

9.14 确定机构零件的疲劳许用应力

第2册和第4册的2.1.4.3节、4.1.3.5节、4.1.3.6节、4.1.3.7节以及附录A4.1.3可用下文补充:

9.14.1 引言

确定机构零件疲劳强度的计算方法, 与I处文件(FEM 1.001 1987年版)和II处文件(FEM 2.132 1992年版)内的方法相似。

在上述版本中, 零件的威勒曲线包含有工作循环数 n 大于 $2 \cdot 10^6$ 时的第二斜率(系数 C'):

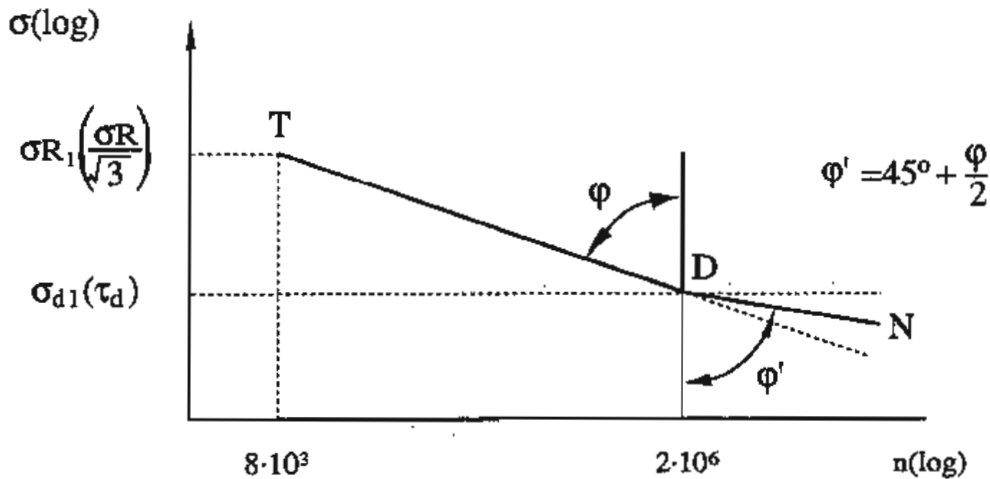


图 F.9.14.a

第二斜率的存在导致的在非常高的工作循环数 n 下, 所确定出的疲劳强度值非常之低, 因此安全度过高。

下文建议取消威勒曲线的第二斜率, 详述如下。

9.14.2 第2册和第4册的局部修改

第2册修改

注: 修改部分用黑体字排版

2.1.4.3 应力谱

……在许多使用场合下, 函数 $f(x)$ 可以用一个 r 级的阶梯函数近似替代, 各级的应力循环数分别为 n_1, n_2, \dots, n_r , 在 n_i 循环期间应力 σ 可认为基本上是常数且等于 σ 。如果 n 代表总循环数, σ_{max} 为应力 $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_r$ 中的最大者则有关系式:

$$\text{及 } n_1 + n_2 + \dots + n_r = \sum_{i=1}^r n_i = n$$

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \dots > \sigma_r$$

得出近似式:

$$k_{sp} = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{max}}\right)^c \frac{n_1}{n} + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{max}}\right)^c \frac{n_2}{n} + \dots + \left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{max}}\right)^c \frac{n_r}{n} = \sum_{i=1}^r \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}}\right)^c \frac{n_i}{n}$$

上述连加式首先舍去了 $n_i > 2 \cdot 10^6$ 的项, 取该 n_i 为 n_r , 并用 $n_r = 2 \cdot 10^6$ 循环来替代。

零部件根据其应力谱可列入由表 T.2.1.4.3 所确定的 4 个谱等级 P1、P2、P3、P4 之一。

第4册修改

注：修改部分用黑体安排版

4.1.3.5 威勒曲线

本文中，威勒曲线示出了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 n 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 $n=8 \cdot 10^3$ ：

$$\sigma = \sigma_R$$

或

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

对 $8 \cdot 10^3 < n < 2 \cdot 10^6$ 的有限疲劳区，这一函数关系(图4.1.3.5修正图)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：

$$c = \tan \varphi = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log \sigma_R - \log \sigma_d}$$

或

$$c = \tan \varphi = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log \frac{\sigma_R}{\sqrt{3}} - \log \tau_d}$$

