

中华人民共和国国家标准

GB/T 3480.2—2021/ISO 6336-2:2019
部分代替 GB/T 3480—1997

直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第2部分：齿面接触强度（点蚀）计算

Calculation of load capacity of spur and helical gears—
Part 2: Calculation of surface durability (pitting)

(ISO 6336-2:2019, IDT)

2021-03-09 发布

2021-10-01 实施

国家市场监督管理总局
国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	III
引言	IV
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语、定义、符号和缩略语	1
3.1 术语和定义	1
3.2 符号和缩略语	2
4 点蚀损伤和安全系数	5
5 基本公式	6
5.1 总述	6
5.2 齿面接触强度(点蚀)的安全系数 S_H	6
5.3 接触应力的计算值 σ_H	7
5.4 许用接触应力 σ_{HP}	7
5.4.1 总述	7
5.4.2 许用接触应力 σ_{HP} 的确定——原理、条件假设和应用	8
5.4.3 许用接触应力 σ_{HP} 的确定:方法 B	8
5.4.4 有限寿命和高周疲劳寿命的许用接触应力 σ_{HP} 的确定:方法 B	9
6 节点区域系数 Z_H 和单对齿啮合系数 Z_B 及 Z_D	10
6.1 总述	10
6.2 节点区域系数 Z_H 的确定	11
6.2.1 总述	11
6.2.2 图解值	11
6.2.3 解析值	11
6.3 当 $\epsilon_\alpha \leq 2$ 时,啮合系数 Z_B 和 Z_D 的确定	11
6.4 当 $\epsilon_\alpha > 2$ 时,啮合系数 Z_B 和 Z_D 的确定	13
7 弹性系数 Z_E	13
8 重合度系数 Z_ϵ	14
8.1 总述	14
8.2 重合度系数 Z_ϵ 的确定	14
8.2.1 图解值	14
8.2.2 解析值	15
8.3 端面重合度 ϵ_α 和轴向重合度 ϵ_β 的确定	15
8.3.1 端面重合度 ϵ_α	15
8.3.2 轴向重合度 ϵ_β	16
9 螺旋角系数 Z_β	16
10 试验齿轮的接触疲劳极限	17

10.1	总述	17
10.2	方法 B 中接触疲劳极限 $\sigma_{H\ lim}$	17
10.3	方法 B _R 中接触疲劳极限值	17
11	寿命系数 Z_{NT} (齿面)	18
11.1	总述	18
11.2	寿命系数 Z_{NT} : 方法 A	18
11.3	寿命系数 Z_{NT} : 方法 B	18
12	润滑油膜影响系数 Z_L 、 Z_v 和 Z_R	20
12.1	总述	20
12.2	润滑油膜的影响: 方法 A	20
12.3	润滑油膜影响系数 Z_L 、 Z_v 和 Z_R : 方法 B	20
12.3.1	总述	20
12.3.2	接触耐久性极限下的 Z_L 、 Z_v 和 Z_R	21
12.3.3	静强度下的润滑油影响系数 Z_L 、 Z_v 和 Z_R	25
13	齿面工作硬化系数 Z_w	25
13.1	总述	25
13.2	齿面工作硬化系数 Z_w : 方法 A	25
13.3	齿面工作硬化系数 Z_w : 方法 B	25
13.3.1	齿面硬化小齿轮与调质大齿轮配对	25
13.3.2	调质小齿轮和调质大齿轮配对	27
13.3.3	表面硬化小齿轮与球墨铸铁大齿轮配对	28
14	尺寸系数 Z_x	29
附录 NA (资料性附录) 相关国家标准、国际标准对照		30
参考文献		31

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：材料的强度和重量；
- 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 2 部分。

本部分按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本部分与 GB/T 3480.1、GB/T 3480.3—2021 共同代替 GB/T 3480—1997《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》。

本部分和 GB/T 3480—1997 相比，主要技术变化如下：

- 本部分采用 ISO 6336-2:2019，仅规定齿面接触强度(点蚀)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 6336-3 所规定的轮齿弯曲强度计算；
- 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；
- 修改了与接触疲劳强度相关的螺旋角系数 Z_{β} 的计算式[式(41)]和单齿啮合系数的 Z_B 、 Z_D 的计算方法(见 6.3 和 6.4, GB/T 3480—1997 的 7.1.4 和 7.1.5)；
- 增加了与接触疲劳强度相关的均载系数 K_y [见式(4)和式(5)]；
- 正文结构有很大调整。

