



中华人民共和国国家标准

GB/T 3480.3—2021/ISO 6336-3:2019
部分代替 GB/T 3480—1997

直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第3部分：轮齿弯曲强度计算

Calculation of load capacity of spur and helical gears—
Part 3: Calculation of tooth bending strength

(ISO 6336-3:2019, IDT)

2021-04-30 发布

2021-11-01 实施

国家市场监督管理总局 发布
国家标准化管理委员会

目 次

前言	V
引言	VI
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语、定义、符号和缩略语	2
3.1 术语和定义	2
3.2 符号和缩略语	2
4 齿轮断齿和安全系数	7
5 基本公式	7
5.1 总述	7
5.2 弯曲强度安全系数(防止轮齿断齿) S_F	7
5.3 弯曲应力计算值 σ_F	8
5.3.1 总述	8
5.3.2 方法 A	8
5.3.3 方法 B	8
5.4 许用齿根弯曲应力 σ_{FP}	9
5.4.1 总述	9
5.4.2 确定许用齿根弯曲应力 σ_{FP} 的方法的原理、条件假设和应用	9
5.4.3 许用齿根弯曲应力 σ_{FP} :方法 B	10
5.4.4 有限寿命和高周疲劳寿命下的许用齿根弯曲应力 σ_{FP} :方法 B	10
6 齿廓系数 Y_F	11
6.1 总述	11
6.2 齿廓系数 Y_F 的计算:方法 B	12
6.2.1 总述	12
6.2.2 当量齿轮的参数	14
6.2.3 用滚刀生成的外齿轮的危险截面处的法向弦长 S_{Fn} 、齿根圆角半径 ρ_F 、弯曲力臂 h_{Fe}	14
6.2.4 用插齿刀生成的外齿轮的危险截面处的法向弦长 S_{Fn} 、齿根圆角半径 ρ_F 、 弯曲力臂 h_{Fe}	15
6.2.5 用插齿刀生成的内齿轮的危险截面处的法向弦长 S_{Fn} 、齿根圆角半径 ρ_F 、 弯曲力臂 h_{Fe}	18
7 应力修正系数 Y_S	18
7.1 基本用法	18
7.2 应力修正系数 Y_S (方法 B)	19
7.3 齿根有台阶的齿轮的应力修正系数	19
7.4 与试验齿轮尺寸相关的应力修正系数 Y_{ST}	20
8 螺旋角系数 Y_β	20

8.1	总述	20
8.2	图解值	20
8.3	解析值	20
9	轮缘厚度系数 Y_B	21
9.1	总述	21
9.2	图解值	21
9.3	解析值	21
9.3.1	外齿轮	21
9.3.2	内齿轮	22
10	齿高系数 Y_{DT}	22
10.1	总述	22
10.2	图解值	22
10.3	解析值	22
11	弯曲耐久性极限	23
11.1	总述	23
11.2	方法 A 得到的耐久性极限	23
11.3	方法 B 得到的相关 $\sigma_{F\lim}$ 和 σ_{FE} 值的耐久性极限	23
12	弯曲强度寿命系数 Y_{NT}	23
12.1	总述	23
12.2	寿命系数 Y_{NT} : 方法 A	23
12.3	寿命系数 Y_{NT} : 方法 B	24
12.3.1	总述	24
12.3.2	图解值	24
12.3.3	解析值	24
13	齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta T}$ 和相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta rel T}$	25
13.1	基本定义	25
13.2	各种齿根圆角敏感系数的定义	25
13.2.1	总述	25
13.2.2	方法 A	25
13.2.3	方法 B	25
13.3	方法 B 的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta rel T}$	26
13.3.1	图解值	26
13.3.2	解析值	29
14	齿根表面状况系数 Y_R 、 Y_{RT} 和相对齿根表面状况系数 $Y_{R rel T}$	31
14.1	表面状况的影响	31
14.2	表面状况系数和相对表面状况系数	31
14.2.1	总述	31
14.2.2	方法 A	31
14.2.3	方法 B	31
14.3	相对表面状况系数 $Y_{R rel T}$: 方法 B	31
14.3.1	图解值	31

14.3.2	解析值	32
15	尺寸系数 Y_X	33
15.1	总述	33
15.2	方法 A 的尺寸系数 Y_X	33
15.3	方法 B 的尺寸系数 Y_X	33
15.3.1	总述	33
15.3.2	耐久性极限和静强度下的图解值	33
15.3.3	解析值	34
附录 A	(规范性附录) 许用齿根弯曲应力 σ_{FP} ——分别通过缺口试样或平滑试样取得	36
附录 B	(资料性附录) 平均应力影响系数 Y_M 的参考值	43
附录 C	(资料性附录) 确定直齿轮法向载荷的推导公式	45
附录 NA	(资料性附录) 相关国家标准、国际标准对照	46
参考文献	47

前 言

GB/T 3480《直齿轮和斜齿轮承载能力计算》分为下列 5 部分：

- 第 1 部分：基本原理、概述及通用影响系数；
- 第 2 部分：齿面接触强度(点蚀)计算；
- 第 3 部分：轮齿弯曲强度计算；
- 第 5 部分：材料的强度和质量；
- 第 6 部分：变载荷条件下的使用寿命计算。

本部分为 GB/T 3480 的第 3 部分。

本部分按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本部分代替 GB/T 3480—1997《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》中的部分内容。

本部分和 GB/T 3480—1997 相比，主要技术变化如下：

- 本部分采用 ISO 6336-3:2019，仅规定轮齿弯曲强度计算，而不涉及 ISO 6336-1 所规定的基本原理、概述及通用影响系数和 ISO 6336-2 所规定的齿面接触强度(点蚀)计算；
- 修改了一些名词，如“齿向”改为“螺旋线”，“齿形”改为“齿廓”，“纵向”改为“轴向”等；
- 增加了均载系数 K_γ [见式(3)]；
- 修改了与弯曲疲劳强度相关的螺旋角系数 Y_β 计算式 [见式(66)]；
- 正文结构和附录内容有很大调整。

本部分使用翻译法等同采用 ISO 6336-3:2019《直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 3 部分：齿轮弯曲强度计算》。

与本部分中规范性引用的国际文件有一致性对应关系的我国文件如下：

- GB/T 3480.1—2019 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 1 部分：基本原理、概述及通用影响系数(ISO 6336-1:2006, IDT)；
- GB/T 3480.5—2008 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 5 部分：材料的强度和质量(ISO 6336-5:2003, IDT)。

本部分还做了下列编辑性修改：

- 将 ISO 6336-3:2019 表 2 中的“ χ_k^* ”改为“ χ_k^* ”；
- 删除 ISO 6336-3:2019 式(3)的符号 σ_{FP} 的解释；
- 将 ISO 6336-3:2019 式(A.2)中的“ $\sigma_{p\lim}$ ”改为“ $\sigma_{p\lim}$ ”。
- 增加了资料性附录 NA。

本部分由全国齿轮标准化技术委员会(SAC/TC 52)提出并归口。

本部分起草单位：郑州中机轨道交通装备科技有限公司、中机生产力促进中心、郑州机械研究有限公司、西安法士特汽车传动有限公司、湖南大学、郑州江宇机械有限公司、山东华成中德传动设备有限公司、苏州绿控传动科技股份有限公司、郑州高端装备与信息产业技术研究院有限公司、江苏中工高端装备研究院有限公司。

本部分主要起草人：刘忠明、王伟、王志刚、封楠、李海霞、刘义、周长江、丁炜、鞠国强、李金峰、杨海华、孙毅博、王盈颖、范瑞丽、管洪杰、张坤、张敬彩、王长路、侯圣文、郑明、曹敬煜、张元国、王从福、丁军、李峰。

本部分所代替标准的历次版本发布情况为：

- GB/T 3480—1983、GB/T 3480—1997。

引 言

ISO 6336(所有部分)是由总标题为“直齿轮和斜齿轮承载能力计算”的标准(GB)、技术规范(TS)和技术报告(TR)所构成,见表 1。其中:

- 标准提供了基于广泛接受并经过验证的计算方法;
- 技术规范提供了仍需进一步发展的计算方法;
- 技术报告提供了有效数据,如算例。

ISO 6336 系列第 1 部分至第 19 部分的内容涵盖齿轮承载能力计算时的疲劳分析;第 20 部分至第 29 部分的内容主要涉及润滑条件下齿面接触的摩擦性能;第 30 部分至第 39 部分的内容是算例。ISO 6336 系列未来可以增加新的部分对某些标准使用者反映的情况进行说明。

根据 ISO 6336 系列标准(见表 1)进行规范的计算仅可用于标准中规定的零件,不可用于特殊零件。当需要进一步计算时,需要指明 ISO 6336 系列的相关章节或部分。当使用技术规范作为特殊设计的验收标准时,需要提前得到制造商和买方的同意。

表 1 ISO 6336 系列(截至本部分出版前的状态)

直齿轮和斜齿轮承载能力计算	标准	技术规范	技术报告
第 1 部分:基本原理、概述及通用影响系数	✓		
第 2 部分:齿面接触强度(点蚀)计算	✓		
第 3 部分:轮齿弯曲强度计算	✓		
第 4 部分:齿面断裂承载能力计算		✓	
第 5 部分:材料的强度和质量	✓		
第 6 部分:变载荷条件下的使用寿命计算	✓		
第 20 部分:胶合承载能力计算(也适用于斜齿轮和准双曲面齿轮) 闪温法(代替 ISO/TR 13898-1)		✓	
第 21 部分:胶合承载能力计算(也适用于斜齿轮和准双曲面齿轮) 积分法(代替 ISO/TR 13898-2)		✓	
第 22 部分:微点蚀承载能力计算(代替 ISO/TR 15144-1)		✓	
第 30 部分:ISO 6336 第 1、2、3、5 部分应用算例			✓
第 31 部分:微点蚀承载能力计算算例(代替 ISO/TR 15144-2)			✓

齿轮齿根处(沿齿高方向)的最大拉应力不应超过材料许用弯曲应力,这是判定轮齿弯曲强度的基础。这种拉应力发生在工作齿侧的“拉伸圆角”处。若载荷引发裂纹,通常会首先出现在产生压应力的圆角内,即非工作齿侧的“压缩圆角”内。当加载方向为单向且为一般齿廓时,这种受压裂纹很少扩展而引起齿轮失效。而源于拉伸圆角处的初始裂纹,最有可能发生裂纹扩展,最终引起齿轮失效。

在齿轮运转过程中,轮齿承受双向载荷(如“惰轮”)时,可承受的载荷小于其可承受的单向载荷。在这种情况下,整个应力变化范围是加载齿侧齿根圆角的拉应力的两倍以上,在确定其许用应力时应考虑

到这一点(见 ISO 6336-5)。

当齿轮轮缘较薄,齿根处的厚度变窄(尤其是对于某些内齿轮)时,初始裂纹通常会出现在压缩侧的圆角。由于在这种情况下,轮缘本身可能会发生疲劳断裂,因此有必要进行专门的研究。见第 1 章。

几种计算临界齿根应力和评估相关影响系数的方法已有说明,见 ISO 6336-1。

直齿轮和斜齿轮承载能力计算

第3部分:轮齿弯曲强度计算

重要提示——使用 GB/T 3480 本部分的用户应注意,当采用本部分的方法对大螺旋角($\beta > 30^\circ$)和大法向压力角($\alpha_n > 25^\circ$)的齿轮进行计算时,计算结果需要凭经验确认,如方法 A。

1 范围

GB/T 3480 的本部分规定了具有一定轮缘厚度(外齿 $S_R > 0.5 h_t$ 和内齿 $S_R > 1.75 m_n$)的渐开线圆柱内、外直齿轮和斜齿轮的弯曲应力计算的基本公式。本部分考虑了所有由齿轮传递的载荷所引起的、能够定量评估的影响齿根应力的因素。在实际中,内齿轮可能会产生不同于齿轮弯曲疲劳的失效形式,如裂纹从齿根圆开始沿径向向外扩展。本部分的计算结果不能确保对非弯曲疲劳失效形式具有足够的安全性评估。

本部分包括了 Hirt^[11]、Strasser^[14]和 Brossmann^[10]等人所进行的试验测试和理论研究内容。计算结果与其他方法一致(参考文献[5]、[6]、[7]和[12])。本部分给出的公式适用于符合 GB/T 1356 中由基本齿条型刀具加工的圆柱齿轮齿廓,也可用于当量齿轮端面重合度 ϵ_{an} 小于 2.5 并可与其他基本齿条共轲的齿廓。

根据许用弯曲应力得出的承载能力称为“轮齿弯曲强度”。该强度的这种计算方法与其他类似的方法结果一致,这一点在 ISO 6336-1 中的“范围”中已有说明。

如果本部分不适用,参考 ISO 6336-1:2019 的第 4 章。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

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 3374.1—2010 齿轮 术语和定义 第1部分:几何学定义(ISO 1122-1:1998, IDT)

GB/T 3505—2009 产品几何技术规范(GPS) 表面结构 轮廓法 术语、定义及表面结构参数(ISO 4287:1997, IDT)

GB/T 10610—2009 产品几何技术规范(GPS) 表面结构 轮廓法 评定表面结构的规则和方法(ISO 4288:1996, IDT)

ISO 6336-1 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第1部分:基本原理、概述与通用影响系数(Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors)

ISO 6336-5 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第5部分:材料的强度和质量(Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 5: Strength and quality of materials)

3 术语、定义、符号和缩略语

3.1 术语和定义

GB/T 3374.1—2010 和 ISO 6336-1 界定的术语和定义适用于本文件。
 国际标准化组织和国际电工委员会在以下网址维护用于标准化的术语数据库：
 ——ISO <https://www.iso.org/obp>
 ——IEC <http://electropedia.org/>

3.2 符号和缩略语

GB/T 3374.1—2010、ISO 6336-1 和表 2 中给出的缩略语和符号适用于本文件。

表 2 本文件中用到的缩略语和符号

缩略语		
缩略语	说 明	
Eh	渗碳淬火锻钢牌号	
GG	灰口铸铁牌号	
GGG	球墨铸铁牌号(珠光体型、贝氏体型、铁素体型)	
GTS	黑心可锻铸铁牌号(珠光体型)	
IF	火焰或感应硬化的锻造特殊钢牌号	
M	点	
NT	渗氮锻钢、渗氮钢牌号	
NV	整体硬化锻钢、渗氮钢或氮碳共渗钢牌号	
St	正火碳钢牌号($\sigma_B<800\text{ N/mm}^2$)	
V	整体硬化锻钢、碳钢或合金钢牌号($\sigma_B\geqslant800\text{ N/mm}^2$)	
X	X 轴	
Y	Y 轴	
符 号		
符号	说 明	单位
a_0	加工中心距	mm
b	齿宽	mm
b_B	人字齿单个螺旋线的齿宽	mm
d	直径(无下标时指分度圆直径 ^a)	mm
d_a	齿顶圆直径 ^a	mm
d_{an}	当量齿轮齿顶圆直径	mm
d_b	基圆直径	mm
d_{bn}	当量齿轮基圆直径	mm
d_{b0}	刀具基圆直径	mm
d_{en}	当量齿轮单对齿啮合区外界点直径	mm

表 2 (续)

符 号		
符号	说 明	单位
d_n	当量齿轮分度圆直径	mm
d_{Na}	有效齿顶圆直径	mm
d_w	节圆直径	mm
d_0	刀具分度圆直径	mm
E	辅助值	mm
F_b	(名义)载荷(垂直于接触线或垂直于作用面)	N
F_{bn}	垂直于接触线的名义载荷	N
F_{bt}	啮合平面(发生面)内的名义端面载荷	N
F_{Rhigh}	较高载荷齿面单位齿宽的载荷	N/mm
F_{Rlow}	较低载荷齿面单位齿宽的载荷	N/mm
F_t	每对啮合齿分度圆上(名义)端面切向载荷	N
F_w	节圆上的(名义)切向载荷	N
f_ϵ	载荷分布影响系数	—
G	辅助值	—
H	辅助值	—
h_{aP}	圆柱齿轮基本齿条齿顶高	mm
h_{aP0}	刀具齿顶高	mm
h_{Fe}	齿根应力计算中载荷作用于单对齿啮合区外界点时的弯曲力臂	mm
h_{fP}	圆柱齿轮基本齿条齿根高(应按照 GB/T 1356—2001 的规定)	mm
h_t	齿高	mm
K	点 M 与节圆接触点的距离	mm
K_A	使用系数	—
K_{Fa}	弯曲强度计算时的齿间载荷分配系数	—
$K_{F\beta}$	弯曲强度计算时的螺旋线载荷分布系数	—
K_V	动载系数	—
K_γ	均载系数	—
L	辅助值	—
M	平均应力比	
m_n	法向模数	mm
N_L	载荷循环次数	—
p_{bn}	法向基圆齿距	mm
pr	刀具凸台量	mm
q	每个侧面精加工的材料余量	mm
q_s	缺口参数, $q_s = s_{Fn}/2\rho_F$	—

表 2 (续)