对 $n=2 \cdot 10^6$

$$\sigma = \sigma_d$$

或

$$\tau = \tau_d$$

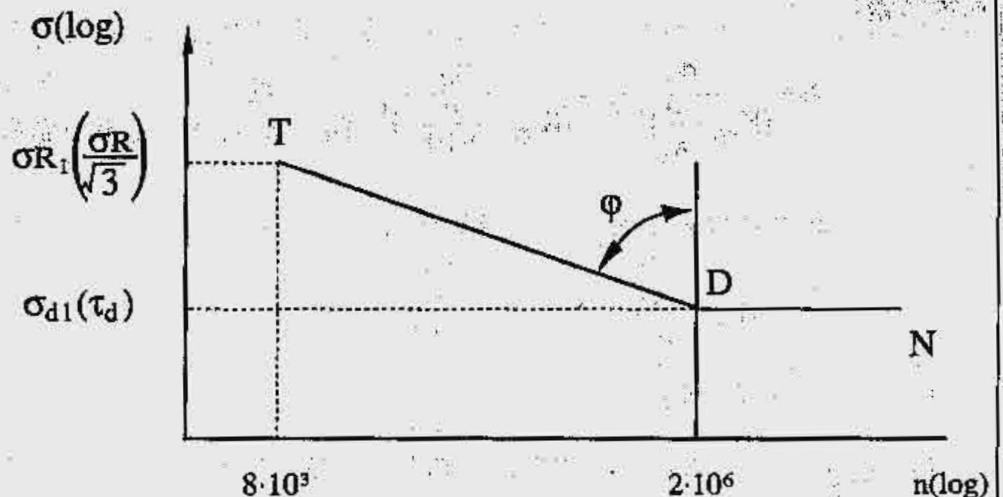


图 4.1.3.5 修正图

零件的谱系数 K_{sp} 用上面提到的 C 值来确定。

4.1.3.6 机械零件的疲劳强度

一已知机械零件的疲劳强度 σ_k 或 τ_k 分别由下列表示式来确定：

$$\sigma_k = \left(2^{\frac{8-j}{c}}\right) \cdot \sigma_d$$

或

$$\tau_k = \left(2^{\frac{8-j}{c}}\right) \cdot \tau_d$$

式中 j 零件的组别号。

根据零件的总循环数 n 和谱系数 K_{sp} ，它们的组别划分和相应于每一组别的临界疲劳应力用图形表示于图4.1.3.6修正图中，其中 σ_{jk} 表示用于组别 E_j 的应力，对临界剪切应力，字母 σ 必须用 τ 来代替。

