹紧件在工作状态相对于安装状态下温度增量，单位为摄氏度（℃）
$\tau_B$：材料剪切强度，单位为兆帕（MPa）
$\tau_{Qmax}$：螺栓横向加载期间的最大剪切应力，单位为兆帕（MPa）
$u$：最容易开口的点到变形体中心的距离，单位为毫米（mm）
$v$：拧紧时屈服点应力利用系数，通常取0.9
$vc$：切削速度，单位为米每分钟（m/min）
$v_t$：滚丝轮与工件接触区的线速度，单位为毫米每分钟（mm/min）
$W_P$：螺栓横截面极阻力矩，单位为牛米（N·m）
$w$：连接系数
$\omega_t$：滚丝轮的圆周速度，单位为弧度每秒(rad/s)
$y$：直径比
$Z$：工件材料系数

## 5　设计依据

### 5.1　产品用途

高耐久性紧固件用于机械结构中将两个或多个被连接件紧固在一起，使用范围包括但不限于以下场景：

a) 清洁能源：用于风力发电机组塔筒与预应力基础的连接、风电叶片与风机轮毂连接及水电解制氢装置的组装等。用于清洁能源的紧固件应优先考虑疲劳性能指标。性能宜满足第 5 章中的要求；

b) 船舶工业：用于船舶的外壳结构连接、甲板设备固定、发动机及传动系统的组装、特种装置的固定等。用于船舶工业的紧固件应优先考虑防腐性能指标，防腐性能至少应达到 4 级。其他性能宜满足第 5 章中的要求；

c) 航空航天：用于连接飞机的机翼、尾翼、机身等关键结构件；连接航天器的各个模块、天线、太阳能电池板等部件；连接火箭的各级发动机、燃料箱、助推器等关键部件。用于航空航天的紧固件应优先考虑防松性能和疲劳性能指标。性能宜满足第 5 章中的要求。

## 5.2 功能要求

5.2.1 高耐久性紧固件应满足连接功能，在服役过程中被夹紧件不分开。

5.2.2 高耐久性紧固件应具备足够的服役寿命、强度、疲劳性能、防松性能及防腐性能等，确保紧固连接结构的安全可靠服役。

## 5.3 机械性能

5.3.1 高耐久性紧固件强度等级包括 8.8 级、10.9 级、12.9 级、14.9 级等，应按 GB/T 3098.1 及实际应用需求设计强度等级。

5.3.2 通常情况下，紧固件屈服强度/抗拉强度大于被连接件的屈服强度/抗拉强度，紧固件刚度小于被连接件的刚度。

5.3.3 螺栓连接强度为最薄弱零件的强度，除特殊情况外，该零件为螺栓。

5.3.4 螺栓及螺母应采用相匹配的性能等级，或由同样的材料制成。较高性能等级的螺母和垫圈可替代低性能等级的螺母和垫圈。

5.3.5 对于 12.9 级及以上高强度等级紧固件，由于其延展性较小且容易发生氢脆断裂，宜谨慎使用。

## 5.4 防腐

高耐久性紧固件防腐性能应满足实际应用需求。依据实际工况需求，防腐性能可分为五级：

——1 级：耐中性盐雾试验大于 2000 h，无红锈出现；

——2 级：耐中性盐雾试验 2000 h，无红锈出现；

——3 级：耐中性盐雾试验 1400 h，无红锈出现；

——4 级：耐中性盐雾试验 1000 h，无红锈出现；

——5 级：耐中性盐雾试验 720 h，无红锈出现。

## 5.5 防松

高耐久性紧固件紧固连接结构的连接副在特定振动次数后，残余轴力与初始轴力之比、或临界横向力应不低于需方要求，其最低防松性能要求为振动1500次后残余轴力与初始轴力之比应不低于60 %。

## 5.6 疲劳

高耐久性紧固件疲劳性能应满足实际应用需求，依据实际需求可分为五级：

——1 级：在（$\sigma_m$±80）MPa 的循环应力范围下，经受 200 万次循环载荷后螺栓与螺母不发生破坏；

——2 级：在（$\sigma_m$±60）MPa 的循环应力范围下，经受 200 万次循环载荷后螺栓与螺母不发生破坏；

——3 级：在（$\sigma_m$±40）MPa 的循环应力范围下，经受 200 万次循环载荷后螺栓与螺母不发生破坏；

——4 级：在（$\sigma_m$±30）MPa 的循环应力范围下，经受 200 万次循环载荷后螺栓与螺母不发生破坏；

——5 级：在（$\sigma_m$±20）MPa 的循环应力范围下，经受 200 万次循环载荷后螺栓与螺母不发生破坏。

## 5.7 安全系数

高耐久性紧固件紧固连接结构中，螺栓预紧力安全系数不小于1.0，抗屈服安全系数不小于1.0，抗疲劳安全系数不小于1.2，防止被夹紧件表面发生蠕变的安全系数不小于1.0，不发生横向移动的安全系数不小于1.8，不发生横向剪切失效的安全系数不小于1.1。

### 5.8 外形尺寸要求

5.8.1 高耐久性紧固件头部尺寸选型应满足实际应用需求。
5.8.2 高耐久性紧固件长度应满足被连接件与螺纹孔尺寸要求。
5.8.3 高耐久性紧固件尺寸公差应满足标准 GB/T 3103.1 要求。
5.8.4 高耐久性紧固件螺纹旋合长度应保证旋合螺纹不发生破坏。

### 5.9 材料要求

5.9.1 应满足 GB/T 3098 的要求。
5.9.2 高耐久性紧固件中螺栓材料的柔度（刚度的倒数，$\delta_S$）应比被夹紧件材料的柔度尽可能大，被连接件在中心夹紧和中心受载时的柔度（$\delta_P$）应比紧固件螺栓材料的柔度尽可能小。应尽可能采用较小的作用力比值（$\Phi_K$），从而降低紧固件中的偏转力及由于变形产生的预紧力下降。

### 5.10 布局与结构要求

高耐久性紧固件紧固连接结构优先选用同心夹紧和同心加载，载荷引入系数（$n$）尽可能小。

### 5.11 寿命要求

高耐久性紧固件设计的基准期应至少为20 a，高耐久性紧固件在贮存和运输过程中应采取防护措施，防止出现螺纹失效等问题。在规定的设计年限内，高耐久性紧固件应具有足够的可靠性。在设计使用年限内，高耐久性紧固件应满足以下要求：

a) 在正常施工和使用时，能承受可能出现的各种载荷和作用；
b) 在正常使用时，具有良好的工作性能；
c) 在正常维护下，具有足够的耐久性能；
d) 在设计规定的偶然事件发生时及发生后，结构能保持整体稳定性。

### 5.12 验收检查、包装及质量保证体系

紧固件验收检查宜满足GB/T 90.1的要求，紧固件包装应满足GB/T 90.2的要求，紧固件质量保证体系应满足GB/T 90.3的要求。

## 6 设计准则

### 6.1 设计的先进性和继承性原则

高耐久性紧固件应符合便于拆卸与安装原则。

### 6.2 通用化、系列化、组合化原则

在满足性能要求的前提下，高耐久性紧固件产品配件（如垫圈等）宜优先选择标准件。

### 6.3 质量特性设计原则

特殊需求的高耐久性紧固件应符合特殊力学性能、特殊防腐性能与特殊防松性能等要求。

### 6.4 方案优选、参数优化原则

6.4.1 应尽可能简化高耐久性紧固件紧固连接结构，充分发挥紧固件性能，实现轻量化要求并减少紧固件性能浪费。
6.4.2 连接件及被连接件的结合面形状应简单，并具有尽可能大的接触面尺寸，以便获得高精度和紧密配合。连接面的几何形状通常设计为轴对称的简单几何形状，如圆形、环形、矩形、三角形等。

### 6.5 经济性原则

在满足性能要求的前提下，高耐久性紧固件产品宜优先选用较低成本的材料与设计。

### 6.6 安全性原则

6.6.1 高耐久性紧固件紧固连接结构失效可能导致的危险分为三个风险等级。

a) 风险等级高：紧固连接发生故障失效时，可能导致设备出现破坏危险或危及人身安全。

b) 风险等级中：紧固连接发生故障失效时，可能导致设备发生功能性故障。

c) 风险等级低：紧固连接发生故障失效时，可能导致装饰不美观等情况，除风险等级高及中的其他情况。

6.6.2 任何一个紧固件连接都应归入上述三个风险等级中的一级，针对风险等级高和风险等级中的情况，应按照 VDI 2230—1 的要求进行计算验证，宜再进行超声监测/检测。针对风险等级低的情况，宜采用强度理论方法或超声监测/检测等方法进行验证。