符 号		
符号	说 明	单位
q_{sk}	缺口试样的缺口参数	—
q_{sT}	试验齿轮的缺口参数	—
R	应力比	—
R_z	(评定齿廓的)平均最大高度粗糙度值(应按 GB/T 3505—2009 和 GB/T 10610—2009 的规定)	μm
R_{z_k}	粗试样缺口处的平最大高度粗糙度值	μm
R_{z_T}	试验齿轮齿根圆角的最大高度粗糙度值(见 ISO/TR 10064-4)	μm
r	半径	mm
r_{a0}	刀具齿顶半径	mm
r_{b0}	刀具基圆半径	mm
r_M	刀尖中心半径	mm
r_w	加工节圆半径	mm
r_{w0}	刀具加工节圆半径	mm
S	安全系数	—
S_F	齿根弯曲强度计算的安全系数	—
$S_{F\min}$	齿根应力计算所需的最小安全系数	—
s_{Fn}	危险截面处的法向弦长	mm
s_{pr}	齿根残留挖根量, $s_{pr} = pr - q$	mm
s_R	轮缘厚度	mm
T	辅助值	—
t_g	磨削台阶的最大深度	mm
u_0	加工齿数比	—
X_M	点 M 的 X 轴坐标值	mm
x	变位系数	—
$x_{E\min}$	最小生成变位	—
x_0	刀具的变位系数	—
Y_B	轮缘厚度系数,用于调整薄轮缘齿轮的齿根应力计算值	—
Y_{DT}	齿高系数	—
Y_F	齿廓系数,考虑载荷作用于单对齿啮合区外界点时对名义齿根弯曲应力影响的系数	—
Y_M	平均应力影响系数(见附录 B)	—
Y_M	M 点的 Y 轴坐标值	mm
Y_{Nk}	缺口试样齿根弯曲强度的寿命系数	—
Y_{Np}	光滑试样齿根弯曲强度的寿命系数	—

表 2 (续)

符 号		
符号	说 明	单位
Y_{NT}	参考试验条件下齿根弯曲强度的寿命系数	—
Y_R	齿根表面状况系数(与光滑试样有关)	—
Y_{Rk}	缺口试样的表面状况系数	—
Y_{R0}	光滑试样的表面状况系数	—
$Y_{R\text{ rel } k}$	相对粗糙度系数,计算齿轮的齿根表面状况系数除以缺口试样的表面状况系数的商, $Y_{R\text{ rel } k} = Y_R/Y_{Rk}$	—
$Y_{R\text{ rel } T}$	相对表面状况系数,计算齿轮齿根表面状况系数除以试验齿轮表面状况系数的商, $Y_{R\text{ rel } T} = Y_R/Y_{RT}$	—
Y_{RT}	试验齿轮的齿根表面状况系数	—
Y_S	应力修正系数,将荷载作用于单对齿啮合区外界点的名义齿根应力转换为局部齿根应力的系数	—
Y_{Sg}	有磨削台阶轮齿的应力修正系数	—
Y_{Sk}	缺口试样的应力修正系数	—
Y_{ST}	与试验齿轮尺寸有关的应力修正系数	—
Y_X	弯曲强度计算的尺寸系数	—
Y_β	弯曲强度计算的螺旋角系数	—
Y_δ	计算齿轮的缺口敏感系数(相对于光滑试样)	—
$Y_{\delta k}$	缺口试样的缺口敏感系数(相对于光滑试样)	—
$Y_{\delta T}$	试验齿轮的缺口敏感系数(相对于光滑试样)	—
$Y_{\delta\text{ rel } T}$	试验齿轮的相对缺口敏感系数,计算齿轮的缺口敏感系数除以试验齿轮的缺口敏感系数的商, $Y_{\delta\text{ rel } T} = Y_\delta/Y_{\delta T}$	—
y	辅助值	°或 rad
y'	辅助值	—
z	齿数 ^a	—
z_n	斜齿轮的当量齿数	—
z_0	刀具齿数	—
z_{0v}	刀具的当量齿数	—
α_{en}	齿廓压力角,当量齿轮单对齿啮合外界点处的压力角	°
α_{Fen}	载荷作用角,与当量齿轮单对齿啮合区外界点处的载荷方向有关	°
α_M	M点处半径的端面压力角	°
α_n	法向压力角	°
α_w	节圆压力角	°
α_{w0}	制齿时的工作压力角	°

表 2 (续)

符 号		
符号	说 明	单位
α_x	圆柱齿轮基本齿条端面压力角	°
β_b	基圆螺旋角	°
γ	辅助角	°
γ_e	当量齿轮辅助角	°或 rad
$\Delta\alpha$	点 M 处的半厚角	°
Δh	辅助值	mm
$\Delta h'$	辅助值	mm
δ	辅助值	°
ϵ	重合度	—
ϵ_α	端面重合度	—
ϵ_{an}	当量齿轮的端面重合度	—
ϵ_β	轴向重合度	—
θ	切角	°或 rad
λ	辅助值	—
ξ	辅助值	—
ρ_{a0}	刀尖圆角	mm
ρ_F	危险截面处的齿根圆角半径	mm
ρ_{FP}	圆柱齿轮基本齿条的齿根圆角半径	mm
ρ_g	磨削台阶的曲率半径	mm
ρ'	滑动层厚度	mm
σ	法向应力	N/mm ²
σ_B	抗拉强度	N/mm ²
σ_F	弯曲应力计算值	N/mm ²
σ_{FE}	齿轮材料的弯曲疲劳极限 $\sigma_{FE} = \sigma_{F \lim} \cdot Y_{ST}$	N/mm ²
σ_{FG}	齿根应力极限	N/mm ²
$\sigma_{F \lim}$	试验齿轮的弯曲疲劳极限	N/mm ²
σ_{FP}	许用齿根弯曲应力	N/mm ²
$\sigma_{FP \text{ stat}}$	静强度下的许用齿根应力	N/mm ²
$\sigma_{FP \text{ ref}}$	耐久性极限下的许用齿根应力	N/mm ²
σ_{F0}	计算齿根应力基本值	N/mm ²
$\sigma_{k \lim}$	缺口试样的弯曲疲劳极限	N/mm ²
$\sigma_{p \lim}$	光滑试样的弯曲疲劳极限	N/mm ²
σ_S	屈服强度	N/mm ²

表 2 (续)

符 号		
符号	说 明	单位
$\sigma_{0.2}$	塑性应变 0.2% 时的屈服强度	N/mm ²
χ^*	缺口根部的应力梯度	mm ⁻¹
χ_k^*	试样缺口根部的应力梯度	mm ⁻¹
χ_p^*	光滑试样的应力梯度	mm ⁻¹
χ_T^*	试验齿轮的应力梯度	mm ⁻¹
ψ	辅助角	°或 rad
ω_0	辅助角	°
^a 对外啮合齿轮, a 、 d 、 d_a 、 z_1 和 z_2 取正值;对内啮合齿轮, a 、 d 、 d_a 及 z_2 取负值, z_1 取正值。对于内齿轮,所有计算直径都为负值。		

4 齿轮断齿和安全系数

通常,轮齿断齿即为齿轮工作寿命的终结。单个轮齿断齿有时会导致传动系统所有齿轮损坏,在某些情况下,甚至会导致输入轴与输出轴之间的传递路径被损坏。因此,齿轮弯曲强度安全系数 S_F 应比接触强度安全系数选择的要大。

在 ISO 6336-1:2019 的 4.1.11 中可以找到有关选择最小安全系数的概述,建议供需双方应就其最小安全系数值达成一致。

GB/T 3480 的本部分不适用于循环次数小于 10^3 时的应力水平,因为该范围内的应力可能超过了齿轮材料的弹性极限。

5 基本公式

5.1 总述

小齿轮和大齿轮的弯曲应力计算值 σ_F 和许用齿根弯曲应力 σ_{FP} 应分别计算,且 σ_F 应小于 σ_{FP} 。

5.2 弯曲强度安全系数(防止轮齿断齿) S_F

小齿轮和大齿轮的 S_F 分别计算:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FG1}}{\sigma_{F1}} \geq S_{F \min} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FG2}}{\sigma_{F2}} \geq S_{F \min} \quad \dots\dots\dots (2)$$

σ_{F1} 和 σ_{F2} 由式(3)和式(4)得出。对于耐久性极限与静强度的 σ_{FG} 值根据 5.4.3.2 和 5.4.3.3,按式(5)计算得出。对于有限使用寿命, σ_{FG} 根据 5.4.4 确定。

齿根弯曲应力极限 σ_{FG} ,许用齿根弯曲应力 σ_{FP} 和弯曲应力计算值 σ_F 可以用不同方法确定。但每个应力值的计算方法应在计算报告中说明。

注:根据本条款确定的安全系数与可传递转矩有关。

对于最小安全系数和失效风险的说明,见 ISO 6336-1:2019 的 4.1.11。

5.3 弯曲应力计算值 σ_F

5.3.1 总述

弯曲应力计算值 σ_F 是齿根圆角表面处的最大拉应力。

5.3.2 方法 A

原则上,最大拉应力可用任何适当的方法(如有限单元法、数值积分法、保角映射法或应变片测定法等)来确定。为了确定最大齿根应力,应考虑到同时参与啮合的两个及以上的轮齿上载荷分配的影响,以及齿根应力随啮合位置的不同而变化。

由于投入很大,方法 A 仅适用于特殊情况。

5.3.3 方法 B

根据本部分的规定,局部齿根应力由名义齿根应力和应力修正系数¹⁾的乘积确定。

本方法假设齿根应力是由作用在圆柱直齿轮(或斜齿轮的当量齿轮)的单对齿啮合区外界点的载荷产生的。对于斜齿轮,应将“端面载荷”替换为“法向载荷”,法向载荷作用在齿轮的整个实际啮合齿宽上。

对于当量重合度范围在 $2 \leq \epsilon_{an} \leq 2.5$ 的齿轮,所确定的应力是假设载荷作用于三对齿啮合区的内界点。在 ISO 6336(所有部分)中,这个假设通过齿高系数 Y_{DT} 来体现。对于斜齿轮用螺旋角系数 Y_β 来修正这一假设引起的偏差。

方法 B 适用于一般计算,也适用于编程计算和脉动试验(在给定作用点上施加载荷)的结果分析。

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_\gamma K_V K_{F\beta} K_{Fa} \quad \dots\dots\dots (3)$$

式中:

σ_{F0} ——弯曲应力计算基本值,为一对无缺陷齿轮在静态名义转矩加载下和没有任何预应力的情况下(例如过盈配合),即应力比 $R = 0$ 条件下,在齿根处产生的最大局部主应力[见式(4)];

K_A ——使用系数(见 ISO 6336-1),考虑输入、输出转矩变动等外部影响使得载荷增加的系数;

K_γ ——均载系数(见 ISO 6336-1),考虑多路径传动轮系中总切向载荷分布不均的系数;

K_V ——动载系数(见 ISO 6336-1),考虑到内部动态效应使载荷增加的系数;

$K_{F\beta}$ ——弯曲强度计算的螺旋线载荷分布系数(见 ISO 6336-1),它考虑了制造误差,弹性变形等引起的螺旋线误差导致齿宽方向的载荷分布不均匀的因素;

K_{Fa} ——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数(见 ISO 6336-1),考虑因齿距偏差等引起的沿圆周方向载荷分布的不均匀程度。

注: K_A 、 K_V 、 $K_{F\beta}$ 、 K_{Fa} 的计算顺序见 ISO 6336-1:2019 的 4.1.18。

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} \quad \dots\dots\dots (4)$$

式中:

F_t ——分度圆上的名义端面切向载荷(见 ISO 6336-1 适用内容);

注: 在所有情况下,甚至当 $\epsilon_{an} > 2$,需将总的切向载荷作为 F_t ,选择载荷作用于分度圆上的理由见附录 C。ISO 6336-1:2019 的 4.2 给出了 F_t 的定义及关于双斜齿轮特性的论述。

1) 计算许用齿根弯曲应力 σ_{FP} 时,应考虑叠加在齿轮轮齿载荷所引起的应力,例如由于齿圈配合(轮缘收缩)产生的应力。

b ——齿宽(人字齿轮 $b = 2b_B$)；

注：相啮齿轮的 b 值是根圆处的齿宽减去任何有意加工的端面倒棱或齿端倒圆。如果大、小齿轮齿宽不相等，可以假定较宽的齿宽上载荷支承宽度等于较小的齿宽加上每边不超过 1 倍的模数。

m_n ——法向模数；

Y_F ——齿廓系数(见第 6 章)，考虑到载荷作用于单对齿啮合区外界点时齿廓对名义齿根应力的影响；

Y_S ——应力修正系数(见第 7 章)，考虑到当载荷作用于单对齿啮合区外界点时的名义弯曲应力对局部齿根应力的影响。 Y_S 考虑了：

- a) 齿根截面的变化引起的应力增大；
- b) 在齿根危险截面处真实应力状态的计算，要比现在所用的简单受力状态计算复杂得多；

Y_β ——螺旋角系数(见第 8 章)，用于补偿由于接触线的倾斜而导致的斜齿轮齿根处的弯矩强度小于作为计算基础的当量直齿轮的对应值；

Y_B ——轮缘厚度系数，是调节薄轮缘齿轮弯曲应力计算值的修正系数(见第 9 章)；

Y_{DT} ——齿高系数，是用来调节重合度范围在 $2 \leq \epsilon_{\alpha n} \leq 2.5$ 的高精度齿轮弯曲应力计算值的修正系数(见第 10 章)。

5.4 许用齿根弯曲应力 σ_{FP}

5.4.1 总述

齿根极限应力值最好通过齿轮试样测试得到(见第 11 章)，这样试验结果就包含了齿轮试样的几何影响，例如齿根圆角。本部分包含了把不同尺寸齿轮的齿根应力与试验结果进行比较的经验方法。试验齿轮和试验条件越接近工况，计算公式的准确度越高。

如果许用齿根应力 σ_{FP} 是基于对缺口试样或光滑试样的试验，计算方法见附录 A。

5.4.2 确定许用齿根弯曲应力 σ_{FP} 的方法的原理、条件假设和应用

5.4.2.1 总述

许用齿根应力 σ_{FP} 有多种确定方法。具体选用哪种方法应先对齿轮使用工况进行仔细对比研究后再确定。

5.4.2.2 方法 A

该方法中，在适当工况条件下通过齿轮副试验得出 S-N 曲线或损伤曲线，根据式(3)和式(4)确定许用齿根弯曲应力 σ_{FP} 或齿根弯曲应力极限 σ_{FG} 的值。

这种试验方法所需成本过高，通常只适用于某种新产品的开发，因其产品失效会产生严重后果(例如载人航天飞行)。

同样，根据这个方法导出弯曲疲劳极限时，需考虑到试验齿轮的具体情况，而且需要严格监控试验齿轮的尺寸、工况和力学性能。

5.4.2.3 方法 B

损伤曲线用试验齿轮的弯曲疲劳极限 $\sigma_{F \lim}$ 和寿命系数 Y_{NT} 来表征。对于一些常用齿轮材料和热处理工艺，损伤曲线通过加载运转试验或脉动试验的试验结果获得。由此获得的齿轮材料性能指标值，再通过相关的影响系数如相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ ，相对齿根表面状况系数 $Y_{R \text{ rel T}}$ 和尺寸系数 Y_X 进行修正，便可以转换为适合不同尺寸齿轮的对应值。

当弯曲强度值可由齿轮试验、特殊试验,或 ISO 6336-5(当材料相似时)得到时,推荐采用方法 B 进行适当准确的齿轮强度计算。

5.4.3 许用齿根弯曲应力 σ_{FP} : 方法 B

5.4.3.1 总述

根据 5.4.3.2 和 5.4.3.3 中给定的条件,式(5)用于计算齿轮许用齿根弯曲应力。

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{F \min}} Y_{\delta \text{ rel T}} Y_{R \text{ rel T}} Y_X = \frac{\sigma_{FE} Y_{NT}}{S_{F \min}} Y_{\delta \text{ rel T}} Y_{R \text{ rel T}} Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{F \min}} \dots\dots\dots (5)$$

式中:

- $\sigma_{F \lim}$ ——由试验齿轮得出的弯曲疲劳极限(见 ISO 6336-5),该极限值与材料、热处理和试验齿轮齿根圆角的表面粗糙度有关;
- σ_{FE} ——齿轮材料的弯曲疲劳极限,假设材料(包括热处理)是在全弹性状态下,无缺口试样的基本弯曲强度, $\sigma_{FE} = (\sigma_{F \lim} Y_{ST})$;
- Y_{ST} ——应力修正系数,与试验齿轮的尺寸有关(见 7.4);
- Y_{NT} ——齿根应力寿命系数,与试验齿轮的尺寸有关(见第 12 章),考虑了对应有限循环次数的高承载能力;
- σ_{FG} ——齿根弯曲应力极限, $\sigma_{FG} = (\sigma_{FP} S_{F \min})$;
- $S_{F \min}$ ——齿根应力的最小安全系数(见第 4 章和 5.2);
- $Y_{\delta \text{ rel T}}$ ——相对齿根圆角敏感系数,它是计算齿轮的齿根圆角敏感系数与试验齿轮的齿根圆角敏感系数的比值(见第 13 章),用以考虑齿轮材料缺口敏感性的影响;
- $Y_{R \text{ rel T}}$ ——相对齿根表面状况系数,是计算齿轮的齿根圆角表面状况系数与试验齿轮的齿根圆角表面状况系数的比值(见第 14 章),用以考虑齿根圆角表面粗糙度的影响;
- Y_X ——尺寸系数(见第 15 章),用以考虑齿轮尺寸对于轮齿弯曲强度的影响。

