

表 T.A.3.4.1.

四边支承板的屈曲系数 K_σ 或 K_τ

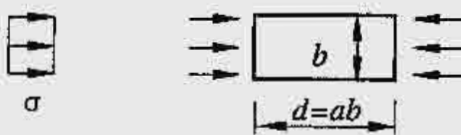
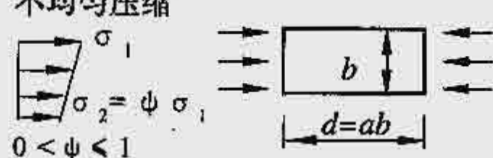
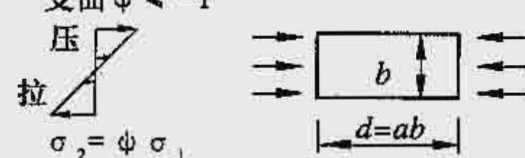
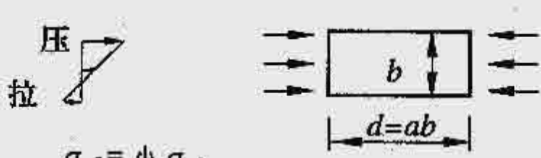
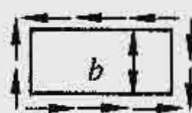
序号	情况	$\alpha = a/b$	K_σ 或 K_τ
1	简单均匀压缩 	$\alpha > 1$ $\alpha < 1$	$K_\sigma = 4$ $K_\sigma = (\alpha + \frac{1}{\alpha})^2$
2	不均匀压缩 	$\sigma > 1$ $\alpha < 1$	$K_\sigma = \frac{8.4}{\phi + 1.1}$ $K_\sigma = (\alpha + \frac{1}{\alpha})^2 \cdot \frac{2.1}{\phi + 1.1}$
3	纯弯曲 $\phi = -1$ 或以拉伸为主的 弯曲 $\phi < -1$ 	$\alpha > 2/3$ $\phi < 2/3$	$K_\sigma = 23.9$ $K_\sigma = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6 \alpha^2$
4	以压缩为主的弯曲 $-1 < \phi < 0$ 		$K_\sigma = (1 + \phi)K' - \phi K'' + 10\phi(1 + \phi)$ 式中: K' = 序号 2 中 $\phi = 0$ 时的 K_σ 值 K'' = 序号 3 中纯弯曲时的 K_σ 值
5	纯剪切 	$\alpha > 1$ $\alpha < 1$	$K_\tau = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2}$ $K_\tau = 4 + \frac{5.34}{\alpha^2}$

表 T.A.3.4.2

 ρ 值和拆减临界应力 σ_{cr}^v , σ_{crc}^v 和 $\sigma_{c\tau}^v$ (N/mm²)

σ_{cr}^v 或 σ_{crc}^v 计算值	τ_{cr}^v 计算值	ρ	σ_{cr}^v 或 σ_{crc}^v 折减值	τ_{cr}^v 折减值	σ_{cr}^v 或 σ_{crc}^v 计算值	τ_{cr}^v 计算值	ρ	σ_{cr}^v 或 σ_{crc}^v 折减值	τ_{cr}^v 折减值
St 37(Fe 360)钢					St 52(Fe 510)钢				
190	110	1.00	190	110	290	168	1.00	290	168
200	116	0.97	194	113	300	173	0.98	294	169
210	121	0.94	197	114	310	179	0.96	297	172
220	127	0.91	200	116	320	185	0.94	300	174
230	133	0.88	202	117	330	191	0.92	303	175
240	139	0.85	204	118	340	196	0.90	306	176
250	145	0.82	206	119	350	202	0.88	308	177
260	150	0.80	208	120	360	208	0.86	309	178
280	162	0.76	212	122	380	220	0.82	312	180
300	173	0.72	215	124	400	231	0.79	316	182
340	197	0.65	221	128	440	254	0.73	322	185

确定许用屈曲应力

如上所示，确定了临界屈曲应力之后，除以 3、4 节所规定的系数 v_V 即可得到许用应力。

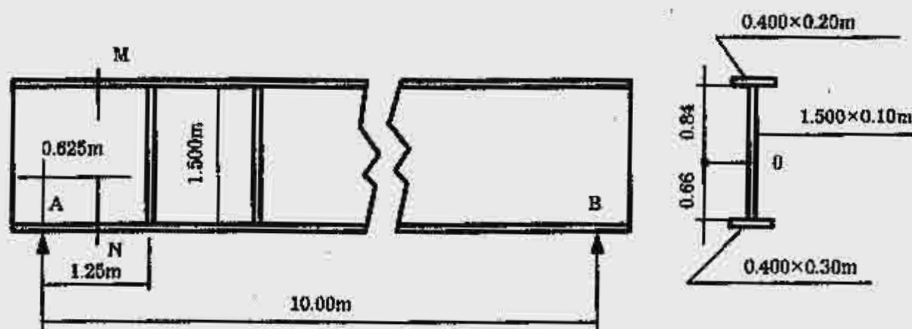
然后，进行以下计算：

按照 3.4. 节确定每种载荷情况下的计算应力，然后进行核算，以确保这些计算应力不超过如上所定的许用应力。

注：在压缩和剪切复合作用时，临界比较应力 $\sigma_{V_{cr}}$ 必须与计算比较应力相比，计算比较应力由 3.2.1.3. 节中的公式算出：

$$\sigma_{CP} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

屈曲核算举例



以 St 37 钢的板梁为例，跨距 10m，腹板高 1.50m，腹板厚 0.010m，均布载荷 162kN/m，加强筋间隔 1.25m。

支点反力：A=B=810kN

梁的截面惯性矩：1419000 cm⁴

核算截面 MN 位于离 A 0.625m 处

作用在 MN 上的弯矩：

$$M_f = 810 \times 0.625 - \frac{192 \times 0.625^2}{2} = 474.7 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

腹板上边缘应力(压缩)

$$\sigma_1 = -\frac{474.7 \times 10^5 \times 0.84 \times 10^3}{1419000 \times 14^4} = -28 \text{ N/mm}^2$$

腹板下边缘应力(拉伸)

$$\sigma_2 = \frac{474.7 \times 10^5 \times 0.66 \times 10^3}{1419000 \times 10^4} = 22 \text{ N/mm}^2$$

这些应力是在腹板上、下缘处算得的

剪切应力：

$$\frac{810 \times 10^3 - 162 \times 0.625 \times 10^3}{10 \times 1500} = 47 \text{ N/mm}^2$$

变曲：序号 4 的情况——以压缩为主的弯曲

$$\phi = \frac{0.22}{-0.28} = -0.79 \quad \alpha = \frac{1.25}{1.50} = 0.83 (< 1)$$

表格中给出： $K_\sigma = (1 + \phi)K' - \phi K'' + 10\phi(1 + \phi)$

其中： $K' = (\alpha + \frac{1}{\alpha})^2 \times \frac{2.1}{0+1.1} = (0.83 + \frac{1}{0.83})^2 \times \frac{2.1}{1.1} = 7.90$

$$K'' = 23.9$$

于是 $K_\sigma = (1 - 0.79)7.90 + 0.79 \times 23.9 - 10 \times 0.79(1 - 0.79) = 18.88$

欧拉应力:

$$\sigma_{E_R} = 189800 \left(\frac{e}{b}\right)^2 = 189800 \left(\frac{10}{1500}\right)^2 = 8.4 \text{ N/mm}^2$$

得出临界屈曲应力:

$$\sigma_{V_{cr}} = K_{\sigma} \cdot \sigma_{E_R} = 18.88 \times 8.4 = 158.6 \text{ N/mm}^2$$

剪切:

$$K_{\tau} = 4 + \frac{5.34}{\alpha^2} = 4 + \frac{5.34}{0.83^2} = 11.75$$

$$\text{和 } \tau_{V_{cr}} = K_{\tau} \sigma_{E_R} = 11.75 \times 8.4 = 99 \text{ N/mm}^2$$

于是, 临界比较应力为

$$\sigma_{V_{crc}} = \frac{\sqrt{28^2 + 3 \times 47^2}}{\frac{1-0.79}{4} \cdot \frac{28}{158.6} + \sqrt{\left(\frac{3+0.79}{4} \times \frac{28}{158.6}\right)^2 + \left(\frac{47}{99}\right)^2}}$$

结论: 按 3.2.1.3 节得出, 在拉伸(或压缩)和剪切复合作用情况下的比较应力。

$$\sqrt{\sigma^2 + 3 \tau^2} = 86 \text{ N/mm}^2$$

此值小于载荷情况下按 3.4 节得出的许用屈曲应力 $168/1.4=120 \text{ N/mm}^2$

(安全系数 $v_V=1.4$)