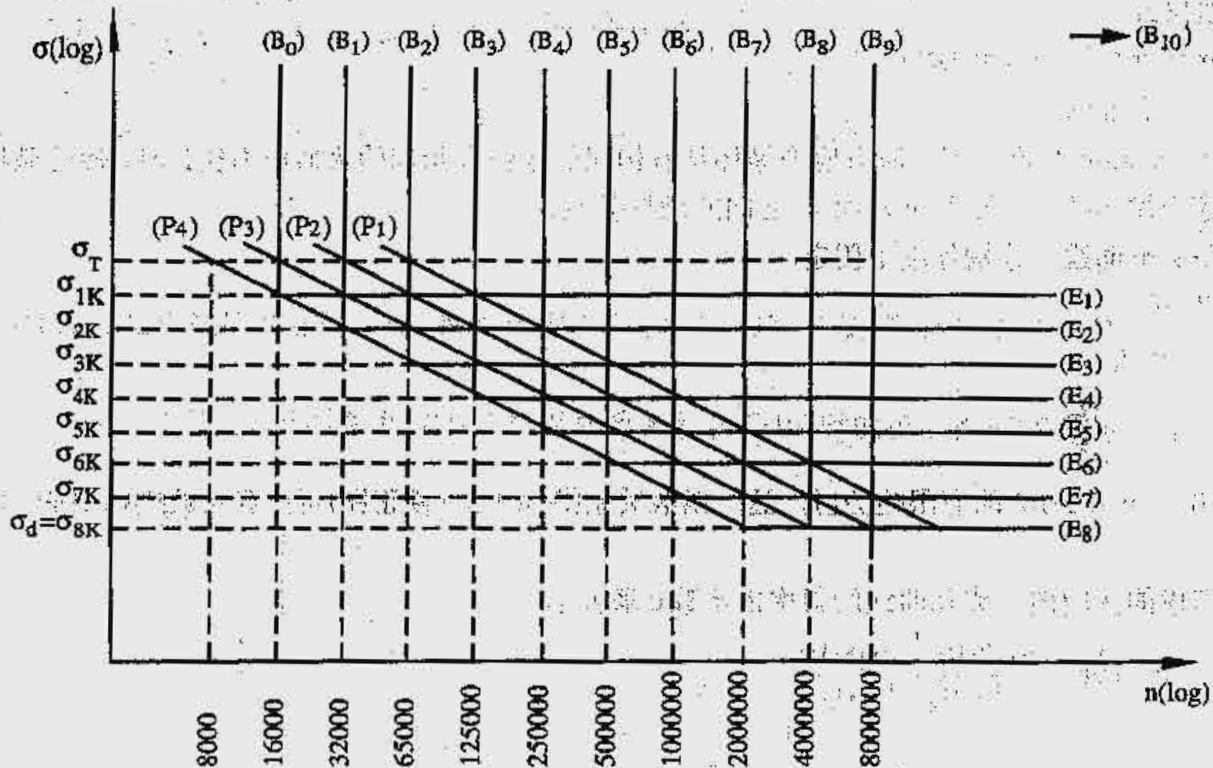


图 4.1.3.6 修正图

关于谱等级 P1 至 P4 与谱系数 K_{sp} 之间的关系，请参看第 2 册中的表 T.2.1.4.3。

注解：上述疲劳强度是根据零件的组别号来确定的，因此，其数值是不连续的。通常上述公式可用下式来代替：

$$\sigma_k = \frac{\sigma_d}{\left(K_{sp} \cdot \frac{n}{n_d}\right)^{1/c}} = \frac{\sigma_d}{\left(K_{sp} \cdot \frac{n}{2 \cdot 10^6}\right)^{1/c}} \quad \text{或}$$

$$\tau_k = \frac{\tau_d}{\left(K_{sp} \cdot \frac{n}{n_d}\right)^{1/c}} = \frac{\tau_d}{\left(K_{sp} \cdot \frac{n}{2 \cdot 10^6}\right)^{1/c}}$$

见 9.14.3 节中的例子

第 4 册修改

注：修改部分用黑体字排版

4.1.3.7 许用应力和计算

将第 4.1.3.6 节中所定义的 σ_k 和 τ_k 分别除以安全系数 V_K 就可求出许用应力 σ_{af} 和 τ_{af} 。

取：
 $V_K = 3.2^{\bar{c}}$

σ_{af} 和 τ_{af} 由下列关系式求得：

$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_k}{V_K}$$

$$\tau_{af} = \frac{\tau_k}{V_K}$$

同时核算：

$$\sigma < \sigma_{af}$$

$$\tau < \tau_{af}$$

这里:

τ 为最大计算正应力幅。*

τ 为最大计算剪切应力幅。*

受具有不同极值应力比 K 的正应力和剪切应力同时作用的零件, 必须满足下述条件:

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{kx}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{ky}}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_x \sigma_y}{|\sigma_{kx}| |\sigma_{ky}|}\right) + \left(\frac{\tau}{\tau_k}\right)^2 < \frac{1.1}{v_k^2}$$

式中:

σ_x, σ_y 分别为 X 方向和 Y 方向的最大正应力

τ 为最大剪切应力

σ_{kx}, σ_{ky} 分别为 X 方向和 Y 方向的正应力疲劳强度

τ 为剪切疲劳强度

如果不能从相应的应力 σ_x, σ_y 和 τ 确定上述关系的最不利情况, 就必须分别对 $\sigma_{x \max}, \sigma_{y \max}$ 和 τ_{\max} 以及最不利的相应应力进行计算。

应该注意上述核算并不能保证抗脆性破坏的安全性, 只有选择合适的材质才能确保这种安全性。

第 4 册修改

附表 A —— 4.1.3 确定机构零件的疲劳许用应力

注: 修改部分用黑体安排版

抛光试件的疲劳极限是一个实验室数据, 事实上, 实际使用中的零件从来就达不到这个数值。许多因素—形状、尺寸、表面情况(机加工质量)和可能的腐蚀引起不连续性, 造成“切口效应”, 使零件按常规的材料力学初等方法计算时的许用应力值降低。分别用大于或等于 1 的系数 K_s, K_d, K_u, K_c , 除以抛光试件的疲劳极限来考虑这些因素的影响。

建议设计师们不要采用考虑表面处理影响的表面系数。

.....

