

ISO

国际标准化组织

ISO/TC60《齿轮》技术委员会

ISO/TC60/WG6 工作组

ISO/TC60/WG6(Secr.87)199E

直齿及斜齿圆柱齿轮 承载能力计算的基本原理

下 册

一机下机械研究所译印



ISO

国际标准组织

ISO/TC 60 技术委员会

ISO / TC 60 / WG 6 “齿轮”工作组

ISO / TC 60 / WG 6 (秘书—89) 201 E

1.78

直齿轮与斜齿轮的齿的
强度计算原则

第三部份

06

目 录

1. 范围与概述	4
2. 基本公式	6
3. 齿形系数 Y_F 、 Y_{Fa}	14
4. 应力修正系数 Y_S 、 Y_{Sa}	36
5. 重合度系数 Y_ϵ	38
6. 螺旋角系数 Y_β	39
7. 极限应力值 σ_{FLim}	56
8. 寿命系数 Y_{NT}	60
9. 齿根圆角敏感系数 Y_σ	74
10. 齿面状况系数 Y_R	90
11. 尺寸系数 Y_x	96

1 范围与概述

初步说明

1.1 范围

1.2 齿的折断与安全系数

齿根的最大拉应力能作为评定齿的强度即抗折断强度的指标。该应力在载荷作用的一侧齿廓的根部产生。

齿根应力原则上可用适当方法（即有限元法、积分法、集流图形，以及光弹测剪、拉伸测剪等）来确定。力的作用点为基础，考虑到同时啮合的几对齿的载荷分配。在这个作用点上引起齿根最大应力（A法）。

必须注意到，变形的平面状态的应力是决定性的。这对于比较光弹测剪、B法与C法以及许用应力各种结果是不一致的。

A法的进一步说明见第一部份第1.3项。

按本标准，部份齿根应力为名义弯曲应力与应力修正系数的乘积。

B法

假定齿根最大应力是力作用于单对齿接触的外侧点产生（对于斜齿轮为法向截面的当量齿数）。已给出了计称齿的强度系数 Y_F （对于名义应力）与应力修正系数 Y_S 的方程式。上述方程式适用于各种基本齿条。

B法适用于计称机程序及脉动试验的强度评定（给出力的作用点）。

C 法

C 法是最简方法，来源于 B 法。首先，力作用于齿的顶下时计算齿根下份应力，随后按算对齿接触的外侧点系数 Y_F 近似确定此应力。

对于各种基本齿条的齿的强度系数 Y_{Fa} （对于名义应力）与应力修正系数 Y_{Sa} 详见图。

C 法仅适用于 $\varepsilon_\alpha < 2$ 的齿轮；也适用于无升程机的升程。在大多数情况下，C 法是足够精确的，同时比 B 法的应力略大。

在争议的情况下，决定用 A 法（若精度与可靠性已被证实的话），则反对了 B 法，而后者又与 C 法矛盾。

一般说明，见第一个节 1.3 项。

齿根应力疲劳极限即齿的强度的极限值，最好用运转试验与脉度试验来确定。因此，按试验实践的平均值作为基础，确定齿的强度。由试验所获得的数据都类似地应用于其它尺寸的齿轮上，因此齿根应力是按模拟原则取用的。如果齿轮愈类似于试验齿轮，则这种模拟的误差愈小。

齿轮强度的其它确定方法也可采用。然而，必须以齿轮的精细对比试验来保证，而其参数是能被采用的。

1.1 范围

目前本标准提出渐开线直齿轮、斜齿轮与人字齿轮的齿的强度计算的基本公式。这些基本公式包括了影响齿的强度的所有系数（可以定另的确定）。

升程式用于符合 ISO 53 基本齿条的内外齿轮。同样也可用于端面重合度为 $\varepsilon_\alpha = 2.5$ 以下的其它基本齿条的齿轮（不能用于 C 法，见上）。