当然, 也要核算在载荷情况状态 II 和 III 下, 许用屈曲应力不被超过。

圆柱壳的屈曲核算

承受中心或偏心轴向压力的薄壁圆柱壳, 例如大型管子, 若其壁厚与平均半径之比满足下式条件时必须对其进行局部屈曲核算:

$$\frac{t}{r} = \frac{25 \cdot \sigma_E}{E}$$

式中:

t= 壁厚;

r= 自壁厚中心始的半径;

σ_E = 钢材的弹性极限见表 T.3.2.1.1;

E= 弹性模量, 见 A-3.4 节。

理想屈曲应力 σ_{V_i} 可由下式确定

$$\sigma_{V_i} = 0.2 \frac{E \cdot t}{r}$$

无论什么情况, 当 σ_{V_i} 高于结构钢的比例极限时, 理想屈曲应力 σ_{V_i} 必须籍助系数 ρ 减低到 σ^V 。

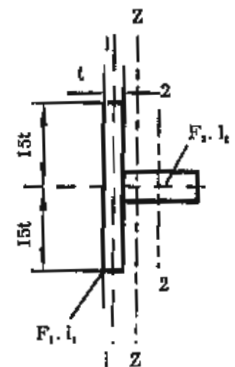
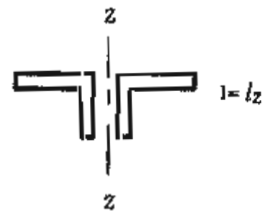
必须设置横向加强筋, 最大间距为 $10r$, 惯性矩至少应为:

$$I = \frac{r \cdot t^3}{2} \sqrt{\frac{r}{t}}$$

惯性矩由下面公式计算出:

1. 加强筋 F 中心布置(加强筋截面的形心在壁厚中面内)。
2. 加强筋 F 偏心布置(加强筋截面 F_2 的重心在壁 1 中面之外)。

可以认为 σ_{V_i} 和 σ^V 的这种计算分别考虑了由于局部制造缺陷形成的实际圆柱壳和理想圆柱壳表面之间的几何偏离, 其大小在 $t/2$ 之内。



$$I = I_1 + I_2 + F_1 \cdot e_1^2 + F_2 \cdot e_2^2$$

附录 A-3.6. 结构件抗疲劳的核算

必须记住疲劳是引言中所设想的几种失效原因之一。因此,除了有关弹性极限和失稳或屈曲的核算外,还要核算疲劳。

如果按下文所述确定的疲劳许用应力大于其它条件的许用应力,则只表明构件的尺寸不取决于疲劳条件。

核算结构件疲劳时 3.6 节所列举的参数是必须考虑的。

本附录的目的,首先是根据 3.6.2 节所述的切口效应对各种接头进行分级,然后再对这些不同的切口效应和 2.1.4 节所述的每一种构件组别,以 3.6.4 节所述系数 K 的函数形式,给出疲劳许用应力。

这些疲劳许用应力是由欧洲起重协会通过试验确定的,试验的试件具有不同的切口效应并以不同的载荷谱加载,根据在试验中能确保 90% 存活率的试验应力,再计及 $4/3$ 的安全系数来加以确定。

实际上,一个结构是由许多构件通过焊接、铆接或螺栓连接连在一起而组成的,经验表明,构件在不同部位的性能大不相同,紧靠接头处总是形成薄弱点,其减弱的程度取决于所采用的拼装方法。

因此,在本附录的第一部分中,将探讨疲劳对结构件远离任何接头处和紧靠常用型式接头处的影响。

第二部分探讨拼装方法本身,即焊缝、铆钉和螺栓的疲劳抗力。

1. 结构件的核算

首先要核算远离任何接头,以及总的来说,远离任何可能导致疲劳强度减弱的应力集中点的连续金属体的疲劳强度。

为了考虑在接头附近由于孔或焊缝的存在而引起的截面变化和强度降低,要探讨一下这些接头附近的切口效应,切口效应表征金属内存在不连续性所引起的应力集中的影响。

这些切口效应使许用应力降低,其降低的程度取决于遇到的不连续性的类型,即取决于所采用的拼装方法。

为了对这些切口效应的重要性进行分级,将各种不同的接头构造型式分类如下:

非焊接件

这些构件目前有三种构造情况。

情况 W_0 , 没有切口效应的材料本身

情况 W_1 和 W_2 钻孔的构件(见表 T.A.3.6.1.)

焊接件

这些接头按对应于结构近缝区的切口效应的严重程度从 K_0 至 K_4 顺序排列。

表 T.A.3.6.1. 就焊接的质量、焊接的分类以及在起重机制造中常用的各种接头的分类作了一些说明。

确定疲劳许用应力

拉伸和压缩载荷

用于确定拉伸和压缩许用应力的基本数据是,在等幅对称应力循环试验中给出 90% 存活率的应力 $\pm \sigma_w$ ($K=-1$) 除以安全系数 $4/3$ 而得到的数据。

为了考虑循环次数和应力谱的影响,已对每一种构件组别分别确定了 σ_w 的值,在组别里考虑这两个参数。

对非焊接件, St 37 和 St44 钢的 σ_w 值是一样的, St 52 钢的 σ_w 值较高。

对焊接件,三种钢的 σ_w 值都一样。

表 T.A.3.6.1.

取决于构件组别和构造情况的 σ_{ω} 值(N/mm²)

构件组别	非焊接件构造情况						焊接件构造情况 (St 37 至 St 52 钢 Fe 36 至 Fe 510)				
	W ₀		W ₁		W ₂		K ₀	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄
	Fe 360 St 37 St44	St 52 Fe 510	Fe 390 St 37 St 44	St52 Fe510	Fe360 St 37 St 44	St 52 Fe 510					
E1	249.1	298.0	211.7	253.3	174.4	208.6	(316.9)	(323.1)	(271.4)	193.9	116
E2	224.4	261.7	190.7	222.4	157.1	183.2	(293.8)	262.3	220.3	157.4	94.4
E3	202.2	229.8	171.8	195.3	141.5	160.8	238.4	212.9	178.8	127.7	76.6
E4	182.1	201.8	154.8	171.5	127.5	141.2	193.5	172.3	145.1	103.7	62.2
E5	164.1	177.2	139.5	150.6	124.2	124.0	157.1	140.3	117.8	34.2	50.5
E6	147.8	155.6	125.7	132.3	103.5	108.9	127.6	113.6	95.6	68.3	41.0
E7	133.2	136.6	113.2	116.2	93.2	95.7	103.5	92	77.6	55.4	33.3
E8	120.0	120.0	102.0	102.0	34.0	84.0	34.0	75.0	63.0	45.0	27.0

括号内的数值大于破断应力的 0.75 倍，仅仅是理论值(见本节注 2)。

下述公式给出了所有不同 K 值时的疲劳许用应力：

a) $K < 0$

$$\text{对拉伸} \quad \sigma_t = \sigma_{\omega} \frac{5}{3-2K} \quad (1)$$

$$\text{对压缩} \quad \sigma_c = \sigma_{\omega} \frac{2}{1-K} \quad (2)$$

σ_{ω} 给出于上表内。

b) $K > 0$

$$\text{对拉伸} \quad \sigma_t = \frac{\sigma_0}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_0}{\sigma_{+1}}\right)K} \quad (3)$$

