



# 中华人民共和国国家标准

GB/T XXXXX—XXXX

## 起重机 总体设计 锻钢吊钩的 极限状态和能力验证

Cranes-General design-Limit states and proof of competence of forged steel hooks

(ISO 17440:2014, MOD)

(征求意见稿)

XXXX—XX—XX 发布

XXXX—XX—XX 实施

国家市场监督管理总局  
国家标准化管理委员会

发布

目 次

前 言 ..... III

1 范围 ..... 1

2 规范性引用文件 ..... 1

3 术语、定义和符号 ..... 2

4 通用要求 ..... 4

    4.1 材料 ..... 5

    4.2 工艺 ..... 5

    4.3 制造公差 ..... 6

    4.4 热处理 ..... 6

    4.5 加载验证 ..... 6

    4.6 钩身几何形状 ..... 7

    4.7 钩柄加工 ..... 8

    4.8 螺母 ..... 9

    4.9 吊钩悬挂形式 ..... 9

5 静强度 ..... 9

    5.1 概述 ..... 9

    5.2 垂直方向设计载荷 ..... 10

    5.3 水平方向设计力 ..... 10

    5.4 钩柄弯矩 ..... 11

    5.5 钩身设计应力 ..... 14

    5.6 钩柄设计应力 ..... 15

    5.7 吊钩静强度验证 ..... 16

6 疲劳强度 ..... 17

    6.1 概述 ..... 17

    6.2 垂直方向疲劳设计力 ..... 17

    6.3 水平方向疲劳设计力 ..... 17

    6.4 钩柄疲劳设计弯矩 ..... 17

    6.5 钩身疲劳强度验证 ..... 18

    6.6 钩柄疲劳强度验证 ..... 22

    6.7 系列生产吊钩钩柄的疲劳设计 ..... 28

7 符合性验证 ..... 28

    7.1 概述 ..... 28

    7.2 制造验证 ..... 28

    7.3 加载验证 ..... 29

7.4	无损检测 (NDT)	29
7.5	试验抽样	29
8	使用信息	29
8.1	维护与检验	29
8.2	标志	30
8.3	安全使用	30
附录 A (资料性附录)	单钩系列示例	31
附录 B (资料性附录)	双钩系列示例	36
附录 C (资料性附录)	附录 A 和附录 B 吊钩钩身的静强度极限设计力	38
附录 D (资料性附录)	附录 A 和附录 B 吊钩钩身的疲劳强度极限设计力	40
附录 E (规范性附录)	钩身计算和特定谱比系数	42
附录 F (资料性附录)	已验证吊钩的疲劳强度计算示例 (已施加验证载荷)	46
附录 G (资料性附录)	钩柄和螺纹系列示例	51
附录 H (规范性附录)	曲梁的弯曲度	56
附录 I (规范性附录)	铰接或绳索缠绕的吊钩悬挂形式的倾斜阻力计算	59
附录 J (资料性附录)	使用附录 C-E 选择吊钩规格指南	63
附录 K (规范性附录)	吊钩制造商提供的信息	65
附录 L (资料性附录)	本文件与 ISO 17440:2014 的技术差异及其原因	66
参 考 文 献		68

## 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。

本文件修改采用ISO 17440:2014《起重机 总体设计 锻钢吊钩的极限状态和能力验证》。

本文件与ISO 17440:2014相比，存在较多技术差异，在所涉及的条款的外侧页边空白位置用垂直单线（|）进行了标示。这些技术差异及其原因一览表见附录L。

本文件做了下列编辑性改动：

——用“ $K_{v2}$ ”代替作为冲击吸收功的“ $A_v$ ”；

——应力单位符号“ $N\ mm^{-2}$ ”改为“ $N/mm^2$ ”，规范化应力单位。

本文件由中国机械工业联合会提出。

本文件由全国起重机标准化技术委员会（SAC/TC 227）归口。

本文件负责起草单位：

本文件参加起草单位：

本文件主要起草人：

# 起重机 总体设计 锻钢吊钩的极限状态和能力验证

## 1 范围

吊钩作为起重机的重要组成部分，为防止其发生危险，本文件规定了锻钢吊钩的通用要求以及静强度和疲劳强度计算、符合性验证、使用信息的要求和方法。

本文件适用于下列吊钩零部件和吊钩类型：

- 任何类型锻钢吊钩钩身；
- 螺纹/螺母结构型式的机加工吊钩钩柄。

注1：本文件原则上也适用于其他钩柄类型的吊钩以及钩柄结构确定、可使用相关应力集中系数的情况。本文件不适用于由一片或多片轧制钢板组成的叠片式吊钩。

本文件适用于材料的抗拉强度极限不超过 $800\text{N/mm}^2$ 、屈服强度极限不超过 $620\text{N/mm}^2$ 的吊钩。

以下是可能在正常使用和可预见误用时对人员造成危害的重大危险情况和危险事件，为减少或消除与下列危险有关的风险，见第4章至第8章的相关要求。

- 超出强度极限（屈服、抗拉和疲劳）；
- 超出材料的温度极限；
- 意外从吊钩上卸下载荷。

注2：本文件仅适用于符合 GB/T 22437.1 的极限状态设计法。

## 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 197 普通螺纹 公差（GB/T 197-2018,ISO 965-1:2013,MOD）

GB/T 228.1 金属材料 拉伸试验 第1部分：室温试验方法（GB/T 228.1-2010，ISO 6892-1:2009，MOD）

GB/T 228.3 金属材料 拉伸试验 第3部分：低温试验方法（GB/T 228.3-2019，ISO 6892-3:2015，MOD）

GB/T 229 金属材料 夏比摆锤冲击试验方法（GB/T 229-2007，ISO 148-1:2006，MOD）

GB/T 3505 产品几何技术规范(GPS) 表面结构 轮廓法 术语、定义及表面结构的参数（GB/T 3505-2009,ISO 4287:1997, IDT）

GB/T 3808 摆锤式冲击试验机的检验（GB/T 3808-2018,ISO 148-2:2008, MOD）

GB/T 6974.1 起重机 术语 第1部分：通用术语（GB/T 6974.1-2008，ISO 4306-1:2007，IDT）

GB/T 10051.2 起重吊钩 第2部分：锻造吊钩技术条件

GB/T 10051.4 起重吊钩 第4部分：直柄单钩毛坯件

GB/T 10051.6 起重吊钩 第6部分：直柄双钩毛坯件

GB/T 15706 机械安全 设计通则 风险评估与风险减小（GB/T 15706-2012,ISO 12100-2010,IDT）

GB/T 16825.1 静力单轴试验机的检验 第1部分：拉力和（或）压力试验机测力系统的检验与校准（GB/T 16825.1-2008,ISO 7500-1:2004 , IDT）

GB/T 20863.1 起重机械 分级 第1部分：总则（GB/T 20863.1-2007,ISO 4301-1:1986, IDT）

GB/T 22437.1 起重机 载荷与载荷组合的设计原则 第1部分：总则（GB/T 22437.1-2018, ISO 8686-1: 2012, IDT）

GB/T 37400.15-2019 重型机械通用技术条件 第15部分：锻钢件无损探伤

ISO 643 钢 表面粒度的显微测定(Steels—Micrographic determination of the apparent grain size)

### 3 术语、定义和符号

#### 3.1 术语和定义

GB/T 6974.1和GB/T 15706界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

##### 3.1.1

钩柄 hook shank

将吊钩悬挂在起重机提升系统上的吊钩上部。

##### 3.1.2

钩身 hook body

钩柄下方弯曲部分的吊钩下部。

##### 3.1.3

钩腔 hook seat

用于悬挂载荷提升附件的吊钩钩身底部。

##### 3.1.4

吊钩悬挂形式 hook suspension articulation

允许吊钩沿负载方向倾斜的吊钩悬挂的特征。

#### 3.2 符号

下列符号适用于本文件。

符号应符合表1的规定。

表1 符号

符号	说明
$A_{d1}$	钩柄毛坯的横截面面积
$A_{d4}$	钩柄危险截面的面积
$K_{V2}$	材料的最小冲击韧性
$a$	加速度
$a_1$	钩腔圆直径
$a_2$	钩口开口度
$a_3$	钩尖高度
$b_{\max}$	钩身危险截面的最大厚度
$b_{\text{ref}}$	参考厚度

$C$	起重机设计寿命内的工作循环总数
$C_t$	吊钩悬挂的倾斜阻力系数
$C_e$	载荷偏心系数
$D$	疲劳累积损伤 (Palmgren-Miner 假设)
$d_1$	钩柄毛坯直径
$d_3$	外螺纹大径
$d_4$	钩柄底切直径
$d_5$	外螺纹小径
$e_R$	从钩柄的中心线到垂直载荷线的距离
$F$	垂直力
$F_H$	由于偶然或特殊载荷而作用在吊钩上的垂直力
$F_{Rd,s}, F_{Rd,f}$	极限设计力, 静强度/疲劳强度
$F_{sd,s}$	垂直设计力, 验证静强度
$F_{sd,f}$	垂直设计力, 验证疲劳强度
$f_1, f_2, f_3$	影响系数 ( $f_1$ —工作温度影响系数, $f_2$ —材料厚度影响系数, $f_3$ —表面粗超度影响系数)
$f_{Rd}$	极限设计应力
$f_y$	屈服强度极限
$f_u$	抗拉强度极限
$g$	重力加速度, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$
$H_{sd,s}$	吊钩的水平设计力
$H_{sd,f}$	用于验证疲劳强度的水平设计力
$h_1, h_2$	钩身截面高度
$h$	从钩腔底部到悬挂接合点的垂直距离
$h_s$	从钩腔底部到钩柄危险截面的垂直距离
$i$	某个提升循环或应力循环
$I$	曲梁的参考惯性矩
$I_{d1}$	钩柄毛坯截面惯性矩
$I_{d4}$	钩柄危险截面惯性矩
$k_c$	关于应力谱和载荷状态级别的换算系数
$k_h, k_s$	应力谱系数
$k_Q$	按照 GB/T 22437.1 确定的载荷谱系数
$k_5^* k_6^*$	特定谱比系数, $m = 5 / 6$
$\lg$	以 10 为底的 Log
$M_1, M_2, M_3, M_4$	钩柄弯矩
$M_{1,f,i}, M_{2,f,i}, M_{3,f,i}$	用于验证疲劳强度的钩柄弯矩, 对应第 $i$ 提升循环
$M_{sd,s}$	静态设计弯矩
$m$	特征疲劳设计曲线的斜率参数
$m_{RC}$	额定提升载荷质量
$m_i$	吊钩在第 $i$ 个提升循环的载荷质量
$N$	应力循环/提升循环总数
$N_D$	应力循环基准数, $N_D = 2 \times 10^6$
$P$	螺纹的螺距

$P_a$	在一个提升循环内加速次数的平均值
$R$	钩身曲率半径
$R_a$	表面轮廓的平均深度, 符合 GB/T 3505-2009
$R_z$	表面轮廓的最大深度, 符合 GB/T 3505-2009
$r_9$	过渡圆弧半径
$r_{th}$	螺纹根部半径
$s$	底切长度
$s_h, s_s$	应力历程参数
$s_Q$	载荷历程参数
$t$	螺纹深度
$T$	工作温度
$u_S, u_T$	切口深度
$\alpha$	角度
$\alpha_S, \alpha_T$	应力集中系数
$\beta$	吊钩倾斜角度或方向
$\beta_n, \beta_{nS}, \beta_{nT}$	切口影响系数
$\varphi_2$	提升无约束地面载荷的动载系数
$\varphi_5$	运动加速度引起的动载系数
$\gamma_n$	高危险度系数
$\gamma_p$	分项载荷系数
$\gamma_m$	一般抗力系数
$\gamma_{sm}$	特定抗力系数
$\gamma_{Hf}, \gamma_{sf}$	疲劳强度特定抗力系数
$\eta_1, \eta_2$	吊钩钩身截面中心到边缘的距离
$\nu$	载荷分量系数
$\nu_h, \nu_s$	相关应力循环数
$\mu$	平均应力影响系数
$\sigma_a$	轴向力引起的钩柄应力
$\sigma_b$	弯矩引起的钩柄应力
$\sigma_m$	应力循环中的平均应力
$\sigma_A$	应力循环中的应力幅
$\sigma_{Sd}$	设计应力
$\sigma_M$	疲劳强度基本值, 无凹槽件
$\sigma_p$	脉动应力循环中的总应力范围
$\sigma_W$	疲劳强度幅值, 凹槽件
$\sigma_{Tmax}, \sigma_{T1}, \sigma_{T2}$	交变应力幅值
$\Delta\sigma_C$	特征疲劳强度
$\Delta\sigma_{Rd}$	疲劳极限设计应力
$\Delta\sigma_{Sd,i}$	第 $i$ 个提升循环中的应力范围
$\Delta\sigma_{Sd,max}$	最大应力范围

#### 4 通用要求



#### 4.1 材料

成品吊钩材料应具有足够的延展性，以避免在规定的温度范围内发生吊钩脆性断裂。吊钩材料经锻造和热处理后，应具有表2所示的最小延伸率和冲击韧性。

表2 吊钩材料的冲击试验和延伸率要求

工作温度	冲击试验温度	最小延伸率 $A_5$	最小冲击吸收功, $K_{V2}/J$	
			结构钢	合金钢
$T \geq -30\text{ }^{\circ}\text{C}$	$-20\text{ }^{\circ}\text{C}$	15%	39	35
$-30\text{ }^{\circ}\text{C} > T \geq -40\text{ }^{\circ}\text{C}$	$-30\text{ }^{\circ}\text{C}$		35	27
$-40\text{ }^{\circ}\text{C} > T \geq -50\text{ }^{\circ}\text{C}$	$-40\text{ }^{\circ}\text{C}$		35	27

为满足工作温度的要求，制造商应选择适当的合金钢或非合金钢，经相应热处理后与所选钩型的材料强度等级等级相一致，同时还应考虑吊钩名义厚度与强度的对应关系。

材料的冶炼应采用电炉（或转炉）加炉外精炼的方法。

根据ISO 643进行测试时，钢材应完全脱氧，抗应变时效脆性稳定，奥氏体粒度为6或更细。应确保钢中含有足够的铝（最低为0.025%），以满足吊钩在使用过程中能够抵抗应变时效脆性的要求。

钢中硫和磷的含量不应超过表3规定的限值。

表3 硫和磷含量

元素	最大含量	
	熔炼分析%	成品分析%
硫 (S)	0.020	0.025
磷 (P)	0.020	0.025
硫磷总和 (S+P)	0.035	0.045

力学性能（屈服强度极限、抗拉强度极限）与锻造钩身的厚度有关。名义厚度采用钩腔部位最大厚度和钩柄直径两者中的最大值。

为了标准化，表4列出了锻造吊钩的材料强度等级。表4中给出的力学性能值为设计值，吊钩制造商应保证不小于该值。

表4 材料强度等级对应的力学性能

材料强度等级	机械性能	
	上屈服限或 0.2%的延伸限 $f_y$ $\text{N/mm}^2$	抗拉强度极限 $f_u$ $\text{N/mm}^2$
M	235	340
P	315	490
S	390	540
T	500	700
V	620	800
注：所选材料应符合下列要求： $f_u/f_y \geq 1.2$		

#### 4.2 工艺

每个吊钩均应通过整个坯料热锻造成型，锻件的宏观流线应与钩身轮廓一致。锻造操作中多余的金属应清除干净，表面光滑，不得有毛刺。

不允许从轧制钢板上切割型材制造锻造吊钩。

成品吊钩钩腔表面粗糙度应等于或小于Rz 500  $\mu\text{m}$ ，可通过磨削达到所要求的表面质量。任何磨削痕迹都应该与钩腔圆的圆周方向一致。

热处理后，应清除表面氧化皮，吊钩不应出现裂纹等有害缺陷，应根据GB/T 37400.15的要求，使用适当的无损检测方法检验吊钩是否有缺陷，并按照7.4规定的无损检测要求进行检验。

吊钩制造过程中不允许进行焊接。

### 4.3 制造公差

单钩和双钩的毛坯件尺寸公差应分别符合GB/T 10051.4和GB/T 10051.6的规定。

加工后钩柄中心线与钩腔中心线的偏差应符合GB/T 10051.2的规定。

吊钩在厚度方向上应保持左右对称，每个横截面的质心应保证在中心线两侧 $0.025d_1$ 范围内。

### 4.4 热处理

每个锻造吊钩都应在 $AC_3$ 点以上的温度进行淬火并回火，或者在 $AC_3$ 点以上的温度进行正火。回火温度至少应达到 $475^\circ\text{C}$ 。

正火、回火条件应至少与 $475^\circ\text{C}$ 保温1小时的处理效果相同。

### 4.5 加载验证

作为制造过程的一部分，吊钩宜作加载验证。初步加载验证应在常温下进行，能够进一步辅助质保管理过程，提高吊钩的整体抗疲劳性能。如果采用加载验证，验证过程如下：

- a) 加载验证应在整个制造过程（锻造、热处理和机加工）的最后进行；
- b) 在钩柄螺母与下述两者之间施加验证载荷力：
  - 1) 对于单钩，施加在钩腔的底部，作直线拉伸，受力的方向与钩柄的垂直轴线平行；
  - 2) 对于双钩，施加在两侧钩腔对称位置，两侧受力方向与各自钩腔中心成 $90^\circ$ 夹角；
- c) 由于加载验证产生的相对永久变形，在钩口处测量，其变形值不应超过 $0.25\%$ ；对于批量生产的吊钩，应对批次中的每个吊钩进行加载验证；
- d) 验证载荷的大小（ $F_{PL}$ ）宜能使在单钩截面B和双钩截面A上（见图5），产生的应力达到相应材料屈服强度极限 $f_y$ 的 $1.5$ 倍；

根据断面A（双钩）或断面B（单钩）的应力来确定验证载荷值计算公式如下：

单钩

$$F_{PL,sp} = \frac{1.5f_y M_{hf}}{1000}$$

双钩

$$F_{PL,th} = \frac{1.5f_y M_{hf}}{1000v}$$

式中：

$F_{PL,sp}$  ——单钩验证载荷，单位：千牛顿（kN）；

$F_{PL,th}$  ——双钩验证载荷，单位：千牛顿（kN）；

$f_y$  ——所选材料的屈服强度极限；

$M_{hf}$  ——吊钩对于截面 A 或 B 内弧的一个系数；作为示例，附录 C 给出了一个系列单钩  $M_{hf}$  的数据。

$$v = 0.5 \times \tan \alpha$$

对于双钩截面 A， $\alpha = 45^\circ$ （见 5.5.3）

通过下列公式求得  $M_{hf}$

$$I \frac{\left(1 - \frac{\eta_1}{R}\right)}{(R\eta_1)}$$

公式中所有代号的含义应符合附录 H 的规定。

- e) 加载验证后，用适当的无损检测方法对钩身进行检测，确定吊钩不存在有害缺陷、瑕疵和裂纹；
- f) 经过加载验证的吊钩应在吊钩类型标记旁边增加“PL”标志；
- g) 加载验证将影响（有益）吊钩的后续疲劳性能，可使用附录 F 中示例的计算方法来量化这种影响。

应根据所需要的延展性选择能够承受验证载荷的吊钩材料，特别是高强度钢。

**注 1：** 本文件不涉及将加载验证应用于质量管理过程所带来的其他益处。

**注 2：** 在  $F_{PL}$  作用下承受最大应力的拉伸纤维必然会产生屈服，同时应力将重新分布，导致验证载荷卸下后，在该拉伸区域存在永久压应力。

#### 4.6 钩身几何形状

吊钩截面几何形状应能保证危险截面的应力不超过 5.5.1 中规定的应力。

钩腔应为圆形。对于单钩钩腔圆心应与钩柄的中心线重合。对于双钩钩腔圆弧应与钩柄外边缘相切。

双钩钩身形状应对称于钩柄的中心线。

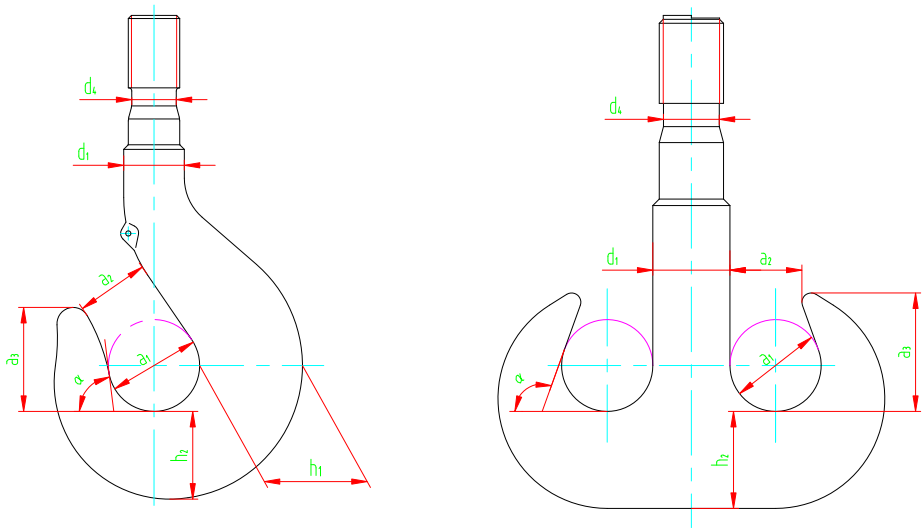


图1 吊钩尺寸

钩柄直径（ $d_1$ ）与钩腔圆直径（ $a_1$ ）的比例如下： $d_1 \geq 0.55 a_1$

钩口内边缘和钩腔圆（ $a_1$ ）分叉点的圆切线在水平方向的最小角度为：单钩 $\alpha \geq 60^\circ$ ，双钩 $\alpha \geq 90^\circ$ 。

在不考虑吊钩钩口闭锁器对开口度的影响时，完整的开口度（ $a_2$ ）为： $a_2 \leq 0.85 a_1$ 。带吊钩钩口闭锁器的有效开口尺寸最小为： $a_0 \geq 0.7 a_1$ 。

吊钩钩尖高度（ $a_3$ ）最小为： $a_3 \geq a_1$ 。

附录A和附录B给出了符合本条款要求的吊钩钩身尺寸系列示例。

与附录A和附录B中所示钩身不同的其他钩身，只要满足本条款所要求的尺寸特征和材料要求，就可以单独或组合评估其是否在技术上满足本文件的要求。

预期除目前所给钩身系列示例外，今后还将出现其他钩身系列，可以作为组合列入附录A和附录B。

4.7 钩柄加工

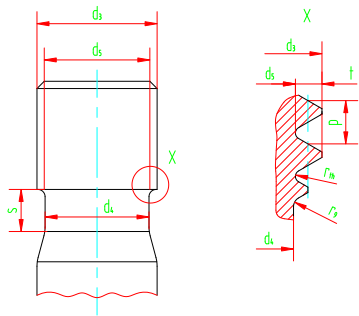


图2 加工后钩柄尺寸

钩柄螺纹部分的长度不应小于 $0.8d_3$ ;