— 4 —

齿根处用应力所确定的载荷大小称为“齿的强度”。

1.2 齿的折断与安全系数

若超过齿的强度极限应力，即齿下份或全部地在齿根下折断。因而，是基于齿根的最大拉应力来计算。

齿的折断，一般而言是指齿轮寿命的终结。由于一个齿折断常常使所有的齿损坏。因此，主动轴与被动轴之间的联结中断。

因而， S_F 值选取得大于阻止齿面损坏的安全系数的值。

齿折断后，如果仅一个或几个齿的一小下份折断，仍可以降低载荷运行。

此外，一般的看法是考虑选择安全系数 S_F ，见第一下份，1.2项。

2 基本公式

2.1 齿根应力

2.1.1 B法—应力 σ_{F0-B} ¹⁾

2.1.2 C法—应力 σ_{F0-C} ¹⁾

2.2 齿根许用应力

2.2.1 基础：试研齿轮的强度

2.2.2 基础：根下圆角试样的强度

2.2.3 基础：根下非圆角试样的强度

2.3 齿根应力的安全系数（标准值）

2.4 简化计算（注）

在齿根危险截面中的最大弯曲应力 σ_F 在齿高方向为齿的强度计算基础（解释见第一章）。小齿轮与大齿轮的强度都要确定。

齿根应力必须等于或小于齿根许用应力 σ_{FP} 。

1) 齿根危险系数 ($S_{min} = 1.5 \times \text{齿高}$) 是B法与C法的前提。由于齿圈足够厚因而使得在一个齿的二个圆角半径之间折断。在轮圈很薄时，轮圈本身可能断裂。在这种情况下要个别研究。

如果可能，例如在热装的轮圈中，要考虑到齿的载荷产生的应力的叠加。

2.1 齿根应力

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (2-1)$$

式中: σ_{F0} 静态名义扭矩作用于理论准确的齿轮上时, 齿根下的最大应力定义为齿根的下份应力。

A · B · C 法确定 σ_{F0} 的解释见第 1 章¹⁾

2.1.1 B 法—应力 σ_{F0-B}

载荷作用于单对齿接触的外侧点时, 按名义弯曲应力与应力修正系数确定下份齿根应力。

式中:
$$\sigma_{F0-B} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \quad (2-2)$$

$F_t = 2T_1 / d_1$ 端面分度圆上的名义切向载荷²⁾

(第一下份, 第 3 章)

m_n — 法向模数

b — 齿宽³⁾

Y_F 齿形系数 (第 3 章) (考虑齿形在载荷作用于单对齿接触的外侧点时, 对名义弯曲的影响。)

Y_S 修正系数 (第 4 章) (考虑名义弯曲应力向载荷作用于单对齿接触的外侧点时下份齿根应力的转换。因此, Y_S 考虑齿根圆角所增加的应力, 以及弯矩力臂的影响, 并考虑到这样一个事实: 齿根危险截面中的应力是较复杂的。)

Y_β 螺旋角系数 (第 6 章) (考虑这样一种条件: 斜齿轮的齿根应力状态比计标时的当量齿轮的应力状态更有利。)

2) 在分度圆上引入切线载荷的理由见第 3 章第 5 项。 F_t 指的是总的切向载荷 ($\varepsilon_\alpha > 2$ 时, 也是如此)。

2.1.2 C法—应力 σ_{FO-C}

用载荷分配系数 Y_F 使下份齿根应力（由名义弯曲应力与载荷作用于顶下时的应力修正系数来确定的）近似地向单对齿接触的外侧点的状态转换：

$$\sigma_{FO-C} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_F \cdot Y_{\beta} \quad (2-3)$$

式中：

F_t, b, m_n 见 页。

Y_{Fa} 齿形系数（第3章）（考虑齿形在载荷作用于齿顶时对名义弯曲应力的影响。）

Y_{Sa} 应力修正系数（第4章）（考虑名义弯曲应力在载荷作用于齿顶时对相应的下份齿根应力的转换。）因此， Y_{Sa} 考虑了齿根圆角对应力增大的效应，并考虑到齿根危险截面中应力的复杂状态，但未考虑弯矩力臂的影响。

Y_F 重合度系数（第5章）（考虑载荷作用于齿顶时的下份应力向载荷作用于单对齿接触的外侧点的状态转换。）因而包括了几对齿的载荷分配与弯矩力臂对应力修正系数的影响。

Y_{β} 见第2/4页

2.1.3 载荷系数 ((2-1)) 式中

K_A 工作状况系数

（由于主动、被动机械的外部影响，考虑载荷的增加。）

K_V 动载系数（第1部分，第5章）

（考虑外下附加动载荷所增加的载荷。）

(接上页) 3) 若大小齿轮的宽度不同，齿宽大的齿轮的升标宽度最多取成等于窄齿宽每侧加一个模数，把它看成是受载的。

(考虑因齿的同心性误差、弹性变形引起的沿齿向载荷不均匀的分布。)

