

# 通用机械渐开线圆柱齿轮承载能力 简化计算方法

UDC 621.833  
.001.2

GB 10063—88

Simplified methods for the calculation of load  
capacity of involute cylindrical gears for general machines

## 1 主题内容与适用范围

### 1.1 主题内容

本标准是以GB 3480为依据,针对通用机械齿轮的特点,而制订的。

本标准规定了通用机械渐开线圆柱齿轮齿面接触强度和齿根弯曲强度两种简化校核计算方法。

### 1.2 适用范围

本标准适用于钢、铸铁制造的,基本齿廓符合GB 1356的内外啮合直齿、斜齿和人字齿渐开线圆柱齿轮传动。

#### 1.2.1 速度

本标准适用于齿轮转速 $n \leq 3600 \text{ r/min}$ ,分度圆圆周速度 $1 \text{ m/s} \leq v \leq 35 \text{ m/s}$ ,速度处于亚临界区的齿轮。

#### 1.2.2 载荷

本标准适用于载荷 $K_A F_t / b \geq 100 \text{ N/mm}$ 的齿轮。

#### 1.2.3 精度

本标准适用于GB 10095的5、6、7、8、9级精度的齿轮。

#### 1.2.4 重合度

本标准适用于 $1.2 \leq \varepsilon_{\alpha n} < 1.9$ 的齿轮。

## 2 引用标准

GB 1356 渐开线圆柱齿轮 基准齿廓

GB 3480 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法

GB 8539 齿轮材料及热处理质量检验的一般规定

GB 10095 渐开线圆柱齿轮 精度

## 3 主要代号、术语、单位

|               |               |    |
|---------------|---------------|----|
| $a$           | 中心距           | mm |
| $b$           | 齿宽            | mm |
| $d$           | 分度圆直径         | mm |
| $d_1$ 、 $d_2$ | 小轮、大轮的分度圆直径   | mm |
| $F_t$         | 端面内分度圆上的名义切向力 | N  |
| $F_{teq}$     | 端面内分度圆上的当量切向力 | N  |
| HB            | 布氏硬度          |    |
| HRC           | 洛氏硬度          |    |

|                   |                          |                        |
|-------------------|--------------------------|------------------------|
| HV 1              | $F=9.8\text{ N}$ 时的维氏硬度  |                        |
| HV10              | $F=98.1\text{ N}$ 时的维氏硬度 |                        |
| $h_a$             | 齿顶高                      | mm                     |
| $h_{a0}$          | 刀具基本齿廓的齿顶高               | mm                     |
| $K_A$             | 使用系数                     |                        |
| $K_{F\alpha}$     | 弯曲强度计算的齿间载荷分配系数          |                        |
| $K_{F\beta}$      | 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数          |                        |
| $K_{H\alpha}$     | 接触强度计算的齿间载荷分配系数          |                        |
| $K_{H\beta}$      | 接触强度计算的齿向载荷分布系数          |                        |
| $K_v$             | 动载系数                     | mm                     |
| $m_n$             | 法向模数                     |                        |
| $N_L$             | 应力循环次数                   |                        |
| $N_{eq}$          | 当量应力循环次数                 |                        |
| $N_0$             | 材料疲劳破坏最少应力循环次数           |                        |
| $N_\infty$        | 应力循环基数                   |                        |
| $n_1$ 、 $n_2$     | 小轮、大轮转速                  | r/min                  |
| $P$               | 名义功率                     | kW                     |
| $P_{eq}$          | 当量功率                     | kW                     |
| $P_{FP}$          | 弯曲强度计算的许用功率              | kW                     |
| $P_H$             | 接触强度计算的许用功率              | kW                     |
| $q_s$             | 齿根圆角参数                   |                        |
| $R_a$             | 轮廓算术平均偏差                 | $\mu\text{m}$          |
| $R_z$             | 微观不平度十点高度                | $\mu\text{m}$          |
| $S_{Fmin}$        | 弯曲强度计算的最小安全系数            |                        |
| $S_{Hmin}$        | 接触强度计算的最小安全系数            |                        |
| $T$               | 名义转矩                     | N·m                    |
| $T_1$ 、 $T_2$     | 小轮、大轮的名义转矩               | N·m                    |
| $T_{eq}$          | 当量转矩                     | N·m                    |
| $u$               | 齿数比, $u = z_2/z_1 > 1$   |                        |
| $v$               | 线速度, 分度圆周速度              | m/s                    |
| $x_1$ 、 $x_2$     | 小轮、大轮的法向变位系数             |                        |
| $Y_{Fa}$          | 力作用于齿顶时的齿形系数             |                        |
| $Y_{Fs}$          | 力作用于齿顶时的复合齿形系数           |                        |
| $Y_{Sa}$          | 力作用于齿顶时的应力修正系数           |                        |
| $Y_{NT}$          | 弯曲强度计算的寿命系数              |                        |
| $Y_{RrelT}$       | 相对齿根表面状况系数               |                        |
| $Y_{ST}$          | 试验齿轮的应力修正系数              |                        |
| $Y_X$             | 弯曲强度计算的尺寸系数              |                        |
| $Y_\beta$         | 弯曲强度计算的螺旋角系数             |                        |
| $Y_{\delta relT}$ | 相对齿根圆角敏感系数               |                        |
| $Y_\epsilon$      | 弯曲强度计算的重合度系数             |                        |
| $Z_E$             | 弹性系数                     | $\sqrt{\text{N/mm}^2}$ |
| $Z_H$             | 节点区域系数                   |                        |
| $Z_L$             | 润滑油系数                    |                        |

|                          |                 |                    |
|--------------------------|-----------------|--------------------|
| $Z_{NT}$                 | 接触强度计算的寿命系数     |                    |
| $Z_R$                    | 粗糙度系数           |                    |
| $Z_v$                    | 速度系数            |                    |
| $Z_w$                    | 齿面工作硬化系数        |                    |
| $Z_x$                    | 接触强度计算的尺寸系数     |                    |
| $Z_\beta$                | 接触强度计算的螺旋角系数    |                    |
| $Z_\varepsilon$          | 接触强度计算的重合度系数    |                    |
| $z$                      | 齿数              |                    |
| $z_1, z_2$               | 小轮、大轮的齿数        |                    |
| $z_v$                    | 当量齿数            |                    |
| $\alpha_n$               | 法向分度圆压力角        | (°)                |
| $\beta$                  | 分度圆螺旋角          | (°)                |
| $\varepsilon_\alpha$     | 端面重合度           |                    |
| $\varepsilon_{\alpha n}$ | 法向重合度           |                    |
| $\varepsilon_\beta$      | 纵向重合度           |                    |
| $\nu_{40}, \nu_{50}$     | 40℃、50℃时润滑油运动粘度 | mm <sup>2</sup> /s |
| $\nu$                    | 泊松比             |                    |
| $\rho_{a0}$              | 基本齿廓齿顶圆角半径      | mm                 |
| $\rho_f$                 | 齿根圆角半径          | mm                 |
| $\sigma_{FE}$            | 齿轮材料的弯曲疲劳强度基本值  | N/mm <sup>2</sup>  |
| $\sigma_{FP}$            | 许用齿根应力          | N/mm <sup>2</sup>  |
| $\sigma_{F\lim}$         | 试验齿轮的弯曲疲劳极限     | N/mm <sup>2</sup>  |
| $\sigma_{H\lim}$         | 试验齿轮的接触疲劳极限     | N/mm <sup>2</sup>  |
| $\sigma_{HP}$            | 许用接触应力          | N/mm <sup>2</sup>  |
| $\omega$                 | 角速度             | rad/s              |

#### 4 载荷及共用系数

##### 4.1 切向力、转矩、功率

###### 4.1.1 名义值

$$F_t = \frac{2000T}{d} = \frac{1000P}{v} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$T = \frac{F_t d}{2000} = \frac{1000P}{\omega} = \frac{9549P}{n} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$P = \frac{F_t v}{1000} = \frac{T \omega}{1000} = \frac{T n}{9549} \quad \dots\dots\dots (3)$$

###### 4.1.2 当量载荷

当量载荷（当量切向力 $F_{teq}$ 、当量转矩 $T_{eq}$ 或当量功率 $P_{eq}$ ）是指与载荷图谱具有相同作用效果的恒定载荷，也就是在当量载荷的作用下，与按载荷图谱加载，齿轮具有同样的寿命和可靠度。

$$F_{teq} = K_A F_t \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$T_{eq} = K_A T \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$P_{eq} = K_A P \quad \dots\dots\dots (6)$$

当已知载荷图谱时，当量载荷的计算详见附录A（参考件）。当仅知名义载荷时，当量载荷可按式（4）、（5）、（6）计算，式中使用系数 $K_A$ 按4.2条确定。

##### 4.2 使用系数 $K_A$

使用系数  $K_A$  是考虑由于啮合外部因素引起的动力过载影响的系数。这种过载取决于原动机和工作机的特性、质量比、联轴器类型以及运行状态。

当以实测或分析方法确定齿轮的当量载荷时, 取  $K_A = 1$ 。当上述方法不能实现时, 可参考表 1 查取  $K_A$ 。

表 1 使用系数  $K_A$ 

| 原动机工作特性 | 工 作 机 工 作 特 性 |      |      |      |
|---------|---------------|------|------|------|
|         | 均匀平稳          | 轻微振动 | 中等振动 | 强烈振动 |
| 均匀平稳    | 1.00          | 1.25 | 1.50 | 1.75 |
| 轻微振动    | 1.10          | 1.35 | 1.60 | 1.85 |
| 中等振动    | 1.25          | 1.50 | 1.75 | 2.0  |
| 强烈振动    | 1.50          | 1.75 | 2.0  | 2.25 |

注: ① 表中数值仅适用于在非共振速度区运转的齿轮装置。对于在重载运转, 启动力矩大, 间歇运行以及有反复振动载荷等情况, 就需要校核静强度和有限寿命强度。

② 对于增速传动, 根据经验建议取上表值的1.1倍。

③ 当外部机械与齿轮装置之间有挠性联接时, 通常  $K_A$  值可适当减小。

表 1 中原动机的工作特性可参考表 2。工作机的工作特性可参考表 3。

表 2 原动机工作特性示例

| 工 作 特 性 | 原 动 机                                     |
|---------|---|
| 均匀平稳    | 电动机 (例如直流电动机)、均匀运转的蒸汽轮机、燃气轮机 (小的, 启动力矩很小) |
| 轻微振动    | 蒸汽轮机、燃气轮机、液压装置、电动机 (经常启动, 启动扭矩较大)         |
| 中等振动    | 多缸内燃机                                     |
| 强烈振动    | 单缸内燃机                                     |

表 3 工作机工作特性示例

| 工 作 特 性 | 工 作 机  |
|---------|--|
| 均匀平稳    | 发电机、均匀传送的带式输送机或板式输送机、螺旋输送机、轻型升降机、包装机、机床进刀传动装置、通风机、轻型离心机、离心泵、轻质液体拌和机或均匀密度材料拌和机、剪切机、冲压机 <sup>1)</sup> 、回转齿轮传动装置、往复移动齿轮装置 <sup>2)</sup>                 |
| 轻微振动    | 不均匀传动 (例如包装件) 的带式输送机或板式输送机、机床的主驱动装置、重型升降机、起重机中回转齿轮装置、工业与矿用风机、重型离心机、离心泵、稠粘液体或变密度材料的拌和机、多缸活塞泵、给水泵、挤压机 (普通型)、压延机、转炉、轧机 <sup>3)</sup> (连续锌条、铝条以及线材和棒料轧机) |
| 中等振动    | 橡胶挤压机、橡胶和塑料作间断工作的拌和机、球磨机 (轻型)、木工机械 (锯片、木车床)、钢坯初轧机 <sup>3), 4)</sup> 、提升装置、单缸活塞泵  |
| 强烈振动    | 挖掘机 (铲斗传动装置、多斗传动装置、筛分传动装置、动力铲)、球磨机 (重型)、橡胶揉合机、破碎机 (石料, 矿石)、重型给水泵、旋转式钻探装置、压砖机、剥皮滚筒、落砂机、带材冷轧机 <sup>3), 5)</sup> 、压坯机、轮碾机                               |

注: 1) 额定转矩 = 最大切削、压制、冲击转矩。

- 2) 额定转矩 = 最大启动转矩。
- 3) 额定转矩 = 长时工作的最大轧制转矩。
- 4) 用电流控制力矩限制器。
- 5) 由于轧制带材经常断裂, 可提高  $K_A$  至 2.0。

#### 4.3 动载系数 $K_v$

动载系数  $K_v$  是考虑大、小齿轮啮合振动产生的内部附加载荷影响的系数, 其值可由下式计算:

$$K_v = [K_1 / (K_A F_t / b) + K_2] (z_1 v / 100) \sqrt{u^2 / (1 + u^2)} + 1 \dots\dots\dots (7)$$

式中,  $K_1$  和  $K_2$  值查表 4。

表 4 常数表  $K_1$ 、 $K_2$

| 齿 轮 种 类 | $K_1$       |       |       |       |       | $K_2$  |
|---------|-------------|-------|-------|-------|-------|--------|
|         | 齿轮精度 (II 组) |       |       |       |       | 各种精度等级 |
|         | 5           | 6     | 7     | 8     | 9     |        |
| 直 齿     | 7.51        | 14.94 | 26.81 | 39.07 | 52.85 | 0.0193 |
| 斜 齿     | 6.68        | 13.30 | 23.87 | 34.79 | 47.06 | 0.0087 |

### 5 齿面接触强度计算

#### 5.1 基本计算式

进行齿轮齿面接触强度验算时, 须分别计算大、小齿轮的许用传递功率, 其值必须大于要求的当量功率, 即

$$P_{HP} = C_{H1} C_{H2} C_{H3} C_{H4} \sigma_{H1im}^2 Z_W^2 Z_X^2 Z_{NT}^2 / (K_v Z_E^2 S_{Hmin}^2) > K_A P \dots\dots\dots (8)$$