5.4.3.2 许用齿根弯曲应力(耐久性极限)

许用齿根弯曲应力(耐久性极限) $\sigma_{FP \text{ ref}}$ 由式(5)计算得出,计算时取 $Y_{NT} = 1$ 。并且修正系数 $\sigma_{F \lim}$ 、 Y_{ST} 、 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ 、 $Y_{R \text{ rel T}}$ 、 Y_X 和 $S_{F \min}$ 根据指定的方法 B 确定。

5.4.3.3 许用齿根弯曲应力(静强度)

许用齿根弯曲应力(静强度) $\sigma_{FP \text{ stat}}$,由式(5)计算确定,修正系数 $\sigma_{F \lim}$ 、 Y_{NT} 、 Y_{ST} 、 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ 、 $Y_{R \text{ rel T}}$ 、 Y_X 和 $S_{F \min}$ 根据指定的方法 B(静强度试验)确定。

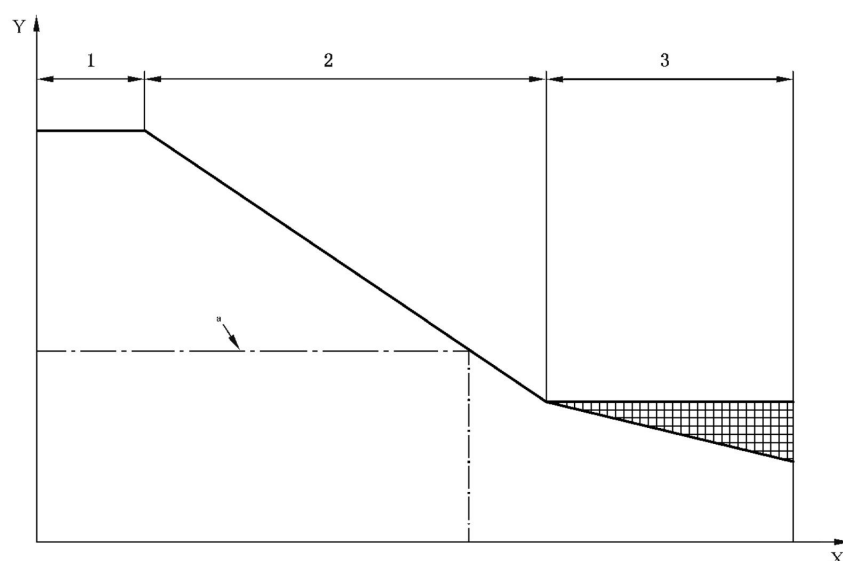
5.4.4 有限寿命和高周疲劳寿命下的许用齿根弯曲应力 σ_{FP} : 方法 B

5.4.4.1 总述

对于给定的载荷循环次数 N_L 的 σ_{FP} 可采用图解法或在对数—对数坐标下的 S-N 曲线上用线性插值的方法确定, σ_{FP} 的值将介于按 5.4.3.2 的耐久性极限值 $\sigma_{FP \text{ ref}}$ 和按 5.4.3.3 的静强度值 $\sigma_{FP \text{ stat}}$ 之间,见第 12 章。

5.4.4.2 图解值

按 5.4.3 中公式计算耐久性极限值对应的 $\sigma_{FP \text{ ref}}$ 和静强度值对应的 $\sigma_{FP \text{ stat}}$,并依据寿命系数 Y_{NT} 绘制 S-N 曲线,如图 1 所示。可从图中得到载荷循环次数 N_L 对应的 σ_{FP} 。



说明:

X——应力循环次数 N_L (log);

Y——许用接触应力 σ_{FP} (log);

1——静强度;

2——有限寿命;

3——高周疲劳寿命。

^a 给定应力循环次数下的许用齿根弯曲应力 σ_{FP} 。

图 1 按方法 B 用图解法确定有限寿命的许用齿根弯曲应力

5.4.4.3 解析值

根据 5.4.3 公式计算耐久性极限值对应的 $\sigma_{FP \text{ ref}}$ 和静强度值对应的 $\sigma_{FP \text{ stat}}$, 根据这些结果可以确定在有限寿命范围内对应于载荷循环次数 N_L 的许用齿根弯曲应力 σ_{FP} , 计算如下:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FP \text{ ref}} Y_N = \sigma_{FP \text{ ref}} \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{\text{exp}} \quad \dots\dots\dots (6)$$

a) 对于 St、V、GGG(perl., bai.) 或 GTS(perl.), 在图 11 所示有限寿命范围: $10^4 < N_L \leq 3 \times 10^6$

$$\text{exp} = 0.403 \, 7 \times \log \frac{\sigma_{FP \text{ stat}}}{\sigma_{FP \text{ ref}}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

b) 对于 IF、Eh、NT(nitr.)、NV(nitr.)、NV(nitrocar.)、GGG(ferr.) 或 GG, 在图 11 所示的有限寿命范围: $10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$

$$\text{exp} = 0.287 \, 6 \times \log \frac{\sigma_{FP \text{ stat}}}{\sigma_{FP \text{ ref}}} \quad \dots\dots\dots (8)$$

对于高周疲劳寿命范围的 σ_{FP} 值, 对应的计算公式也可以确定。

6 齿廓系数 Y_F

6.1 总述

齿廓系数 Y_F 是用以考虑齿廓形状对名义弯曲应力影响的系数。附录 C 解释了齿廓系数的由来。它的原理、条件假设和应用方法见 5.3.2。 Y_F 与作用于单对齿啮合区外界点的载荷应用状态有关(方法 B)。

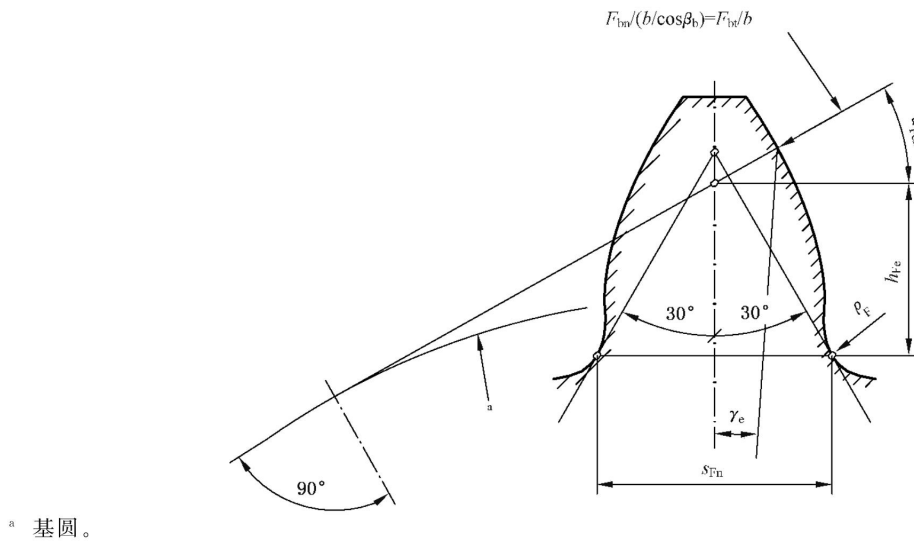


图3 方法B危险截面处的法向弦长的确定(外齿轮)

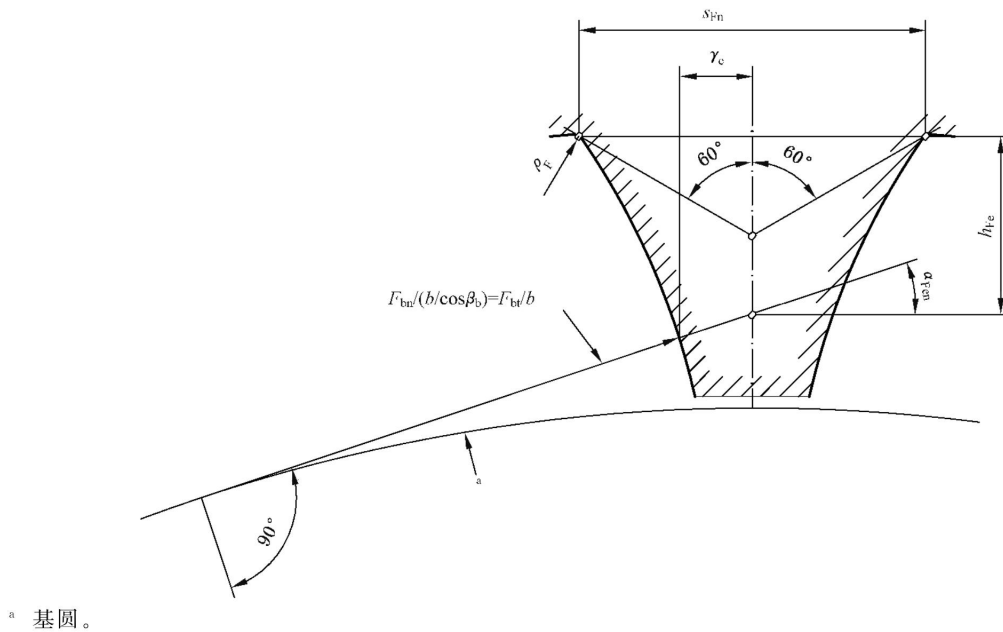


图4 方法B危险截面处的法向弦长的确定(内齿轮)

下式中符号定义见图3和图4:

$$Y_F = \frac{\frac{6h_{Fe}}{m_n} \cdot \cos\alpha_{Fen}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos\alpha_n} \cdot f_\epsilon \quad \dots\dots\dots (9)$$

为计算 h_{Fe} 、 S_{Fn} 和 α_{Fen} 的精确值,首先应得到相对精确的 θ 值,通常按照式(29)进行5次迭代。不推荐用图解法确定 Y_F 。

系数 f_ϵ 考虑了齿间载荷分配的影响,为当量齿轮端面重合度 $\epsilon_{an} \geq 2.0$ 的齿轮提供更精确的结果。大螺旋角、大重合度或者同时具备的齿轮,会导致其计算的重合度 $\epsilon_{an} \geq 2.0$ 。

对于重合度 $\epsilon_{an} \leq 2.0$ 的直齿轮,按式(10),系数 f_ϵ 等于1;对于轴向重合度 $\epsilon_\beta \geq 1$ 的斜齿轮,按

式(14) 计算;式(12)和式(13)使 f_{ϵ} 在式(10)和式(14)之间为连续函数。

如果 $\epsilon_{\beta}=0, \epsilon_{\alpha n}<2$, 则

$$f_{\epsilon}=1 \quad \dots\dots\dots (10)$$

如果 $\epsilon_{\beta}=0, \epsilon_{\alpha n} \geq 2$, 则

$$f_{\epsilon}=0.7 \quad \dots\dots\dots (11)$$

如果 $0<\epsilon_{\beta}<1, \epsilon_{\alpha n}<2$, 则

$$f_{\epsilon}=\sqrt{1-\epsilon_{\beta}+\frac{\epsilon_{\beta}}{\epsilon_{\alpha n}}} \quad \dots\dots\dots (12)$$

如果 $0<\epsilon_{\beta}<1, \epsilon_{\alpha n} \geq 2$, 则

$$f_{\epsilon}=\sqrt{\frac{1-\epsilon_{\beta}}{2}+\frac{\epsilon_{\beta}}{\epsilon_{\alpha n}}} \quad \dots\dots\dots (13)$$

如果 $\epsilon_{\beta} \geq 1$, 则

$$f_{\epsilon}=\frac{1}{\sqrt{\epsilon_{\alpha n}}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

6.2.2 当量齿轮的参数

当量齿轮计算公式如下:

$$\beta_b = \arccos \sqrt{1 - (\sin \beta \cos \alpha_n)^2} = \arcsin (\sin \beta \cos \alpha_n) \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$z_n = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta} \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$\epsilon_{\alpha n} = \frac{\epsilon_{\alpha}}{\cos^2 \beta_b} \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$d_n = \frac{d}{\cos^2 \beta_b} = m_n z_n \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$p_{bn} = \pi m_n \cos \alpha_n \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$d_{bn} = d_n \cos \alpha_n \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$d_{an} = d_n + d_{Na} - d \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$d_{en} = 2 \frac{z}{|z|} \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2} - \frac{\pi d \cos \beta \cos \alpha_n (\epsilon_{\alpha n} - 1)}{|z|} \right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2} \quad \dots\dots (22)$$

齿数 z 对外齿轮为正和对内齿轮为负。

$$\alpha_{en} = \arccos \left(\frac{d_{bn}}{d_{en}} \right) \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$\gamma_e = \frac{0.5\pi + 2x \cdot \tan \alpha_n}{z_n} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{en} \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e = \tan \alpha_{en} - \text{inv} \alpha_n - \frac{0.5\pi + 2x \cdot \tan \alpha_n}{z_n} \quad \dots\dots\dots (25)$$

6.2.3 用滚刀生成的外齿轮的危险截面处的法向弦长 S_{Fn} 、齿根圆角半径 ρ_{Fe} 、弯曲力臂 $h_{Fe}^{(2)}$

首先,确定公式(9)的辅助值:

$$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{fp} \tan \alpha_n + \frac{s_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{fp}}{\cos \alpha_n} \quad \dots\dots\dots (26)$$

其中, $s_{pr} = pr - q$ (见图 2); $s_{pr} = 0$ (齿轮没有挖根时)。

2) 如果齿顶倒圆或倒棱,应在计算中用“有效齿顶圆直径” d_{Na} 代替“齿顶圆直径” d_a 。

$$G = \frac{\rho_{\text{FP}}}{m_n} - \frac{h_{\text{FP}}}{m_n} + x \quad \dots\dots\dots (27)$$

$$H = \frac{2}{z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - T \quad \dots\dots\dots (28)$$

其中,对于外齿轮, $T = \pi/3$;

$$\theta = \frac{2G}{z_n} \cdot \tan \theta - H \quad \dots\dots\dots (29)$$

对于外齿轮 $\theta = \pi/6$ 作为迭代式(29)的初始值。一般情况下,该函数经过 5 次迭代后收敛。

a) 危险截面处的法向弦长 s_{Fn}

$$\frac{s_{\text{Fn}}}{m_n} = z_n \sin \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{\text{FP}}}{m_n} \right) \quad \dots\dots\dots (30)$$

b) 齿根圆角半径 ρ_{F} (见图 3 和图 4)

$$\frac{\rho_{\text{F}}}{m_n} = \frac{\rho_{\text{FP}}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos \theta \cdot (z_n \cdot \cos^2 \theta - 2G)} \quad \dots\dots\dots (31)$$

c) 弯曲力臂 h_{Fe}

$$\frac{h_{\text{Fe}}}{m_n} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \cdot \tan \alpha_{\text{Fen}}) \cdot \frac{d_{\text{en}}}{m_n} - z_n \cdot \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) - \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{\text{FP}}}{m_n} \right) \right] \quad \dots\dots\dots (32)$$

6.2.4 用插齿刀生成的外齿轮的危险截面处的法向弦长 s_{Fn} 、齿根圆角半径 ρ_{F} 、弯曲力臂 h_{Fe} ²⁾

下面给出了等效直齿圆柱齿轮横截面齿根几何计算公式^[9]。

已知几何量(见图 5)为:

z_0 ——刀具的齿数;

θ ——切角(外齿轮为 30° ,内齿轮为 60°);

x_0 ——刀具的变位系数;

ρ_{a0} ——刀尖圆角(法平面);

s_{pr} ——齿根残留挖根量(法平面)

初始计算几何量为:

——当量齿数 z_{0v}

$$z_{0v} = \frac{z_0}{\cos \beta \cdot \cos^2 \beta_b} \quad \dots\dots\dots (33)$$

——制齿时的工作压力角 α_{w0} (一般情况,至少需要两步迭代)

$$\xi = 2 \times \frac{x_0 + x}{z_{0v} + z_n} \tan \alpha_n + \text{inv} \alpha_n \quad \dots\dots\dots (34)$$

初始值:

$$\alpha_{w0} = \sqrt[3]{3\xi} \quad \dots\dots\dots (35)$$

迭代:

$$\alpha_{w0} = \alpha_{w0} + \frac{\xi - \text{inv} \alpha_{w0}}{\tan^2 \alpha_{w0}} \quad \dots\dots\dots (36)$$

——加工中心距 a_0

$$\alpha_0 = m_n \frac{z_{0v} + z_n}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{w0}} \quad \dots\dots\dots (37)$$