本部分使用翻译法等同采用 ISO 6336-2:2019《直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 2 部分：齿面接触强度(点蚀)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：材料的强度和重量(ISO 6336-5:2003, IDT)。

本部分还做了下列编辑性修改：

- 将式(43)中的分母“437.5”改为“4 375”；
- 增加了资料性附录 NA“相关国家标准、国际标准对照”。

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：郑州机械研究所有限公司、湖南大学、郑州中机轨道交通装备科技有限公司、西安法士特汽车传动有限公司、山东华成中德传动设备有限公司、中机生产力促进中心、河南中豫远大重工科技有限公司、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：王志刚、王伟、周长江、李海霞、刘忠明、严鉴铂、陈超、杨翊坤、鞠国强、郑明、吕小科、王天翔、管洪杰、范瑞丽、都长海、张坤、李五田、王长路、杨小勇、王康林、翟淑东、格日勒图、李峰、丁军。

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、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 系列的第 1 部分至第 19 部分的内容主要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(见表 1) 进行标准化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,应指明 ISO 6336 系列的相关章条或部分。使用技术规范作为特殊设计的验收标准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 13989-1)		✓	
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 13989-2)		✓	
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)			✓

赫兹压力是计算接触应力的基础,是 ISO 6336 中圆柱齿轮齿面接触疲劳强度分析的理论基础。赫兹压力是齿轮啮合过程中齿面接触应力计算的重要指标。然而,它既不是产生点蚀的唯一因素,也不是亚表面产生的剪切应力的单一方面因素。其他的影响因素,如摩擦系数、滑动速度的方向和大小以及润滑剂等因素均会对压力的分布产生影响。在现阶段,上述因素尚未在齿轮承载能力计算中予以直接考虑,但承载能力计算中引入许用值,在某种程度上就将这些因素包含在了限制性系数与材料特性参数的选取中。

尽管存在不足,但采用赫兹压力作为齿轮接触疲劳强度计算的理论基础具有一定的合理性。其原因是,对于给定的齿轮材料,赫兹压力的极限值与试样疲劳试验得到的结果一致性比较好。可见,这些

极限值中包含了其他相关因素的影响。因此,赫兹压力作为接触疲劳强度计算的理论基础是可以接受的,这需要根据具体应用将标准齿轮的试验数据加以扩展,以用于不同尺寸的计算齿轮。

几种计算齿轮的许用接触应力及评估相关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 2 部分：齿面接触强度(点蚀)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用方法 A 进行复核。此外需要注意的是,对于斜齿轮而言,具有高精度和最佳修形的齿轮与本部分的相关性最好。

1 范围

GB/T 3480 的本部分规定了外啮合与内啮合渐开线圆柱齿轮的齿面承载能力的基本计算公式,包含了齿面接触疲劳强度评估中所有影响系数的计算式。本部分内容主要适用于润滑油传动装置;但只要啮合过程中始终存在足量的润滑剂,也可近似地用于(低速运转时)脂润滑传动装置。

本部分给出的公式,适用于 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(计算齿轮)的端面重合度 $\epsilon_{\alpha n}$ 小于 2.5 并与其他基本齿条共轭的齿廓。采用本部分公式计算的结果与其他方法(见参考文献[5]、[7]、[10]、[12])非常一致。

除了第 4 章所述的损伤类型外,本部分不能直接用于评估其他的齿面损伤类型,如塑性屈服、刮擦或胶合。

通过许用接触应力确定的承载能力称为“齿面承载能力”或“齿面接触强度”。

如果本范围不适用,参考 ISO 6336-1:2019 的第 4 章。

2 规范性引用文件

下列文件的内容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、概述及通用影响系数(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:材料的强度和品质(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 中给出的符号和缩略语适用于本文件。