螺纹的螺距( $p$ )应与螺纹外径( $d_3$ )成一定比例,如: $0.055d_3 \leq p \leq 0.15d_3$ ;

螺纹的深度( $t$ )应与螺纹的螺距( $p$ )成一定比例,如: $0.45p \leq t \leq 0.61p$ ;

螺纹轮廓的底部半径( $r_{th}$ )不应小于 $0.14p$ ,不应使用未规定底部半径的螺纹类型。

应该在钩柄最后一个螺纹的下方进行底切(直径 $d_4$ ),长度( $s$ )与底切深度的比例如下: $s \geq 2(d_3 - d_4)$ 。底切深度应大于螺纹小径( $d_5$ ),最小值为: $d_4 \leq (d_5 - 0.3 \text{ mm})$ 。应使用一种成型工具加工底切,确保表面光洁度达到 $R_a \leq 3.2 \mu\text{m}$ ,避免出现加工痕迹和缺陷。

从螺纹部分到底切部分的过渡过程中,应该有一个过渡圆弧。过渡圆弧半径( $r_9$ )应与底切直径( $d_4$ )成比例: $r_9 \geq 0.06d_4$ 。圆弧过渡区域的形状没必要是四分之一圆形。

加工后的钩柄(即 $d_4$ )的最小截面直径应满足 $d_4 \geq 0.65d_1$ ,其中 $d_1$ 为钩柄毛坯直径,见图1。

钩柄的整个加工部分在每个直径变化位置都应有一个过渡圆弧,加工的部分不应触及到毛坯的弧形部分。

螺纹应符合GB/T 197(粗螺纹级)规定的6g公差要求。

注:附录G给出了满足几何形状要求的成品钩柄和螺纹尺寸系列示例。对于尺寸参数满足本条款要求,但未列入附录G的钩柄和螺纹尺寸可进行技术评估,以确定是否满足本文件的要求。预期除目前所给钩柄和螺纹系列外,今后还将会出现其他钩柄和螺纹系列,可以作为组合列入附录G。

#### 4.8 螺母

螺母的材料等级应与吊钩的材料等级相同。

螺母的高度应确保钩柄的螺纹长度与螺母螺纹完全啮合。

螺母应该锁紧在钩柄上,防止旋转导致螺母旋出。锁紧不应干扰到螺母/钩柄螺纹连接的下部三分之二位置。由于螺纹连接起作用,锁紧应能允许钩柄和螺母之间的相对轴向运动,或者,如果螺母是由销子或其他类似的固定措施锁定,那么在锁定过程中,螺母/钩柄承受载荷的螺纹侧面必须直接接触,以确保不会影响载荷的传递。

螺母应安装在耐磨轴承上,使吊钩能够绕垂直轴线旋转。螺母与轴承的接触面应满足相关轴承的要求。接触面的高度位置应位于螺纹连接的下半部分。

螺母螺纹应符合GB/T 197(粗螺纹级)的6H公差要求。

螺母螺纹轮廓的底部半径不应小于 $0.07p$ ,其中 $p$ 为螺纹螺距。不应使用未规定底部半径的螺纹类型。

#### 4.9 吊钩悬挂形式

一般情况下,对于系列生产的吊钩滑轮组,吊钩悬挂形式与提升钢丝绳缠绕系统的组合应允许吊钩沿任意载荷方向自由倾斜,否则在吊钩的设计计算中应给予特殊考虑。

如果通过改变起重机/吊钩滑轮组的结构或位置使吊钩悬挂形式成为刚性连接状态,则应在吊钩设计计算中加以考虑。在设计吊钩悬挂装置时,应考虑与吊钩承受相同的载荷作用。

### 5 静强度

#### 5.1 概述

吊钩的静强度验证应按照GB/T 22437.1的规定执行。静强度的一般设计极限是材料的屈服强度极限。

应根据GB/T 22437.1的规定,考虑A、B或C载荷组合所产生的最不利的载荷效应,对指定的吊钩危险截面进行验证,并应采用相关分项载荷系数 $\gamma_p$ 。在特殊使用要求的起重机类型中,应使用高危险度系数 $\gamma_n$ 。

## 5.2 垂直方向设计载荷

起吊额定载荷时，吊钩垂直设计力 $F_{Sd,s}$ 如下：

$$F_{Sd,s} = \varphi \times m_{RC} \times g \times \gamma_p \times \gamma_n \quad \dots\dots\dots (1)$$

对于

$$\varphi = \max \left\{ \varphi_2; \left( 1 + \varphi_5 \times \frac{a}{g} \right) \right\}$$

式中：

$\varphi_2$  ——起吊无约束地面载荷时的动载荷系数，参见 GB/T 22437.1；

$\varphi_5$  ——起升加速度引起的动载荷系数，参见 GB/T 22437.1；

$a$  ——垂直加速度或减速度；

$m_{RC}$  ——额定提升载荷质量；

$g$  ——重力加速度， $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ ；

$\gamma_p$  ——分项载荷系数，参见 GB/T 22437.1；

$\gamma_p = 1.34$ ，常规载荷（载荷组合 A）

$\gamma_p = 1.22$ ，偶然载荷（载荷组合 B）

$\gamma_p = 1.10$ ，特殊载荷（载荷组合 C）

$\gamma_n$  ——高危险度系数。

GB/T 22437.1规定的其他载荷和组合也可能产生垂直力作用在吊钩上，也应分析其载荷效应。这种情况下的垂直设计力一般计算公式如下：

$$F_{Sd,s} = F_H \times \gamma_p \times \gamma_n \quad \dots\dots\dots (2)$$

式中：

$F_H$ ——除起吊额定载荷外，作用在吊钩上的其它载荷产生的垂直力；例如试验载荷或超载状态下的峰值载荷；

$\gamma_p$ ——上述分项载荷系数，参见 GB/T 22437.1；

$\gamma_n$ ——高危险度系数。

## 5.3 水平方向设计力

对吊钩强度影响最大的水平力是由起重机运动的水平加速度所引起的水平力，在设计中应予以考虑。其他水平力，例如由风力或侧向拉力引起的水平力，如有重大影响，在设计中也应予以考虑。计算时假设水平力作用在钩腔底部。

因水平加速度引起的吊钩水平设计力 $H_{Sd,s}$ 为：

$$H_{Sd,s} = \min \left\{ \begin{array}{l} m_{RC} \times a \times \varphi_5 \times \gamma_p \times \gamma_n \\ C_t \times F_{Sd,s} / h \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (3)$$

式中：

$m_{RC}$  ——额定提升载荷质量；

$a$  ——水平运动的加速度或减速度；

$\varphi_5$  ——水平加速度引起的动载荷系数，参见 GB/T 22437.1。对于在水平方向未与起重机移动部分刚性连接的吊钩悬挂， $\varphi_5 = 1$ ；

$\gamma_p$  ——公式（1）中分项载荷系数；

$\gamma_n$  ——高危险度系数；

$C_t$  ——附录 I 中吊钩悬挂的倾斜阻力系数；

$F_{Sd,s}$ ——5.2 规定的垂直设计力，相应的水平设计力  $H_{Sd,s}$  与加载条件有关；

$h$  ——从吊钩的钩腔底部到接合处中心的垂直距离。

## 5.4 钩柄弯矩

### 5.4.1 综述

确定钩柄的总弯矩时，应考虑以下载荷作用：

- a) 水平力，见 5.4.2；
- b) 吊钩悬挂的倾斜作用，见 5.4.3；
- c) 钩腔垂直力偏心作用，见 5.4.4；
- d) 双钩，额定载荷的一半作用在一侧钩腔上，见 5.4.5。

这些载荷作用引起的弯矩应归属于相同的荷载组合，这是引起弯矩的主要载荷或工作状态。

### 5.4.2 水平力引起的弯矩

本条款适用于因外部水平力引起的钩柄弯矩，据此对钩柄危险截面进行计算。因水平设计力  $H_{Sd,s}$  引起的弯矩（见 5.6）：

$$M_1 = H_{Sd,s} \times h_s \quad \dots\dots\dots (4)$$

式中：

$H_{Sd,s}$ ——5.3 中所述的水平设计力；

$h_s$  ——从钩腔底部到钩柄最细部分上端的垂直距离，用于计算吊钩悬挂装置倾斜引起的弯矩。

起升机构或吊钩/吊钩滑轮组的布置应保证吊钩悬挂装置在受力状态下能够倾斜，在设计计算中应考虑这种倾斜引起的钩柄弯矩。这种倾斜包括：

- a) 对于带有吊梁的吊钩，由于两个独立驱动起升的高度差所产生的倾斜，见图 3；
- b) 单根钢丝绳缠绕系统在升降过程中产生的倾斜，见图 4；
- c) 用于刚性连接吊钩的起重机部件的倾斜；
- d) 起升到上极限时吊钩滑轮组与起重机的某个部件碰撞，由于该部件倾斜引起的吊钩倾斜。

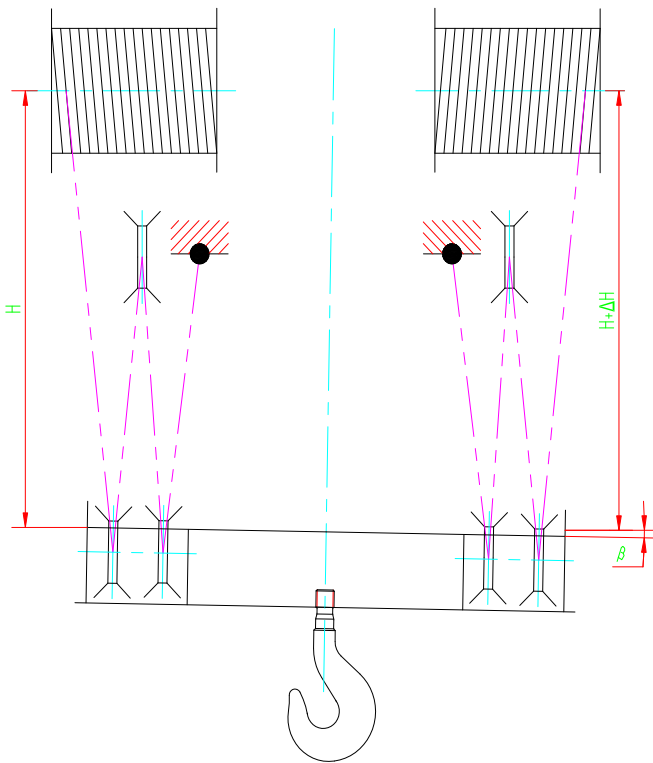


图3 提升行程距离不同引起的吊钩倾斜

由于倾斜，垂直力产生了一个垂直于钩柄轴向的分力，应该像水平力一样将该作用力考虑在内。钩柄危险截面的弯矩 $M_2$ 与垂直设计力成正比，如下所示：

$$M_2 = F_{Sd,s} \times h_s \times \sin(\beta) \dots\dots\dots (5)$$

式中：  
 $F_{Sd,s}$ ——5.2 中所述、具有倾斜角  $\beta$  的吊钩垂直设计力；  
 $\beta$  ——各相关载荷组合的最大总倾角；  
 $h_s$  ——从钩腔底部到钩柄最细部分上端的垂直距离。

在多倍率、单联卷筒的吊钩悬挂形式中，提升/下降运动使吊钩悬挂装置倾斜，如图 4 所示。倾斜角计算公式为：

$$\beta = \arctan(C_t/h) \dots\dots\dots (6)$$

式中：  
 $C_t$ ——附录 I 中所述的吊钩悬挂的倾斜阻力系数；  
 $h$  ——从吊钩的钩腔底部到接合处中心的垂直距离。  
对于起重机的所有相关载荷工况，分别计算最大倾角、相关垂直力以及由此产生的力矩 $M_2$ 。



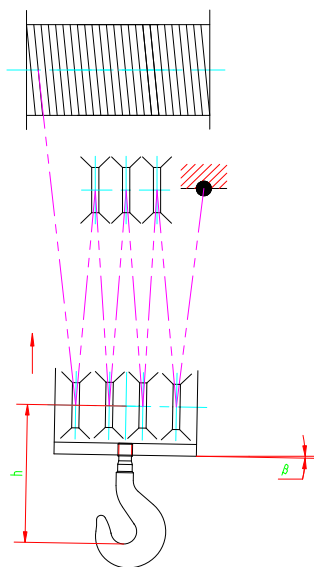


图4 单绳缠绕系统中吊钩悬挂的倾斜

#### 5.4.3 垂直力偏心引起的弯矩

起升载荷吊点不一定总在钩腔正中心，这样垂直载荷作用线与钩柄中心线就会有偏差，从而产生弯矩，弯矩计算如下：

$$M_3 = c_e \times F_{Sd,s} \times a_1 \quad \dots\dots\dots (7)$$

式中：

$F_{Sd,s}$ ——5.2 中所述的垂直设计力；

$a_1$  ——吊钩的钩腔圆直径；

$c_e$  ——偏心系数 ( $c_e = 0.05$ )。

注：如有可能通过机械手段使提升载荷配件更接近钩腔中心，在设计计算中可以使用较小的偏心系数。

#### 5.4.4 双钩的特殊情况

假设一半的垂直力作用于一侧钩腔上，而另一侧钩腔处于无载荷状态，这种情况作为双钩的一种特殊受力情况，可按照载荷组合C的计算。

对于单侧受力的双钩，其钩柄危险截面产生的弯矩计算如下：

$$M_4 = F_{Sd,s}/2 \times \left[ e_R \times (1 - h_s/h) + h_s/h \times \min \left\{ \begin{matrix} e_R \\ C_t \end{matrix} \right\} \right] \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$e_R = (a_1 + d_1)/2$$

式中：

$F_{Sd,s}$ ——5.2 中所述的垂直设计力， $\gamma_p$  相对应于载荷组合 C 的值；

$d_1$  ——钩柄毛坯的直径；

$a_1$  ——钩腔圆直径；

$e_R$  ——从钩柄的中心线到垂直载荷线的距离；

$h$  ——从吊钩的钩腔底部到接合处中心的垂直距离；

$h_s$  ——从钩腔底部到钩柄最细部分上端的垂直距离；

$C_t$  ——吊钩悬挂的倾斜阻力系数，应符合附录 I 的规定。

### 5.4.5 钩柄的设计弯矩

一般情况下，在5.4.2～5.4.3所述负载条件下，钩柄危险截面的设计弯矩 $M_{\text{Sd,s}}$ 应按式(9)计算：

$$M_{\text{Sd,s}} = \min \left\{ \begin{array}{l} (M_1 + M_2 + M_3) \\ C_t \times F_{\text{Sd,s}} \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (9)$$

式中：

$M_1 \sim M_3$ ——5.4.2～5.4.3中所述的弯矩；

$C_t$ ——吊钩悬挂的倾斜阻力系数，见附录I。

$F_{\text{Sd,s}}$ ——5.2中所述的垂直设计力。

除上述弯矩之外，在5.4.4载荷组合C工况中还应考虑特殊情况下的设计弯矩，计算方法如下：

$$M_{\text{Sd,s}} = M_4 \quad \dots\dots\dots (10)$$

式中：

$M_4$ ——5.4.4中所述的弯矩。

## 5.5 钩身设计应力

### 5.5.1 载荷

垂直设计力 $F_{\text{Sd,s}}$ 应分解为两个分量，作用于钩腔圆心，对称于垂直中心线，形成垂直方向夹角 $\alpha$ ，如图5所示。

假设夹角最小值 $\alpha = 45^\circ$ 。

对于双钩，在A和B两种载荷组合形式下，按照两侧钩腔承担相同的载荷进行计算；按照一半的垂直力作用于两侧钩腔上，而另一侧钩腔不受力，这种载荷情况作为一种特殊受力情况，可按照载荷组合C进行计算。

在钩身计算中应忽略水平力。

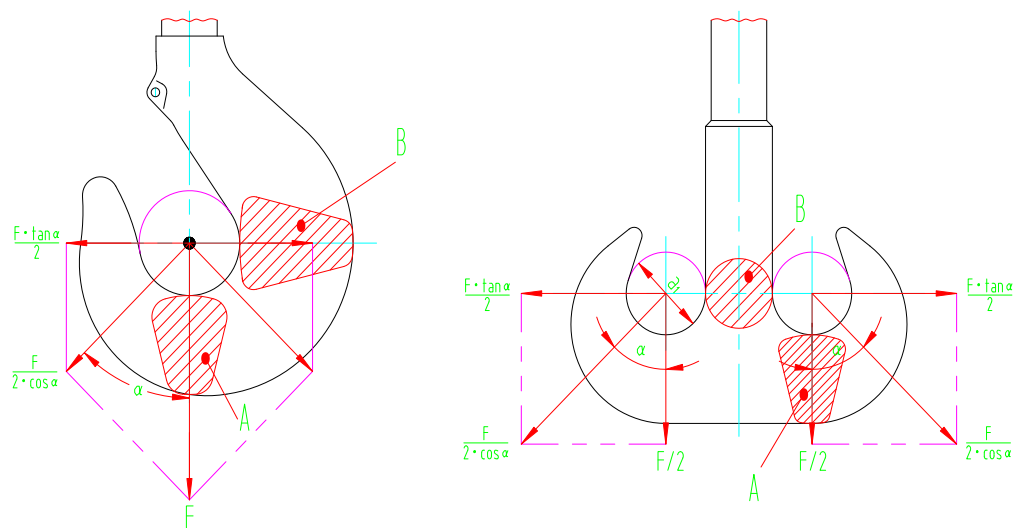


图5 钩身受力和计算危险截面

### 5.5.2 应力计算方法

钩身指定截面的应力可以根据附录H给定的曲梁弯曲理论、有限元法或全尺寸试验进行分析。双钩截面B的应力可按照传统的曲梁理论进行分析。

下面的条款依据是曲梁理论。

### 5.5.3 设计应力

单钩截面A和截面B以及双钩截面A的设计应力 $\sigma_{Sd,s}$ 计算公式如下：

$$\sigma_{Sd,s} = \frac{v \times F_{Sd,s} \times R \times \eta_1}{I} \times \frac{1}{1 - \eta_1/R} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$R = a_1/2 + \eta_1$$

对于单钩截面 B:  $v=1$ ;

对于单钩和双钩的截面 A,  $\alpha = 45^\circ$ :  $v = 0.5 \times \tan \alpha$ 。

式中:

$R$ ——由截面几何中心确定的吊钩曲率半径, 应与图 H.1 相符合;

$F_{Sd,s}$ ——5.2 中所述的垂直设计力;

$I$ ——曲梁的参考惯性矩;

$a_1$ ——钩腔圆直径;

$\eta_1$ ——指定截面内部边缘处坐标  $y$  的绝对值, 应与图 H.1 相符合;

$\alpha$ ——载荷作用线相对于垂线的夹角, 应与图 5 相符合。

$\eta_1$  和  $I$  为截面特性值, 按照附录 H 进行计算。5.4.5 所述双钩特殊情况下截面 B 的设计应力计算如下:

$$\sigma_{Sd,s} = \frac{F}{A_{d1}} + \frac{F \times (a_1 + d_1) \times d_1/4}{I_{d1}} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$F = F_{Sd,s}/2$$

式中:

$F_{Sd,s}$ ——5.2 中所述的垂直设计力, 其中  $\gamma_p$  按照载荷组合 C 选取;

$A_{d1}$ ——钩柄毛坯的截面面积;

$I_{d1}$ ——钩柄毛坯截面的惯性矩;

$d_1$ ——钩柄毛坯的直径;

$a_1$ ——钩腔圆直径。

### 5.6 钩柄设计应力

钩柄的验证计算应考虑5.2规定的垂直设计力和5.4规定的设计弯矩。一般情况下, 钩柄的危险截面是紧靠螺纹截面下方底切的部分, 直径为 $d_4$ , 见图1。使用传统曲梁理论计算最大设计应力 $\sigma_{Sd,s}$ , 作为公称应力不考虑应力集中系数, 计算公式如下:

$$\sigma_{Sd,s} = \frac{F_{Sd,s}}{A_{d4}} + \frac{M_{Sd,s} \times d_4/2}{I_{d4}} \quad \dots\dots\dots (13)$$

式中:

$F_{Sd,s}$ ——吊钩的垂直设计力;

$M_{Sd,s}$ ——危险截面的设计弯矩, 见 5.4.5;

$A_{d4}$ ——钩柄危险截面的面积;

$I_{d4}$ ——钩柄危险截面的惯性矩。

## 5.7 吊钩静强度验证

### 5.7.1 钩身和钩柄综述

对于钩身和钩柄，应按照 5.2 至 5.4 的规定进行相关载荷验证：

$$\sigma_{\text{Sd,s}} \leq f_{\text{Rd}} = f_1 \times \frac{f_y}{\gamma_m \times \gamma_{\text{sm}}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

式中：

$\sigma_{\text{Sd,s}}$  ——5.5 和 5.6 中所述危险截面的最大设计应力；

$f_{\text{Rd}}$  ——极限设计应力；

$f_y$  ——材料的屈服强度极限；

$f_1$  ——工作温度的影响系数；

$\gamma_m$  ——GB/T 22437.1 中规定的一般抗力系数 ( $\gamma_m = 1.1$ )；

$\gamma_{\text{sm}}$  ——截面的特定抗力系数，如下：

对于单钩钩身 B 截面， $\gamma_{\text{sm}} = 0.75$ ，或者，如果是针对国家标准的某一类型吊钩，应通过联合应用公式 (11) 和公式 (14)，并使用该国家标准中已知的最大额定能力及其公称屈服应力评估  $\gamma_{\text{sm}}$ 。

附录 C 给出了示例说明。

对于单钩和双钩的钩身截面 A， $\gamma_{\text{sm}} = 0.90$ ；

对于所有钩柄截面， $\gamma_{\text{sm}} = 1.0$ 。

在没有其他数据的情况下，考虑高温环境下屈服强度极限降低系数  $f_1$  计算如下：

当  $-50^\circ\text{C} \leq T \leq 100^\circ\text{C}$  时： $f_1=1$

当  $100^\circ\text{C} < T \leq 250^\circ\text{C}$  时：

$$f_1=1-0.25 \times (T-100)/150 \quad \dots\dots\dots (15)$$

式中：

$T$ ——摄氏度 ( $^\circ\text{C}$ ) 下的工作温度。

### 5.7.2 采用静强度极限设计力验证钩身

静强度极限设计力  $F_{\text{Rd,s}}$  包括单钩截面 A、B 和双钩断面 A 的静强度验证。计算方法如下：

$$F_{\text{Rd,s}} = \frac{f_y}{\gamma_m \times \gamma_{\text{sm}}} \times \frac{I \times (1 - \eta_1/R)}{v \times R \times \eta_1} \quad \dots\dots\dots (16)$$

