

## 机车车轴设计与强度计算方法

### 1 主题内容与适用范围

本标准规定了铁路机车车轴(以下简称车轴)设计与强度计算方法。

本标准适用于最大速度不超过 140km/h 的电力、内燃机车车轴,其他具有动力的车轴也可参照使用。

### 2 引用标准

GB 5068	铁路机车、车辆用车轴钢坯
TB 2072	50 钢车轴技术条件
TB/T 1463	机车轮对组装技术条件
TB/T 1757	机车车轮与车轴注油压装技术条件
TB 1407	列车牵引计算规程

### 3 车轴设计准则

3.1 使用本标准进行车轴设计时,车轴材质必须符合 GB 5068 或 TB 2072 要求。

3.2 为使设计的车轴具有良好的疲劳强度性能,设计中推荐采用下列典型结构与几何形状示例(参见附录 C1~4)。

3.2.1 压装有配合件部位应使用阶梯轴型式,阶梯比  $D/d$  在 1.08~1.15 范围内选用。

3.2.2 轮毂内端面与齿轮件等端面突出车轴阶梯部台肩,有效突悬量  $l_0$  在 2~5mm 间选用。

3.2.3 阶梯轴过渡部可采用双曲率椭圆型曲线;也可采用单曲率圆弧曲线, $r/d$  在 0.2~0.3 范围内选用。

3.2.4 在过盈配合处应按 TB/T 1463 或 TB/T 1757 要求装配。

### 4 车轴强度计算方法

4.1 根据车轴结构特点与受力条件,计算在规定工况下的各主要承载截面的应力,并由强度校核作出安全性评估。

4.2 计算截面的选择与编号

4.2.1 计算截面的选择

凡具有装配应力集中,截面尺寸变化造成的几何应力集中,最大弯矩区域或最小直径截面处均应列为计算截面。

#### 4.2.2 计算截面的编号

对确定的计算截面,自左侧轴颈载荷  $P_{zh}$  作用点向右,按先后顺序,依次进行编号,并标注出相应的距离尺寸  $l_i$  (见图 1)。

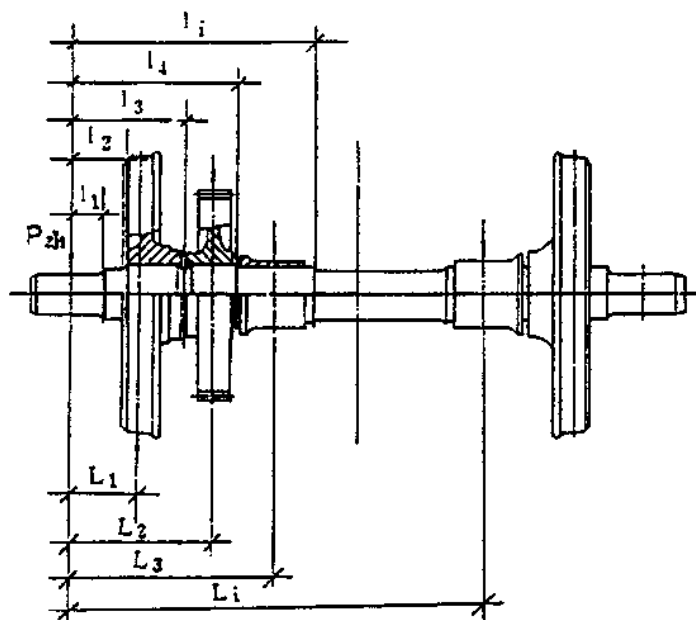


图 1

图中:Z—坐标轴方向; j—轴颈代号;  
1—左侧轴颈; i—编号数;  
l—相应的距离尺寸 L—力臂计算距离

#### 4.2.3 抗弯截面模数计算

##### a. 实心车轴

$$W_i = \pi d_i^3 / 32 \quad \dots\dots\dots (1)$$

式中:  $W_i$  ——第  $i$  计算截面的抗弯截面模数,  $\text{m}^3$ ;

$d_i$  ——第  $i$  计算截面直径,  $\text{m}$ 。

##### b. 空心车轴

$$W_{hi} = \pi (D_{hi}^4 - d_{hi}^4) / (32 \cdot D_{hi}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

式中:  $W_{hi}$  ——第  $i$  计算截面的空心车轴截面模数,  $\text{m}^3$ ;

$D_{hi}$  ——第  $i$  计算截面外直径,  $\text{m}$ ;

$d_{hi}$  ——第  $i$  计算截面内直径,  $\text{m}$ 。

#### 4.3 计算载荷的确定

##### 4.3.1 计算载荷种类

- a. 作用于车轴上零、部件质量引起的静载荷,  $\text{kN}$ ;
- b. 外加作用力,  $\text{kN}$ ;
- c. 作用于车轴上的簧上或簧下质量因振动或未被平衡产生的惯性力,  $\text{kN}$ 。

##### 4.3.2 计算载荷作用方式

在计算中,不论哪类载荷,均以集中力方式作用于车轴。同时以距左侧轴颈载荷  $P_{z11}$  作用点为力臂计算距离  $L_i$  (见图 1)。

#### 4.3.3 计算载荷作用方向

计算中使用直角坐标系,坐标原点设在左侧轴颈载荷  $P_{z11}$  作用线与车轴中心线交点处,向下垂直线为 Z 轴,沿车轴中心线向右为 Y 轴,指向机车前进方向为 X 轴。为便于计算,沿坐标轴指向均取为正值,当有弯矩作用时,以顺时针方向为正值(见图 2)