$$\text{对压缩} \quad \sigma_c = 1.2 \sigma_t \quad (4)$$

式中 σ_0 为 $K=0$ 时由公式(1)给出的拉伸应力，即：

$$\sigma_0 = 1.66 \sigma_{\omega}$$

σ_{+1} 为 $K=+1$ 时的拉伸应力，即等于极限强度 σ_R 除以安全系数 4/3；

$$\sigma_{+1} = 0.75 \sigma_R$$

σ_t 在任何情况下均不大于 $0.75 \sigma_R$

作为例子图 4.3.6.1. 所示的曲线给出了下列情况下许用应力与比值 K 的函数关系：

A 52 钢；

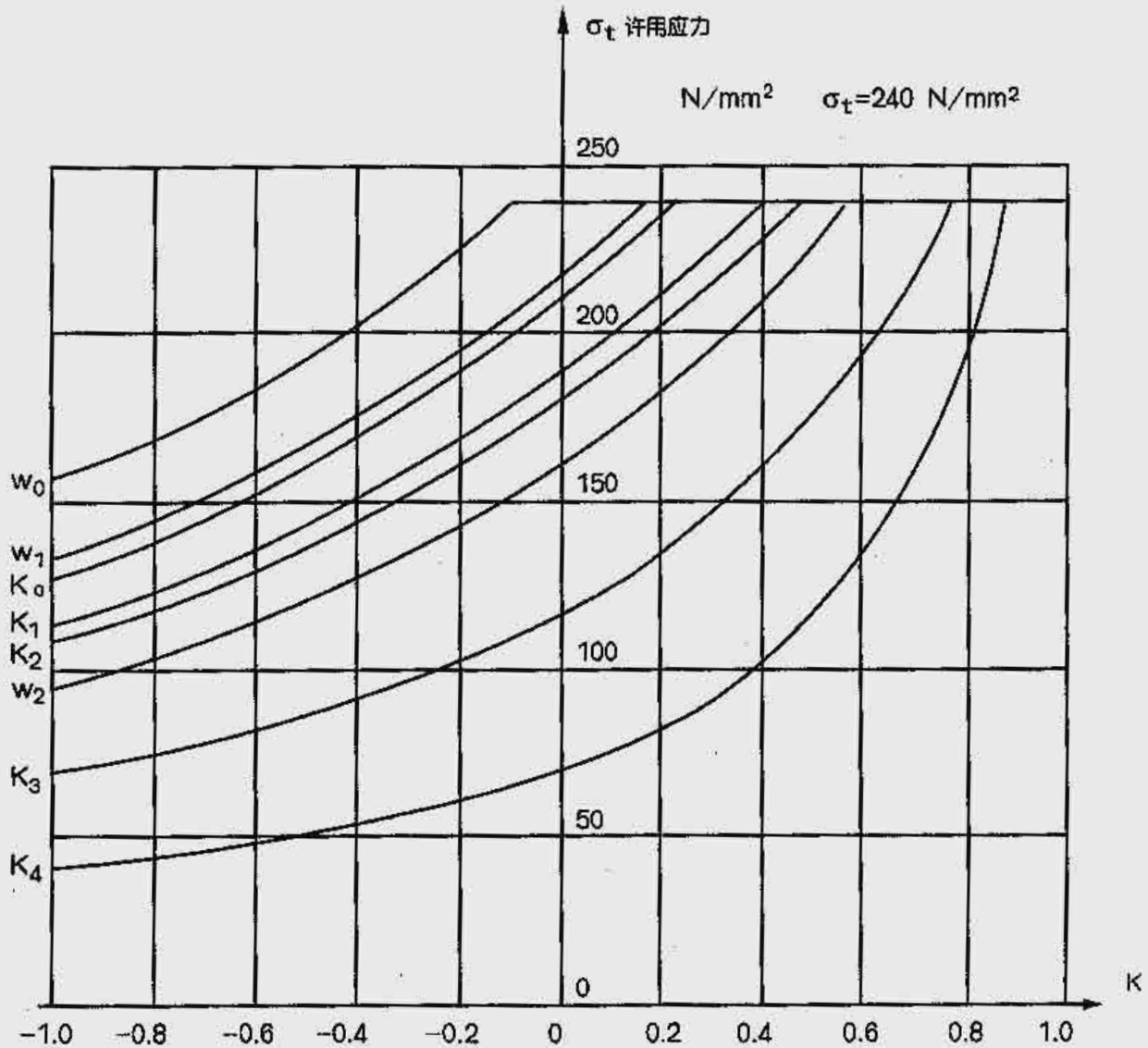
以拉伸应力为主；

组别 E6；

非焊接件构造情况 W_0 , W_1 , W_2 以及接头构造情况 K_0 至 K_4 。

许用应力已被限制在 240N/mm^2 ，即限制在核算极限强度时所采用的许用应力。

图 A.3.6.1.
(A 52; 拉伸; 组别 E6)



结构件材料的剪切应力

对 E1 至 E8 的每一个组别, 取情况 W_0 的拉伸疲劳许用应力除以 $\sqrt{3}$ 作为结构件材料的剪切疲劳许用应力, 得:

$$\tau_a = \frac{\text{情况 } W_0 \text{ 的 } \sigma_t}{\sqrt{3}}$$

拉伸(或压缩)和剪切复合载荷

在这种情况下, 先假定每一个拉伸(或压缩)法向载荷以及剪切载荷分别作用, 并按照 3.6.4. 节分别取以下 K 值为确定它们各自的疲劳许用应力 σ_{xa} σ_{ya} τ_{xya}

$$K_x = \frac{\sigma_{x\min}}{\sigma_{x\max}}$$

$$K_y = \frac{\sigma_{y\min}}{\sigma_{y\max}}$$

$$K_{xy} = \frac{\tau_{xy\min}}{\tau_{xy\max}}$$

再核算下述三个条件:

$$\sigma_{x\max} < \sigma_{xa}$$

$$\sigma_{y\max} < \sigma_{ya}$$

$$\tau_{xy\max} < \tau_{xya}$$

任何计算剪切应力都不应超过载荷情况 I 下的许用应力 σ_a 的值(见表 T.3.2.1.1)

a) 如果某一个应力在任何给定的载荷状况下都显著地大于其它两个, 则只要核算这一载荷作用下构件的疲劳就可以了, 其它两个应力的影响可以忽略不计。

b) 在其它情况下, 除按每一载荷单独作用进行核算外, 建议核算下述关系式:

$$\left(\frac{\sigma_{xmax}}{\sigma_{xa}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{ymax}}{\sigma_{ya}}\right)^2 - \frac{\sigma_{xmax} \sigma_{ymax}}{|\sigma_{xa}| \cdot |\sigma_{ya}|} + \left(\frac{\tau_{xymax}}{\tau_{xya}}\right)^2 < 1 \quad *$$
(5)

式中应力值 σ_{xa} 、 σ_{ya} 和 τ_{xya} 从公式(1)、(2)、(3)和(4)求得，且不大于 $0.75 \sigma_R$ 。

在应用这个关系式时，要参看 3.2.1.3. 节给出的说明，换句话说：

——或者将最大值 σ_{xmax} 、 σ_{ymax} 和 τ_{xymax} 组合在一起，并同根据最不利的 K 值算得的许用应力 σ_{xa} 、 σ_{ya} 和 τ_{xya} 进行比较以完成核算。

——或者用下述数据进行核算，以找出实际可能的最不利组合：

- a) σ_{xmax} 和 K_{xmin} 和与之相应的 σ_y 、 τ_{xy} 、 K_y 和 K_{xy} ，
- b) σ_{ymax} 和 K_{ymin} 和与之相对应的 σ_x 、 τ_{xy} 、 K_x 和 K_{xy} ，
- c) τ_{xymax} 和 K_{xymin} 和与之相对应的 σ_x 、 σ_y 、 K_x 和 K_y ，

关于这一点，请参见 3.2.1.3. 节的注。

为便于计算，表 T.A.3.6.2. 以 $\frac{\sigma_{xmax}}{\sigma_{xa}}$ 和 $\frac{\sigma_{ymax}}{\sigma_{ya}}$ 的函数形式给出了 $\frac{\tau_{xymax}}{\tau_{xya}}$ 的许用值。

其中 $\frac{\sigma_{xmax}}{\sigma_{xa}}$ 的数值给出于表的左边一列内，且约定：如果 σ_{xmax} 和 σ_{ymax} 符号相同，比值为正

值，反之为负值。

* 由于本不等式要求甚严，所以即使数值稍大于 1，也可接受，但这时需要核算下述关系式：

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma_{xmax}}{\sigma_{xa}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{ymax}}{\sigma_{ya}}\right)^2 - \frac{\sigma_{xmax} \sigma_{ymax}}{|\sigma_{xa}| \cdot |\sigma_{ya}|} + \left(\frac{\tau_{xymax}}{\tau_{xya}}\right)^2} < 1.05$$

还要指出的是第三项分母中的 $|\sigma_{xa}|$ 和 $|\sigma_{ya}|$ 的值均要取绝对值，而 σ_{xmax} 和 σ_{ymax} 则为代数值。

表 T.A.3.6.2.