对于单钩，分别计算截面 A、B 的静强度极限设计力，取两者中较小的值。

对于 5.2 中规定的所有相关载荷和载荷组合，均应进行验证：

$$F_{\text{Sd,s}} \leq f_1 \times F_{\text{Rd,s}} \quad \dots\dots\dots (17)$$

式中：

$F_{\text{Sd,s}}$  ——5.2 中所述的垂直设计力；

$F_{\text{Rd,s}}$  ——静强度极限设计力；

$f_1$  ——公式 (15) 中工作温度的影响系数。

注1：根据 5.7.1 的规定对钩柄进行静强度验证。

注2：如果所选钩身符合附录 A 或 B 的要求，其屈服强度极限和抗拉强度极限为表 4 中特别注明的值，可根据附录 C 所示的静强度极限设计力验证静强度。

注3：附录 B 中双钩的尺寸是成比例的，这样钩身截面 B 就不会对吊钩的静强度起支配作用，即不需要验证 5.4.5 中的特殊情况。

## 6 疲劳强度

### 6.1 概述

应按照GB/T 22437.1规定对吊钩的疲劳强度进行验证，吊钩的设计寿命应至少与相关起重机或起升机构的设计寿命相同。

根据GB/T 22437.1的规定，在考虑载荷组合A最不利的载荷影响的情况下，对吊钩的指定危险截面进行验证，并将所有分项载荷系数设为 $\gamma_p=1$ ，高风险度系数设为 $\gamma_n=1$ 。

此外，根据GB/T 20863.1的规定，应力循环次数的验证应以起重机设计寿命内的工作循环总次数为基础。一般情况下，对于钩身，一个提升循环引起一个应力循环。如果个工作循环由几个提升循环组成，在计算应力循环时应考虑到这一点。对于钩柄，在计算弯曲应力循环次数时，还应考虑定位运动的次数。

### 6.2 垂直方向疲劳设计力

在第*i*个提升循环内，垂直设计力 $F_{Sd,f,i}$ 计算公式如下：

$$F_{Sd,f,i} = \varphi_2 \times m_i \times g \quad \dots\dots\dots (18)$$

式中：

$\varphi_2$ ——提升无约束地面载荷时的动载系数，参见 GB/T 22437.1；

$m_i$ ——吊钩在第*i*个提升循环的载荷质量；

$g$ ——重力加速度， $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

### 6.3 水平方向疲劳设计力

在第*i*个提升循环内，因水平加速运动产生的水平设计力 $H_{Sd,f,i}$ 计算公式如下：

$$H_{Sd,f,i} = \min \left\{ \begin{array}{l} m_i \times a \times \varphi_5 \\ C_t \times m_i \times g / h \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (19)$$

式中：

$m_i$ ——吊钩在*i*个提升循环的载荷质量；

$a$ ——水平运动的加速度或减速度；

$\varphi_5$ ——水平加速度引起的动载系数，见 GB/T 22437.1。对于在水平方向上并未与起重机移动部

件刚性连接的吊钩悬挂，应设为 $\varphi_5 = 1$ ；

$C_t$ ——吊钩悬挂的倾斜阻力系数，应符合附录 I 的规定；

$g$ ——重力加速度， $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ ；

$h$ ——从吊钩的钩腔底部到接合处中心的垂直距离。

### 6.4 钩柄疲劳设计弯矩

#### 6.4.1 因水平力产生的弯矩

根据 6.3 所述，应计算因水平设计力 $H_{Sd,f,i}$ 在钩柄危险截面产生的弯矩 $M_{l,f,i}$ ：

$$M_{l,f,i} = H_{Sd,f,i} \times h_s \quad \dots\dots\dots (20)$$

式中：

$H_{\text{Sd},f,i}$ ——6.3 中所述在第  $i$  个提升循环的水平设计力；

$h_s$  ——从钩腔底部到钩柄最细部分上端的垂直距离。

#### 6.4.2 因吊钩悬挂倾斜产生的弯矩

引起倾斜的原因和计算方法应该按照5.4.3执行。为了验证疲劳强度，根据起重机的结构和使用情况，考虑载荷组合A中属于常规载荷的加载事件。

在每个提升循环中至少应考虑以下常规情况：当单联卷筒与多滑轮吊钩装置配合使用时，提升/下降运动会使吊钩装置倾斜，如图4所示。钩柄危险截面的弯矩 $M_{2,f,i}$ 计算公式如下：

$$M_{2,f,i} = F_{\text{Sd},f,i} \times h_s \times \sin(\beta) \quad \dots\dots\dots (21)$$

式中：

$F_{\text{Sd},f,i}$ ——6.2 中所述第  $i$  个提升循环的垂直设计力；

$h_s$  ——从钩腔底部到钩柄最细部分上端的垂直距离；

$\beta$  ——根据公式（6）计算得出的吊钩悬挂倾斜角。

#### 6.4.3 因垂直力偏心引起的弯矩

在起吊载荷时，吊点不一定总在钩腔正中心，这样垂直载荷作用线与钩柄中心线存在偏差，从而产生弯矩，弯矩计算公式如下：

$$M_{3,f,i} = c_e \times F_{\text{Sd},f,i} \times a_1 \quad \dots\dots\dots (22)$$

式中：

$F_{\text{Sd},f,i}$ ——表示 6.2 中所述第  $i$  个提升循环的垂直设计力；

$a_1$  ——钩腔圆直径；

$c_e$  ——偏心系数， $c_e = 0.05$ 。

注：如果通过机械手段确保起吊载荷吊点更接近钩腔中心，在设计计算中可以使用较小的偏心系数。

### 6.5 钩身疲劳强度验证

#### 6.5.1 设计应力计算

疲劳强度的验证应基于危险截面应力循环的累积效应，假设每个提升循环都是从地面提升载荷，即吊钩载荷范围是从0到满载，其中考虑动载荷系数。

在使用6.2所述的垂直疲劳设计载荷时，应力范围的计算与5.5.3中静强度设计应力的计算方法类似：

$$\Delta\sigma_{\text{Sd},i} = \sigma_{\text{Sd},s}$$

根据 5.5.3 中的公式（11），设定  $F_{\text{Sd},s} = F_{\text{Sd},f,i}$

式中：

$i$  ——表示第  $i$  个提升循环；

$\Delta\sigma_{\text{Sd},i}$ ——第  $i$  个循环的应力范围；

$F_{\text{Sd},f,i}$ ——在 6.2 节中所述的垂直疲劳设计力。

在对“已验证”的吊钩作疲劳强度验证中，在钩腔内弧面处的最大应力范围内存在残余应力 $\sigma_{\text{Sd},pr}$ （由于验证载荷的作用），设计应力循环/范围从“已验证”钩身设计应力的最小值 $\sigma_{\text{Sd},pb,min}$ ，到“已验证”钩身设计应力的最大值 $\sigma_{\text{Sd},pb,max}$ 。

其中“已验证”钩身设计应力的最小值 $\sigma_{\text{Sd},pb,min} = \sigma_{\text{Sd},pr}$ ，为无负载状态下的应力值；“已验证”钩身

设计应力最大值  $\sigma_{Sd,pb,max}$  的计算方法是吊钩载荷作用力  $F_{Sd,s} = F_{Sd,f,i}$  (如上文计算公式) 的应力范围  $\Delta\sigma_{Sd,i}$  加上初始残余应力  $\sigma_{Sd,pr}$ 。即

$$\sigma_{Sd,pb,max} = \sigma_{Sd,pr} + \Delta\sigma_{Sd,i}$$

在“未验证”吊钩的疲劳强度验证中,在钩腔内弧面处的设计应力循环/范围从吊钩无负载状态下所对应最小值(零)开始计算。如果忽略“已验证”对吊钩疲劳的有利影响,这种计算方法同样适用于“已验证”吊钩,只是结果偏于保守。

6.5中描述的计算过程以一个脉动应力循环(应力循环从0到最大值)为基础,对于“已验证”钩身的应力循环必须先转换为等效脉动应力循环,例如,在使用6.5规定的计算过程之前先使用附录F中描述的计算过程。

### 6.5.2 一般应力历程

将各应力循环的应力历程累积疲劳效应精简为单一的应力历程参数  $s_h$ 。计算公式如下:

$$s_h = k_h \times v_h \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$k_h = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left( \frac{\Delta\sigma_{Sd,i}}{\Delta\sigma_{Sd,max}} \right)^m \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$v_h = \frac{N}{N_D} \quad \dots\dots\dots (25)$$

式中:

$k_h$  ——应力谱系数;

$v_h$  ——相关应力循环数;

$i$  ——第  $i$  个提升循环;

$N$  ——提升循环总数;

$N_D$  ——循环基准数 ( $N_D = 2 \times 10^6$ );

$\Delta\sigma_{Sd,i}$  ——第  $i$  个提升循环的应力范围;

$\Delta\sigma_{Sd,max}$  ——最大应力范围;

$m$  ——特征疲劳曲线的斜率参数 [ $m = 6$ ]。

在 GB/T 20863.1 中规定的起重机设计寿命内,总提升循环数 ( $N$ ) 应与总工作循环数 ( $C$ ) 相吻合。

### 6.5.3 基于工作级别的应力历程

钩身作为一个特殊部位,其应力变化仅仅取决于提升载荷的变化,因此应力历程参数可直接通过GB/T 20863.1的载荷状态级别Q和使用等级U推导出来,不必按照6.5.2的要求使用具体事例的应力历程对  $s_h$  进行详细计算。如果预期负荷仅通过载荷状态级别Q和使用等级U给出,则  $s_h$  应按公式 (27) 进行计算。

公式 (26) 定义了载荷历程参数  $s_Q$ :

$$s_Q = k_Q \times N / N_D \quad \dots\dots\dots (26)$$

式中:

$k_Q$  ——表 5 中所示的载荷谱系数,同样参见 GB/T 20863.1,载荷状态级别扩展到  $Q_0 \sim Q_5$ ;

$N$  ——提升循环总数。一般情况下,对于吊钩可以认为与 GB/T 20863.1 的使用等级 U 规定的起重机工作循环次数 ( $C$ ) 一致。但是在一个工作循环内,载荷每一次中间落地都应算作一个额外

的提升循环，从而增加了  $N$  的数值；

$N_D$  ——循环基准数 ( $N_D = 2 \times 10^6$ )。

载荷谱系数 ( $k_Q$ ) 由指数为 3 的 Wohler (疲劳曲线或者维勒曲线) 曲线斜率计算，而钩身疲劳与斜率  $m = 6$  有关。对于给定分布状态的载荷，可以计算一个换算系数来建立 GB/T 20863.1 载荷谱与吊钩应力历程参数之间的关系。详见附录 E 中给定的载荷分布及载荷状态级别形状。

按 GB/T 20863.1 等级规定载荷谱时，钩身应力历程参数  $s_h$  计算公式如下：

$$s_h = \frac{s_Q}{(k_6^*)^m} \quad \dots\dots\dots (27)$$

$$k_6^* = \sqrt[6]{\frac{k_Q}{k_h}} \quad \dots\dots\dots (28)$$

式中：

$k_6^*$  ——特定谱比系数。

设计钩身时， $k_6^*$  应按照表 5 中给定的标准取值，同时应符合附录 E 的规定。

表5 特定谱比系数  $k_6^*$

GB/T 20863.1 规定的载荷状态级别 $Q_0$ - $Q_5$	载荷谱系数 $k_Q$	对应 $m = 6$ 的系数 $k_6^*$
$Q_0$	0.0313	1.348
$Q_1$	0.0625	1.343
$Q_2$	0.125	1.259
$Q_3$	0.250	1.172
$Q_4$	0.500	1.084
$Q_5$	1.000	1.00

#### 6.5.4 疲劳强度极限设计应力

基本假设是， $\log(\sigma)/\log(N)$ -scale 函数中的疲劳强度曲线是直线，所有材料等级的斜率 ( $m$ ) 相同。当疲劳作为主要的设计准则时，这是对于数量较多的应力循环的一个合理近似。

基准点  $M$  处的疲劳强度极限设计应力计算如下：

$$\Delta\sigma_{Rd} = f_1 \times f_2 \times \Delta\sigma_c \quad \dots\dots\dots (29)$$

式中：

$\Delta\sigma_{Rd}$  ——疲劳强度极限设计应力；

$\Delta\sigma_c$  ——在  $N_D = 2 \times 10^6$  循环下的特征疲劳强度，取决于材料；

$f_1$  ——工作温度影响系数，根据公式 (31) 进行计算；

$f_2$  ——材料厚度影响系数，根据公式 (32) 进行计算。

特征疲劳强度  $\Delta\sigma_c$  取决于材料的抗拉强度极限，材料的强度等级应符合表 4 的规定，对应的特征疲劳强度应符合表 6 的规定。

表6 锻造吊钩材料的特征疲劳强度

材料等级	$\Delta\sigma_c$ N/mm <sup>2</sup>
------	---------------------------------------



M	170
P	220
S	235
T	280
V	305

对于其他材料和材料分类等级不适用的情况，特征疲劳强度 $\Delta\sigma_c$ 计算公式如下：

$$\Delta\sigma_c = 0.315 \times f_u \times \lg \frac{13001}{f_u} \quad \dots\dots\dots (30)$$

$f_u$ ——材料的抗拉强度极限，单位为每平方毫米牛顿（N/mm<sup>2</sup>）。

工作温度的影响系数 $f_1$ 计算公式如下：

$$\text{对于 } 100^\circ\text{C} \leq T \leq 250^\circ\text{C}: f_1 = 1 - 0.1 \times (T - 100) / 150 \quad \dots\dots\dots (31)$$

$$\text{对于 } -50^\circ\text{C} \leq T \leq 100^\circ\text{C}: f_1 = 1$$

$T$ 表示工作温度温度，单位为摄氏度（℃）。

材料厚度的影响系数 $f_2$ 计算公式如下：

对于  $25 \text{ mm} \leq b_{\max} \leq 150 \text{ mm}$ ：

$$f_2 = \left( \frac{b_{\text{ref}}}{b_{\max}} \right)^{0.167} \quad \dots\dots\dots (32)$$

对于  $b_{\max} < 25 \text{ mm}$ ：  $f_2 = 1$

对于  $b_{\max} > 150 \text{ mm}$ ：  $f_2 = 0.74$

式中：

$b_{\text{ref}}$ ——参考厚度（ $b_{\text{ref}} = 25 \text{ mm}$ ）；

$b_{\max}$ ——钩身危险截面的最大厚度，应与图 5 相符合。

### 6.5.5 验证的实施

对于钩身的所有相关截面，应分别进行验证。

对于疲劳强度的验证，应证明：

$$\Delta\sigma_{\text{Sd,max}} \leq \frac{\Delta\sigma_{\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Hf}} \times \sqrt[m]{s_{\text{h}}}} = \frac{k_6^* \times \Delta\sigma_{\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Hf}} \times \sqrt[m]{s_{\text{Q}}}} \quad \dots\dots\dots (33)$$

式中：

$\Delta\sigma_{\text{Sd,max}}$ ——总应力历程范围内的最大应力范围；

$\Delta\sigma_{\text{Rd}}$ ——根据公式（29）计算出的疲劳强度极限设计应力；

$\gamma_{\text{Hf}}$ ——表 7 中的疲劳强度特定抗力系数；

$m$ ——特征疲劳设计曲线的斜率参数（ $m = 6$ ）；

$s_{\text{h}}$ ——应力历程参数；

$k_6^*$ ——特定谱比系数；

$s_{\text{Q}}$ ——载荷历程参数。

表7 疲劳强度特定抗力系数

吊钩截面	$\gamma_{\text{Hf}}$
单钩和双钩的截面 A	1.35

单钩的截面 B	1. 25
---------	-------

按照 GB/T 20863.1 的工作级别计算时, 附录 E 给出了下列换算系数的计算值:

$$k_c = k_6^* / \sqrt[m]{S_Q} \quad \dots\dots\dots (34)$$

#### 6.5.6 使用疲劳强度极限设计力对钩身进行验证

疲劳强度极限设计力  $F_{Rd,f}$  计算公式如下:

$$F_{Rd,f} = \frac{f_2 \times \Delta \sigma_c}{\gamma_{Hf}} \times \frac{I \times (1 - \eta_1 / R)}{v \times R \times \eta_1} \quad \dots\dots\dots (35)$$

对于单钩, 应分别计算截面 A、B 的疲劳强度极限设计力, 取两者中较小的值。

对于 6.2 中规定的所有相关载荷和载荷组合作用, 也应进行验证:

$$F_{Sd,f} \leq \frac{f_1 \times F_{Rd,f}}{\sqrt[m]{S_h}} = \frac{f_1 \times k_6^* \times F_{Rd,f}}{\sqrt[m]{S_Q}} \quad \dots\dots\dots (36)$$

式中:

$F_{Sd,f}$  ——6.2 规定的最大垂直疲劳设计载荷;

$F_{Rd,f}$  ——疲劳强度极限设计力;

$f_1$  ——根据公式 (31) 计算得出的工作温度影响系数;

如果所选钩身符合附录A或B的要求, 则可根据附录D给出的疲劳强度极限设计力进行疲劳强度的验证。

### 6.6 钩柄疲劳强度验证

#### 6.6.1 综述

通过总的提升循环数 ( $N$ ) 计算出应力循环数, 并与 GB/T 20863.1 规定的起重机设计寿命内的总工作循环数 ( $C$ ) 相吻合。

#### 6.6.2 设计应力的计算

应计算紧靠直径为  $d_4$  的螺纹下方钩柄底切截面的设计应力, 见图 1。在不考虑应力集中系数的情况下, 利用传统的曲梁理论计算基本应力。下列公式是通用的, 适用于 6.6 中任何垂直设计力和设计弯矩的计算。

$$\sigma_a(F) = \frac{F}{A_{d4}} \quad \dots\dots\dots (37)$$

$$\sigma_b(M) = \frac{M \times d_4 / 2}{I_{d4}} \quad \dots\dots\dots (38)$$

式中:

$\sigma_a$  ——因垂直设计力产生的钩柄应力 (轴向);

$\sigma_b$  ——因设计弯矩产生的钩柄应力 (弯曲);

$F$  ——在疲劳载荷循环中的垂直设计力;

$M$  ——疲劳载荷循环中的设计弯矩;

$A_{d4}$  ——钩柄危险截面的面积;

$I_{d4}$  ——钩柄危险截面的惯性矩。

### 6.6.3 施加的应力循环

在每个提升循环内，应考虑下面的两种应力循环：

在“未验证”吊钩的疲劳强度验证中，下列公式中的残余压应力 $\sigma_{Sd,sh,pr}$ 设为0。对于“已验证”的吊钩，如在加载验证期间该区域的最大应力超过屈服应力（如钩柄螺纹端头），通过在下列公式中设残余应力 $\sigma_{Sd,sh,pr}$ 为零（一种保守方法），则可忽略底切区域出现的残余压应力 $\sigma_{Sd,sh,pr}$ ，或者在下列两种应力循环条件下，将有利影响考虑在内。

**循环类型1：**考虑吊钩悬挂的倾斜和垂直载荷偏心所产生的弯曲应力，在地面上提升和降下载荷所产生的应力循环。各个应力循环（ $i$ ）的特性如下：

a) 轴向应力为 $\sigma_{a1}=\sigma_a(F_{Sd,f,i})$ （公式（37）），其中 $F_{Sd,f,i}$ 如6.2所述。

必须考虑钩柄底切区域产生的残余压应力 $\sigma_{Sd,sh,pr}$ ，在该位置加载验证期间产生的最大应力超过屈服应力。设计轴向应力循环/范围从“已验证”吊钩钩柄的轴向设计应力最小值 $\sigma_{Sd,a1,ps,min}$ （相当于吊钩空载时的残余应力 $\sigma_{Sd,sh,pr}$ ， $\sigma_{Sd,a1,ps,min}=\sigma_{Sd,sh,pr}$ ）到“已验证”吊钩钩柄轴向设计应力的最大值 $\sigma_{Sd,a1,ps,max}$ 。

“已验证”吊钩钩柄轴向设计应力的最大值 $\sigma_{Sd,a1,ps,max}$ 计算方法是将吊钩载荷 $F_{Sd,f,i}$ （如上文计算结果）的应力 $\sigma_{a1}$ 加上初始残余应力值 $\sigma_{Sd,sh,pr}$ ，即： $\sigma_{Sd,a1,ps,max}=\sigma_{Sd,sh,pr}+\sigma_{a1}$ 。

b) 弯曲应力为 $\sigma_{b1}=\sigma_b(M)$ （公式（38）），其中 $M=\max[M_{2,f,i},M_{3,f,i}]$ ，如6.4.2和6.4.3所述。

必须考虑钩柄底切区域产生的残余压应力 $\sigma_{Sd,sh,pr}$ ，在该位置加载验证期间产生的最大应力超过屈服应力。此外，在设计弯曲应力类型1中，应将 $\sigma_{b1}$ 值与轴向应力值相加，包括上述计算的残余应力值。

c) 脉动应力循环从0到 $\sigma_{a1}+\sigma_{b1}$ ，平均应力 $\sigma_{m1,i}=(\sigma_{a1}+\sigma_{b1})/2$ ，应力幅值 $\sigma_{A1,i}=\sigma_{m1,i}$ 。

对于“已验证”吊钩钩柄区域存在的残余压应力 $\sigma_{Sd,sh,pr}$ ，设计应力类型1的设计应力的循环/范围从最小值 $\sigma_{Sd,ps1,min}$ ，到“已验证”吊钩钩柄设计应力的最大值 $\sigma_{Sd,ps1,max}$ 。

其中设计应力最小值 $\sigma_{Sd,ps1,min}$ 等于吊钩无载荷下的残余应力 $\sigma_{Sd,sh,pr}$ ，即 $\sigma_{Sd,ps1,min}=\sigma_{Sd,sh,pr}$ ；设计应力最大值 $\sigma_{Sd,ps1,max}$ 计算方法是将吊钩载荷 $F_{Sd,f,i}$ （如上述计算结果）的产生的应力 $\sigma_{a1}$ 加上弯曲应力 $\sigma_{b1}$ 和初始残余应力值 $\sigma_{Sd,sh,pr}$ ，即 $\sigma_{Sd,ps1,max}=\sigma_{Sd,sh,pr}+\sigma_{a1}+\sigma_{b1}$ 。

由于6.6.8中的计算过程是建立在6.6.3中应力循环为脉动应力循环的（从零到最大值的应力循环）基础上，因此，首先必须将“已验证”吊钩的应力循环转换为等效脉动循环，即在使用6.6.8中的计算过程前，先使用附录I中的转换方程。

d) 应力循环总数为 $N_1=N$

**循环类型2：**由于水平加速度和由此产生的载荷摆动而引起的应力循环应按以下方式考虑：

e) 轴向应力如循环类型1中所示。

必须考虑加载验证期间钩柄底切区域产生的残余压应力 $\sigma_{Sd,sh,pr}$ 。设计轴向应力类型2的极限值计算方法与类型1中a)所述方法类似，即设计应力的循环/范围从“已验证”吊钩钩柄的轴向设计应力最小值 $\sigma_{Sd,a2,ps,min}$ ，到“已验证”吊钩钩柄中轴向设计应力的最大值 $\sigma_{Sd,a2,ps,max}$ 。