——加工齿数比 u_0

$$u_0 = \frac{z_{0v}}{z_n} \quad \dots\dots\dots (38)$$

——齿轮毛坯的节圆半径 r_w 和刀具的节圆半径 r_{w0}

$$r_w = \frac{\alpha_0}{1 + u_0}; r_{w0} = r_w \cdot u_0 \quad \dots\dots\dots (39)$$

——刀具的基圆半径 r_{b0}

$$r_{b0} = 0.5m_n \cdot z_{0v} \cdot \cos\alpha_n \quad \dots\dots\dots (40)$$

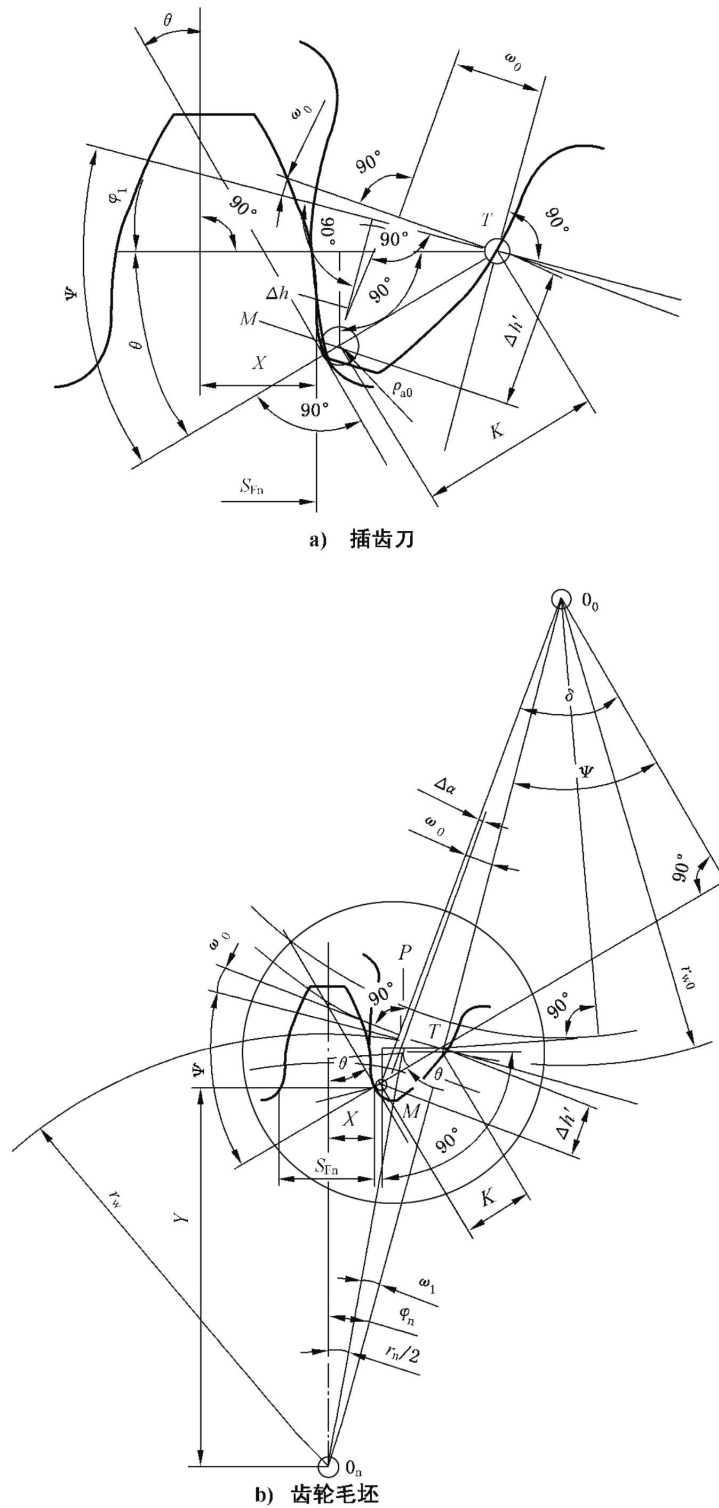


图5 特定啮合位置的插齿刀和齿轮毛坯

插齿刀上的各几何参数见图 6:

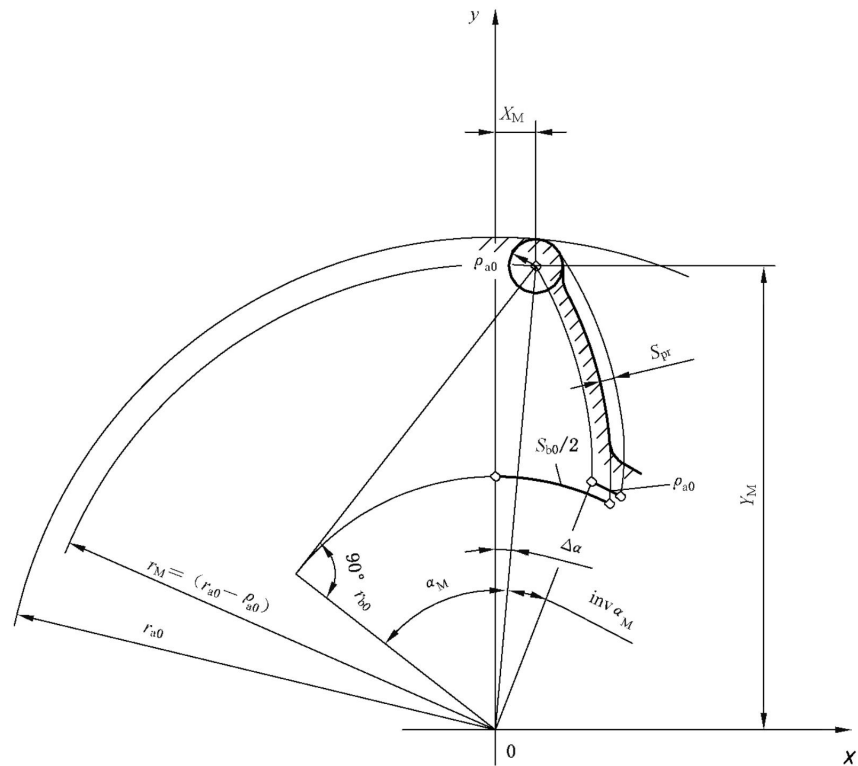


图 6 插齿刀各参数量

——半径 r_M , 刀尖圆角中心的半径

$$r_M = r_{a0} - \rho_{a0} \quad \dots\dots\dots (41)$$

$$r_M = m_n \left(\frac{z_{0v}}{2} + \frac{h_{aP0}}{m_n} + x_0 - \frac{\rho_{a0}}{m_n} \right) \quad \dots\dots\dots (42)$$

——半径 r_M 的端面压力角 α_M

$$\alpha_M = \arccos\left(\frac{r_{b0}}{r_M}\right) \quad \dots\dots\dots (43)$$

——M 点处的半厚角 $\Delta\alpha$

$$\Delta\alpha = \frac{0.5 \cdot \pi + 2x_0 \cdot \tan\alpha_n}{z_{0v}} - \frac{\rho_{a0} - s_{pr}}{r_{b0}} + \text{inv}\alpha_n - \text{inv}\alpha_M \quad \dots\dots\dots (44)$$

M 点坐标:

$$X_M = r_M \cdot \sin(\Delta\alpha); Y_M = r_M \cdot \cos(\Delta\alpha) \quad \dots\dots\dots (45)$$

通过式(48)~式(51)的迭代,确定辅助角 ψ (一般情况,迭代两次就够了):

$$\psi_0 = \frac{\pi}{z_n} + \theta \quad \dots\dots\dots (46)$$

初始值:

$$\psi = \psi_0 \quad \dots\dots\dots (47)$$

$$\lambda = \frac{r_{w0}}{r_M} \cdot \cos\psi \quad \dots\dots\dots (48)$$

$$y = \psi - \arccos(\lambda) + \Delta\alpha + \frac{\psi - \psi_0}{u_0} \quad \dots\dots\dots (49)$$

$$y' = 1 + \frac{1}{u_0} - \frac{r_{w0}}{r_M} \cdot \frac{\sin(\psi)}{\sqrt{1-\lambda^2}} \quad \dots\dots\dots (50)$$

$$\psi = \phi - \frac{y}{y'} \quad \dots\dots\dots (51)$$

当 $\left| \frac{y}{y'} \right| < 10^{-6}$ 时, 迭代结束。

M 点到节圆接触点的距离 K :

$$\omega_0 = \delta - \psi - \Delta\alpha \quad \dots\dots\dots (52)$$

$$\delta = \arccos\left(\frac{r_{w0}}{r_M} \cdot \cos\psi\right) \quad \dots\dots\dots (53)$$

$$\Delta h' = Y_M - r_{w0} \cdot \cos\omega_0 \quad \dots\dots\dots (54)$$

$$\Delta h = \frac{\Delta h' \cdot \sin\psi}{\sin(\psi + \omega_0)} \quad \dots\dots\dots (55)$$

$$K = \frac{\Delta h}{\sin\psi} \quad \dots\dots\dots (56)$$

齿根几何特征量:

——切点坐标

$$X = r_w \cdot \sin(\psi - \theta) - (K + \rho_{a0}) \cdot \cos\theta \quad \dots\dots\dots (57)$$

$$Y = r_w \cdot \cos(\psi - \theta) - (K + \rho_{a0}) \cdot \sin\theta \quad \dots\dots\dots (58)$$

——齿根厚 s_{Fn}

$$s_{Fn} = 2X \quad \dots\dots\dots (59)$$

——齿根圆角半径 ρ_F

$$\rho_F = \frac{K^2}{\frac{r_{w0} \cdot r_w}{r_{w0} + r_w} \cdot \sin\psi + K} + \rho_{a0} \quad \dots\dots\dots (60)$$

弯曲力臂 h_{Fe} :

$$h_{Fe} = (\cos\gamma_e - \sin\gamma_e \cdot \tan\alpha_{Fn}) \cdot \frac{d_{en}}{2} - Y \quad \dots\dots\dots (61)$$

6.2.5 用插齿刀生成的内齿轮的危险截面处的法向弦长 s_{Fn} 、齿根圆角半径 ρ_F 、弯曲力臂 h_{Fe} ²⁾

当量直齿轮危险截面处齿根的几何计算按照式(33)至式(61)进行^[9]。所有齿轮径向尺寸、加工中心距 α_0 和切角 θ (内齿轮 $\theta=60^\circ$) 均取负值。

7 应力修正系数 Y_s

7.1 基本用法

应力修正系数 Y_s 是将名义弯曲应力换算成齿根局部应力的系数。该系数考虑了以下几点:

- 齿根过渡曲线处的应力集中效应³⁾。
- 在齿根危险截面处, 其实际应力状态要远比所采用的简化计算模型复杂得多。有证据表明, 简化模型齿根局部应力大小受两个因素影响, 一个是直接承受的弯矩, 另一个是载荷作用位置距危险截面的距离。

3) 齿根出现磨削台阶时需遵守 7.3 的有关要求。

Y_s 是载荷作用于单对齿啮合区外界点时的应力修正系数(方法 B)。见 5.3 方法 B 的原理、条件假设和应用。

本章中的公式基于压力角为 20° 的圆柱直齿外齿轮的几何参数,基于测量和采用有限元法、数值积分法计算。这些公式也可用于内齿轮和其他压力角齿轮的近似计算。

以上所述涉及了直齿轮和斜齿轮,有关斜齿轮当量齿数的计算见第 6 章。

7.2 应力修正系数 Y_s (方法 B)

应力修正系数按式(62)计算,其适用范围为 $1 \leq q_s < 8$,参数定义见图 3 和图 4。

$$Y_s = (1.2 + 0.13L)q_s \left[\frac{1}{1.21 + \frac{2.3}{L}} \right] \quad \dots\dots\dots (62)$$

其中:

$$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}} \quad \dots\dots\dots (63)$$

式中:

s_{Fn} ——滚刀生成的外齿轮按式(30)确定,插齿刀生成的外齿轮和内齿轮按式(59)确定。

h_{Fe} ——滚刀生成的外齿轮按式(32)确定,插齿刀生成的外齿轮和内齿轮按式(61)确定。

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F} \quad \dots\dots\dots (64)$$

式中:

ρ_F ——滚刀生成的外齿轮按式(31)确定,插齿刀生成的外齿轮和内齿轮按式(60)确定。

Y_s 不宜用图解法确定。

7.3 齿根有台阶的齿轮的应力修正系数

靠近齿根危险截面的磨削台阶将使齿根的应力集中增加,因此其应力集中系数也要相应地增大。计算时通过式(65)可以获更为合适的系数 Y_{Sg} 以替代 Y_s ,见图 7。假如磨削台阶靠近危险截面,也可参见参考文献[13]。

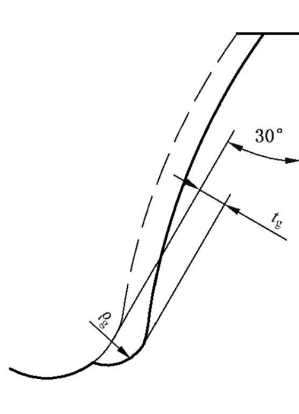


图 7 接近危险截面的磨削台阶尺寸

$$Y_{Sg} = \frac{1.3Y_s}{1.3 - 0.6 \sqrt{\frac{t_g}{\rho_g}}} \quad \dots\dots\dots (65)$$

当 $\sqrt{t_g/\rho_g} < 2.0$ 时,式(65)才有效。

当磨削台阶位置高于外齿轮齿根 30° 切线切点或内齿轮齿根 60° 切线切点时,磨削台阶的影响将比

式(65)计算所得的小。

Y_{Se} 也考虑了齿根厚度的减薄。

表面淬硬钢齿轮在齿根圆角处的较深磨削台阶会严重降低齿轮的弯曲强度。

7.4 与试验齿轮尺寸相关的应力修正系数 Y_{ST}

ISO 6336-5 中,材料的齿根应力极限值由试验齿轮的齿根弯曲应力极限值乘以 $Y_{ST} = 2.0$ 得到,或后者由前者除以 Y_{ST} 反算得到,可见参考文献[13]。

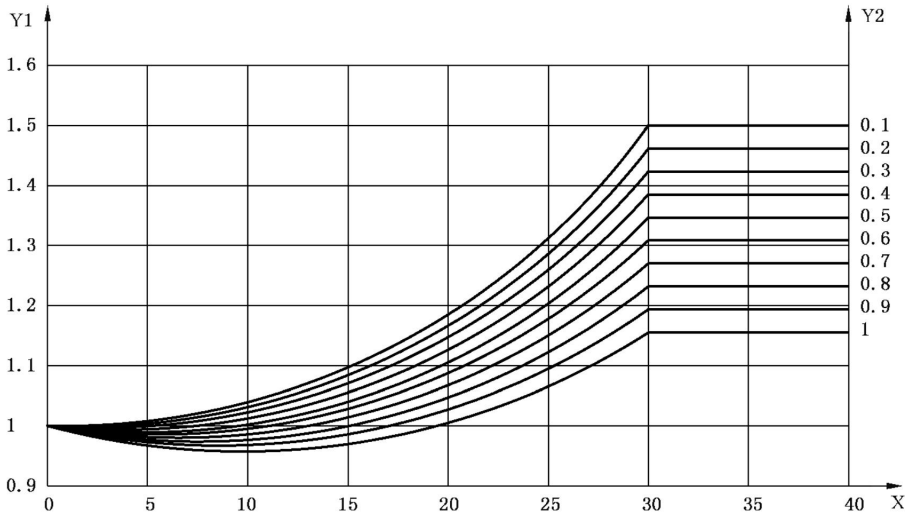
8 螺旋角系数 Y_{β}

8.1 总述

对于斜齿轮来说,齿根应力是以当量齿轮的齿根应力作为计算的初始值,并通过相应的螺旋角系数 Y_{β} 转换而来。该系数考虑了螺旋角造成的接触线倾斜对齿根应力产生的影响(齿根应力变小)。

8.2 图解值

Y_{β} 作为螺旋角 β 和轴向重合度 ϵ_{β} 的函数可由图 8 查出。



说明:

X ——分度圆处螺旋角 $\beta(^{\circ})$;

Y1 ——螺旋角系数 Y_{β} ;

Y2 ——轴向重合度 ϵ_{β} 。

图 8 螺旋角系数 Y_{β}

β 大于 25° 时,螺旋角系数 Y_{β} 的值需根据经验进一步确定。

8.3 解析值

Y_{β} 可用式(66)计算。该式与图 8 中的曲线一致。

$$Y_{\beta} = \left(1 - \epsilon_{\beta} \frac{\beta}{120^{\circ}}\right) \frac{1}{\cos^3 \beta} \dots\dots\dots (66)$$

式中 β 为分度圆螺旋角($^{\circ}$)且

$$\epsilon_{\beta} > 0 \quad \dots\dots\dots (67)$$

当 $\epsilon_{\beta} > 1.0$ 时,取 $\epsilon_{\beta} = 1.0$; 当 $\beta > 30^{\circ}$ 时,取 $\beta = 30^{\circ}$ 。