#### 5.2 系数 $C_{H1}$

$C_{H1}$  是考虑小齿轮转速  $n_1$  和齿数比  $u$  对接触疲劳强度的影响。

$$C_{H1} = 52.4 \times 10^{-3} n_1 u / (u \pm 1) \dots\dots\dots (9)$$

式中的 “+” 用于外啮合传动, “-” 用于内啮合传动。

$C_{H1}$  的图解线图见图 1、图 2。图 1 用于外啮合传动, 图 2 用于内啮合传动。

#### 5.3 系数 $C_{H2}$

$C_{H2}$  是考虑节点区域系数  $Z_H$ 、重合度系数  $Z_\epsilon$  及螺旋角系数  $Z_\beta$  对接触疲劳强度的影响。

$$C_{H2} = 1 / (Z_H Z_\epsilon Z_\beta)^2 \dots\dots\dots (10)$$

当  $\alpha_n = 20^\circ$  时,  $C_{H2}$  的图解线图见图 3。

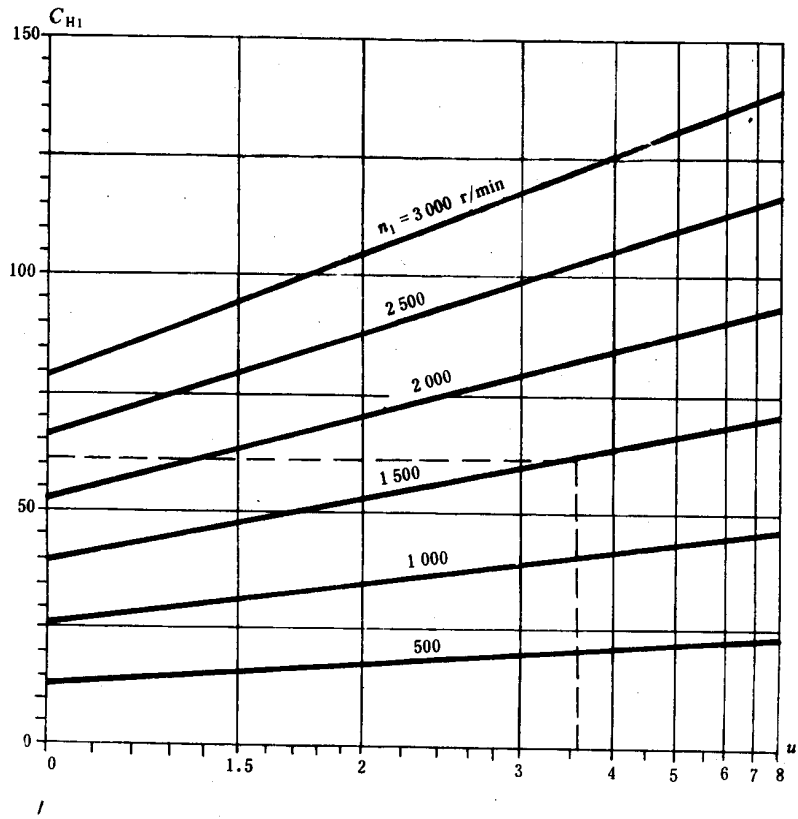


图 1 系数  $C_{H1}$  (外啮合)

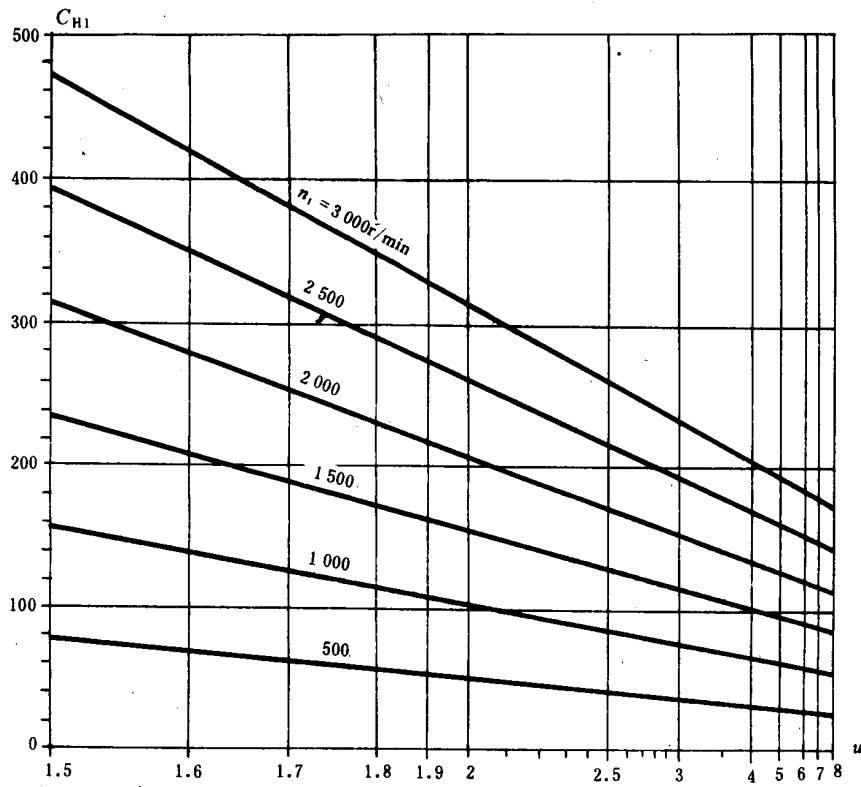
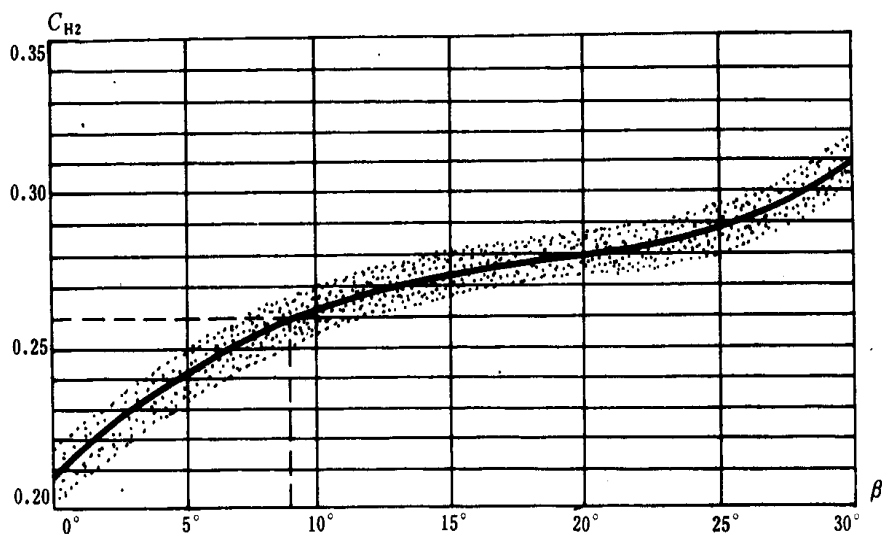


图 2 系数  $C_{H1}$  (内啮合)

图 3 系数  $C_{H2}$ 5.4 系数  $C_{H3}$ 

$C_{H3}$ 是考虑齿轮的主要尺寸齿宽  $b$ 、小轮的分度圆直径  $d_1$ 和齿向载荷分布系数  $K_{H\beta}$ 及齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha}$ 对接触强度的影响。

$$C_{H3} = bd_1^2 10^{-3} / (K_{H\beta} K_{H\alpha}) \quad \dots\dots\dots (11)$$

$C_{H3}$ 的图解线图见图 4 至图 7。

图 4 和图 5 适用于  $K_A K_V F_t / b \geq 400 \text{ N/mm}$  的软齿面齿轮及软硬齿面对对齿轮；当  $K_A K_V F_t / b < 400 \text{ N/mm}$  时，应由图中查得的  $C_{H3}$  值乘以修正系数  $C_K$ ， $C_K$  由图 8 查取（图中齿轮精度为第 II 公差组 5、6、7、8、9 级精度）。

图 6 和图 7 适用于  $K_A K_V F_t / b \geq 800 \text{ N/mm}$  的硬齿面齿轮；当  $K_A K_V F_t / b < 800 \text{ N/mm}$  时，应由图中查得的  $C_{H3}$  值乘以修正系数  $C_K$ ， $C_K$  由图 9 查取（图中齿轮精度为第 II 公差组 5、6、7、8、9 级精度）。 $K_{H\alpha}$  按表 5 查取。

表 5 齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha}$ 

| 精度等级 (II 组) | 5   | 6   | 7   | 8   | 9  |
|-------------|-----|-----|-----|-----|--|
| 经表面硬化的直齿轮   | 1.0 |     | 1.1 | 1.2 | $\frac{3}{4 - \epsilon_\alpha} > 1.2$    |
| 经表面硬化的斜齿轮   | 1.0 | 1.1 | 1.2 | 1.4 | $\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b > 1.4$ |
| 未经表面硬化的直齿轮  | 1.0 |     |     | 1.1 | 1.2                                      |