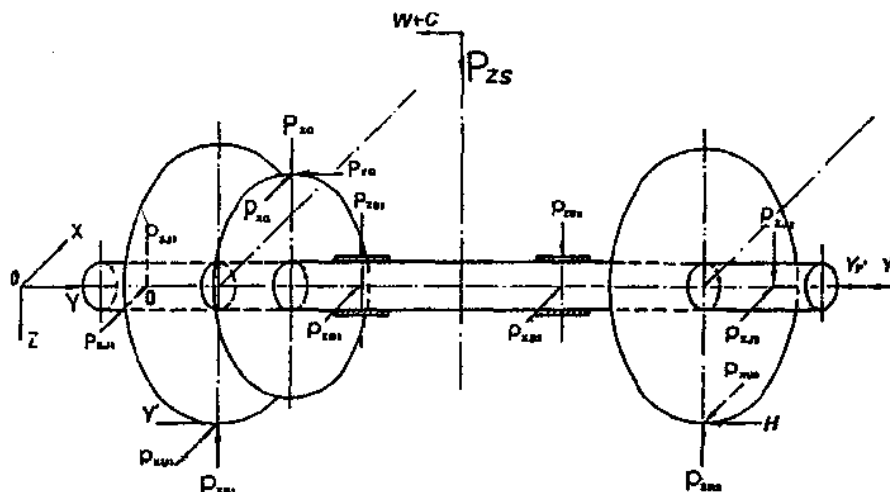


图 2

#### 4.3.4 计算用原始数据

为方便计算,凡与计算有关的原始数据,可以用表格形式表示(参照附录表 B1)

#### 4.4 作用于左、右轴颈上的载荷计算

##### 4.4.1 沿 Z 轴方向载荷计算

$$P_{z1(1,2)} = P_{zjs} + P_{zsk} + P_{zsj} \pm p_{zsk} \pm p_{zsjw} + \dots \quad (3)$$

式中:  $P_{z1(1,2)}$ ——作用于轴颈的沿 Z 坐标轴方向上的载荷,1 表示左轴颈,2 表示右轴颈, kN;

$P_{zjs}$ ——分配到每个轴颈上的簧上质量引起的静载荷, kN;

$P_{zsk}$ ——分配到每个轴颈上的簧上部分质量,因线路不平顺等原因,引起振动,造成沿 Z 坐标轴方向的动作用力, kN;

$P_{zsj}$ ——分配到轴颈上的簧下质量,因线路不平顺等原因,引起振动,造成沿 Z 坐标轴方向的动作用力, kN;

$p_{zsk}$ ——机车簧上质量未被平衡离心力在每根车轴的左右轴颈上引起的增、减载,左侧轴颈为“+”号,右侧轴颈为“-”号, kN;

$p_{zsjw}$ ——车体受来自右侧面风力  $W'$  后,在每根车轴的左右轴颈上引起的增、减载,左侧轴颈为“+”号,右侧轴颈为“-”号, kN。

##### 4.4.2 沿 X 坐标轴方向载荷计算

###### a. 牵引工况

$$P_{xjF} = \mu \cdot K_F \cdot Q/2 \quad (4)$$

###### b. 制动工况

$$P_{xjB} = -\mu \cdot K_B \cdot Q/2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

式中:  $P_{xjF}$ ——机车牵引时作用于轴颈上的沿 X 坐标轴方向的载荷, kN;

$P_{xjB}$ ——机车制动时作用于轴颈上的沿 X 坐标轴方向的载荷, kN;

$\mu$ ——轮轨间粘着系数, 由 TB 1407 相应计算公式取值;

$K_F$ ——机车牵引时轴重转移系数;

$K_B$ ——机车制动时轴重转移系数;

$Q$ ——轴载荷, kN。

#### 4.4.3 沿 Y 坐标轴方向载荷计算

$$P_Y = Y_P = Y' - Y_i - H \quad \dots\dots\dots (6)$$

式中:  $P_Y$ ——沿 Y 坐标轴方向载荷, kN;

$Y_P$ ——构架力, kN;

$Y'$ ——轮缘侧压力, kN;

$Y_i$ ——轮对及与之相连接部件质量产生的横向惯性力, kN;

$H$ ——内轨侧轮轨间横向摩擦力, kN。

#### 4.4.4 簧上质量动荷系数

当  $V \leq 120 \text{ km/h}$  时;

$$\alpha_z = 0.4, \alpha_y = 0.3;$$

当  $120 < V \leq 140 \text{ km/h}$  时;

$$\alpha_z = 0.5, \alpha_y = 0.4;$$

$\alpha_z$ ——簧上质量垂向动荷系数;

$\alpha_y$ ——簧上质量横向动荷系数。

#### 4.4.5 簧下质量振动加速度。

##### a. 簧下质量垂向振动加速度

$$J_z = 2 + 0.13V^3 \sqrt{(\sum G_i)^2} \quad \dots\dots\dots (7)$$

式中:  $J_z$ ——簧下质量垂向振动加速度,  $g(9.81 \text{ m/s}^2)$ ;

$V$ ——机车运行速度, km/h;

$G_i$ ——第  $i$  个簧下组成部件质量, t;

##### b. 簧下质量横向振动加速度

簧下质量横向振动加速度可按下列对应关系取值, 其他可用插入法取值。

$\sum G_i$	1.6	2.2	3.0	4.0	5.6 (t)
$J_y$	0.75	0.7	0.65	0.60	0.55 (g)

#### 4.5 作用于轴身上的载荷

4.5.1 凡直接地或间接地作用于左、右车轮间车轴轴身上的各种载荷均应列入计算载荷, 如: 传动齿轮、牵引电机及其轴承、车轴齿轮箱等零、部件分配到车轴上的载荷以及因振动引起的惯性力与在传力过程中的作用力等等。

4.5.2 直接分配到轴身上的质量视为簧下质量, 连同轮对质量一起参与振动, 并具有同一振动加速度。

#### 4.5.3 传动齿轮作用力计算中注意事项

## a. 传力方式

单侧直齿轮传动；  
 双侧斜齿轮传动；  
 螺旋伞齿轮传动；  
 其它齿轮传动。

## b. 传力方向

电传动时：  
 牵引电机在车轴前(按机车前进方向)；  
 牵引电机在车轴后(按机车前进方向)。  
 液力传动时：  
 伞齿轮顺时针转动；  
 伞齿轮逆时针转动。