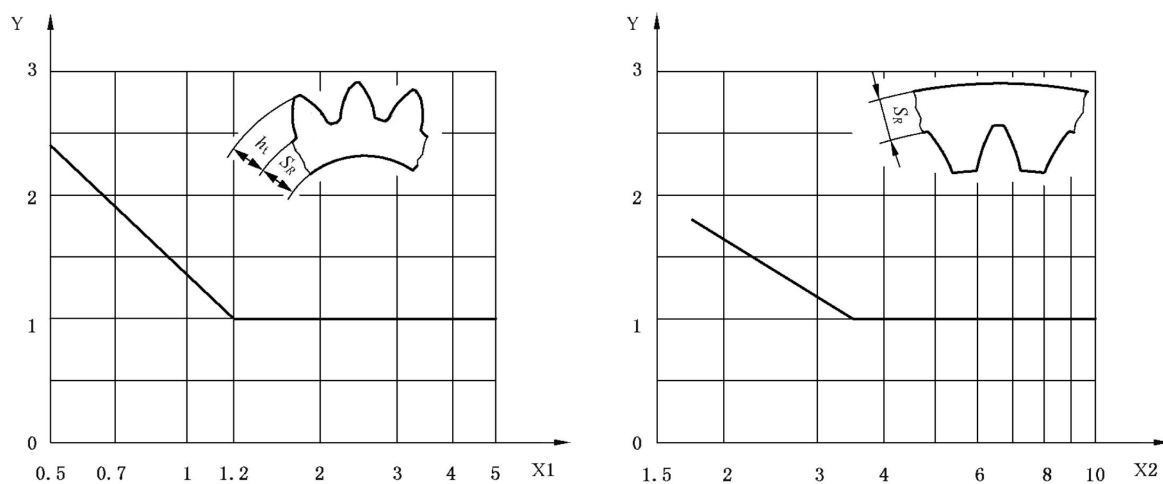
9 轮缘厚度系数 Y_B

9.1 总述

如果轮缘厚度不足以完全支撑齿根应力时,弯曲疲劳失效的位置就会出现在齿轮的轮缘而不在齿根圆角处。 Y_B 是一个简化的系数,当拉应力和压应力的详细计算公式或其经验值都无法得到时,用于保守评估薄轮缘齿轮。对于苛刻的受载应用情况,应该用更全面的分析来代替这种方法。

9.2 图解值

由图 9 可以得到 Y_B 。对外齿轮它是支撑率 s_R/h_t 的函数;对于内齿轮它是轮缘厚度 s_R/m_n 的函数。



说明:

X1——支撑率 s_R/h_t ;

X2——轮缘厚度 s_R/m_n ;

Y ——轮缘厚度系数 Y_B 。

图 9 轮缘厚度系数 Y_B

9.3 解析值

9.3.1 外齿轮

Y_B 可用式(68)~式(69)计算。它与图 9 中曲线是一致的。

a) 如果 $s_R/h_t \geq 1.2$, 则

$$Y_B = 1.0 \quad \dots\dots\dots (68)$$

b) 如果 $s_R/h_t > 0.5$ 和 $s_R/h_t < 1.2$, 则

$$Y_B = 1.6 \times \ln\left(2.242 \frac{h_t}{s_R}\right) \quad \dots\dots\dots (69)$$

c) 应当避免 $s_R/h_t \leq 0.5$ 的情况出现。

9.3.2 内齿轮

Y_B 可用式(70)~式(71)计算,它是与图 9 中曲线一致的。

- a) 如果 $s_R/m_n \geq 3.5$, 则
- $Y_B = 1.0$ (70)
- b) 如果 $3.5 > s_R/m_n > 1.75$, 则
- $Y_B = 1.15 \times \ln\left(8.324 \frac{m_n}{s_R}\right)$ (71)
- c) 应当避免 $s_R/m_n \leq 1.75$ 的情况出现。

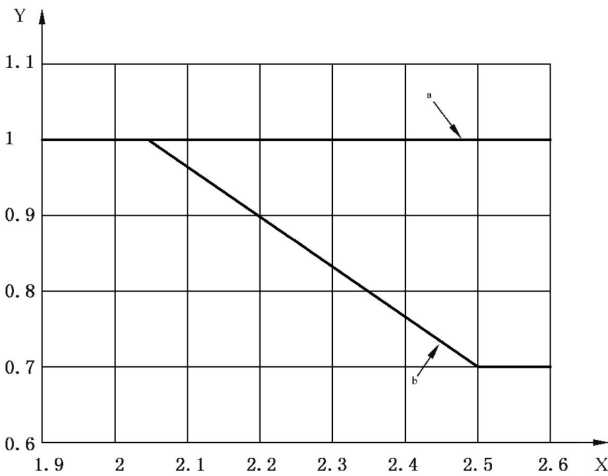
10 齿高系数 Y_{DT}

10.1 总述

对于高精度齿轮(ISO 公差等级 ≤ 4),如果其重合度为 $2 \leq \epsilon_{an} < 2.5$,并进行齿廓修形使载荷沿啮合线呈梯形分布,其名义齿根应力应采用齿高系数 Y_{DT} 进行修正。如果大齿轮和小齿轮的公差等级不同,应统一使用两者中较差的公差等级。

10.2 图解值

从图 10 可得到 Y_{DT} ,它是重合度 ϵ_{an} 的函数。



说明:

X——重合度 ϵ_{an} ;

Y——齿高系数 Y_{DT} 。

^a ISO 精度公差等级 >4 ;

^b ISO 精度公差等级 ≤ 4 。

图 10 齿高系数 Y_{DT}

10.3 解析值

Y_{DT} 可用式(72)~式(74)计算。它们与图 10 中曲线是一致的。

- a) 如果 $\epsilon_{an} \leq 2.05$ 或 ISO 精度公差等级 >4 , $\epsilon_{an} > 2.05$, 则

$$Y_{DT} = 1.0 \quad \dots\dots\dots (72)$$

b) 如果 $2.05 < \epsilon_{an} \leq 2.5$, ISO 精度公差等级 ≤ 4 , 则

$$Y_{DT} = -0.666\epsilon_{an} + 2.366 \quad \dots\dots\dots (73)$$

c) 如果 $\epsilon_{an} > 2.5$, ISO 精度公差等级 ≤ 4 , 则

$$Y_{DT} = 0.7 \quad \dots\dots\dots (74)$$

11 弯曲耐久性极限

11.1 总述

关于确定齿根极限应力的一般说明见 5.4。

11.2 方法 A 得到的耐久性极限

方法 A 的耐久性极限计算方法与 5.4.2.2 中的确定方法一致。

11.3 方法 B 得到的相关 $\sigma_{F\lim}$ 和 σ_{FE} 值的耐久性极限

见 5.4.2.3 和 5.4.3。 $\sigma_{F\lim}$ 和 σ_{FE} 的定义见式(5)。

注: ISO 6336-5 中提供的 $\sigma_{F\lim}$ 和 σ_{FE} 资料是从标准齿轮的试验结果中得来的, 其中涵盖了多种常见的齿轮材料和热处理工艺以及材料质量对这些值的影响。ISO 6336-5 中包括对 ML、MQ 和 ME 等级齿轮材料和热处理的要求。除非另有规定, 齿轮材料通常选用 MQ 等级。

12 弯曲强度寿命系数 Y_{NT}

12.1 总述

弯曲强度寿命系数 Y_{NT} 用于考虑当有限寿命时允许较高的齿根应力, 此时其寿命(载荷循环次数)小于 3×10^6 。 Y_{NT} 适用于标准参考使用。主要影响因素有:

- a) 材料与热处理(见 ISO 6336-5);
- b) 载荷循环次数(工作寿命) N_L ;
- c) 失效判定准则;
- d) 载荷平稳程度;
- e) 齿轮材料的纯度;
- f) 材料的延展性和断裂韧性;
- g) 残余应力。

在 GB/T 3480 本部分中, 载荷循环次数 N_L 定义为计算齿轮带载啮合次数。齿轮材料的弯曲疲劳极限设定条件为轮齿在 99% 可靠性要求下带载循环次数达到 3×10^6 。

当循环次数超过 3×10^6 时, 如果得到了实际经验的证实, Y_{NT} 可取为 1。但是, 建议选用优化的材料质量和制造工艺, 并选择适当的安全系数。

12.2 寿命系数 Y_{NT} : 方法 A

对于方法 A, 要通过对实际的齿轮试件进行试验来得到齿轮有限寿命阶段的 S-N 曲线或损伤曲线。 Y_{NT} 由 S-N 曲线得到, 曲线对于提到的情况直接有效, 系数 $Y_{\delta\text{rel T}}$ 、 $Y_{R\text{rel T}}$ 和 Y_x 的影响都包含在曲线中。

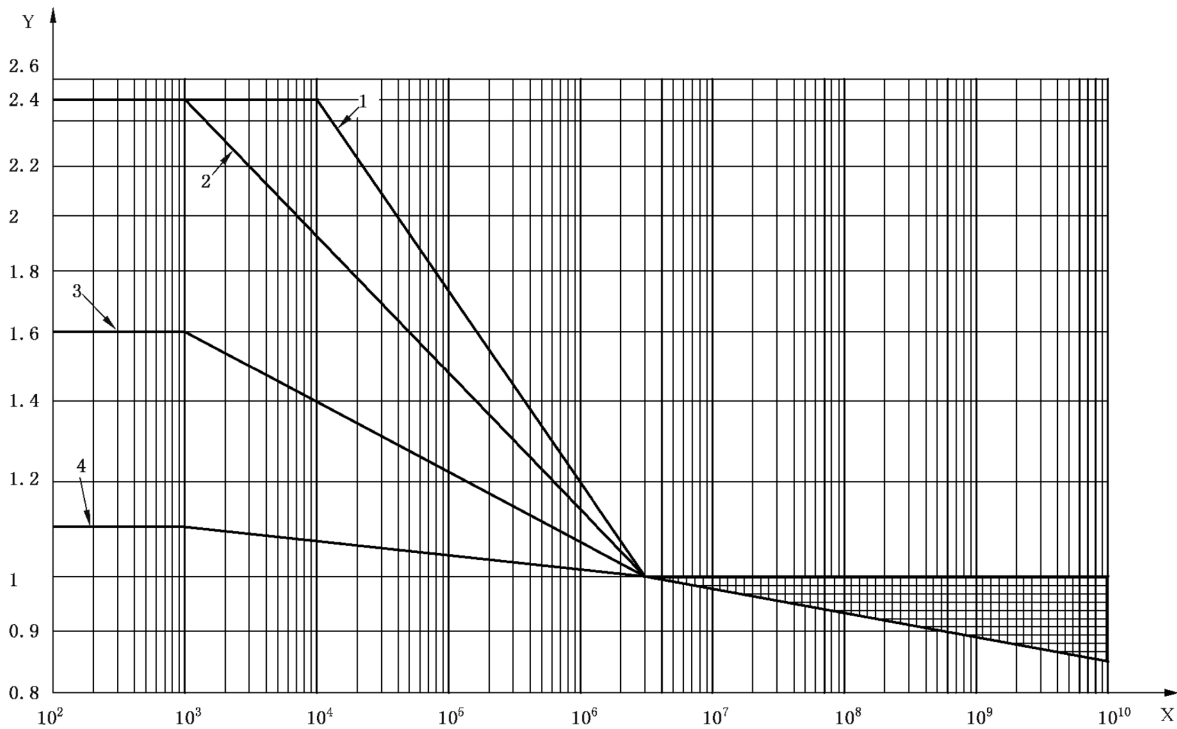
12.3 寿命系数 Y_{NT} : 方法 B

12.3.1 总述

对于方法 B, 借助标准的试验齿轮的寿命系数 Y_{NT} 来计算有限寿命或可靠度下齿轮的许用应力(见 5.4)。

12.3.2 图解值

Y_{NT} 的数值可从图 11(静强度和耐久性极限)材料和热处理的函数曲线中得到。图中给出了经过大量的试验得到的表面硬化钢和渗氮硬化钢的典型损伤或裂纹发生曲线, 对于结构钢和调质钢, 曲线中代表的是屈服应力。



说明:
X——载荷循环次数 N_L ;
Y——寿命系数 Y_{NT} ;
1——GTS(perl.)、St、V、GGG(perl.bai.);
2——Eh、IF(root);
3——NT、NV(nitr.)、GGG(ferr.)、GG;
4——NV(nitrocar.)。

图 11 标准的试验齿轮的寿命系数 Y_{NT}

12.3.3 解析值

静强度和耐久性极限 Y_{NT} 值可从表 3 得到。

有限寿命应力寿命系数 Y_{NT} 通过 5.4.3 中定义的方法在静强度值和耐久性极限值区间范围内的对数—对数坐标图中,用插值法确定。根据 5.4.4 定义的方法确定 Y_{NT} 。

表 3 寿命系数 Y_{NT}

材 料	应力循环次数 N_L	寿命系数 Y_{NT}
St、V、GGG(perl.bai.)、GTS(perl.)	$N_L \leq 10^4$, 静强度	2.5
	$N_L = 3 \times 10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	0.85 到 1.0 ^a
Eh、IF(root)	$N_L \leq 10^3$, 静强度	2.5
	$N_L = 3 \times 10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	0.85 到 1.0 ^a
GG、GGG(ferr.)、NT、NV(nitr.)	$N_L \leq 10^3$, 静强度	1.6
	$N_L = 3 \times 10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	0.85 到 1.0 ^a
NV(nitrocar.)	$N_L \leq 10^3$, 静强度	1.1
	$N_L = 3 \times 10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	0.85 到 1.0 ^a
^a 工况苛刻时 Y_{NT} 要取较小的值,这样断齿的概率会大大减少。其中, 0.85 到 1.0 之间的值可用于一般性齿轮传动。若具有最佳的润滑、材料、制造和经验时,可取 1.0。		

13 齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta T}$ 和相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{rel } T}$

13.1 基本定义

动态或静态齿根圆角敏感系数 Y_{δ} 用以表达弯曲应力计算值在轮齿疲劳或过载断齿校核时超过相应材料极限应力的程度。 Y_{δ} 表示材料对缺口的敏感性,其值与材料及应力梯度有关。动态应力和静态应力的 Y_{δ} 值是不同的。

以上定义和说明适用于与试验齿轮断齿有关的 $Y_{\delta T}$,也适用于描述计算齿轮与试验齿轮齿根圆角敏感性关系的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{rel } T}$ 。

13.2 各种齿根圆角敏感系数的定义

13.2.1 总述

在 5.4 中给出了这些系数的定义,在这里原则上采用。

13.2.2 方法 A

该方法的齿根应力极限是用同设计齿轮一样或近似的齿轮试验来确定的。在这种情况下,相对齿根圆角敏感系数等于 1。然而,确定相关材料和相关齿廓的相对齿根圆角敏感系数的详细分析还未进行。

13.2.3 方法 B

按方法 B,用齿根圆角参数 $q_{sT} = 2.5$ 的试验齿轮进行试验,从而得到弯曲耐久性极限或静强度值。

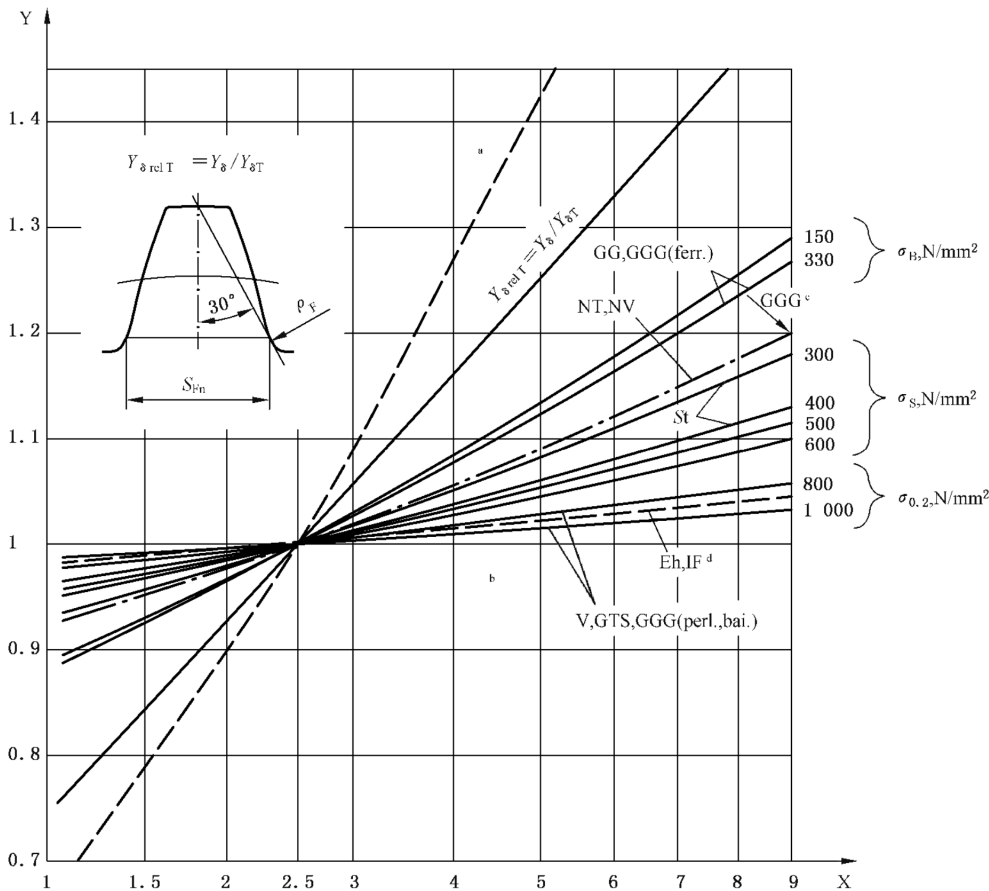
对于绝大多数齿轮设计来讲,与这些极限应力值相关的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ 的值大多都在1.0附近。这是因为 $q_{sT} = 2.5$ 位于在一般所设计齿轮的中间范围。与试验齿轮相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel T}} = 1.0$,与其对应的应力修正系数 $Y_s = 2.0$ (见图 13 和图 15)。