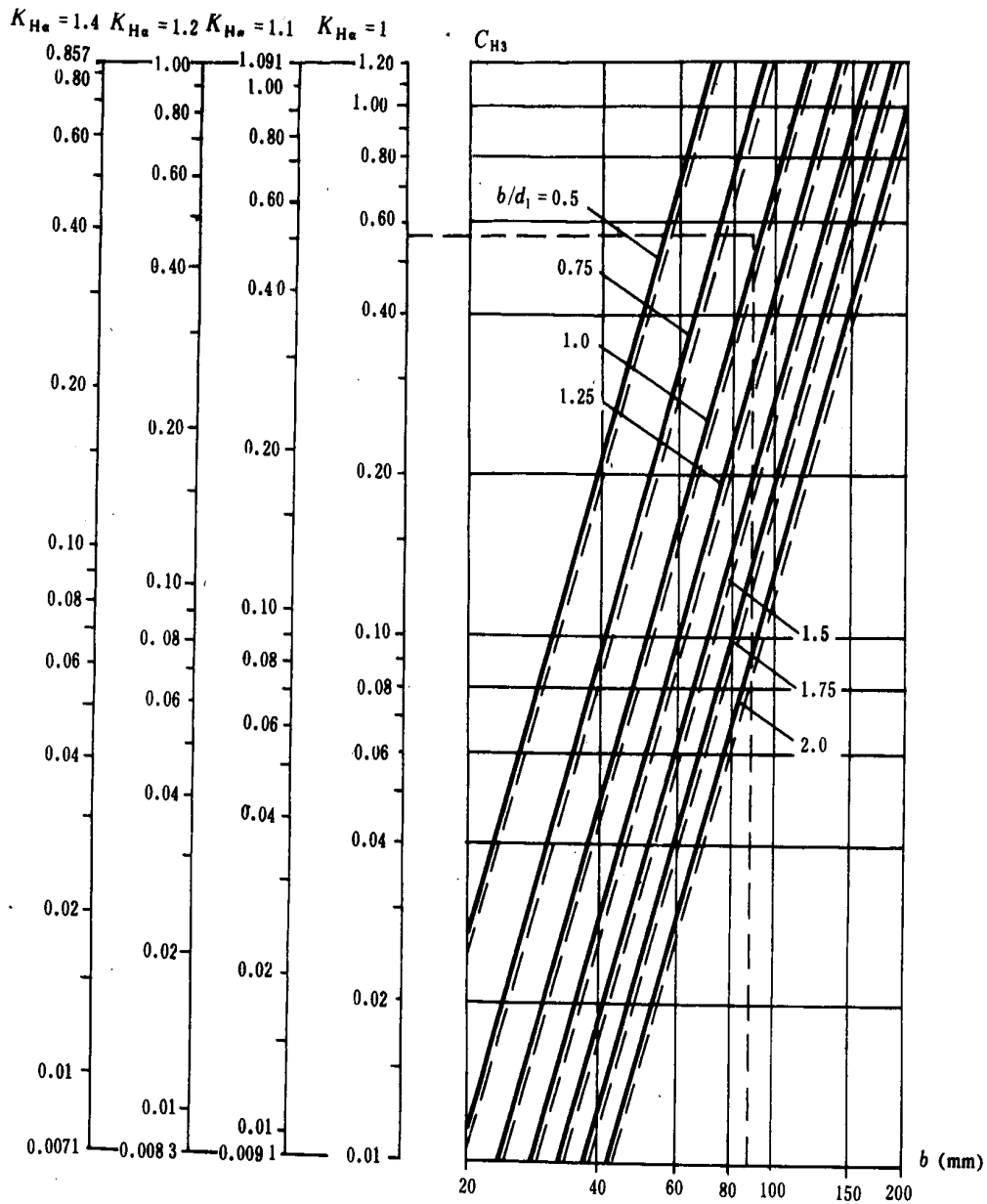


图 4 用于软齿面齿轮及软、硬齿面对齿轮的  $C_{H3}$

实线——5级精度经跑合；虚线——8级精度未经跑合；  
其他精度等级的齿轮需用插值法确定；若大、小齿轮精度  
等级不同，则按两者中较低的精度等级查图



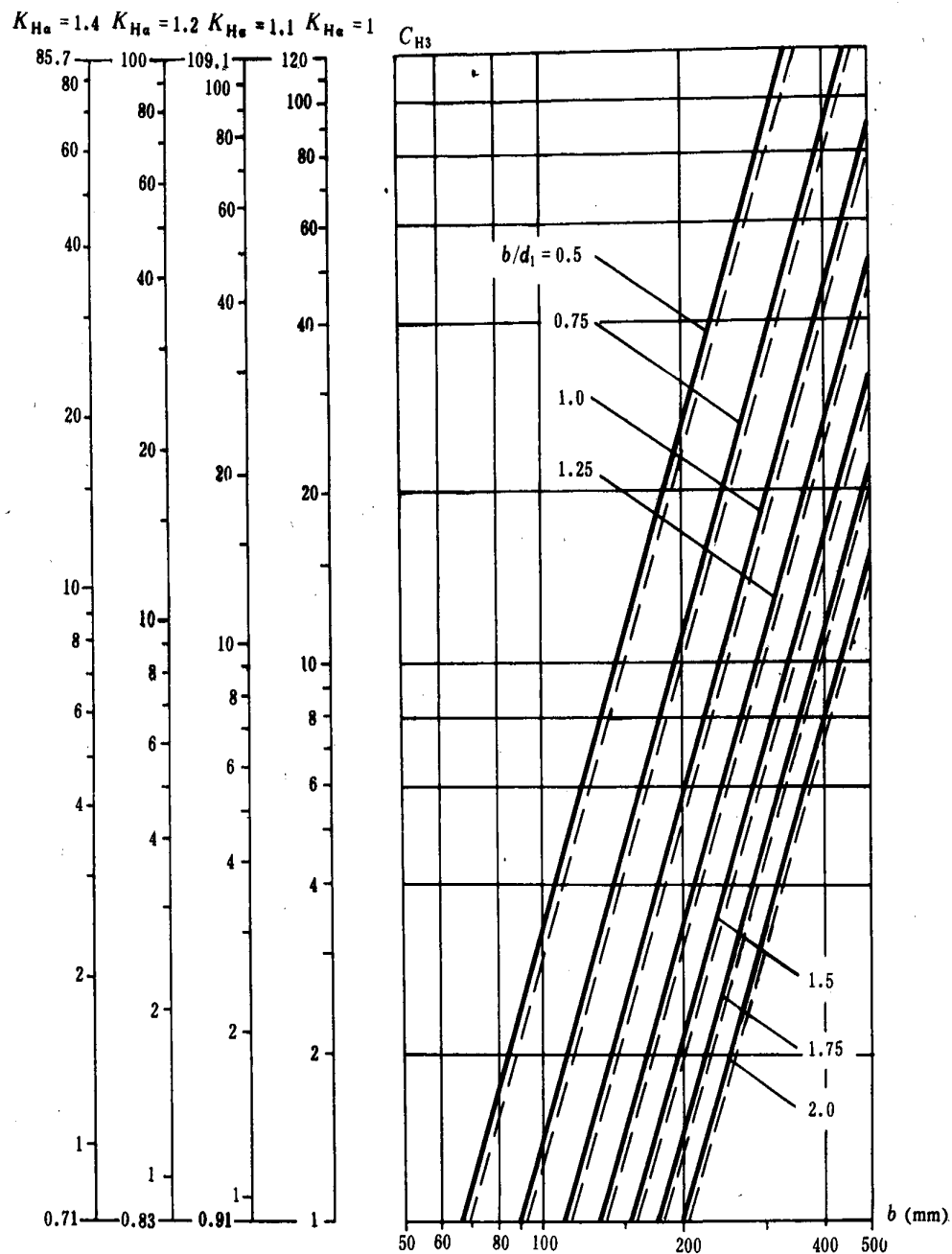
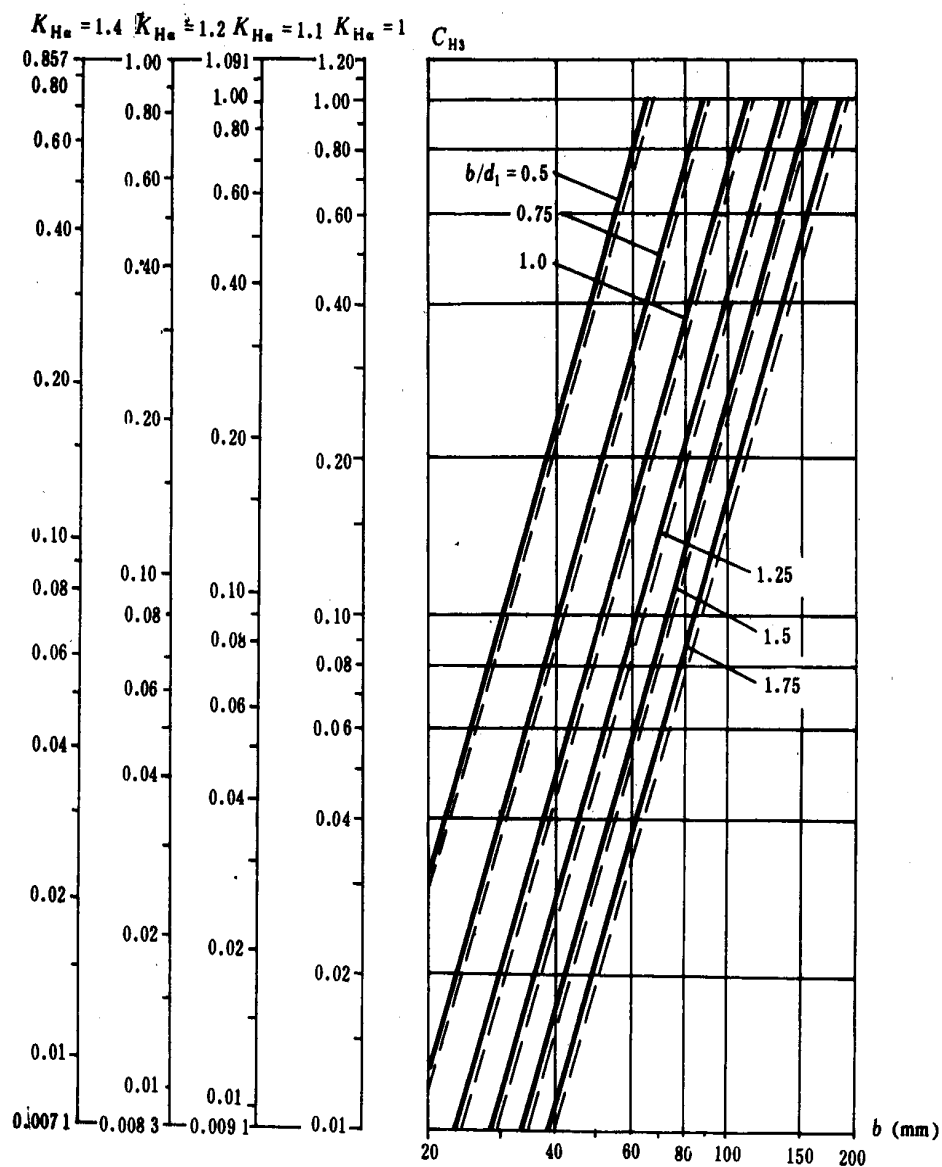


图 5 用于软齿面齿轮及软、硬齿面配对齿轮的  $C_{H3}$  值

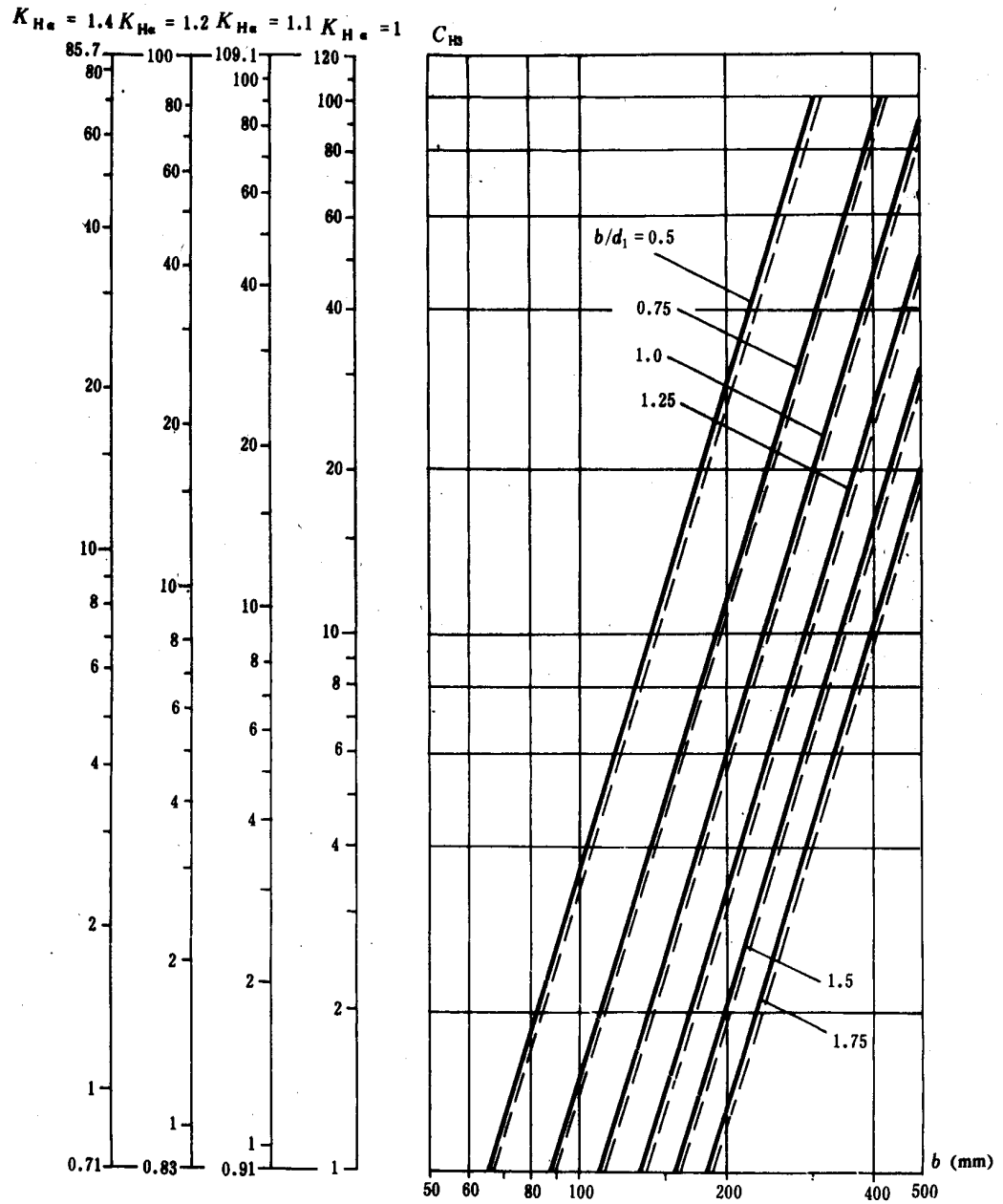
实线——5级精度经跑合；虚线——8级精度未经跑合；

其他精度等级的齿轮需用插值法确定；若大、小齿轮精度

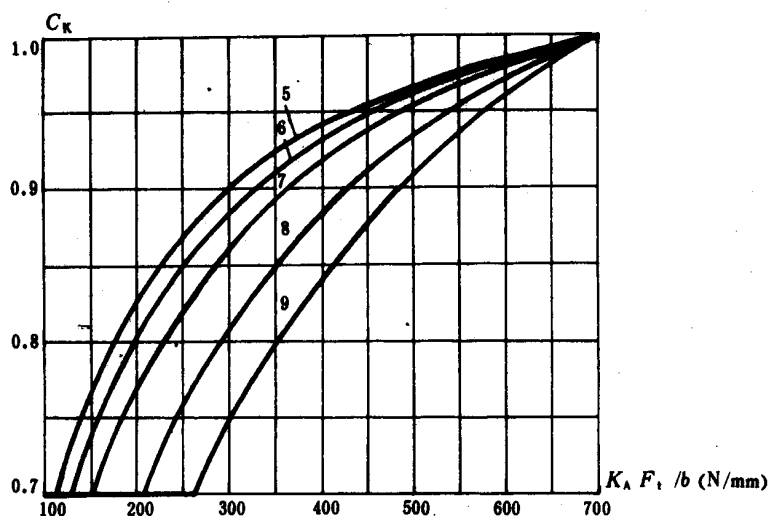
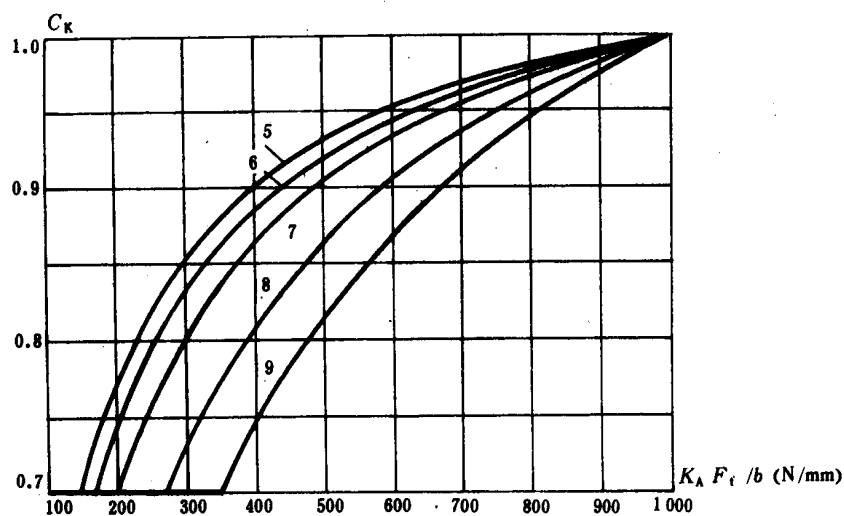
等级不同，则按两者中较低的精度等级查图