## 7 设计内容

### 7.1 连接类型选择

7.1.1 根据工作原理，连接可分为形锁合连接、摩擦锁合连接和材料锁合连接。根据连接的可拆性分为可拆连接和不可拆连接。一般，以使用要求、经济要求及被连接件的尺寸等为依据选择连接类型。具体地，还应考虑连接的加工条件和被连接件材料、形状及尺寸等因素。

7.1.2 常用的连接类型包括但不限于以下几种：

——螺栓连接：用于连接两个较薄的零件，两个零件能够开通孔；

——双头螺柱连接：用于被连接件之一较厚、且材料强度较差，又需经常拆卸，不宜用螺栓连接的场合；

——螺钉连接：用于两个被连接件中一个较厚，另一个较薄，且不能经常拆卸的场合；

——紧固件-组合件连接：常用于密集采用紧固件连接的场合。

### 7.2 材料

7.2.1 高耐久性紧固件材料选择要考虑材料使用寿命、成本、强度等级匹配性及材料加工性能。宜按以下选择材料：

a) 保证强度、塑性和韧性的最佳配合；

b) 控制材料纯度，选择纯度高的材料，降低气孔、夹杂等缺陷和第二相质点存在的概率；

c) 根据使用环境选择晶粒度不同的材料，室温环境下选用细晶粒材料，高温环境下选用粗晶粒材料；

d) 对材料晶粒取向进行优化，使得紧固件应力方向尽可能地与流变方向相同或相近。

7.2.2 材料柔度满足 5.9.2 要求，按以下计算柔度。

螺栓柔度（$\delta_S$）：

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + .. + \delta_{Gew} + \delta_{GM} = \frac{l_{SK}}{E_S \times A_N} + \frac{l_1}{E_S \times A_1} + .. + \frac{l_{Gew}}{E_S \times A_{d3}} + \frac{l_M}{E_M \times A_N} + \frac{l_G}{E_S \times A_{d3}} \quad \cdots\cdots (1)$$

被夹紧件柔度（$\delta_P$）：

当分界面基体替代外径（$D_A$）大于限制外径（$D_{A,Gr}$）时：

$$\delta_P = \frac{2\,ln\left[\frac{(d_W+d_h)\,(d_W+w\times l_K\times tan\varphi-d_h)}{(d_W-d_h)\,(d_W+w\times l_K\times tan\varphi+d_h)}\right]}{w\times\pi\times E_P\times d_h\times tan\varphi} \quad \cdots\cdots (2)$$

当$d_w$（螺栓头支撑面外径）$<D_A<D_{A,Gr}$时：

$$\delta_P = \frac{\frac{2}{w\times d_h\times tan\varphi}ln\left[\frac{(d_W+d_h)\,(D_A-d_h)}{(d_W-d_h)\,(D_A+d_h)}\right]+\frac{4}{{D_A}^2-{d_h}^2}\left[l_K-\frac{(D_A-d_W)}{w\times tan\varphi}\right]}{\pi\times E_P} \quad \cdots\cdots (3)$$

当$D_A<d_w$时：

$$\delta_P = \frac{4\times l_H}{\pi\times E_P\times (D_A^2-d_h^2)} \quad \cdots\cdots (4)$$

当螺栓轴线与虚拟横向对称变形体轴线的距离（$s_{sym}$）不等于0时，被夹紧件柔度为 $\delta_P^*$：

$$\delta_P^* = \delta_P + \frac{s_{sym}^2\times l_K}{E_P\times I_{Bers}} \quad \cdots\cdots (5)$$

当$s_{sym}$≠0且外力作用点到对称变形体轴线的距离（$a$）大于0时，被夹紧件柔度为$\delta_P^{**}$：

$$\delta_P^{**} = \delta_P + \frac{s_{sym} \times a \times l_K}{E_P \times I_{Bers}} \quad \cdots\cdots (6)$$

$$\Phi_K = \frac{\delta_P}{\delta_S + \delta_P} \quad \cdots\cdots (7)$$

## 7.3 结构

### 7.3.1 螺纹结构

#### 7.3.1.1 螺纹粗牙细牙

当紧固连接结构需承受较大拉力或在振动场合使用，宜选细牙螺纹。其他情况下一般连接采用粗牙。尤其与锁紧螺母配合时，宜选粗牙螺纹。

#### 7.3.1.2 螺纹长度

7.3.1.2.1 当紧固件受剪切应力时，连接结构的结合部位无螺纹，避免螺纹部位发生早期断裂失效。螺纹孔中的螺纹结合应具有足够的长度，使内螺纹和外螺纹中的剪切强度大于紧固件中的拉伸预载荷。

7.3.1.2.2 所需螺纹旋合具体长度可按表 1 及图 1 进行设计。

**表 1 不同类型材料剪切强度比的参考值**

| 材料类型 | 剪切强度与抗拉强度比<br>$\tau_B/R_m$ | 剪切强度与材料硬度比<br>$\tau_B/HB$ |
|---|---|---|
| 结构钢 | 0.80～0.85 | — |
| 热处理钢 | 0.65～0.85 | 2.0 |
| 表面硬化钢 | 0.85～1.00 | 2.0 |
| 铸钢 | 0.80 | — |
| 奥氏体钢（固溶态） | 0.80 | 3.0 |
| 奥氏体 F90/60 | 0.65～0.75 | 2～2.5 |
| 铸铁 GJL | 1.15 | 1.5 |
| 铸铁 GJS | 0.90 | 2.0 |
| 镁合金（铸造） | 0.42 | — |
| 镁合金（可锻） | 0.55 | — |
| 铝合金（铸造） | 0.52 | 1.5 |
| 铝合金（可锻） | 0.60 | 1.5 |
| 钛合金（硬化） | 0.60 | 2.0 |

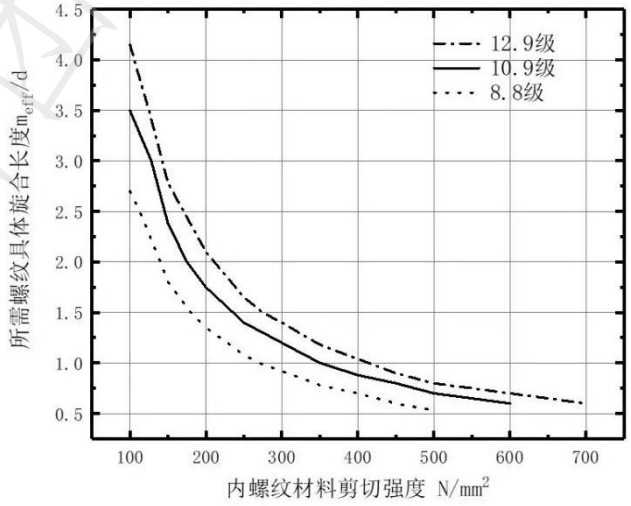


**图 1 临界内螺纹情况所需具体有效旋合长度的指导值**

#### 7.3.1.3 螺纹精度

7.3.1.3.1 螺纹公差带宜优先按表 2 和表 3 选用。选用顺序为，优先选用表 2 和表 3 中的粗字体公差带，次选用一般字体公差带，最后是括号内公差带。粗字体公差带，适用于大批量制造的螺纹紧固件。

7.3.1.3.2 为了保证螺纹副旋合性，且螺纹有足够的连接强度，螺纹配合精度一般常设计为 H/g、H/h、G/h 三种。其中，H/g 和 G/h 两种配合具有一定的旋合间隙，适合于大批量生产制造的螺纹紧固件。

7.3.1.3.3 在拧紧速度高的情况下或温度在 450 ℃下工况使用的螺纹副，选用 H/g 配合。温度在 450 ℃以上工况使用的螺纹副，选用 H/e 配合。

表 2 内螺纹推荐公差带

| 公差精度 | 公差带位置G | | | 公差带位置H | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | S | N | L | S | N | L |
| 精密 | - | - | - | 4H | 5H | 6H |
| 中等 | （5G） | **6G** | （7G） | **5H** | **6H** | **7H** |
| 粗糙 | - | （7G） | （8G） | - | 7H | 8H |