K_{Fx} 端面载荷分配系数 (第 1 下份, 第 7 章)

(考虑齿距误差在齿周方向引起的载荷不均匀分配。)

在计算过程中, K_A , K_V , $K_{F\beta}$, K_{Fx} 的顺序, 见第 1 下份第 1 章 1.5 项。

2.2 齿根许用应力

确定小齿轮、大齿轮的齿根许用应力 σ_{FP} , 可按各种不同方法确定:

2.2.1 在齿轮 (试验齿轮) 所决定的强度基础上确定齿根许用应力 σ_{FP} (要优先采用本方法, 因一定的几何相似性及制造工艺中, 齿轮强度参数数值限定在一定的使用场合范围内, 见第 1 章。)

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FLim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{oreIT} \cdot Y_{RreIT} \cdot Y_x \quad (2-4)$$

式中:

σ_{FLim} 试验齿轮齿根名义弯曲极限应力

(考虑材料、热处理、与试验齿轮齿面的影响。)

Y_{ST} 试验齿轮的应力修正系数 (应力集中系数)。(第四章)

($\sigma_{FLim} \cdot Y_{ST}$ 是非圆角域样的弯曲极限应力, 假定材料 (包括热处理后) 是完全弹性的。)

$Y_{NT}^{4)}$ 齿根应力的寿命系数, 係指试验齿轮尺寸而言 (第 8 章)。(在寿命极限内, 考虑所增加的载荷大小。)

$S_{F\lim}$ 最小安全系数 (见第1章)。

$Y_{\sigma rel T}^{(4)}$ 极限应力的相对敏感系数 (第9章) 或静态强度的相对敏感系数, 试样的齿轮对于域阶齿轮

$$Y_{\sigma rel T} = \frac{Y_{\sigma T}}{Y_{\sigma T}}$$

域阶齿轮条件下, 考虑在齿根圆角中的敏感性。)。

$Y_{R rel T}^{(4)}$ 相对的表面状况系数 (见第10章)。

域阶齿轮条件下, 考虑齿根圆角表面状况的影响。)

$Y_x^{(4)}$ 齿根强度的尺寸系数 (见第11章)

(考虑模数对齿根强度的影响。)

2.2.2 在根下圆角域样所决定的强度基础上, 确定齿根许用应力 σ_{FP}

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{K\lim} \cdot Y_{SK} \cdot Y_{NK}}{S_{F\min}} \cdot \frac{Y_{\sigma}}{Y_{\sigma K}} \cdot Y_{R rel} \cdot Y_x \quad (2-5)$$

式中:

$\sigma_{K\lim}$ 根部圆角域样在重复载荷下的名义弯曲极限应力 (考虑材料热处理, 以及域样的表面状况影响。考虑对齿轮的差异: 应力形式、横截面、载荷作用、制造工艺 (例、滚动方向))。

Y_{SK} 域样尺寸的应力修正系数

4) 系数 $Y_{\sigma rel T}$ 、 $Y_{R rel T}$ 与 Y_x 不同程度地影响到极限应力与静态强度, 这些系数可以确定一个 Wöhler 线系数 (由 $Y_{NT} \cdot Y_{\sigma rel T} \cdot Y_x$ 的乘积所确定), 以替代寿命系数, 如第8章图8.2所示。

4) 见第2/7页

5) 注4, 第2/7页, 类似地采用。

$Y_{NK}^{5)}$ 试样尺寸的寿命系数

$Y_{\sigma}^{5)}$ 被求的齿轮极限应力的齿根圆角敏感系数或静态强度的齿根圆角敏感系数

$Y_{\sigma K}^{5)}$ 根部圆角试样的敏感系数或静态敏感系数 (见第9章) (Y_{σ} 与 $Y_{\sigma K}$ 考虑材料的圆角敏感性。)

$Y_{Rrel \Delta}$ 粗糙试样的相对表面状况系数 (见第10章)
(在试样条件下, 考虑齿根表面状况的影响)