图 6 硬齿面齿轮的  $C_{H3}$  值

实线——5级精度经跑合；虚线——6级精度未经跑合；  
其他精度等级的齿轮需用插值法确定；若大、小齿轮精度  
等级不同，则按两者中较低的精度等级查图

图 7 硬齿面齿轮的 $C_{H3}$ 值

实线——5级精度经跑合；虚线——6级精度未经跑合；  
其他精度等级的齿轮需用插值法确定；若大、小齿轮精度  
等级不同，则按两者中较低的精度等级查图

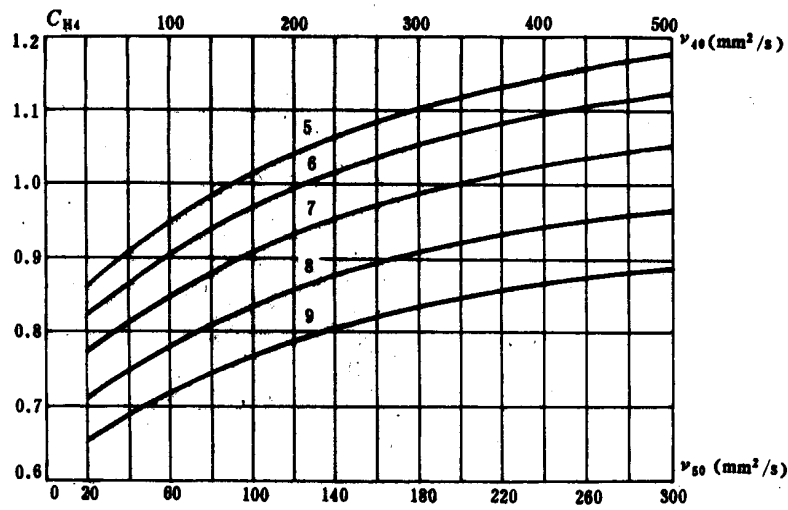
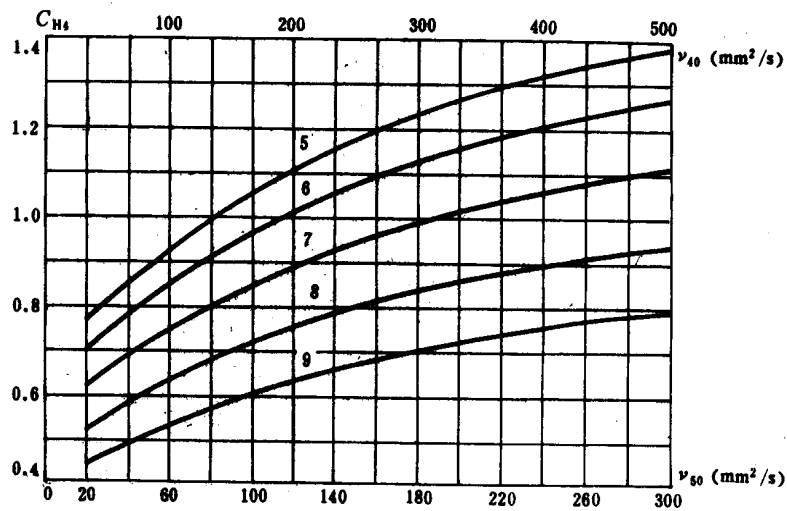
图 8  $C_{H3}$ 的修正系数  $C_K$  (软齿面及软硬齿面配对齿轮)图 9  $C_{H3}$ 的修正系数  $C_K$  (硬齿面齿轮)

### 5.5 系数 $C_{H4}$

齿面间的润滑状况影响齿面的承载能力。 $C_{H4}$ 是考虑润滑油的粘度、节点线速度和齿面粗糙度对形成润滑油膜的影响。

$$C_{H4} = (Z_L Z_v Z_R)^2 \dots\dots\dots (12)$$

$C_{H4}$ 的图解线图见图10, 图11、图10用于硬齿面齿轮; 图11用于软齿面和短时间气体或液体氮化齿轮。图10及图11中齿轮精度为Ⅱ组精度。

图 10 硬齿面齿轮的  $C_{H4}$  值图 11 软齿面和短时气体或液体氮化齿轮的  $C_{H4}$  值

### 5.6 试验齿轮的接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim}$

试验齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  可按图12查取。图中的  $\sigma_{Hlim}$  值是试验齿轮在持久寿命期内失效概率为 1 % 时的齿面接触疲劳极限。图中

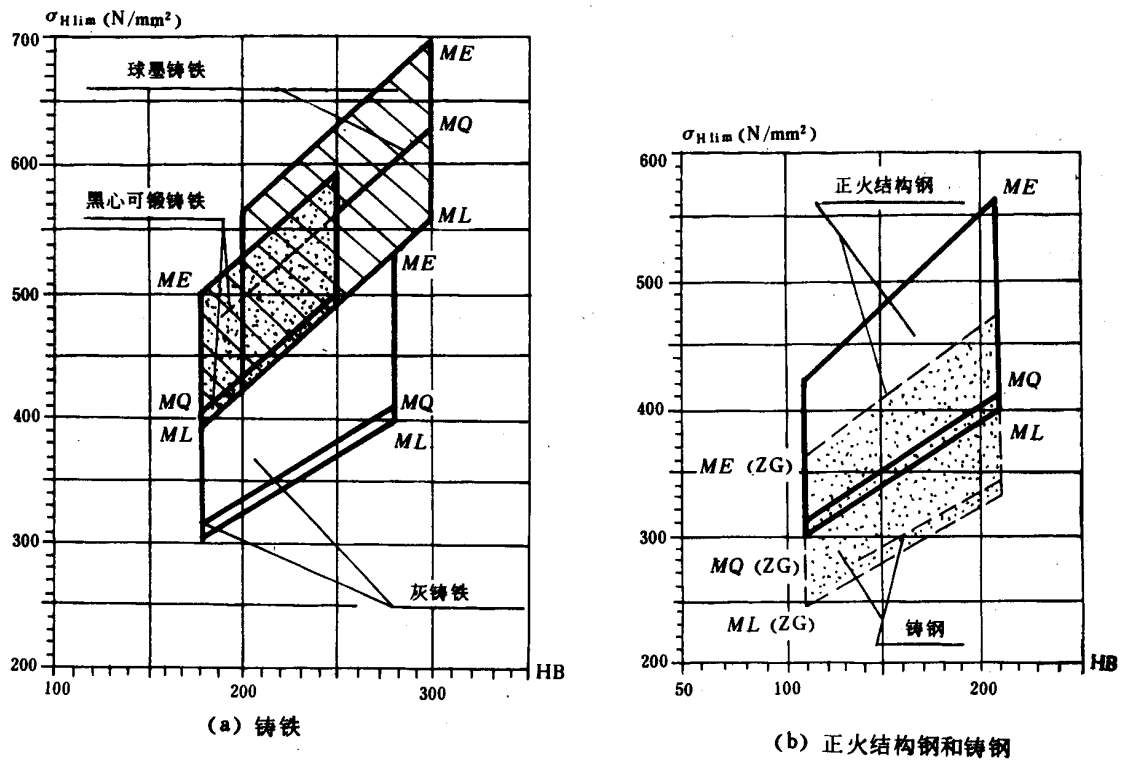
*ML* 表示对用于齿轮的材料和热处理质量的最低要求；

*MQ* 表示可以由有经验的工业齿轮制造者以合理的生产成本来达到的中等质量要求；

*ME* 表示制造最高承载能力齿轮对材料和热处理的质量要求。

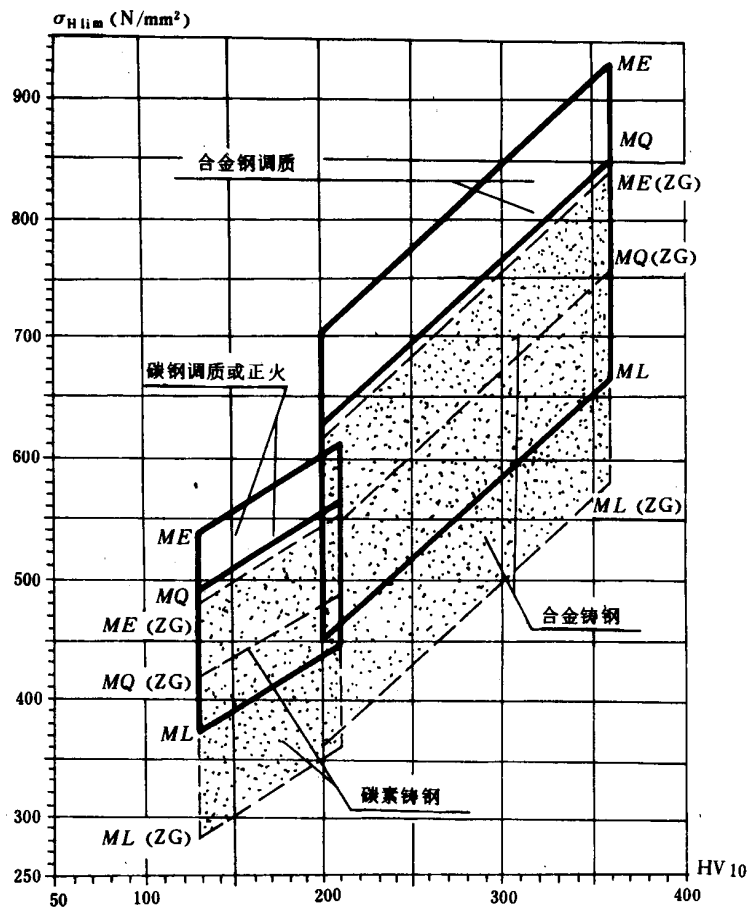
*ML*、*MQ*、*ME* 级质量要求的材料性能以及热处理要求，见 GB 8539。

对工业齿轮，通常按 *MQ* 级质量要求选取  $\sigma_{Hlim}$  值。



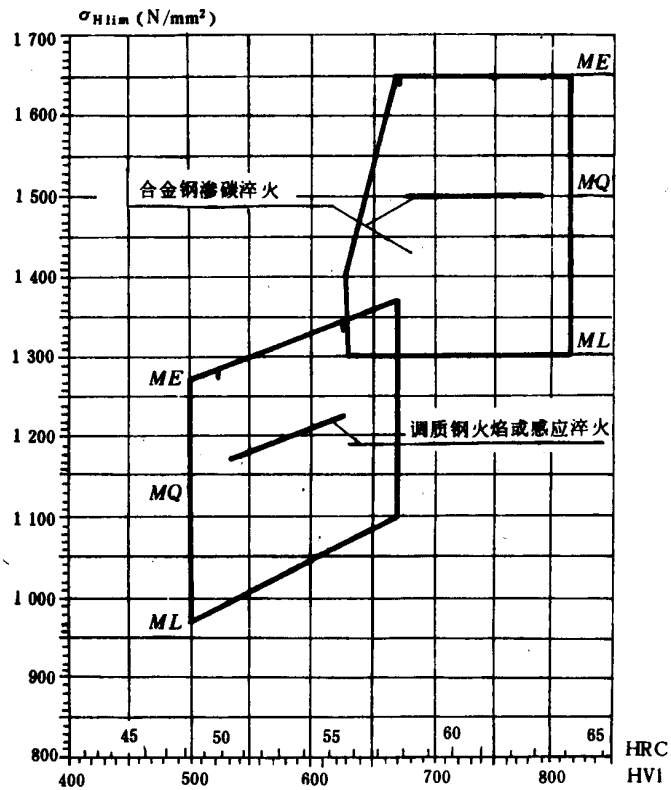
(a) 铸铁

(b) 正火结构钢和铸钢

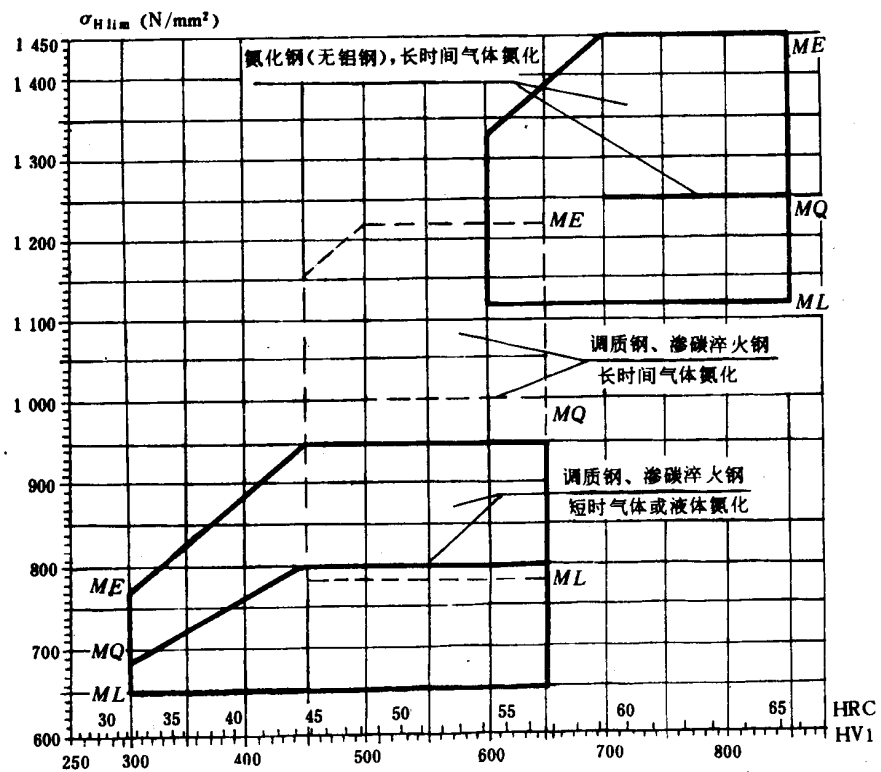


(c) 调质钢和铸钢

图 12 试验齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$



(d) 渗碳硬化钢及表面淬硬钢



(e) 氮化及软氮化钢

续图 12

### 5.7 齿面工作硬化系数 $Z_w$

$Z_w$ 是考虑经光整加工的硬齿面小齿轮在运转过程中对调质钢大齿轮齿面产生冷作硬化,从而使大齿轮的许用接触应力得到提高的系数。

对硬度范围为 $130 < HB < 470$ 的调质钢或结构钢的齿轮与齿面光滑 ( $R_a \leq 1 \mu m$  或  $R_z \leq 6.3 \mu m$ ) 的硬化小齿轮相啮合时,  $Z_w$ 按式 (13) 计算或按图13查取。