疲劳许用应力也可用应力梯度法来计算(或 siebel 法), 它考虑到了切口根部的塑性扩展.....。

采用这种方法的有下列一些文献:

- "Handbuch für Werkstoffprüfung", E.SIEBEL, Berlin 1958,
- "Calcul des pièces à la fatigue-Méthode du gradient", A.BRAND.CETIM 1980,
- FKM Forschungskuratorium Maschinenbau e.V.(Hrsg.):
Festigkeitsnachweis. Vorhaben Nr.154, FKM-Heft 183-1 Frankfurt 1994,
- E DIN 743: Tragfähigkeit, von Wellen und Achsen, Teile 1-4, Beuth-Verlag, Berlin, April 1996.

* 本次修订并未将疲劳计算的应力比法改为应力幅法, 唯独此处修订时将正应力、剪切应力改为了正应力幅、剪切应力幅, 实难理解——译者注。

9.14.3 机械零件疲劳核算——举例

试核算一根轴的疲劳强度，其原始应力谱如表 T.9.14 所示：

表 T.9.14

应力水平等级	牛 / 毫米 ²	σ_i / σ_{max}	实际的	有效的
1	200	1	10000	10000
2	160	0.8	50000	50000
3	125	0.625	200000	200000
4	90	0.45	1500000	1500000
5	80	0.4	5000000	2000000
6	71	0.355	20000000	1000000
7	63	0.315	50000000	1000000
				$n = \sum n_i = 3760000$

根据第 2 册进行零件的分级

$$n = 3.76 \times 10^6$$

故该轴利用等级为 B8(2.1.4.2 节)

$$c = 3 \text{ (零部件的威勒曲线斜率)}$$

计算谱系数 K_{sp} (2.1.4.3 节)

$$\begin{aligned} k_{sp} &= 1 \cdot \frac{10^4}{3.76 \cdot 10^6} + 0.8^3 \cdot \frac{5 \cdot 10^4}{3.76 \cdot 10^6} + 0.625^3 \cdot \frac{2 \cdot 10^5}{3.76 \cdot 10^6} + 0.45^3 \cdot \frac{1.5 \cdot 10^6}{3.76 \cdot 10^6} + 0.4^3 \cdot \frac{2 \cdot 10^6}{3.76 \cdot 10^6} \\ &= 0.0026 + 0.006809 + 0.012986 + 0.036353 + 0.034043 \\ &= 0.09285 \end{aligned}$$

故该轴谱等级为 P1。因此，该轴的零部件组别为 E6(2.1.4.4 节)。

根据第 4 册进行疲劳核算

零件的疲劳极限： $\sigma_d = 100$ 牛 / 毫米²(4.1.3.4 节)

轴的疲劳强度为(4.1.3.6 节)：

$$\sigma_k = 2^{\left(\frac{8-j}{c}\right)} \cdot \sigma_d = 2^{\left(\frac{8-6}{3}\right)} \cdot 100 = 158 \text{ N/mm}^2$$

安全系数为(4.1.3.7 节)

$$v_k = 3.2^{1/c} = 3.2^{1/3} = 1.473$$

轴的许用应力为：

$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_k}{v_k} = \frac{158}{1.473} = 107.3 \text{ N/mm}^2$$

最大计算应力为：

$$\sigma = 200 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = 200 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{af} = 107.3 \text{ N/mm}^2$$

由于最大应力幅大于允许值，该轴疲劳强度通不过。

注：如果采用 4.1.3.6 节注解中推荐的疲劳强度公式则：

$$\sigma_k = \frac{\sigma_d}{\left(k_{sp} \cdot \frac{n}{2 \cdot 10^6}\right)^{1/c}} = \frac{100}{\left(0.09285 \cdot \frac{3760000}{2000000}\right)^{1/3}} = 178.9 \text{ N/mm}^2$$

轴的许用应力为:

$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_k}{v_k} = \frac{178.9}{1.473} = 121.5 \text{ N/mm}^2$$

最大计算应力为:

$$\sigma = 200 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = 200 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{af} = 121.5 \text{ N/mm}^2$$