表 2 本文件用到的符号和缩略语

缩略语		
缩略语	说明	
A,B,C,D,E	啮合线上的点(从小齿轮齿根到齿顶,无论是小齿轮还是大齿轮主动,仅从几何角度考虑)	
AA	算术平均粗糙度(R_a 的替代名称)	
CLA	中心线平均粗糙度(R_a 的替代名称)	
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、贝氏体、铁素体)	
GTS	黑心可锻铸铁牌号(珠光体)	
HB	布氏硬度	
IF	火焰或感应硬化的锻造特殊钢牌号	
M	模数	
ME	标识材料质量等级和热处理要求的代号(见 ISO 6336-5)	
ML		
MQ		
NT	渗氮锻钢、渗氮钢牌号	
NV	整体硬化锻钢、渗氮钢、氮碳共渗钢牌号	
St	正火碳钢牌号($\sigma_B < 800 \text{ N/mm}^2$)	
V	整体硬化锻造特殊钢、合金钢或碳钢($\sigma_B \geq 800 \text{ N/mm}^2$)牌号	
VI	运动黏度指数	
符号		
符号	描述	单位
b	齿宽	mm
b_B	人字齿单个螺旋线的齿宽	mm
b_{vir}	有效齿宽	mm
C	常数、系数	—
	齿廓修缘量	μm
$C_{ZL,ZR,Zv}$	确定润滑油膜影响的系数	—
d	直径(无下标时指分度圆直径) ^a	mm
d_b	基圆直径	mm

表 2 (续)

符号		
符号	描述	单位
d_{Na}	有效齿顶圆直径	mm
d_{Nf}	有效齿根圆直径	mm
E	弹性模量	N/mm ²
F_T	每对啮合分度圆上(名义)端面切向载荷	N
f	偏差, 轮齿变形量	μm
f_{ZCa}	辅助系数	—
h	齿高(无下标时指根圆到顶圆的径向距离)	mm
h_{fp}	渐开线圆柱齿轮基本齿条齿根高	mm
K	常数, 与轮齿载荷有关的系数	—
K_A	使用系数	—
K_{Ha}	接触强度计算时的齿间载荷分配系数	—
$K_{Hβ}$	接触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(考虑多路径传动中各啮合副载荷分配不均匀影响的系数)	—
M	转矩	Nm
m_n	法向模数	mm
N_L	应力循环次数	—
p_{bt}	端面基圆齿距	mm
Ra	(评定齿廓的)算术平均偏差粗糙度值, $Ra \approx 1/6Rz$	μm
Rz	(评定齿廓的)平均最大高度粗糙度值(按 GB/T 3505 和 GB/T 10610 规定)	μm
Rz_H	当量粗糙度	μm
r	半径(无下标时指分度圆半径)	mm
S_H	齿面接触强度计算的安全系数	—
S_{Hmin}	齿面接触强度计算的最小安全系数	—
S_{H1}	小齿轮齿面接触强度计算的安全系数	—
S_{H2}	大齿轮齿面接触强度计算的安全系数	—
u	齿数比(z_2/z_1) $\geq 1^a$	—
v	切向速度(无下标时指分度圆切向速度)	m/s
v_w	节圆切向速度	m/s
x	变位系数	—
Z	与接触应力相关的系数	—
Z_B	小齿轮单对齿啮合系数	—
Z_D	大齿轮单对齿啮合系数	—

表 2 (续)

符号		
符号	描述	单位
Z_E	弹性系数	$\sqrt{N/mm^2}$
Z_H	节点区域系数	—
Z_L	润滑剂系数	—
Z_N	接触强度寿命系数	—
Z_{NT}	标准试验条件下的接触强度寿命系数	—
Z_R	接触强度计算的粗糙度系数	—
Z_v	速度系数(节圆切向速度)	—
Z_w	齿面工作硬化系数	—
Z_X	接触强度计算的尺寸系数	—
Z_β	接触强度计算的螺旋角系数	—
Z_ϵ	接触强度计算的重合度系数	—
z	齿数 ^a	—
$z_{1,2}$	小齿轮或大齿轮齿数 ^a	—
α	压力角(无下标时指分度圆压力角)	(°)
α_n	法向压力角	(°)
α_t	端面压力角	(°)
α_{wt}	节圆工作压力角	(°)
β	螺旋角(无下标时指分度圆螺旋角)	(°)
β_b	基圆螺旋角	(°)
ϵ	重合度	—
ϵ_α	端面重合度	—
ϵ_{an}	当量重合度,当量直齿轮的端面重合度	—
ϵ_β	轴向重合度	—
ϵ_γ	总重合度, $\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$	—
ν	泊松比	—
	油的运动黏度	mm^2/s
ν_f	运动黏度参数	—
ν_{40}	40 °C 的名义运动黏度	mm^2/s
ν_{50}	50 °C 的名义运动黏度	mm^2/s
ξ	滚动角	(°)
ξ_{aw}	从节点到齿顶圆的滚动角	(°)
ξ_{fw}	从节点到齿根圆的滚动角	(°)
$\xi_{Naw1,2}$	从工作节点到有效齿顶圆的滚动角	rad