$$Z_w = 1.2 - (HB - 130) / 1700 \dots\dots\dots(13)$$

当不符合上述条件时, 取  $Z_w = 1$ 。

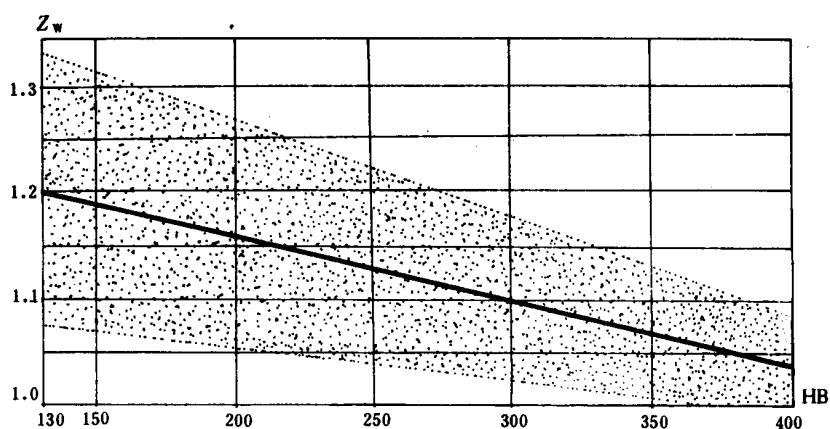


图 13 工作硬化系数  $Z_w$

### 5.8 接触强度计算的尺寸系数 $Z_x$

$Z_x$ 是考虑齿轮的尺寸大小等因素对齿面接触强度的影响。其值可按图14查取。

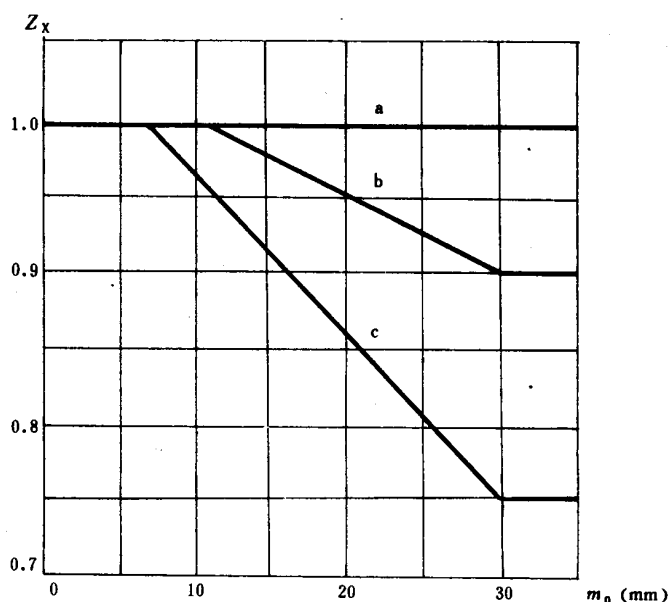


图 14 接触强度计算的尺寸系数  $Z_x$

a—调质钢、正火钢疲劳强度, 静强度所有材料; b—短时间液体或气体氮化、长时间气体氮化钢; c—渗碳淬火、感应或火焰淬火表面硬化钢



### 5.9 接触强度计算的寿命系数 $Z_{NT}$

$Z_{NT}$ 是考虑当齿轮只要求有限寿命( $N_L < N_\infty$ )时, 齿轮许用接触应力可以提高的系数。

$Z_{NT}$ 由图15查取。

对变载荷, 应力循环次数 $N_L$ 应为当量应力循环次数。见附录A(参考件)。

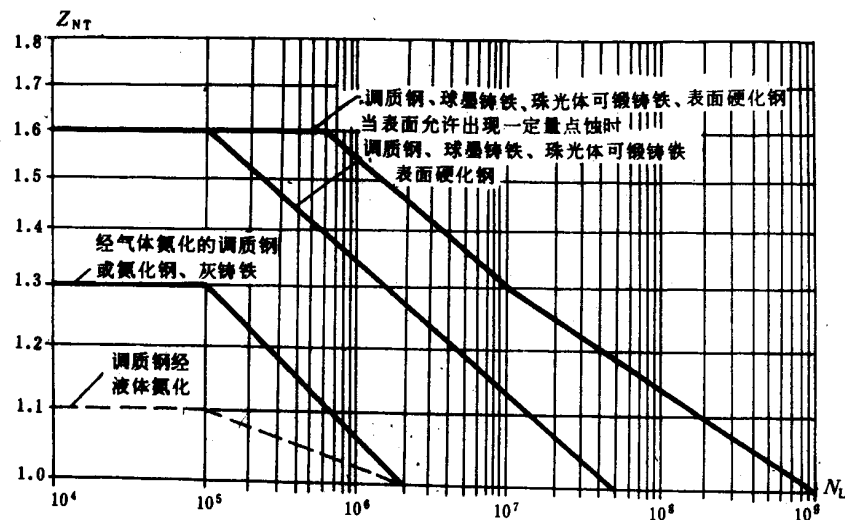


图 15 寿命系数 $Z_{NT}$

### 5.10 弹性系数 $Z_E$

$Z_E$ 是考虑材料弹性模量 $E$ 和泊松比 $\nu$ 对赫兹应力的影响。其值见表6。

表 6 常用齿轮材料配对的 $Z_E$ 值

| 齿 轮 1 | 齿 轮 2 | $Z_E, \sqrt{N/mm^2}$ |
|-------|-------|----------------------|
| 钢     | 钢     | 189.8                |
|       | 铸钢    | 188.9                |
|       | 球墨铸铁  | 181.4                |
|       | 灰铸铁   | 162.0~165.4          |
| 铸 钢   | 铸钢    | 188.0                |
|       | 球墨铸铁  | 180.5                |
|       | 灰铸铁   | 161.4                |
| 球墨铸铁  | 球墨铸铁  | 173.9                |
|       | 灰铸铁   | 156.6                |
| 灰铸铁   | 灰铸铁   | 143.7~146.0          |

### 5.11 接触疲劳强度的最小安全系数 $S_{Hmin}$

在使用本标准推荐的最小安全系数时，应满足下列条件：

5.11.1 齿轮应合乎质量要求（齿轮精度、材料质量及热处理质量）。

5.11.2 应清楚使用条件（如：实际载荷、装配精度、驱动与被驱动之间的联接、润滑及维修保养、控制装置）。

5.11.3 齿轮的失效概率为 1 %。

在危险性较大及可靠性要求较高的情况下应选取较大的安全系数。

最小安全系数的确定，建议由设计制造部门与用户商定。

本标准推荐取最小安全系数：

$$S_{Hmin} = 1 \quad \dots\dots\dots (14)$$

## 6 齿根弯曲强度计算

### 6.1 基本计算式

进行齿根弯曲强度验算时，须分别计算大、小齿轮许用传递的功率，其值必须大于要求的当量功率，即

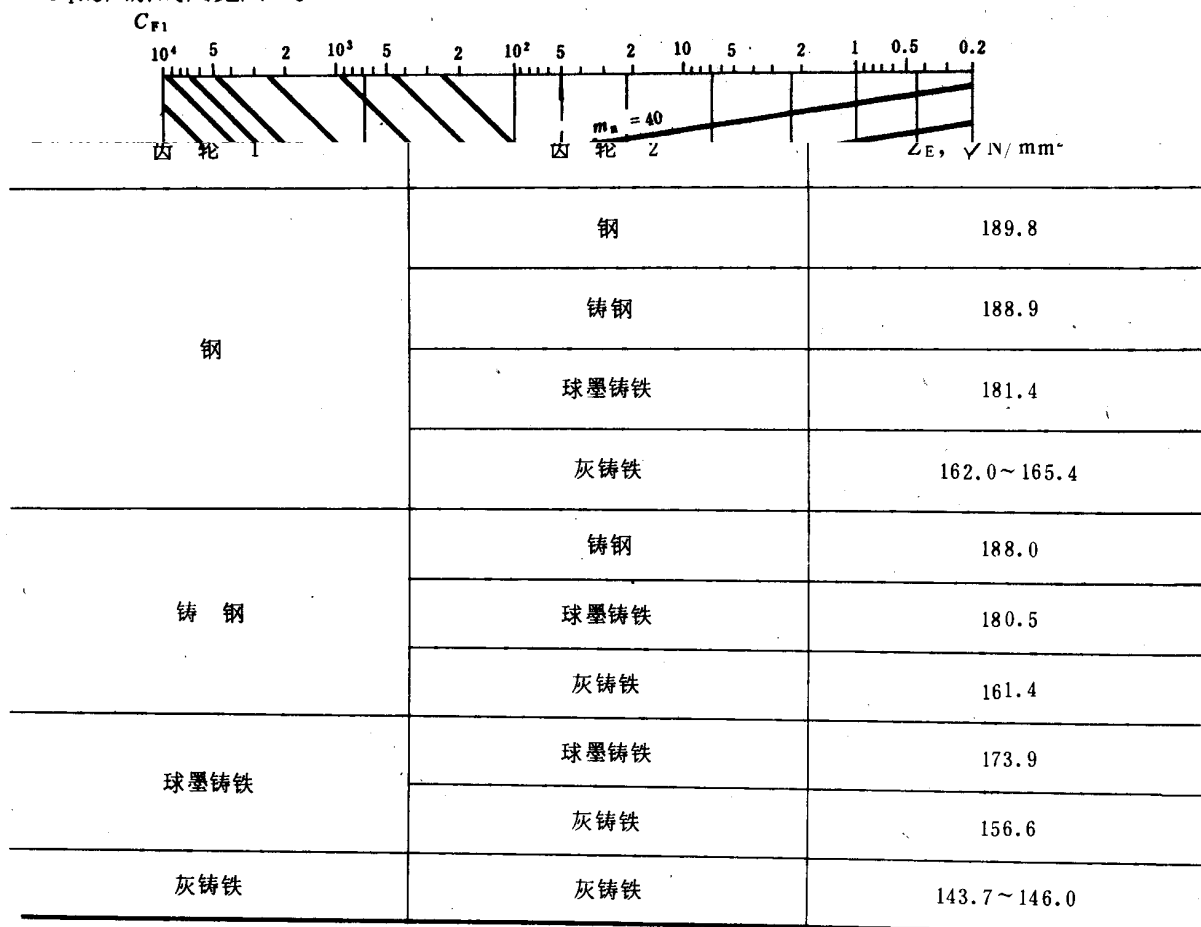
$$P_{FP} = C_{F1} C_{F2} C_{F3} C_{F4} \sigma_{FE} Y_{NT} / (K_v Y_{Fs} S_{Fmin}) \geq K_A P \quad \dots\dots\dots (15)$$

### 6.2 系数 $C_{F1}$

$C_{F1}$  是考虑小齿轮的齿数  $z_1$ 、法向模数  $m_n$ 、小齿轮的转速  $n_1$  对齿根弯曲强度的影响。

$$C_{F1} = 52.4 \times 10^{-6} z_1 m_n^2 n_1 \quad \dots\dots\dots (16)$$

$C_{F1}$  的图解线图见图 16。



$$C_{F2} = 1 / (Y_e Y_{\beta} \cos \beta) \dots\dots\dots (17)$$

$\alpha_n = 20^\circ$ 时,  $C_{F2}$ 的图解线图见图17。

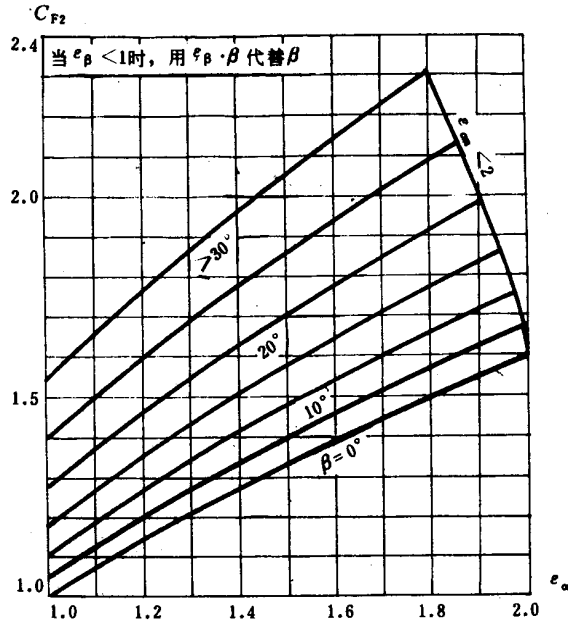


图 17 系数  $C_{F2}$

#### 6.4 系数 $C_{F3}$

$C_{F3}$ 是考虑齿向载荷分布系数  $K_{F\beta}$ 和齿间载荷分配系数  $K_{Fa}$ 对齿根弯曲强度的影响。本标准取  $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ ,  $K_{Fa} = K_{Ha}$  (这样取值偏于安全)。

$$C_{F3} = 10^{-3} \cdot b / (K_{F\beta} K_{Fa}) = 10^{-3} \cdot b / (K_{H\beta} K_{Ha}) = 10^3 C_{H3} / d_1^2 \dots\dots\dots (18)$$