$S_{Fmin}, Y_x^{5)}$ 见第 页

根部圆角试样的参数按试验或文献确定。

2.2.3 在根下非圆角的、抛光的试样强度基础上确定齿根许用应力

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{0lim} \cdot Y_N}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\sigma} \cdot Y_R \cdot Y_x \quad (2-6)$$

式中:

σ_{0lim} 根下非圆角的、抛光的试样在重复载荷下的弯曲极限应力

(考虑试样的材料、热处理。) 按 σ_{Klim} 考虑与齿轮相比较的差异。

$Y_N^{5)}$ 根部非圆角的、抛光的试验齿轮的寿命系数
(在寿命极限范围内, 考虑增加的载荷大小。)

$Y_R^{5)}$ 表面状况系数

(在根下非圆角的抛光的试样的条件下, 考虑齿根圆角的表面状况的影响。)

$Y_{\sigma}^{5)}, Y_x^{5)}, S_{Fmin}$, 见 2.2.1 与 2.2.2 项。

5) 按 4, 第 2/7 页, 类似地采用。

根部非圆角的试样的参加按试阶确定，或按文献确定。

2.3 齿根应力的安全系数（标术值）

齿的弯曲强度的安全系数（标术值）可按（2-7）式确定。小齿轮与大齿轮的安全系数都要确定。

2.3.1 a) 在试阶齿轮所确定的强度基础上：

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{St} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\sigma RelT} \cdot Y_{R RelT} \cdot Y_X}{\sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} \quad (2-7)$$

b) 在根部圆角试样所确定的强度基础上：

$$S_F = \frac{\sigma_{Klim} \cdot Y_{Sk} \cdot Y_{NK} \cdot Y_{\sigma} \cdot Y_{R Rel \Delta} \cdot Y_X}{\sigma_{F0} \cdot Y_{\sigma K} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} \quad (2-8)$$

c) 在根下非圆角的·抛光的试样所确定的强度基础

上：

$$S_F = \frac{\sigma_{0lim} \cdot Y_N}{\sigma_{F0} \cdot K_A} \cdot \frac{Y_{\sigma} \cdot Y_R \cdot Y_X}{K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} \quad (2-9)$$

以上各项系数已在（2-1），（2-4），（2-5）与（2-6）式中解释。

注：这是对于所传递扭矩的标术安全系数（译注：安全系数取正值）。

关于安全系数或损坏可能性的详述见第一部份第1章与第2部份第1章。

2.4 简化计标（注）

在一定的使用情况下或粗略计标中，允许考虑单项系数为常数或等于1（与第1部份1.2项（c）比较）。

3. 齿形系数 Y_F , Y_{Fa} .

3.1 符号、名称、与单位

3.2 齿形系数 Y_F

3.2.1 外齿轮

3.2.2 内齿轮

3.3 齿形系数 Y_{Fa}

3.3.1 外齿轮

3.3.2 内齿轮

3.3.3 Y_{Fa} 与 Z_n 的图线

3.4 复合齿形系数 Y_{Fs}

3.5 根据

齿的强度系数 Y_F 与 Y_{Fa} 考虑齿形对名义弯曲应力的影响。

Y_F 用于载荷作用单对齿接触的外侧点 (B 法), Y_{Fa} 用于载荷作用于齿顶 (C 法)。

以上两种方法都是建立在齿形齿根圆角二个 30° 切线切点之间距离的这个基础上。

3.1 符号、名称、单位 (同第 1 下份第 2 章)