## c. 作用力的分解

求出齿轮传力过程中,在 X,Y,Z 三个坐标轴上的分力及其着力点至  $P_{z1}$  载荷作用中心距离  $L_i$ (如图 1、2 所示)

4.5.4 轮对钢轨垂直支撑反力  $P_{zR1}$ (左侧车轮)与  $P_{zR2}$ (右侧车轮)由力平衡方程式与力矩平衡方程式联解求出,即:

$$\sum P_{zi} = 0 \dots\dots\dots (8)$$

$$\sum M_{yzi} = 0 \dots\dots\dots (9)$$

4.5.5 轴颈纵向支承反力  $P_{xj1}$ (左轴颈)和  $P_{xj2}$ (右轴颈)由纵向力平衡方程式与力矩平衡方程式联解求出,即:

$$\sum P_{xi} = 0 \dots\dots\dots (10)$$

$$\sum M_{xyi} = 0 \dots\dots\dots (11)$$

## 4.6 主要计算工况

4.6.1 机车起动牵引工况。

4.6.2 机车在直道上以最大速度运行并同时受到侧面风力时的牵引运行工况。

4.6.3 机车以 100km/h 速度通过 R600m 曲线(外轨超高 0.100m),并同时受与离心力方向相同的侧面风力时的牵引运行工况。

4.6.4 机车以 70km/h 速度通过 R300m 曲线(外轨超高 0.125m),并同时受与离心力方向相同的侧面风力时的牵引运行工况。

4.6.5 机车在直道上以最大速度运行时紧急制动工况。

## 4.7 车轴弯矩计算公式

## 4.7.1 车轴弯矩基本计算公式

$$M = P \cdot L \dots\dots\dots (12)$$

式中:  $P$  ——车轴载荷或作用力, kN;

$L$  ——力臂, m。

4.7.2 按 4.6 条计算工况合成每个载荷(力)在 XY 与 YZ 坐标平面内产生的弯矩:

$$M_{(xy)im'} = P_{x1m'} \times L_{x1m'} + P_{x2m'} \times L_{x2m'} + \dots + P_{xim'} \times L_{xim'} \dots \dots \dots (13)$$

$$M_{(yz)im'} = P_{y1m'} \times L_{y1m'} + P_{y2m'} \times L_{y2m'} + \dots + P_{yim'} \times L_{yim'} + P_r \times D_k / 2 \dots \dots \dots (14)$$

式中:  $i$  ——载荷作用点编号;

$M_{(xy)im'}$  ——第  $m'$  种工况, 第  $i$  载荷(力)作用点在 XY 平面内合成弯矩,  $\text{kN} \cdot \text{m}$ ;

$M_{(yz)im'}$  ——第  $m'$  种工况, 第  $i$  载荷(力)作用点在 YZ 平面内合成弯矩,  $\text{kN} \cdot \text{m}$ ;

$P_{zim'}$  ——第  $m'$  种工况, 第  $i$  载荷(力)作用点, 沿 Z 坐标轴方向合成载荷(力),  $\text{kN}$ ;

$P_{xim'}$  ——第  $m'$  种工况, 第  $i$  载荷(力)作用点, 沿 X 坐标轴方向合成载荷(力),  $\text{kN}$ ;

$L_{xim'}$  ——第  $m'$  种工况, 沿 X 坐标轴方向的第  $i$  载荷(力)作用点到  $P_{zij}$  载荷作用点距离,  $\text{m}$ ;

$L_{zim'}$  ——第  $m'$  种工况, 沿 Z 坐标轴方向的第  $i$  载荷(力)作用点到  $P_{xij}$  载荷作用点距离,  $\text{m}$ ;

$P_r$  ——轮轨间横向作用力,  $\text{KN}$ ;

$D_k$  ——车轮滚动圆直径,  $\text{m}$ 。

#### 4.8 车轴扭矩计算公式

$$M_{km'} = F_{km'} \cdot D_k / 2 \dots \dots \dots (15)$$

式中:  $M_{km'}$  ——第  $m'$  种工况作用于车轴上的扭矩,  $\text{kN} \cdot \text{m}$ ;

$F_{km'}$  ——第  $m'$  种工况每个车轮对应的轮轨间粘着牵引力,  $\text{kN}$ 。

#### 4.9 弯、扭矩总合成

$$M_{im'} = \sqrt{[M_{(xy)im'}]^2 + [M_{(yz)im'}]^2 + M_{km'}^2} \dots \dots \dots (16)$$

式中:  $M_{im'}$  ——第  $m'$  种工况, 第  $i$  载荷(力)作用点总合成弯矩,  $\text{kN} \cdot \text{m}$ 。

#### 4.10 合成弯矩图

4.10.1 用由式(13)、(14)和式(15)求得的  $M_{(xy)im'}$ 、 $M_{(yz)im'}$  和  $M_{km'}$  分别作出沿车轴全长的合成弯矩与扭矩分布图。

4.10.2 用由式(16)求得的总合成弯矩作出沿车轴全长的总合成弯矩图。

#### 4.11 车轴应力计算

$$\sigma_{im'} = \frac{M_{im'}}{W_i} \cdot 10^{-3} \dots \dots \dots (17)$$

式中:  $\sigma_{im'}$  ——第  $m'$  种计算工况下, 第  $i$  个强度校核截面应力,  $\text{MPa}$ 。

注: 空心车轴时应用  $W_{hi}$  代入计算式(17)。

### 5 车轴强度校核

#### 5.1 车轴许用应力计算

$$\sigma_{whi} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \epsilon_i \cdot \beta_i}{K_{\sigma i}} \dots \dots \dots (18)$$

式中:  $\sigma_{whi}$  ——车轴第  $i$  个强度校核截面许用弯曲应力,  $\text{MPa}$ ;