13.3 方法 B 的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel T}}$

13.3.1 图解值

13.3.1.1 耐久性极限下的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel T}}$

$Y_{\delta \text{ rel T}}$ 可以根据 q_s 以及所用材料从图 12 查出。该图中对应各种材料的曲线,都是由图 14 派生出来的,是用与每个 q_s 相对应的 Y_{δ} (绝对敏感系数)减去与缺口参数 $q_s = 2.5$ (试验齿轮的齿根圆角参数)相对应材料的 $Y_{\delta T}$ 值得到的。对任何计算的齿轮, q_s 都能用式(64)计算得到。



说明:

X——圆角系数 $q_s = s_{Fn}/2\rho_F$;

Y——耐久性极限下的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ 。

^a 对圆角完全不敏感;

^b 对圆角完全敏感;

^c 珠光体结构逐步增大;

^d 齿根有效硬化层。

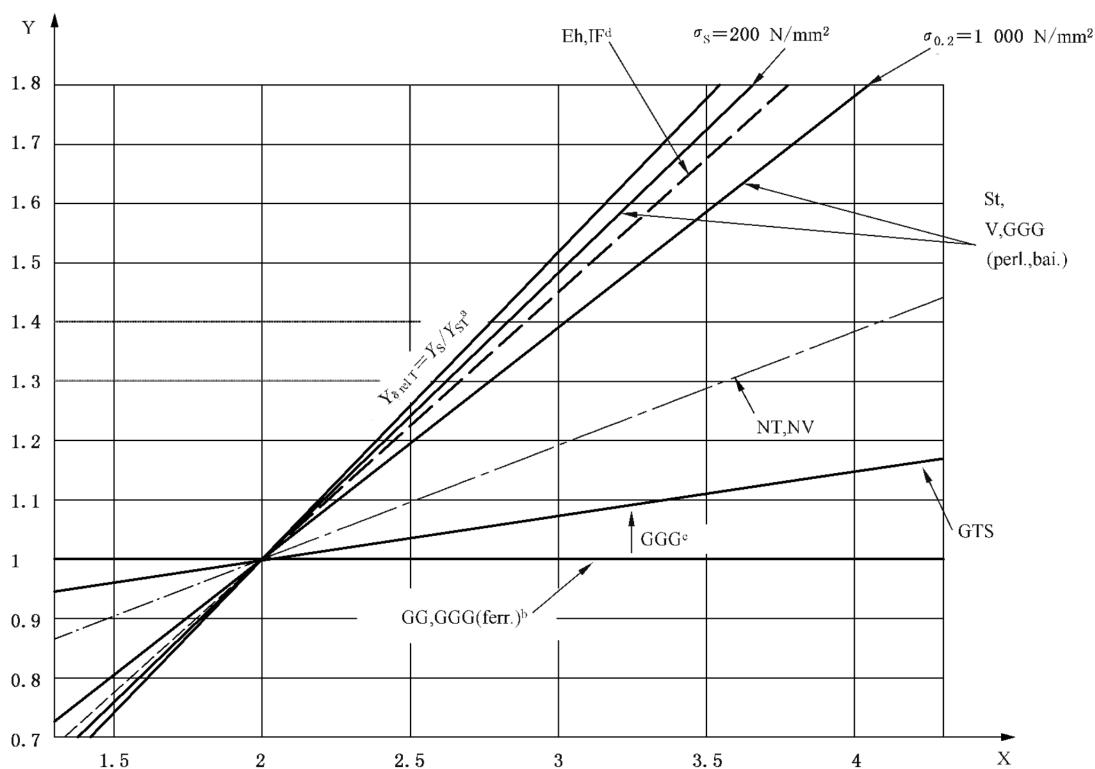
注 1: σ 的单位为 N/mm^2 ;

注 2: 此图基于符合 VDI 2226^[8] 的扁钢弯曲测试。

图 12 耐久性极限下的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel T}}$

13.3.1.2 静强度下的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel T}}$

$Y_{\delta \text{ rel T}}$ 可以根据应力修正系数 Y_S 以及所用材料在图 13 中查到。图中每种材料的曲线都是由图 15 派生出来的,是用与每个 Y_S 和对应的 Y_{δ} (绝对敏感系数) 减去与 $Y_{ST}=2.0$ (试验齿轮的应力修正系数) 的相应材料的 $Y_{\delta T}$ 值得到的。对任何计算的齿轮, Y_S 都能用式(62)计算得到。



说明:

X——应力修正系数 Y_S ;

Y——静强度下的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ 。

^a 对圆角完全不敏感;

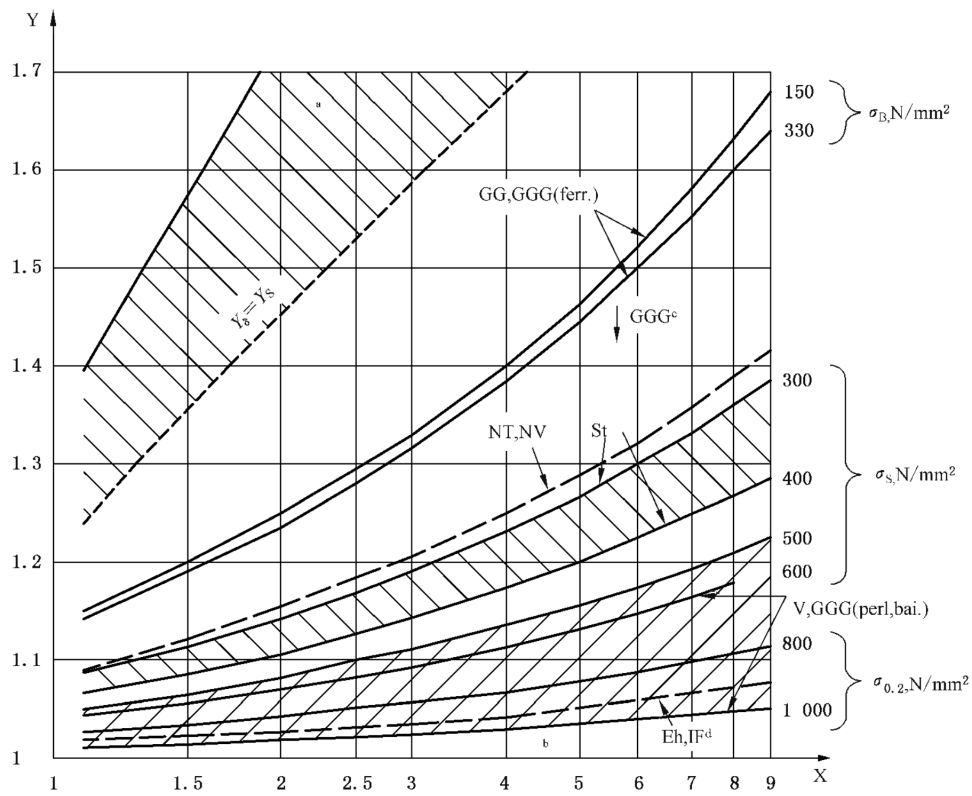
^b 对圆角完全敏感;

^c 珠光体结构逐步增大;

^d 齿根有效硬化层。

注: 此图基于符合 VDI 2226^[8] 的扁钢弯曲测试。

图 13 静强度下的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel T}}$



说明：

X——圆角系数 q_s ；

Y——耐久性极限的敏感系数 Y_0 。

^a 对圆角完全不敏感；

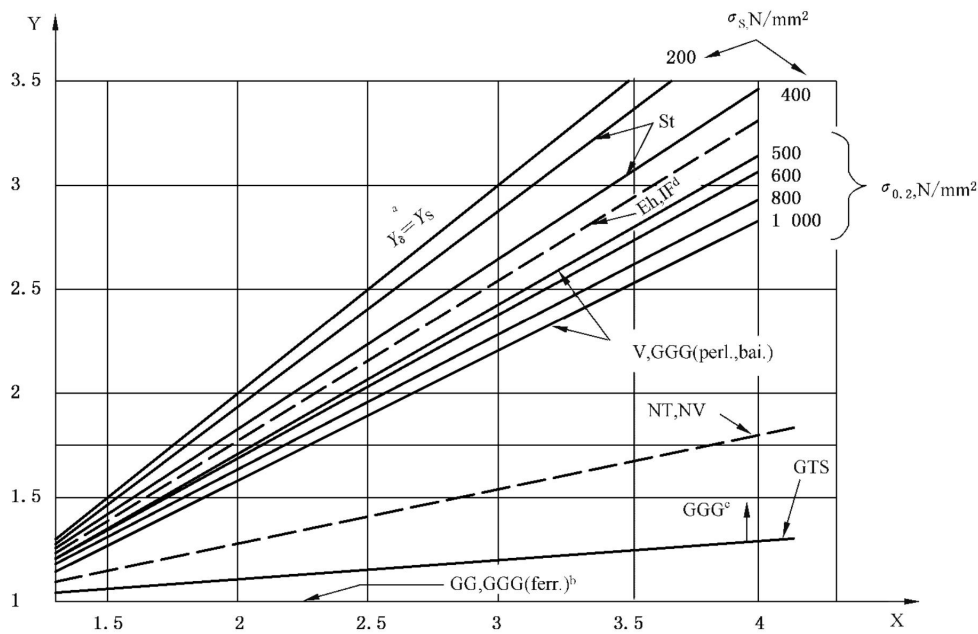
^b 对圆角完全敏感；

^c 珠光体结构逐步增大；

^d 齿根有效硬化层。

注：此图基于符合 VDI 2226^[8] 的扁钢弯曲测试。

图 14 耐久性极限齿根圆角敏感系数 Y_0



说明：

X——应力修正系数 Y_s ；

Y——静强度下的敏感系数 Y_0 。

^a 对圆角完全不敏感；

^b 对圆角完全敏感；

^c 珠光体结构逐步增大；

^d 齿根有效硬化层。

注：此图基于符合 VDI 2226^[8] 的扁钢弯曲测试。

图 15 静强度下的齿根圆角敏感系数 Y_0

13.3.2 解析值

13.3.2.1 耐久性极限下的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel T}}$

$Y_{\delta \text{ rel T}}$ 可用式(75)计算。该式与图 12 中的曲线一致。

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = \frac{Y_0}{Y_{\delta T}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \cdot \chi^*}}{1 + \sqrt{\rho' \cdot \chi_T^*}} \quad \dots\dots\dots (75)$$

材料滑移层厚度 ρ' 可根据表 4 按材料查取。相关的应力梯度可用式(76)⁴⁾ 计算：

$$\chi^* = \chi_p^* (1 + 2q_s) \quad \dots\dots\dots (76)$$

式中：

$$\chi_p^* = 1/5 \quad \dots\dots\dots (77)$$

对于试验齿轮, χ_T^* 值可类似地用 $q_s = q_{sT} = 2.5$ 代入式(76)求得。

4) 由模数 $m = 5 \text{ mm}$ 导出, 尺寸的影响由尺寸系数 Y_X 考虑(见第 15 章)。

表 4 不同材料的滑移厚度 ρ'

序号	材 料	ρ'^a mm
1	GG $\sigma_B=150$ N/mm ²	0.312 4
2	GG、GGG(ferr.); $\sigma_B=300$ N/mm ²	0.309 5
3	NT、NV; 适于所有硬化处理	0.100 5
4	St; $\sigma_s=300$ N/mm ²	0.083 3
5	St; $\sigma_s=400$ N/mm ²	0.044 5
6	V、GTS、GGG(perl.bai.); $\sigma_s=500$ N/mm ²	0.028 1
7	V、GTS、GGG(perl.bai.); $\sigma_s=600$ N/mm ²	0.019 4
8	V、GTS、GGG(perl.bai.); $\sigma_{0.2}=800$ N/mm ²	0.006 4
9	V、GTS、GGG(perl.bai.); $\sigma_{0.2}=1\ 000$ N/mm ²	0.001 4
10	Eh、IF(root); 适于所有硬化处理	0.003 0
^a 对于同类型的材料, ρ' 的给定值可由 σ_B 、 σ_s 或 $\sigma_{0.2}$ 插值得。		

13.3.2.2 静强度下的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel T}}$

$Y_{\delta \text{ rel T}}$ 可用式(78)~式(83)计算, 这些公式与图 13 中的曲线一致。

a) 对于有确定屈服点的 St:

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = \frac{1 + 0.93(Y_s - 1) \sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}}{1 + 0.93 \sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}} \dots\dots\dots (78)$$

b) 对于具有平稳增加的延伸曲线, 以 0.2% 塑性应变作为条件的 St、V 和 GGG(perl., bai.):

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = \frac{1 + 0.82(Y_s - 1) \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0.2}}}}{1 + 0.82 \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0.2}}}} \dots\dots\dots (79)$$

这些值仅在局部应力不超过屈服点时有效。

c) 对于以产生初始裂纹时的应力为极限应力的渗碳处理的 Eh、IF(root):

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = 0.44Y_s + 0.12 \dots\dots\dots (80)$$

d) 对于以产生初始裂纹时的应力为极限应力的 NT、NV:

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = 0.20Y_s + 0.60 \dots\dots\dots (81)$$

e) 对于以产生初始裂纹时应力为极限应力的 GTS:

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = 0.075Y_s + 0.85 \dots\dots\dots (82)$$

f) 对于取断裂极限为极限应力的 GG、GGG(ferr.):

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = 1.0 \dots\dots\dots (83)$$

14 齿根表面状况系数 Y_R 、 Y_{RT} 和相对齿根表面状况系数 $Y_{R\ rel\ T}$

14.1 表面状况的影响

齿根表面状况系数 Y_R ，考虑了齿廓根部的表面状况对齿根应力的影响。这些影响取决于材料和齿根过渡圆角处的表面粗糙度(见以下的注)。静应力状态下的 Y_R 与动态应力下不同。这点也适用于试验齿轮的表面状况系数 Y_{RT} 。这些系数是通过与扁平、光滑试样相比较取得的。相对齿根表面状况系数为所计算的齿根表面状况系数与试验齿轮的齿根表面状况系数的比值。

注：齿根表面状况对弯曲强度的影响不仅取决于齿根圆角表面粗糙度，还取决于尺寸和形状(“缺口中的小缺口”问题)。这个问题目前还没有充分考虑研究并放在 GB/T 3480 的本部分中。这里使用的方法仅适用于没有出现深度大于 2 倍 R_z 的划痕或小缺陷的情况(2 倍 R_z 是一个初步估计值)。

除表面结构外，其他影响齿轮弯曲强度因素已知，包括残余压应力(喷丸)，晶界氧化和化学作用。当齿根圆角经喷丸和(或)成形较好时， $Y_{R\ rel\ T}$ 可取一个稍大于图示的值。当晶界氧化或化学作用存在时， $Y_{R\ rel\ T}$ 取一个小于图示的值。

14.2 表面状况系数和相对表面状况系数

14.2.1 总述

5.4 中的说明在原则上也适用于确定这些系数。

14.2.2 方法 A

方法 A 的齿根应力极限是通过试验计算齿轮或试验与其相当接近的试验齿轮来确定。采用此法时，相对表面状况系数等于或近似等于 1.0。为了确定与试验齿轮相关的材料的表面状况系数，需要进行更加仔细的分析。