由 $\frac{\sigma_{xmax}}{\sigma_{xa}}$ 和 $\frac{\sigma_{ymax}}{\sigma_{ya}}$ 定 $\frac{\tau_{xymax}}{\tau_{xya}}$

$\frac{\sigma_{xmax}}{\sigma_{xa}}$	$\frac{\sigma_{ymax}}{\sigma_{ya}}$										
	1.0	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0
+1.0	0	0.300	0.400	0.458	0.490	0.500	0.490	0.458	0.400	0.300	0
+0.9	0.300	0.436	0.520	0.575	0.608	0.625	0.625	0.608	0.575	0.520	0.436
+0.8	0.400	0.520	0.600	0.656	0.693	0.714	0.721	0.714	0.693	0.656	0.600
+0.7	0.458	0.575	0.656	0.714	0.755	0.781	0.794	0.781	0.781	0.755	0.714
+0.6	0.490	0.608	0.693	0.755	0.800	0.831	0.849	0.854	0.849	0.831	0.800
+0.5	0.500	0.625	0.714	0.781	0.831	0.866	0.889	0.900	0.900	0.889	0.866
+0.4	0.490	0.625	0.721	0.794	0.849	0.889	0.917	0.933	0.938	0.933	0.917
+0.3	0.458	0.608	0.714	0.794	0.854	0.900	0.933	0.954	0.964	0.964	0.954
+0.2	0.400	0.575	0.693	0.781	0.840	0.900	0.938	0.964	0.980	0.985	0.980
+0.1	0.300	0.520	0.656	0.755	0.831	0.889	0.933	0.964	0.985	0.995	0.995
0		0.436	0.600	0.714	0.800	0.866	0.916	0.954	0.980	0.995	1.000
-0.1		0.300	0.520	0.656	0.755	0.831	0.889	0.933	0.964	0.985	0.995
-0.2			0.400	0.575	0.693	0.781	0.849	0.900	0.938	0.964	0.980
-0.3			0.173	0.458	0.608	0.714	0.794	0.854	0.900	0.933	0.954
-0.4				0.265	0.490	0.625	0.721	0.781	0.849	0.889	0.917
-0.5					0.300	0.500	0.625	0.714	0.781	0.831	0.866
-0.6						0.300	0.490	0.608	0.693	0.755	0.800
-0.7							0.265	0.458	0.575	0.656	0.714
-0.8								0.173	0.400	0.520	0.600
-0.9										0.300	0.436
-1.0											0

如果 σ_{xmax} 和 σ_{ymax} 的符号相反(拉伸或压缩), 要从 $\frac{\sigma_{xmax}}{\sigma_{xa}}$ 的负值出发, 读出 $\frac{\tau_{xymax}}{\tau_{xya}}$
总的注释:

注1: 在应用上述见解时, 需考虑用特殊拼装方法在结构件内所引起的附加弯曲效应。

注2: 如果仔细看一下 σ_w 数值表, 可以看到; 在组别 E₁ 和 E₂ 引用的应力较之结构件通常允许的应力高得多。事实上, 这些数值只是理论值, 是根据较高组别(E₃ 至 E₈)和中等或严重切口情况(K₂, K₃ 和 K₄)的试验结果推出来的。因此, 不要认为括号内的这些数值有什么实质性意义, 在某些情况下它们会引出如下结论: K₀ 型或 K₁ 型的拼装较之非焊接金属(情况 W₀)具有更好的抗疲劳能力, 这一明显的反常现象说明了众所周知的一个事实, 对于有轻微或中等切口情况的较低组别的构件, 并不总是需要进行疲劳核的。

就计算来说, 务必记住: 这些理论数值 σ_w 只用于确定复合载荷情况公式(5)中的疲劳许用应力 σ_{xa} , σ_{ya} 和 τ_{xya} 。

在附录末尾, 有计算例题。

2、连接材料(焊接—螺栓—铆钉)的核算

焊接

a) 焊缝受拉伸和压缩载荷

焊缝在拉伸和压缩载荷下的疲劳强度核算采用与被连接金属相同的许用应力。

注: 对于焊缝承受横向拉伸和压缩的某些特殊情况, 必须遵守 3.2.2.3. 节所指出的一些限定。

另外，附录 A — 3.2.2.3. 对焊缝应力的确定作了一些说明。

b) 焊缝受剪切载荷

焊缝的剪切疲劳许用应力，用情况 K_0 的拉伸许用应力除以 $\sqrt{2}$ 加以确定。

c) 复合载荷

当考虑承受各种复合载荷的焊缝的疲劳影响时，可用上面对结构件所定出的方法。

螺栓和铆钉

a) 拉伸载荷

螺钉和铆钉受变化的拉伸载荷时不需要考虑疲劳。

但必须指出：螺栓特别是铆钉要尽量避免在拉伸下工作。

b) 剪切和承压载荷

对 3.2.2.1.1. 所述的单剪和复剪载荷，必须加以区别。

螺栓和铆钉的剪切疲劳许用应力，用情况 W2 的拉伸许用应力与下面数值的乘积来确定：

0.6 对单剪

0.8 对复剪

承压许用应力值，用螺栓和铆钉的剪切许用应力值乘 2.5 得出。




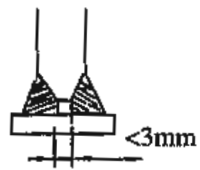



表 T.A.3.6.(1)
接头构造情况分类

接头可以用铆钉、螺栓或焊接进行连接。

对起重机械来说常用的焊接型式是对接焊、双面坡口对接焊(K形焊)和贴角焊,分一般质量(O、Q)或特殊质量(S、Q)两类,如下表所示。

对某些型式的接头作出了焊接试验的规定。

A——焊接质量

焊接形式	焊接质量	焊接方式	代号	焊接试验	代号
全深范围内 的对接焊	特殊质量 (S.Q.)	在封焊之前,焊根要刮光(或修光); 无端头焊口; 焊缝在平行于受力方向与被连接板磨平。		焊缝全长(100%)进行检查(例如,用x射线)	P100
	普通质量 (O.Q.)	在封焊之前,焊根要刮光(或修光); 无端头焊口。		如果计算应力大于0.8倍许用应力,焊缝全长进行检查。 否则,至少抽检焊缝长度的10%	P100 P10
在两连接件所形成的角落中进行的K形焊。其中一个连接件在焊缝处开有坡口		特殊质量 (S.Q.)	在另一侧焊接前,焊根要刮光(或修光); 焊缝边缘无咬边,必要时打磨;完全焊透。		进行拉伸检查,垂直于受力方向的钢板在拉伸载荷下不发生层状撕裂
	普通质量 (O.Q.)	两条焊缝间未熔透的宽度<3毫米。 			
在两连接件所形成的角落中进行的贴角焊	特殊质量 (S.Q.)	焊接的边缘无咬边,必要时打磨。		进行拉伸检查,垂直于受力方向的钢板在拉伸载荷下不发生层状撕裂	D
	普通质量 (O.Q.)				

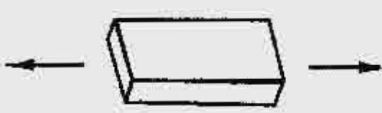
B——接头构造情况

下表所列各种不同的拼装方法是按照他们所产生的切口效应的大小来进行分类的。

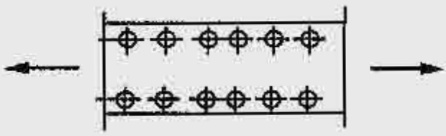
要注意的是，对一条给定的焊缝来说，其切口效应随接头所受的载荷型式而变。

举例来说：一个贴角焊接头对纵向拉伸或压缩载荷(0.31)或纵向剪切(0.51)来讲，划归情况K0，对横向拉伸或压缩载荷(3.2或4.4)来讲，则划归情况K3或K4。

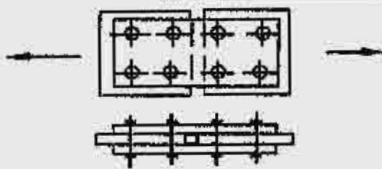
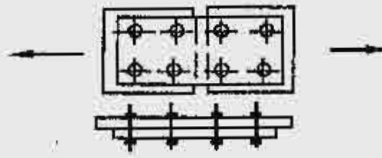

1——非焊接件
情况 W₀

标号	说明	图	代号
W ₀	母材，均匀表面零件无接缝或不连续(实体杆)以及无切口效应；除非后者可以计算。		

情况 W₁

标号	说明	图	代号
W ₁	钻孔零件；用于铆接或螺栓连接的钻孔零件，其中的铆钉和螺栓承载可高达许用值的20%；用于高强度螺栓连接的钻孔零件，其中高强度螺栓(3.2.2.2.2.3节)承载可高达许用值的100%(3.2.2.2.2.2节)。		

情况 W₂

标号	说明	图	代号
W _{2.1}	用于铆接或螺栓连接的钻孔零件，其中的铆钉或螺栓承受复剪。		
W _{2.2}	用于铆接或螺栓连接的钻孔零件，其中的铆钉或螺栓承受单剪。(考虑了偏心承载)零件没有支承。		
W _{2.3}	用铆钉或螺栓装配的钻孔零件，其中铆钉或螺栓承受单剪，零件受支承或导向。		