$C_{H3}$ 的图解线图见图4至图7。

#### 6.5 系数 $C_{F4}$

$C_{F4}$ 是考虑相对齿根圆角敏感系数  $Y_{\delta relT}$ 、相对齿根表面状况系数  $Y_{R relT}$ 和尺寸系数  $Y_X$ 对齿根弯曲强度的影响。

$$C_{F4} = Y_{\delta relT} Y_{R relT} Y_X \dots\dots\dots (19)$$

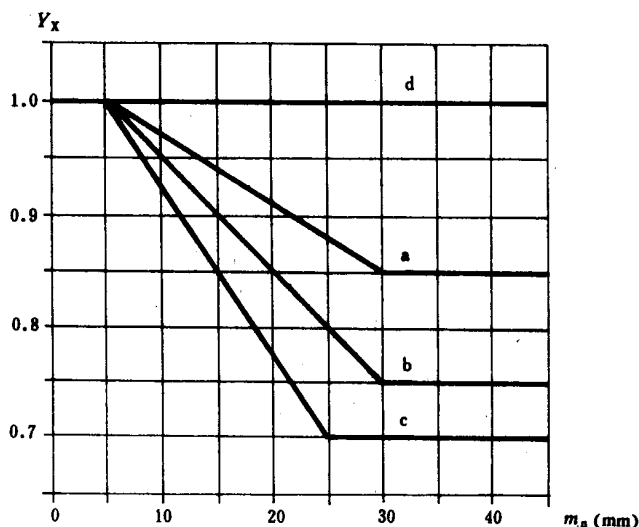
按疲劳强度及静强度计算时,  $C_{F4}$ 值应分别确定。

式(19)中,  $Y_{\delta relT}$ 和  $Y_{R relT}$ 可近似地由表7查取;  $Y_X$ 由图18查取。

表 7 相对齿根圆角敏感系数  $Y_{\delta relT}$ 和相对齿根表面状况系数  $Y_{R relT}$

| 系数代号              | 齿根圆角参数 $q_s$ 和粗糙度 $R_z$ 的范围 | 疲劳强度计算 | 静强度计算 |
|-------------------|-----------------------------|--------|-------|
| $Y_{\delta relT}$ | $q_s > 1.5$                 | 1      | 1     |
|                   | $q_s < 1.5$                 | 0.95   | 0.7   |
| $Y_{R relT}$      | $R_z < 16 \mu m$            | 1      | 1     |
|                   | $R_z > 16 \mu m$            | 0.95   | 1     |

注:  $q_s = \frac{S_{Fn}}{2 \rho_t}$ ,  $S_{Fn}$ 为齿根危险截面处齿厚,  $\rho_t$ 为齿根过渡曲线与  $30^\circ$ 切线切点处的曲率半径。 $q_s$ 取值范围见图21和图22。

图 18 弯曲强度计算的尺寸系数  $Y_x$ 

a—结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁；b—表面硬化钢；  
c—灰铸铁；d—静载下的所有材料

### 6.6 齿轮材料的弯曲疲劳强度基本值 $\sigma_{FE}$

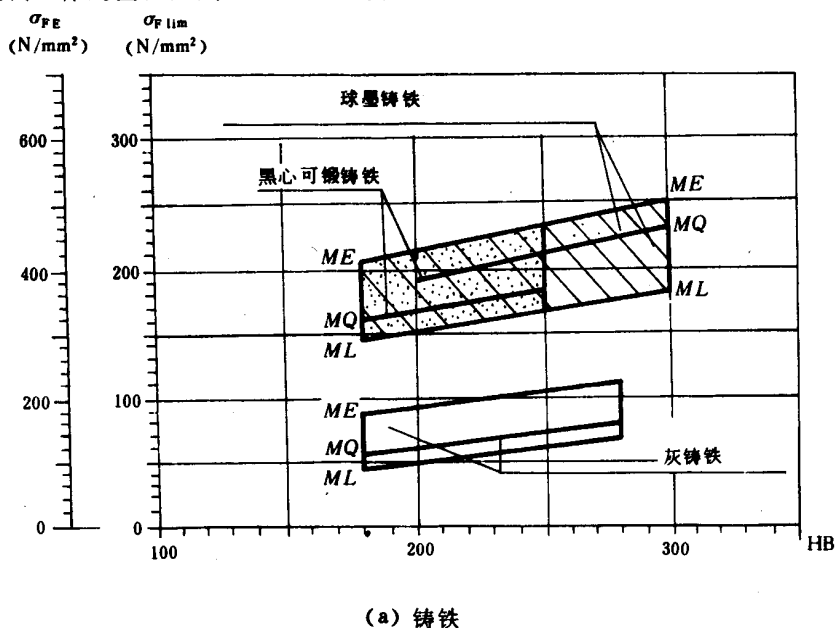
齿轮材料的弯曲疲劳强度基本值  $\sigma_{FE}$  是用齿轮材料制成的无缺口试件，在完全弹性范围内经受脉动载荷作用时的名义弯曲疲劳极限。

$$\sigma_{FE} = \sigma_{F\lim} Y_{ST} \quad (20)$$

式中， $\sigma_{F\lim}$  为试验齿轮的弯曲疲劳极限， $Y_{ST}$  为试验齿轮的应力修正系数， $Y_{ST} = 2.0$ 。

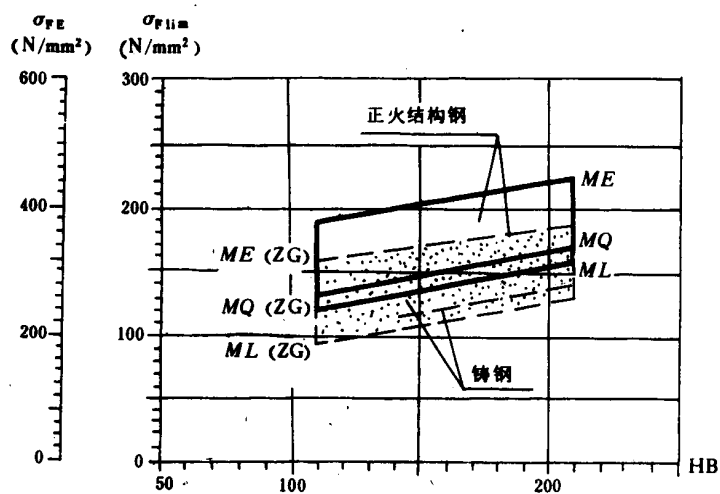
$\sigma_{FE}$  值可以从图 19 (a)、(b)、(c)、(d)、(e) 查得。对工业齿轮，通常按 MQ 级质量要求选取  $\sigma_{FE}$  值。ML、MQ 及 ME 级质量要求的材料性能及其热处理要求，见 GB 8539。

对于在对称循环载荷下工作的齿轮（如行星轮、中间齿轮），应从图中查得的  $\sigma_{FE}$  值乘以系数 0.7，对于双向运转工作的齿轮，其  $\sigma_{FE}$  值所乘系数可以稍大于 0.7。