表 2 (续)

符号		
符号	描述	单位
$\xi_{Nf_{w1,2}}$	从有效齿根圆到工作节点的滚动角	rad
ρ	曲率半径	mm
ρ_{fP}	基本齿条的齿根圆角半径	mm
ρ_{red}	相对曲率半径	mm
σ	法向应力	N/mm ²
σ_H	接触应力的计算值	N/mm ²
$\sigma_{H\ lim}$	试验齿轮的接触疲劳极限	N/mm ²
σ_{HG}	齿面接触应力极限	N/mm ²
σ_{HP}	齿面许用接触应力	N/mm ²
$\sigma_{HP\ ref}$	齿面许用接触应力(耐久性极限)	N/mm ²
$\sigma_{HP\ stat}$	齿面许用接触应力(静强度)	N/mm ²
σ_{H0}	齿面接触应力计算的基本值	N/mm ²
τ	剪切应力	N/mm ²
$\tau_{1,2}$	小齿轮或大齿轮角齿距	rad
^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 点蚀损伤和安全系数

齿轮传动时,若工作应力超过啮合面的接触疲劳强度极限,则齿面将会出现表层材料剥离,进而产生点蚀坑。

不同应用场合所容许的点蚀程度(尺寸和数量)差异很大。某些情况可以接受大面积的点蚀,而某些情况应避免出现任何明显的点蚀。

对于常规工况,下面的点蚀损伤评估方法有助于区分初始点蚀和破坏性点蚀。

点蚀坑的总面积不准许出现呈线性增加或连续增加的情况(尤其针对硬齿面齿轮)。然而,当初始点蚀使得齿轮的有效承载面积增加,并且随后点蚀坑的产生率在减少(点蚀减少)甚至终止(点蚀停止),这种点蚀可以接受。如有争议,需遵循下述规定。

当工况稳定时,不准许出现随时间线性增加或连续增加的点蚀坑(即线性点蚀或连续点蚀),评估应针对所有齿面的整个啮合区域。未硬化齿面应注意新产生的点蚀坑的数量和尺寸,硬化齿面上有一个或少量点蚀坑是常见现象。在这些情况下,我们应该重点评估实际发生点蚀的齿面。如果需要定量评估,被认为特别危险的轮齿应做上标记,严格检查。

在特殊情况下,点蚀状况可以基于所有的磨损颗粒进行第一次粗略评估。有严格要求时,齿面的状况应至少进行三次检查。在齿面经过至少 10^6 次载荷循环后进行第一次检查;根据先前检查的结果,再于工作一段时间后再进一步检查。

若点蚀程度恶化,危及工作人员或者存在可能导致严重后果的风险,则这种点蚀不能容忍。由于应

力集中的影响,在调质或表面硬化的齿根圆角附近有直径为 1 mm 的点蚀坑会发展成为导致齿轮断裂的裂纹源,则这样的点蚀坑同样不能接受(如航空航天传动齿轮)。

透平齿轮传动中也有以上类似的情况。通常,在这些齿轮所要求的高周疲劳寿命(10^{10} 次~ 10^{11} 次应力循环)期间,不准许出现点蚀或严重的磨损。这种齿面损伤会导致严重的振动和过大的动态载荷。接触强度计算时应采用足够大的安全系数,即只能接受较低的失效概率。

相比之下,对于低硬度、大模数(例如模数为 25 mm)的低速工业齿轮,100%的工作齿面上可以有点蚀,只要它仍能在额定功率下安全工作 10 年~20 年。单个点蚀坑的直径可达 20 mm,深度可达 8 mm。通常,在工作的前两三年内产生明显“破坏性”点蚀的速率会减慢,齿面会变得光滑,传动中的加工硬化可以使齿面布氏硬度值增加 50%或更多。对此,可以选择相对较低的安全系数,某些情况下可以小于 1。但是,由于齿面发生破坏的概率升高,又需要选择较大的安全系数,防止齿部断裂。

