

前 言

GB/T 10062—2003《锥齿轮承载能力计算方法》分为三部分：

- 第1部分：概述和通用影响系数；
- 第2部分：齿面接触疲劳(点蚀)强度计算；
- 第3部分：齿根弯曲强度计算。

本部分为 GB/T 10062—2003 的第3部分，对应于 ISO 10300:2001《锥齿轮承载能力计算方法 第3部分：齿根弯曲强度计算》(英文版)。

本部分代替 GB/T 10062—1988。

本部分等同采用 ISO 10300-3:2001。为方便使用，本部分作了下列编辑性修改：

- 按照汉语习惯对一些编排格式进行修改；
- 用小数点‘.’代替作为小数点的逗号‘,’；
- 删除了 ISO 10300-3 的前言和引言。

本部分的附录 A 为规范性附录，附录 B、附录 C 为资料性附录。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国齿轮标准化技术委员会归口。

本部分起草单位：郑州机械研究所。

本部分主要起草人：张元国、陈爱闯、王长路、杨星原、王琦。

本部分所代替标准的历次版本发布情况为：

- GB/T 10062—1988。

锥齿轮承载能力计算方法

第3部分:齿根弯曲强度计算

1 范围

GB/T 10062 本部分规定的基本公式用于计算最小轮缘厚度 $\geq 3.5 m_{\text{min}}$ 的直齿和斜齿锥齿轮、零度齿锥齿轮和弧齿锥齿轮的齿根弯曲应力。把所有载荷对齿根应力的影响认为是齿轮传递的载荷所产生的应力,并作出定量的评价(例如,齿轮轮缘过盈配合引起的应力和轮齿加载引起的齿根应力相叠加得到的应力,在计算齿根应力 σ_F 或许用齿根应力 σ_{FP} 时应予考虑)。

GB/T 10062 本部分的公式适用于当量圆柱齿轮端面重合度 $\epsilon_{\text{va}} < 2$ 的圆锥齿轮,计算时使用 GB/T 10062.1 和 GB/T 3480 中的系数是有效的。

GB/T 10062 本部分不能用于应力大于 10^3 次循环的极限应力的场合,否则应力会超过轮齿的弹性极限。

注意:当这个方法用于大的螺旋角、大的压力角和大的齿宽($b > 10 m_{\text{min}}$)时,GB/T 10062 的计算结果应经过验证确定。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 GB/T 10062 的本部分的引用而成为本部分的条款,凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本部分,然而,鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本部分。

GB/T 1356—2001 通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿条齿廓(idt ISO 53:1998)

GB/T 3374—1992 齿轮基本术语(neq ISO/R 1122-1:1983)

GB/T 3480—1997 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法(eqv ISO 6336-1~6336-3:1996)

GB/T 8539—2000 齿轮材料及热处理质量检验的一般规定(eqv ISO 6336-5:1996)

GB/T 10062.1—2003 锥齿轮承载能力计算方法 第1部分:概述和通用影响系数(ISO 10300-1:2001, IDT)

GB/T 10062.2—2003 锥齿轮承载能力计算方法 第2部分:齿面接触疲劳(点蚀)强度计算(ISO 10300-2:2001, IDT)

3 术语和定义

本部分使用 GB/T 1356 和 GB/T 3374 中给出的术语,并使用下列术语和定义。

3.1

轮齿弯曲强度

根据许用齿根应力确定承载能力。

4 代号和缩写词

本部分所使用的代号和缩写词,在 GB/T 10062.1 的表 1 中给出,并使用 GB/T 10062 本部分表 1 中的缩写词。

表 1 缩写词

缩写词	说 明
St	结构钢($\sigma_s < 800 \text{ N/mm}^2$)
V	调质钢调质($\sigma_b \geq 800 \text{ N/mm}^2$)
GG	灰铸铁
GGG(perl., bai., ferr.)	球墨铸铁(珠光体、贝氏体、铁素体结构)
GTS(perl.)	可锻铸铁(珠光体结构)
Eh	渗碳淬火的渗碳钢
IF(root)	火焰或感应淬火(包括齿根圆角处)的钢、球墨铸铁
NT(nitr.)	氮化钢氮化
NV(nitr.)	渗氮处理的调质钢, 渗碳钢
NV(nitrocar.)	氮碳共渗的调质钢, 渗碳钢

5 轮齿折断和安全系数

通常轮齿折断使齿轮工作寿命结束,有时由于一个轮齿的折断引起齿轮箱的所有齿轮损坏;在某些情况下,会使输入和输出轴间的传动装置损坏。

因此,选用的弯曲强度安全系数 S_F 应大于接触强度安全系数 S_H 的平方(选用安全系数的一般说明见 GB/T 10062.1)。

弯曲强度的最小安全系数,对于弧齿锥齿轮应取 $S_{Fmin} \geq 1.3$;对于直齿锥齿轮或 $\beta_m < 5^\circ$ 的弧齿锥齿轮,应取 $S_{Fmin} \geq 1.5$ 。最小安全系数的值建议由制造商和用户协商确定。

6 计算轮齿弯曲强度的公式

6.1 概述

比较下面的应力值,可以确定轮齿的抗弯承载能力:

——弯曲应力,根据轮齿的几何尺寸,制造精度,轮缘、轴承和轴承座的刚性,传递的转矩等,用弯曲应力公式(见 6.2)进行计算。

——许用应力,考虑齿轮运转时工作条件的影响,用许用齿根应力公式(见 6.3)进行计算。计算的齿根应力 σ_F 应小于许用齿根应力 σ_{FP} 。

注:许用应力是一个参考的应力“数”;因为是由试验得到的一个单纯的应力,而不是由 GB/T 10062 本部分计算得到的,所以采用这个名称。为了和设计的齿轮状况相类似,应用一个完全独立的计算值修正试验得到的极限应力为许用应力。

6.2 齿根应力

6.2.1 概述

大小齿轮的齿根应力分别按下式计算:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{FB} K_{Fa} \leq \sigma_{FP} \quad \dots\dots\dots (1)$$

式中:

σ_{F0} ——齿根应力基本值,其定义是一个理想的齿轮在名义转矩下引起的齿根处的最大拉应力。

K_A 、 K_V 、 K_{FB} 、 K_{Fa} 见 GB/T 10062.1。

6.2.2 齿根应力基本值 σ_{F0-B1} ——B1 法

齿根应力基本值是根据齿根处(齿根圆角与 30° 切线相切处)最大的拉应力计算的。载荷作用的位置为:

- 单对齿啮合区外界点($\epsilon_{\nu\beta}=0$);
- 接触区中点($\epsilon_{\nu\beta}\geq 1$);
- 作用在 a) 和 b) 之间的位置。

用 Y_c 把作用在齿顶的载荷转换到作用的位置。

$$\sigma_{F0-B1} = \frac{F_{mt}}{b m_{mn}} Y_{Fa} Y_{sa} Y_c Y_k Y_{Ls} \quad \dots\dots\dots (2)$$

式中:

F_{mt} ——齿宽中点分度圆锥上的名义切向力(见 GB/T 10062.1);

b ——齿宽;

Y_{Fa} ——齿形系数(见第 7 章); Y_{Fa} 是考虑载荷作用在齿顶时, 齿形对名义弯曲应力的影响;

Y_{sa} ——应力修正系数(见第 7 章); Y_{sa} 是考虑把载荷作用在齿顶时的名义弯曲应力转换为齿根应力基本值的系数, 所以 Y_{sa} 考虑到齿根危险截面处(齿根圆角处)齿根应力增加的影响, 和该处应力集中的影响一致, 但不影响弯矩的力臂;

Y_c ——重合度系数(见第 8 章), 是考虑把载荷作用在齿顶时的齿根应力基本值, 换算为载荷在作用位置时的齿根应力基本值;

Y_k ——锥齿轮系数, 是考虑较小的 l'_d 值与齿宽 b 的比及接触线倾斜的影响;

Y_{Ls} ——载荷分担系数, 是考虑两对或多对相啮合齿轮齿间的载荷分配。

6.2.3 齿根应力基本值 σ_{F0-B2} ——B2 法

应用 B2 法时, 用复合几何系数 Y_p 代替计算齿根应力基本值的式(2)中的系数 Y_{Fa} 、 Y_{sa} 、 Y_c 、 Y_{Ls} 和 Y_k , 所以

$$\sigma_{F0-B2} = \frac{F_{mt}}{b m_{mn}} Y_p \quad \dots\dots\dots (3)$$

Y_p 的值用下式计算

$$Y_p = \frac{Y_A m_{mt} m_{mn}}{Y_J m_{et}^2} \quad \dots\dots\dots (4)$$

代入式(3), 得

$$\sigma_{F0-B2} = \frac{F_{mt}}{b} \frac{m_{mt}}{m_{et}^2} \frac{Y_A}{Y_J} \quad \dots\dots\dots (5)$$

式中:

Y_A ——B2 法的锥齿轮校正系数, 用于一般的渗碳的和表面淬火的锥齿轮(见附录 A);

Y_J ——B2 法的弯曲强度几何系数(见 9.2)。

弯曲强度几何系数 Y_J 考虑了以下因素的影响: 齿形、最大的破坏载荷作用的位置、由于齿根几何形状引起的应力集中、相啮合齿轮副中相邻齿间的载荷分配、相啮合的大小齿轮间齿厚的比、齿长方向修形后的有效齿宽、一对齿轮副中一个齿轮延长齿宽引起的影响, 以及包括了作用在轮齿上载荷的切向(弯曲)和径向(压缩)分力的作用。

6.3 许用齿根应力

6.3.1 概述

大小齿轮的许用齿根应力 σ_{FP} 要分别计算,要根据实际齿轮的几何相似性、运转状况和制造情况进行计算。

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} Y_{R relT} Y_X \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} Y_{R relT} Y_X \quad \dots\dots\dots (7)$$

式中:

σ_{FE} ——包括了应力修正系数的弯曲疲劳极限, $\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} Y_{ST}$, 假设材料(包括热处理)在全弹性状态下,无缺口试件的基本弯曲强度;

σ_{Flim} ——由试验齿轮的弯曲疲劳极限,其值与试验齿轮的材料、热处理、齿根圆角的几何尺寸有关(见 GB/T 8539);

Y_{ST} ——应力修正系数,与试验齿轮的尺寸有关, $Y_{ST} = 2.0$;

S_{Fmin} ——最小安全系数(见 GB/T 10062.1);

$Y_{\delta relT}$ ——相对齿根圆角敏感系数(见第 10 章),是考虑计算齿轮齿根圆角敏感系数与试验齿轮的不同对许用应力值的影响($Y_{\delta relT} = Y_{\delta} / Y_{\delta T}$ 考虑材料对圆角的敏感性);

$Y_{R relT}$ ——相对齿根表面状况系数(见第 11 章)($Y_{R relT} = Y_R / Y_{RT}$ 考虑齿根圆角状况与试验齿根状况的关系);

Y_X ——齿根强度的尺寸系数(见第 12 章),是考虑模数对齿根强度的影响;

Y_{NT} ——寿命系数,考虑齿轮运转循环次数的影响。

6.3.2 计算的安全系数

大小齿轮的弯曲强度的计算安全系数要分别计算,根据许用齿根应力值用下式计算:

$$S_F = \frac{\sigma_{FE} Y_{NT}}{\sigma_{F0}} \frac{Y_{\delta relT} Y_{R relT} Y_X}{K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}} \quad \dots\dots\dots (8)$$

注:这是与传递的转矩有关的计算安全系数。

关于安全系数和失效概率见 GB/T 10062.1。

7 齿形系数 Y_{Fa} 和应力修正系数 Y_{sa} ——B1 法

7.1 概述

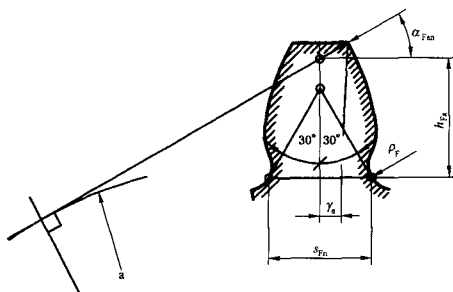
齿形系数 Y_{Fa} 是考虑作用在齿顶时齿形对齿根名义弯曲应力的影响,大小齿轮的齿形系数要分别计算。

注:齿轮的齿顶和齿根修缘时,实际的弯曲力臂稍减小,上面的计算偏于安全。

一般锥齿轮是啮合线为“8”字形的齿廓,并进行齿顶和齿根修缘,虽然与渐开线齿廓有些偏差,由于齿根修缘使弯矩力臂稍减小,所以在计算齿形系数时可以忽略上述的偏差。

把当量圆柱齿轮齿廓齿根处 30° 切点间的距离作为危险截面弦齿厚(见图 1)。

本部分的 Y_{Fa} 和 Y_{sa} 是按没有公差的名义齿轮计算的,由于轮齿侧隙使齿厚稍微减小,在承载能力计算时可以忽略。但是,当齿厚减薄量 $A_{sme} > 0.05 m_{mn}$ 时,应当考虑尺寸的减小。



^a 当量圆柱齿轮的基圆。

图1 当量圆柱齿轮的齿根危险截面弦齿厚 s_{Fn} ，载荷作用于齿顶时的弯曲力臂 h_{Fa} 。

7.2 展成法加工齿轮的齿形系数 Y_{Fa}

7.2.1 概述

式(9)用于在法截面内有或没有齿廓变位的当量圆柱齿轮，变位并满足下列假设条件：

- a) 30° 切线切点位于用有齿顶圆角半径的刀具展成的齿根曲线上；
- b) 加工用的刀具带有一定的齿顶圆角半径($\rho_{e0} \neq 0$)。

$$Y_{Fa} = \frac{6 \frac{h_{Fa}}{m_{mn}} \cos \alpha_{Fn}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_{mn}}\right)^2 \cos \alpha_n} \dots\dots\dots (9)$$

式中代号意义见图1，关于轮齿的名义载荷和齿形系数的叙述见 GB/T 3480。

7.2.2 辅助值

为了计算齿根危险截面弦齿厚 s_{Fn} 和弯曲力臂 h_{Fa} ，首先要确定辅助值 E 、 G 、 H 和 θ ：

$$E = \left(\frac{\pi}{4} - x_{sm}\right) m_{mn} - h_{e0} \tan \alpha_n - \frac{\rho_{e0}(1 - \sin \alpha_n) - s_{e2}}{\cos \alpha_n} \dots\dots\dots (10)$$

$$G = \frac{\rho_{e0}}{m_{mn}} - \frac{h_{e0}}{m_{mn}} + x_{hm} \dots\dots\dots (11)$$

$$H = \frac{2}{z_{vn}} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_{mn}}\right) - \frac{\pi}{3} \dots\dots\dots (12)$$

$$\theta = \frac{2G}{z_{vn}} \tan \theta - H \dots\dots\dots (13)$$

为了解超越方程(13)，可取初始值 $\theta = \frac{\pi}{6}$ ，在大多数情况下，迭代几次，该方程就收敛了。

7.2.3 齿根危险截面弦齿厚 s_{Fn}

$$\frac{s_{Fn}}{m_{mn}} = z_{vn} \sin\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{e0}}{m_{mn}}\right) \dots\dots\dots (14)$$

7.2.4 危险截面处齿根圆角半径 ρ_f

$$\frac{\rho_f}{m_{mn}} = \frac{\rho_{e0}}{m_{mn}} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_{vn} \cos^2 \theta - 2G)} \dots\dots\dots (15)$$

7.2.5 弯曲力臂 h_{Fa}

$$\alpha_{an} = \arccos\left(\frac{d_{van}}{d_{van}}\right) \dots\dots\dots(16)$$

$$\gamma_s = \frac{1}{z_{vn}} \left[\frac{\pi}{2} + 2(x_{hm} \tan \alpha_n + x_{sm}) \right] + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{an} \dots\dots\dots(17)$$

$$\alpha_{F_{a0}} = \alpha_{an} - \gamma_s \dots\dots\dots(18)$$

$$\frac{h_{Fa}}{m_{mn}} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_s - \sin \gamma_s \tan \alpha_{F_{a0}}) \frac{d_{van}}{m_{mn}} - z_{vn} \cos\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) - \frac{G}{\cos \theta} + \frac{\rho_{a0}}{m_{mn}} \right] \dots\dots\dots(19)$$

在法截面内,当量圆柱齿轮参数见 GB/T 10062.1 的附录 A。刀具轮齿基本齿条齿廓的尺寸见本部分的图 2。对于刀具基本齿廓为 $\alpha_n=20^\circ, h_{a0}/m_{mn}=1.25, \rho_{a0}/m_{mn}=0.25, x_{sm}=0$ 的齿轮,其齿形系数可从图 3 查得。其他的刀具基本齿廓参数见 GB/T 3480。