$\sigma_{-1}$  ——车轴材料标准试样旋转弯曲疲劳极限(可由附录表 B1 第 35 项取值),  $\text{MPa}$ ;

$\epsilon_i$  ——第  $i$  个校核截面尺寸系数(可由附录式(D12)求得);

$\beta_i$  ——第  $i$  个校核截面表面加工系数(可由附录 A2 取值);

$K_{\sigma i}$  ——第  $i$  个强度校核截面有效应力集中系数, 可由附录 A1 及附录 D 式(D12)求得。

## 5.2 车轴强度校核基本公式

$$n_{im'} = \frac{\sigma_{wh}}{\sigma_{im'}} \geq 1.1 \dots\dots\dots (19)$$

式中： $n_{im'}$ ——第  $m'$  种计算工况，第  $i$  个强度校核截面强度安全系数。

## 5.3 车轴强度评定

凡由公式(19)计算得的强度安全系数  $n$ ，不论何种计算工况，也不论哪一校核截面均需等于或大于 1.1。

## 6 车轴设计与强度计算中的注意事项

6.1 对刚度较小，挠曲变形较大或挠曲变形有严格要求的车轴，另需附加进行挠度计算。

6.2 对在检修中直径允许减小的部位，应按修程规定的最大直径减小量进行强度复验。

附 录 A  
机车车轴强度计算系数图集  
(补充件)

A1 轴上配合件边缘有效应力集中系数与尺寸系数比值  $K_\sigma/\epsilon$

A1.1 间隙配合  $\frac{H7}{h6}$

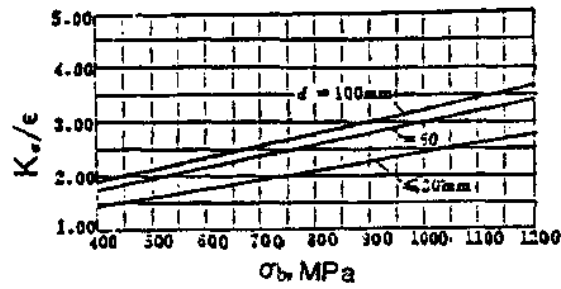


图 A1.1

A1.2 过渡配合  $\frac{H7}{K6}$

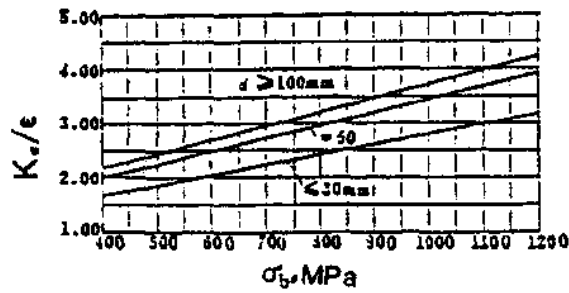


图 A1.2

A1.3 过盈配合  $\frac{H7}{S6}$

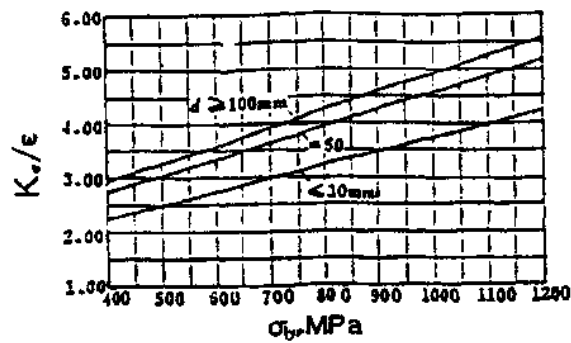
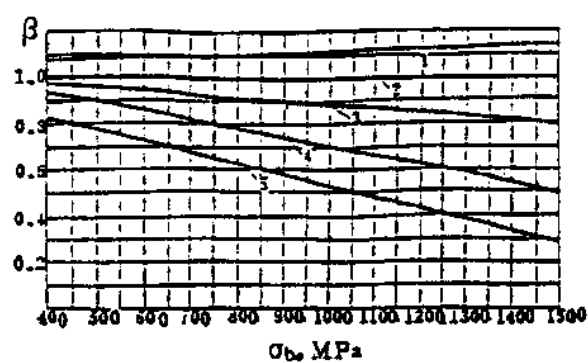


图 A1.3

A2 表面加工系数  $\beta$



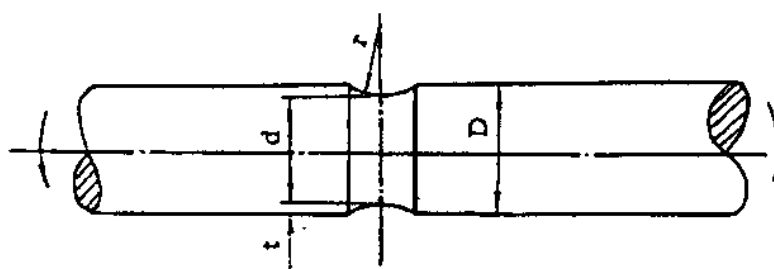


$$1 - \frac{0.1}{\nabla} \quad 2 - \frac{0.4}{\nabla} - \frac{0.2}{\nabla} \quad 3 - \frac{2.2}{\nabla} - \frac{1.4}{\nabla} \\ 4 - \frac{2}{\nabla} - \frac{0.1}{\nabla} \quad 5 - \frac{1}{\nabla}$$