由于大应力幅大于允许值, 该轴疲劳强度仍然通不过。

9.15 稳定性和防风抗滑安全性

下文替代第6册

9.15.1 范围

这些要求规定了通过计算校核易遭倾覆和滑移的起重机的稳定性所需满足的条件。假设起重机停放在坚实水平的支承面上或轨道上。

注：若起重机需要在斜面上作业，制造厂商要考虑这一特定条件。

9.15.2 稳定性——计算

9.15.2.1 当稳定力矩的代数和大于或等于倾覆力矩之和时，可认为该起重机是稳定的。

9.15.2.2 进行校核起重机稳定性的计算时，要用乘上表T.9.15a给出的载荷系数后的载荷来计算倾覆力矩和稳定力矩之和。

在所有的计算中，要考虑起重机及其零部件的位置，所有载荷和力的作用处在最不利的组合、方向和影响。

9.15.2.3 对带载行走的起重机来说，除了表T.9.15a中情况II规定的载荷处，还要考虑由制造厂商规定的铅垂迹线最大容差所引出的力。

9.15.2.4 必要时，与特定现场或地区相应的激励效应要作为附加载荷情况加以考虑。

9.15.2.5 在表T.9.15.a所示计算中，要考虑由起重机及其零部件重量导致的载荷，包括任何起重属具，若后者是起重机工作时的不可缺的部分。

9.15.2.6 对碰撞的情况(如缓冲器碰撞)，稳定性计算要作动态考虑。

9.15.2.7 对塔式起重机要按表T.9.15.b进行稳定性计算。

情况	载荷	需考虑的载荷系数
I. 基本稳定性	由自重引起的载荷	1.0
	外加载荷	1.6P
	风载荷	0
	惯性力	0
II. 动态稳定性	自由重引起的载荷	1.0
	外加载荷	1.35P
	风载荷	1.0W1
	惯性力	1.0D
III. 后倾稳定性 (突然卸载)	自由重引起的载荷	1.0
	外加载荷	-0.2P
	风载荷	1.0W1
	惯性力	0
IV 极限风载荷	自由重引起的载荷	1.0
	外加载荷	1.0P1
	风载荷	1.2W2
	惯性力	0
V 安装或拆卸时 的稳定性	自由重引起的载荷	1.0
	外加载荷	1.25P2
	风载荷	1.0W3
	惯性力	1.0D

注:

D 驱动惯性力

P 净载重的重力

P1 固定的起重属具的重力。非工作时,固定的起重属具有要看作起重机的零部件,其重量是起重机重量的一部分。

P2 在安装或拆卸时,被装上或拆去部分的重力。

W1 工作状态风力

W2 非工作状态风力,包括阵风效应。

W3 工作状态风力 W1 或制造厂商说明书规定的安装时的极限风力。

表 T.9.15.b

情况	载 荷	需考虑的荷重系数
V1 安装或拆卸时的 稳定性 参看图 F.9.15	由自重引起的载荷	1.0
	外加水平载荷	0.10 P2
	外加垂直载荷	1.16 P2
	风载荷	1.0 W3
	惯性力	1.0D

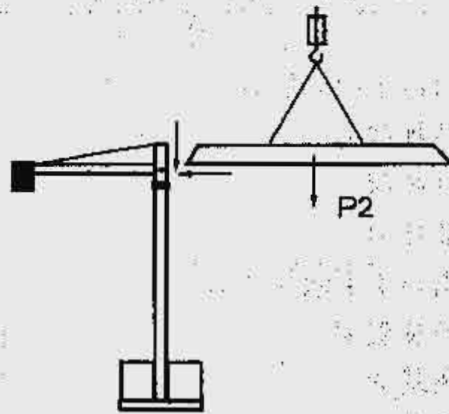


图 F.9.15 举例: 安装臂架时加上载荷 P2

9.15.3 工作状态后倾稳定性

后倾稳定性按情况 III 计算

9.15.4 风载荷的作用

9.15.4.1 工作状态风力始终应沿着最不利方向作用。

9.15.4.2 对不随风自由转动的起重机,非工作状态风力应沿最不利方向作用;对设计成随风转动的起重机,非工作状态风力对上部结构沿预期方向作用,对下部结构沿最不利方向作用。

9.15.5 起重机基础

起重机制造厂商应确定起重机施加于地面或支承结构上的力,制造厂商应提供信息指明确定这些力的具体条件(包括非工作状态风力),当要求起重机基础向起重机提供全部或部分稳定性保障时,制造厂商应对起重机基础提出要求条件。

9.15.6 临时附加稳定装置

塔式起重机在作业形态下(表T.9.15.a中情况I至IV),应在不用临时附加装置的情况下保持稳定。为满足安装或拆卸状态下表T.9.15.a中情况IV的要求,可以采用临时附加装置。