对于展成锥齿轮的复合齿形系数 $Y_{FS}=Y_{Fa}Y_{sa}$ 见图 4~图 6。

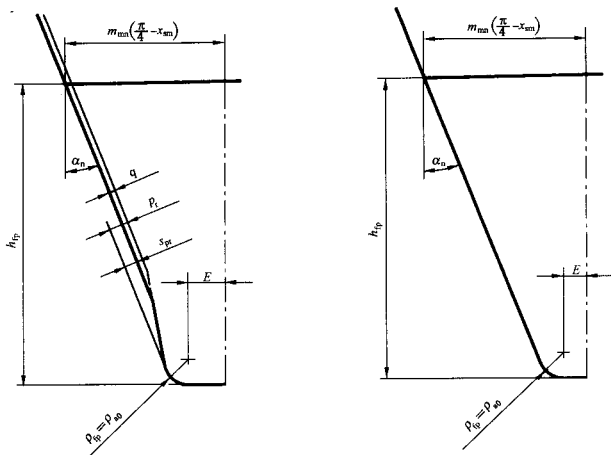


图 2 刀具基本齿条齿廓尺寸

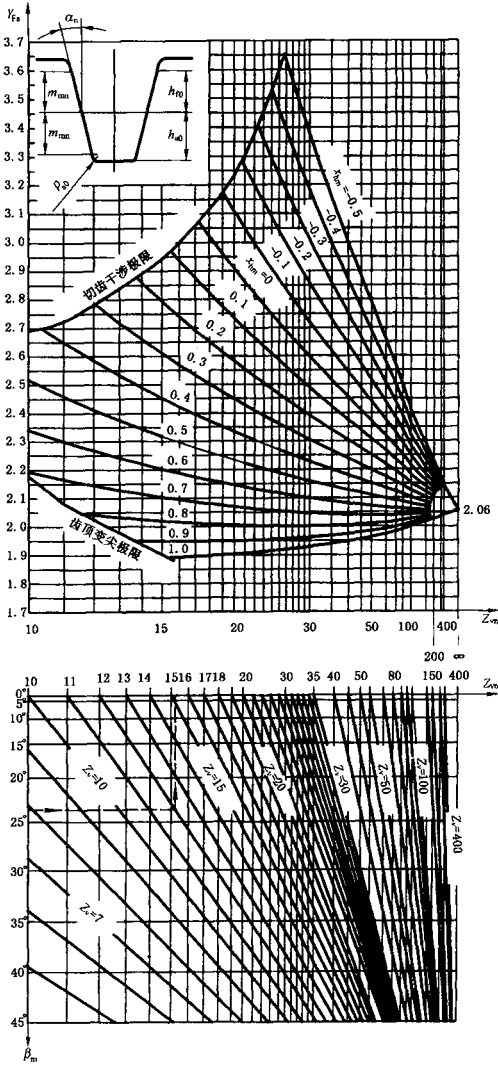


图 3 展成齿轮的齿形系数 Y_{Fa}

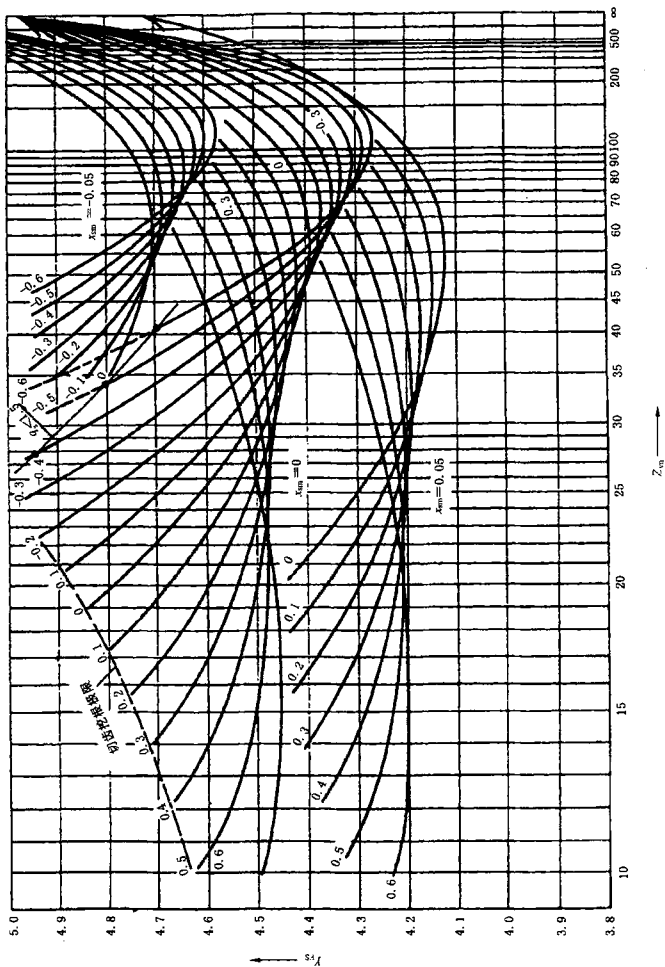


图 4 展成齿轮的复合齿形系数 $Y_{Fa} = Y_{Fa} Y_{Fa} (\rho_{da} = 0.2 m_{mm})$

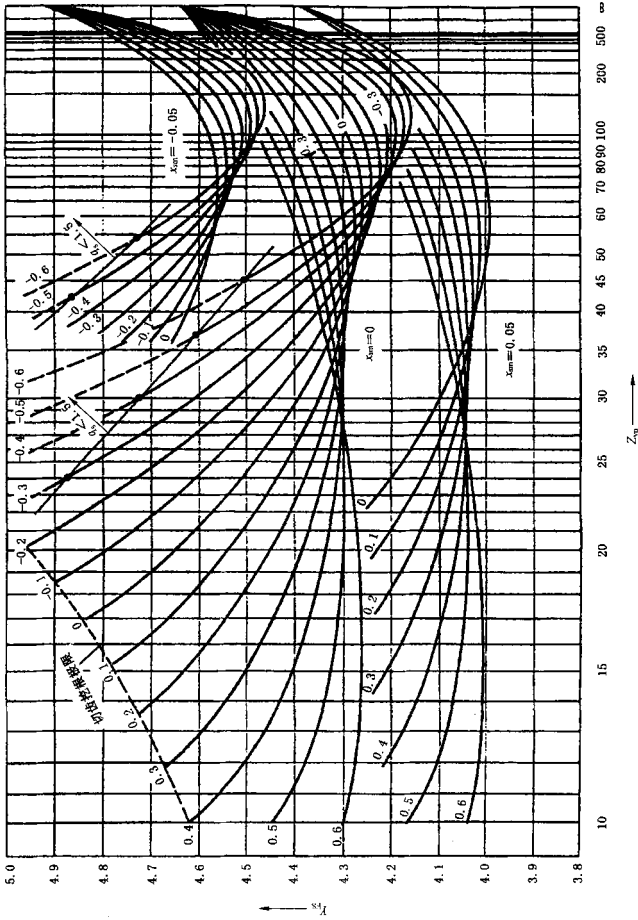


图 5 展成齿轮的复合齿形系数 $Y_{Fa} = Y_{Fa} Y_{Fa} (\rho_{Fa} = 0.25 m_{Fa})$

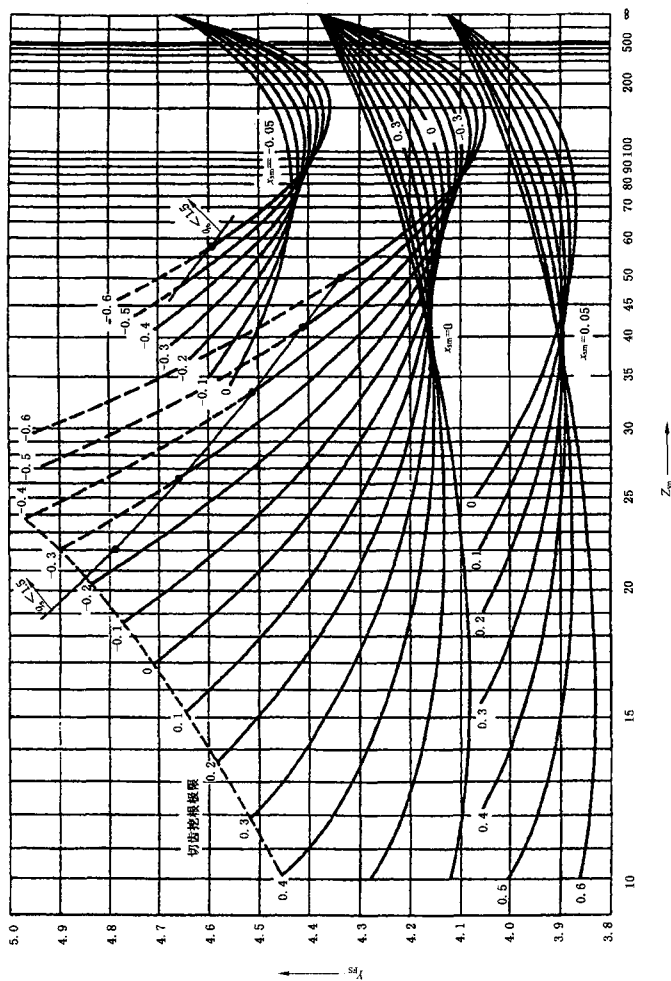


图 6 展成齿轮的复合齿形系数 $Y_{Fa} = Y_{Fa} Y_{Fa} (\rho_{Fa} = 0.3 m_{mm})$

7.3 成形法加工的齿轮的齿形系数 Y_{Fa}

有的鼓形齿轮可用成形法切削加工(特别在大的齿数比时),所测齿轮齿槽齿廓和刀具齿廓(齿条刀具齿廓)一致,鼓形齿轮的齿形系数可直接按刀具齿廓确定。

危险截面弦齿厚:

$$s_{Fn2} = \pi m_{mn} - 2E - 2\rho_{a02} \cos 30^\circ \quad \dots\dots\dots (20)$$

式中 E 按式(10)计算。

在 30° 切线切点处的曲率半径:

$$\rho_{F2} = \rho_{a02} \quad \dots\dots\dots (21)$$

弯曲力臂:

$$h_{Fa2} = h_{a02} - \frac{\rho_{a02}}{2} + m_{mn} - \left(\frac{\pi}{4} + x_{sa2} - \tan \alpha_n \right) m_{mn} \tan \alpha_n \quad \dots\dots\dots (22)$$

齿形系数按式(9)计算,并取 $\alpha_{Fm} = \alpha_n$:

$$Y_{Fa2} = \frac{6h_{Fa2}}{m_{mn}} \left(\frac{s_{Fn2}}{m_{mn}} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (23)$$

在大轮齿数比 $u > 3$ 时,与其相啮合的小锥齿轮是用展成法加工的,小锥齿轮的齿形系数可近似地按 7.2 的方法计算。

7.4 应力修正系数 Y_{sa}

应力修正系数 Y_{sa} 是把名义弯曲应力转换成齿根应力基本值的系数。它考虑了齿根过渡曲线处的应力集中的效应,以及弯曲应力以外的其他应力对齿根应力的影响(进一步的说明见 GB/T 3480)。

$$Y_{sa} = (1.2 + 0.13L_s) q_s \left(\frac{1}{1.31 + 2.3/L_s} \right) \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$L_s = \frac{s_{Fn}}{h_{Fa}} \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F} \quad \dots\dots\dots (26)$$

式中:

s_{Fn} ——分别按式(14)或式(20)计算;

h_{Fa} ——分别按式(19)或式(22)计算;

ρ_F ——分别按式(15)或式(21)计算。

式(24)的有效范围是 $1 \leq q_s < 8$ 。

对于刀具基本齿廓为 $\alpha_n = 20^\circ$ 、 $h_{a0}/m_{mn} = 1.25$ 、 $\rho_{a0}/m_{mn} = 0.25$ 和 $x_{sa} = 0$ 的齿轮,应力修正系数 Y_{sa} 可从图 7 查得。关于磨削台阶的影响见 GB/T 3480。