C 底隙

d_e 载荷作用于单对齿接触的外侧点的直径 毫米

h_F 载荷作用于单对齿接触的外侧点时齿根应力的弯矩力臂¹⁾ mm

h_{Fa} 载荷作用于齿顶时的齿根应力的弯矩力臂¹⁾ 毫米 mm

h_k 凸台齿形的起点高度 毫米 mm

K 齿顶修缘的系数

F_{bt} 基圆柱上的名义切向力 (端截面) 牛顿 N

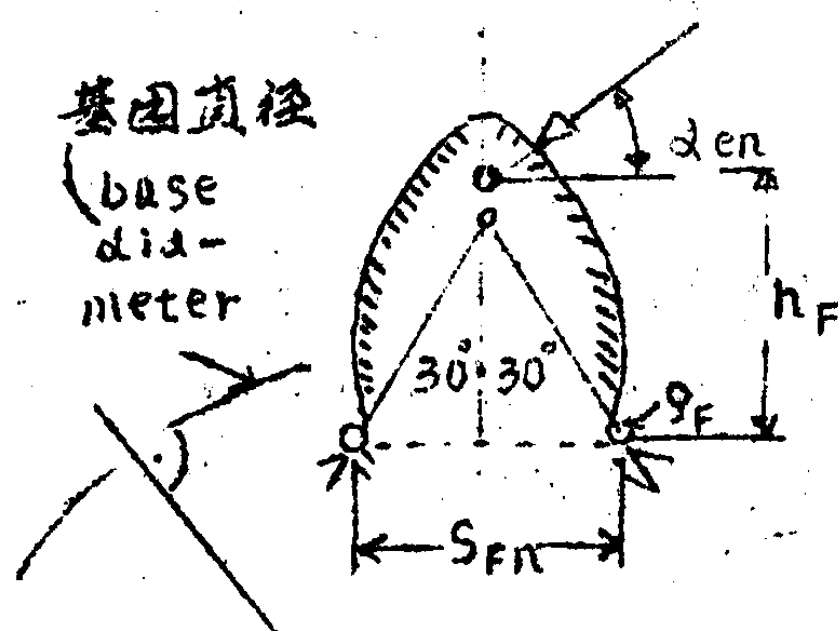
1) 由 30° 的切线的切点确定。

F_{bN} 基圆柱上的名义切向力 (法向截面) 牛顿 N
 E, G, H 辅助数值
 P_{ro} 凸台值
 Y_{FS} 复合齿形系数
 α_{an} 法向截面内顶圆的压力角 (二力的作用角) 0
 α_{en} 法向截面内单对齿接触的外侧点的压力角 (二力的作用角) 0
 α_{pro} 凸台角 0
 β_a 顶圆柱的螺旋角 0
 β_e 单对齿接触的外侧点的直径处的螺旋角 0
 ϕ 辅助角 弧角

3.2 齿形系数 Y_F

齿形系数考虑载荷作用于单对齿接触的外侧点时齿形对名义弯曲应力的影响。

按图 3.1 的定义取



$$\frac{F_{bN}}{b/\cos\beta_b} = \frac{F_{bt}}{b}$$

图 3.1

图 3.1 用齿根厚度 S_{FN} 与载荷作用于单对齿接触的外侧点时的弯矩力臂 h_F 定义危险截面。

$$Y_F = \frac{6 (v_F / \text{mm}) \cos \alpha_n}{(S_{Fn} / \text{mm})^2 \cos \alpha_n} \quad (3-1)$$

上述等式用于变位或不变位的直齿轮或斜齿轮。在斜齿轮中，齿的强度系数在法向截面内确定，即用当量齿数。法向截面内的当量齿数可按第 3/6 页 (3-12) 等式确定，或按图 3-6 的图线确定。小齿轮、大齿轮的 Y_F 都要确定。