关于安全系数 S_H 的选择标准,见 ISO 6336-1:2019 的 4.1.11。建议制造商和用户就最小安全系数值的选择达成一致。

5 基本公式

5.1 总述

齿面接触疲劳强度的计算,是基于齿轮啮合的节点处的接触应力。对于直齿轮和斜齿轮而言,节点处的接触应力不一定是直接判据,需根据节点处的接触应力值分别计算大齿轮和小齿轮的相关位置的接触应力 σ_H 和许用接触应力 σ_{HP} ,其中 σ_H 应小于 σ_{HP} 。许用接触应力与接触应力的比值用安全系数 S_{H1} 和 S_{H2} 表示,这两个系数均应高于最小安全系数 $S_{H\min}$ 。在计算 σ_H 时,有以下四种情况:

- a) 对于端面重合度 $\epsilon_\alpha \geq 1$ 的直齿轮:
 - 小齿轮:通常在单对齿啮合区内界点处计算 σ_H ;特殊情况时节点处的 σ_H 会较大,齿轮的承载能力则由节点处的 σ_H 值决定。
 - 大齿轮:在外啮合的情况下,通常在节点处计算 σ_H 。特殊情况时,特别是在小传动比情况下(见 5.2), σ_H 在单对齿啮合区内界点处较大,齿轮的承载能力则由内界点处的 σ_H 值决定。对于内啮合的情况,在节点处计算 σ_H 。
- b) 对于端面重合度 $\epsilon_\alpha \geq 1$ 和轴向重合度 $\epsilon_\beta \geq 1$ 的斜齿轮:

σ_H 在小齿轮和大齿轮啮合的节点处计算。若在非最佳修形齿面上,最大接触应力不在节点处,这时 σ_H 由更大接触应力的啮合点位置决定。
- c) 对于端面重合度 $\epsilon_\alpha \geq 1$ 和轴向重合度 $\epsilon_\beta < 1$ 的斜齿轮:

σ_H 在上下极限值之间通过线性插值获得,该极限值分别为直齿轮和 $\epsilon_\beta = 1$ 斜齿轮的 σ_H ,且对于每个齿轮都是基于实际齿数来确定 σ_H 。
- d) 对于端面重合度 $\epsilon_\alpha < 1$ 和总重合度 $\epsilon_\gamma > 1$ 的斜齿轮:

σ_H 的计算未包含在 GB/T 3480 的本部分内,故仔细分析沿接触线处的接触应力是必要的。

5.2 齿面接触强度(点蚀)的安全系数 S_H

根据式(1)和式(2)分别计算小齿轮和大齿轮的 S_H :

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{HG1}}{\sigma_{H1}} > S_{H\min} \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{HG2}}{\sigma_{H2}} > S_{H\min} \quad \dots\dots\dots(2)$$

其中:根据式(4)计算小齿轮的接触应力 σ_{H1} ,根据式(5)计算大齿轮的 σ_{H2} (见 5.3);根据式(6)和 5.4.3a)、5.4.3b)分别计算高周疲劳寿命和静强度下的接触应力极限 σ_{HG} ,根据式(6)和 5.4.4 计算有限寿

命下的 σ_{HG} 。

注：这是有关接触应力(赫兹压力)的计算安全系数。与传递转矩对应的安全系数等于 S_H 的平方。

有关最小安全系数和失效概率的说明,见第 4 章和 ISO 6336-1:2019 的 4.1.11。

5.3 接触应力的计算值 σ_H

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_\gamma K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_\gamma K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad \dots\dots\dots (5)$$

式中：

σ_{H0} ——节点处齿面接触应力计算的基本值,它是在无缺陷(无误差)的传动装置中通过施加静态额定转矩产生的应力；

Z_B ——小齿轮的单对齿啮合系数(见 6.3 和 6.4),它将节点处的接触应力折算为小齿轮啮合区接触应力的判定值；

Z_D ——大齿轮的单对齿啮合系数(见 6.3),它将节点处的接触应力折算为大齿轮啮合区接触应力的判定值；

K_A ——使用系数(见 ISO 6336-1),它考虑了由外部的输入或输出的转矩变化引起的负载增量；

K_γ ——均载系数(见 ISO 6336-1),它考虑了多路径传动中各啮合副的切向载荷分配不均匀影响的系数；

K_v ——动载系数(见 ISO 6336-1),它考虑了内部动态效应引起的负载增量；

$K_{H\beta}$ ——接触强度计算时的螺旋线载荷分布系数(见 ISO 6336-1),它考虑了制造误差、弹性变形等因素引起螺旋线方向的啮合误差,该误差会导致螺旋线方向的载荷分布不均匀；