表 3 外螺纹推荐公差带

| 公差精度 | 公差带位置 e | | | 公差带位置 f | | | 公差带位置 g | | | 公差带位置 e | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | S | N | L | S | N | L | S | N | L | S | N | L |
| 精密 | - | - | - | - | - | - | - | （4g） | （5g4g） | （3h4h） | **4h** | （5h4h） |
| 中等 | - | **6e** | （7e6e） | - | **6f** | - | （5g6g） | **6g** | （7g6g） | （5h6h） | 6h | （7h6h） |
| 粗糙 | - | （8e） | （9e8e） | - | - | - | - | 8g | （9g8g） | - | - | - |

7.3.1.3.4 依据 GB/T 197，根据紧固件使用场合，将螺纹公差精度等级分为以下三级：

——精密级：用于精密螺纹；

——中等级：用于一般用途的螺纹，制造较为经济；

——粗糙级：用于精度要求不高，制造螺纹较为困难的场合，如深盲孔内螺纹。

7.3.1.3.5 依据 GB/T 197，按螺纹直径和螺距，将旋合长度分为三组：短组（S）、中等组（N）和长组（L），以满足紧固件不同使用的场合要求。

#### 7.3.1.4 螺纹选型

7.3.1.4.1 根据客户需要、紧固件应用场景等，高耐久性紧固件螺纹型式可为普通螺纹、圆弧螺纹、梯形螺纹及 MJ 螺纹等等。

7.3.1.4.2 普通螺纹紧固件应满足 GB/T 192、GB/T 193、GB/T 196 及 GB/T 197 要求，圆弧螺纹紧固件应满足 NB/T 10214 及 T/CI 150—2023 要求，梯形螺纹紧固件应满足 GB/T 5796 要求，MJ 螺纹紧固件应满足 GJB 3.1A—2015 要求。

7.3.1.4.3 对于疲劳寿命要求高的紧固件，宜优先选用圆弧螺纹、非等距螺纹或 MJ 螺纹。

### 7.3.2 头部结构

7.3.2.1 当高耐久性紧固件承受较大扭矩，螺栓头型选用六角头型。当承受较大扭矩且防松性能要求较高的螺栓头型选用六角法兰面头型或六角花形法-兰面头型。

7.3.2.2 当高耐久性紧固件装配时需要沉入连接件内或装配空间小的结构的螺栓选用内六角圆柱头形或内六花头型。

7.3.2.3 高耐久性紧固件高抗拉载荷螺栓选用十二角法兰面头型。

7.3.2.4 当高耐久性紧固件承受较大扭矩的螺栓选用内十二角圆柱头型。

### 7.3.3 连接类型

7.3.3.1 应用于主要承受剪切力、起锁紧连接作用、受损后可改换、对精密度要求较低等场景的螺纹连接副，宜采用螺栓螺母连接结构。

7.3.3.2 应用于孔槽、被连接结构极少拆解、承受相对较小的力、尺寸精度高等场景的螺纹连接副，宜采用螺钉连接结构，无需螺母。此外，紧定螺钉连接结构常用于防止两个零件相对运动的场景。

7.3.3.3　按下计算载荷分配系数（$\Phi_n$）。

当同心加载（$a$=0）和同心夹紧（$s_{sym}$=0）时：

$$\Phi_n = n \times \frac{\delta_P}{\delta_S+\delta_P} \quad \cdots\cdots (8)$$

当偏心夹紧（$s_{sym}$≠0）或偏心加载（$a$>0）时：

$$\Phi_n = n \times \frac{\delta_P^{**}}{\delta_S+\delta_P^{*}} \quad \cdots\cdots (9)$$

7.3.3.4　载荷引入点对螺栓头部位移影响的载荷引入系数（$n$）从表 4 中选择，连接类型参考图 2（来源于 VDI 2230—1）选择。

**表 4　连接类型 SV1 到 SV6 的载荷引入系数 n**

| $l_k$/h | 0.00 | | | | 0.10 | | | | 0.20 | | | | ≥0.30 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $a_k$/h | 0.00 | 0.10 | 0.30 | ≥0.50 | 0.00 | 0.10 | 0.30 | ≥0.50 | 0.00 | 0.10 | 0.30 | ≥0.50 | 0.00 | 0.10 | 0.30 | ≥0.50 |
| SV1 | 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 |
| SV2 | 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 |
| SV3 | 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 |
| SV4 | 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 |
| SV5 | 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 |
| SV6 | 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 |

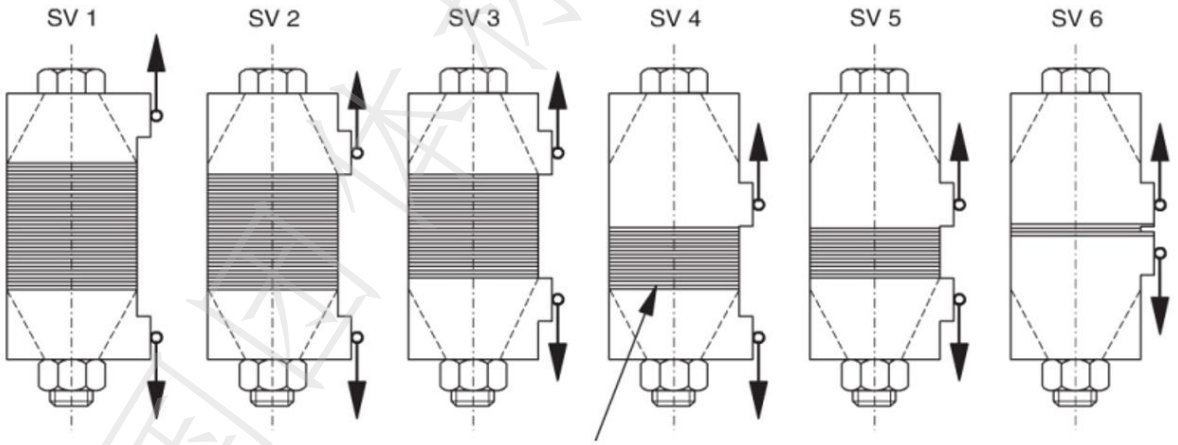


**图 2 根据载荷引入类型的连接类型**

### 7.3.4　健康监测

对于有应力监测或缺陷监测等监测需求的高耐久性紧固件，为便于进行健康监测，应满足以下要求：

——螺栓端面应平整，螺栓弯曲度应不大于 1 mm/m，材料成分应均匀；

——可在螺栓端部或垫圈侧面埋入传感器，但不应影响螺栓或螺母的其他性能。

### 7.3.5　摩擦系数

高耐久性紧固件紧固连接结构中涉及到三种摩擦系数，分别是被夹紧件分界面摩擦系数（$\mu_T$）、螺纹副摩擦系数（$\mu_G$）及螺栓头部支称区域摩擦系数（$\mu_K$）。三种摩擦系数查询与设计指导参照表5与表6，其与表面状态有关，防腐、润滑状态和制造工艺对摩擦性能都有不同的影响。

表 5　用于螺栓连接中不同材料/表面和润滑状态的摩擦系数等级指导值

| 摩擦系数等级 | $\mu_G$和 $\mu_K$的范围 | 典型示例选择 | |
|---|---|---|---|
| | | 材料/表面 | 润滑 |
| A | 0.04～0.10 | 光亮金属<br>黑色氧化<br>磷化<br>Zn、Zn/Fe、Zn/Ni 等<br>电镀层<br>锌片涂层 | 诸如在润滑剂中作为面层或在润滑膏中的 $MoS_2$、石墨、PTFE、PA、PE、PI 等固体润滑剂；<br>液体蜡<br>蜡散布物 |
| B | 0.08～0.16 | 光亮金属<br>黑色氧化<br>磷化<br>Zn、Zn/Fe、Zn/Ni 等<br>电镀层<br>锌片涂层<br>铝和镁合金 | 诸如在润滑剂中作为面层或在润滑膏中的 $MoS_2$、石墨、PTFE、PA、PE、PI 等固体润滑剂；<br>液体蜡<br>蜡散布物，动物油脂<br>石油；交货状态 |
| | | 热镀锌 | $MoS_2$；石墨<br>蜡散布物 |
| | | 有机涂层 | 合成固体润滑剂或蜡散布物 |
| | | 奥氏体钢 | 固体润滑剂或蜡；润滑膏 |
| C | 0.14～0.24 | 奥氏体钢 | 蜡散布物；润滑膏 |
| | | 光亮金属<br>磷化 | 交货状态（轻微涂油） |
| | | Zn、Zn/Fe、Zn/Ni 等<br>电镀层<br>锌片涂层<br>胶粘剂 | 无 |
| D | 0.20～0.35 | 奥氏体钢 | 涂油 |
| | | Zn、Zn/Fe、Zn/Ni 等<br>电镀层<br>热镀锌 | 无 |
| E | ≥0.30 | Zn、Zn/Fe、Zn/Ni 等<br>电镀层<br>奥氏体钢<br>铝和镁合金 | |