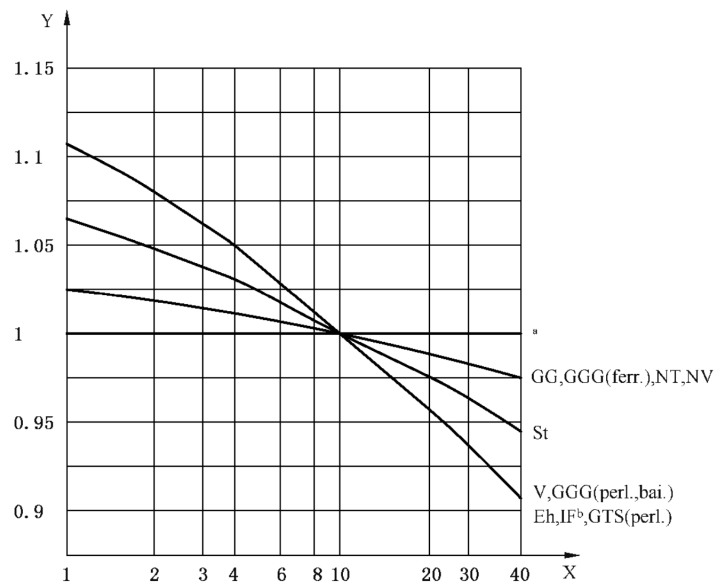
14.2.3 方法 B

方法 B 中提供的材料强度值，是通过对 $R_{z\ T}=10\ \mu\text{m}$ 的试验齿轮的试验结果得到的。由于 $R_{z\ T}=10\ \mu\text{m}$ 是一个有代表性的平均值，因此通常计算齿轮的耐久性极限的 $Y_{R\ rel\ T}$ 值基本接近 1.0。对于静强度计算的 $Y_{R\ rel\ T}$ 也可取其等于 1.0。

14.3 相对表面状况系数 $Y_{R\ rel\ T}$ ：方法 B

14.3.1 图解值

$Y_{R\ rel\ T}$ 可根据 R_z 和所用材料在图 16 中得到。 R_z 即为所计算齿轮的齿根圆角表面中的峰-谷粗糙度值。此图是从图 A.1 导出。



说明：
X——粗糙度 $R_z, \mu\text{m}$ ；
Y——相对表面状况系数 $Y_{R\text{ rel T}}$ ；
^a 对所有材料的静强度；
^b 齿根有效硬化层。
注：此图由图 A.1 导出。

图 16 相对表面状况 $Y_{R\text{ rel T}}$

14.3.2 解析值

14.3.2.1 耐久性极限下的 $Y_{R\text{ rel T}}$

$Y_{R\text{ rel T}}$ 可用式(84)~式(90)计算。这些公式是与图 16 中的曲线一致的。

a) $R_z < 1 \mu\text{m}$ 的耐久性极限

——对于 V、GGG(perl., bai)、Eh、IF(root)和 GTS(perl.)：

$$Y_{R\text{ rel T}} = 1.12 \quad \dots\dots\dots (84)$$

——对于 St：

$$Y_{R\text{ rel T}} = 1.07 \quad \dots\dots\dots (85)$$

——对于 GG、GGG(ferr.)和 NT、NV：

$$Y_{R\text{ rel T}} = 1.025 \quad \dots\dots\dots (86)$$

b) 在 $1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$ 的耐久性极限

——对于 V、GGG(perl., bai)、Eh 和、IF(root)和 GTS(perl.)：

$$Y_{R\text{ rel T}} = 1.674 - 0.529(R_z + 1)^{0.1} \quad \dots\dots\dots (87)$$

——对于 St：

$$Y_{Y\text{ rel T}} = 5.306 - 4.203(R_z + 1)^{0.01} \quad \dots\dots\dots (88)$$

——对于 GG、GGG(ferr.)和 NT、NV：

$$Y_{R\text{ rel T}} = 4.299 - 3.259(R_z + 1)^{0.005} \quad \dots\dots\dots (89)$$

14.3.2.2 静强度下的 $Y_{R\ rel\ T}$

$$Y_{R\ rel\ T} = 1.0 \quad \dots\dots\dots (90)$$

15 尺寸系数 Y_X

15.1 总述

尺寸系数 Y_X 被用来考虑齿轮轮齿尺寸大小对下列各项的影响:材料组织中薄弱点的可能分布、应力梯度(按照材料强度理论,随尺寸的增加而减小);材料的质量(由锻件的大小和锻造的有效性决定)以及缺陷表现等。

下列因素对 Y_X 有显著影响:

- a) 材料及其纯净度、化学成分、锻造工艺;
- b) 热处理方式、淬硬深度及均匀性;
- c) 模数。硬齿面齿轮的模数与淬硬层深度和轮齿尺寸有关(心部支撑效果)。

大小齿轮的尺寸系数 Y_X 应分别确定。

15.2 方法 A 的尺寸系数 Y_X

方法 A 的尺寸系数 Y_X 值的确定,应基于可靠的经验,或者在适当的运转条件下,对各种目标材料 and 对应热处理工艺的一系列不同尺寸的齿轮进行的测试。在 ISO 6336-1:2019 的 4.1.16 中已给出有关规定。

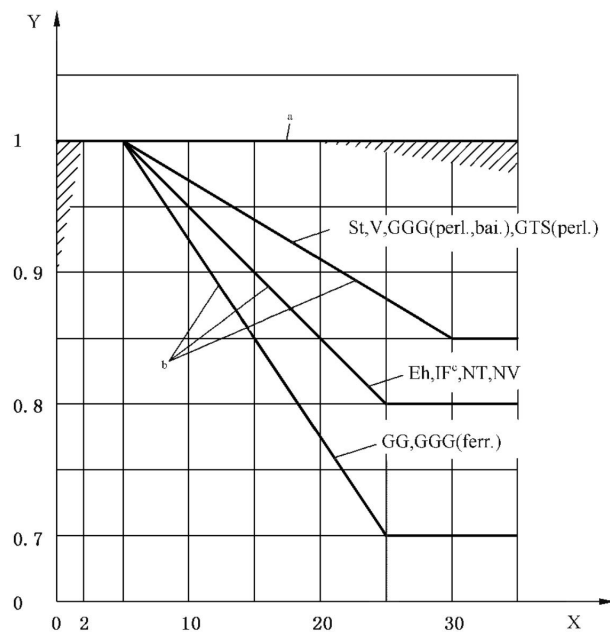
15.3 方法 B 的尺寸系数 Y_X

15.3.1 总述

方法 B 的 Y_X 值是在齿轮试验和不同尺寸试样的弯曲强度试验的基础上,并考虑到现行标准规定及热处理专业人员的实践经验而确定的。

15.3.2 耐久性极限和静强度下的图解值

Y_X 值可根据齿轮模数、材料及其热处理由图 17 查得。



说明：
X——法向模数 m_n ，mm；
Y——尺寸系数 Y_X 。
^a 所有材料的静强度；
^b 耐久性极限；
^c 齿根有效硬化层。
注：阴影区域为静应力的散射范围。

图 17 轮齿弯曲强度的尺寸系数 Y_X

15.3.3 解析值

15.3.3.1 耐久性极限下的尺寸系数 Y_X

Y_X 可用表 5 中的公式计算。其计算值与图 17 中曲线一致。

表 5 尺寸系数 Y_X (齿根)

材 料		法向模数 m_n	尺寸系数 Y_x
St、V、GGG(perl., bai)、GTS(perl.)	循环次数 3×10^6	$m_n \leq 5$	$Y_x = 1.0$
		$5 < m_n < 30$	$Y_x = 1.03 - 0.006m_n$
		$30 \leq m_n$	$Y_x = 0.85$
Eh、IF(root)、NT、NV		$m_n \leq 5$	$Y_x = 1.0$
		$5 < m_n < 25$	$Y_x = 1.05 - 0.01m_n$
		$25 \leq m_n$	$Y_x = 0.8$
GG、GGG(ferr.)		$m_n \leq 5$	$Y_x = 1.0$
		$5 < m_n < 25$	$Y_x = 1.075 - 0.015m_n$
		$25 \leq m_n$	$Y_x = 0.7$
所有材料的静态应力		—	$Y_x = 1.0$

15.3.3.2 静强度下的尺寸系数 Y_X

$$Y_X = 1.0。$$

15.3.3.3 有限寿命下的尺寸系数 Y_X

Y_X 可根据 15.3.3.1 和 15.3.3.2 得到的耐久性极限下和静强度下的两个尺寸系数值,在中间用线性插值方法求得。这个过程已包含在了 5.4.4 的方法中。因此,如果已经根据 5.4.4 计算得到了高周疲劳寿命下的许用应力,那么附加插值法求 Y_X 则不适用。

附录 A (规范性附录)

许用齿根弯曲应力 σ_{FP} ——分别通过缺口试样或平滑试样取得

A.1 确定许用齿根弯曲应力 σ_{FP} 的方法——原理、条件假设和应用

A.1.1 B_k 法

许用齿根弯曲应力可以通过对带缺口的条状试样进行脉冲疲劳试验得到的弯曲应力的名义值 $\sigma_{k\lim}$ 和寿命系数 Y_{Nk} 获得,通常用 S-N 或损伤曲线表示。类似于方法 B,测试数据需要利用与试验方法和试验件有关的修正系数,将其转化为适合于计算齿轮的数据,这些修正系数包括:相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta\text{rel } k}$,相对粗糙度系数 $Y_{R\text{rel } k}$ 和尺寸系数 Y_X 。

当通过试验齿轮无法获得试验结果数据时,可以采用此法。该方法特别适合于对比评价,如对比不同材料的齿根弯曲强度。

A.1.2 B_p 法

许用齿根弯曲应力可以通过对平滑试样进行脉冲疲劳试验得到的弯曲应力的名义值 $\sigma_{p\lim}$ 和寿命系数 Y_{NP} 获得,通常用 S-N 或损伤曲线表示。类似于方法 B,测试数据需要利用与试验方法和试验件有关的(绝对)修正系数,将其转化为适合于计算齿轮的数据,这些修正系数包括:齿根圆角敏感系数 Y_δ ,齿根表面状况系数 Y_R 和尺寸系数 Y_X 。

当没有通过对试验齿轮或带缺口的条状试样进行试验并获得数据时,可以采用此法。该方法特别适合于对比评价,如对比不同材料的齿根弯曲强度。

A.2 许用齿根弯曲应力 σ_{FP} : B_k 法

A.2.1 静强度和耐久性极限的 σ_{FP}

运用这些方法,根据式(A.1)中缺口试样的强度计算许用齿根弯曲应力:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{k\lim} Y_{Sk} Y_{Nk}}{S_{F\min}} Y_{\delta\text{rel } k} Y_{R\text{rel } k} Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{F\min}} \quad \dots\dots\dots (A.1)$$

式中:

- $\sigma_{k\lim}$ ——缺口试样弯曲应力的名义值,这是与其几何尺寸、材料、热处理和表面状况相关的弯曲应力极限(参见以下的推荐);
- Y_{Sk} ——对应于缺口试样的应力修正系数;
- Y_{Nk} ——对应于缺口试样的齿根弯曲强度寿命系数,它用于考虑有限载荷循环次数下更高的承载能力;
- $Y_{\delta\text{rel } k}$ ——相对齿根圆角敏感系数,它是计算齿轮齿根圆角敏感系数与缺口试样的敏感系数的比值(见 A.7),它考虑到了材料对缺口的敏感程度;
- $Y_{R\text{rel } k}$ ——相对粗糙度系数,它是计算齿轮齿根圆角粗糙度系数与缺口试样粗糙度系数的比值(见 A.7),它还考虑到了齿根相对表面粗糙度系数的影响。

对于 $\sigma_{k\lim}$,应考虑由于制造条件不同所引起的计算齿轮与试样之间的热处理后材料性能的不同,试样与计算齿轮的应力作用截面的差异。

其他有关的符号在 5.4.3 中给出了定义。

缺口试样的修正系数值($\sigma_{k\lim}$ 、 Y_{Sk} 和 Y_{Nk})应通过试验或查阅文献资料来确定(见 A.5)。 $\sigma_{k\lim}$ 和所有相应的修正系数应基于缺口试样的静强度和耐久性极限进行评定。

影响系数应按照 5.4.3 给出的方法确定。

A.2.2 有限寿命的 σ_{FP}

σ_{FP} 值应按 5.4.4 给出的方法确定。

A.3 许用齿根弯曲应力 σ_{FP} : B_P 法

对于这些方法,许用齿根弯曲应力根据的平滑试样的强度,按式(A.2)进行计算:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{p\lim} Y_{Np}}{S_{F\min}} Y_{\delta} Y_R Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{F\min}} \dots\dots\dots (A.2)$$

式中:

$\sigma_{p\lim}$ ——平滑试样弯曲应力的名义值,这是与其几何尺寸、材料和热处理相关的弯曲应力极限(参见以下的推荐);

Y_{Np} ——对应于平滑试样的齿根弯曲强度的寿命系数,用于考虑有限循环数下更高的承载能力;

Y_{δ} ——相对于平滑试样的计算齿轮齿根圆角敏感系数,考虑了材料对缺口的敏感性;

Y_R ——齿轮相对于平滑试样的表面状况系数,和平滑试样有关,考虑了相对表面粗糙度系数的影响。

对于 $\sigma_{k\lim}$,需要考虑因制造条件不同而引起的试样与齿轮之间的热处理后材料特性的差异。

其他有关术语和符号在 5.4.3 给出了定义。

对于平滑试样, $\sigma_{p\lim}$ 和 Y_{Np} 的评定应通过试验或查阅文献资料来确定(见 A.5)。 $\sigma_{p\lim}$ 和所有相应的修正系数应基于试样的静强度和耐久性极限进行评定。

这些影响系数应该根据 5.4.3 和 5.4.4 的方法确定。

A.4 弯曲强度的安全系数(轮齿折断的安全性) S_F

A.4.1 方法 B_k

本方法采用 5.2 描述的方法,根据 A.2 计算的 σ_{FG} 。

A.4.2 方法 B_P

本方法采用 5.2 描述的方法,根据 A.3 计算的 σ_{FG} 。

A.5 基于 B_k 和 B_P 法 $\sigma_{k\lim}$ 和 $\sigma_{p\lim}$ 值的弯曲耐久性极限

这些值的信息可参见 A.1.1 和 A.1.2。弯曲应力的名义值 $\sigma_{k\lim}$ 和 $\sigma_{p\lim}$ 由带缺口或平滑试样的脉动加载弯曲试验获得,也可在文献中找到。

A.6 缺口敏感系数 $Y_{\delta k}$ 和相对缺口敏感系数 $Y_{\delta \text{rel } k}$

A.6.1 基本用法

在 13.1 中所做的说明可用于缺口试样断裂的 $Y_{\delta k}$,也可用于相对敏感系数,它关系到计算齿轮对于缺口试样的敏感性($Y_{\delta \text{rel } k}$)。

A.6.2 缺口敏感系数的确定

A.6.2.1 B_K 法

由于材料强度值是由缺口试样采用 B_K 法进行试验得来的,缺口试样的 q_{sk} 值越接近于计算齿轮的 q_{sk} 的值, $Y_{\delta \text{rel } k}$ 值就越接近于 1。

A.6.2.2 B_P 法

因为用 B_P 法材料强度值是由平滑试样试验取得,在此法中,使用绝对敏感系数 Y_{δ} 是必需的。

A.6.3 相对缺口敏感系数 $Y_{\delta \text{rel } k}$: B_K 法

A.6.3.1 图解值

A.6.3.1.1 耐久性极限下的 $Y_{\delta \text{rel } k}$

计算齿轮的 Y_{δ} 和缺口试样的 $Y_{\delta k}$ 是从图 14 中 q_s (齿轮), q_{sk} (试样) 和相应的材料的函数关系得到的。根据式(A.3)得到 $Y_{\delta \text{rel } k}$ 。

$$Y_{\delta \text{rel } k} = \frac{Y_{\delta}}{Y_{\delta k}} \dots\dots\dots (A.3)$$

A.6.3.1.2 静强度下的 $Y_{\delta \text{rel } k}$

计算齿轮的 Y_{δ} 和缺口试样的 $Y_{\delta k}$ 是从图 15 中 Y_s (齿轮)、 Y_{sk} (试样) 和相应的材料的函数关系得到,根据式(A.3)得到静强度的 $Y_{\delta \text{rel } k}$ 。缺口试样的应力修正系数 Y_{sk} 的值(与缺口的形状系数有关)可从文献资料中获取。

A.6.3.2 解析值

A.6.3.2.1 耐久性极限下的 $Y_{\delta \text{rel } k}$

$Y_{\delta \text{rel } k}$ 可根据式(A.4)和表 4 所给数值计算:

$$Y_{\delta \text{rel } k} = \frac{Y_{\delta}}{Y_{\delta k}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \chi^*}}{1 + \sqrt{\rho' \chi_k^*}} \dots\dots\dots (A.4)$$