$K_{H\alpha}$ ——接触强度计算时的齿间载荷分配系数(见 ISO 6336-1),它考虑了啮合时各对轮齿间上载荷分配不均的情况,如其中的一个影响因素为齿距偏差；

注： K_A 、 K_v 、 $K_{H\beta}$ 、 $K_{H\alpha}$ 计算顺序见 ISO 6336-1:2019 的 4.1.18。

σ_{HP} ——齿面许用接触应力(见 5.4)；

Z_H ——节点区域系数(见第 6 章),它考虑了齿面节点处的曲率,并将分度圆上的切向载荷折算为节圆上的切向载荷；

Z_E ——弹性系数(见第 7 章),它考虑了材料特性的影响,如弹性模量 E_1 、 E_2 和泊松比 ν_1 、 ν_2 ；

Z_ϵ ——重合度系数(见第 8 章),它考虑了有效接触线长的影响；

Z_β ——螺旋角系数(见第 9 章),它考虑了螺旋角的影响,例如沿着接触线的载荷变化；

F_t ——名义切向力,分度圆上的端面名义切向力(见下文相关要求)；

b ——齿宽(对于人字齿轮 $b = 2b_B$)(见下面的相关要求)；

d_1 ——小齿轮的分度圆直径；

u ——齿数比, $u = z_2/z_1$ 。对于外啮合, u 取正值,而对于内啮合, u 取负值。

在任何情况下(即使在端面重合度 $\epsilon_{an} > 2$ 时),都要使用 F_t 表达每对啮合齿轮总的切向力。有关 F_t 的定义和人字齿轮传动特性的相关介绍,见 ISO 6336-1:2019 的 4.2。忽略任何可能产生影响的齿向倒角或圆角,配对齿轮的 b 值是小齿轮和大齿轮齿根圆处齿宽中的较小值。当计算齿轮接触应力时,表面硬化处理的齿面中未硬化部分和过渡区域都不应包括在内。

5.4 许用接触应力 σ_{HP}

5.4.1 总述

使用一对啮合齿轮作为试件进行加载试验,得到的接触应力极限值(见第 10 章)更为准确。试验齿

轮和试验条件与工作齿轮及其工况条件越接近,试验结果与计算值的相关性越好。

5.4.2 许用接触应力 σ_{HP} 的确定——原理、条件假设和应用

5.4.2.1 总述

以下几种确定许用接触应力的方法已被认可。这些方法是通过对多种齿轮工作情况进行详细记录,并据此进行详细比较分析来验证的。

5.4.2.2 方法 A

方法 A 中,S-N 曲线或损伤曲线中的耐久性极限、高周疲劳寿命、有限寿命及静强度下的许用接触应力 σ_{HP} (或齿面应力极限 σ_{HG})由式(4)或式(5)计算得到。S-N 曲线或损伤曲线,通过对设定工况条件下的实际齿轮副样本进行重复加载试验得到。

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)。

类似地,许用接触应力也可以通过被全面监测的参考试验齿轮得到,这时要考虑计算齿轮和参考试验齿轮在尺寸、工况和使用性能上的不同。计算齿轮的几何参数和工况条件越接近参考试验齿轮,使用这些许用值进行齿轮设计或计算校核时越有效。

5.4.2.3 方法 B

损伤曲线采用试验齿轮的接触疲劳极限 $\sigma_{H \lim}$ 和接触强度计算寿命系数 Z_{NT} 来表征。对于许多常见的齿轮材料及热处理特性,损伤曲线的确定需由符合标准测试条件的试验齿轮的加载试验结果得到。

利用润滑剂系数 Z_L 、节线速度系数 Z_v 、齿面粗糙度系数 Z_R 、齿面工作硬化系数 Z_w 和接触强度计算用尺寸系数 Z_x ,将试验齿轮测试结果转换为符合计算齿轮副几何参数、工况条件的数据。

当接触疲劳强度值是通过齿轮试验或特定试验获得,或当齿轮材料类似而根据 ISO 6336-5(见引言)中的方法获得时,建议采用方法 B,这样可以得到满足一定精度要求的计算结果。