图 2

### A3 不同几何形状相对应应力梯度 $\Omega$ 值

#### A3.1 应力缓和槽

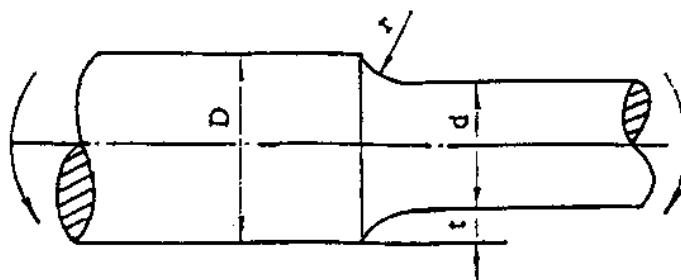


$$D/d < 1.5 \quad \Omega = 2(1 + \varphi)/r + 2/d$$

$$\varphi = 1/(4 \sqrt{r} + 2)$$

图 A3.1

#### A3.2 阶梯轴圆弧过渡



$$D/d < 1.5 \quad \Omega = 2.3(1 + \varphi)/r + 2/d$$

$$\varphi = 1/(4 \sqrt{r} + 2)$$

图 A3.2

### A4 理论应力集中系数

#### A4.1 轴弯曲时应力缓和槽理论应力集中系数

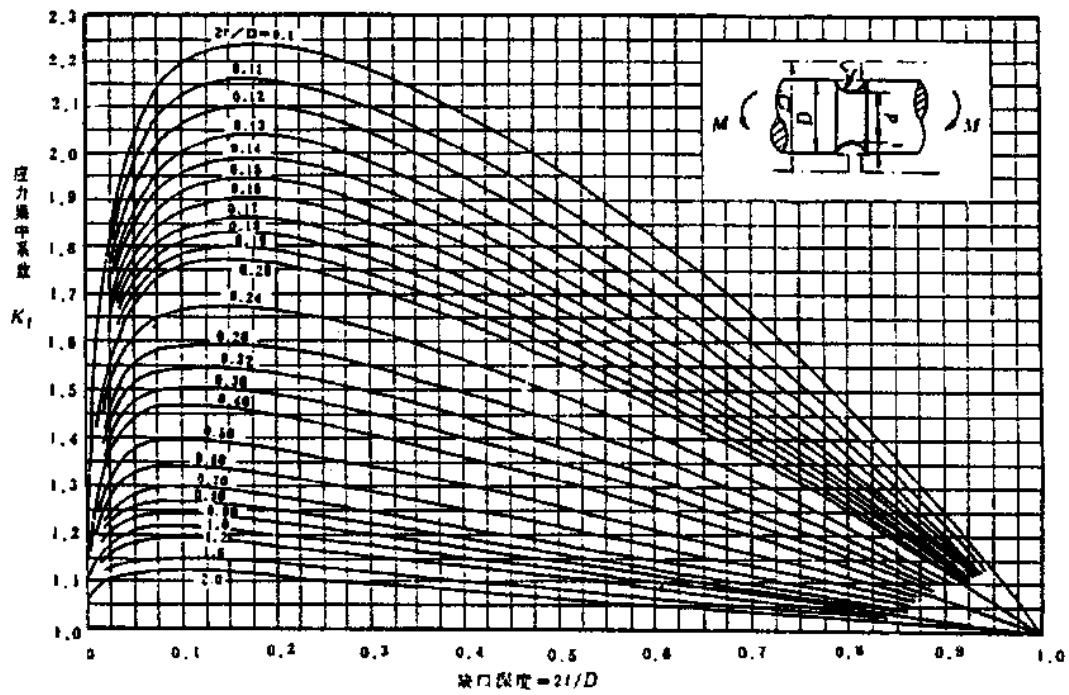


图 A4.1

## A4.2 轴弯曲时阶梯轴理论应力集中系数

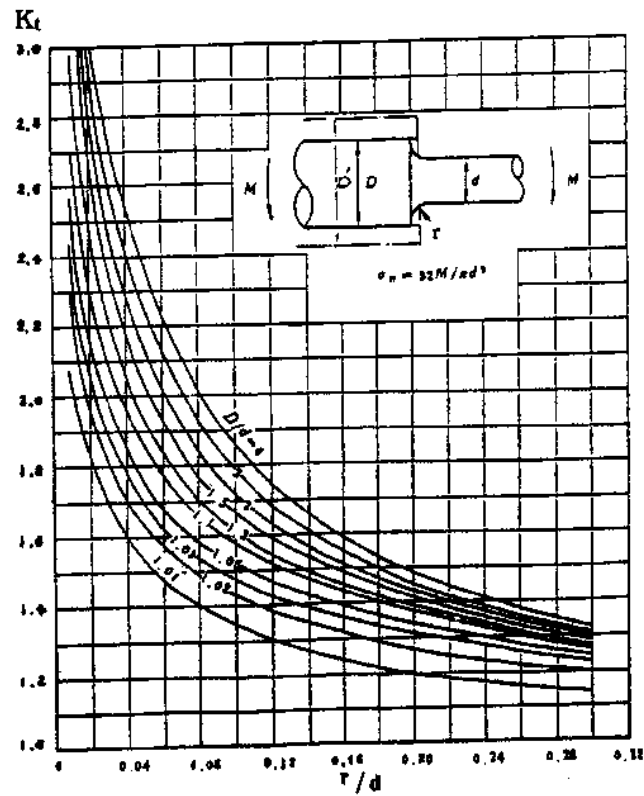


图 A4.2

附录 B  
机车车轴强度计算原始数据表  
(参考件)