表 6　用于分界面静摩擦系数范围的近似值

| 配对材料 | 静摩擦系数 $\mu_T$ | |
|---|---|---|
| | 干燥 | 润滑 |
| 钢-钢/铸钢 | 0.10～0.30 | 0.07～0.12 |
| 钢-钢；清洁 | 0.15～0.40 | — |
| 钢-钢；表面硬化 | 0.04～0.15 | — |
| 钢-灰铸铁（GJL） | 0.11～0.24 | 0.06～0.10 |
| 钢-灰铸铁；清洁 | 0.26～0.31 | — |
| 钢-球墨铸铁（GJL） | 0.10～0.23 | — |
| 钢-球墨铸铁；清洁 | 0.20～0.26 | — |
| 灰铸铁-灰铸铁 | 0.15～0.30 | 0.06～0.20 |
| 灰铸铁-灰铸铁；清洁/脱脂 | 0.09～0.36 | — |
| 球墨铸铁-球墨铸铁 | 0.25～0.52 | 0.08～0.12 |
| 球墨铸铁-球墨铸铁；清洁/脱脂 | 0.08～0.25 | — |
| 灰铸铁-球墨铸铁 | 0.13～0.26 | — |
| 钢-青铜 | 0.12～0.28 | 0.18 |
| 灰铸铁-青铜 | 0.28 | 0.15～0.20 |
| 钢-铜合金 | 0.07～0.25 | — |
| 钢-铝合金 | 0.07～0.28 | 0.05～0.18 |

表 6　用于分界面静摩擦系数范围的近似值（续）

| 配对材料 | 静摩擦系数 $\mu_T$ | |
|---|---|---|
| | 干燥 | 润滑 |
| 铝-铝 | 0.19～0.41 | 0.07～0.12 |
| 铝-铝；清洁/脱脂 | 0.10～0.32 | — |

### 7.3.6　尺寸

7.3.6.1　根据被连接件的厚度确定紧固长度及螺栓的长度。根据需求确定终拧后螺栓在螺母非支撑面端外露长度。在加工和装配允许的范围内，适当加大螺纹截面的尺寸。避免尖角，适当增大过渡圆角半径。

7.3.6.2　公称直径为 M3～M39 的螺栓规格尺寸可参照表 7 进行选型，强度等级范围 8.8 级～12.9 级。其他规格尺寸可根据实际需要参照执行。具体步骤如下：

a)　在第 1 列中，选择作用在螺栓连接上加载的下一个最高载荷。如果在组合加载（轴向和横向载荷）期间最大轴向载荷（$F_{A\,max}$）小于 $F_{Q\,max}$（最大横向载荷）/ $\mu_{T\,min}$，则只要使用 $F_{Q\,max}$；

b)　若用 $F_{Q\,max}$ 设计连接，静态或动态横向载荷加四级；

c)　若用 $F_{A\,max}$ 设计连接，动态和偏心加载轴向载荷加两级；动态同心或静态偏心加载轴向载荷加一级；静态和同心加载轴向载荷不增加级数；

d)　已通过复紧扭矩设定的简单拧紧转轴拧紧螺栓加两级；或使用扭矩扳手或通过动态扭矩测量或螺栓伸长量测量调整的精密转轴或通过气动脉冲板拧工具拧紧加一级；对于通过在塑性范围内角度控制或通过计算机控制的屈服点监控拧紧不增加级数；

e)　第 2 到 4 列给出了用于所选螺栓强度等级所需的螺栓规格尺寸。

表 7　螺栓规格选型

| 载荷<br>N | 公称直径<br>mm | | |
|---|---|---|---|
| | 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 | — |

### 7.3.7　螺栓组结构设计

7.3.7.1　一般，连接结合面处的形状应为轴对称的简单几何形状。通常，可将结合面中间挖空，以减少结合面加工量和结合面不平度的影响，并提高连接刚度。

7.3.7.2　螺栓组的形心应与螺栓组连接结合面的形心相重合，宜有两个互相垂直的对称轴。

7.3.7.3　螺栓的布置应使各螺栓的受力合理，受力矩作用的螺栓组，布置时应尽量远离对称轴。

7.3.7.4　螺栓的排列应有合理的间距和边距，同一圆周上螺栓数目应采用四、六、八、十二等偶数。
7.3.7.5　同一组螺栓的直径和长度应尽量相同，并应避免螺栓受附加弯曲载荷的作用。
7.3.7.6　各螺栓中心间的最小距离应不小于扳手空间的最小尺寸，最大距离应按实际连接用途及结构尺寸大小确定。

## 7.4　加工

### 7.4.1　一般要求

7.4.1.1　采用适当的热处理工艺，用以提高紧固件的疲劳强度。可采用时效处理以得到有利的弥散组织，提高疲劳强度。
7.4.1.2　紧固件制造过程中，应避免在表面层引入有害的残余拉应力。避免使用易引起毛坯材料偏析、脱碳、夹杂、裂纹等的工艺方法。

### 7.4.2　滚压加工

7.4.2.1　滚压力是形成螺纹的重要因素，应合理选择滚压力，以缩短滚压时间、增加滚丝轮使用寿命，并保证螺纹加工尺寸稳定性。螺纹滚压压力按下式计算。60°的普通螺纹、对半圆形螺纹、矩形螺纹的滚压力修正系数（$f_F$）分别取 1.0、1.5、2.0。碳素钢、低合金钢、高强度合金钢及特种钢（不锈钢、含铜合金钢等）工件材料系数（$Z$）分别取 0.1～0.5、0.5～1.0、1.0～2.0、2.0～5.0。

$$F = 0.250P\sqrt{\frac{HB}{4\delta} + ZP}\left(\frac{1}{2K} + 0.95\right)Lf_F \quad \cdots\cdots (10)$$

7.4.2.2　滚压速度（$v_t$）是决定材料的变形程度和变形速度的因素之一，影响螺纹的滚压质量。对于抗拉强度不大于 588.6 MPa 和相对延伸率大于 10 %的材料的坯件，滚压速度在（20～25）m/min 取值。对于合金钢取，滚压速度在（10～12）m/min 取值。滚压速度（$v_t$）按下式计算。打滑系数（$\eta$）可根据实际情况选取 0.83～0.93。

$$v_t = |\omega_1| \cdot \frac{d}{2} \cdot \eta \quad \cdots\cdots (11)$$

7.4.2.3　滚压进给量（$S$）过大进给会导致坯件内部出现裂纹，而进给量过小进给又会使滚压生产率降低。在保证工具的使用寿命和被加工螺纹精度的前提下，应选用较高的滚丝轮转速，以提高生产率。滚压进给量（$S$）按下式计算，当滚压公制螺纹时，$\sigma_P$为(2.5～3.0) $\sigma_T$。低碳钢及高碳钢的滚压进给速度宜分别取（2.0～3.5）mm/s 及（0.9～1.7）mm/s。

$$S = f^2 \cdot \frac{d \cdot d_5}{d + d_5}\left(1 + \sqrt{\frac{P}{E}}\right) \quad \cdots\cdots (12)$$

### 7.4.3　车削加工

7.4.3.1　切削速度按下式计算。

$$vc = \frac{\pi N D_m}{1000} \quad \cdots\cdots (13)$$

7.4.3.2　进给量按下式计算。

$$f_1 = \frac{I_1}{N} \quad \cdots\cdots (14)$$

## 7.5　机械性能

7.5.1　服役状态下被夹紧件分界面处所需要的最小夹紧力值（$F_{Kerf}$）按下式计算。

$$F_{Kerf} \geqq max（F_{KQ}；F_{KP} + F_{KA}） \quad \cdots\cdots (15)$$

7.5.2　当连接结构承受横向力或扭矩时，最小夹紧载荷（$F_{KQ}$）按下式计算。

$$F_{KQ} = \frac{F_{Qmax}}{q_F \times \mu_{T\,min}} + \frac{M_{Ymax}}{q_M \times r_a \times \mu_{T\,min}} \quad \cdots\cdots (16)$$