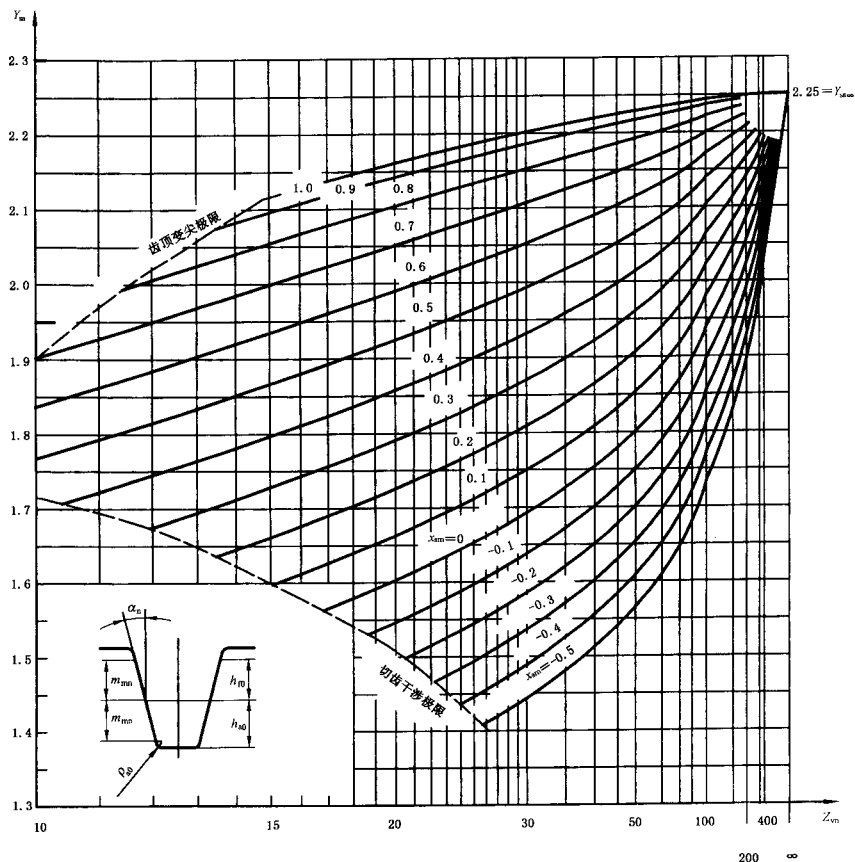


图7 载荷作用在齿顶时的应力修正系数 Y_{σ}

8 重合度系数 Y_{ϵ} , 锥齿轮系数 Y_K , 载荷分担系数 Y_{LS} ——B1 法

8.1 重合度系数 Y_{ϵ}

重合度系数 Y_{ϵ} 是把作用在齿顶的载荷(此处用齿形系数 Y_{Fa} 和应力修正系数 Y_{σ})转换到指定的点的系数。

Y_{ϵ} 也可用端面载荷分配系数 $K_{F\beta}$ 计算(见 GB/T 10062.1):

当 $\epsilon_{\beta 2} = 0$ 时:

$$Y_{\epsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{va}} \geq 0.625 \quad \dots\dots\dots (27)$$

当 $0 < \epsilon_{v\beta} \leq 1$ 时:

$$Y_{\epsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{va}} - \epsilon_{v\beta} \left(\frac{0.75}{\epsilon_{va}} - 0.375 \right) \geq 0.625 \quad \dots\dots\dots (28)$$

当 $\epsilon_{v\beta} > 1$ 时:

$$Y_{\epsilon} = 0.625 \quad \dots\dots\dots (29)$$

8.2 锥齿轮系数 Y_K

锥齿轮系数 Y_K 是考虑锥齿轮与圆柱齿轮的差异对齿根应力影响的系数(因接触线倾斜, l'_{bm} 的值较小)。

$$Y_K = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{l'_{bm}}{b} \right)^2 \frac{b}{l'_{bm}} \quad \dots\dots\dots (30)$$

式中:

l'_{bm} ——中部接触线的投影长度[见 GB/T 10062.1 的式(A.44)]。

8.3 载荷分担系数 Y_{LS}

载荷分担系数 Y_{LS} 是考虑两对轮齿或多对轮齿间的载荷分配的系数。

$$Y_{LS} = Z_{LS} \quad \dots\dots\dots (31)$$

(Z_{LS} 见 GB/T 10062.2)。

9 弯曲强度计算的复合几何系数 Y_F ——B2 法

9.1 曲线图和概述

附录 B 包含有直齿锥齿轮、零度齿锥齿轮和弧齿锥齿轮几何系数的曲线图, 图中曲线是按齿宽 $b=0.3R_c$ 和 $b=10m_n$ 中的较小者确定的。当设计齿轮的齿形各部分尺寸和齿厚、齿宽、刀刃的半径、压力角、螺旋角、并用凹侧为主动侧等与曲线图中参数相符合时, 可利用这些曲线图。

不能应用这些曲线图时, 可用 9.2 中的公式计算, 由于计算复杂, 建议用计算机计算。

9.2 锥齿轮几何系数 Y_j 的计算公式

锥齿轮几何系数 Y_j 可用下式计算:

$$Y_{j1,2} = \frac{Y_{K1,2}}{\epsilon_N Y_1} \frac{2r_{m\phi 1,2}}{d_{v1,2}} \frac{b_{\phi 1,2}}{b_{1,2}} \frac{m_m}{m_n} \quad \dots\dots\dots (32)$$

式中:

$Y_{K1,2}$ ——齿形系数, 包含了小轮或大轮的应力集中系数(见 9.8);

ϵ_N ——载荷分配率(见 9.9);

Y_1 ——惯性系数, 用于重合度较小的齿轮(见 9.10);

$r_{m\phi 1,2}$ ——小轮或大轮上载荷作用点的平均端面半径, 单位为毫米(mm)(见 9.4);

$b_{\phi 1,2}$ ——小轮或大轮的计算的有效齿宽, 单位为毫米(mm)(见 9.11)。

9.3 最大弯曲应力时载荷的作用点 y_3

对于大多数的直齿锥齿轮、零度齿锥齿轮和弧齿锥齿轮, 当总重合度 ≤ 2 时, 载荷作用在当量圆柱齿轮的单对齿啮合区外边界时, 产生最大弯曲应力; 当总重合度 > 2 时, 假设接触线经过啮合轨迹的中心时, 产生最大弯曲应力; 对于承受静载荷的直齿锥齿轮和零度齿锥齿轮(例如汽车的差速器中用这些齿轮), 载荷作用在齿顶处, 产生最大弯曲应力。在以上几种情况下, 从接触区的中点沿啮合轨迹到载荷作用点的测量值定义为 y_1 , 从接触起始点到载荷作用点的距离定义为 y_2 。

当 $\epsilon_v \leq 2$ 时

$$y_j = p_{ct} \cos \beta_{ob} - \frac{g_j}{2} \dots\dots\dots (33)$$

及 $g_j^2 = g_{van}^2 \cos^2 \beta_{ob} + b^2 \sin^2 \beta_{ob}$ (34)

当 $\varepsilon_{v7} > 2$ 时

$$y_j = 0 \dots\dots\dots (35)$$

当直齿锥齿轮和零度齿锥齿轮承受静载荷时

$$y_j = \frac{g_j}{2} \dots\dots\dots (36)$$

$$g_j^2 = g_q^2 - 4y_j^2 \dots\dots\dots (37)$$

对于直齿锥齿轮和零度齿锥齿轮

$$y_3 = \frac{g_{van}}{2} + \frac{g_{van}^2 y_j}{g_q} \dots\dots\dots (38)$$

对于弧齿锥齿轮

$$y_{31} = \frac{g_{van}}{2} + \frac{g_{van}^2 y_j \cos^2 \beta_{ob} + b g_{van} g_j K' \sin \beta_{ob}}{g_q^2} \dots\dots\dots (39)$$

$$y_{32} = \frac{g_{van}}{2} + \frac{g_{van}^2 y_j \cos^2 \beta_{ob} - b g_{van} g_j K' \sin \beta_{ob}}{g_q^2} \dots\dots\dots (40)$$

式中:

K' ——位置常数。

$$K' = \frac{z_2 - z_1}{3.2z_2 + 4.0z_1} \dots\dots\dots (41)$$

9.4 载荷作用点半径 $r_{mp01.2}$

因为载荷作用点的位置通常不在轮齿中点截面上,实际的半径用下列公式确定。

对于直齿锥齿轮和零度齿锥齿轮

$$g_0'' = \frac{b g_{van} g_j K'}{g_q^2} \dots\dots\dots (42)$$

对于弧齿锥齿轮

$$g_{01}'' = \frac{b g_{van} g_j K' \cos^2 \beta_{ob} - b^2 y_j \sin \beta_{ob}}{g_q^2} \dots\dots\dots (43)$$

$$g_{02}'' = \frac{b g_{van} g_j K' \cos^2 \beta_{ob} + b^2 y_j \sin \beta_{ob}}{g_q^2} \dots\dots\dots (44)$$

$$\tan \alpha_{L1.2} = \frac{y_{31.2} + \alpha_{vn} \sin \alpha_n - 0.5 \sqrt{d_{van2.1} - d_{vbn2.1}}}{0.5 d_{vb01.2}} \dots\dots\dots (45)$$

式中:

$\alpha_{L1.2}$ ——在小轮或大轮上载荷作用点的名义压力角;

$$\xi_{h1.2} = \frac{180^\circ}{\pi} \left(\frac{s_{m1.2}}{d_{vn1.2}} - \text{inv} \alpha_{L1.2} + \text{inv} \alpha_n \right) \dots\dots\dots (46)$$

$$\alpha_{h1.2} = \alpha_{L1.2} - \xi_{h1.2} \dots\dots\dots (47)$$

式中:

$\xi_{h1.2}$ ——小轮或大轮弯曲强度计算中用的转角。

在小轮或大轮轮齿中心线上,从节圆到载荷作用点的距离。

$$\Delta r_{p01.2} = 0.5 \left(\frac{d_{vb1.2}}{\cos \alpha_{h1.2}} - d_{vn1.2} \right) \dots\dots\dots (48)$$

载荷作用点的端面半径:

$$r_{m\gamma 01,2} = \frac{d_{v1,2}}{2} \left(\frac{R_m + g''_{01,2}}{R_m} \right) + \Delta r_{\gamma 01,2} \quad \dots\dots\dots (49)$$

9.5 齿根圆角半径 $r_{m\gamma}$

最小的齿根圆角半径在齿根圆角与齿根圆相切处,其半径可用下式计算:

$$Y_{mf1,2} = \frac{(h_{fm1,2} - \rho_{a01,2})^2}{0.5 d_{vn1,2} + h_{fm1,2} - \rho_{a01,2}} + \rho_{a01,2} \quad \dots\dots\dots (50)$$