为满足T.9.15.a中情况IV的要求,可以采用可拆卸式配重。但在无此额外配重的情况下,当风载荷W2的系数取为1.1的,仍应满足情况IV的要求。

9.15.7 变形

若能证明对最不稳定形成在最不利载荷作用下,考虑变形的影响后(二阶理论),其倾覆力矩的增量不超过10%,则为了计算方便,稳定性计算时可将变形影响忽略不计(一阶理论)。但若倾覆力矩增量超过10%,则表T.9.15a中每种情况的倾覆力矩都要加上按上述二阶理论得出的数值。

9.15.8 防风滑阻力

对所有户外作业的轨道起重机,都要通过计算机检验其在表T.9.15.c中情况下的防风抗滑阻力。

表 T.9.15.c 由风引起的滑行

情况	载 荷	需考虑的载荷的系数
1. 工作状态	由自重引起的载荷	1.0
	外加载荷	1.35P
	风载荷	1.2W1
	惯性力	1.0D
2. 非工作状态	由自重引起的载荷	1.0
	外加载荷	1.0P1
	风载荷	1.2W2
	惯性力	0

为防止非工作状态滑行,需要采用夹轨器或类似措施时,应在操作人员手册内提出建议:当工作状态风力达到极限值时,夹轨器或类似措施应投入使用。

由磨擦引起的行走阻力和磨擦系数取用表T.9.15.d内所示值。

表 T.9.15.d 行走阻力和磨擦系数

比值: 行走阻力和径向载荷之比		磨 擦 系 数	
滑动轴承	滚动轴承	轨道和驱动轮之间	轨道和夹轴器之间
0.02	0.005	0.14	0.25

注:如果能证明在所有表面情况和质量(例如:有油污、尘埃、冰雪)下,均具有更高的磨擦系数,则可以采用这些较高的磨擦系数值。

9.16 试验

第8册8.1节可用下文补充:

起重机在投入使用之前, 必须作如下超载试验:

起重机要作动态试验, 对每个驱动运动要采用最大额定速度, 超载荷重小于额定荷重乘上表T.9.16给出的系数 ρ 。

表 T.9.16
动态试验系数值 P

最终荷重(t)	$\Psi < 1.2$	$\Psi < 1.4$	$\Psi > 1.4$
< 30	1.2	1.25	1.3
< 100	1.15	1.2	1.25
> 100	1.10	1.15	1.2

注: 若起重机配备的起升机构与直接作用的起重重量限制器在动力上相互串联, 上述数值不再适用, 这时可以采用 FEM9.751 给出的数值。

表中 Ψ 为9.3节的动力系数

对起重机来说, 这个动态试验同时也概括了静态超载试验和稳定性试验的要求。

9.17 起重机和轨道公差

第8册8.2节可用下文补充:

车轮中心孔的轴线在水平面内与理论轴线的角度偏差不大于 α , 参看图F.9.17。

理论轴线是所有车轮轴线方向角的算术平均值, 数值 α 由下表F.9.17给出。

所有车轮的理论位置

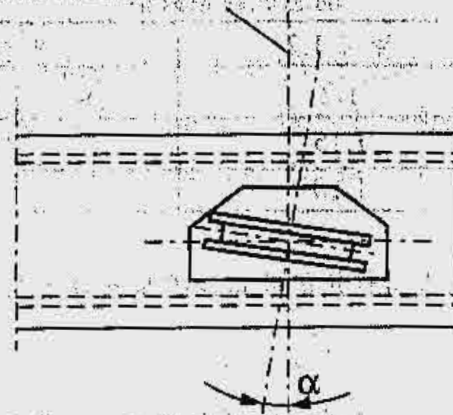


图 F.9.17

表 F.9.17

车轮方向偏差 α (弧度)

机构分级组别	行走速度 V(m/min)				
	< 25	< 50	< 100	< 200	> 200
M1	0.0012	0.0012	0.0012	0.0010	0.0008
M2	0.0012	0.0012	0.0010	0.0008	0.0007
M3	0.0012	0.0010	0.0008	0.0007	0.0006
M4	0.0010	0.0008	0.0007	0.0006	0.0005
M5	0.0008	0.0007	0.0006	0.0005	0.0004
M6	0.0007	0.0006	0.0005	0.0004	0.0004
M7	0.0006	0.0005	0.0004	0.0004	0.0004
M8	0.0005	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004

注: 当轮按9.12节设计时, 表内的 α 值可使车轮和轨道的磨损量基本相同。