5.4.2.4 方法 B_R

齿轮材料特性值也可以通过加载对滚试验获得。调整试验中滑动速度的大小和方向,来模拟可能会产生点蚀的齿面区域上的滑动和滚动工作条件。

当接触应力值不能利用齿轮试验得到时,可以采用方法 B_R 获取,该方法特别适用于确定不同材料配对时齿面接触疲劳强度。

5.4.3 许用接触应力 σ_{HP} 的确定:方法 B

许用接触应力通过下式确定:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{NT}}{S_{H \min}} Z_L Z_v Z_R Z_w Z_x = \frac{\sigma_{HG}}{S_{H \min}} \dots\dots\dots (6)$$

式中:

- $\sigma_{H \lim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限(见第 10 章和 ISO 6336-5),其综合考虑了标准试验齿轮的材料、热处理和表面粗糙度的影响;
- Z_{NT} ——试验齿轮的接触强度计算寿命系数(见第 11 章),其考虑到在有限应力循环次数的情况下具有更高齿面承载能力;
- σ_{HG} ——齿轮的接触应力极限(= $\sigma_{HP} S_{H \min}$);
- $S_{H \min}$ ——符合要求的齿面接触疲劳强度的最小安全系数;

Z_L, Z_R, Z_v ——共同涵盖油膜对齿面接触应力影响的系数；
 Z_L ——润滑剂系数(见 12 章),它考虑了润滑剂黏度的影响；
 Z_R ——粗糙度系数(见第 12 章),它考虑了表面粗糙度的影响；
 Z_v ——速度系数(见第 12 章);它考虑了节点处周向线速度的影响；
 Z_W ——齿面工作硬化系数(见第 13 章),它主要考虑硬齿面齿轮或类似齿面硬度齿轮对配对齿轮啮合性能的影响；
 Z_X ——接触应力计算用尺寸系数(见第 14 章),它考虑了轮齿的尺寸参数对许用接触应力的影响。

- a) 耐久性极限下的许用接触应力 $\sigma_{HP\ ref}$:由式(6)导出,其中 $Z_{NT}=1, \sigma_{H\ lim}, Z_L, Z_v, Z_R, Z_W, Z_X, S_{H\ min}$ 等影响系数是根据方法 B 计算得出。
 b) 静强度下的许用接触应力 $\sigma_{HP\ stat}$:由式(6)导出,其中所有影响系数(静强度)都是通过方法 B 获得。

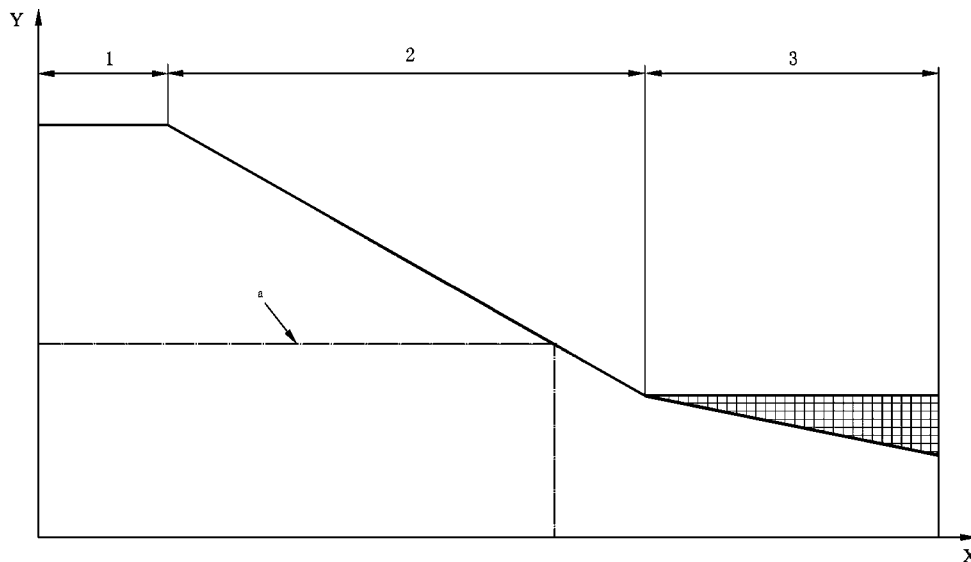
5.4.4 有限寿命和高周疲劳寿命的许用接触应力 σ_{HP} 的确定:方法 B