其中设计应力最小值 $\sigma_{Sd,a2,ps,min}$ 等于吊钩无载荷下的残余应力 $\sigma_{Sd,sh,pr}$ ，即 $\sigma_{Sd,a2,ps,min}=\sigma_{Sd,sh,pr}$ ；设计应力的最大值 $\sigma_{Sd,a2,ps,max}$ 的计算方法是将应力 $\sigma_{a2}$ 加上初始残余应力值，即 $\sigma_{Sd,a2,ps,max}=\sigma_{Sd,sh,pr}+\sigma_{a2}$ 。

f) 弯曲应力为 $\sigma_{b2,i}=\sigma_b(M_{1,f,i})$ （公式（38）），其中 $M_{1,f,i}$ 如6.4.1所述。

必须考虑加载验证期间钩柄底切区域产生的残余压应力 $\sigma_{Sd,sh,pr}$ ，设计弯曲应力循环类型2的 $\sigma_{b2}$ 应与轴向应力相加，包括上文计算的残余应力。

g) 具有名义应力 $\sigma_{m2,i}=\sigma_{a2,i}$ 和应力幅值 $\sigma_{A2,i}=\sigma_{b2,i}$ 的各应力循环

由于“已验证”吊钩钩柄底切区域存在残余压应力，2型设计应力循环/范围从吊钩无载荷设计应力的最小值 $\sigma_{Sd,ps2,min}$ ，到“已验证”吊钩钩柄中设计应力的最大值 $\sigma_{Sd,ps2,max}$ 。

设计应力的最小值  $\sigma_{\text{sd,ps2,min}}$  等于吊钩无载荷下的应力 ( $\sigma_{\text{sd,sh,pr}} - \sigma_{\text{b2}}$ )，即

$$\sigma_{\text{sd,ps2,min}} = \sigma_{\text{sd,sh,pr}} - \sigma_{\text{b2}};$$

设计应力的最大值  $\sigma_{\text{sd,ps2,max}}$  的计算方法是将吊钩载荷  $F_{\text{sd,fi}}$  (如上文计算结果) 的应力  $\sigma_{\text{a2}}$  加上弯曲应力  $\sigma_{\text{b2}}$  和初始残余应力值  $\sigma_{\text{sd,sh,pr}}$ ，即

$$\sigma_{\text{sd,ps2,max}} = \sigma_{\text{sd,sh,pr}} + \sigma_{\text{a2}} + \sigma_{\text{b2}}。$$

由于 6.6.8 中的计算过程是建立在 6.6.3 中的类型 2 应力循环为脉动应力循环 (从零到最大值的应力循环) 假设的基础上，因此，首先必须将“已验证”吊钩的应力循环转换为等效脉动循环，即在使用 6.6.8 中的计算过程前，先使用附录 I 中的转换方程。

h) 应力循环总数  $N_2 = p_a \times N$

在每个提升循环中，应使用特定于该循环的吊钩载荷。

注：计算循环类型 2 的轴向应力时，可不考虑 6.2 中系数  $\varphi_2$  影响。

应根据表 8 选择水平加速次数  $p_a$  的平均值。

表 8 水平加速次数  $p_a$  的平均值

应用类型	$P_a$
1. 工艺过程应用，载荷的水平运动是个工作循环的一部分	8
2. 特殊应用，水平运动始终在信号员的控制下进行，速度低，距离短	2
3. 在水平运动的驱动系统中，采用了一种特殊的载荷摇摆控制措施	2
4. 所有其他应用和系列生产的吊钩，其中应用工况未知	4

#### 6.6.4 材料疲劳强度基本值

根据材料的抗拉强度极限，计算材料在平均应力为零 ( $\sigma_m = 0$ )、应力循环基准数  $N_D = 2\,000\,000$  时的疲劳强度基本值，计算方法如下：

$$\sigma_M = 0.45 \times f_u \quad \dots\dots\dots (39)$$

#### 6.6.5 由结构形状引起的应力集中效应

本条款中计算的系数是应力集中系数  $\alpha$ ，根据表 9 的公式分别计算钩肩和螺纹底部两个部位的  $\beta_n$  值，取两个部位  $\beta_n$  的最大值作为最终结果——切口影响系数  $\beta_n$ ，用于验证钩柄的疲劳强度。

注：假设螺纹为单头螺纹。

表 9 计算应力集中系数的参数

	钩肩	螺纹
螺纹平均直径 $d_e$	$d_e = 0.6 \times d_3 + 0.4 \times d_5$	
切口深度	$u_s = \frac{(d_e - d_4)}{2}$	$u_T = \frac{(d_e - d_5)}{2}$
系数 $\varphi$	$\varphi = \frac{1}{2 + 4 \times \sqrt{\frac{u_s}{r_9}}}$	$\varphi = \frac{1}{2 + 4 \times \sqrt{\frac{u_T}{r_{th}}}}$

系数 $\chi$	$\chi = \frac{2 \times (1 + \varphi)}{r_9}$	$\chi = \frac{2 \times (1 + \varphi)}{r_{th}}$
支撑系数 $n$	$n = 1 + \sqrt{\chi} \times 10^{-(0.33 + f_y / 712)}$	
结构形状引起应力集中系数	$\alpha_S$ [公式 (40)]	$\alpha_T$ [公式 (41)]
切口影响系数	$\beta_{ns} = \alpha_S / n$	$\beta_{nT} = \alpha_T / n$

钩肩应力集中系数  $\alpha_S$  计算公式如下:

$$\alpha_S = 1 + \frac{1.1}{\sqrt{0.22 \times \frac{r_9}{u_s} + 2.74 \times \frac{r_9}{d_4} \times \left(1 + 2 \times \frac{r_9}{d_4}\right)^2}} \quad \dots\dots\dots (40)$$

螺纹应力集中系数  $\alpha_T$  计算公式如下:

$$\alpha_T = 1.8 \times \left(\frac{p}{d_5}\right)^{0.3} \times \left(\frac{u_T}{r_{th}}\right)^{0.2} \times \left(\frac{p}{u_s}\right)^{0.1} \times \left(\frac{d_4}{d_5}\right)^3 \times \left(1 + \frac{1}{\sqrt{0.22 \times \frac{r_{th}}{u_T} + 2.74 \times \frac{r_{th}}{d_5} \times \left(1 + 2 \times \frac{r_{th}}{d_5}\right)^2}}\right) \dots\dots\dots (41)$$

表9和公式 (40)、(41) 中的几何代号释义见图2, 计算  $n$  的公式中屈服强度极限  $f_y$  的单位为牛顿每平方米 ( $N/mm^2$ )。

#### 6.6.6 有切口的钩柄疲劳强度

对于钩柄两个比较危险的截面, 应进行进一步的计算。相对于钩柄的名义应力, 材料疲劳强度基本值应降低一定比值。

受切口影响的疲劳强度幅值  $\sigma_w$  应按下式计算:

$$\sigma_w = f_1 \times \frac{\sigma_M}{\left(\beta_n + \frac{1}{f_3} - 1\right)} \quad \dots\dots\dots (42)$$

$$f_3 = 1 - 0.29 \times \lg \frac{R_a}{0.4} \times \lg \frac{f_u}{200} \quad \dots\dots\dots (43)$$

式中:

$\sigma_M$ ——材料疲劳强度基本值;

$\beta_n$ —— $\beta_{ns}$  和  $\beta_{nT}$  的中的最大值;

$f_1$ ——根据公式 (31) 计算的工作温度影响系数;

$f_3$ ——表面粗糙度影响系数;

$R_a$ ——表面光洁度 (单位为  $\mu m$ ), 极限值范围:  $0.4 \mu m \leq R_a \leq 3.2 \mu m$ ;

$f_u$ ——材料的抗拉强度极限, 单位为牛顿每平方米 ( $N/mm^2$ ),  $f_u \geq 300 N/mm^2$ 。

注: 在本文件中没考虑直径增加对材料强度降低的影响, 在设计计算中使用实际直径对应的材料性能。

### 6.6.7 平均应力影响

上述 $\sigma_w$ 值适用于平均应力为零的对称应力循环，对于钩柄这种零件类型，其平均应力增加将会造成疲劳强度的降低。用Smith图对平均应力影响进行解释说明，见图6。图形特点如下：

- 平均应力 $\sigma_m = 0$ 的条件下，疲劳强度 $\sigma_w$ 一定；
- 通过平均应力影响系数 $\mu$ 确定了图的上限线；
- 相关平均应力处的应力幅值应在图的上下限范围内。

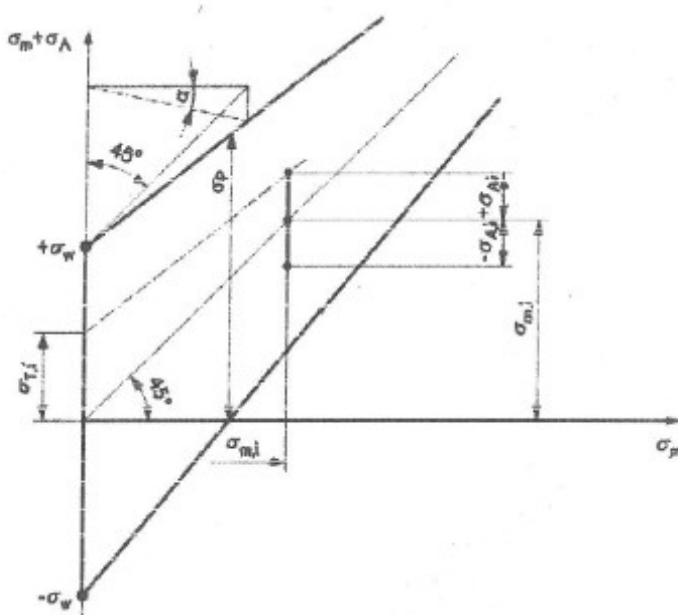


图6 Smith 图和应力幅值的转换

图形上限被限定在假设为脉动应力作用下，总应力变化限制在 $\sigma_p = 1.7\sigma_w$ 。根据这一规则，平均应力影响系数计算公式如下：

$$\mu = \tan(\alpha) = \frac{\sigma_w}{1.7 \times \sigma_w / 2} - 1 = 0.1765 \quad \dots\dots\dots (44)$$

注：平均应力影响系数 $\mu$ 和 $\alpha$ 与参数 $\mu_1$ 和 $\alpha_1$ 相对应，所以在本文中， $\alpha$ 始终为正数。

### 6.6.8 应力向恒定平均应力的转换

将6.6.3中规定的相关平均应力的应力幅值转换为与疲劳影响相等、平均应力为零的应力幅值。将其转换为平均应力为零的应力循环公式如下：

循环类型 1：

$$\sigma_{T1,i} = \sigma_{A1,i} + \mu \times \sigma_{m1,i} \quad \dots\dots\dots (45)$$

循环类型 2：

$$\sigma_{T2,i} = \sigma_{A2,i} + \mu \times \sigma_{m2,i} \quad \dots\dots\dots (46)$$

式中：

$\sigma_{T1,i}$  和  $\sigma_{T2,i}$ ——转换后平均应力为零时的应力幅值；

$\mu$  ——平均应力影响系数。

$\sigma_{A,i}$  向  $\sigma_{T,i}$  的转换如图 6 所示。

## 6.6.9 一般应力历程参数

将所有应力循环的应力历程累积疲劳效应压缩成一个应力历程参数 $s_s$ 。计算公式如下：

$$s_s = k_s \times v_s \quad \dots\dots\dots (47)$$

$$k_s = \frac{1}{N + p_a \times N} \times \left[ \sum_{i=1}^N \left( \frac{\sigma_{T1,i}}{\sigma_{T \max}} \right)^m + p_a \times \sum_{i=1}^N \left( \frac{\sigma_{T2,i}}{\sigma_{T \max}} \right)^m \right] \quad \dots\dots\dots (48)$$

且

$$v_s = \frac{N + p_a \times N}{N_D} \quad \dots\dots\dots (49)$$

式中：

$\sigma_{T \max}$ ——转换后应力幅值  $\sigma_{T1,i}$  和  $\sigma_{T2,i}$  中的最大值；

$k_s$  ——钩柄的应力谱系数；

$v_s$  ——相关应力循环数；

$i$  ——第  $i$  个提升循环；

$N$  ——提升循环总数；

$m$  ——特征疲劳曲线的斜率参数 ( $m=5$ )。

## 6.6.10 基于工作级别的应力历程参数

钩柄表示了一种特殊受力情况，其应力变化量与提升载荷的变化量成正比，因此应力历程参数可以直接通过 GB/T 20863.1 规定的载荷状态级别  $Q$  和使用等级  $U$  推导出来，不必按照 6.6.9 的要求使用具体案例的应力历程进行详细计算。

载荷谱系数 ( $k_Q$ ) 由指数为 3 的 Wohler 曲线斜率进行计算，而钩柄疲劳与斜率  $m=5$  有关。当给定载荷分布形状时，可通过计算换算系数来建立 GB/T 20863.1 载荷谱与钩柄应力历程参数之间的联系。附录 E 给出了不同载荷状态下的载荷分布形状。

如果 GB/T 20863.1 中的载荷状态级别  $Q$  和使用等级  $U$  规定了预期负荷，应力历程参数计算公式如下：

$$s_s = k_s \times v_s \quad \dots\dots\dots (50)$$

$$k_s = \frac{1}{1 + p_a} \times \frac{k_Q}{(k_s^*)^m} \left[ \left( \frac{\sigma_{T1,\max}}{\sigma_{T \max}} \right)^m + p_a \times \left( \frac{\sigma_{T2,\max}}{\sigma_{T \max}} \right)^m \right] \quad \dots\dots\dots (51)$$

$$v_s = \frac{N}{N_D} (1 + p_a) \quad \dots\dots\dots (52)$$

且

$$k_s^* = \sqrt[5]{\frac{k_Q}{k_s}} \quad \dots\dots\dots (53)$$

式中：

$k_Q$  ——表 10 中的载荷谱系数；

$\sigma_{T1,\max}$ 、 $\sigma_{T2,\max}$  ——循环类型 1 和类型 2 转换后应力幅值的最大值；

$N$  ——提升循环总数。对于吊钩，该值应等于 GB/T 20863.1 中的使用等级  $U$  规定

的起重机工作循环数 (C); 但在一个工作循环内, 载荷每一次中间落地都应算作一个额外的提升循环, 并增加到 N 的数值中。

$k_5^*$  表示特定谱比系数。钩柄设计应按照表 10 选取  $k_5^*$ , 同时应符合附录 E 的规定。

表10 特定谱比系数  $k_5^*$

GB/T 20863.1 规定的载荷状态级别 $Q_0$ - $Q_5$	载荷谱系数 $k_Q$	$m = 5$ 的系数 $k_5^*$
$Q_0$	0.0313	1.292
$Q_1$	0.0625	1.286
$Q_2$	0.125	1.22
$Q_3$	0.250	1.14
$Q_4$	0.500	1.07
$Q_5$	1.000	1.00

#### 6.6.11 验证的实施

对于疲劳强度的验证, 应证明:

$$\sigma_{Tmax} \leq \frac{\sigma_w}{\gamma_{sf} \times \sqrt[m]{s_s}} \quad \dots\dots\dots (54)$$

式中:

$\sigma_{Tmax}$ ——总应力历程中转换后的最大应力幅值;

$\sigma_w$  ——根据公式 (42) 计算的疲劳极限设计应力;

$\gamma_{sf}$  ——钩柄的疲劳强度特定抗力系数 ( $\gamma_{sf} = 1.35$ );

$m$  ——特征疲劳设计曲线的斜率参数 ( $m = 5$ );

$s_s$  ——应力历程参数。

#### 6.7 系列生产吊钩钩柄的疲劳设计

系列生产吊钩钩柄设计最小值使用以下设计假设条件:

- 钩身的疲劳强度极限设计力应作为钩柄的疲劳设计力;
- 因载荷水平摆动产生的钩柄弯曲循环数  $p_a = 4$ ;
- 为计算 6.3 中的水平疲劳设计力, 水平加速度设置为  $a = 0.2 \text{ m/s}^2$ , 动载系数  $\varphi_5 = 1$ ;
- 吊钩悬挂的倾斜阻力假设为钩腔内的水平力, 等于垂直力的 2%。

### 7 符合性验证

#### 7.1 概述

通过设计计算验证是否符合第5章和第6章规定的要求。

预期工作任务和预计吊钩起重量等设计假设条件应与相关起重机的设计参数相吻合, 这种符合性应通过工程评估加以论证。

按照第7章所作的验证应作为技术文件的一部分, 所需文件参见附录K。

#### 7.2 制造验证

通过吊钩制造工艺的书面描述资料来验证制造符合性, 由制造商认证并提供相关文件。



通过测量和测试验证尺寸和材料要求的符合性，吊钩制造商应记录并保存相关文件。

拉伸、冲击试验的试样在钩柄上部沿纵向取样，并且最好在距钩柄表面  $1/3$  半径处截取。如果钩柄太小，可以使用同炉材料、相同的热处理的样件进行测试。拉伸性能要求按照 GB/T 16825.1 和 GB/T 228.1 或 GB/T 228.3 规定执行。

夏比冲击韧性按照 GB/T 299 和 GB/T 3808 规定执行。

### 7.3 加载验证

当对吊钩进行加载验证时，吊钩应能够承受加载验证而不会产生较大的永久变形。在加载试验前和加载试验后分别测量钩口开口尺寸，永久变形不得超过0.25%，具体测量位置见图7中 $y$ 、 $y_1$ 、 $y_2$ 点所示。

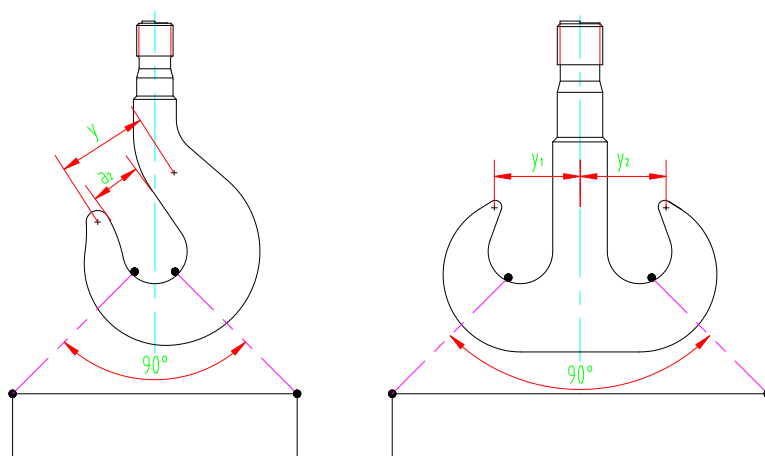


图7 吊钩标记

### 7.4 无损检测（NDT）

使用 NDT 方法检查吊钩的表面和内部缺陷，以保证检测准确性。

吊钩内部缺陷按 GB/T 37400.15-2019 中第 5 章的规定进行检验，按照 2 级取值验收，吊钩毛坯超声波检验起始记录限可以放大到 2mm。

吊钩表面裂纹检测方法按 GB/T 37400.15-2019 中第 6 章的规定进行；不能用磁粉检测的部位，按 GB/T 37400.15-2019 第 7 章的规定进行渗透检验。

### 7.5 试验抽样

对于每个单件生产的吊钩或批量生产吊钩，材料试验的抽样方法按照 GB/T 10051.2 规定执行。

## 8 使用信息

### 8.1 维护与检验

在相关起重机的维护和检验手册中，吊钩应作为单独部分进行说明。

在维护手册中至少包含下列维护内容：

- a) 螺母下方推力轴承；
- b) 吊钩横梁；
- c) 钩身变形（钩口开口度）；
- d) 钩身磨损；
- e) 钩柄表面缺陷，如裂纹和腐蚀情况。检查之前将吊钩从悬挂装置中拆下；
- f) 螺母的安全锁紧；
- g) 检查钩口闭锁器（若有）。

按照相关的检验频率和报废标准，至少应在检验说明书中对 c-g 加以说明。

钩腔底部的可接受磨损深度为钩身截面公称高度（尺寸 $h_2$ ，见附录A）的5%。磨损区域应平滑过渡到相邻区域，不应有任何尖锐的沟痕、棱角或表面缺陷。

## 8.2 标志

吊钩的标志按照GB/T 10051.2执行。

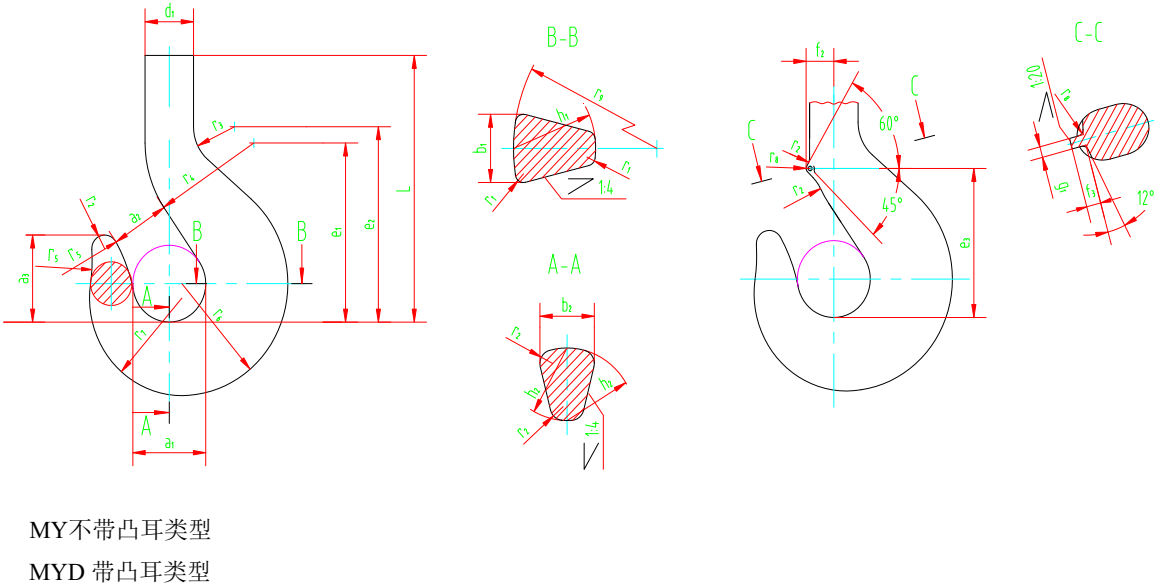
经过加载验证的吊钩应在吊钩类型标记旁边增加“PL”标志。

## 8.3 安全使用

以下安全使用问题至少应在相关起重机或作为独立的组件—吊钩/带钩滑轮组的用户手册中加以说明：

- 吊钩悬挂形式（如铰接结构）能够允许吊钩在无阻碍的情况下倾斜到与载荷方向一致，无论是垂直方向还是载荷摇摆导致的倾斜方向；
- 明确在吊钩上系挂载荷的吊索间最大夹角为  $90^\circ$  ；
- 与吊钩配合的起吊附件的形状要求，避免损伤钩腔表面；
- 双钩的两个钩腔对称加载、受力相等；
- 如装有钩口闭锁器，应保证在系挂好载荷后能自由闭合；
- 吊钩的温度极限。