v_F 、 S_{Fn} 与 α_n 的数值是计算 Y_F 所需的，仅仅能用反复计算方法精确确定。下面介绍的方程式经几步反复计算之后收敛。

3.2.1 外齿轮

对于所有基本齿条（带或不带 β 台）都进行计算，但有下列限制：

(a) 30° 切线切点位于由刀具的圆角顶下展成的齿根圆角曲线上。

(b) 不能按很小的顶部圆角 ($\rho_{ao} = 0$) 制造刀具。

等式 (3-1) 中各数值的确定：

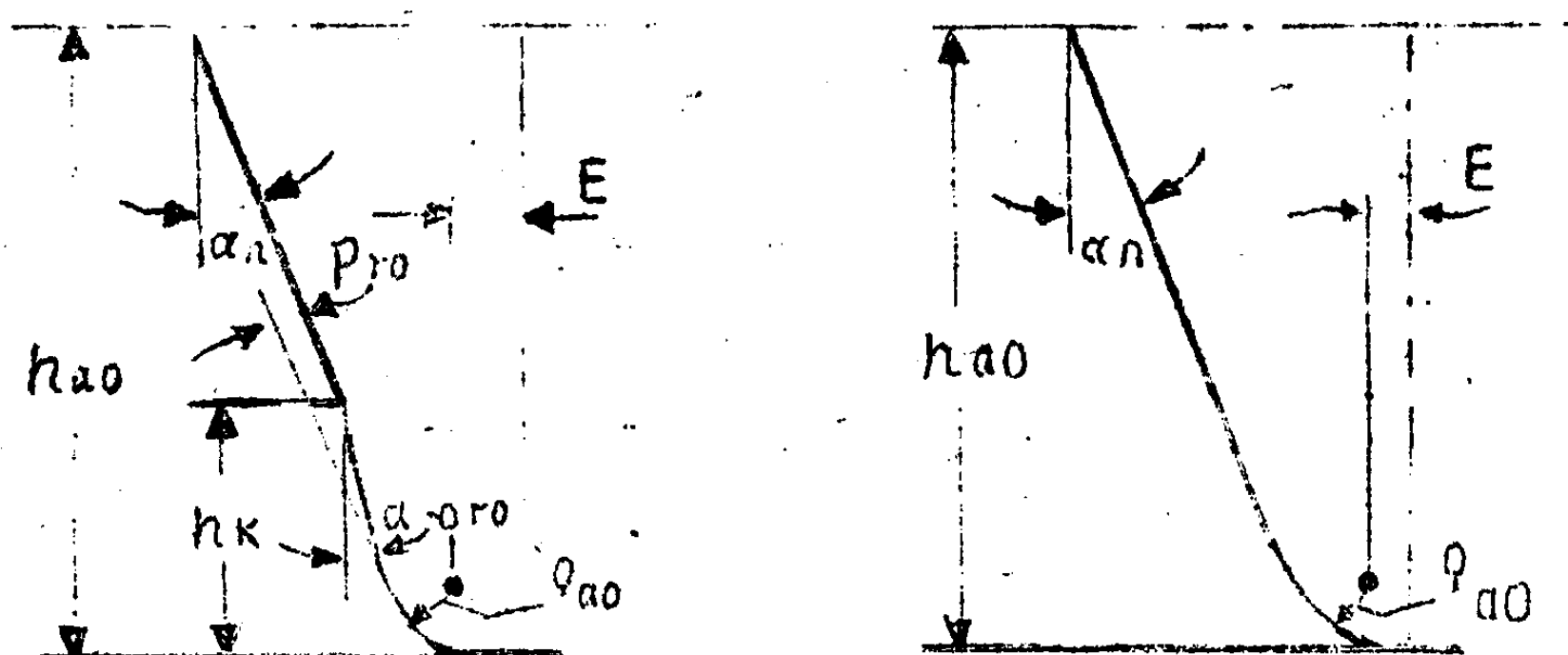


图 3.2 刀具基本齿条尺寸

$$E = \frac{\pi}{4} \cdot m_n - h_{a0} \cdot \tan \alpha_n + h_k (\tan \alpha_n - \tan \alpha_{pro}) - (1 - \sin \alpha_{pro}) \cdot \rho_{a0} / \cos \alpha_{pro} \quad (3-2)$$

对于不带凸台的刀具取 $\alpha_{pro} = \alpha_n$

$$G = \rho_{a0} / m_n - h_{a0} / m_n + x \quad (3-3)$$

$$H = \frac{2}{z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3} \quad (3-4)$$

$$g = \frac{2G}{z_n} \cdot \tan g - H \quad (3-5)$$

为了求解(3-5)式,可用初始值 $g = 30^\circ$ 代入。经2步反复计算后多数方程即已收敛。

齿根的弦齿厚 S_{Fn}

$$\frac{S_{Fn}}{m_n} = z_n \cdot \sin \left(\frac{\pi}{3} - g \right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos g} - \frac{\rho_{a0}}{m_n} \right) \quad (3-6)$$

30°切线切点处的齿根圆角半径 ρ_F (图3.1):

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{a0}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos g \cdot (z_n \cos^2 g - 2G)} \quad (3-7)$$

齿形系数 Y_F :

计算

$$d_e = 2 \cdot \sqrt{\left[P_{bn} (1 - \epsilon_\alpha) + \sqrt{(d_a/2)^2 - (d_b/2)^2} \right]^2 + (d_b/2)^2} \quad (3-8)$$

$$\alpha_e = \arccos(d_b/d_e) \quad (3-9)$$

$$y' = \frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan \alpha_n \right) + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha_e \quad (3-10)$$

$$\alpha_{et} = \alpha_e - y' \quad (3-11)$$