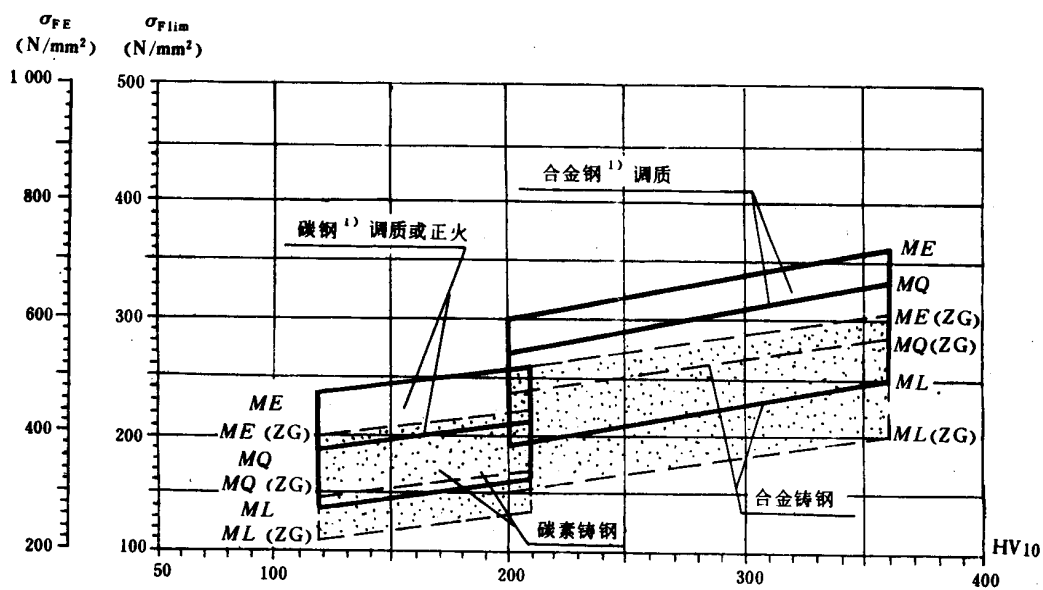


(a) 铸铁

图 19 齿轮材料的弯曲疲劳强度基本值  $\sigma_{FE}$ 、齿根弯曲疲劳极限  $\sigma_{F\lim}$

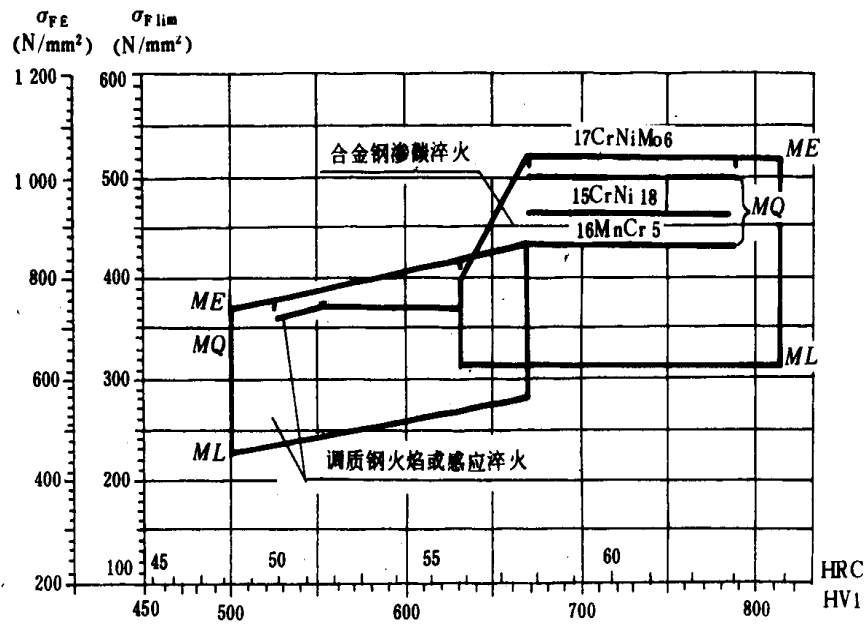


(b) 正火结构钢和铸钢

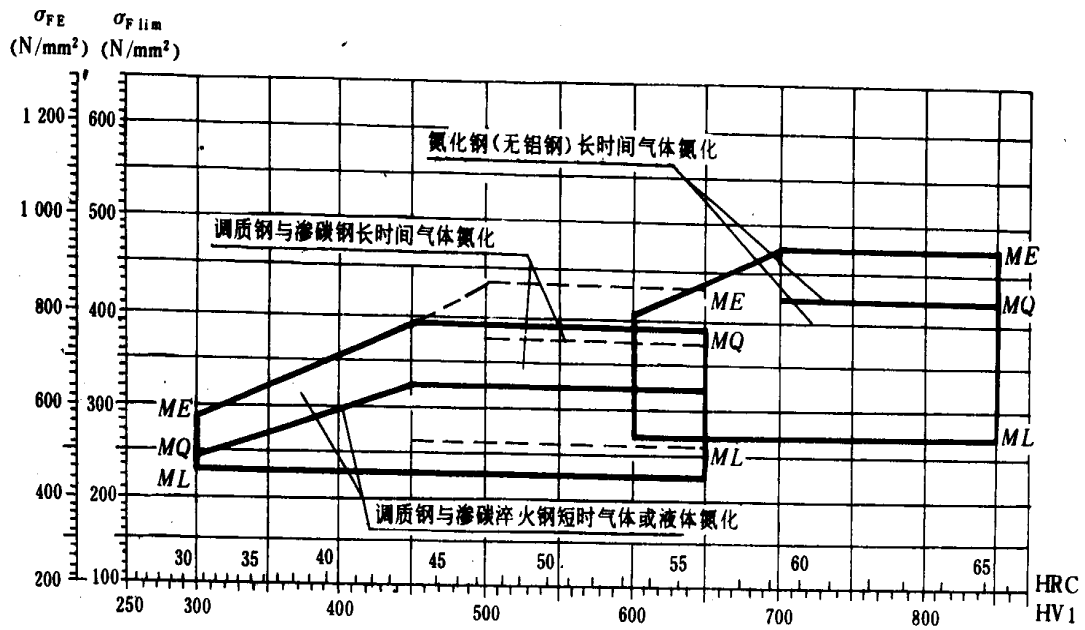


(c) 调质钢和铸钢

注：1) 含碳量 > 0.32%。



(d) 表面硬化钢



(e) 氮化钢

### 6.7 齿根弯曲强度计算的寿命系数 $Y_{NT}$

$Y_{NT}$ 是考虑当齿轮只要求有限寿命 ( $N_L < 3 \times 10^6$ ) 时, 齿根弯曲强度可以提高的系数。

对持久寿命的齿轮  $Y_{NT} = 1.0$ 。

对有限寿命的齿轮  $Y_{NT}$  值可由图20查得。

对于在变载荷下工作的齿轮, 在已知载荷图谱时, 应力循环次数  $N_L$  应为其当量应力循环次数, 见附录A。

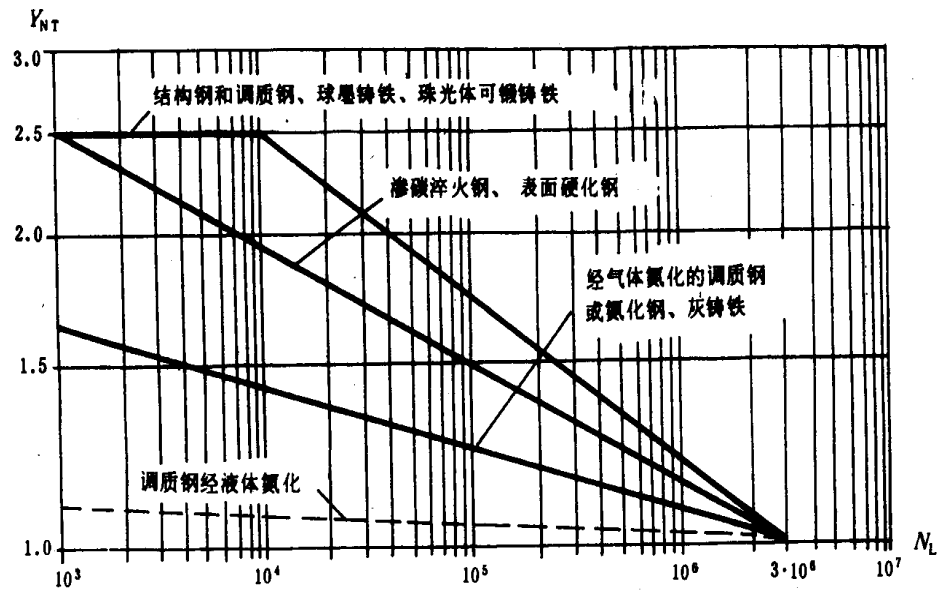


图 20 寿命系数  $Y_{NT}$

### 6.8 复合齿形系数 $Y_{Fs}$

复合齿形系数  $Y_{Fs} = Y_{Fa} Y_{Sa}$ , 它是考虑力作用于齿顶时, 齿形和齿根圆角引起的应力集中、以及压应力、剪应力等对齿根应力的影响。其中  $Y_{Fa}$  为力作用于齿顶时的齿形系数,  $Y_{Sa}$  为力作用于齿顶时的应力修正系数。

$Y_{Fs}$  可根据齿数  $z$  ( $z_v$ )、变位系数  $x$  由图21至图22查得。

内齿轮的复合齿形系数  $Y_{Fs}$  用替代齿条 ( $z = \infty$ ) 来确定, 见图21图22的图注。

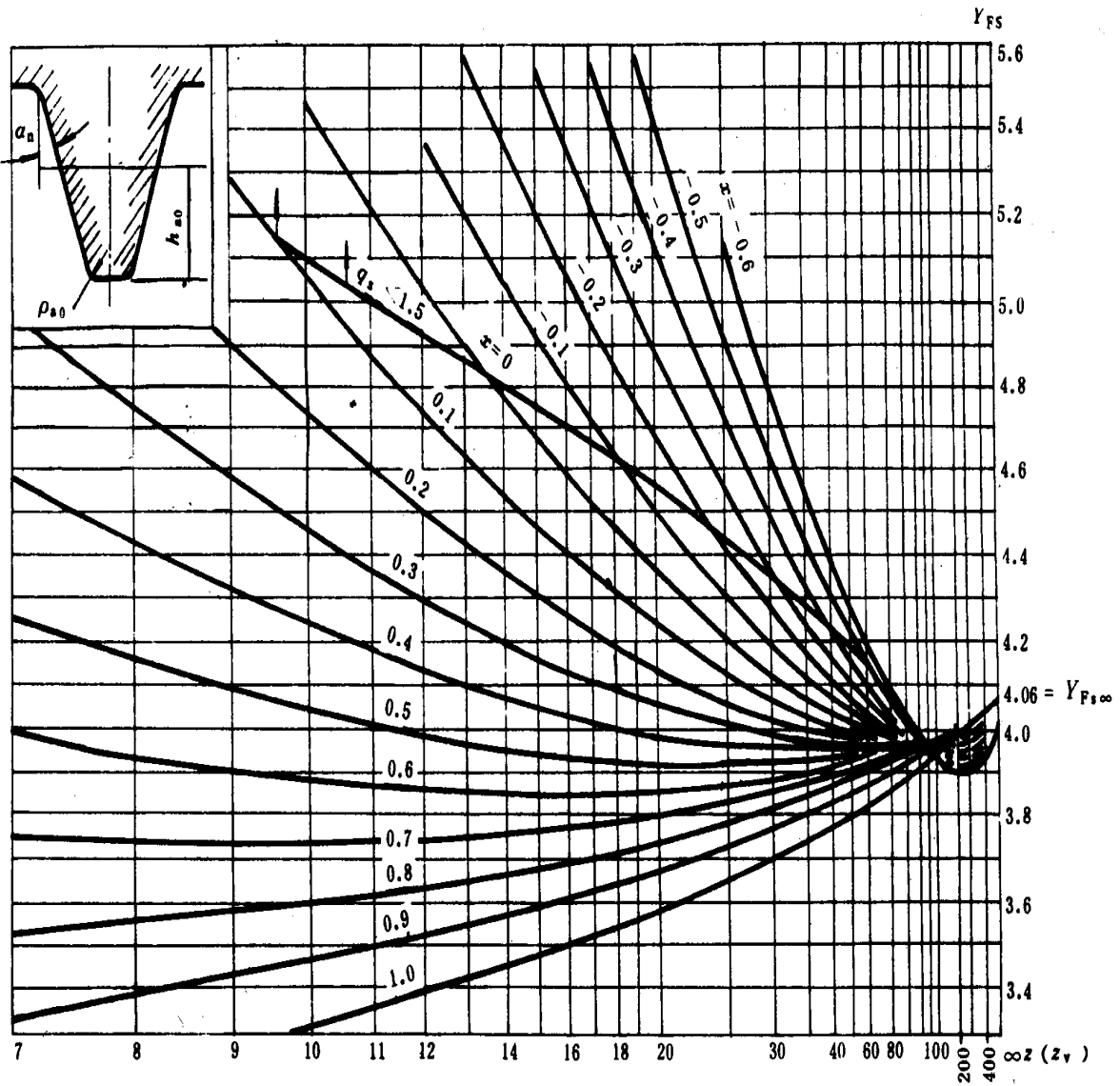
应力修正系数  $Y_{Sa}$  可根据齿数  $z$  ( $z_v$ ) 及变位系数  $x$  由图23和图24查得。 $Y_{Sa}$  仅用于齿根静强度计算。在进行静强度计算时, 应把按图21、图22查得的复合齿形系数除以  $Y_{Sa}$ 。

### 6.9 齿根弯曲强度的最小安全系数 $S_{Fmin}$

安全系数的选用原则, 见2.10条。

本标准推荐取最小安全系数;

$$S_{Fmin} = 1.4 \quad \dots\dots\dots (21)$$

图 21 外齿轮的复合齿形系数  $Y_{Fs}$ 

$\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_a/m_n = 1$ ;  $h_{a0}/m_n = 1.25$ ;  $\rho_{a0}/m_n = 0.38$ 。

对  $\rho_f = \rho_{a0}/2$ , 齿高  $h = h_{a0} + h_a$  的内齿轮,  $Y_{Fs} = 5.10$ , 当  $\rho_f = \rho_{a0}$  时,  $Y_{Fs} = Y_{Fs\infty}$



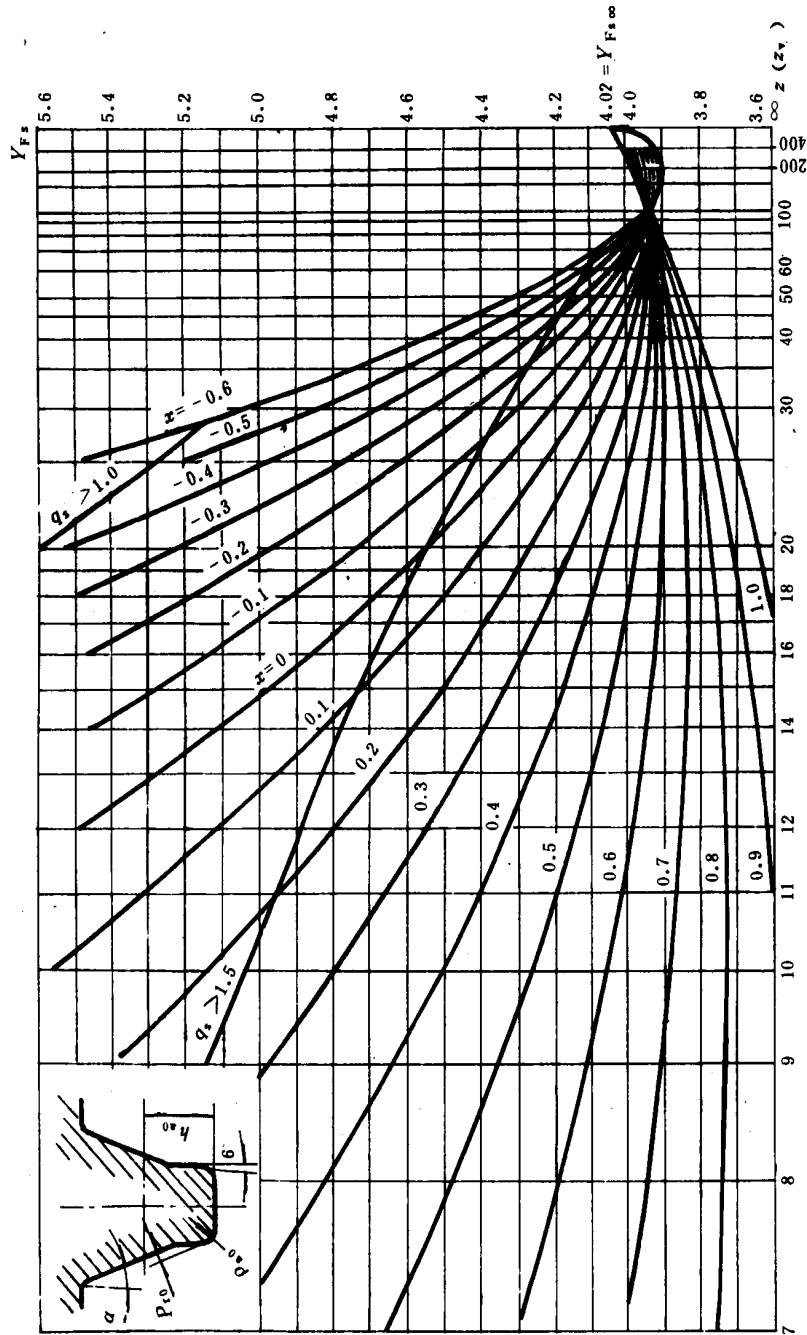
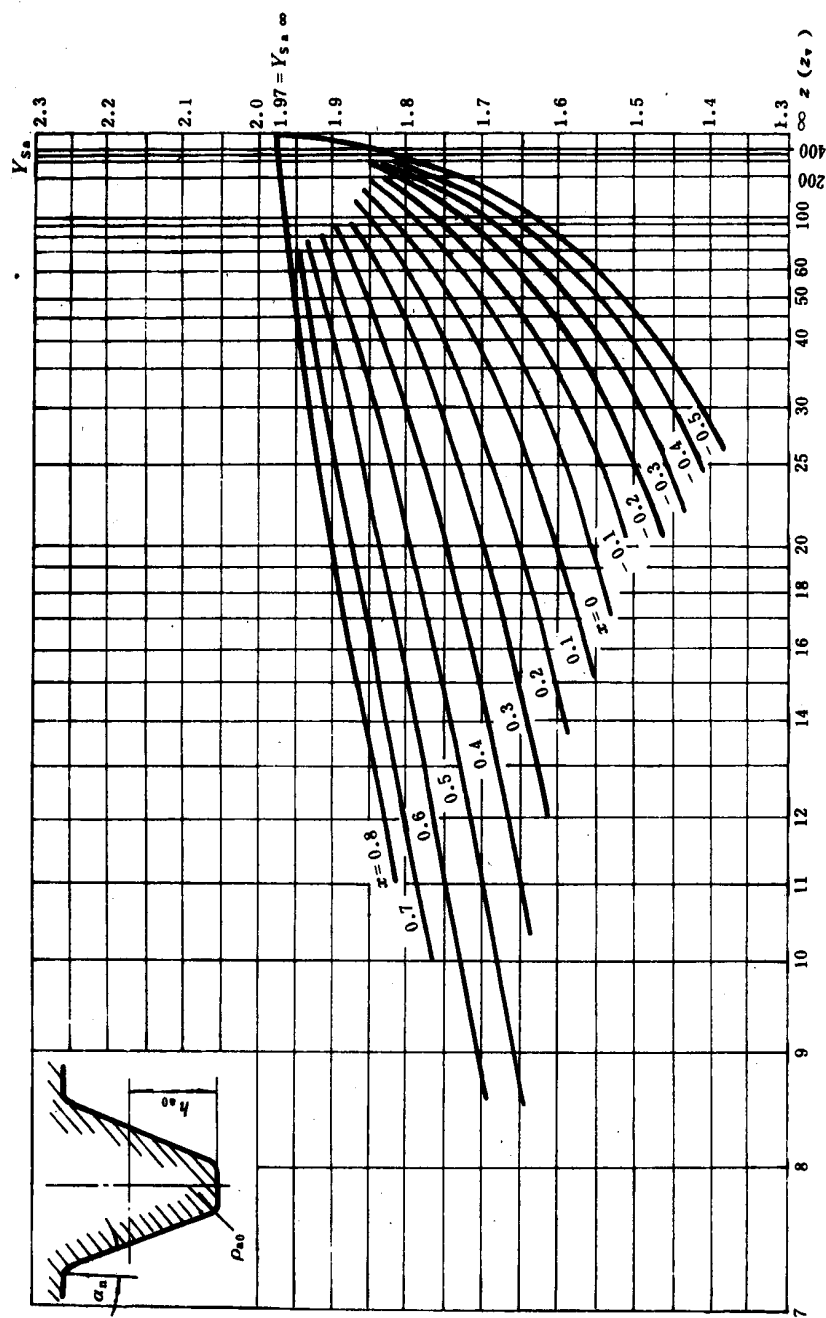