7.5.3　当连接结构承受内部压力时，最小夹紧载荷（$F_{KP}$）按下式计算。

$$F_{KP} = A_D \times p_{i\,max} \quad \cdots\cdots (17)$$

7.5.4　当承受轴向力与弯矩时，最小夹紧载荷（$F_{KA}$）按下式计算。

$$F_{KA} = F_{Amax}\frac{A_D \times (a \times u - s_{sym} \times u)}{I_{BT} + s_{sym} \times u \times A_D} + M_{Bmax}\frac{A_D \times u}{I_{BT} + s_{sym} \times u \times A_D} \quad \cdots\cdots (18)$$

### 7.6 防腐

7.6.1 高耐久性紧固件8.8级及以下紧固件宜选用镀锌涂层设计，涂层厚度不超过30 μm。
7.6.2 装备内部高耐久性紧固件宜选用锌铝涂层设计，涂层厚度一般（5～35）μm。
7.6.3 装备外观高耐久性紧固件宜选用粉末渗锌涂层设计，涂层厚度一般（10～30）μm。
7.6.4 极少拆卸且腐蚀环境恶劣高耐久性紧固件宜选用复合材料复层包覆涂层设计，涂层厚度无要求。
7.6.5 表面处理过程中需注意温度和固化时间等对高耐久性紧固件疲劳性能的影响。

### 7.7 防松

可根据TB/T 3246.4—2010中第5章选用防松举措，紧固件紧固连接结构的防松措施包括以下几种：

a) 对于有较大振动的工作环境且为重要部位的连接，宜采用机械防松方式，如开口销、止退垫片、穿铁线等；
b) 小规格紧固件应用于低强度连接且横向振动不明显工况时，宜采用弹性垫圈防松方式；
c) 对于高耐久性紧固件连接强度不高的应用场景，宜采用法兰面防松方式；
d) 对于不常拆卸的重要连接部位，宜采用锁固胶等防松方式；
e) 对于横向振动工作环境且重要连接部位，宜采用自锁螺母或双叠自锁防松垫圈等防松方式。

### 7.8 疲劳

7.8.1 针对疲劳要求高的高耐久性紧固件，防腐涂层工艺中，温度不应高于经淬火和回火处理紧固件的回火温度。温度和时间可能影响热处理后滚压螺纹紧固件的疲劳极限。
7.8.2 缺口效应会降低紧固件的疲劳强度，应考虑缺口应力集中的影响，准确控制缺口的加工工艺，保证紧固件缺口的一致性和均匀性，可通过疲劳缺口系数标定紧固件缺口处应力集中对疲劳的影响。
7.8.3 尺寸效应会降低紧固件的疲劳强度，应考虑紧固件尺寸效应的影响，通过试验曲线确定。若为工艺因素造成的尺寸效应，可根据疲劳极限与抗拉强度近似的比例关系估算工艺因素引起的尺寸系数，按式19计算，当缺乏抗拉强度数据时，可用布氏硬度比代替强度比。比例因素造成的尺寸效应，可用式20计算。

$$\varepsilon_{\mathrm{m}}=\frac{\sigma_{\mathrm{b}}^{'}}{\sigma_{\mathrm{b}}} \quad \cdots\cdots (19)$$

$$\varepsilon=\left(\frac{d_3}{d_4}\right)^{-0.102} \quad \cdots\cdots (20)$$

7.8.4 针对公称直径超过30 mm的螺栓，考虑其尺寸效应，S-N曲线应按照下式考虑DC缩减系数的影响。

$$K_{\mathrm{s}}=\left(\frac{30}{d}\right)^{0.25} \quad \cdots\cdots (21)$$

7.8.5 通过机械切削如车削、磨削等方法加工，会降低紧固件的疲劳强度，应考虑表面加工系数的影响，紧固件机加表面会通过表面层塑性变形（加工硬化层、残余应力）、表面层温度和表面层粗糙度（刀痕深度、锐度）等对紧固件疲劳强度造成影响，一般通过试验得出表面加工系数曲线图。
7.8.6 通过滚压、搓丝等表面冷作方法加工，以及喷砂、喷丸、超载拉伸等表面强化的紧固件，会在紧固件表面引入残余压应力，提高紧固件的疲劳强度，应考虑表面强化的影响，表面冷作强化的系数可参考表8。

**表8 表面冷作强化系数参考表**

| 材料 | 冷作方法 | 试件形式 | 试件直径<br>mm | 表面强化系数 |
|---|---|---|---|---|
| 结构用碳钢和合金钢 | 用滚子滚压 | 无应力集中 | 7～20 | 1.2～1.4 |
| | | | 30～40 | 1.1～1.25 |
| | | 有应力集中 | 7～20 | 1.5～2.2 |
| | | | 30～40 | 1.3～1.8 |
| 结构用碳钢和合金钢 | 喷丸 | 无应力集中 | 7～20 | 1.1～1.3 |
| | | | 30～40 | 1.1～1.2 |

表8　表面冷作强化系数参考表（续）

| 材料 | 冷作方法 | 试件形式 | 试件直径<br>mm | 表面强化系数 |
|---|---|---|---|---|
| 结构用碳钢和合金钢 | 喷丸 | 有应力集中 | 7～20 | 1.4～2.5 |
| | | | 30～40 | 1.1～1.5 |

7.8.7　不同的热处理、滚丝顺序高耐久性紧固件疲劳极限应力幅值的计算方式不同。

7.8.8　当连续加载的交变循环次数（$N_0$）不小于 $2\times10^6$，在 $0.3\leqslant F_{sm}/F_{0.2min}<1$ 的有效范围内，热处理前滚丝螺栓疲劳极限应力幅（$\sigma_{ASV}$）及对于热处理后滚丝螺栓疲劳极限应力幅（$\sigma_{ASG}$）分别按下式计算。

$$\sigma_{ASV}=0.85\left(\frac{150}{d}+45\right) \quad \cdots\cdots (22)$$

$$\sigma_{ASG}=\left(2-F_{Sm}/F_{0.2min}\right)\times\sigma_{ASV} \quad \cdots\cdots (23)$$

7.8.9　当连续加载的交变循环次数（$N_0$）小于 $2\times10^6$，对于热处理前滚丝螺栓疲劳强度应力幅（$\sigma_{AZSV}$）及对于热处理后滚丝螺栓疲劳强度应力幅（$\sigma_{AZSG}$）分别按下式计算。