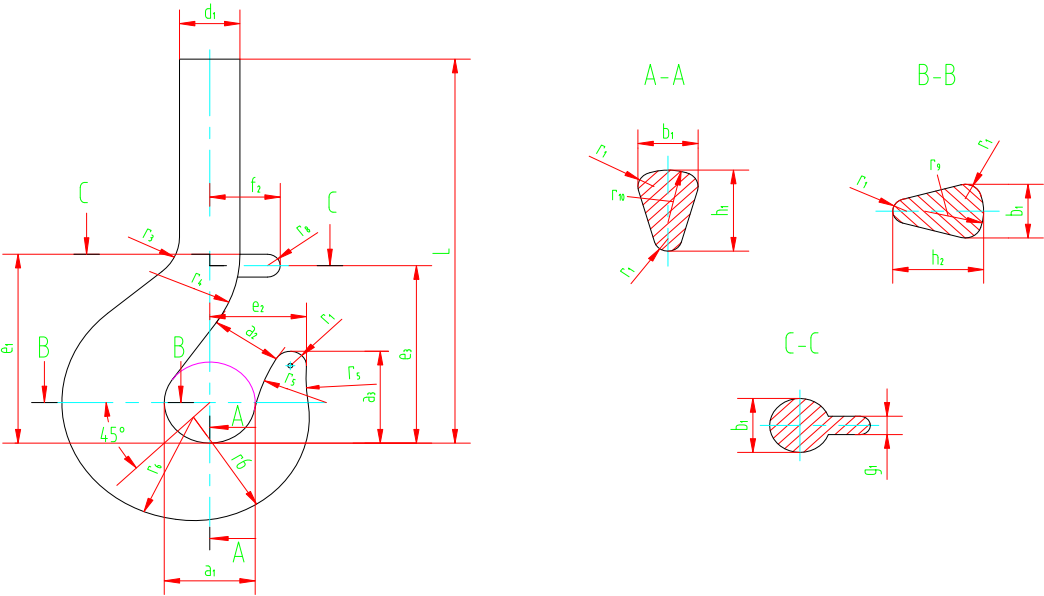




图A.2 自由锻单钩尺寸代号示意

A.3 B型A系列单钩毛坯件尺寸

B型A系列单钩毛坯件结构型式见图A.3，尺寸见表A.3。  
B型吊钩静强度极限设计力和疲劳强度极限设计力可以同样参见C.2、D.2，钩柄螺纹系列可以参见G. 4。



图A.3 B 型单钩尺寸代号示意图

表A.1 单钩毛坯件尺寸

单位为毫米（mm）

单钩 钩号	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$b_1$	$b_2$	$d_1$	$e_1$	$e_2$	$h_1$	$h_2$	$r_1$	$r_2$	$r_3$	$r_4$	$r_5$	$r_6$	$r_7$	$r_9$	参考尺寸							
																			$e_3$	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$g_1$	$r_8$	$L$	
006	25	20	28	13	11	14	60	60	17	14	2	3	32	53	53	27	26	34	52	14.5			6.5		100	
010	28	22	32	16	13	16	67	68	20	17	2	3.5	35	60	60	31	30	40	60	16.5			7		109	
012	30	24	34	19	15	16	71	73	22	19	2.5	4	37	63	63	34	33	44	63	18			7.5		115	
020	34	27	39	21	18	20	81	82	26	22	2.5	4.5	40	71	71	39	37	52	70	20			8.5		138	
025	36	28	41	22	19	20	85	88	28	24	3	5	43	75	75	42	40	56	74	22			9		144	
04	40	32	45	27	22	24	96	100	34	29	3.5	5.5	46	85	85	49	45	68	83	25			10		155	
05	43	34	49	29	24	24	102	108	37	31	4	6	48	90	90	53	48	74	89	26			10.5		167	
08	48	38	54	35	29	30	115	120	44	37	4.5	7	52	100	100	61	56	88	100	29			12		186	
1	50	40	57	38	32	30	120	128	48	40	5	8	55	106	106	65	60	96	105	31			12.5		197	
1.6	56	45	64	45	38	36	135	146	56	48	6	9	60	118	118	76	68	112	118	35			14		224	
2.5	63	50	72	53	45	42	152	167	67	58	7	10	65	132	132	90	78	134	132	40			16		253	
4	71	56	80	63	53	48	172	190	80	67	8	12	71	150	150	103	90	160	148	45			16		285	
5	80	63	90	71	60	53	194	215	90	75	9	14	80	170	170	114	100	180	165	51			18		318	
6	90	71	101	80	67	60	218	240	100	85	10	16	90	190	190	131	112	200	185	57			18		380	
8	100	80	113	90	75	67	242	268	112	95	11	18	100	212	212	146	125	224	210	64			23		418	
10	112	90	127	100	85	75	256	286	125	106	12	20	65	165	236	163	140	250	221		46	26	23	12	452	
12	125	100	143	112	95	85	292	316	140	118	14	22	70	185	265	182	160	280	252		53	34	28	16	510	
16	140	112	160	125	106	95	325	357	160	132	16	25	80	210	300	204	180	320	280		58	35	33	16	582	
20	160	125	180	140	118	106	370	405	180	150	18	28	90	240	335	232	200	360	330		68	45	33	20	653	
25	180	140	202	160	132	118	415	455	200	170	20	32	100	270	375	262	224	400	360		74	45	38	20	724	
32	200	160	225	180	150	132	465	510	224	190	22	36	115	300	425	292	250	448	400		80	45	38	20	796	
40	224	180	252	200	170	150	517	567	250	212	25	40	130	335	475	326	280	500	447		93	55	42	25	893	
注：上述尺寸依据 GB/T 10051.4 系列吊钩。																										

表A.2 单钩毛坯件尺寸

单位为毫米（mm）

单钩 钩号	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$b_1$	$b_2$	$d_1$	$e_1$	$e_2$	$h_1$	$h_2$	$r_1$	$r_2$	$r_3$	$r_4$	$r_5$	$r_6$	$r_7$	$r_9$	参考尺寸					
																			$e_3$	$f_2$	$f_3$	$g_1$	$r_8$	L
10	112	90	127	100	85	75	256	286	125	106	12	20	65	165	236	163	140	250	221	46	26	23	12	460
12	125	100	143	112	95	85	292	316	140	118	14	22	70	185	265	182	160	280	252	53	34	28	16	525
16	140	112	160	125	106	95	325	357	160	132	16	25	80	210	300	204	180	320	280	58	35	33	16	595
20	160	125	180	140	118	106	370	405	180	150	18	28	90	240	335	232	200	360	330	68	45	33	20	665
25	180	140	202	160	132	118	415	455	200	170	20	32	100	270	375	262	224	400	360	74	45	38	20	735
32	200	160	225	180	150	132	465	510	224	190	22	36	115	300	425	292	250	448	400	80	45	38	20	810
40	224	180	252	200	170	150	517	567	250	212	25	40	130	335	475	326	280	500	447	93	55	42	25	905
50	250	200	285	224	190	170	575	635	280	236	28	45	150	370	530	363	315	560	485	100	55	42	25	990
63	280	224	320	250	212	190	655	710	315	265	32	50	160	420	600	408	355	630	550	108	60	45	25	1120
80	315	250	358	280	236	212	727	802	355	300	36	56	180	470	670	460	400	710	598	113	60	45	25	1270
100	355	280	402	315	265	236	827	902	400	335	40	63	200	530	750	516	450	800	688	130	70	50	30	1415
125	400	315	450	355	300	265	920	1020	450	375	45	71	230	600	850	579	500	900	750	138	70	50	30	1590
160	450	355	505	400	335	300	1035	1145	500	425	50	80	250	675	950	654	560	1000	825	147	70	55	30	1790
200	500	400	565	450	375	335	1150	1275	560	475	56	90	285	750	1060	729	630	1120	900	154	70	55	30	2048
250	560	450	635	500	425	375	1280	1430	630	530	63	100	320	840	1180	815	710	1260	980	164	70	60	30	2305
注：上述尺寸依据 GB/T 10051.4 系列吊钩。																								

表A.3 单钩毛坯件尺寸

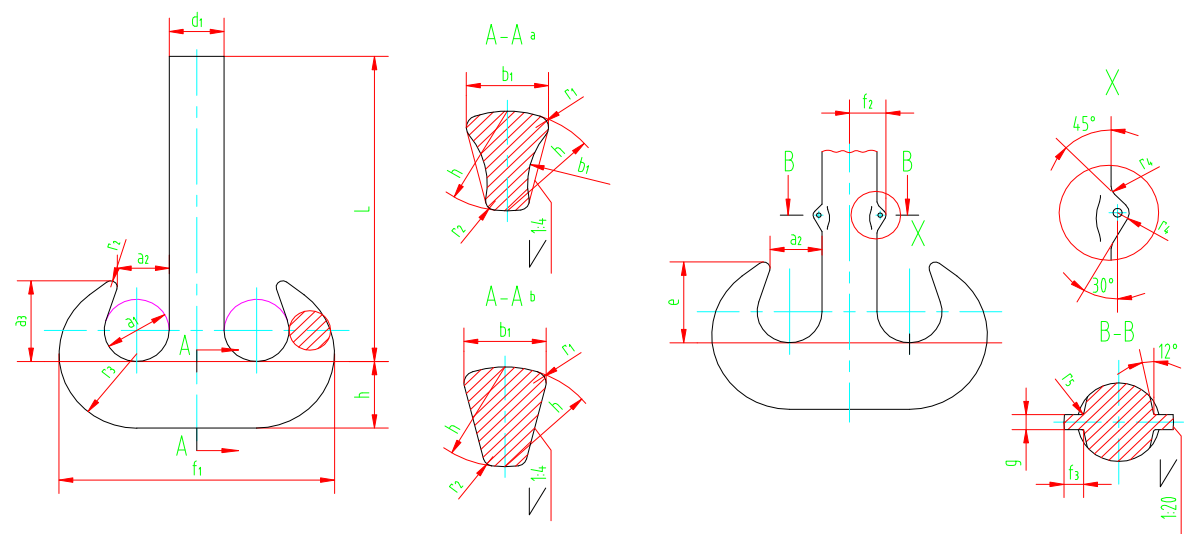
单位为毫米（mm）

单钩钩号	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$b_1$	$d_1$	$e_1$	$e_2$	$h_1$	$h_2$	$r_1$	$r_9$	$r_{10}$	$r_3$	$r_4$	$r_5$	$r_6$	参考尺寸			
	(1)	$0.75a_1$		$0.60a_1$				$0.93a_1$	$0.93a_1$	$0.12a_1$			$0.30a_1$	$0.92a_1$	$1.00a_1$	$1.25a_1$	$e_3$	$f_2$	$r_8$	$g_1$
B 0.8	26	20	26	16	17	47	31	24	24	3	18	13	8	24	26	32	41.8	19.7	5.2	5.2
B 1.6	37	28	37	22	23	66.5	44	34	34	4	26	18	11	34	37	46	59.1	27.7	7.4	7.4
B 2.5	46	34	46	28	28	83	55	43	43	6	32	23	14	42	46	58	73.8	34.7	9.2	9.2
B 4	58	44	58	35	33	105	70	54	54	7	41	29	17	53	58	72	93.4	43.6	11.6	11.6
B 5	65	49	65	39	38	118	78	60	60	8	46	32	20	60	65	81	105	48.8	13	13
B 6.3	73	55	73	44	44	139	88	68	68	9	51	13	22	67	73	91	124	54.9	14.6	14.6
B 8	83	62	84	50	50	151	100	77	77	10	58	18	25	76	83	104	134	62.4	16.6	16.6
B 10	92	69	92	55	55	167	110	86	86	11	64	46	28	85	92	115	149	68.9	18.4	18.4
B 12.5	103	77	104	62	60	187	124	96	96	12	72	52	31	95	103	129	166	77.4	20.6	20.6
B 16	117	88	117	70	65	212	140	109	109	14	82	58	35	108	117	146	189	87.7	23.4	23.4
B 20	131	98	132	79	75	237	157	122	122	16	92	66	39	120	131	164	211	98.5	26.2	26.2
B 25	146	110	146	88	85	264	175	136	136	18	102	73	44	134	146	182	235	110	29.2	29.2
B 32	159	119	160	95	90	288	191	148	148	19	111	80	48	146	159	199	256	119	31.8	31.8
B 40	173	130	173	104	105	314	208	161	161	21	121	86	52	159	173	216	279	130	34.6	34.6
B 50	191	143	191	115	115	346	229	178	178	23	134	95	57	176	191	239	308	143	38.2	38.2
B 63	205	154	205	123	125	372	246	191	191	25	144	102	62	189	205	256	331	154	41	41
<p>注1：上述尺寸依据BS 2903系列吊钩。</p> <p>注2：第二行的尺寸给出了相对于测量值<math>a_1</math>的比值，<math>a_1</math>为钩腔内径，单位：毫米（mm）。对于符合这些比例的吊钩，<math>a_1</math>是由公式<math>a_1 = 6.62\sqrt{P}</math>计算出来的，其中<math>a_1</math>单位为mm，P为验证载荷，单位为kN。该验证载荷值参见C. 2。</p> <p>注3：闭锁凸耳为可选项。</p> <p>注4：钩柄长度“L”根据使用需要选择。</p>																				

附 录 B  
(资料性附录)  
双钩系列示例

MM/MMD 和 MY/MYD 型系列双钩，毛坯件结构型式见图 B.1，尺寸见表 B.1。

MM/MMD 和 MY/MYD 型双钩静强度极限设计力和疲劳强度极限设计力同时可以参见 C.1、D.1；另外根据规格大小，钩柄螺纹系列可以参见 G.1 或 G.2。



MM/MMD模锻不带/带凸耳 (a)  
MY/MYD 自由锻不带/带凸耳 (b)

图B.1 双钩尺寸代号示意图



表B.1 双钩毛坯件尺寸

单位为毫米（mm）

双钩钩号	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$b_1$	$d_1$	$f_1$	$H$	$r_1$	$r_2$	$r_3$	参考尺寸						
											$e$	$f_2$	$f_3$	$g$	$r_4$	$r_5$	$L$
05	34	27	44	22	24	130	27	3	3	36	80	20	12	10	6	1.6	165
08	38	30	49	26	30	150	33	4	3	41	83	22	12	10,5	6	1.6	183
1	40	32	52	28	30	158	36	4	3.5	44	96	22	14	12	7	1.6	195
1.6	45	36	59	34	36	183	43	5	4	51	100	28	14	12,5	7	1.6	222
2.5	50	40	65	40	42	208	50	6	4.5	58	112	30	14	14	7	1.6	250
4	56	45	73	48	48	238	60	7	5.5	67	124	33	23	16	10	2.5	280
5	63	50	82	53	53	266	67	8	6.5	75	143	40	23	16	10	2.5	312
6	71	56	92	60	60	301	75	9	7	85	160	44	23	18	10	2.5	375
8	80	63	103	67	67	337	85	10	8	95	182	48	23	18	10	2.5	415
10	90	71	116	75	75	377	95	11	9	106	192	54	27	23	12	3	450
12	100	80	130	85	85	421	106	125	10	118	210	60	27	23	12	3	510
16	112	90	146	95	95	471	118	14	11	132	237	69	36	28	16	4	580
20	125	100	163	106	106	531	132	16	12,5	150	265	75	36	33	16	4	650
25	140	112	182	118	118	598	150	18	14	170	315	86	45	33	20	5	715
32	160	125	205	132	132	672	170	20	16	190	335	94	45	38	20	5	790
40	180	140	230	150	150	754	190	22	18	212	375	104	45	38	20	5	885
50	200	160	260	170	170	842	212	25	20	236	420	120	56	42	25	6	965
63	224	180	292	190	190	944	236	28	22	265	460	131	56	42	25	6	1090
80	250	200	325	212	212	1062	265	32	25	300	515	144	56	45	25	6	1235
100	280	224	364	236	236	1186	300	36	28	335	575	157	56	45	25	6	1375
125	315	250	408	265	265	1330	335	40	32	375	645	178	68	50	30	8	1550
160	355	280	458	300	300	1505	375	45	36	425	725	198	68	50	30	8	1745
200	400	315	515	335	335	1685	425	50	40	475	800	218	68	55	30	8	1998
250	450	355	580	375	375	1885	475	56	45	530	875	240	68	55	30	8	2250
吊钩规格 50-250 优选自由锻（直线侧边）。																	
注：上述尺寸依据GB/T 10051.6系列吊钩。																	

附 录 C  
(资料性附录)

附录 A 和附录 B 吊钩钩身的静强度极限设计力

C.1 MM/MMD和MY/MYD型吊钩钩身的静强度极限设计力

在温度影响系数 $f_t=1$  [ $T\leq 100^{\circ}\text{C}$ ] 条件下, 附录 A 和附录 B 吊钩钩身的有效静强度极限设计力  $F_{\text{Rd},s}$  见表 C.1。

表C.1 附录 A 和附录 B 吊钩钩身静强度极限设计力  $F_{\text{Rd},s}$  单位为千牛顿 (kN)

吊钩 钩号	MM/MMD 和 MY/MYD 型单钩							MM/MMD 和 MY/MYD 型双钩					
	特定 抗力 系数 $\gamma_{\text{sm}}$	截面 B 系数 $M_{\text{hf}}$ $\text{mm}^2$	材料等级 $F_{\text{Rd},s}$					截面 B 系数 $M_{\text{hf}}$ $\text{mm}^2$	材料等级 $F_{\text{Rd},s}$				
			M	P	S	T	V		M	P	S	T	V
006	单钩 0.75	15.37	4.0	5.9	7.1	9.3	11.2						
010		22.58	5.9	8.6	10.4	14	16						
012		30.05	7.8	11.5	14	18	22						
020		39.37	10.3	15	18	24	29						
025		44.78	11.7	17	21	27	33						
04		68.37	18	26	32	41	50						
05		80.33	21	31	37	49	58	41.71	18	27	32	42	51
08		117.00	30	45	54	71	85	62.13	27	40	48	63	75
1		140.17	37	54	65	85	102	73.43	32	47	56	74	89
1.6		195.75	51	75	90	119	142	108.20	47	69	83	109	131
2.5		279.05	73	107	129	169	203	149.45	65	95	115	151	181
4		399.61	104	153	184	242	291	217.87	95	139	167	220	264
5		506.63	132	193	233	307	368	268.78	117	171	206	272	326
6		633.00	165	242	292	384	460	339.90	148	216	261	343	412
8		798.18	208	305	368	484	580	430.94	187	274	331	435	522
10		987.90	257	377	455	599	719	538.00	234	342	413	543	652
12	双钩 0.90	1242.5	324	474	572	753	904	680.27	295	433	522	687	825
16		1590.0	414	607	732	963	1156	845.31	367	538	649	854	1024
20		1873.3	520	763	920	1210	1452	1056.5	459	672	811	1067	1281
25		2532.0	660	967	1166	1535	1841	1343.0	583	855	1031	1356	1628
32		3192.7	832	1219	1471	1935	2322	1700.5	739	1082	1305	1718	2061
40		3732.4	1032	1512	1824	2400	2880	2152.0	935	1369	1652	2174	2609
50		5020.5	1308	1917	2313	3043	3651	2725.4	1184	1734	2092	2753	3304
63		6306.7	1644	2408	2905	3822	4587	3385.9	1471	2155	2599	3420	4104
80		7962.7	2075	3040	3667	4826	5791	4251.1	1846	2705	3263	4294	5153
100		10093	2630	3854	4649	6117	7341	5376.8	2335	3422	4128	5431	6517
125		12794	3334	4885	5893	7754	9305	6729.4	2923	4282	5166	6797	8156
160		15987	4167	6105	7364	9690	11628	8507.3	3695	5414	6531	8593	10311
200		20174	5257	7702	9292	12226	14671	10792	4688	6868	8285	10901	13081
250		25240	6575	9634	11622	15292	18350	13484	5857	8581	10352	13621	16345

C.2 使用其他材料的 B 型系列吊钩钩身的静强度极限设计力

在温度影响系数  $f_t = 1$  [ $T \leq 100^\circ\text{C}$ ] 条件下，使用其他材料的 B 型系列吊钩钩身的有效静强度极限设计力  $F_{Rd,s}$  见表 C.2)

表C.2 使用其他材料的 B 型系列吊钩钩身有效的静强度极限设计力  $F_{Rd,s}$  单位为千牛顿 (kN)

吊钩 钩号	所有材料		B 型单钩材料等级 $F_{Rd,s}$					其他材料	
	特定抗 力系数 $\gamma_{sm}$	截面 B 系数 $M_{hf}$ $\text{mm}^2$	M	P	S	T	V	$f_y$ $\text{N/mm}^2$	$F_{Rd,s}$
B 0.8	0.86	25.392	5.75	8.43	10.2	13.4	16.1	430	11.5
B 1.6		49.722	11.3	16.5	19.9	26.2	31.5		22.5
B 2.5		81.543	18.5	27.1	32.6	43	51.6		36.9
B 4		127.31	28.8	42.3	51	67.1	80.5		57.7
B 5		157.79	35.8	52.4	63.2	83.2	99.8		71.5
B 6.3		201.91	45.8	67	80.9	106	128		91.5
B10		319.35	72.4	106	128	168	202		144
B 8		258.77	58.6	86	104	136	164		117
B 12.5		399.34	90.5	133	160	210	253		181
B 16	0.83	514.76	121	179	216	284	340	400	227
B 20		649.89	154	226	272	358	430		286
B 25		807.66	191	280	338	445	534		356
B 32	0.75	948.18	245	358	432	569	683		455
B 40	0.71	1128.78	310	454	547	720	864		576
B 50	0.68	1379.07	399	585	706	929	1114		742
B 63	0.64	1587.16	487	713	880	1132	1358		905

本系列所有吊钩均应按照本文件4. 5的要求进行加载验证。

在对所有大于表C. 2所列起重能力的吊钩进行尺寸设计时，仅需要在计算中按照最大静态额定能力的1.5倍验证载荷 $F_{PL}$ 进行计算。

对于规格大于B63的吊钩，特定抗力系数 $\gamma_{sm}$ 值应取为0. 64。

附 录 D  
(资料性附录)

附录 A 和附录 B 吊钩钩身的疲劳强度极限设计力

D.1 MM和MY型吊钩钩身的疲劳强度极限设计力

在温度影响系数 $f_1=1$  [ $T\leq 100^{\circ}\text{C}$ ]条件下，考虑系数 $f_2$ 和 $\gamma_{\text{HF}}$  时MM和MY型吊钩钩身的疲劳强度极限设计力 $F_{\text{Rd,f}}$  见表D. 1。