表 B1

序号	内 容	代 号	单 位	数 据
1	机车簧上部分总质量	W	kg	
2	轴载荷	Q	kN	
3	轮对质量	$G_w$	kg	
4	牵引电机(车轴齿轮箱)质量	$G_m$	kg	
5	从动齿轮质量	$G_g$	kg	
6	牵引齿轮箱质量	$G_s$	kg	
7	抱轴箱质量	$G_b$	kg	
8	轴箱组成质量	$G_j$	kg	
9	电传动方式	$n_o$		单侧 $n_o=1$ ; 双侧 $n_o=2$
10	车轮滚动圆直径	$D_k$	m	
11	机车重心距车轴中心线距离	$h_c$	m	
12	机车侧面面积中心距车轴中心线距离	$h_w$	m	
13	左右轴颈载荷作用中心线间距离	$l_s$	m	
14	车轮滚动圆中心线间距离	$l_b$	m	
15	牵引电机(车轴齿轮箱)悬挂点至车轴中心线距离	$l_r$	m	
16	牵引电机重心至电枢轴中心线距离	$l_d$	m	
17	牵引电机重心至非齿侧抱轴承横向中心距离	$l_e$	m	
18	齿轮箱重心至车轴中心线距离	$l_f$	m	
19	左右抱轴承(车轴齿轮箱左右支撑座)中心距离	$l_g$	m	
20	齿轮齿宽中心至非齿侧抱轴承中心距离	$l_h$	m	
21	牵引电机电枢轴中心与车轴中心线联线和水平线间夹角	$\theta$	°	
22	车体侧面迎风面积	A	m <sup>2</sup>	
23	计算风压强度	q	P <sub>s</sub>	500
24	通过曲线半径	R	m	300、600、800
25	曲线允许通过的最大速度	$V'_{max}$	km/h	70、105、120
26	R300m 曲线外轨超高	$h_p$	m	0.125
27	机车最大速度	$V_{max}$	km/h	
28	轮轨计算粘着系数(TB 1407)	$\mu$		电力机车 $\mu_s = 0.24 + \frac{12}{100 + 8V}$ 内燃机车 $\mu_s = 0.25 + \frac{8}{100 + 20V}$

续表 B1

序 号	内 容	代 号	单 位	数 据
29	第 $i$ 个强度校核断面至左轴颈载荷作用点距离	$l_i$	m	
31	第 $i$ 个强度校核断面直径	$d_i$	m	
32	第 $i$ 个强度校核断面处弯矩	$M_i$	kN · m	
33	第 $i$ 个强度校核断面处扭矩	$M_{Ki}$	kN · m	
34	第 $i$ 个载荷作用点处弯矩	$\overline{M}_i$	kN · m	
35	车轴钢标准试样疲劳极限 (下限值)	$\sigma_{-1}$	MPa	JZ 钢 $\sigma_{-1}=216$ 50 钢 $\sigma_{-1}=255$
36	每个轴颈上的机车簧上部分载荷占轮载荷的百分数	$\delta$		$\delta=0.65\sim 0.90$
37	轴箱部件质量系数	$K_j$		$K_j=2Gj/(\delta \cdot Q)$
38	离心力系数	$K_c$		$0.05\sim 0.07$
39	簧上部分倾斜时由弹簧装置引起的增、减载系数	$K$		$K=1/[1-4 \cdot \frac{h_c}{l_a}(l_c/l_a)]$
40	风力载荷系数	$K_w$		$K_w=W'/W$
41	构架力系数	$K_p$		$K_p=0.30\sim 0.60$
42	轮轨间横向摩擦系数	$f_y$		$f_y=0.15\sim 0.25$
43	弹簧装置静挠度	$f_s$	mm	
44	牵引时轴重转移系数	$K_F$		
45	制动时轴重转移系数	$K_B$		