2—焊接件
情况 K₀—轻度应力集中

标号	说明	图	代号*
0.1	同力的方向成直角, 用对接焊(S.Q.)连接的零件。		 P100
0.11	同力的方向成直角, 用对接焊(S.Q.)连接不同厚度的零件。不对称斜度 1/4 至 1/5 (或对称斜度 1/3)。		 P100
0.12	腹板横向接头中的对接焊(S.Q.)。		 P100
0.13	同力的方向成直角, 用对接焊(S.Q.)镶焊的角撑板。		 P100
0.3	平行于力的方向, 用对接焊(O.Q.)连接的零件。		 P100 或 P10
0.31	平行于力的方向, 用贴角焊(O.Q.)连接的零件(力沿连接零件的纵向作用)。		
0.32	梁的翼缘型钢和腹板之间的对接焊(O.Q.)。		 P100 或 P10
0.33	梁的翼缘和腹板之间的K形焊或贴角焊(O.Q.), 梁按复合力的等效应力计算(3.2.1.3.节)。		

并可以预见, 在本规范的下一版里这些符号将改为与 ISO 标准 2553 相一致, 如果这个标准的补充最后被正式采纳的话。



情况 K_0 —— 适度应力集中(续)

标号	说明	图	代号*
0.5	纵向剪切情况下的对接焊 (O.Q.)。		 P100 或 P10
0.51	纵向剪切情况下的 K 形焊 (O.Q.) 或贴角焊 (O.Q.)。		

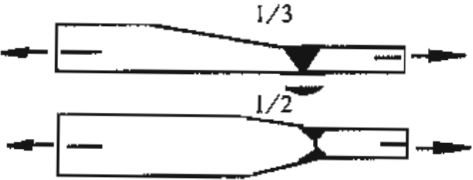
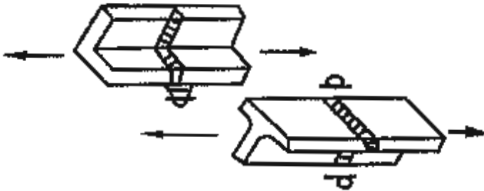
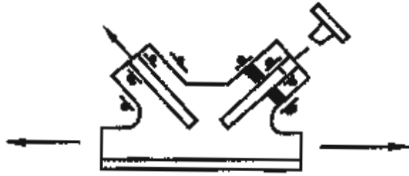
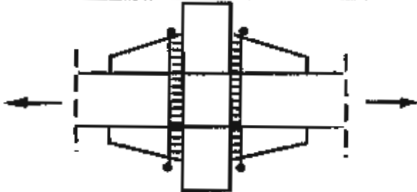
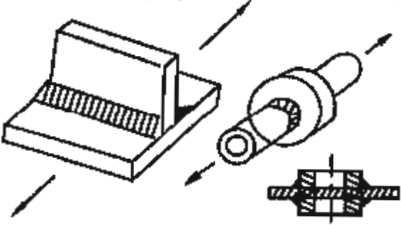
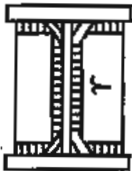
情况 K_1 —— 适度应力集中

标号	说明	图	代号
1.1	同力的方向成直角, 用对接焊接 (O.Q.) 连接的零件。		 P100 或 P10
1.11	同力的方向成直角, 用对接焊 (O.Q.) 连接的不同厚度的零件。不对称斜度 $1/4$ 至 $1/5$ (或对称斜度 $1/3$)。		 P100 或 P10
1.21	腹板横向接头中的对接焊 (O.Q.)。		 P100 或 P10
1.13	同力的方向成直角, 用对接焊 (O.Q.) 连接的撑板。		 P100 或 P10
1.2	同力的方向成直角, 连续 K 形焊 (O.Q.) 将零件连接到连续的主构件上。		
1.21	同力的方向成直角用贴角焊 (S.Q.) 将加强筋连接到腹板上, 焊缝包过腹板加强筋的各角。		

情况 K₁——适度应力集中 (续)

标号	说明	图	代号*
1.3	平行于力的方向, 用对接焊连接的零件 (没有检查焊接)。		∇ \times
1.31	曲线翼缘和腹板之间的 K 形焊 (S.Q.)。		∇ \times

情况 K₂——中等应力集中

标号	说明	图	代号
2.1	同力的方向成直角用对接焊(O.Q.)连接的不同厚度的零件。不对称斜度 1/3(或对称斜度 1/2)		∇ \times
2.11	同力的方向成直角用对接焊(S.Q.)的连接型钢		∇ P100 或 P10 \times
2.12	同力的方向成直角用对接焊(S.Q.)连接到节点板上去的型钢		∇ P100 \times
2.13	焊有辅助角撑、各扁钢的交叉处, 同力的方向成直角的对接焊(S.Q.), 焊缝端部经打磨以防止切口		∇ P100 \times
2.2	同力的方向成直角, 用贴角焊 (S.Q.) 将横隔板、腹板加强筋、圆环或套筒连接到连续的主构件上。		∇ \times
2.21	用贴角焊 (S.Q.) 将切角的横向加强筋焊在腹板上, 焊缝不包角。		∇ \times

情况K₂——中等应力集中(续)

标号	说明	图	代号*
2.22	用贴角焊(S.Q.)焊接的带切角的横隔板,焊缝不包角。		
2.3	平行于力的方向,用对接角焊(S.Q.)将零件焊接到连续的主构件上,这些零件的端部有斜度或圆角,焊缝端头经打磨以防止切口。		 P100
2.31	平行于力的方向,将零件焊接到连续的主构件上,这些零件的端部有斜度或圆角,在焊缝端头相当于十倍厚度的长度上为K形焊(S.Q.),焊缝端头经打磨以防止切口。		
2.33	用贴角焊(S.Q.)将扁钢(坡口斜度1/3)连接到连续的构件上,贴角焊在X区域上进行, a=0.5e。		
2.34	弧形翼缘和腹板之间的K形焊(O.Q.)。		
2.4	垂直于力的方向用K形焊(S.Q.)连续的十字形接头。		 D
2.41	翼缘和腹板之间的K形焊(S.Q.)。集中载荷作用在腹板平面内,同焊缝成直角。		
2.5	用K形焊(S.Q.)连接承受弯曲或剪切应力的零件。		

*代号内P100或P10应改为P100——译注

情况 K₃——严重应力集中

标号	说明	图	代号*
3.1	用力的方向成直角,用对接焊(O.Q.)连接不同厚度的零件。不对称斜度1/2, 或对称无斜度。		
3.11	有背面垫板而无封底焊的对接焊,背面垫板用间断的定位搭焊固定。		
3.12	管件对接焊,对焊根部用背面垫件支承, 但无封底焊。		
3.13	焊有辅助角撑、各扁钢的交叉处同力的方向成直角的对接焊(O.Q.), 焊缝端头经打磨以防止切口。		
3.2	同力的方向成直角,用贴角焊(O.Q.)将零件焊接到连续的主构件上,这些零件仅承受主构件所传递的小部分载荷。		
3.21	用连续贴角焊(O.Q.)固定腹板,加强筋或横隔板。		
3.3	平行于力的方向,用对接焊(O.Q.)将零件焊接到连续构件的边缘上,这些零件的端部有斜度,焊缝端头经打磨,以避免切口。		
3.31	平行于力的方向,将零件焊接到连续构件上。这些构件的端部有斜度或圆角。焊缝端头相当于十倍厚度的长度上用贴角焊(S.Q.),焊缝端头经打磨以避免切口。		
3.32	穿过连续构件伸出一块板,板端沿力的方向有斜度或圆角,在相当于十倍厚度的长度上用K形焊(O.Q.)固定。		

情况K₃——严重应力集中(续)

标号	说明	图	代号*
3.33	平行于力的方向, 用指定范围内的贴角焊(S.Q.)将扁钢焊接到连续构件上。其中 $e_1 < 1.5e_2$ 。		
3.34	在构件端部用贴角焊(S.Q.)固定连接板, 其中 $e_1 < e_2$ 。单面连接板情况下, 考虑了偏心载荷。		
3.35	平行于力的方向, 将加强筋焊接到连续构件上, 焊缝端头相等于十倍厚度的长度上为贴角焊(S.Q.), 且经打磨以避免切口。		
3.36	平行于力的方向, 用间断贴角焊(O.Q.)或用焊在缺口间的贴角焊(O.Q.)将加强筋固定到连续构件上。		
3.4	同力的方向成直角, 用K形焊(O.Q.)作成的十字形接头。		
3.41	翼缘和腹板之间的K形焊(O.Q.)。集中载荷同焊缝成直角作用在腹板平面内。		
3.5	用K形焊(O.Q.)连接承受弯曲应力和剪切应力的零件		
3.7	用贴角焊(S.Q.)将型钢或管子焊到连续构件上。		