$$\sigma_{AZSV}=\sigma_{ASV}\left(N_D/N_Z\right)^{1/3} \quad \cdots\cdots (24)$$

$$\sigma_{AZSG}=\sigma_{ASG}\left(N_D/N_Z\right)^{1/6} \quad \cdots\cdots (25)$$

## 7.9　安全系数

7.9.1　高耐久性紧固件，预紧力安全系数不小于 1.0。否则，可考虑：

——选择更大螺栓直径，增加横截面面积；

——选择更高强度等级，增加屈服强度；

——采用螺纹润滑，降低摩擦系数；

——采用细牙螺纹，降低螺距。

7.9.2　抗屈服安全系数不小于 1.0。否则，可考虑：

——提高螺栓性能等级，提高螺栓屈服强度；

——提高螺栓尺寸，降低等效应力；

——降低工作载荷引起的螺栓轴力，降低等效应力。

7.9.3　抗疲劳安全系数不小于 1.2。否则，可考虑：

——降低工作载荷引起的螺栓轴力，降低交变应力幅；

——降低偏心及弯曲造成的应力，降低交变应力幅；

——增大螺栓尺寸，降低交变应力幅；

——降低性能等级，优化加工工艺，提高螺栓疲劳强度。

7.9.4　防止被夹紧件表面发生压溃的安全系数不小于 1.0。否则，可考虑：

——更换材料，热处理，表面处理等，提高表面强度；

——增加平垫、套筒，降低孔径　增大承压面积，降低表面压力；

——降低被连接件的夹紧力，降低表面压力。

7.9.5　不发生横向移动的安全系数不小于 1.8。否则，可考虑：

——增加螺栓尺寸或提高等级，提高预紧力，提高接触面夹紧力；

——增加接触面抗滑移系数，提高抗滑移阻力；

——增加结构防滑，结构防滑。

7.9.6　不发生横向剪切失效的安全系数不小于 1.1。否则，可考虑：

——提高螺栓等级，提高剪切强度；

——增大螺栓直径，提高剪切面积，降低剪应力；

——改善连接结构，增加剪切层数，降低剪应力。

## 7.10　修复与防护

7.10.1　紧固件应有良好的可修复性，便于对难以拆卸更换的紧固件进行修复。

7.10.2　对于应用环境恶劣的紧固件，可选用热缩管、防护帽等措施进行防护。

## 7.11　包装、运输及贮存

7.11.1　紧固件包装应符合 GB/T 90.2，应按批配套供货，并附有出厂质量保证书。不同批次的不得混用。

7.11.2　紧固件在运输、保管过程中，应有防潮措施。搬运时应轻装、轻卸，防止损伤螺纹。

7.11.3　紧固件应按包装箱上注明的批号、规格分类保管。室内存放，堆放应有防止生锈、潮湿及沾染脏物等措施。

7.11.4　紧固件保管时间不应超过 6 个月。超期使用应按要求重新检测扭矩系数或紧固轴力，合格后方可使用。

7.11.5　为保持交货状态，避免受环境的影响，制造者应有适当的贮存紧固件的环境。制造者应为紧固件的贮存、搬运和使用提供建议，以保持产品的交货状态。

## 7.12　安装

### 7.12.1　安装方法

7.12.1.1　高耐久性紧固件常用的安装方法：

——扭矩控制法：扭矩法安装时螺栓强度利用率不高，风险等级低部位的螺栓装配可采用扭矩控制法安装；

——扭矩-转角控制法：扭矩-转角法安装时螺栓强度利用率较高，风险等级中或高部位的螺栓装配宜采用扭矩-转角法安装；

——屈服点控制法：屈服点控制法安装时可较大限度的利用螺栓强度，风险等级中或高部位的螺栓装配应采用屈服点控制法安装。

7.12.1.2　安装工具与拧紧系数可参照表 9 选择。

**表 9　拧紧系数选取参照表**

| 装配工具 | 屈服控制法 | 张拉器 | 数显板手 | 普通扭矩扳手 |
|---|---|---|---|---|
| 拧紧系数 | 1.0 | 1.2 | 1.6 | 2.0 |

### 7.12.2　安装预紧力与扭矩

7.12.2.1　安装预紧力（$F_M$）按下式计算。

$$F_{M,min} = F_{Kerf} + \left(1 - \Phi_n\right)F_{A,max} + F_Z + \Delta F'_{Vth} \quad \cdots\cdots (26)$$

$$F_{M,max} = \alpha_A F_{M,min} \quad \cdots\cdots (27)$$

$$F_M = \frac{F_{M,min}+F_{M,max}}{2} \quad \cdots\cdots (28)$$

7.12.2.2　由于表面粗糙度引起的可能的预紧力减小量（$F_Z$）、由于温度变化引起的可能的预紧力减小量（$\Delta F_{Vth}$）按下式计算。

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_S+\delta_P)} \quad \cdots\cdots (29)$$

$$\Delta F'_{Vth} = \frac{l_K \times (\alpha_S \times \Delta T_S - \alpha_P \times \Delta T_P)}{\delta_S \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_P \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \quad \cdots\cdots (30)$$

7.12.2.3　所施加的预紧力矩（$M_A$）按下式计算。

$$M_A = F_M \times [0.16P + 0.58 d_2 \mu_{Gmin} + D_{KM} \frac{\mu_{Kmin}}{2}] \quad \cdots\cdots (31)$$

## 8　设计验证

### 8.1　材料

8.1.1　化学成分测定用试样的取样和制样方法应按 GB/T 20066 的规定执行，化学成分测定按 GB/T 20123、GB/T 20125 或 GB/T 4336 的规定进行。

8.1.2　材料低倍组织检验应按 GB/T 1979 和 GB/T 226 的规定进行。

8.1.3　材料非金属夹杂物检测应按 GB/T 10561 的规定进行。

### 8.2 结构

高耐久性紧固件尺寸可用游标卡尺检验，也可使用三坐标测量仪、轮廓仪、螺纹检测仪等设备检验。

### 8.3 机械性能

按T/CI 150—2023中8.5进行。

### 8.4 防腐

8.4.1 按 GB/T 10125 规定进行中性盐雾试验。

8.4.2 按 GB/T 5267.2 规定进行硝酸铵快速腐蚀试验。

8.4.3 采用其他防腐处理措施时，应协商其试验方法。

### 8.5 防松

按照GB/T 10431中规定进行，在不同防松方式规定的试验紧固轴力及润滑条件下，对连接副进行频率为12.5 Hz、振动次数为1500次的横向振动试验，记录连接副残余轴力与初始轴力之比或临界横向振动力。

### 8.6 疲劳

应符合GB/T 13682的规定。

### 8.7 预应力

可采用超声应力监测方法，包括但不限于GB/T 43232。

### 8.8 扭矩系数

按T/CI 150—2023中8.6进行。

### 8.9 紧固连接结构安全校核

按附录A进行。

# 附 录 A

（规范性）

## 基于VDI 2230—1验证方法

### A.1 限制尺寸校核与拧紧系数确定

A.1.1 应保证螺栓连接分界面区域尺寸的限制值（$G/G'$）不小于分界面尺寸（$c_T$），超过限制尺寸会造成较大的计算偏差。其中，$G/G'$ 按式A.1与A.2计算。

螺栓螺母连接 TBJ：

$$G = h_{min} + d_w \quad \text{（A.1）}$$

螺钉连接 TTJ：

$$G' \approx 2 \times d_w \quad \text{（A.2）}$$

A.1.2 参照表7进行拧紧系数（$\alpha_A$）取值。拧紧系数（$\alpha_A$）按式A.3计算。

$$\alpha_A = \frac{F_{M\,max}}{F_{M\,min}} \quad \text{（A.3）}$$

### A.2 工作状态下被夹紧件分界面处所需要的最小夹紧力值（$F_{Kerf}$）计算

A.2.1 当螺栓连接承受横向力或扭矩时，最小夹紧载荷（$F_{KQ}$）按式A.4计算。

$$F_{KQ} = \frac{F_{Qmax}}{q_F \times \mu_{T\,min}} + \frac{M_{Ymax}}{q_M \times r_a \times \mu_{T\,min}} \quad \text{（A.4）}$$

A.2.2 当螺栓连接结构承受内部压力时，最小夹紧载荷（$F_{KP}$）按式A.5计算。

$$F_{KP} = A_D \times p_{i\,max} \quad \text{（A.5）}$$

A.2.3 当承受轴向力与弯矩时，最小夹紧载荷（$F_{KA}$）按式A.6计算，分界面区域转矩（$I_{BT}$）按式A.7计算，$F_{Kerf}$按式A.8计算。

$$F_{KA} = F_{Amax} \frac{A_D \times (a \times u - s_{sym} \times u)}{I_{BT} + s_{sym} \times u \times A_D} + M_{Bmax} \frac{A_D \times u}{I_{BT} + s_{sym} \times u \times A_D} \quad \text{（A.6）}$$

$$I_{BT} = \frac{b_T \times c_T^3}{12} \quad \text{（A.7）}$$

$$F_{Kerf} \geqq max（F_{KQ}；F_{KP} + F_{KA}） \quad \text{（A.8）}$$

### A.3 载荷分配系数（$\Phi$）计算

A.3.1 当同心加载（$a$=0）和同心夹紧（$s_{sym}$=0）时，载荷分配系数按式A.9与A.10计算。

TBJ：

$$\Phi_n = n \times \frac{\delta_P}{\delta_S + \delta_P} \quad \text{（A.9）}$$

TTJ：

$$\Phi_n = n \times \frac{\delta_P + \delta_{PZu}}{\delta_S + \delta_P} \quad \text{（A.10）}$$

A.3.2 当偏心夹紧（$s_{sym}$≠0）或偏心加载（$a$>0）时，载荷分配系数按式A.11与A.12计算。

TBJ：

$$\Phi_n = n \times \frac{\delta_P^{**}}{\delta_S + \delta_P^*} \quad \text{（A.11）}$$