9.6 齿形系数 Y_1 和 Y_2

这个齿形系数把名义载荷的径向分量和切向分量合并在一起;因为这个系数必须按最薄弱的截面确定,最薄弱截面必须用迭代法确定,小轮和大轮要分别计算。

$$g_{\gamma b1,2} = h_{fm1,2} - \rho_{a01,2} \quad \dots\dots\dots (51)$$

$$g_{01,2} = 0.5 s_{mn1,2} + h_{fm1,2} \tan \alpha_n + \rho_{a01,2} \left(\frac{1 - \sin \alpha_n}{\cos \alpha_n} \right) \quad \dots\dots\dots (52)$$

式中:

$g_{01,2}$ ——计算的值。

取一个初始值,使 $g_{E01,2(1)} = g_{01,2} + g_{\gamma 01,2}$

$$\xi_{1,2} = \frac{360^\circ g_{E01,2}}{\pi d_{vn1,2}} \quad \dots\dots\dots (53)$$

$$g_{xb1,2} = g_{E01,2} - g_{01,2} \quad \dots\dots\dots (54)$$

$$g_{sa1,2} = g_{rb1,2} \cos \xi_{1,2} - g_{xb1,2} \sin \xi_{1,2} \quad \dots\dots\dots (55)$$

$$g_{sb1,2} = g_{yb1,2} \sin \xi_{1,2} + g_{xb1,2} \cos \xi_{1,2} \quad \dots\dots\dots (56)$$

$$\tan \tau_{1,2} = \frac{g_{sa1,2}}{g_{sb1,2}} \quad \dots\dots\dots (57)$$

$$s_{N1,2} = 0.5 d_{vn1,2} \sin \xi_{1,2} - \rho_{a01,2} \cos \tau_{1,2} - g_{sb1,2} \quad \dots\dots\dots (58)$$

$$h_{N1,2} = \Delta r_{\gamma 01,2} + 0.5 d_{vn1,2} (1 - \cos \xi_{1,2}) + \rho_{a01,2} \sin \tau_{1,2} + g_{sa1,2} \quad \dots\dots\dots (59)$$

改变 $g_{E01,2}$ 值重复上面计算,直到:

$$\frac{s_{N1,2} \cot \tau_{1,2}}{h_{N1,2}} = 2.0 \pm 0.001 \quad \dots\dots\dots (60)$$

第二步试凑,使 $g_{E1,2(2)} = g_{E1,2(1)} + 0.005 m_{et}$ 。

第三步试凑和继续试凑,并进行插值。

轮齿强度系数 $x_{N1,2}$

$$x_{N1,2} = \frac{s_{N1,2}^2}{h_{N1,2}} \quad \dots\dots\dots (61)$$

齿形系数:

$$Y_{1,2} = \frac{2}{3} \left[\frac{1}{m_{et} \left(\frac{1}{x_{N1,2}} - \frac{\tan \alpha_{h1,2}}{3s_{N1,2}} \right)} \right] \quad \dots\dots\dots (62)$$

9.7 应力集中和应力修正系数 Y_t

应力集中和应力修正系数 Y_t 与下列因素有关:

- 有效的应力集中;
- 载荷的作用位置;
- 材料可塑性的影响;
- 残余应力的影响;
- 材料成分的影响;
- 由于齿轮制造和以后的工作引起的齿面光洁度;

- g) 赫兹应力的影响;
- h) 尺寸的影响;
- i) 齿端的影响。

下面的应力集中和应力修正系数是道兰(Dolan)和布朗格哈默(Brogamer)推导的,仅考虑了 a)和 b)两个因素。

$$Y_{H,2} = L + \left(\frac{2s_{N1,2}}{r_{mf1,2}} \right)^M \left(\frac{2s_{N1,2}}{h_{N1,2}} \right)^O \quad \dots\dots\dots (63)$$

式中:

$$L = 0.3254545 - 0.0072727\alpha_n$$

$$M = 0.3318182 - 0.0090909\alpha_n$$

$$O = 0.2681818 - 0.0090909\alpha_n$$

从 a)~i) 的其他因素可用式(2)补偿,通常 d)和 e)包括在许用齿根应力值 σ_{FP} 中, h)在尺寸系数 Y_X 中考虑, i)在计算的有效齿宽 b_{ce} 中考虑。

9.8 包含应力集中的修正齿形系数 Y_K

这个系数仅仅是把齿形系数 $Y_{1,2}$ 、应力集中和应力修正系数 $Y_{H,2}$ 相组合起来。

$$Y_{K1,2} = \frac{Y_{1,2}}{Y_{H,2}} \quad \dots\dots\dots (64)$$

9.9 载荷分配率 ϵ_N

载荷分配率 ϵ_N 用于计算总载荷作用在所分析轮齿上的比例,可用下列公式计算:

$$g_j^3 = g_j^3 + \sum_{K=1}^{K=x} \sqrt{[g_j^2 - 4kp_{et} \cos\beta_{tb} (kp_{et} \cos\beta_{tb} + 2Y_j)]^3} \quad \dots\dots\dots (65)$$

$$+ \sum_{K=1}^{K=y} \sqrt{[g_j^2 - 4kp_{et} \cos\beta_{tb} (kp_{et} \cos\beta_{tb} - 2Y_j)]^3}$$

式(65)中 k 是从 1 到 x 或 y 的连续正整数,该数使每个根式中产生实项(即根式中为正值),应当忽略虚项(即根式中为负值);

对于大多数的设计, x 和 y 不大于 2。

$$\epsilon_N = \frac{g_j^3}{g_j^3} = \text{载荷分配率} \quad \dots\dots\dots (66)$$

对于承受静载荷的直齿锥齿轮和零度齿锥齿轮:

$$\epsilon_N = 1.0 \quad \dots\dots\dots (67)$$

9.10 惯性系数 Y_i

惯性系数 Y_i 是考虑动载荷作用在重合度较小的齿轮上时轮齿啮合的不均匀性的系数,该系数可用下式计算:

$$\left. \begin{array}{l} \text{当 } \epsilon_{vy} < 2.0 \text{ 时} \\ \text{其他情况时} \end{array} \right\} \begin{array}{l} Y_i = \frac{2.0}{\epsilon_{vy}} \\ Y_i = 1 \end{array} \quad \dots\dots\dots (68)$$

对于承受静载荷的齿轮,例如车辆驱动差速齿轮,甚至 $\epsilon_{vy} < 2.0$ 时, $Y_i = 1.0$ 。

9.11 计算的有效齿宽 b_{ce}

因为瞬时接触线常常不是全齿宽接触,这个量是评定轮齿承受的载荷在齿根截面上分布的有效性。有效齿宽用下式计算:

$$b_k = \frac{bg_{van} g_j \cos^2 \beta_{tb}}{g_j^2} \quad \dots\dots\dots (69)$$

式中:

g_k ——瞬时接触线在齿长方向投影的长度,单位为毫米(mm)。

轮齿小端增量

$$\Delta b'_{i1,2} = \frac{b - g_k}{2 \cos \beta_m} + \frac{g'_{e1,2}}{\cos \beta_m} \dots\dots\dots (70)$$

轮齿大端增量

$$\Delta b'_{e1,2} = \frac{b - g_k}{2 \cos \beta_m} - \frac{g''_{e1,2}}{\cos \beta_m} \dots\dots\dots (71)$$

当 $\Delta b'_{i1,2}$ 和 $\Delta b'_{e1,2}$ 均为正值时

$$\Delta b_{i1,2} = \Delta b'_{i1,2}$$

当 $\Delta b'_{i1,2}$ 为正值和 $\Delta b'_{e1,2}$ 为负值时

$$\Delta b_{i1,2} = \frac{b - g_k}{\cos \beta_m}$$

当 $\Delta b'_{i1,2}$ 为负值和 $\Delta b'_{e1,2}$ 为正值时

$$\Delta b_{i1,2} = 0$$

当 $\Delta b'_{e1,2}$ 和 $\Delta b'_{i1,2}$ 均为正值时

$$\Delta b_{e1,2} = \Delta b'_{e1,2}$$

当 $\Delta b'_{e1,2}$ 为正值和 $\Delta b'_{i1,2}$ 为负值时

$$\Delta b_{e1,2} = \frac{b - g_k}{\cos \beta_m}$$

当 $\Delta b'_{e1,2}$ 为负值和 $\Delta b'_{i1,2}$ 为正值时

$$\Delta b_{e1,2} = 0$$

$$b_{\text{rel},2} = h_{\text{N}1,2} \cos \beta_m \frac{\pi}{180^\circ} \left[\arctan \left(\frac{\Delta b_{i1,2}}{h_{\text{N}1,2}} \right) + \arctan \left(\frac{\Delta b_{e1,2}}{h_{\text{N}1,2}} \right) \right] + g_k \dots\dots\dots (72)$$

式中:

$b_{\text{rel},2}$ ——计算的有效齿宽,单位为毫米(mm)。

10 相对齿根圆角敏感系数 Y_{relT}

10.1 概述

动态的齿根圆角敏感系数 Y_s , 表示疲劳损坏时理论的应力峰值超过材料弯曲疲劳根限的程度, 它是材料和应力梯度的函数。敏感系数可根据无缺口和有缺口的试件或试验齿轮经试验得到的强度值计算得到。如果没有较精确的试验结果(A法), Y_{relT} 可用本条叙述的方法确定。

10.2 B1法

锥齿轮(和其当量圆柱齿轮)的许用齿根应力是根据圆锥和圆柱试验齿轮的疲劳强度确定的, 所以相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\text{relT}} = Y_s / Y_{\text{ST}}$ 可直接从图8查得, 它是所计算齿轮的 q_s (见第7章) 和材料的函数。