情况 K₄——非常严重的应力集中

标号	说明	图	代号*
4.1	同力的方向成直角,用对接焊(O.Q.)连接不同厚度的零件。不对称无斜度。		
4.11	在扁钢交叉处同力方向成直角的对接焊(O.Q.) (无辅助角撑)。		
4.12	在相交零件间(十字形接头)同力的方向成直角的单边坡口焊。		
4.3	同力的方向平行,将端部呈直角的零件焊接到连续构件的侧面。		
4.31	平行于力的方向,用贴角焊(O.Q.)将端呈直角的零件焊到连续构件上。零件承受由主构件传递来的大部分载荷。		
4.32	穿过主构件伸出一块端部呈直角的平板,且用贴角焊(O.Q.)固定。		
4.33	平行于力的方向,用贴角焊(O.Q.)将扁钢焊接到连续构件上。		
4.34	用贴角焊(O.Q.)固定连接板(e ₁ =e ₂)在单面连接板的情况下,考虑了偏心载荷。		

情况 K_4 —— 非常严重的应力集中 (续)

标号	说明	图	代号*
4.35	在槽内或孔内, 用贴角焊 (O.Q.) 将一个零件焊接到另一个上。		
4.36	用贴角焊 (O.Q.) 或者对接焊 (O.Q.) 将连接板固定在两连续构件之间。		<p>△</p> <p>✂</p>
4.4	同力的方向成直角, 用贴角焊 (O.Q.) 作成的十字接头。		<p>□</p> <p>△</p>
4.41	翼缘和腹板之间的贴角焊 (O.Q.)。集中载荷同焊缝成直角, 作用在腹板平面内。		<p>△</p>
4.5	用贴角焊 (O.Q.) 连接承受弯曲和剪切应力的零件。		<p>□</p> <p>△</p>
4.7	用角焊 (O.Q.) 将型钢或管子焊接到连续构件上。		<p>△</p>

桥式起重机主大梁的上翼缘，小车在其上运行。

(疲劳和弹性极限一起核算)

主大梁上翼缘的应力计算结果如下：

纵向压缩：

$$\sigma_{xmax} = -140 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{xmin} = -28 \text{ N/mm}^2$$

由此 $K=0.2$

当小车车轮通过时横向压缩：

$$\sigma_{ymax} = -100 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{ymin} = 0$$

由此 $K=0$

剪切：当由截面的一侧过渡到另一侧时，改变符号。

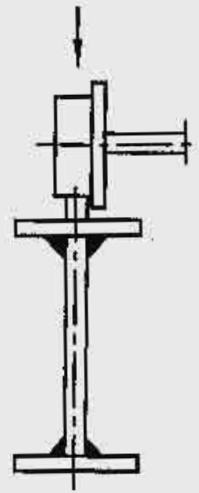
$$\tau_{xy\max} = \pm 40 \text{ N/mm}^2$$

由此 $K=-1$

等效应力：

$$\sqrt{(-40)^2 + (-100)^2 - 140 \times 100 + 3 \times 40^2} = 144 < 160 \text{ N/mm}^2 (\sigma_a)$$

可以接受(见 3.2.1.3 节)。



核算疲劳和弹性极限

第一个例子

用贴角焊(0.Q.)E₄组别的构件

1、核算焊接邻近区的材料

a)纵向压缩：情况 K₀(标号 0.31)

核算弹性极限：

$$\sigma_a = 160 \text{ N/mm}^2 \text{ (表 T.3.21.1.)}$$

$$\sigma_{xmax} = -140 \text{ N/mm}^2$$

由此：

$$|\sigma_{xmax}| < \sigma_a$$

核算疲劳：

$$\sigma_\omega = 193.5 \text{ N/mm}^2 \text{ (表 T.A.3.6.1)}$$

$$\sigma_0 = \frac{5}{3} \sigma_\omega = 322.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{+1} = 0.75 \sigma_R = 270 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_t \text{ 极限为 } 270 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_c = -1.2 \times \sigma_t = -324 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{xa} = -324 \text{ N/mm}^2$$

$$|\sigma_{xmax}| < \sigma_{xa}$$

b) 横向压缩: 情况 K_d (标号 4.41)

核算弹性极限:

$$\sigma_a = 160 \text{ N/mm}^2 \text{ (表 T.3.2.1.1.)}$$

$$\sigma_{y\max} = -100 \text{ N/mm}^2$$

$$|\sigma_{y\max}| < \sigma_a$$

核算疲劳:

$$\sigma_\omega = 62.2 \text{ N/mm}^2 \text{ (表 T.A.3.6.1.)}$$

$$\sigma_0 = \frac{5}{3} \sigma_\omega = 103.7 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_r = \sigma_0 = 103.7 \text{ N/mm}^2 \text{ (公式(3))}$$

$$\sigma_c = 1.2 \times \sigma_r = 124.4 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{ya} = -124.4 \text{ N/mm}^2$$

$$|\sigma_{y\max}| < |\sigma_{yd}|$$

c) 材料剪切

核算弹性极限:

$$\tau_{xya} = \frac{160}{\sqrt{3}} = 92.4 \text{ N/mm}^2 \text{ (表 T.3.2.1.1.)}$$

$$\tau_{xy\max} = \pm 40 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{xy\max} < \tau_a$$

核算疲劳:

$$\tau_\omega = \frac{182.1}{\sqrt{3}} = 105.1 \text{ N/mm}^2 \text{ (表 T.A.3.6.1.)}$$

$$\tau_a = \tau_\omega = 105.1 \text{ N/mm}^2 \text{ (公式(1))}$$

$$\tau_{xya} = 105.1 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{xy\max} = 40 \text{ N/mm}^2$$

$$|\tau_{xy\max}| < |\tau_{xya}|$$

c) 核算复合载荷:

用公式(5)

核算条件:

$$\left(\frac{-140}{-324}\right)^2 + \left(\frac{-100}{-124.4}\right)^2 - \left(\frac{(-140)(-100)}{324 \times 124.4}\right) + \left(\frac{40}{92.4}\right)^2 = 0.672 < 1$$

因而满足。

2. 核算焊缝

如果这两条焊缝的厚度等于幅板的厚度, 则应力 $\sigma_{x\max}$, $\sigma_{y\max}$ 和 $\tau_{xy\max}$ 与上述 1 具有相同的值。与弹性极限核算和疲劳核算有关的许用拉伸应力和许用压缩应力, 与上述 1 (材料的) 一样, 因此对于同上述 a) 和 b) 相对应的情况, 可以不再进行核算。

同核算弹性极限有关的许用剪切应力由许用拉伸应力除以 $\sqrt{2}$ 得出, 而不是象对材料本身那样除以 $\sqrt{3}$, 因此, 较上述 c) 和 d) 所采用的值更有利。

总之, 可以只局限于核算, 对应于上述 c) 和 d) 情况下的疲劳。

c) 焊缝的剪切:

$$\tau_{xya} = \frac{193.5}{\sqrt{2}} = 136.8 \text{ N/mm}^2 \text{ (表 T.3.6.1.)}$$

$$\tau_{xy\max} \approx 40 \text{ N/mm}^2$$

因此:

$$\tau_{xy\max} < \tau_{xya}$$

d)核算复合载荷

用公式(5)进行核算:

$$\left(\frac{-140}{-324}\right)^2 + \left(\frac{-100}{-124.4}\right)^2 - \frac{(-140)(-100)}{324 \times 124.4} + \left(\frac{40}{136.8}\right)^2 = 0.571 < 1$$

因此满足条件。

注: 如果构件被划归为组别 E₆, 应力 $\sigma_{y\max} = -100 \text{ N/mm}^2$ 就太高, 因为情况 K₄ 和 K=0 时的疲劳许用应力只有:

$$\sigma_{ya} = 1.2 \times \frac{5}{3} \times 41 = 82 \text{ N/mm}^2$$

第二例子

E₆ 组别的构件——K形焊(S.Q.)