**附录 C**  
**车轴设计典型结构与几何形状示例**  
(参考件)

**C1 机车轮对结构示例**

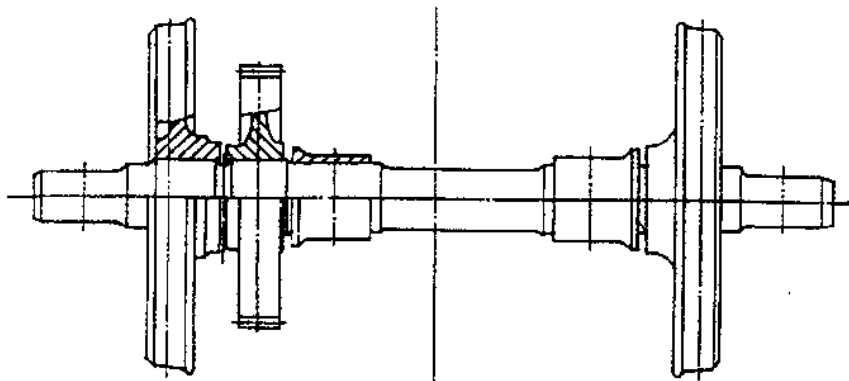


图 C1

**C2 机车车轴装有配合件部位的几何形状示例**

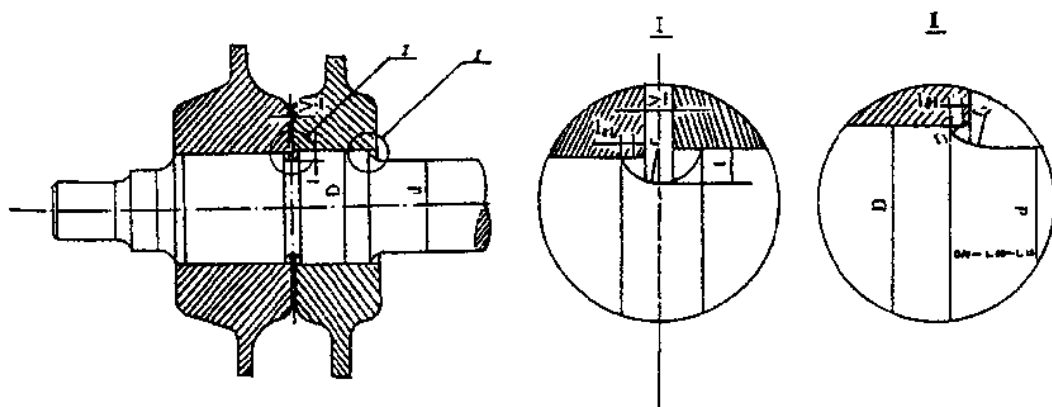


图 C2

**C3 牵引电机悬挂示例(俯视图)**

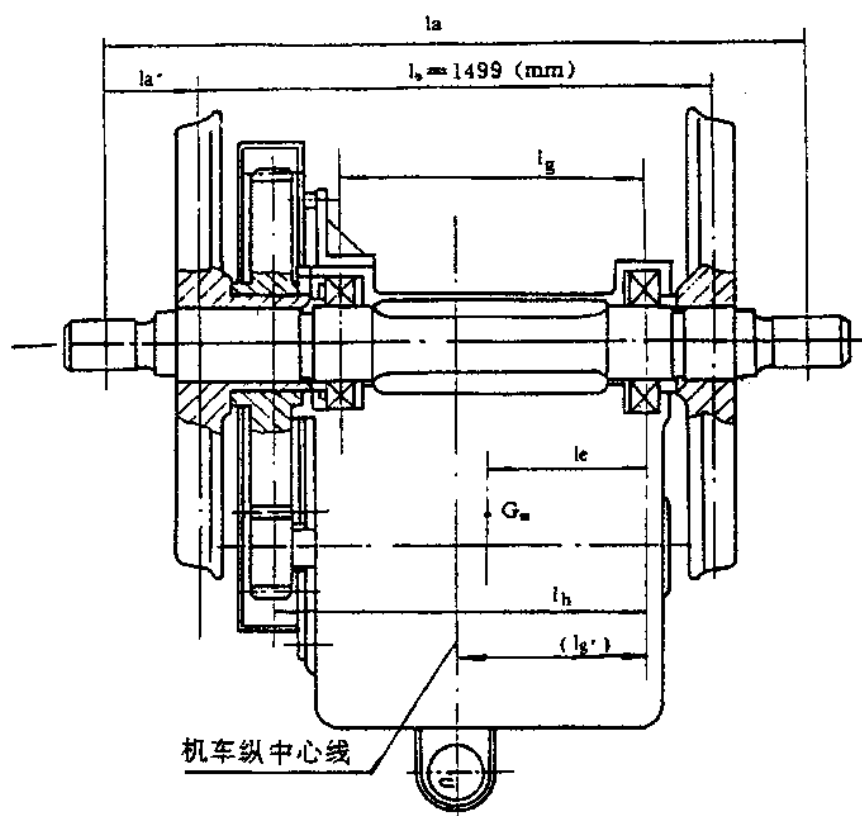
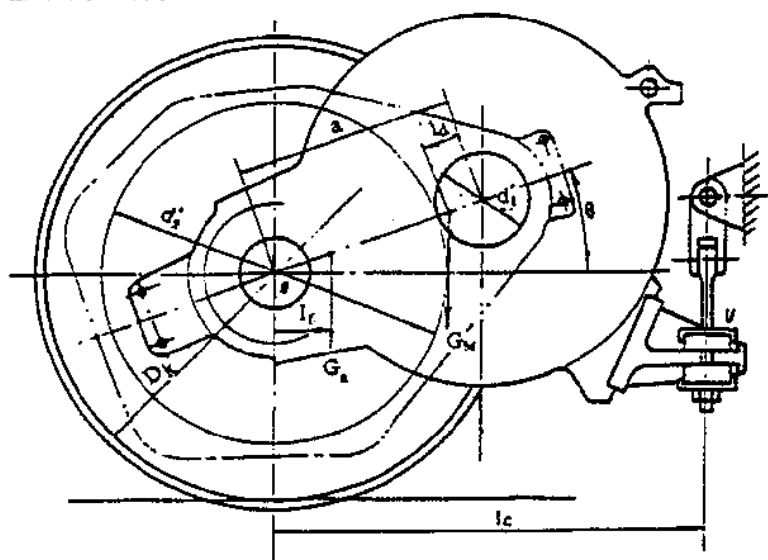


图 C3

#### C4 牵引电机悬挂示例(侧视图)



**Figure C-4**

**附录 D**  
**载荷与参数推荐计算公式**  
(参考件)

**D1 载荷计算公式****D1.1 轴颈载荷计算公式**

$$P_{zj} = \delta \cdot Q/2 \quad \dots\dots\dots (D1)$$

式中:  $P_{zj}$ ——沿 Z 轴方向轴颈簧上载荷, kN;

Z——坐标轴;

j——轴颈标记;

S——簧上质量;

$\delta$ ——每个轴颈簧上载荷占轮载荷百分数, 可由附录表 B1 第 36 项取值;

Q——轴载荷, 可由附录表 B1 第 2 项取值, kN。

$$P_{zjg} = \alpha_z \cdot P_{zj} = \alpha_z \cdot \delta \cdot Q/2 \quad \dots\dots\dots (D2)$$

式中:  $P_{zjg}$ ——簧上质量因振动等原因, 沿 Z 轴方向作用于轴颈附加动作用力, kN;

g——指因振动等原因产生的簧上质量动作用力;

$\alpha_z$ ——簧上质量垂向动荷系数。

$$P_{zji} = K_i \cdot J_z \cdot P_{zj} = K_j \cdot J_z \cdot \delta \cdot Q/2 \quad \dots\dots\dots (D3)$$

式中:  $P_{zji}$ ——簧下质量因振动等原因沿 Z 轴方向作用于轴颈上的附加动作用力, kN;

I——指簧下质量因振动等原因造成的动作用力;

$K_j$ ——轴箱部件质量系数, 即轴箱上的簧下质量与簧上质量之比, 可由附录表 B1 第 37 项取值;

$J_z$ ——簧下质量垂向振动加速度, 可由 4.4.5 公式(7)求值。

$$P_{zk} = \pm 2 \cdot K_c \cdot (h_c/l_k) \cdot K \cdot P_{zj} \quad \dots\dots\dots (D4)$$

式中:  $P_{zk}$ ——由于簧上质量未被平衡的离心力产生的沿 Z 轴方向作用于轴颈上的载荷, 左侧轴颈取正值, 右侧轴颈取负值, kN;

$K_c$ ——离心力系数, 即簧上质量未被平衡的离心力与簧上载荷之比, 可由附录表 B1 第 38 项取值, K 由附录表 B1 第 39 项取值;