表D.1 MM 和 MY 型吊钩单钩钩身的疲劳强度极限设计力  $F_{\text{Rd,f}}$  单位为千牛顿（kN）

吊钩 钩号	MM 和 MY 型单钩					MM 和 MY 型双钩				
	材料等级					材料等级				
	M	P	S	T	V	M	P	S	T	V
006	2.1	2.7	2.9	3.4	3.8					
010	3.1	4.0	4.2	5.1	5.5					
012	4.1	5.3	5.6	6.7	7.3					
020	5.4	6.9	7.4	8.8	9.6					
025	6.1	7.9	8.4	10	11					
04	9.2	12	13	15	16					
05	11	14	15	18	19	11	14	15	17	19
08	15	19	21	25	27	16	20	22	26	28
1	18	23	25	29	32	18	23	25	30	33
1.6	24	31	33	40	43	26	33	36	43	46
2.5	33	43	46	55	60	35	45	48	57	62
4	47	60	64	77	84	49	64	68	81	88
5	58	75	80	95	104	60	77	83	98	107
6	71	92	98	117	127	74	96	102	122	133
8	88	113	121	144	157	92	119	127	152	165
10	107	138	147	176	191	113	146	156	186	202
12	132	170	182	217	236	140	181	193	230	251
16	165	214	228	272	296	170	220	235	281	306
20	204	264	282	336	365	209	271	289	344	375
25	255	330	352	420	457	261	338	361	430	468
32	321	416	444	529	576	324	420	448	534	582
40	398	516	551	656	715	402	520	555	662	721
50	505	654	698	832	907	508	657	702	837	911
63	635	821	877	1045	1139	631	817	872	1039	1132
80	801	1037	1108	1320	1438	792	1025	1095	1305	1421
100	1016	1315	1404	1673	1822	1002	1297	1385	1650	1798
125	1288	1666	1780	2121	2310	1254	1623	1734	2066	2250
160	1609	2082	2224	2650	2887	1585	2052	2192	2611	2844
200	2030	2627	2806	3344	3642	2011	2603	2780	3313	3609
250	2539	3286	3510	4182	4556	2513	3252	3474	4139	4509

D.2 B型系列吊钩及使用其他材料的B型吊钩钩身的疲劳强度极限设计力

在温度影响系数 $f_1=1$  [ $T\leq 100^{\circ}\text{C}$ ]条件下，考虑系数 $f_2$ 、 $\gamma_{\text{HF}}$ 和 $\gamma_{\text{HS}}$ 时B型系列吊钩及使用其他材料的B型吊钩钩身疲劳强度极限设计力 $F_{\text{Rd,f}}$  见表D. 2。

表D.2 B 型系列吊钩钩身的疲劳强度极限设计力 单位为千牛顿（kN）

吊钩 钩号	所有材料 截面 B 系数 $M_{hf}$ $mm^2$	B 型单钩 材料等级					其他材料	
		M	P	S	T	V	$f_u$ N/mm <sup>2</sup>	$F_{Rd,f}$
B 0.8	25.392	3.0	3.9	4.1	4.9	5.4	620	4.6
B 1.6	49.722	5.9	7.61	8.1	9.7	10.5		8.93
B 2.5	81.543	9.5	12.2	13.1	15.6	17.0		14.4
B 4	127.31	14.2	18.4	19.7	23.4	25.5		21.6
B 5	157.79	17.3	22.4	23.9	28.5	31.1		26.3
B 8	258.77	27.3	35.3	37.7	44.9	48.9		41.4
B 12.5	399.34	40.6	52.5	56.10	66.8	72.8		61.6
B 16	514.76	53.6	69.3	74.1	88.3	96.1	625	81.8
B 20	649.89	66.3	85.8	91.6	109.2	119.0		101.2
B 25	807.66	80.9	104.7	111.9	133.3	145.2		123.5
B 32	948.18	103.2	133.5	142.6	169.5	185.1		157.5
B 40	1128.78	127.4	164.8	176.1	209.8	228.5		194.4
B 50	1379.07	161.5	209.0	223.3	266.0	289.8		246.5
B 63	1587.16	194.6	258.9	269.0	320.5	349.2		297.1

截面B系数定义见C.2，吊钩规格B0.8到B63的相关值见表D.2。如吊钩规格大于B63，可根据吊钩规格和截面B的尺寸计算其值。

附录 E  
(规范性附录)  
钩身计算和特定谱比系数

E.1 钩身换算系数 $k_c$

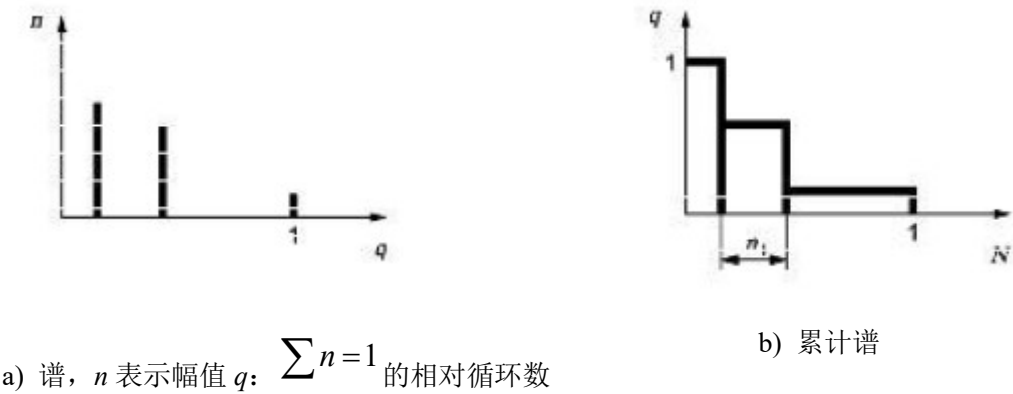
工作级别已知时， $k_c$ 按表E.1计算。

表E.1 换算系数  $k_c = k_6^* / \sqrt[6]{S_Q}$

	载荷状态级别	$Q_0$	$Q_1$	$Q_2$	$Q_3$	$Q_4$	$Q_5$
	$k_Q(3)$	0.0313	0.0625	0.125	0.25	0.5	1.0
	系数 $k_6^*$	1.348	1.343	1.259	1.172	1.084	1
使用等级 U	C (循环)						
$U_0$	16000	5.37	4.77	3.98	3.30	2.72	2.24
$U_1$	31500	4.8	4.26	3.56	2.95	2.43	2.00
$U_2$	63000	4.27	3.79	3.17	2.63	2.17	1.78
$U_3$	125000	3.81	3.38	2.83	2.34	1.93	1.59
$U_4$	250000	3.40	3.01	2.52	2.09	1.72	1.41
$U_5$	500000	3.02	2.69	2.24	1.86	1.53	1.26
$U_6$	1000000	2.70	2.39	2.00	1.66	1.37	1.12
$U_7$	2000000	2.40	2.13	1.78	1.48	1.22	1.00
$U_8$	4000000	2.14	1.90	1.58	1.32	1.08	0.89
$U_9$	8000000	1.91	1.69	1.41	1.17	0.97	0.79

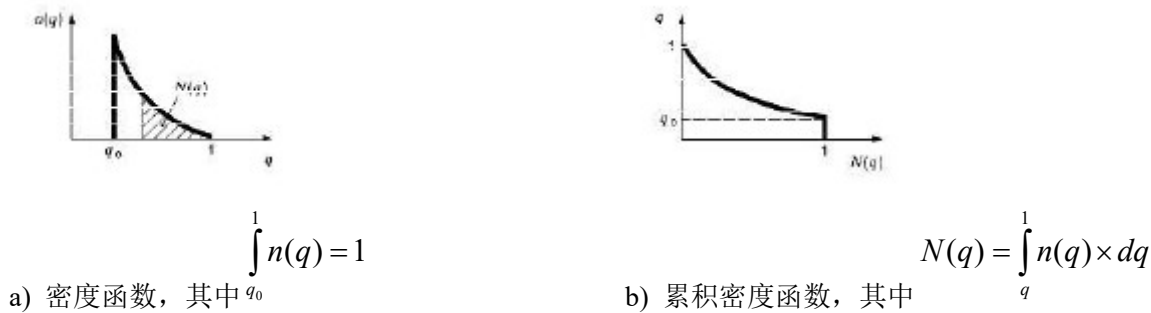
E.2 特定谱比系数

离散值分布可以用谱进行表示，也可以用累积谱表示。图E.1说明了离散分布的两种表示形式。



图E.1 离散分布

连续函数给出的分布可以表示为密度函数或累积密度函数。图 E.2 展示了两种连续函数分布。



图E.2 连续分布

注：  $n(q)$  给出幅值为  $q$  的相对循环数，则  $N(q)$  的累加值给出幅值大于  $q$  的循环数。  
应力谱系数  $k_m$  可通过密度函数或累积密度进行计算，公式如下：

$$k_m = \int_{q_0}^1 q^m \times n \times dq = \int_0^1 q^m \times dN$$

特定谱比系数（见 6.5.3）如下：

$$k_m^* = \sqrt[m]{\frac{k_Q}{k_m}} = \sqrt[m]{\frac{k_3}{k_m}}$$

E.3 特定谱比系数的基础载荷谱

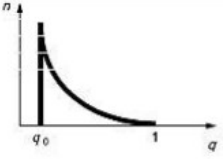
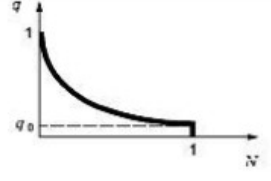
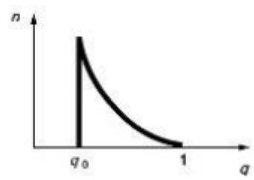
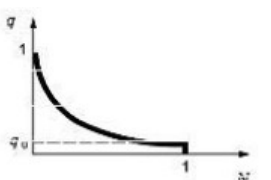
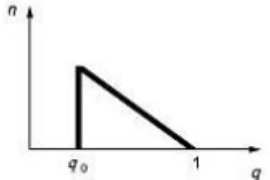
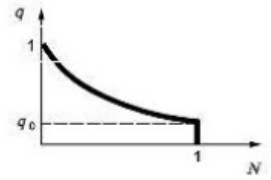
当仅通过载荷状态级别  $Q$  表述起重机荷载谱时，应采用表 E.3 所示的载荷分布形式。据此可以得到表 E.2 所示的特定谱比系数，并可用于计算吊钩的应力历程参数  $s_h$ 。

表E.2 特定谱比系数

GB/T 20863.1 载荷状态级别 $Q_0$ - $Q_5$	载荷谱系数 $k_Q$	$m = 5$ 对应的系数 $k_5^*$	$m = 6$ 对应的系数 $k_6^*$
$Q_0$	0.0313	1.292	1.348
$Q_1$	0.0625	1.286	1.343
$Q_2$	0.125	1.217	1.259
$Q_3$	0.25	1.144	1.172
$Q_4$	0.5	1.070	1.084
$Q_5$	1	1	1

表E.3给出了表E.2的基础密度函数和累积密度函数。

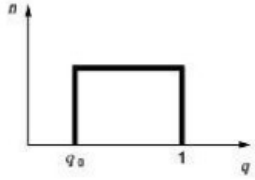
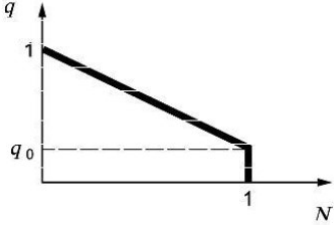
表E.3 基础密度和累积密度函数

等级	密度函数	累积密度函数
Q <sub>0</sub> Q <sub>1</sub>	 $n = 4 \times \frac{(1-q)^3}{(1-q_0)^4}$	 $N_{(q)} = \left( \frac{1-q}{1-q_0} \right)^4 \quad \text{或} \quad q_{(N)} = 1 - (1-q_0) \times \sqrt[4]{N}$
	$k_{(m)} = \frac{4}{(1-q_0)^4} \times \left[ \frac{1-q_0^{m+1}}{m+1} - 3 \times \frac{1-q_0^{m+2}}{m+2} + 3 \times \frac{1-q_0^{m+3}}{m+3} - \frac{1-q_0^{m+4}}{m+4} \right]$ <p>对于等级 Q<sub>0</sub>: <math>q_0 = 0.0226</math>; 对于等级 Q<sub>1</sub>: <math>q_0 = 0.1828</math></p>	
Q <sub>2</sub>	 $n = 3 \times \frac{(1-q)^2}{(1-q_0)^3}$	 $N_{(q)} = \left( \frac{1-q}{1-q_0} \right)^3 \quad \text{或} \quad q_{(N)} = 1 - (1-q_0) \times \sqrt[3]{N}$
	$k_{(m)} = \frac{3}{(1-q_0)^3} \times \left[ \frac{1-q_0^{m+1}}{m+1} - 2 \times \frac{1-q_0^{m+2}}{m+2} + \frac{1-q_0^{m+3}}{m+3} \right]$ <p>对于等级 Q<sub>2</sub>: <math>q_0 = 0.2765</math></p>	
Q <sub>3</sub>	 $n = 2 \times \frac{1-q}{(1-q_0)^2}$	 $N_{(q)} = \left( \frac{1-q}{1-q_0} \right)^2 \quad \text{或} \quad q_{(N)} = 1 - (1-q_0) \times \sqrt{N}$



	$k_{(m)} = \frac{2}{(1-q_0)^2} \times \left[ \frac{1-q_0^{m+1}}{m+1} - \frac{1-q_0^{m+2}}{m+2} \right]$ <p>对于等级 Q<sub>3</sub>: <math>q_0 = 0.3943</math></p>
--	--

表 E.3 基础密度和累积密度函数（续）

Q <sub>4</sub>	 $n = \frac{1}{1-q_0}$	 $N_{(q)} = \frac{1-q}{1-q_0} \quad \text{或} \quad q_{(N)} = 1 - (1-q_0) \times N$
	$k_{(m)} = \frac{1}{1-q_0} \times \frac{1-q_0^{m+1}}{m+1}$ <p>对于等级 Q<sub>4</sub>: <math>q_0 = 0.5437</math></p>	

## 附录 F (资料性附录)

### 已验证吊钩的疲劳强度计算示例（已施加验证载荷）

#### F.1 参数

按照 A.3 的表 A.3 尺寸对单钩进行计算。

吊钩型号：表 A.3 中的型号 B10。

标称吊钩载荷： $F_H = 10 T_e = 98.07 \text{ kN}$

注： $T_e$ 表示公吨，1000 kgf。

吊钩尺寸和截面特性： $a_1=92 \text{ mm}$  钩腔圆直径

截面 B-B:

$\eta_1=36.18 \text{ mm}$  从几何中心到内弧面的几何坐标  $y$ ，见附录 H

$R = \frac{a_1}{2} + \eta_1 = 82.18 \text{ mm}$  横截面几何中心半径

$I = 1.696 \times 10^6 \text{ mm}^4$  横截面参考惯性矩，见附录 H

$\nu=1$  载荷合成系数，截面 B-B，见 5.5.3

吊钩材料：150 M 19Q

$f_y = 430 \text{ N/mm}^2$   $R_s < 150$  时，吊钩材料最小屈服应力

$f_u = 620 \text{ N/mm}^2$  吊钩材料最小抗拉强度极限

疲劳和工作负荷参数：

使用等级  $U_7$  (GB/T 20863.1-2007，表 2)， $N = 2 \times 10^6$ ，载荷循环总数

载荷状态级别  $Q_4$  (GB/T 20863.1-2007，表 2)， $k_Q = 1$ ，载荷谱系数最大值

假定所有载荷循环相同且满载荷。

#### F.2 已使用验证载荷吊钩的疲劳能力验证

##### F.2.1 “未验证”吊钩的钩腔应力（无残余应力）：

$\phi_2 = 1.3$  起升动载系数

$F_{sd,f} = \phi_2 F_H = 127.49 \text{ kN}$  疲劳垂直设计力，见公式 (18)

垂直设计力  $F_{sd,f}$  引起的钩断面力矩：

$$M_{sd,f} = F_{sd,f} \times R = 10.48 \text{ kNm}$$

由于垂直设计力的作用，吊钩内弧面的最大设计应力，见公式 (11)：

$$\sigma_{sd,f} = \frac{\nu \times M_{sd,f}}{I} \times \frac{R \times \eta_1}{R - \eta_1} = 399.28 \text{ N/mm}^2$$

疲劳时，钩内弧面的应力范围（由于载荷  $F_{Sd,f}$ ，循环从 0 到最大值）：

$$\Delta\sigma_{Sd,f} = \sigma_{Sd,f} = 399.28\text{N/mm}^2$$

假定只有一个量级相当的载荷，即  $F_{Sd,f}$ ，则疲劳状态下吊钩内弧面的最大应力范围：

$$\Delta\sigma_{Sd,max} = \Delta\sigma_{Sd,f} = 399.28\text{N/mm}^2$$

## F.2.2 “已验证”吊钩钩腔的压力（存在残余应力）

### F.2.2.1 吊钩验证载荷

吊钩的验证载荷  $F_{PL}$  计算公式：

$$F_{PL} = 1.5 \times f_y \times M_{hf} / 1000 \quad [\text{参见 4.5}]$$

式中：

$$M_{hf} = I \times \left[ \frac{1 - \frac{\eta_1}{R}}{R \times \eta_1} \right] = 319.29\text{mm}^2$$

且，验证载荷  $F_{PL} = 205.94\text{ kN}$

### F.2.2.2 “已验证”吊钩断面的应力（存在残余应力）

验证载荷力  $F_{PL}$  产生的吊钩断面力矩： $M_{PL} = F_{PL} \times R = 16.92\text{ kN m}$

根据公式（11）计算施加验证载荷的吊钩内弧面处的最大设计应力：

$$\sigma_{p,max,v} = \frac{\nu \times M_{PL}}{I} \times \frac{R \times \eta_1}{R - \eta_1} = 645\text{N/mm}^2$$

注：施加验证载荷的吊钩内弧面处的最大应力计算假设是无塑性变形。

假设材料性能具有“理想”弹塑性应力模型，随着屈服应力处开始出现塑性变形，最大应力在屈服应力下保持不变。因此验证载荷产生的最大应力为：

$$\sigma_{p,max} = f_y = 420\text{N/mm}^2$$

验证载荷卸下时，假设卸载过程中的应力沿弹性线变化。因此，完全卸载后的残余应力为：

$$\sigma_{r,p,max} = \sigma_{p,max} - \sigma_{p,max,v} = -225\text{N/mm}^2$$

由于满工作载荷  $F_{Sd,f} = 127.49\text{ kN}$  产生的最大应力为：

$$\Delta\sigma_{Sd,max} = 399.28\text{N/mm}^2$$

由于满工作载荷，在内弧面上产生最大应力：

$$\sigma_{sd,p,max} = \sigma_{r,p,max} + \Delta\sigma_{Sd,max} = 174.28\text{N/mm}^2$$

构成极限值  $\sigma_{r,p,max} = -255\text{N/mm}^2$  到  $\sigma_{sd,p,max} = 174.28\text{N/mm}^2$  之间的应力循环。

应力循环必须转化为等效的脉动循环（0 至最大应力），因此使用 Haigh/Smith 图推导出标准方程：

$$\sigma_{a,p,t} = \frac{\sigma_{a,p} - \mu \times \sigma_{m,p}}{1 - \mu \times \frac{(1 + R_s)}{(1 - R_s)}} \quad \sigma_{m,p,t} = \sigma_{a,p,t}$$

式中：

$\sigma_{a,p,t}$  ——表示转换应力循环的幅值和平均应力分量；

$R_s$  ——表示转换循环的应力比， $\sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ ；

$R_s = 0$ ，脉动循环 0 至最大值；

$\mu = -0.1765$ ，根据条款 6.6.7、公式（44）（注意负号）。

应力循环分量：

$$\sigma_{m,p} = \frac{\sigma_{sd,p,\max} + \sigma_{r,p,\max}}{2} = -25.36 \text{ N/mm}^2 \quad \text{平均应力分量}$$

$$\sigma_{a,p} = \frac{\sigma_{sd,p,\max} - \sigma_{r,p,\max}}{2} = 199.64 \text{ N/mm}^2 \quad \text{幅值应力分量}$$

转换循环分量：

根据上述方程，转换循环的幅值和平均应力分量为：

$$\sigma_{a,p,t} = \frac{\sigma_{a,p} - \mu \times \sigma_{m,p}}{1 - \mu \times \frac{(1 + R_s)}{(1 - R_s)}} = 165.89 \text{ N/mm}^2 \quad \text{幅值应力分量}$$

内弧面的最大应力：

$$\Delta\sigma_{Sd,p,f,\max} = 2 \times \sigma_{a,p,t} = 331.77 \text{ N/mm}^2 \quad \text{“已验证”吊钩内弧面处的最大应力范围}$$

$$\sigma_{m,p,t} = \sigma_{a,p,t} = 165.89 \text{ N/mm}^2 \quad \text{脉动循环的平均应力分量}$$

2 倍幅值应力分量从 0 到最大值之间的应力循环。

吊钩疲劳状态下，因  $F_{sd,f}$  载荷，循环从 0 到最大值。

## F. 2. 3 疲劳强度验证的执行

### F. 2. 3. 1 极限设计应力、载荷历程参数和应力历程参数

$$\Delta\sigma_{Rd} = f_1 \times f_2 \times \Delta\sigma_C$$

疲劳极限设计应力，根据条款 6.5.4、公式（29）。

设  $f_1 = 1$ ，温度系数，根据条款 6.5.4、公式（31），且吊钩横截面的最大宽度为  $b_{\max} = 55 \text{ mm}$ 。

$$f_2 = \left[ \frac{25 \text{ mm}}{b_{\max}} \right]^{0.167} = 0.877$$

材料厚度影响系数，根据 6.5.4、公式（32）。

特征疲劳强度，根据 6.5.4、公式 (30)：

$$\Delta\sigma_c = 0.315 \times f_u \times \lg \left[ \frac{13000}{f_u} \right] = 258.11 \text{ N/mm}^2$$

疲劳极限设计应力范围，根据 6.5.4、公式 (29)：

$$\Delta\sigma_{Rd} = f_1 \times f_2 \times \Delta\sigma_c = 226.27 \text{ N/mm}^2$$

$$s_Q = k_Q \times \frac{N}{N_D}$$

载荷历程参数，根据 6.5.3、公式 (26)，且循环基准数  $N_D = 2 \times 10^6$

$$N_D = 2 \times 10^6 \quad s_Q = k_Q \times \frac{N}{N_D} = 1$$

$k_6^* = 1$  特定谱比系数，根据 6.5.3、公式 (28) 和表 5

$$s_h = \frac{s_Q}{(k_6^*)^m}$$

应力历程系数，其中钩腔/材料  $m = 6$ ，根据 6.5.2、6.5.3、公式 (27)

$$s_h = \frac{s_Q}{(k_6^*)^m} = 1$$

### F.2.3.2 “未验证”吊钩的疲劳强度能力验证

满足下面不等式 [6.5.5、公式 (33)]：

$$\Delta\sigma_{Sd,max} \leq \frac{\Delta\sigma_{Rd}}{\gamma_{Hf} \times \sqrt[m]{s_h}} \quad \text{或者} \quad \Delta\sigma_{Sd,max} \leq \frac{k_6^* \times \Delta\sigma_{Rd}}{\gamma_{Hf} \times \sqrt[m]{s_Q}}$$

其中疲劳强度特定抗力系数  $\gamma_{Hf} = 1.25$ ，见表 7。

计算可得：

$$\Delta\sigma_{Sd,max} = 399.28 \text{ N/mm}^2 \quad \text{对比} \quad \frac{\Delta\sigma_{Rd}}{\gamma_{Hf} \sqrt[m]{s_h}} = 181.01 \text{ N/mm}^2$$