式中 χ_k^* 为试样缺口根部的相对应力梯度,将式(76)的 q_s 用 q_{sk} 代替可得到。

A.6.3.2.2 静强度下的 $Y_{\delta \text{rel } k}$

Y_{δ} 可按 A.6.4.2.2 计算。 $Y_{\delta k}$ 可用式(A.5)~式(A.9)计算,与图 15 中曲线是一致的,替换式(A.4)中的两个值可以得到 $Y_{\delta \text{rel } k}$ 。

a) 对于具有确定屈服点的 St:

$$Y_{\delta k} = 1 + 0.93(Y_{Sk} - 1) \sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}} \dots\dots\dots (A.5)$$

b) 对于具有平稳增长延伸曲线和 0.2% 塑性应变的 St、V 和 GGG(perl., bai):

$$Y_{\delta k} = 1 + 0.82(Y_{Sk} - 1) \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0.2}}} \dots\dots\dots (A.6)$$

c) 对于应力达到裂纹萌生状态的 Eh 和 IF(root):

$$Y_{\delta k} = 0.77Y_{Sk} + 0.22 \dots\dots\dots (A.7)$$

d) 对于应力达到裂纹萌生状态的 NT 和 NV:

$$Y_{\delta k} = 0.27Y_{Sk} + 0.72 \dots\dots\dots (A.8)$$

e) 对于应力达到断裂极限的 GG 和 GGG(ferr.):

$$Y_{\delta k} = 1.0 \dots\dots\dots (A.9)$$

A.6.4 敏感系数 Y_{δ} 的确定: B_p 法

A.6.4.1 图解值

A.6.4.1.1 耐久性极限下的 Y_{δ}

Y_{δ} 可从图 14 和所考虑齿轮的材料中获得。

A.6.4.1.2 静强度下的 Y_{δ}

Y_{δ} 可从图 15 中作为 Y_s 、应力修正系数和计算齿轮材料的函数获得。

A.6.4.2 解析值

A.6.4.2.1 耐久性极限下的 Y_{δ}

Y_{δ} 可根据式(A.10)和表 4 中提供的数值计算:

$$Y_{\delta} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \chi^*}}{1 + \sqrt{\rho' \chi_p^*}} \dots\dots\dots (A.10)$$

A.6.4.2.2 静强度下的 Y_{δ}

当材料处于完全塑性状态时,静态敏感系数的最大可能值等于应力修正系数 Y_s 的值。

a) 对于具有确定屈服点的 St:

$$Y_{\delta} = 1 + 0.93(Y_s - 1) \sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}} \dots\dots\dots (A.11)$$

b) 对于具有平稳增长延伸曲线和 0.2% 塑性应变的 St、V 和 GGG(perl., bai):

$$Y_{\delta} = 1 + 0.82(Y_s - 1) \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0.2}}} \dots\dots\dots (A.12)$$

c) 对于应力达到裂纹萌生状态的 Eh 和 IF(root):

$$Y_{\delta} = 0.77Y_s + 0.22 \dots\dots\dots (A.13)$$

d) 对于应力达到裂纹萌生状态的 NT 和 NV:

$$Y_{\delta} = 0.27Y_s + 0.72 \dots\dots\dots (A.14)$$

e) 对于应力达到断裂极限的 GG 和 GGG(ferr.):

$$Y_{\delta} = 1.0 \dots\dots\dots (A.15)$$

A.7 表面状况系数 Y_{Rk} 和相对表面状况系数 $Y_{R\text{rel } k}$

A.7.1 总述

表面状况系数 Y_{Rk} 考虑了齿根表面形貌对齿根应力的影响。这与齿根圆角表面粗糙度和材料有关 (参见 14.1 的注)。对于缺口处较粗糙的试样来讲,其静强度下的表面状况系数 Y_{Rk} 与动态应力的 Y_{Rk} 是不同的。这些系数都要与平滑试样进行对比。相对表面状况系数 $Y_{R\text{rel } k}$ 表现了计算齿轮表面状况系数与粗糙缺口试样表面状况系数的关系。

A.7.2 表面状况系数和相对表面状况系数的确定

A.7.2.1 B_k 法

根据 B_k 法,材料强度值是由带缺口,粗糙试样试验得来的,缺口试样的 R_{zk} 和 q_{sk} 值越趋近所考虑齿轮的这些值, $Y_{R\text{rel } k}$ 的值就越趋近于 1.0。

A.7.2.2 B_p 法

在 B_p 法中,材料强度值是通过试验平滑试样确定的。在此情况,计算中使用绝对表面状况系数 Y_R 是必须的。因为齿根圆角中粗糙度构成了“缺口中的小缺口”, Y_R 的影响被降低 (参见 14.1 的注)。

$$Y_R = Y_{R0} + (1 - Y_{R0}) \left(\frac{Y_S - 1}{Y_S} \right)^2 \dots\dots\dots (A.16)$$

这里 Y_{R0} 是平滑试样的表面状况系数。

当 Y_S 定为等于 2.0 时,可以获得一个近似平均值。图 A.1 是用此值绘制的。

A.7.3 相对表面状况系数 $Y_{R\text{rel } k}$: B_k 法

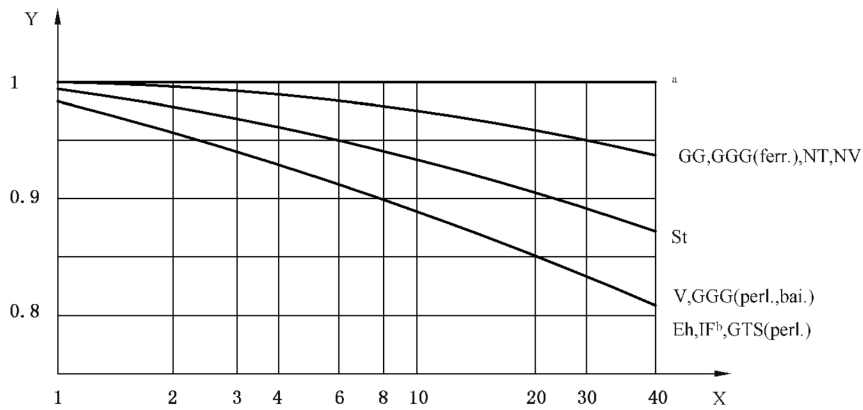
A.7.3.1 图解值

由图 A.1 得到的计算齿轮的 Y_R 和缺口试样的 Y_{Rk} ,是与以下两者有函数关系:

- a) 轮齿根部的峰-谷粗糙度 R_z 或缺口的 R_{zk} ;
- b) 所考虑的材料。

在式(A.17)中,这些值被取代了。

$$Y_{R\text{rel } k} = \frac{Y_R}{Y_{Rk}} \dots\dots\dots (A.17)$$



说明:

X——粗糙度 Rz 、 Rz_k , μm ;

Y——表面状况系数 Y_R 、 Y_{Rk} 。

^a 对所有材料的静强度。

^b 齿根有效硬化层。

图 A.1 表面状况系数 Y_R 和 Y_{Rk} (相对平滑试样)

A.7.3.2 解析值

A.7.3.2.1 总述

根据 A.7.4.2.3 中的规定取得 Y_R 并利用式(A.18)~式(A.21)取得 Y_{Rk} , 它们与图 A.1 中曲线是一致的。这些值要带入式(A.17)。

A.7.3.2.2 静强度(一般说来)和耐久性极限下的 $Y_{R \text{ rel } k}$ (在 $Rz_k < 1 \mu\text{m}$ 范围)

$$Y_{Rk} = 1.0 \quad \dots\dots\dots (\text{A.18})$$

A.7.3.2.3 耐久性极限下的 $Y_{R \text{ rel } k}$ (在 $1 \mu\text{m} < Rz_k < 40 \mu\text{m}$ 范围)

a) 对于 V, GGG(perl., bai.), Eh, IF(root) 和 GTS(perl.):

$$Y_{Rk} = 1.490 - 0.471(Rz_k + 1)^{0.1} \quad \dots\dots\dots (\text{A.19})$$

b) 对于 St:

$$Y_{Rk} = 4.924 - 3.90(Rz_k + 1)^{0.01} \quad \dots\dots\dots (\text{A.20})$$

c) 对于 GG, GGG(ferr.) 和 NT, NV:

$$Y_{Rk} = 4.161 - 3.155(Rz_k + 1)^{0.005} \quad \dots\dots\dots (\text{A.21})$$

A.7.4 表面状况系数 Y_R : B_p 法

A.7.4.1 图解值

耐久性极限和静强度的 Y_R 是通过图 A.1 中与计算齿轮齿根圆角的峰-谷粗糙度 Rz 和材料的函数关系取得。有限寿命的 Y_R 的求解, 原则上是按照 A.7.4.2 中提供的方法。

A.7.4.2 解析值

A.7.4.2.1 总述

Y_R 可使用式(A.22)~式(A.25)计算, 它们是与图 A.1 中曲线一致的。

A.7.4.2.2 静强度(一般说来)和耐久性极限下的 Y_R (在 $Rz < 1 \mu m$ 范围)

$$Y_R = 1.0 \quad \dots\dots\dots (A.22)$$

A.7.4.2.3 耐久性极限下的 Y_R (在 $1 \mu m < Rz < 40 \mu m$ 范围)

a) 对于 V、GGG(perl., bai.,), Eh、IF(root)和 GTS(perl.):

$$Y_R = 1.490 - 0.471(Rz + 1)^{0.1} \quad \dots\dots\dots (A.23)$$

b) 对于 St:

$$Y_R = 4.924 - 3.90(Rz + 1)^{0.01} \quad \dots\dots\dots (A.24)$$

c) 对于 GG、GGG(ferr.)和 NT、NV:

$$Y_R = 4.161 - 3.155(Rz + 1)^{0.005} \quad \dots\dots\dots (A.25)$$

附录 B

(资料性附录)

平均应力影响系数 Y_M 的参考值

B.1 总述

注：本附录不同于 ISO 6336-5 把反向载荷的影响用一个 0.7 的系数包含了。

平均应力影响系数 Y_M 考虑了不同于纯脉动的工作应力条件的影响，例如载荷的反向，换向齿轮或惰轮和行星齿轮。

Y_M 定义为具有应力比 $R \neq 0$ 的疲劳(或静)强度和由式(5)计算的 $R = 0$ 的疲劳(或静)强度之间的比值。

Y_M 仅用于评定正(拉)应力的计算方法，因此它适合于对比计算应力(正值)和许用应力乘以 Y_M 。下面方法可应用于应力比在 $1 > R > 0$ 。

B.2 惰轮和行星齿轮

平均应力影响系数 Y_M 可计算如下：

$$Y_M = \frac{1}{1 - R \cdot \frac{1 - M}{1 + M}} \quad \dots\dots\dots (B.1)$$

式中：

R ——应力比；

M ——考虑了平均应力对疲劳(或静)强度幅值的影响，并被定义为平均应力增加后疲劳强度幅值的降低量除以平均应力的增加值(表 B.1 中列出数值可用于 M ，参见以下证明)。

可简化为，对于以同样的载荷施加于前齿面和后齿面的设计， R 可假定等于 -1.2 。对于以显著不同的载荷施加在前后齿面上， R 可如下式设定：

$$R = -1.2 \times \frac{F_{Rlow}}{F_{Rhigh}} \quad \dots\dots\dots (B.2)$$

式中：

F_{Rlow} ——较低载荷齿面单位齿宽的载荷；

F_{Rhigh} ——较高载荷齿面单位齿宽的载荷。

除表面硬化的情况外，表中所列的疲劳极限下的 M 与齿根圆角形状无关。原则上， M 值与静态缺口敏感系数有关(大约间接地和 Y_S 有关)，但对表面硬化的齿轮来说变动量较大，例如平滑的半圆弧和磨削的圆角之间的情况会明显不同。

表 B.1 平均应力比 M

	疲劳极限	静强度
表面硬化处理	$0.8 \sim 0.15 Y_S$	0.7
表面硬化处理加喷丸	0.4	0.6
氮化	0.3	0.3

表 B.1 (续)

	疲劳极限	静强度
感应淬火	0.4	0.6
未经表面硬化处理	0.3	0.5
铸钢	0.4	0.6

B.3 加载方向周期变化的齿轮

对于以全载荷周期性作用在两个齿面的硬齿面齿轮, Y_M 可以按照换向齿轮 ($R=1$) 的情形计算, M 值可按疲劳极限选取。当方向变化的次数超过 100 和载荷循环总数超过 3×10^6 时, 这个简化方法是有效的。

附录 C

(资料性附录)

确定直齿轮法向载荷的推导公式

名义弯曲应力 σ 等于弯矩除以齿轮在 s_{Fn} 处的抗弯截面系数,符合以下公式,式中的符号见图 3 和图 4。

$$\sigma = \frac{F_b \cdot \cos \alpha_{Fn}}{\frac{1}{6}(b \cdot s_{Fn}^2)} \cdot h_{Fe} \quad \dots\dots\dots (C.1)$$

$$F_b \cdot \frac{d_b}{2} = F_t \cdot \frac{d}{2} = F_w \cdot \frac{d_w}{2} \quad \dots\dots\dots (C.2)$$

式中:

d_b ——基圆直径;

d ——分度圆直径;

d_w ——节圆直径;

F_t ——端面分度圆上的名义切向载荷;

F_w ——节圆上的名义切向载荷。

$$F_b = \frac{F_t}{\cos \alpha_t} = \frac{F_w}{\cos \alpha_{wt}} \quad \dots\dots\dots (C.3)$$

$$\sigma = \left[\frac{\frac{h_{Fe}}{m_n} \cdot \cos \alpha_{Fn}}{\frac{1}{6} \left(\frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cdot \cos \alpha_n} \right] \cdot \frac{F_t}{b \cdot m_n} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \quad \dots\dots\dots (C.4)$$

式中:

α_n ——基本齿条齿廓的法向压力角;

α_t ——基本齿条齿廓的端面压力角;

α_w ——工作压力角。

注:对于直齿轮, $\alpha_n = \alpha_t$ 。

当 σ 表示为 F_t 的函数时,齿廓系数 Y_F 可通过式(C.4)得到。

附 录 NA

(资料性附录)

相关国家标准、国际标准对照

GB/T 3480.1—2019 等同采用 ISO 6336-1:2006,与 ISO 6336-1:2019 相比差异不大。

GB/T 3480.5—2008 等同采用 ISO 6336-5:2003,与 ISO 6336-5:2016 相比差异不太大。

表 NA.1 中列出了 GB/T 3480 本部分中提到的 ISO 6336-1、ISO 6336-1:2019 及其条款、ISO 6336-5与 GB/T 3480.1—2019、GB/T 3480.5—2008 的对应关系,内容虽有差异,但可作参考。

表 NA.1 GB/T 3480 本部分涉及的国家标准、国际标准对照表

序号	GB/T 3480 本部分 中的条款	ISO 标准或条款	对应国家标准或条款 (可参考,非等同)
1	引言	ISO 6336 系列	GB/T 3480 系列
2	引言,第1章,3.1,3.2,5.3.3	ISO 6336-1(本部分中指 ISO 6336-1:2019)	GB/T 3480.1—2019
3	引言,5.4.2.3,5.4.3.1,7.4,11.3,12.1,B.1	ISO 6336-5(本部分中指 ISO 6336-5:2016)	GB/T 3480.5—2008
4	第1章	ISO 6336-1:2019 的第4章	GB/T 3480.1—2019 的第4章
5	第4章,5.2	ISO 6336-1:2019 的 4.1.11	GB/T 3480.1—2019 的 4.1.7
6	5.3.3	ISO 6336-1:2019 的 4.1.18	GB/T 3480.1—2019 的 4.1.14
7	5.3.3	ISO 6336-1:2019 的 4.2	GB/T 3480.1—2019 的 4.2
8	15.2	ISO 6336-1:2019 的 4.1.16	GB/T 3480.1—2019 的 4.1.12

参 考 文 献

- [1] ISO 54:1996, Cylindrical gears for general engineering and for heavy engineering—Modules
 - [2] ISO 701:1998, International gear notation—Symbols for geometrical data
 - [3] ISO 1328-1: 2013, Cylindrical gears—ISO system of flank tolerance classification—Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to flanks of gear teeth
 - [4] ISO/TR 10064-4, Code of inspection practice—Part 4: Recommendations relative to surface texture and tooth contact pattern checking
 - [5] ANSI/AGMA 2101-D04, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth (Metric edition of ANSI/AGMA 2001-D04)
 - [6] DIN 3390 (all parts), Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern
 - [7] TGL 10545:1963, Tragfähigkeitsberechnung von außenverzahnten Stirnrädern
 - [8] VDI 2226, Empfehlung für die Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1965
 - [9] VDI 2737, Calculation of the load capacity of the tooth root in internal toothings with influence of the gear rim, 2016
 - [10] BROSSMANN U. über den Einfluß der Zahnausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder, Doctoral dissertation, Technische Universität München, 1979
 - [11] HIRT M. Einfluß der Zahnausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern, Doctoral dissertation, Technische Universität München, 1976
 - [12] NIEMANN G., WINTER H. Maschinenelemente, Band 2 und 3, Getriebe, Springer, Berlin 2003
 - [13] PÜCHNER O., KAMENSKI A. Spannungskonzentration von Kerben im Kerbrand, Konstruktion, 24, 1972, PP.127-134
 - [14] STRASSER H. Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit, Doctoral dissertation, Technische Universität München, 1984
-

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
直齿轮和斜齿轮承载能力计算
第 3 部分:轮齿弯曲强度计算

GB/T 3480.3—2021/ISO 6336-3:2019

*

中国标准出版社出版发行
北京市朝阳区和平里西街甲 2 号(100029)
北京市西城区三里河北街 16 号(100045)

网址:www.spc.org.cn

服务热线:400-168-0010

2021 年 4 月第一版

*

书号:155066·1-67121

版权专有 侵权必究



GB/T 3480.3-2021



码上扫一扫 正版服务到