计算相对齿根圆角敏感系数 Y_{relT} 可用下式计算, 该式表示图8中的曲线。

$$Y_{\text{relT}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' X^*}}{1 + \sqrt{\rho' X^*}} \dots\dots\dots (73)$$

$$X^* = \frac{1}{5} (1 + 2q_s)$$

$X^* = 1.2$ 及 $q_{\text{ST}} = 2.5$ 。

式中:

ρ' ——滑移层厚度, ρ' 是材料的函数, 可从表2查得;

X^* ——适用于模数 $m_{\text{min}} = 5 \text{ mm}$, 其尺寸的影响用 Y_X 考虑。

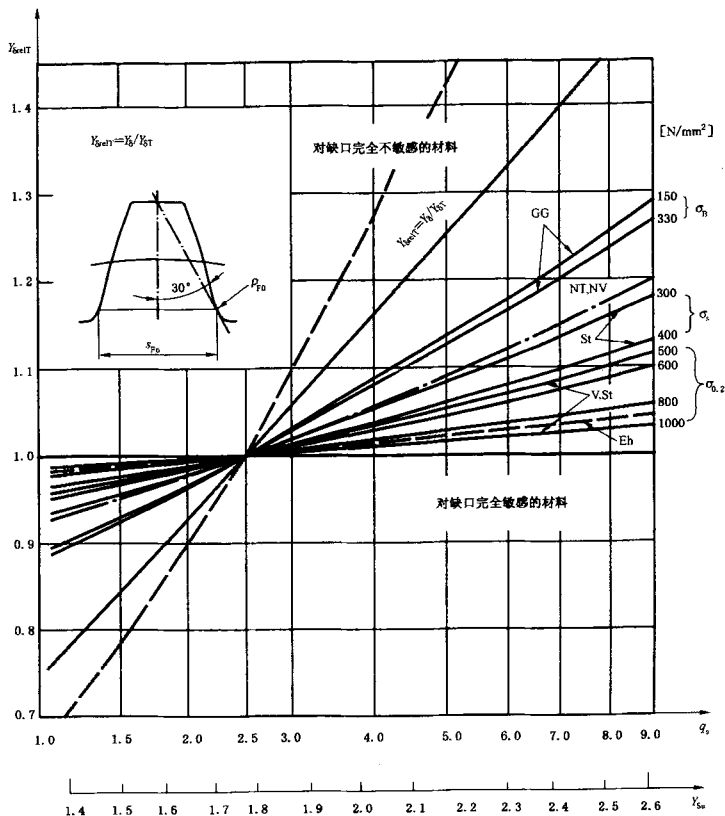


图 8 与标准试验齿轮尺寸相关的相对齿根圆角敏感系数(许用齿根应力按名义弯曲应力确定)

表 2 滑移层厚度 ρ'

No.	材 料		滑移层厚度 ρ' /mm
1	GG	$\sigma_b = 150 \text{ N/mm}^2$	0.3124
2	GG, GGG(ferr.)	$\sigma_b = 300 \text{ N/mm}^2$	0.3095
3	NT, NV		0.1005
4	St	$\sigma_s = 300 \text{ N/mm}^2$	0.0833
5	St	$\sigma_s = 400 \text{ N/mm}^2$	0.0445

表 2 (续)

No.	材 料		滑移层厚度 ρ'/mm
6	V,GTS,GGG(perl., bain.)	$\sigma_{0.2} = 500 \text{ N/mm}^2$	0.0281
7	V,GTS,GGG(perl., bain.)	$\sigma_{0.2} = 600 \text{ N/mm}^2$	0.0194
8	V,GTS,GGG(perl., bain.)	$\sigma_{0.2} = 800 \text{ N/mm}^2$	0.0064
9	V,GTS,GGG(perl., bain.)	$\sigma_{0.2} = 1\,000 \text{ N/mm}^2$	0.0014
10	Eh		0.0030

10.3 B2 法

一般这个方法对于工业齿轮足够精确,当齿轮 $q_s \geq 1.5$ 时,可取:

$$Y_{\text{refIT}} = 1.0 \quad \dots\dots\dots (74)$$

对于 $q_s > 2.5$, 取上面的值偏于安全。

当 $q_s < 1.5$ 时,考虑许用齿根应力将减小,可取:

$$Y_{\text{refIT}} = 0.95 \quad \dots\dots\dots (75)$$

在图 4~图 6 中给出 $q_s = 1.5$ 的根限曲线。

11 相对齿根表面状况系数 Y_{refIT}

11.1 概述

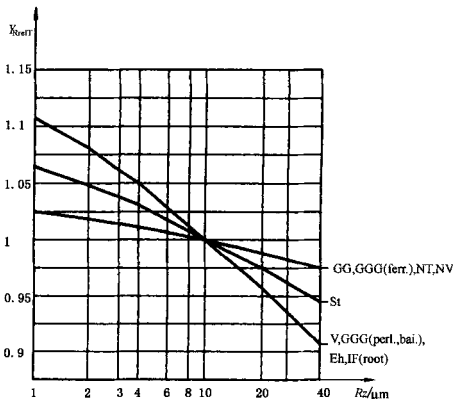
相对表面状况系数 Y_{refIT} 是考虑齿根表面状况(主要取决于齿根圆角处的表面粗糙度)相对于 $R_z = 10 \mu\text{m}$ 的标准齿轮(见 GB/T 3480)齿根表面状况,对齿根强度的影响。

如果通过对所有因素进行更精确的分析来确定齿根表面状况系数无法实现时(A法),可用本条所叙述的方法确定。

注意:在齿根表面没有深度大于 $2R_z$ 的擦伤或类似的缺陷时,这些方法才有效。

11.2 B1 法

相对齿根表面状况系数 Y_{refIT} 可按粗糙度和材料从图 9 查得,图中曲线是用试件做试验得到的;也可用式(76)~式(81)计算。

图 9 相对齿根表面状况系数 Y_{refIT} , 用于确定与试验齿轮尺寸相关的许用齿根应力

当 $Rz < 1 \mu\text{m}$ 时:

对于调质钢和渗碳钢

$$Y_{\text{RelT}} = 1.12 \quad \dots\dots\dots(76)$$

对于结构钢

$$Y_{\text{RelT}} = 1.07 \quad \dots\dots\dots(77)$$

对于灰铸铁、渗氮钢、氮碳共渗钢

$$Y_{\text{RelT}} = 1.025 \quad \dots\dots\dots(78)$$

当 $1 \mu\text{m} \leq Rz \leq 40 \mu\text{m}$ 时:

对于调质钢和渗碳钢

$$Y_{\text{RelT}} = \frac{Y_R}{Y_{\text{RT}}} = 1.674 - 0.529(Rz + 1)^{\frac{1}{16}} \quad \dots\dots\dots(79)$$

对于结构钢

$$Y_{\text{RelT}} = \frac{Y_R}{Y_{\text{RT}}} = 5.306 - 4.203(Rz + 1)^{\frac{1}{150}} \quad \dots\dots\dots(80)$$

对于灰铸铁、渗氮钢、氮碳共渗钢

$$Y_{\text{RelT}} = \frac{Y_R}{Y_{\text{RT}}} = 4.299 - 3.259(Rz + 1)^{\frac{1}{150}} \quad \dots\dots\dots(81)$$

11.3 B2 法

齿轮的齿根表面粗糙度 $Rz \leq 16 \mu\text{m}$ 时,一般可取

$$Y_{\text{RelT}} = 1.0 \quad \dots\dots\dots(82)$$

由图 9 可知,当 $10 \mu\text{m} < Rz \leq 16 \mu\text{m}$ 时,材料弯曲疲劳极限稍偏小;当 $Rz < 10 \mu\text{m}$ 时,按式(82)的计算偏于安全。

12 尺寸系数 Y_x

12.1 概述

尺寸系数 Y_x 是考虑强度随着尺寸的增大而减小的系数。

对 Y_x 影响的主要因素有:

- 轮齿尺寸;
- 齿轮直径;
- 轮齿尺寸与直径之比;
- 接触斑点的面积;
- 材料和热处理;
- 渗碳深度与齿厚之比。

如果没有个人的或其他验证过的经验, Y_x 可按法向模数 m_{mn} 和材料近似地从图 10 查取。

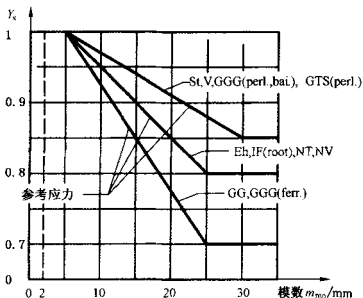


图 10 弯曲强度的尺寸系数 Y_x (用于材料弯曲疲劳极限)

Y_X 可用式(83)~式(85)计算,近似地表示图 10 中的曲线。

12.2 公式

12.2.1 结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁

$$Y_X = 1.03 - 0.006 m_{mn} \dots\dots\dots (83)$$

并规定 $0.85 \leq Y_X \leq 1.0$ 。

12.2.2 渗碳淬火钢、全齿廓感应或火焰淬火钢、渗氮钢或氮碳共渗钢

$$Y_X = 1.05 - 0.01 m_{mn} \dots\dots\dots (84)$$

并规定 $0.8 \leq Y_X \leq 1.0$ 。

12.2.3 灰铸铁

$$Y_X = 1.075 - 0.015 m_{mn} \dots\dots\dots (85)$$

并规定 $0.70 \leq Y_X \leq 1$ 。

13 寿命系数 Y_{NT}

13.1 概述

寿命系数 Y_{NT} 是有限寿命(应力循环次数有限)时所允许比较高的弯曲应力与在 3×10^6 循环次数的弯曲疲劳极限应力的比值。

对 Y_{NT} 的主要影响因素有:

- 材料和热处理(见 GB/T 8539);
- 载荷的循环次数(使用寿命) N_L ;
- 失效判据;
- 要求的运转平稳性;
- 齿轮材料的纯度;
- 材料的塑性和断裂韧性;
- 残余应力。