TTJ：

$$\Phi_n = n \times \frac{\delta_P^{**} + \delta_{PZu}}{\delta_S + \delta_P^*} \quad \text{（A.12）}$$

A.3.3 螺栓柔度（$\delta_s$）按式A.13～A.17计算。

TBJ：

$$l_M = 0.4d \quad \text{（A.13）}$$

TTJ：

$$l_M = 0.33d \quad \text{（A.14）}$$

$$l_G = 0.5d \quad \text{（A.15）}$$

$$l_{SK} = 0.4d \quad \text{（A.16）}$$

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + .. + \delta_{Gew} + \delta_{GM} = \frac{l_{SK}}{E_S \times A_N} + \frac{l_1}{E_S \times A_1} + .. + \frac{l_{Gew}}{E_S \times A_{d3}} + \frac{l_M}{E_M \times A_N} + \frac{l_G}{E_S \times A_{d3}} \quad \text{（A.17）}$$

A.3.4 限制外径（$D_{A,Gr}$）按式A.18～A.22计算。

$$\beta_L = \frac{l_K}{d_W} \quad \text{（A.18）}$$

$$y = \frac{D_A'}{d_W} \quad \text{（A.19）}$$

TBJ：

$$tan\varphi \ = 0.362 + 0.032\, ln\left(\frac{\beta_L}{2}\right) + 0.153 lny \quad \text{（A.20）}$$

TTJ：

$$tan\varphi \ = 0.348 + 0.013\, ln\, \beta_L + 0.193 lny \quad \text{（A.21）}$$

TBJ：w = 1

TTJ：w = 2

$$D_{A,Gr} = d_W + w \times l_K \times tan\varphi \quad \text{（A.22）}$$

A.3.5 当$D_A > D_{A,Gr}$，被夹紧件柔度（$\delta_s$）按式A.23～A.25计算。

$$\delta_P = \frac{2\, ln\left[\frac{(d_W + d_h)\ (d_W + w \times l_K \times tan\varphi - d_h)}{(d_W - d_h)\ (d_W + w \times l_K \times tan\varphi + d_h)}\right]}{w \times \pi \times E_P \times d_h \times tan\varphi} \quad \text{（A.23）}$$

$$I_{Bers}^V = 0.147 \frac{(D_A - d_W) \times d_W^3 \times D_A^3}{D_A^3 - d_W^3} \quad \text{（A.24）}$$

$$I_{Bers} = I_{Bers}^V + s_{sym}^2 \times \frac{\pi}{4} \times D_A^2 \quad \text{（A.25）}$$

A.3.6 当$d_w < D_A < D_{A,Gr}$，被夹紧件柔度（$\delta_s$）按式A.26、A.27计算。

$$\delta_P = \frac{\frac{2}{w \times d_h \times tan\varphi} ln\left[\frac{(d_W + d_h)\ (D_A - d_h)}{(d_W - d_h)\ (D_A + d_h)}\right] + \frac{4}{{D_A}^2 - {d_h}^2}\left[l_K - \frac{(D_A - d_W)}{w \times tan\varphi}\right]}{\pi \times E_P} \quad \text{（A.26）}$$

$$I_{Bers} = \frac{l_K}{\frac{2}{w}\left(l_V / I_{Bers}^{Ve}\right) + l_H / I_{Bers}^H} \quad \text{（A.27）}$$

A.3.7 当$D_A < d_w$，被夹紧件柔度（$\delta_s$）按式A.28、A.29计算。

$$\delta_P = \frac{4 \times l_H}{\pi \times E_P \times (D_A^2 - d_h^2)} \quad \text{（A.28）}$$

$$I_{Bers}=\frac{b\times c_T^3}{12} \quad \text{（A.29）}$$

A.3.8　当$s_{sym}$≠0时，被夹紧件柔度为$\delta_P^*$，按式30计算。

$$\delta_P^*=\delta_P+\frac{s_{sym}^2\times l_K}{E_P\times I_{Bers}} \quad \text{（A.30）}$$

A.3.9　当$s_{sym}$≠0且$a$>0时，被夹紧件柔度为$\delta_P^{**}$，按式A.31～A.33计算。

$$\delta_P^{**}=\delta_P+\frac{s_{sym}\times a\times l_K}{E_P\times I_{Bers}} \quad \text{（A.31）}$$

$$\delta_M=\frac{l_M}{E_M\times A_N}=\frac{0.33d}{E_M\times A_N} \quad \text{（A.32）}$$

$$\delta_{PZu}=（w-1）\times\delta_M \quad \text{（A.33）}$$

A.3.10　载荷引入点对螺栓头部位移影响的载荷引入系数（$n$）从表4中选择，按图2选择连接类型。

## A.4　分别由于表面粗糙度、温度变化引起的可能的预紧力减小量（$F_z$、$\Delta F'_{Vth}$）计算

A.4.1　FZ按式A.34计算。其中，fZ取值参考表A.1。

$$F_Z=\frac{f_Z}{（\delta_S+\delta_P）} \quad \text{（A.34）}$$

**表A.1 钢制无涂层螺栓、螺母和压紧夹紧部件嵌入量指导值**

单位为微米

| 根据GB/T 3505的平均粗糙度高度（Rz） | 加载 | 嵌入量指导值 $f_z$ | | |
|---|---|---|---|---|
| | | 螺纹中 | 头部或螺母支承区域 | 内部分界面 |
| Rz＜10 | 拉伸/压缩 | 3 | 2.5 | 1.5 |
| Rz＜10 | 剪切 | 3 | 3 | 2 |
| 10≤Rz＜40 | 拉伸/压缩 | 3 | 3 | 2 |
| 10≤Rz＜40 | 剪切 | 3 | 4.5 | 2.5 |
| 40≤Rz＜160 | 拉伸/压缩 | 3 | 4 | 3 |
| 40≤Rz＜160 | 剪切 | 3 | 6.5 | 3.5 |

A.4.2　$\Delta F'_{Vth}$按式A.35计算。

$$\Delta F'_{Vth}=\frac{l_K\times（\alpha_S\times\Delta T_S-\alpha_P\times\Delta T_P）}{\delta_S\frac{E_{SRT}}{E_{ST}}+\delta_P\frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \quad \text{（A.35）}$$

## A.5　工作状态下保持功能被夹紧件分界面处所需要的最小夹紧力值（$F_{M\,min}$）计算

按式A.36计算。

$$F_{Mmin}=F_{Kerf}+\left(1-\Phi_n\right)F_{Amax}+F_Z+\Delta F'_{Vth} \quad \text{（A.36）}$$

## A.6　螺栓实际有可能承受的预紧力的最大值（$F_{M\,max}$）计算

按式A.37计算。

$$F_{Mmax}=\alpha_A\times F_{Mmin} \quad \text{（A.37）}$$

## A.7　安装状态下螺栓不失效的安全系数（$S_M$）校核

A.7.1　许用装配应力与许用装配载荷分别按式A.38与A.39计算。

$$\sigma_{red,M}=\nu\times R_{p0.2min} \quad \text{（A.38）}$$

$$F_{Mzul} = A_0 \times \frac{\nu \times R_{p0.2min}}{\sqrt{1+3\times[\frac{3}{2}\times\frac{d_2}{d_0}\times(\frac{P}{\pi\times d_2}+1.155\mu_{Gmin})]^2}} \quad (A.39)$$

A.7.2 螺栓预紧力安全系数（$S_M$）按式A.40计算。

$$S_M = \frac{F_{Mzul}}{F_{Mmax}} \quad (A.40)$$

A.7.3 螺栓预紧力安全系数用于评价螺栓连接施加的预紧力是否满足装配要求，应满足$S_M \geq 1$。若不满足要求，应选择更大的螺栓公称直径或采用其他装配方法或减小摩擦系数。

## A.8 工作状态下螺栓不失效的安全系数（$S_F$）校核

A.8.1 工作状态总螺栓载荷按式A.41计算。

$$F_{Smax} = F_{Mzul} + \Phi_n \times F_{Amax} - \Delta F'_{Vth} \quad (A.41)$$

A.8.2 螺栓最大拉伸应力按式A.42计算。

$$\sigma_{zmax} = \frac{F_{Smax}}{A_0} \quad (A.42)$$

A.8.3 螺栓最大扭转应力按式A.43～A.45计算。

$$M_G = F_{Mzul} \times \frac{d_2}{2}（\frac{P}{\pi\times d_2}+1.155\mu_{Gmin}） \quad (A.43)$$

$$W_P = \frac{\pi}{16} d_0^3 \quad (A.44)$$

$$\tau_{max} = \frac{M_G}{W_P} \quad (A.45)$$

A.8.4 工作状态比较应力按式A.46计算。

$$\sigma_{red,B} = \sqrt{{\sigma_z}_{max}^2 + 3\times(0.5\times\tau_{max})^2} \quad (A.46)$$