等式不成立，因此，这种载荷状态和使用寿命无法满足疲劳强度的验证；必须降低载荷或减少循环数（ $F_H$  或  $2 \times 10^6$  循环数）。

降低后的吊钩载荷：

$$F_{H,red} = F_H \times \frac{\Delta\sigma_{Rd}}{\gamma_{Hf} \sqrt[m]{s_h}} \times \frac{1}{\Delta\sigma_{Sd,max}} = 44.46 \text{ kN}$$

使用公式 (26) 和 (27) 计算得出减少后的循环数。

## F. 2. 3. 3 “已验证”吊钩疲劳强度能力的验证

满足下面不等式[6.5.5、公式（33）]:

$$\Delta\sigma_{\text{Sd,p,max}} \leq \frac{\Delta\sigma_{\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Hf}} \sqrt[m]{S_{\text{h}}}} \quad \text{或者} \quad \Delta\sigma_{\text{Sd,p,max}} \leq \frac{k_6^* \times \Delta\sigma_{\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Hf}} \sqrt[m]{S_{\text{Q}}}}$$

注：不等式的右侧（R. H. S.）没有变化。

疲劳极限设计应力范围：

$$\Delta\sigma_{\text{Rd}} = 226.27 \text{ N/mm}^2$$

载荷历程参数，根据 6.5.3 公式（26），其中循环基准数  $N_{\text{D}} = 2 \times 10^6$ ， $S_{\text{Q}} = 1$ ；

$k_6^* = 1$  特定谱比系数，根据 6.5.3 的公式（28）和表 5；

$s_{\text{h}} = 1$  应力历程系数，吊钩/钩腔材料， $m = 6$ ，根据 6.5.2 和 6.5.3 的公式（27）；

$N_{\text{D}} = 2\,000\,000$   $m = 6$ ；

$\gamma_{\text{Hf}} = 1.25$  疲劳强度抗力系数，见表 7。

计算可得：

$$\Delta\sigma_{\text{Sd,p,f,max}} = 331.77 \text{ N/mm}^2 \quad \text{对比} \quad \frac{\Delta\sigma_{\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Hf}} \sqrt[m]{S_{\text{h}}}} = 181.01 \text{ N/mm}^2$$

等式不成立，因此，这种载荷状态和使用寿命无法满足疲劳强度的验证；必须降低载荷或减少循环数（ $F_{\text{H}}$  或  $2 \times 10^6$  循环数）。

降低后的吊钩载荷：

$$F_{\text{H,p,red}} = F_{\text{H}} \times \frac{\Delta\sigma_{\text{Rd}}}{\gamma_{\text{Hf}} \sqrt[m]{S_{\text{h}}}} \times \frac{1}{\Delta\sigma_{\text{Sd,p,f,max}}} = 53.5 \text{ kN}$$

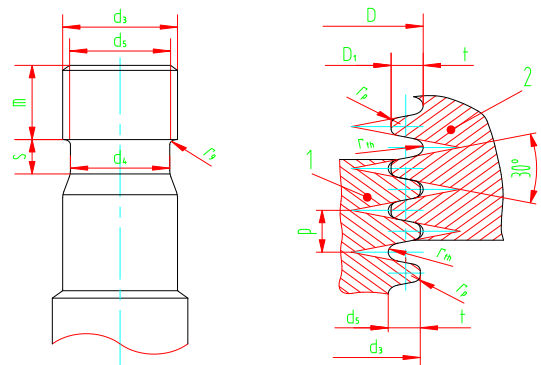
（未验证吊钩为 44.5 kN）

或者，使用公式（26）和（27）计算得出减少后满足上述不等式的循环数。

附 录 G  
(资料性附录)  
钩柄和螺纹系列示例

G.1 梯形圆形螺纹钩柄系列

梯形圆螺纹钩柄系列见图G.1和表G.1。



标引序号说明：

- 1 钩柄
- 2 螺母

图 G.1 钩柄和梯形圆螺纹尺寸代号示意图

表 G.1 钩柄和梯形圆螺纹尺寸 单位为毫米（mm）

$(d_1)$	螺纹规格	$d_3$	$P$	$d_4$	$d_5$	$r_9$	$s$	$r_{th}$	$r_P$	$t$	$m$	$(D)$	$(D_1)$
60	TY 50 × 6	50	6	42	43.4	4	20	1.33	0.92	3.3	45	50.6	44
67	TY 56 × 6	56	6	48	49.4	4	20	1.33	0.92	3.3	50	56.6	50
75	TY 64 × 8	64	8	54	55.2	4	25	1.77	1.23	4.4	56	64.8	56
85	TY 72 × 8	72	8	62	63.2	4	25	1.77	1.23	4.4	63	72.8	64
95	TY 80 × 10	80	10	68	69.0	6	30	2.21	1.54	5.5	71	81	70
106	TY 90 × 10	90	10	78	79.0	6	30	2.21	1.54	5.5	80	91	80
118	TY100 × 12	100	12	85	86.8	6	40	2.65	1.84	6.6	90	101.2	88
132	TY 110 × 12	110	12	95	96.8	6	40	2.65	1.84	6.6	100	111.2	98
150	TY 125 × 14	125	14	108	109.6	8	45	3.10	2,15	7.7	112	126.4	111
170	TY 140 × 16	140	16	120	122.4	10	50	3.54	2.46	8.8	125	141.6	124
190	TY 160 × 18	160	18	138	140.2	10	55	3.98	2.77	9.9	140	161.8	142
212	TY 180 × 20	180	20	156	158,0	12	60	4,42	3,07	11,0	160	182	160
236	TY 200 × 22	200	22	173	175.8	12	70	4.86	3.38	12.1	180	202.2	178
265	TY 225 × 24	225	24	196	198.6	12	80	5.31	3.69	13.2	200	227.4	201
300	TY 250 × 28	250	28	217	219.2	15	90	6.19	4.30	15.4	225	252.8	222
335	TY 280 × 32	280	32	242	244.8	18	100	7.07	4.92	17.6	250	283.2	248
375	TY 320 × 36	320	36	278	280.4	20	110	7.96	5.53	19.8	280	323.6	284

螺母尺寸（ $D$  和  $D_1$ ）和锻造钩柄直径（ $d_1$ ）仅为参考尺寸。钩柄加工尺寸和螺纹可适用于满足本文件要求的任意毛坯件尺寸和类型。

G. 2 公制螺纹钩柄系列

公制螺纹钩柄系列见图G. 2和表G. 2。

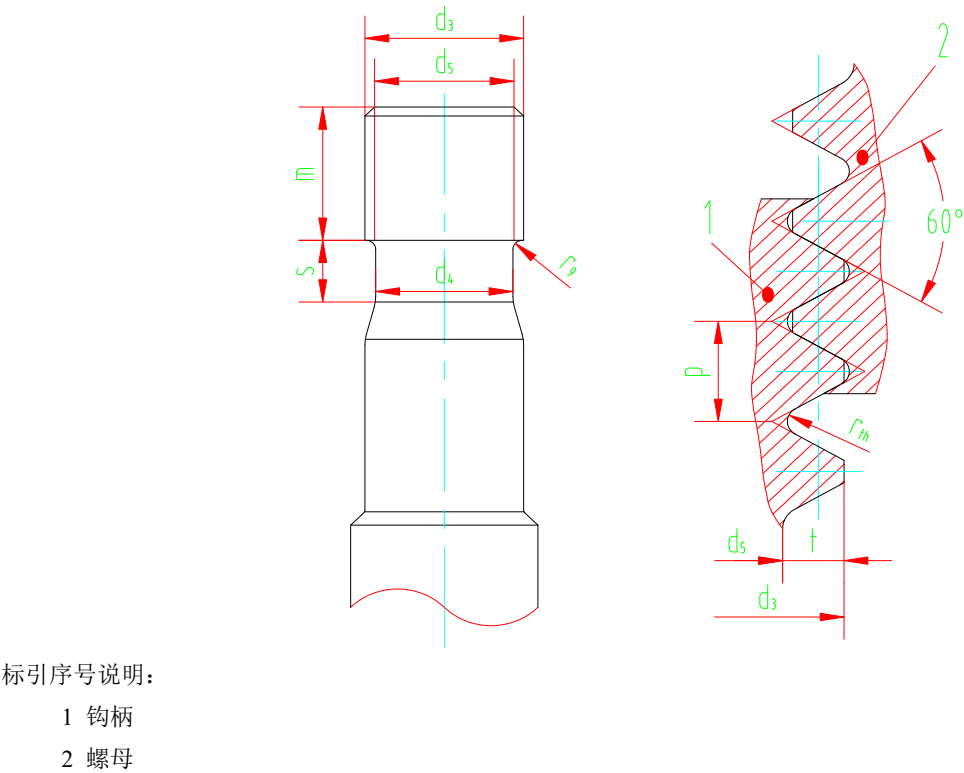


图 G. 2 钩柄和公制螺纹尺寸代号示意图



表 G. 2    钩柄和公制螺纹尺寸

单位为毫米（mm）

螺纹规格	$d_3$	$P$	$d_4$	$d_5$	$r_9$	$s$	$r_{th}$	$t$	$m$
M 10×1.5	10	1.5	7.5	8.16	1.0	5	0.21	0.92	9
M 12×1.75	12	1.75	9.0	9.85	1.2	6	0.25	1.07	11
M 14 × 2	14	2	11.2	11.55	1.4	6	0.28	1.23	14
M 16 × 2	16	2	12.5	13.55	1.2	7	0.28	1.23	15
M 20 × 2.5	20	2.5	16.6	16.93	1.6	8	0.35	1.53	18
M 24 × 3	24	3	20.0	20.32	2.0	9	0.42	1.84	22
M 30 × 3.5	30	3.5	25.4	25.71	2.0	11	0.49	2.15	27
M 33 × 3.5	33	3.5	28.4	28.71	3.3	11	0.49	2.15	33
M 36 × 4	36	4	30.0	31.09	2.0	12	0.56	2.45	32
M 39 × 4	39	4	33.8	34.09	3.9	12	0.56	2.45	39
M 42 × 4.5	42	4.5	36.2	36.48	3.0	13	0.63	2.76	36
M 45 × 4.5	45	4.5	38.5	39.48	3.0	13	0.63	2.76	40
M 48 × 5	48	5	41.6	41.87	4.8	15	0.70	3.07	48
M 52 × 5	52	5	45.6	45.87	5.2	15	0.70	3.07	52
M 60 × 5.5	60	5.5	53.0	53.25	6.0	17	0.77	3.37	60
M 68 × 6	68	6	60.3	60.64	6.8	18	0.84	3.68	68
M 72 × 6	72	6	64.3	64.64	7.2	18	0.84	3.68	72
M 80 × 6	80	6	72.3	72.64	8.0	18	0.84	3.68	80
M 90 × 6	90	6	82.3	82.64	9.0	18	0.84	3.68	90
M 100×8	100	8	89.9	90.19	10.0	24	1.12	4.91	100
M 110×8	110	8	99.9	100.19	11.0	24	1.12	4.91	110

G. 3    修正的公制螺纹钩柄系列

修正的公制螺纹钩柄系列见图G. 3和表G. 3。





## 附录 H (规范性附录) 曲梁的弯曲度

### H.1 应力基本方程

下面计算的应力代表了从弹性理论推导出的曲梁横截面上的真实拉应力，并假定材料没有塑性行为。

下面的方程是曲梁方程的一般形式，适用于钩腔主体弯曲部分截面上应力分布的类似问题，见图 H.1。

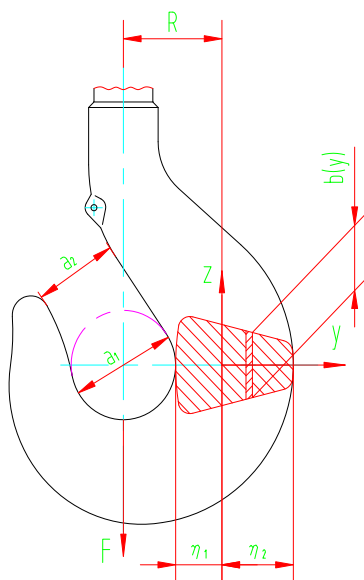


图 H.1 曲梁弯曲度计算代号

对于实心截面的曲梁，参考惯性矩计算公式如下：

$$I = \int_{-\eta_1}^{+\eta_2} \frac{y^2 \times b(y)}{1 + \frac{y}{R}} dy \quad \dots\dots\dots (H.1)$$

式中：

$y$ ——径向距离，从截面几何中心开始测量；在截面的几何中心与外拱线之间取正值，在内弧面与几何中心之间取负值；

$b$ ——在位置  $y$  处的截面厚度；

$R$ ——在曲梁横截面上质量中心轴线的曲率半径；

$\eta_1$  ——内半径处坐标  $y$  的绝对值；

$\eta_2$  ——外半径处坐标  $y$  的绝对值；

横截面上的最大拉应力  $\sigma$  位于内弧面处，计算方法如下：

$$\sigma = \frac{F \times R \times \eta_1}{I} \times \frac{1}{1 - \eta_1 / R} \quad \dots\dots\dots (H.2)$$

式中：

$F$  ——垂直于横截面平面并通过曲率中心的作用力；

$R$  ——在钩腔横截面上质量中心轴线的曲率半径；

$\eta_1$  ——内弧面处坐标  $y$  的绝对值；

$I$  ——根据公式（H.1）得出的横截面参考惯性矩。

注：方程（H.2）中包含直接拉力和弯矩的综合作用。该方程只适用于引起弯曲的力通过曲梁曲率中心的情况。在这种载荷作用下，中性轴与截面的几何中心重合。

## H.2 参考惯性矩的近似值

曲梁参考惯性矩的表达和计算公式如下：

$$I = k \times I_z = k \times \int_{-\eta_1}^{+\eta_2} y^2 \times b(y) \times dy \quad \dots\dots\dots (H.3)$$

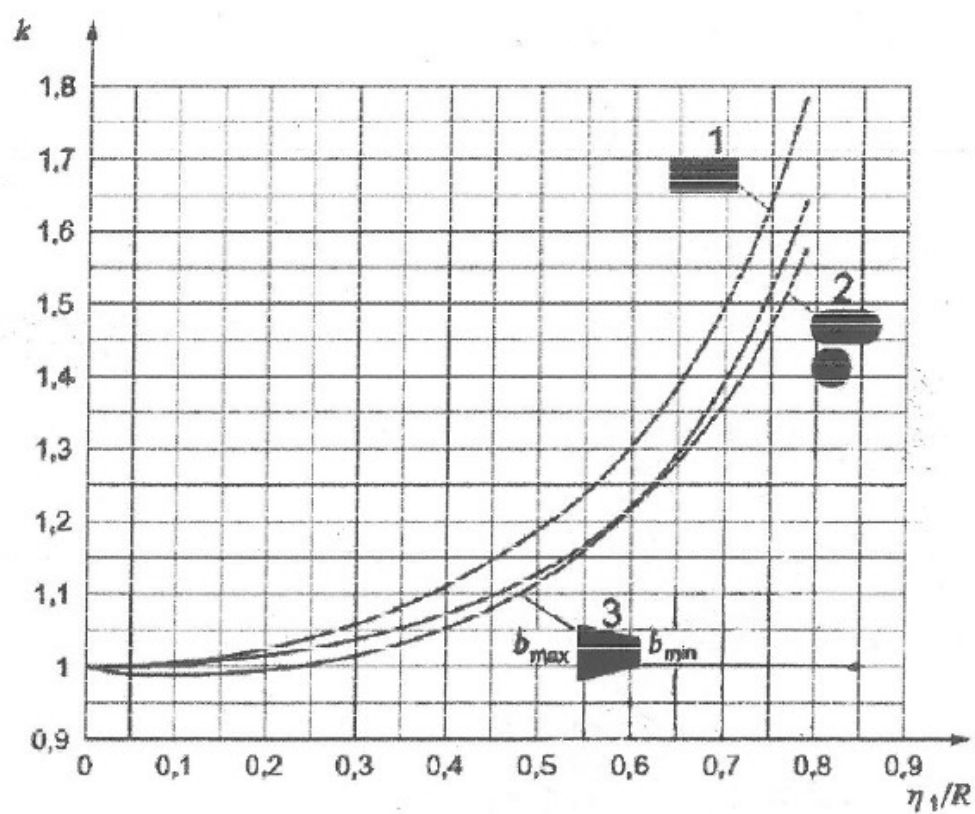
式中：

$I_z$  ——截面相对于  $z$  轴的惯性矩；

$k$  ——转换系数，取决于截面形状和相对曲率，见图 H.2。

其中  $0.45 < b_{\min}/b_{\max} < 0.55$ ，截面内边缘厚度  $b_{\max}$  值较大，截面外边缘厚度  $b_{\min}$  较小。

对于 B 型吊钩的横截面，图 5 中截面 A 和截面 B 的转换系数取为  $k = 1.05$ 。



注：1 矩形截面  
2 圆形截面  
3 梯形截面

图 H. 2 不同截面形状系数  $k$

附 录 I  
(规范性附录)  
铰接或绳索缠绕的吊钩悬挂形式的倾斜阻力计算

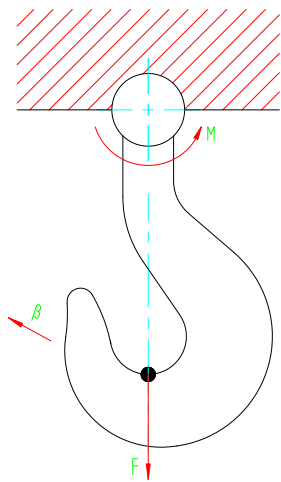
I.1 综述

吊钩的倾斜阻力系数  $C_t$  表示吊钩悬挂中抵抗吊钩倾斜的摩擦力，该系数只是悬挂的一个特性，其值与外部载荷无关。 $C_t$  由方程 (I.1) 定义如下：

$$C_t = \frac{M}{F}$$

..... (I.1)

式中：  
 $C_t$  ——吊钩的倾斜阻力系数；  
 $M$  ——抵抗吊钩倾斜运动的力矩，参见图 I.1；  
 $F$  ——作用在吊钩上的垂直力。



$\beta$ —表示倾斜运动的方向

图 I.1 吊钩倾斜阻力的一般说明

I.2 铰接型式的吊钩悬挂

见图I.2。

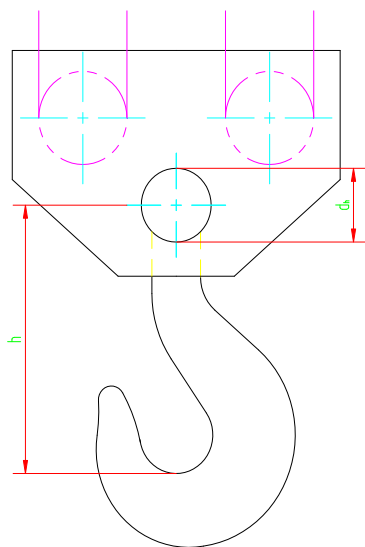


图 1.2 用铰接连接的吊钩悬挂架

钢丝绳缠绕系统是指当吊钩沿载荷线倾斜时，吊钩悬挂架保持水平。倾斜阻力系数计算如下：

$$C_t = \frac{M}{F} = \mu \times \frac{d_h}{2} \dots\dots\dots (1.2)$$

式中：

- $d_h$  ——铰点滑动表面的直径；
- $\mu$  ——铰接处的摩擦力，取值如下：
  - $\mu = 0.1$ ，不可润滑的特殊涂层轴承套；
  - $\mu = 0.25$ ，可再润滑的铜/钢轴承套；
  - $\mu = 0.4$ ，不可润滑的钢铰点；
  - $\mu = 0$ ，带有耐磨轴承的铰点。

倾斜阻力对于钩柄的疲劳有重要意义，摩擦系数代表了实际应用中的长期值，如果摩擦力的值通过试验获得，则应考虑这一点。

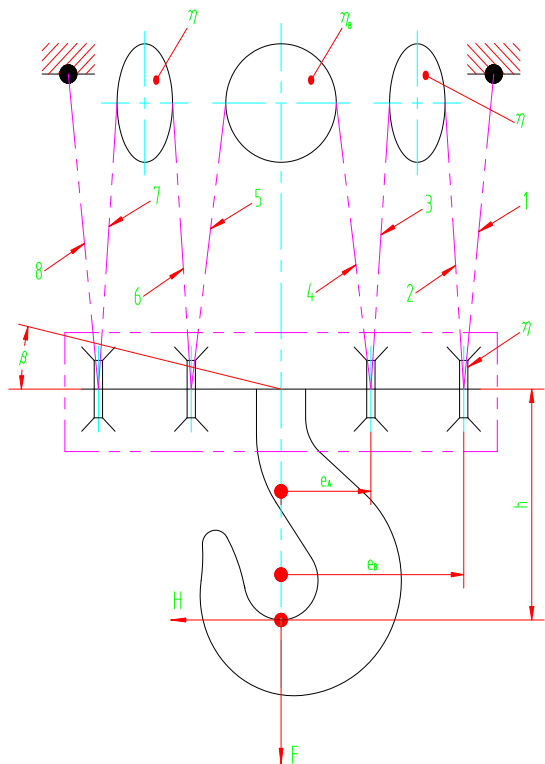
1.3 平衡绳缠绕型式的吊钩悬挂

由于配置可能多种多样，本文仅举一个例子，计算一个八绳下降系统的阻力系数。

如图I.3中所示，在平衡绳缠绕系统中，当吊钩悬挂因吊钩水平力等原因造成倾斜时，由于滑轮效率，在单独的钢丝绳滑道内会产生不同的张力。

- 示例中的缠绕系统假设：
- 吊钩中心线两侧对称；
- 除中间滑轮效率不同外，其他滑轮效率都是相似的。





$\beta$ —倾斜方向  
 $h$ —钩腔到接合处中心的距离  
 $H$ —因倾斜引起的水平力

图 1.3 钢丝绳缠绕系统示例

吊钩悬挂倾斜时，在钢丝绳下降 1 号位置作用力最大，在 8 号位置作用力最小，钢丝绳作用力关系如表 I.1 所示。

表 I.1 倾斜状态下的钢丝绳作用力

钢丝绳编号 ( $i$ )	1	2	3	4	5	6	7	8
钢丝绳作用力 $R_i$	$R_1$	$\eta \times R_1$	$\eta^2 \times R_1$	$\eta^3 \times R_1$	$\eta_B \times \eta^3 \times R_1$	$\eta_B \times \eta^4 \times R_1$	$\eta_B \times \eta^5 \times R_1$	$\eta_B \times \eta^6 \times R_1$

其中：  
 $R_1$  ——钢丝绳下降 1 号位置的作用力，在缠绕系统下降一侧绳索端部；  
 $\eta$  ——滑轮的效率；  
 $\eta_B$  ——中间滑轮的效率。