GB/T 10062 规定,应力循环次数 N_L 的定义为在载荷作用下轮齿啮合的次数。材料的弯曲疲劳极限是按轮齿加载循环次数 3×10^6 建立的,可靠度 99%。

超过 3×10^6 循环次数,经验证明可取 $Y_{NT} = 1$ 。

当 $Y_{NT} = 1$ 时,应考虑采用最佳的材质和制造工艺。

13.2 A 法(Y_{NT-A})

S-N 或损伤曲线是从实际齿轮在有限寿命下得到的曲线。在这种情况下, Y_{SrelT} 、 Y_{RrelT} 和 Y_X 系数实际上已包括在 S-N/损伤曲线中,所以在计算用齿根应力时,可取 $Y_{NT-A} = 1$ 。

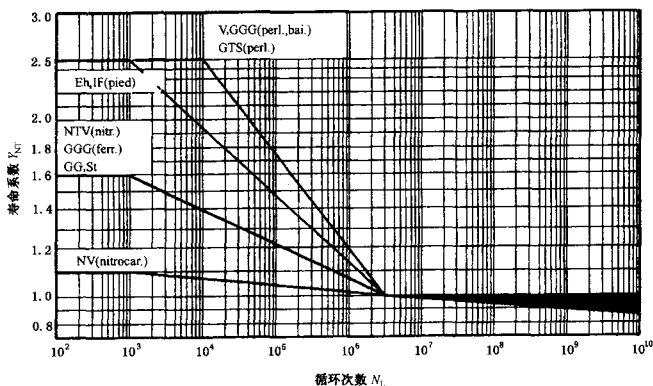
13.3 B 法(Y_{NT-B})

13.3.1 概述

这个方法是用标准试验齿轮的寿命系数 Y_{NT} 评估齿轮在有限寿命时的许用齿根应力和可靠性。 Y_{NT} 中没有包含 Y_{SrelT} 、 Y_{RrelT} 和 Y_X 的影响,因此在有限寿命时要考虑这些系数修正的影响(见 GB/T 3480)。

13.3.2 曲线图

对于静强度和疲劳强度, Y_{NT} 值是材料和热处理的函数, Y_{NT} 可从图 11 查得;其值是根据大量试验得到的,其判据是:对于表面硬化钢和渗氮硬化钢是产生损伤或初始裂纹;对于结构钢和调质钢是达到屈服极限。

图 11 寿命系数 Y_{NT} (标准试验齿轮)

13.3.3 计算法

对于静强度和疲劳强度的寿命系数可从表 3 查得,对于有限寿命的 Y_{NT} 在疲劳强度极限和静强度极限之间插值确定 (Y_{NT} 的插值计算见 GB/T 3480)。

注:对于循环次数 $\leq 10^3$,应避免应力水平高于允许值,否则齿轮材料会超过弹性极限。

表 3 静强度和疲劳强度的寿命系数 Y_{NT}

材 料	应力循环次数 N_L	寿命系数 Y_{NT}
V GGG(perl., bai.) GTS(perl.)	$N_L \leq 10^4$, 静强度	2.5
	$N_L = 3 \times 10^6$, 疲劳强度	1.0
	$N_L = 10^{10}$, 疲劳强度 优选材料、制造工艺,并经生产实践验证	0.85 1.0
Eh, IF(齿根)	$N_L \leq 10^3$, 静强度	2.5
	$N_L = 3 \times 10^6$, 疲劳强度	1.0
	$N_L = 10^{10}$, 疲劳强度 优选材料、制造工艺,并经生产实践验证	0.85 1.0
St NTV(nitr.) GG,GGG(ferr.)	$N_L \leq 10^3$, 静强度	1.6
	$N_L = 3 \times 10^6$, 疲劳强度	1.0
	$N_L = 10^{10}$, 疲劳强度 优选材料、制造工艺,并经生产实践验证	0.85 1.0
NV(nitrocar.)	$N_L \leq 10^3$, 静强度	1.1
	$N_L = 3 \times 10^6$, 疲劳强度	1.0
	$N_L = 10^{10}$, 疲劳强度 优选材料、制造工艺,并经生产实践验证	0.85 1.0

附录 A

(规范性附录)

锥齿轮的校正系数 Y_A ——B2 法

A.1 概述

本附录规定了锥齿轮的校正系数 Y_A 有两个作用,用这个系数把 B2 法的计算结果校正到 B1 法的计算结果,经校正后可利用 GB/T 8539 中的试验齿轮的疲劳极限。B2 法的使用者可引用的 Y_A 推导。

A.2 校正系数 Y_A 的初始值

可用初始值

$$Y_{A1,2} = 1.2 \quad \dots\dots\dots (A.1)$$

这个值可用于 $m_{mn}=5$ mm, $\alpha_o=20^\circ$, $\beta_m=35^\circ$, 渗碳材料的齿轮。

A.3 校正系数 Y_A 的复合方程式

B1 和 B2 法间的主要区别是 B2 法中不仅包括弯曲应力,还包括了压缩应力[比较式(9)和式(62)]。可以为 B2 法的齿形系数与弯曲应力系数 Y_B 和压缩应力系数 Y_C 间的关系为:

$$\frac{1}{Y_{1,2}} = \frac{m_{et}}{m_{mn}} (Y_{B1,2} - Y_{C1,2}) \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

式中:

$$Y_{B1,2} = m_{mn} \frac{3h_{N1,2}}{2s_{N1,2}^2} \quad \dots\dots\dots (A.3)$$

$$Y_{C1,2} = m_{mn} \frac{\tan\alpha_{h1,2}}{2s_{N1,2}} \quad \dots\dots\dots (A.4)$$

$Y_{1,2}$ ——见式(62);

$h_{N1,2}$ ——见式(59);

$s_{N1,2}$ ——见式(58);

$\alpha_{h1,2}$ ——见式(47)。

认为 $\cos\alpha_{FaN} \approx \cos\alpha_h \approx \cos\alpha_n$, $h_{Fa} \approx h_N^{1)}$ 和 $s_{Fa} \approx 2s_N$, 则

$$Y_B \approx Y_{Fa} Y_C \quad \dots\dots\dots (A.5)$$

式中:

Y_{Fa} ——见式(9)。

B1 和 B2 法另一个区别是处理应力修正的方法不同[比较式(24)和(26)]。最近似的公式(包括了这两个方法的所有差异)为:

$$Y_{sa} \approx \frac{1}{2.3} Y_f^2 \quad \dots\dots\dots (A.6)$$

比较 B1 和 B2 法得:

$$Y_{Fa} Y_{sa} Y_C \approx Y_A Y_f \frac{1}{Y} \frac{m_{mn}}{m_{et}} \quad \dots\dots\dots (A.7)$$

1) 如只考虑重合度系数 Y_e (见 8.1) 的影响[见式(A.5)~式(A.7)], 可近似地取 $h_{Fa} \approx h_N$ 。

按照式(A.5)和式(A.6)的假设,得:

$$Y_B \frac{Y_i^2}{2.3} = Y_A Y_i (Y_B - Y_C) \dots\dots\dots (A.8)$$

所以,校正系数 Y_A 是:

$$Y_{A1,2} = \frac{Y_i}{2.3 \left(1 - \frac{S_{N1,2}}{3h_{N1,2}} \tan \alpha_n \right)} \dots\dots\dots (A.9)$$

附录 B
(资料性附录)
几何系数曲线图—B2 法

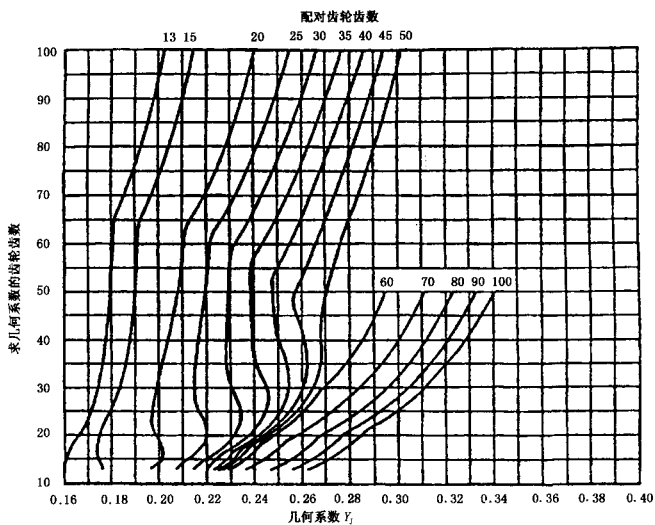


图 B.1 $\Sigma=90^\circ$ 、 $\alpha_n=20^\circ$ 、刀刃半径为 $0.12 m_n$ 的直齿锥齿轮的几何系数 Y_f

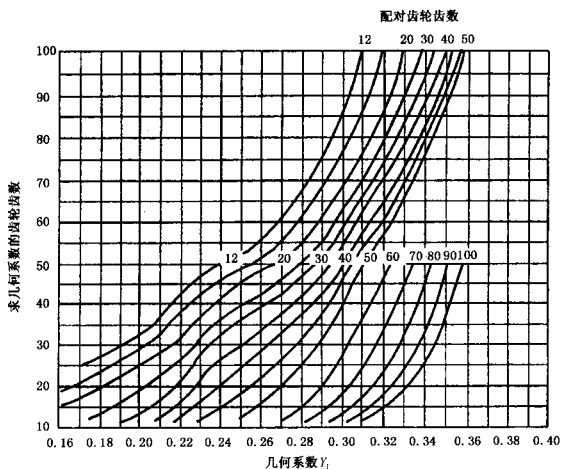


图 B.2 $\Sigma=90^\circ$ 、 $\alpha_n=20^\circ$ 、 $\beta_m=35^\circ$ 、刀刃半径为 $0.12 m_n$ 的弧齿锥齿轮的几何系数 Y_f