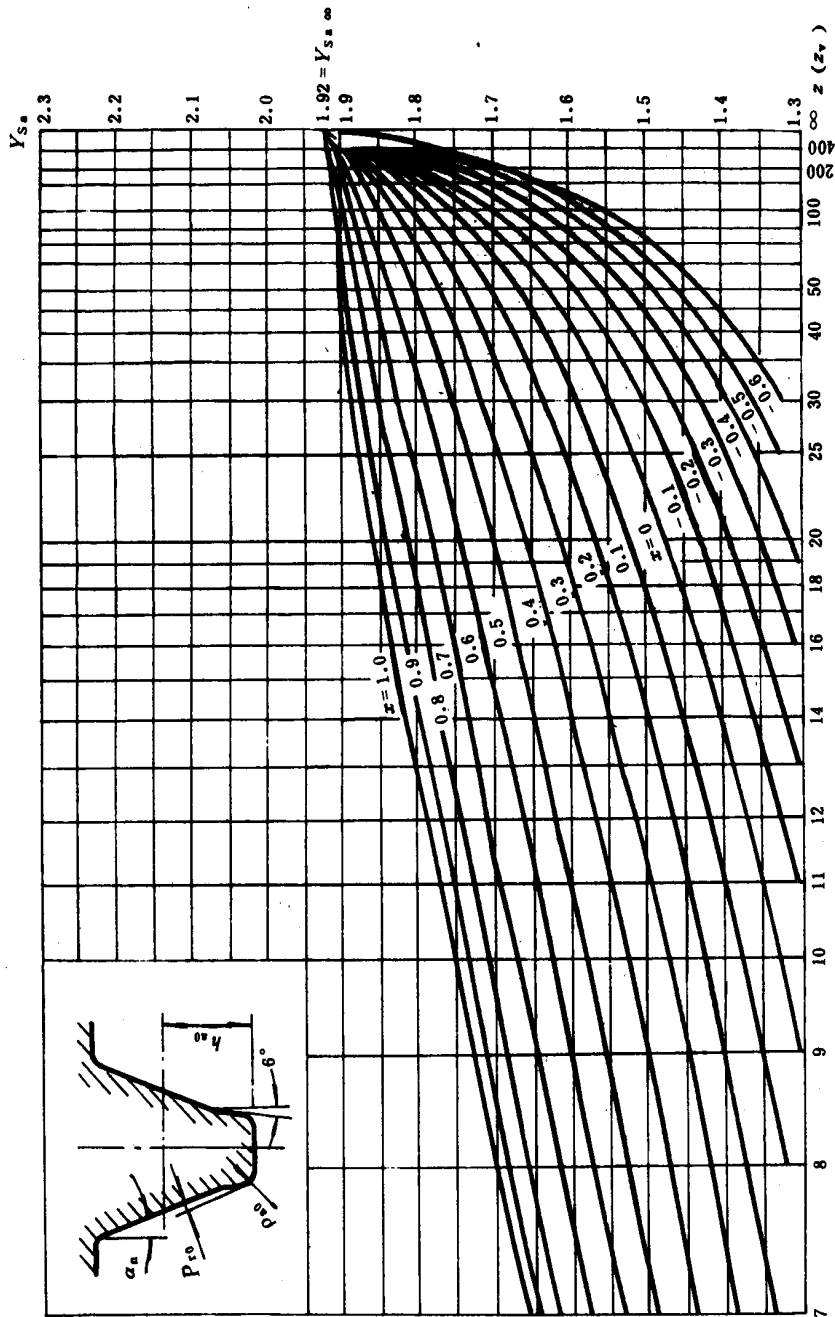
图 22 外齿轮的复合齿形系数  $Y_{Fs}$

$\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_a/m_n = 1$ ;  $h_{a0}/m_n = 1.4$ ;  $\rho_{a0}/m_n = 0.4$ ; 剩余凸台量  $0.02 m_n$ ;  
 刀具凸台量  $P_{r0} = 0.02 m_n$ ;  $q$ ,  $q$  = 磨削量

图 23 外齿轮的应力修正系数  $Y_{Sa}$ 

$\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_a/m_n = 1.0$ ;  $h_{a0}/m_n = 1.25$ ;  $\rho_{a0}/m_n = 0.38$ 。对  $\rho_f = \rho_{a0}/2$ ,

齿高  $h = h_{a0} + h_a$  的内齿轮;  $Y_{Sa} = 2.474$ ; 当  $\rho_f = \rho_{a0}$  时,  $Y_{Sa} = Y_{Sa}$

图 24 外齿轮的应力修正系数  $Y_{Sa}$ 

$\alpha_n = 20^\circ$ ;  $h_a/m_n = 1.0$ ;  $h_{a0}/m_n = 1.4$ ;  $\rho_{a0}/m_n = 0.4$ ; 剩余凸台量  $0.02 m_n$ ;

刀具凸台量  $P_{r0} = 0.02 m_n + q$ ,  $q$  = 磨削量

# 附录 A 当量载荷的确定 (参考件)

当量载荷 (转矩  $T_{eq}$ ) 求法如下:

图 A1 是以对数坐标的某齿轮的承载能力曲线与其整个工作寿命的载荷图谱, 图中  $T_1$ 、 $T_2$ 、 $T_3$ ……为经整理后的实测的各级载荷,  $N_1$ 、 $N_2$ 、 $N_3$ ……为与  $T_1$ 、 $T_2$ 、 $T_3$ ……相对应的应力循环次数。小于名义载荷  $T$  的 50% 的载荷 (如图中  $T_5$ ), 认为对齿轮的疲劳损伤不起作用, 故略去不计, 则当量应力循环次数  $N_{eq}$  为

$$N_{eq} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 \quad \text{..... (A1)}$$

$$N_i = 60 n_i k h_i \quad \text{..... (A2)}$$

式中:  $N_i$ ——第  $i$  级载荷应力循环次数;

$n_i$ ——第  $i$  级载荷作用下齿轮的转速;

$k$ ——齿轮每转一周同侧齿面的接触次数;

$h_i$ ——在  $i$  级载荷作用下齿轮的工作小时数。

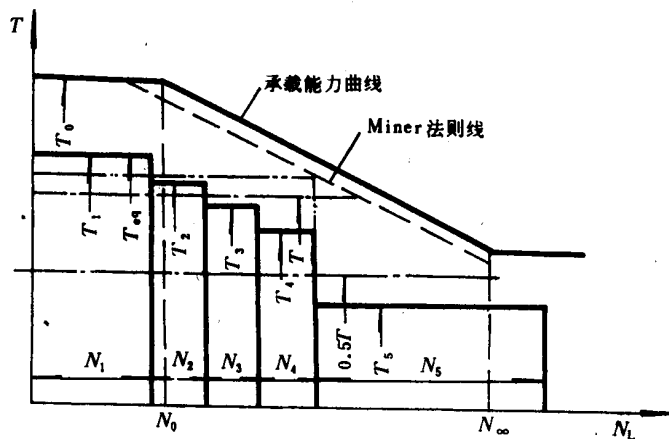


图 A1 承载能力曲线与载荷图谱

根据 Miner 法则 (疲劳累积假说), 此时的当量载荷为

$$T_{eq} = \left( \frac{N_1 T_1^p + N_2 T_2^p + N_3 T_3^p + N_4 T_4^p}{N_{eq}} \right)^{1/p} \quad \text{..... (A3)}$$

材料的试验指数  $p$  为

$$p = \frac{\log N_{\infty} / N_0}{\log T_0 / T_{\infty}} \quad \text{..... (A4)}$$

常用齿轮材料的特性数  $N_0$ 、 $N_{\infty}$  及  $p$  值列于表 A1。

当计算  $T_{eq}$  时, 若  $N_{eq} < N_0$  (材料疲劳破坏最少应力循环次数) 时, 取  $N_{eq} = N_0$ ; 当  $N_{eq} > N_{\infty}$  时, 取  $N_{eq} = N_{\infty}$ 。

表 A1 常用齿轮材料的特性数 $N_{eq}$ 

| 计算方法           | 齿 轮 的 材 料              | $N_0$  | $N_\infty$      | $p$  |
|----------------|------------------------|--------|-----------------|------|
| 接触强度<br>(疲劳点蚀) | 调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁、表面硬化钢 | $10^5$ | $5 \times 10^7$ | 6.6  |
|                | 调质钢、氮化钢经气体氮化、灰铸铁       | $10^5$ | $2 \times 10^6$ | 5.7  |
|                | 调质钢经液体氮化               | $10^5$ | $2 \times 10^6$ | 15.7 |
| 弯曲强度           | 结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁   | $10^4$ | $3 \times 10^6$ | 6.25 |
|                | 渗碳淬火钢、表面淬火钢            | $10^3$ | $3 \times 10^6$ | 8.7  |
|                | 调质钢、氮化钢经气体氮化、灰铸铁       | $10^3$ | $3 \times 10^6$ | 17   |
|                | 调质钢经液体氮化               | $10^3$ | $3 \times 10^6$ | 83   |

**附 录 B**  
**齿轮的设计公式**  
(参考件)

**B1 齿面接触强度的设计公式**

在初步设计齿轮时, 根据齿面接触强度, 可按下列公式之一估算齿轮传动的尺寸:

$$a \geq A_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\psi_a u \sigma_{HP}^2}} \quad (\text{mm}) \quad \dots\dots\dots (\text{B1})$$

$$d_1 \geq A_d \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\psi_d \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (\text{mm}) \quad \dots\dots\dots (\text{B2})$$

对于钢对钢配对的齿轮副, 常系数值 $A_a$ ,  $A_d$ 见表 B1, 对于非钢对钢配对的齿轮副, 需将表 B1 中值乘以修正系数, 修正系数列于表 B2。

表 B1 钢对钢配对齿轮副的 $A_a$ 、 $A_d$ 值

| 螺旋角 $\beta$ | $0^\circ$ | $8^\circ \sim 15^\circ$ | $25^\circ \sim 35^\circ$ |
|-------------|-----------|-------------------------|--------------------------|
| $A_a$       | 483       | 476                     | 447                      |
| $A_d$       | 766       | 756                     | 709                      |

表 B2 修正系数

| 小齿轮  | 钢     |       |       | 铸 钢   |       |       | 球墨铸铁  |       | 灰铸铁   |
|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 大齿轮  | 铸 钢   | 球墨铸铁  | 灰铸铁   | 铸 钢   | 球墨铸铁  | 灰铸铁   | 球墨铸铁  | 灰铸铁   | 灰铸铁   |
| 修正系数 | 0.997 | 0.970 | 0.906 | 0.994 | 0.967 | 0.898 | 0.943 | 0.880 | 0.836 |

齿宽系数  $\psi_a$  见表 B3,  $\psi_d = \psi_a (u \pm 1) / 2$ 。

载荷系数  $K$ , 常用值  $K = 1.2 \sim 2$ , 当载荷平稳, 齿宽系数较小, 轴承对称布置, 轴的刚性较大, 齿轮精度较高 (6 级以上) 以及齿的螺旋角较大时取较小值, 反之取较大值。

许用接触应力  $\sigma_{HP}$ , 推荐按下式确定

$$\sigma_{HP} \approx 0.9 \sigma_{Hlim} \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots (\text{B } 3)$$

表 B3 齿宽系数  $\psi_a$

|     |      |     |      |     |      |     |     |
|-----|------|-----|------|-----|------|-----|-----|
| 0.2 | 0.25 | 0.3 | 0.35 | 0.4 | 0.45 | 0.5 | 0.6 |
|-----|------|-----|------|-----|------|-----|-----|

注: 对人字齿轮应为表中值的 2 倍。

## B2 齿根弯曲强度的设计公式

在初步设计齿轮时, 根据齿根弯曲强度, 可按下列公式估算齿轮的法向模数:

$$m_n \geq A_m \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y_{Fs}}{\psi_d z_1^2 \sigma_{FP}}} \text{ (mm)} \dots\dots\dots (\text{B } 4)$$

系数  $A_m$  列于表 B4。

表 B4 系数  $A_m$  值

| 螺旋角 $\beta$ | 0°   | 8°~15° | 25°~35° |
|-------------|------|--------|---------|
| $A_m$       | 12.6 | 12.4   | 11.5    |

许用齿根应力  $\sigma_{FP}$ , 推荐按下式确定:

$$\text{轮齿单向受力: } \sigma_{FP} \approx 0.7 \sigma_{FE} \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots (\text{B } 5)$$

$$\text{轮齿双向受力或开式齿轮: } \sigma_{FP} \approx 0.5 \sigma_{FE} = \sigma_{Flim} \text{ N/mm}^2 \dots\dots\dots (\text{B } 6)$$

### 附加说明:

本标准由中华人民共和国机械电子工业部提出。

本标准由郑州机械研究所归口。

本标准由郑州机械研究所、东北工学院负责起草。

本标准起草人刘筱安、刘睿、张元国、杜国治、杨文通、阎长新、鄂中凯、蒋民、蔡春源。