载荷以及应力都假定同第一个例子一样。因为弹性极限核算用的许用应力不受组别变化的影响也不受焊缝类型的影响, 在这方面, 第一个例子中进行的计算可以套用。

因此, 这里只局限于疲劳核算:

1、核算焊缝邻近区的材料。

a. 纵向压缩, 情况 K₀ (标号 0.33)

$$\sigma_{\omega} = 127.5 \text{ N/mm}^2 \text{ (表 T.A.3.6.1)}$$

$$\sigma_0 = \frac{5}{3} \sigma_{\omega} = 212.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{+1} = 0.75 \sigma_R = 270 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_i = \frac{212.5}{1 - \left(1 - \frac{212.5}{270}\right) \times 0.2} = 222.0 \text{ N/mm}^2 \text{ (公式(3))}$$

$$\sigma_c = 1.2 \times 222.0 = 266 \text{ N/mm}^2 \text{ (公式(4))}$$

$$\sigma_{xa} = -266 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{x\max} = -140 \text{ N/mm}^2$$

由此: $|\sigma_{x\max}| < |\sigma_{xa}|$

b) 横向压缩: 情况 K₂ (标号 2.41)

$$\sigma_{\omega} = 95.6 \text{ N/mm}^2 \text{ (表 T.A.3.6.1.)}$$

$$\sigma_0 = \frac{5}{3} \sigma_{\omega} = 159.3 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_i = \sigma_0 = 159.3 \text{ N/mm}^2 \text{ (公式(3))}$$

$$\sigma_c = 1.2 \times \sigma_i = 191.2 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{ya} = -191.2 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{y\max} = -100 \text{ N/mm}^2$$

由此: $|\sigma_{y\max}| < |\sigma_{ya}|$

c)材料内的剪切

$$\tau_{xya} = \frac{147.8}{\sqrt{3}} = 85.3 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{表 T.3.6.1.})$$

$$\tau_{xymax} = \pm 40 \text{ N/mm}^2$$

由此: $|\tau_{xymax}| < |\tau_{xya}|$

d)核算复合载荷:

用公式(5)进行核算:

$$\left(\frac{-140}{-266}\right)^2 + \left(\frac{-100}{-191.2}\right)^2 - \left(\frac{(-140)(-100)}{266 \times 191.2}\right) + \left(\frac{40}{85.3}\right)^2 = 0.495 < 1$$

因而满足条件。

2. 核算焊缝。

同第一个例子的理由相同

仅剩下情况 c)和 d)需要进行疲劳核算。

c)焊缝的剪切

$$\tau_{xya} = \frac{127.5}{\sqrt{2}} = 90.2 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{表 T.A.3.6.1.})$$

$$\tau_{xymax} = \pm 40 \text{ N/mm}^2$$

由此: $|\tau_{xymax}| < |\tau_{xya}|$

d)核算复合载荷:

用公式(5)进行核算:

$$\left(\frac{-140}{-266}\right)^2 + \left(\frac{-100}{-191.2}\right)^2 - \left(\frac{(-140)(-100)}{266 \times 191.2}\right) + \left(\frac{40}{90.2}\right)^2 = 0.472 < 1$$

因此满足条件。

起重机械设计规范

第 4 册

机构零部件的疲劳核算和选择

目 录

4.1. 计算程序	(119)
4.1.1. 极限强度核算	(119)
4.1.1.1. 许用应力值	(119)
4.1.1.2. 系数 v_R 的值	(119)
4.1.1.3. 计算应力和许用应力之间的关系	(119)
4.1.2. 失稳核算	(120)
4.1.3. 疲劳核算	(120)
4.1.3.1. 一般方法	(120)
4.1.3.2. 抛光试件在交变载荷($K=-1$)下的疲劳极限	(120)
4.1.3.3. 形状、尺寸、表面情况和腐蚀的影响	(121)
4.1.3.4. 作为 K 、 σ_R 和 σ_{WK} (或 τ_{WK})函数的疲劳极限	(121)
4.1.3.5. 威勒曲线	(122)
4.1.3.6. 机械零件的疲劳强度	(123)
4.1.3.7. 许用应力和计算	(123)
4.1.4. 磨损核算	(124)
4.2. 特殊零件设计计算	(125)
4.2.1. 滚动轴承的选择	(125)
4.2.1.1. 理论寿命	(125)
4.2.1.2. 承受 S_M 型载荷的轴承的平均载荷	(125)
4.2.1.2.1. 确定复合运动下滚动轴承的平均载荷 $S_{M \text{ mean}}$	(125)
4.2.1.3. 承受 S_R 型载荷的轴承的平均载荷	(125)
4.2.1.4. 同时承受 S_M 型和 S_R 型载荷的轴承的平均载荷	(125)
4.2.2. 绳索选择	(125)
4.2.2.1. 绳索直径选择	(126)
4.2.2.1.1. 两种方法的共同根据	(126)
4.2.2.1.2. 最小实际安全系数 Z_P 法	(126)
4.2.2.1.3. C-系数法	(127)
4.2.3. 滑轮、卷筒的选择和绳索固定装置	(128)
4.2.3.1. 最小卷绕直径	(128)
4.2.3.1.1. H 值	(128)
4.2.3.1.2. 注释	(128)
4.2.3.2. 槽底半径	(128)
4.2.3.3. 绳索固定装置	(128)
4.2.4. 轨道轮选择	(129)
4.2.4.1. 轨道轮尺寸	(129)
4.2.4.1.1. 确定平均载荷	(129)
4.2.4.1.2. 确定轨道有效宽度 b	(129)

4.2.4.1.3. 确定极限比压 P_L	(129)
4.2.4.1.4. 确定系数 c_1	(130)
4.2.4.1.5. 确定系数 c_2	(131)
4.2.4.2. 注释	(131)
4.2.5. 齿轮设计	(131)

附 录

A-4.1.3. 确定机构零件的疲劳许用应力	(132)
A-4.2.2. 关于绳索选择及安全系数问题的说明	(136)
A-4.2.3. 确定绳索最小卷绕直径的条件	(138)

4.1. 计算程序

设计机构零件时，要核算这些零件在抗断裂、失稳、疲劳和过度磨损失效方面是否具有足够安全度。其他因素也必须加以考虑，特别重要的是要防止会损害机构正常功能的过热或变形。

4.1.1. 极限强度核算*

核算机构零件的极限强度是要验证计算应力不超过取决于所用材料断裂强度的许用应力。

4.1.1.1. 许用应力值

许用应力值 σ_a 由下式给出：

$$\sigma_a = \frac{\sigma_R}{v_R}$$

式中：

σ_R 为材料的抗拉强度

v_R 为同每种载荷情况相对应安全系数

4.1.1.2. 系数 v_R 的值

v_R 值由表 T.4.1.1.2. 给出

表 T.4.1.1.2.

载荷情况	v_R 值	
	I 和 II	III
v_R 值	2.2	1.8

如果是灰铸铁， v_R 值要增加 25%。

4.1.1.3. 计算应力和许用应力之间的关系

必须根据所考虑的载荷类型对下列关系进行核算：

其中：

σ_t 为计算拉伸应力

σ_c 为计算压缩应力

σ_f 为计算弯曲应力

τ 为计算剪切应力

1. 纯拉伸：

$$1.25 \sigma_t < \sigma_a$$

2. 纯压缩：

$$\sigma_c < \sigma_a$$

3. 纯弯曲：

$$\sigma_f < \sigma_a$$

4. 弯曲和拉伸复合：

$$1.25 \sigma_t + \sigma_f < \sigma_a$$

* 看上去用“结构”分册一样的办法，核算弹极限似乎更合乎逻辑，因为原则上讲弹性极限是材料使用中不得超过的极限值。通常用于结构件的钢材在屈服强度和抗拉强度之间很宽的区间，所以即使屈服强度相当程度地被超过时，也足以防止突然破坏的。不过从另一方面说，机构中使用的某些钢材，其弹性极限与抗拉极限相比是很高的，如果许用极限应力根据弹性极限定的话，使零件容易发生脆性破坏，任何偶然的超过这个极限会导致立刻破坏，这就是为什么要选择抗拉强度作为核算标准的理由。

5. 弯曲和压缩复合:

$$\sigma_c + \sigma_f \leq \sigma_a$$

6. 纯剪切:

$$\sqrt{3} \tau \leq \sigma_a$$

7. 拉伸、弯曲和剪切复合:

$$\sqrt{(1.25 \sigma_t + \sigma_f)^2 + 3 \tau^2} \leq \sigma_a$$

8. 压缩、弯曲和剪切复合:

$$\sqrt{(\sigma_c + \sigma_f)^2 + 3 \tau^2} \leq \sigma_a$$

4.1.2. 失稳核算

按照第3分册3.3.节设计易于失稳的零件,核算其计算应力使之不超过作为临界应力函数的某极限应力,超过临界应力就有发生失稳的危险。

核算时,要考虑系数 γ_m 其数值同机构的分级组别有关(见表T.2.6.)