A.8.5 抗屈服安全系数（$S_F$）按式A.47计算。

$$S_F = \frac{R_{p0.2min}}{\sigma_{red,B}} \quad (A.47)$$

A.8.6 螺栓屈服强度安全系数用于评价螺栓连接工作状态下是否满足安全使用要求，应满足$S_F \geq 1.0$。

## A.9 螺栓抗疲劳失效的安全系数（$S_D$）校核

A.9.1 当$s_{sym}$=0且$a$=0时，连续交变应力（$\sigma_a$）按式A.48～A.50计算。

$$F_{SAo} = \Phi_n \times F_{Amax} \quad (A.48)$$

$$F_{SAu} = \Phi_n \times F_{Amin} \quad (A.49)$$

$$\sigma_a = \frac{F_{SAo} - F_{SAu}}{2A_S} \quad (A.50)$$

A.9.2 当$s_{sym} \neq 0$或$a > 0$时，连续交变应力（$\sigma_{ab}$）按式A.51～A.59计算。

$$I_N = \frac{\pi}{64} \times d^4 \quad (A.51)$$

$$I_1 = \frac{\pi}{64} \times d_1^4 \quad (A.52)$$

$$I_3 = \frac{\pi}{64} \times d_3^4 \quad (A.53)$$

$$\beta_S = \beta_{SK} + \beta_1 + \beta_{Gew} + \beta_{GM} = \frac{l_{SK}}{E_S\times I_N} + \frac{l_1}{E_S\times I_1} + \frac{l_{Gew}}{E_S\times I_3} + \frac{l_M}{E_P\times I_N} + \frac{l_G}{E_S\times I_3} \quad (A.54)$$

$$l_{ers} = \beta_S \times E_S \times I_3 \quad (A.55)$$

$$\hat{I}_{Bers} = I_{Bers} - \frac{\pi}{64} \times d_h^4 \quad (A.56)$$

$$\sigma_{SAbo} = [1 + \left(\frac{1}{\Phi_n} - \frac{s_{sym}}{a}\right) \frac{l_K}{l_{ers}} \times \frac{E_S}{E_P} \times \frac{\pi \times a \times d_s^3}{8 \times \hat{I}_{Bers}}] \frac{\Phi_n \times F_{Amax}}{A_S} \quad (A.57)$$

$$\sigma_{SAbu} = [1 + \left(\frac{1}{\Phi_n} - \frac{s_{sym}}{a}\right) \frac{l_K}{l_{ers}} \times \frac{E_S}{E_P} \times \frac{\pi \times a \times d_s^3}{8 \times \hat{I}_{Bers}}] \frac{\Phi_n \times F_{Amin}}{A_S} \quad (A.58)$$

$$\sigma_{ab} = \frac{\sigma_{SAbo} - \sigma_{SAbu}}{2} \quad (A.59)$$

A.9.3 当连续加载的交变循环次数$N_D \geq 2\times10^6$，对于热处理前滚丝（SV）螺栓疲劳极限应力幅按式A.60计算。对于热处理后滚丝（SG）螺栓疲劳极限应力幅按式A.61计算。

$$\sigma_{ASV} = 0.85 \left(\frac{150}{d} + 45\right) \quad (A.60)$$

$$\sigma_{ASG} = \left(2 - F_{Sm}/F_{0.2min}\right) \times \sigma_{ASV} \quad (A.61)$$

A.9.4 当连续加载的交变循环次数$N_D < 2\times10^6$，对于热处理前滚丝（SV）螺栓疲劳强度应力幅按式A.62计算。对于热处理后滚丝（SG）螺栓疲劳强度应力幅按式A.63计算。

$$\sigma_{AZSV} = \sigma_{ASV} \left(N_D/N_Z\right)^{1/3} \quad (A.62)$$

$$\sigma_{AZSG} = \sigma_{ASG} \left(N_D/N_Z\right)^{1/6} \quad (A.63)$$

A.9.5 抗疲劳安全系数（$S_D$）按式A.64计算。

$$S_D = \frac{\sigma_{AS}}{\sigma_{a/ab}} \quad (A.64)$$

A.9.6 抗疲劳安全系数用于评价螺栓连接在循环交变载荷下是否满足安全使用要求，应保证$S_D \geq 1.2$。

### A.10 被夹紧件表面发生蠕变的安全系数（$S_P$）校核

A.10.1 装配状态被夹紧件最大表面压力按式A.65、A.66计算。

$$A_{p\,min} = \frac{\pi}{4}(d_w^2 - d_h^2) \quad (A.65)$$

$$P_{Mmax} = \frac{F_{M\,zul}}{A_{p\,min}} \quad (A.66)$$

A.10.2 工作状态被夹紧件最大表面压力按式A.67计算。

$$P_{Bmax} = \frac{F_{M\,max} + F_{SA\,max} - \Delta F_{Vth}}{A_{p\,min}} \quad (A.67)$$

A.10.3 装配状态被夹紧件最小表面强度安全系数按式A.68计算。

$$S_{PM} = \frac{p_G}{P_{Mmax}} \quad (A.68)$$

A.10.4 工作状态被夹紧件最小表面强度安全系数按式A.69计算。

$$S_{PB} = \frac{p_G}{P_{Bmax}} \quad (A.69)$$

A.10.5 表面强度安全系数用于评价螺栓连接被夹紧件表面不发生压溃，应保证$S_{PM} \geq 1.0$且$S_{PB} \geq 1.0$。

### A.11 工作状态下不发生横向移动的安全系数（$S_G$）和不发生横向剪切失效的安全系数（$S_A$）校核

A.11.1 最小残余夹紧载荷按式A.70计算。

$$F_{KR\,min} = \frac{F_{Mzul}}{\alpha_A} - (1 - \Phi_n) \times F_{Amax} - F_Z - \Delta F_{Vth} \quad (A.70)$$

A.11.2 传递横向载荷需要的夹紧载荷按式A.71计算。

$$F_{KQ\,erf}=\frac{F_{Qmax}}{q_F\times\mu_{T\,min}}+\frac{M_{Ymax}}{q_M\times r_a\times\mu_{T\,min}} \quad (A.71)$$

A.11.3 抗滑安全余量按式A.72计算。

$$S_G=\frac{F_{KR\,min}}{F_{KQ\,erf}} \quad (A.72)$$

A.11.4 抗滑移安全系数用于评价螺栓连接结构是否发生相对滑移，静态加载应保证$S_G$≥1.2；交变加载应保证$S_G$≥1.8。

A.11.5 螺栓横向加载期间的最大剪切应力按式A.73计算。

$$\tau_{Qmax}=\frac{F_{Qmax}}{A_\tau} \quad (A.73)$$

A.11.6 抗剪切安全系数按式A.74计算。

$$S_A=\frac{\tau_B}{\tau_{Qmax}}=\frac{\tau_B\times A_\tau}{F_{Qmax}} \quad (A.74)$$

A.11.7 抗剪切安全系数用于评价螺栓连接结构是否发生剪切失效，应保证$S_A$≥1.1。

## A.12 所施加的预紧力矩（$M_A$）计算

推荐螺栓装配预加载荷按式A.75计算，最大拧紧扭矩按式A.76～A.78计算。

$$F_M=\frac{F_{M,min}+F_{M,max}}{2} \quad (A.75)$$

$$D_{KM}=\frac{(d_W+D_{Ki})}{2} \quad (A.76)$$

$$D_{Ki}=max(D_a,\ d_{ha},\ d_h,\ d_a) \quad (A.77)$$

$$M_A=F_{M\,zul}\times[0.16\times P+0.58\times d_2\times\mu_{Gmin}+D_{KM}\times\frac{\mu_{Kmin}}{2}] \quad (A.78)$$

# 参 考 文 献

[1] NB/T 20548—2019 核电厂地脚螺栓设计技术规程
[2] DIN 405-1 General-purpose knuckle threads - Profiles and nominal sizes

全国团体标准信息平台