$l_k$ ——左右轴颈载荷作用中心线间距离, 可由附录表 B1 第 13 项取值, m。

$$P_{zjw} = \pm 2 \cdot K_w \cdot (h_w/l_a) \cdot K \cdot P_{zj} \quad \dots\dots\dots (D5)$$

式中:  $P_{zjw}$ ——由风载荷引起的轴颈附加载荷, 左侧轴颈取正值, 右侧轴颈取负值, kN;

$K_w$ ——风力载荷系数, 即风力载荷 W' 与机车簧上载荷之比, 可由附录表 B1 第 40 项取值。

**D1.2  $P_{sj(1,2)}$  简化计算式**

$$P_{sj(1,2)} = (Q/2) \cdot \delta [1 + \alpha_z + K_j J_z \pm 2K(K_c \cdot h_c + K_w \cdot h_w)/L_s + \dots\dots] \quad \dots\dots\dots (D6)$$

式中:  $P_{sj(1,2)}$ ——左、右侧轴颈沿 Z 轴方向载荷值, 1——左侧轴颈符号, 全部取正值, 2——右侧轴颈符号, 在有 ± 号项中取负值, kN;

**D2  $Y_p = Y' - Y_1 - H$  简易求法**

当利用该式求  $Y_p$  有困难时,可使用下列公式作近似估算:

$$Y_p = K_p \cdot Q/2 \quad \text{..... (D7)}$$

式中: $K_p$ ——构架力系数,即作用于一个轮对上的构架力与轮载荷比,其值随走行部横向动力学性能、运行速度及线路状态而定,在初步设计阶段可由附录表 B1 第 41 项取值。

**D2.1 簧下质量横向动作用力**

$$Y_1 = (1 - \delta) \cdot J_y \cdot Q \quad \text{..... (D8)}$$

式中: $J_y$ ——簧下质量横向加速度,可由 4.4.5b 取值, $g$ 。

**D2.2 轮轨间横向摩擦力**

$$H = f_y \cdot Q/2 \quad \text{..... (D9)}$$

式中: $H$ ——轮轨间横向摩擦力,kN;

$f_y$ ——轮轨间横向摩擦系数,可由附录表 B1 第 42 项取值。

**D2.3  $Y$  简化计算公式**

$$Y = (Q/2) \cdot [K_p + 2J_y(1 - \delta) + f_y] \quad \text{..... (D10)}$$

**D3 尺寸系数  $\epsilon$  的求值****D3.1 尺寸系数  $\epsilon$  定义**

$$\epsilon = (\sigma_{-1})_d / (\sigma_{-1})_s \quad \text{..... (D11)}$$

式中: $(\sigma_{-1})_d$ ——直径为  $d$  的零件疲劳极限,MPa;

$(\sigma_{-1})_s$ ——材质、应力集中和表面加工情况相同的标准尺寸试样疲劳极限,MPa。

**D3.2  $\epsilon$  的求值(正火状态)**

$$\epsilon = 0.88 + 0.12\gamma^{-0.4} \quad \text{..... (D12)}$$

$$\gamma = d_i / d_0 \quad \text{..... (D13)}$$

式中: $\epsilon$ ——弯曲载荷下的尺寸系数;

$d_i$ ——计算截面直径,m;

$d_0$ ——标准试样直径,m。

**D4 表面加工系数  $\beta$  的取值****D4.1  $\beta$  的定义**

$$\beta = (\sigma_{-1})_p / \sigma_{-1} \quad \text{..... (D14)}$$

式中: $(\sigma_{-1})_p$ ——某种加工状态下的试样疲劳极限,MPa;

$\sigma_{-1}$ ——磨光试样疲劳极限,MPa。

**D4.2  $\beta$  的取值**

$\beta$  值可由附录图 A2 所示条件取值。

**D5 有效应力集中系数  $K_\sigma$  的求值。****D5.1  $K_\sigma$  定义**



$$K_\sigma = (\sigma_{-1})_c / (\sigma_{-1})_s \quad \text{..... (D15)}$$

式中:  $(\sigma_{-1})_c$  ——与零件尺寸相同,加工方法相同的光滑试样的对称弯曲疲劳极限,MPa;

$(\sigma_{-1})_s$  ——零件缺口部位在对称循环的弯曲应力下破坏时的疲劳极限,MPa。

#### D5.2 $K_\sigma$ 求值

有配合件部位:

1. 根据配合件配合特征(如:间隙配合;过渡配合;过盈配合等),由附录 A1 相应图上,按车轴材质的抗拉强度  $\sigma_b$ ,查出相应的  $K_\sigma/\epsilon$  值。

2. 也可再将查得的值乘以由附录 D 中的公式(D12)求得的  $\epsilon$  值即得  $K_\sigma$  值。

3. 当采用第 3 章车轴设计准则中推荐的各项技术措施时,由于减轻了微动磨损的影响,在计算中, $K_\sigma$  可按 0%取值,即

$$K_\sigma' = 0.7K_\sigma \quad \text{..... (D16)}$$

无配合件部位:

$$\overline{K}_\sigma = k_t / [0.88 + A(\Omega/r^{d'})^b] \quad \text{..... (D17)}$$

式中: $\overline{K}_\sigma$  ——理论应力集中系数,可由附录图 A4.1 或 A4.2 查出;

A ——系数,对 JZ 钢与 50 钢,  $A=0.43$ ;

b ——系数,对 JZ 钢与 50 钢,  $b=0.25$ ;

$d'$  ——系数,对 JZ 钢与 50 钢,  $d'=0.1$ ;

r ——圆角半径,mm;

$\Omega$  ——相对应力梯度,可由附录图 A3.1 或 A3.2 中的公式计算得出。

#### 附加说明:

本标准由铁道部标准计量研究所提出并归口。

本标准由铁道部科学研究院机车车辆研究所起草。

本标准主要起草人赵菊静、田俊凤、陶永忠。