有关零件失稳核算的某些一般考虑在附录A-3.3中给出。

4.1.3. 疲劳核算

4.1.3.1. 一般方法

给定零件的疲劳强度主要由以下因素所确定:

- 制造零件的材料;
- 形状、表面情况、腐蚀状态、尺寸(比例效应)和其它产生应力集中的因素;
- 在各种应力循环过程中出现的最小应力和最大应力的比值;
- 应力谱;
- 应力循环数。

机械零件的疲劳强度只有在某些特殊情况下是知道的。一般说来,要从材料和零件的特性以及与它们的特性有关的公认的规律中推导出来。

由所考虑的材料制成的抛光试件在交变拉伸疲劳载荷($K=-1$)下的疲劳极限出发,通过引入适当的系数来考虑,由零件的几何形状、表面情况、腐蚀状态和尺寸所导致的疲劳强度的降低。

借助史密斯(SMITH)图,可由交变载荷($K=-1$)下的疲劳极限,得出相对于其它极值应力比 K 的相应疲劳极限。在史密斯图中对于疲劳强度曲线的形状作了某些简化假设。

用这种方法确定的实际零件相对于已知极值应力比 K 的疲劳极限可以用来绘制威勒(WOHLER)曲线,这方面也作了某些假设。从这根威勒曲线(仅表示在这样的应力循环下即它们都具有相同的极限应力比 K)出发,可以利用帕尔姆格伦——迈内尔(PALMGREN-MINER)疲劳损伤累积假设,根据零件的分级组别来确定零件的疲劳强度。

在4.1.3.节中所叙述的确定疲劳强度的方法,只适用于材料结构在所考虑的整个断面上是均匀的零件,因此,经过表面处理(如淬硬、氮化、表面硬化)的零件就不能用这个方法。在这样的情况下,只有当威勒曲线本身已经是根据由同样材料制造、有相当的形状和尺寸以及经受完全相同的表面处理的零件确定的,才可以由它来确定疲劳强度。

只需对载荷情况I进行疲劳强度核算。

应力循环数小于8,000时,也不必要进行疲劳核算。

4.1.3.2. 抛光试件在交变载荷($K=-1$)下的疲劳极限

有关这个课题的专著(亦可见附录A-4.1.3.)对制造机构常用的材料提供抛光试件在交变旋转弯曲作用下

的疲劳极限值 σ_{bw} 。

近似地，同样的 σ_{bw} 数值可以取作为交变弯曲作用下疲劳极限值。

为得到交变轴向拉伸和压缩作用下的疲劳极限，必须将 σ_{bw} 值减少 20%。

在交变剪切(纯剪切或扭转)作用下的疲劳强度 τ_w 可由下列关系式从 σ_{bw} 导出：

$$\tau_w = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3}}$$

给定的 σ_{bw} 值一般为对应于 90% 存活率的统计值。就机构常用的碳钢来说，允许取：

$$\sigma_{bw} = 0.5 \sigma_R$$

σ_R 为最小级限强度。

4.1.3.3. 形状、尺寸、表面情况和腐蚀的影响

所讨论零件的形状、尺寸、表面情况(机加工)以及腐蚀状态必然使其在交变载荷下的疲劳极限相对于抛光试件的理想状态来说有所降低。

分别引入系数 K_s , K_d , K_u , 和 K_c 来考虑这个影响。有关这些系数的确定，见附录 A-4.1.3. 中的说明。

所讨论零件在交变载荷($K=-1$)下相对于位伸，压缩，弯曲和扭转剪切的疲劳极限 σ_{wK} 或 τ_{wK} 由下列关系式给出：

$$\sigma_{wK} = \frac{\sigma_{bw}}{K_s \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c}$$

或

$$\tau_{wK} = \frac{\tau_w}{K_s \cdot K_d \cdot K_u \cdot K_c}$$

在纯剪切情况下，取：

$$\tau_{wK} = \tau_w$$

4.1.3.4. 作为 K 、 σ_R 和 σ_{wK} (或 τ_{wK}) 函数的疲劳极限

图 4.1.3.4. 用史密斯图形式来表达疲劳极限 σ_d (或 τ_d)、极值应力比 K 、抗拉强度 σ_R 和交变载荷($K=-1$)下疲劳极限 σ_{wK} (或 τ_{wK}) 之间的假设关系。

它给出了下列关系式：

正应力	$-1 < K < 0$	$\sigma_d = \frac{5}{3-2K} \sigma_{wK}$	交变应力
	$0 < K < 1$	$\sigma_d = \frac{\frac{5}{3} \sigma_{wK}}{1 - \left(1 - \frac{\frac{5}{3} \sigma_{wK}}{\sigma_R}\right) \cdot K}$	脉动应力
剪切应力	$-1 < K < 0$	$\tau_d = \frac{5}{3-2K} \tau_{wK}$	交变应力
	$0 < K < 1$	$\sigma_d = \frac{\frac{5}{3} \tau_{wK}}{1 - \left(1 - \frac{\frac{5}{3} \sqrt{3} \tau_{wK}}{\sigma_R}\right) \cdot K}$	脉动应力

* 一个材料单元当它受与相邻单元相同的应力时，它对后者的支持作用较之它受较小应力时的效果差。如在受弯的情况下，应力梯度，即：

两相邻单元间的应力差

两相邻单元间的距离

较大，可产生强化效应。

拉伸、压缩

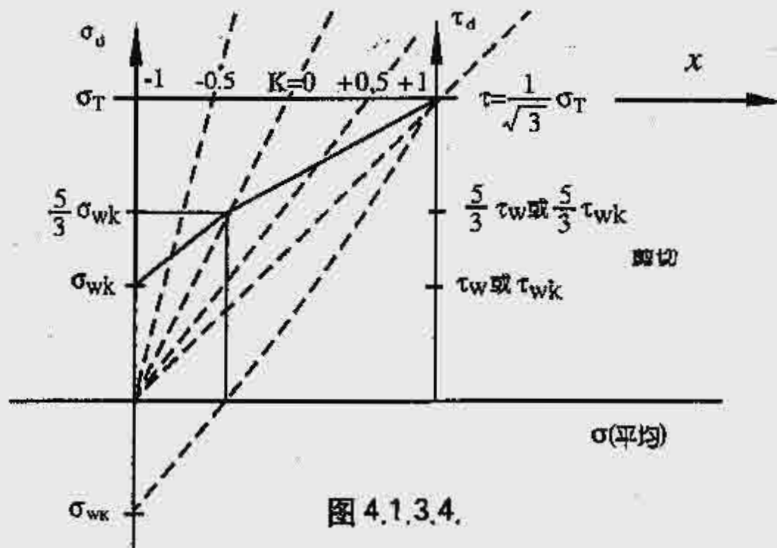


图 4.1.3.4.

4.1.3.5. 威勒曲线

本文中, 这里的威勒曲线是一条疲劳曲线, 它表示当所有应力循环具有相同的幅值和相同的极值应力比K时, 疲劳破坏前能经受得住的应力循环数和最大应力 $\sigma(\tau)$ 之间的函数关系。对这条威勒曲线, 分别作以下假定:

对 $n=8 \times 10^3$:

$$\sigma = \sigma_R$$

或

$$\tau = \frac{\sigma_R}{\sqrt{3}}$$

对 $8 \times 10^3 < n < 2 \times 10^6$ 的有限疲劳区, 这一函数关系(图 4.1.3.5.)可由双对数坐标中的 TD 直线来表示: 在所考虑的区间内, 威勒曲线的斜率由系数 C 来表示。

$$C = t_{an} \varphi' = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log \sigma_R - \log \sigma_d}$$

或

$$C = t_{an} \varphi = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log \frac{\sigma_R}{\sqrt{3}} - \log \tau_d}$$

对 $n=2 \times 10^6$

$$\sigma = \sigma_d$$

或

$$\tau = \tau_d$$

对 $n > 2 \times 10^6$ 的所谓疲劳极限区, 这一函数关系由同一座标系中的 DN 直线表示, DN 为 TD 延长线和通过点 D 且平行于 n 轴的直线所构成夹角的角平分线。

$n > 2 \times 10^6$ 时的威勒曲线斜率由系数 C' 表示。

$$C' = t_{an} \varphi' = C + \sqrt{C^2 + 1}$$

图 4.1.3.5. 修正图 (见 P229)