假定垂直方向上的平衡条件为钢丝绳作用力之和等于作用在吊钩上的垂直力，由此可推导出方程 (I.3)，并计算出钢丝绳作用力  $R_1$ 。

$$R_1 = \frac{F}{1 + \eta + \eta^2 + \eta^3 + \eta_B \times \eta^3 + \eta_B \times \eta^4 + \eta_B \times \eta^5 + \eta_B \times \eta^6}$$

..... (I.3)

式中：  
 $F$  ——吊钩的垂直作用力。

另一根钢丝绳的作用力  $R_i$  可通过方程 (I.3) 和表 I.1 中的方程推导得出。作用力  $R_i$  和距离  $e_i$  共同生成相对于中心垂直轴线的力矩。根据方程 (I.4) 推导出该力矩值:

$$M = \sum_{i=1}^8 R_i \times e_i \quad \dots\dots\dots (I.4)$$

式中,  $e_i$  表示绳段 ( $i$ ) 与吊钩悬挂中心的水平坐标。在吊钩悬挂的下降一侧取正坐标, 参见图 I.3。结合表 I.1 的内容和方程 (I.3) 至 (I.4), 最终得出该特定钢丝绳缠绕系统的倾斜阻力系数  $C_t$  为:

$$C_t = \frac{M}{F} = \frac{e_B \times (1 + \eta - \eta_B \times \eta^5 - \eta_B \times \eta^6) + e_A \times (\eta^2 + \eta^3 - \eta_B \times \eta^3 - \eta_B \times \eta^4)}{1 + \eta + \eta^2 + \eta^3 + \eta_B \times \eta^3 + \eta_B \times \eta^4 + \eta_B \times \eta^5 + \eta_B \times \eta^6} \quad \dots\dots\dots (I.5)$$

式中:

$e_A$  和  $e_B$ —从吊钩悬吊中心到滑轮的水平距离, 参见图 I.3。

## 附 录 J

### （资料性附录）

#### 使用附录 C-E 选择吊钩规格指南

#### J.1 综述

如果使用附录A或附录B所述的钩身，根据附录C和附录D的极限设计力，可以对钩身的静强度和疲劳强度进行验证。

此外，根据本文件第5章和第6章中相应的条款，应对所选规格的钩柄进行能力验证。

所有关于具体载荷和系数的评估、数值的选择和结论仅作为示例，不应视为通用性指南。

#### J.2 示例说明

根据下列条件选择最小规格吊钩：

起重机/吊钩提升额定载荷质量， $m_{RC} = 50 \text{ t}$ ；

给定的起升动载系数  $\phi_2 = 1.21$ ；

吊钩工作温度： $T = 150^\circ\text{C}$ ；

给定的载荷情况为常规载荷： $\gamma_p = 1.34$ ；

常规起重机应用，风险系数： $\gamma_n = 1$ ；

从附录 A 中选择单钩；

选择使用材料等级 T；

规定起重机的使用等级：根据 U<sub>5</sub> 规定的循环数和 Q<sub>4</sub> 规定的载荷谱。

#### J.3 静强度验证

首先，选定用公式（16）进行计算，根据公式（15）计算出工作温度的影响系数  $f_1$ ：

$$f_1 = 1 - 0.25 \times (T - 100) / 150 = 0.9167 \quad \dots\dots\dots (\text{J.1})$$

根据公式（1）和公式（16）计算出吊钩所需的最小静强度极限设计力，如下：

$$F_{Rd,s} \geq \frac{F_{Sd,s}}{f_1} = \frac{\phi_2 \times m_{RC} \times g \times \gamma_p \times \gamma_n}{f_1} = \frac{1.21 \times 50 \times 9.81 \times 1.34}{0.9167} = 868 \quad [\text{kN}] \quad \dots\dots\dots (\text{J.2})$$

之后，从表 C.1 中对应材料一栏“T”列查找吊钩，钩号 16 的吊钩的静强度极限设计力  $F_{Rd,s} = 963 \text{ kN}$ ，满足公式（J.2）的要求。

#### J.4 疲劳强度验证

首先，选定用公式（35）进行计算，根据公式（31）计算出工作温度的影响系数  $f_1$ ：

$$f_1 = 1 - 0.1 \times (T - 100) / 150 = 0.967 \quad \dots\dots\dots (J.3)$$

换算系数  $k_C$  值见附录 E 中  $U_5$  行与  $Q_4$  列交叉点。

$$k_C = k_6^* / \sqrt[6]{s_Q} = 1.53 \quad \dots\dots\dots (J.4)$$

根据公式 (18) 和公式 (35) 计算出吊钩所需的最小疲劳强度极限设计力, 如下:

$$F_{Rd,f} \geq \frac{F_{Sd,f}}{f_1 \times \left( k_6^* / \sqrt[6]{s_Q} \right)} = \frac{\varphi_2 \times m_{RC} \times g}{f_1 \times k_C} = \frac{1.21 \times 50 \times 9.81}{0.967 \times 1.53} = 401 \quad [kN] \quad \dots\dots\dots (J.5)$$

之后, 从表 D.1 中对应材料一栏“T”列查找吊钩型号, 钩号 25 的吊钩的疲劳强度极限设计力  $F_{Rd,f} = 420 \text{ kN}$ , 满足公式 (J.5) 的要求。

## J.5 吊钩的最终选择

钩身应满足静强度和疲劳强度设计标准, 因此, 应选择 J.3 和 J.4 中较大规格的吊钩。在这种情况下, 附录 A 中最小的单钩是钩号为 25、材料等级为 T 的吊钩。

吊钩的最终选择还取决于钩柄的详细设计, 也应考虑按照第 5 章和第 6 章所计算的结果。

附 录 K  
(规范性附录)  
吊钩制造商提供的信息

吊钩制造商应在起重机技术文件中提供下列信息。

吊钩制造商应提供的信息	
一般信息	制造商
	唯一的制造商可追溯的吊钩标志
	吊钩序列号或批号/制造日期
	单钩/双钩
	是否带有闭锁器
	吊钩质量, 单位: 千克 (kg)
尺寸	毛坯件尺寸的规格代号和标准
	钩长 L, 单位: 毫米 (mm)
	钩柄尺寸的规格代号和标准 (如果所提供的吊钩为加工后的钩柄)
	尺寸合格证书
	钩口开口度测量值: $y$ 、 $y_1$ 和 $y_2$ ; 单位: 毫米 (mm)
材料	等级和标准
	原材料证书
	热处理证书
	成品毛坯材料证书
制造	工艺流程类型/说明
	NDT 检验证书
	载荷试验证书 (若相关)
	加载验证证书, 若使用
工作使用	工作温度范围, °C—根据表 2 进行选择
可选信息	钩身静力极限设计力, 单位: 千牛顿 (kN)
	钩身疲劳极限设计力, 单位: 千牛顿 (kN)

附 录 L  
(资料性附录)

本文件与 ISO 17440:2014 的技术差异及其原因

表L.1 给出了本文件与ISO 17440:2014 的技术差异及其原因一览表。

表 L.1 本文件与 ISO 17440:2014 的技术差异及其原因

本文件的章 条编号	技术性差异	原因																																		
1	将“本文件适用于材料的抗拉强度极限不超过800N/mm <sup>2</sup> 、屈服强度极限不超过600N/mm <sup>2</sup> 的吊钩”，改为“本文件适用于材料的抗拉强度极限不超过800N/mm <sup>2</sup> 、屈服强度极限不超过620N/mm <sup>2</sup> 的吊钩”。	以适应我国国情。屈服强度极限600N/mm <sup>2</sup> 与620N/mm <sup>2</sup> 分别属于ISO17440:2014与GB/T 10051.1的强度级别V，为同一强度级别。																																		
2	引用了标准技术内容相关的我国标准。对于ISO 17440:2014引用的国际标准已采用为我国标准的，本部分用我国标准代替对应的国际标准；其余未有等同采用为我国标准的国际标准，在本文件中均被直接引用。	以适应我国国情。																																		
4.1	<p>将表2 吊钩材料的冲击试验和延伸率要求，由</p> <table><tr><th>工作温度</th><th>冲击试验温度</th><th>最小延伸率，<i>A<sub>5</sub></i></th><th>最小冲击吸收功，<i>K<sub>V2</sub></i></th></tr><tr><td><i>T</i>≥-10℃</td><td>0℃</td><td rowspan="4">15%</td><td rowspan="4">35 J</td></tr><tr><td><i>T</i>≥- 20℃</td><td>- 10℃</td></tr><tr><td>- 30℃&gt;<i>T</i>≥- 40℃</td><td>- 30℃</td></tr><tr><td>-40℃&gt;<i>T</i>≥- 50℃</td><td>- 40℃</td></tr></table> <p>改为：</p> <table><tr><th rowspan="2">工作温度<sup>a)</sup></th><th rowspan="2">冲击试验温度<sup>a)</sup></th><th rowspan="2">最小延伸率<sup>a)</sup> <i>A<sub>5</sub></i><sup>a)</sup></th><th colspan="2">最小冲击吸收功，<i>K<sub>V2</sub></i>/<i>J</i><sup>a)</sup></th></tr><tr><th>结构钢<sup>a)</sup></th><th>合金钢<sup>a)</sup></th></tr><tr><td><i>T</i>≥- 30℃<sup>a)</sup></td><td>- 20℃<sup>a)</sup></td><td rowspan="3">15%<sup>a)</sup></td><td>39<sup>a)</sup></td><td>35<sup>a)</sup></td></tr><tr><td>- 30℃&gt;<i>T</i>≥- 40℃<sup>a)</sup></td><td>- 30℃<sup>a)</sup></td><td>35<sup>a)</sup></td><td>27<sup>a)</sup></td></tr><tr><td>-40℃&gt;<i>T</i>≥- 50℃<sup>a)</sup></td><td>- 40℃<sup>a)</sup></td><td>35<sup>a)</sup></td><td>27<sup>a)</sup></td></tr></table>	工作温度	冲击试验温度	最小延伸率， <i>A<sub>5</sub></i>	最小冲击吸收功， <i>K<sub>V2</sub></i>	<i>T</i> ≥-10℃	0℃	15%	35 J	<i>T</i> ≥- 20℃	- 10℃	- 30℃> <i>T</i> ≥- 40℃	- 30℃	-40℃> <i>T</i> ≥- 50℃	- 40℃	工作温度 <sup>a)</sup>	冲击试验温度 <sup>a)</sup>	最小延伸率 <sup>a)</sup> <i>A<sub>5</sub></i> <sup>a)</sup>	最小冲击吸收功， <i>K<sub>V2</sub></i> / <i>J</i> <sup>a)</sup>		结构钢 <sup>a)</sup>	合金钢 <sup>a)</sup>	<i>T</i> ≥- 30℃ <sup>a)</sup>	- 20℃ <sup>a)</sup>	15% <sup>a)</sup>	39 <sup>a)</sup>	35 <sup>a)</sup>	- 30℃> <i>T</i> ≥- 40℃ <sup>a)</sup>	- 30℃ <sup>a)</sup>	35 <sup>a)</sup>	27 <sup>a)</sup>	-40℃> <i>T</i> ≥- 50℃ <sup>a)</sup>	- 40℃ <sup>a)</sup>	35 <sup>a)</sup>	27 <sup>a)</sup>	以适应我国国情； 按照GB/T 10051.1所规定的吊钩材料和力学性能要求，并根据材料在-30℃和-40℃ 的冲击试验结果确定。
工作温度	冲击试验温度	最小延伸率， <i>A<sub>5</sub></i>	最小冲击吸收功， <i>K<sub>V2</sub></i>																																	
<i>T</i> ≥-10℃	0℃	15%	35 J																																	
<i>T</i> ≥- 20℃	- 10℃																																			
- 30℃> <i>T</i> ≥- 40℃	- 30℃																																			
-40℃> <i>T</i> ≥- 50℃	- 40℃																																			
工作温度 <sup>a)</sup>	冲击试验温度 <sup>a)</sup>	最小延伸率 <sup>a)</sup> <i>A<sub>5</sub></i> <sup>a)</sup>	最小冲击吸收功， <i>K<sub>V2</sub></i> / <i>J</i> <sup>a)</sup>																																	
			结构钢 <sup>a)</sup>	合金钢 <sup>a)</sup>																																
<i>T</i> ≥- 30℃ <sup>a)</sup>	- 20℃ <sup>a)</sup>	15% <sup>a)</sup>	39 <sup>a)</sup>	35 <sup>a)</sup>																																
- 30℃> <i>T</i> ≥- 40℃ <sup>a)</sup>	- 30℃ <sup>a)</sup>		35 <sup>a)</sup>	27 <sup>a)</sup>																																
-40℃> <i>T</i> ≥- 50℃ <sup>a)</sup>	- 40℃ <sup>a)</sup>		35 <sup>a)</sup>	27 <sup>a)</sup>																																
4.1	将“应采用电炉炼钢法或氧气炼钢法生产钢材”改为。“材料的冶炼应采用电炉（或转炉）加炉外精炼的方法”	以适应我国国情。																																		
4.1	<p>将表4 上屈服限或0.2%的延伸限，由</p> <table><tr><th rowspan="3">材料强度等级<sup>a)</sup></th><th colspan="2">机械性能<sup>a)</sup></th></tr><tr><th>上屈服限或 0.2%的延伸限<sup>a)</sup> <i>f<sub>y</sub></i><sup>a)</sup> N/mm<sup>2</sup><sup>a)</sup></th><th>抗拉强度极限<sup>a)</sup> <i>f<sub>u</sub></i><sup>a)</sup> N/mm<sup>2</sup><sup>a)</sup></th></tr><tr><th></th><th></th></tr><tr><td>M<sup>a)</sup></td><td>215<sup>a)</sup></td><td>340<sup>a)</sup></td></tr><tr><td>P<sup>a)</sup></td><td>315<sup>a)</sup></td><td>490<sup>a)</sup></td></tr><tr><td>S<sup>a)</sup></td><td>380<sup>a)</sup></td><td>540<sup>a)</sup></td></tr><tr><td>T<sup>a)</sup></td><td>500<sup>a)</sup></td><td>700<sup>a)</sup></td></tr><tr><td>V<sup>a)</sup></td><td>600<sup>a)</sup></td><td>800<sup>a)</sup></td></tr><tr><td colspan="3">注：所选材料应符合下列要求：<i>f<sub>u</sub></i>/<i>f<sub>y</sub></i>≥1.2<sup>a)</sup></td></tr></table>	材料强度等级 <sup>a)</sup>	机械性能 <sup>a)</sup>		上屈服限或 0.2%的延伸限 <sup>a)</sup> <i>f<sub>y</sub></i> <sup>a)</sup> N/mm <sup>2</sup> <sup>a)</sup>	抗拉强度极限 <sup>a)</sup> <i>f<sub>u</sub></i> <sup>a)</sup> N/mm <sup>2</sup> <sup>a)</sup>			M <sup>a)</sup>	215 <sup>a)</sup>	340 <sup>a)</sup>	P <sup>a)</sup>	315 <sup>a)</sup>	490 <sup>a)</sup>	S <sup>a)</sup>	380 <sup>a)</sup>	540 <sup>a)</sup>	T <sup>a)</sup>	500 <sup>a)</sup>	700 <sup>a)</sup>	V <sup>a)</sup>	600 <sup>a)</sup>	800 <sup>a)</sup>	注：所选材料应符合下列要求： <i>f<sub>u</sub></i> / <i>f<sub>y</sub></i> ≥1.2 <sup>a)</sup>			以适应我国国情。									
材料强度等级 <sup>a)</sup>	机械性能 <sup>a)</sup>																																			
	上屈服限或 0.2%的延伸限 <sup>a)</sup> <i>f<sub>y</sub></i> <sup>a)</sup> N/mm <sup>2</sup> <sup>a)</sup>		抗拉强度极限 <sup>a)</sup> <i>f<sub>u</sub></i> <sup>a)</sup> N/mm <sup>2</sup> <sup>a)</sup>																																	
M <sup>a)</sup>	215 <sup>a)</sup>	340 <sup>a)</sup>																																		
P <sup>a)</sup>	315 <sup>a)</sup>	490 <sup>a)</sup>																																		
S <sup>a)</sup>	380 <sup>a)</sup>	540 <sup>a)</sup>																																		
T <sup>a)</sup>	500 <sup>a)</sup>	700 <sup>a)</sup>																																		
V <sup>a)</sup>	600 <sup>a)</sup>	800 <sup>a)</sup>																																		
注：所选材料应符合下列要求： <i>f<sub>u</sub></i> / <i>f<sub>y</sub></i> ≥1.2 <sup>a)</sup>																																				

	改为: <table><tr><th rowspan="3">材料强度等级<sup>Ⓐ</sup></th><th colspan="2">机械性能<sup>Ⓐ</sup></th></tr><tr><th>上屈服限或 0.2%的延伸限<sup>Ⓐ</sup></th><th>抗拉强度极限<sup>Ⓐ</sup></th></tr><tr><th><math>f_{yk}</math><sup>Ⓐ</sup> N/mm<sup>2</sup><sup>Ⓐ</sup></th><th><math>f_{tk}</math><sup>Ⓐ</sup> N/mm<sup>2</sup><sup>Ⓐ</sup></th></tr><tr><td>M<sup>Ⓐ</sup></td><td>235<sup>Ⓐ</sup></td><td>340<sup>Ⓐ</sup></td></tr><tr><td>P<sup>Ⓐ</sup></td><td>315<sup>Ⓐ</sup></td><td>490<sup>Ⓐ</sup></td></tr><tr><td>S<sup>Ⓐ</sup></td><td>390<sup>Ⓐ</sup></td><td>540<sup>Ⓐ</sup></td></tr><tr><td>T<sup>Ⓐ</sup></td><td>500<sup>Ⓐ</sup></td><td>700<sup>Ⓐ</sup></td></tr><tr><td>V<sup>Ⓐ</sup></td><td>620<sup>Ⓐ</sup></td><td>800<sup>Ⓐ</sup></td></tr><tr><td colspan="3">注：所选材料应符合下列要求：<math>f_u/f_y \geq 1.2</math><sup>Ⓐ</sup></td></tr></table>	材料强度等级 <sup>Ⓐ</sup>	机械性能 <sup>Ⓐ</sup>		上屈服限或 0.2%的延伸限 <sup>Ⓐ</sup>	抗拉强度极限 <sup>Ⓐ</sup>	$f_{yk}$ <sup>Ⓐ</sup> N/mm <sup>2</sup> <sup>Ⓐ</sup>	$f_{tk}$ <sup>Ⓐ</sup> N/mm <sup>2</sup> <sup>Ⓐ</sup>	M <sup>Ⓐ</sup>	235 <sup>Ⓐ</sup>	340 <sup>Ⓐ</sup>	P <sup>Ⓐ</sup>	315 <sup>Ⓐ</sup>	490 <sup>Ⓐ</sup>	S <sup>Ⓐ</sup>	390 <sup>Ⓐ</sup>	540 <sup>Ⓐ</sup>	T <sup>Ⓐ</sup>	500 <sup>Ⓐ</sup>	700 <sup>Ⓐ</sup>	V <sup>Ⓐ</sup>	620 <sup>Ⓐ</sup>	800 <sup>Ⓐ</sup>	注：所选材料应符合下列要求： $f_u/f_y \geq 1.2$ <sup>Ⓐ</sup>			
材料强度等级 <sup>Ⓐ</sup>	机械性能 <sup>Ⓐ</sup>																										
	上屈服限或 0.2%的延伸限 <sup>Ⓐ</sup>		抗拉强度极限 <sup>Ⓐ</sup>																								
	$f_{yk}$ <sup>Ⓐ</sup> N/mm <sup>2</sup> <sup>Ⓐ</sup>	$f_{tk}$ <sup>Ⓐ</sup> N/mm <sup>2</sup> <sup>Ⓐ</sup>																									
M <sup>Ⓐ</sup>	235 <sup>Ⓐ</sup>	340 <sup>Ⓐ</sup>																									
P <sup>Ⓐ</sup>	315 <sup>Ⓐ</sup>	490 <sup>Ⓐ</sup>																									
S <sup>Ⓐ</sup>	390 <sup>Ⓐ</sup>	540 <sup>Ⓐ</sup>																									
T <sup>Ⓐ</sup>	500 <sup>Ⓐ</sup>	700 <sup>Ⓐ</sup>																									
V <sup>Ⓐ</sup>	620 <sup>Ⓐ</sup>	800 <sup>Ⓐ</sup>																									
注：所选材料应符合下列要求： $f_u/f_y \geq 1.2$ <sup>Ⓐ</sup>																											
4.2	删除了“制造工艺、厂内试验和交货条件应符合ISO 9327-1的要求”。	以适应我国国情。																									
4.3	“锻件应满足EN10243-1标准 F尺寸公差，另外钩腔圆直径和开口尺寸应在【0；+7%】的工程尺寸范围内，钩尖高度应在【-7%；+7%】的公称尺寸范围内”，改为“吊钩毛坯件尺寸公差满足GB/T 10051.4和GB/T 10051.6的相关要求。	以适应我国国情。																									
4.3	“加工后钩柄中心线与钩腔中心线的偏差不得超过 $\pm 0.02 a_1$ ”，改为“加工后钩柄中心线与钩腔中心线的偏差应符合GB/T 10051.2标准的规定”。	以适应我国国情。																									
7.4	“应按EN10228-3要求使用适当的无损检测方法进行吊钩锻件缺陷检验，确认是否达到本标准1级质量要求”，改为“吊钩内部缺陷按GB/T 37400.15-2019 第5章的规定进行检验，按照2级取值验收，吊钩毛坯超声波检验起始记录限可以放大到2mm。吊钩表面裂纹检测方法按GB/T 37400.15-2019中第6章的规定进行；不能用磁粉检测的部位，按GB/T 37400.15-2019中第7章的规定进行渗透检”。	以适应我国国情。																									
7.5	“吊钩名义厚度为150mm或以上，应对每一个吊钩进行所有试验；名义厚度小于150mm的吊钩可以进行抽样试验。最大抽样数量由同一冶炼炉号、同炉热处理批量生产的吊钩数量来确定”，改为“对于每个单件生产的吊钩或批量生产吊钩，材料试验的抽样方法按照GB/T 10051.2规定执行”。	以适应我国国情。																									
8.2	将原国际标准关于吊钩的规格形状、材料名称或等级代号、永久冲压标记等标志内容改为：吊钩的标志按照GB/T 10051.2执行。	ISO 17440:2014 与GB/T 10051.2 要求基本一致。																									
附录A.1 附录A.2	用GB/T 10051.4、GB/T 10051.6替换原国际标准中的DIN 15400。	以适应我国国情。																									
附录F.2	动载荷系数“ $\varphi$ ”改为“ $\varphi_2$ ”。	以明确动载系数类型。																									
附录F.2	“M”改为“ $M_{hf}$ ”。	与4.5保持一致。																									

## 参 考 文 献

- [1] GB/T 10051.1 起重吊钩 第1部分：力学性能、起重量、应力及材料
  - [2] BS 2903 Specification for higher tensile steel hooks for chains,slings,blocks and general engineering purposes<sup>1)</sup>
- 

---

<sup>1)</sup>已撤销，被 BS EN 1677-5:2001+A1:2008 代替。