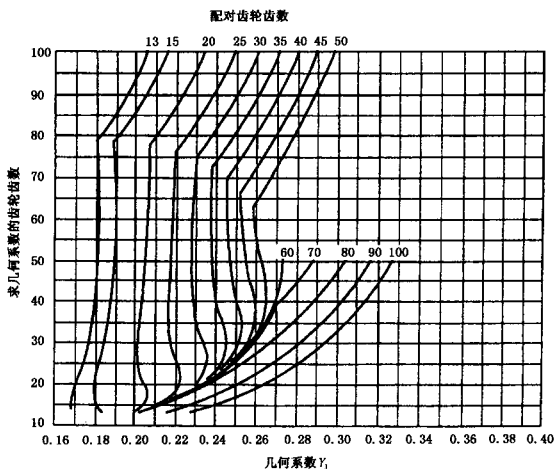


图 B.3 $\Sigma=90^\circ$ 、 $\alpha_n=20^\circ$ 、刀刃半径为 $0.12 m_n$ 的大模数零度齿锥齿轮的几何系数 Y_f

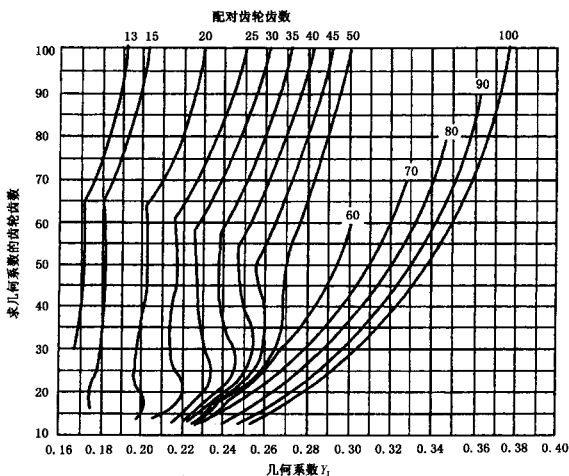
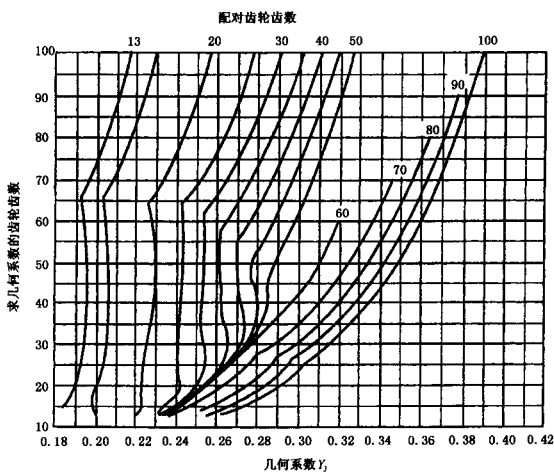
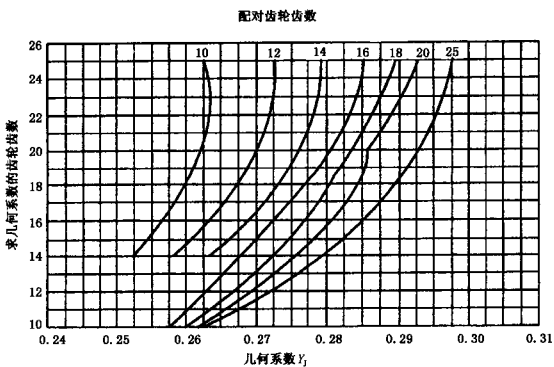


图 B.4 $\Sigma=90^\circ$ 、 $\alpha_n=20^\circ$ 的鼓形直齿锥齿轮的几何系数 Y_f

图 B.5 $\Sigma=90^\circ$ 、 $\alpha_n=25^\circ$ 的鼓形直齿锥齿轮的几何系数 Y_j 图 B.6 $\Sigma=90^\circ$ 、 $\alpha_n=22.5^\circ$ 的鼓形直齿锥齿轮的几何系数 Y_j

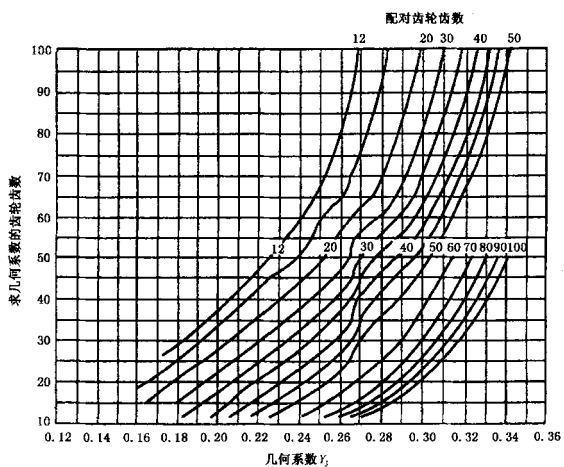


图 B.7 $\Sigma=90^\circ$ 、 $\alpha_n=20^\circ$ 、 $\beta_m=35^\circ$ 的弧齿锥齿轮的几何系数 Y_1

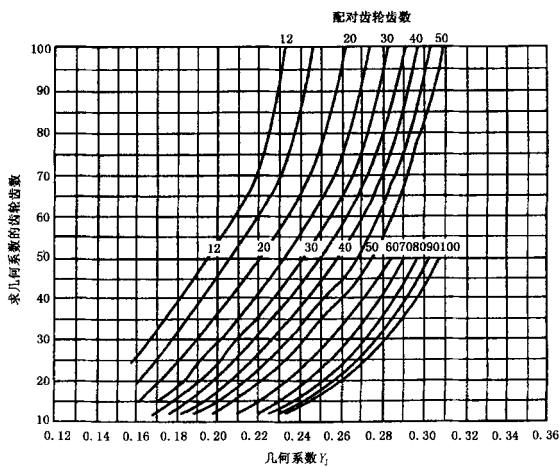


图 B.8 $\Sigma=90^\circ$ 、 $\alpha_n=20^\circ$ 、 $\beta_m=15^\circ$ 的弧齿锥齿轮的几何系数 Y_1

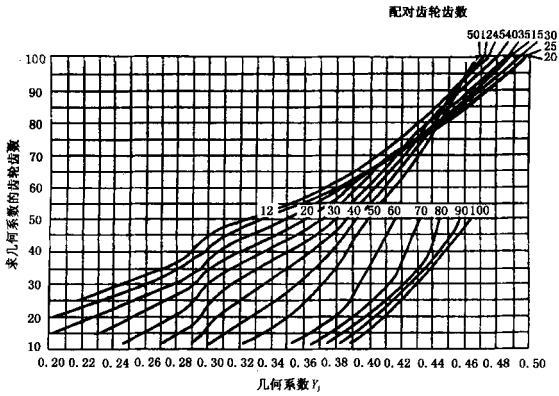


图 B.9 $\Sigma=90^\circ$ 、 $\alpha_n=25^\circ$ 、 $\beta_n=35^\circ$ 的弧齿锥齿轮的几何系数 Y_f

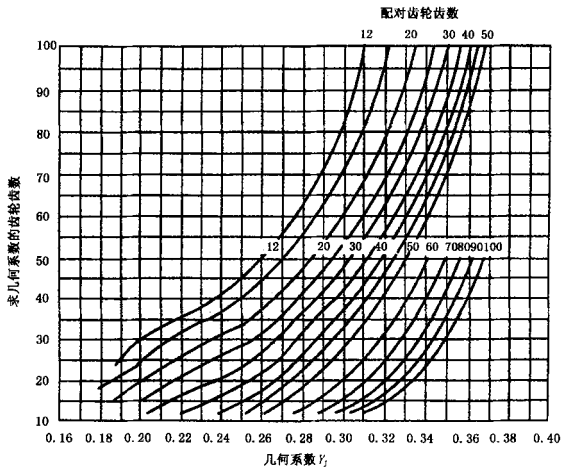


图 B.10 $\Sigma=60^\circ$ 、 $\alpha_n=20^\circ$ 、 $\beta_n=35^\circ$ 的弧齿锥齿轮的几何系数 Y_f

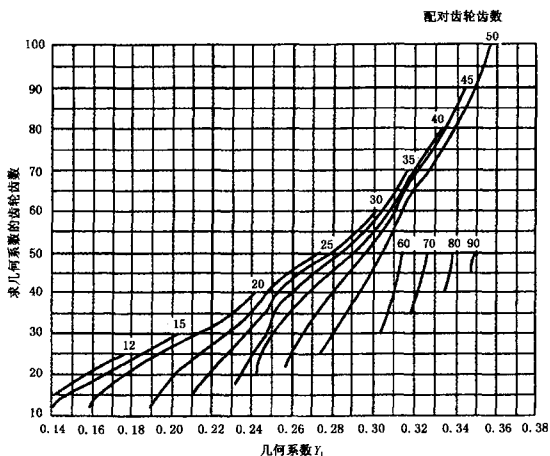


图 B.11 $\Sigma=120^\circ, \alpha_n=20^\circ, \beta_m=35^\circ$ 的弧齿锥齿轮的几何系数 Y_j

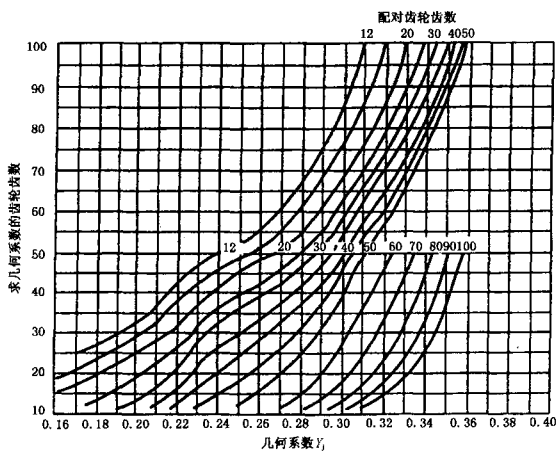


图 B.12 $\Sigma=90^\circ, \alpha_n=20^\circ, \beta_m=35^\circ$ 的弧齿锥齿轮的几何系数 Y_j