5.4.4.1 总述

在方法 B 中,许用接触应力 σ_{HP} 是在双对数坐标下用图解法或线性插值法获得。其中,耐久性极限下的 $\sigma_{HP\ ref}$ 由 5.4.3a) 得到,静强度下的 $\sigma_{HP\ stat}$ 由 5.4.3b) 得到。与循环次数 N_L 对应的应力在 S-N 曲线中表示,见第 11 章。

5.4.4.2 图解值

根据 5.4.3 计算耐久性极限与静强度下的许用接触应力 σ_{HP} ,并绘制相应计算寿命系数 Z_{NT} 的 S-N 曲线。原理见图 1,可以从该图中读取相关应力循环次数 N_L 下的 σ_{HP} 。



说明:

- X——应力循环次数 N_L (log);
 Y——许用接触应力 σ_{HP} (log);
 1——静强度阶段;
 2——有限寿命阶段;
 3——高周疲劳寿命阶段。

^a 示例:对于某给定的应力循环次数下的许用接触应力 σ_{HP} 。

图 1 有限寿命阶段许用接触应力的图解法(方法 B)

5.4.4.3 解析值

根据 5.4.3 分别计算耐久性极限和静强度下的许用接触应力值 $\sigma_{HP\ ref}$ 和 $\sigma_{HP\ stat}$ ，再按计算结果及方法 B 确定有限寿命的如下应力循环数 N_L 对应的许用接触应力 σ_{HP} 。

a) 如果允许一定数量的点蚀坑,对于 St、V、GGG(perl., bain.)、GTS(perl.)、Eh 和 IF

——当 $6 \times 10^5 < N_L \leq 10^7$ 时,根据图 6 确定其有限寿命下的许用接触应力为:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP\ ref} Z_N = \sigma_{HP\ ref} \left(\frac{3 \times 10^8}{N_L} \right)^{exp} \dots\dots\dots (7)$$

式中:

$$exp = 0.370 \ 5 \log \frac{\sigma_{HP\ stat}}{\sigma_{HP\ ref}} \dots\dots\dots (8)$$

——当 $10^7 < N_L \leq 10^9$ 时,根据图 6 确定其有限寿命下的许用接触应力为:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP\ ref} Z_N = \sigma_{HP\ ref} \left(\frac{10^9}{N_L} \right)^{exp} \dots\dots\dots (9)$$

式中:

$$exp = 0.279 \ 1 \log \frac{\sigma_{HP\ stat}}{\sigma_{HP\ ref}} \dots\dots\dots (10)$$

b) 如果不容许有点蚀坑,对于 St、V、GGG(perl., bain.)、GTS(perl.)、Eh 和 IF

——当 $10^5 < N_L \leq 5 \times 10^7$ 时,根据图 6 确定其有限寿命下的许用接触应力为:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP\ ref} Z_N = \sigma_{HP\ ref} \left(\frac{5 \times 10^7}{N_L} \right)^{exp} \dots\dots\dots (11)$$

式中,exp 通过公式(8)求得。

c) 对于 GG、GGG(ferr.)、NT(nitr.)和 NV(nitr.)

——当 $10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$ 时,根据图 6 确定其有限寿命下的许用接触应力为:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP\ ref} Z_N = \sigma_{HP\ ref} \left(\frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{exp} \dots\dots\dots (12)$$

式中:

$$exp = 0.768 \ 6 \log \frac{\sigma_{HP\ stat}}{\sigma_{HP\ ref}} \dots\dots\dots (13)$$

d) 对于 NV(nitrocar.)

——当 $10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$ 时,根据图 6 确定其有限寿命下的许用接触应力为:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP\ ref} Z_N = \sigma_{HP\ ref} \left(\frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{exp} \dots\dots\dots (14)$$

式中:

$$exp = 0.768 \ 6 \log \frac{\sigma_{HP\ stat}}{\sigma_{HP\ ref}} \dots\dots\dots (15)$$

同样,可以根据高周疲劳寿命的应力循环数范围计算相应的许用接触疲劳强度。

6 节点区域系数 Z_H 和单对齿啮合系数 Z_B 及 Z_D

6.1 总述

这些系数考虑了齿面曲率对接触应力的影响。

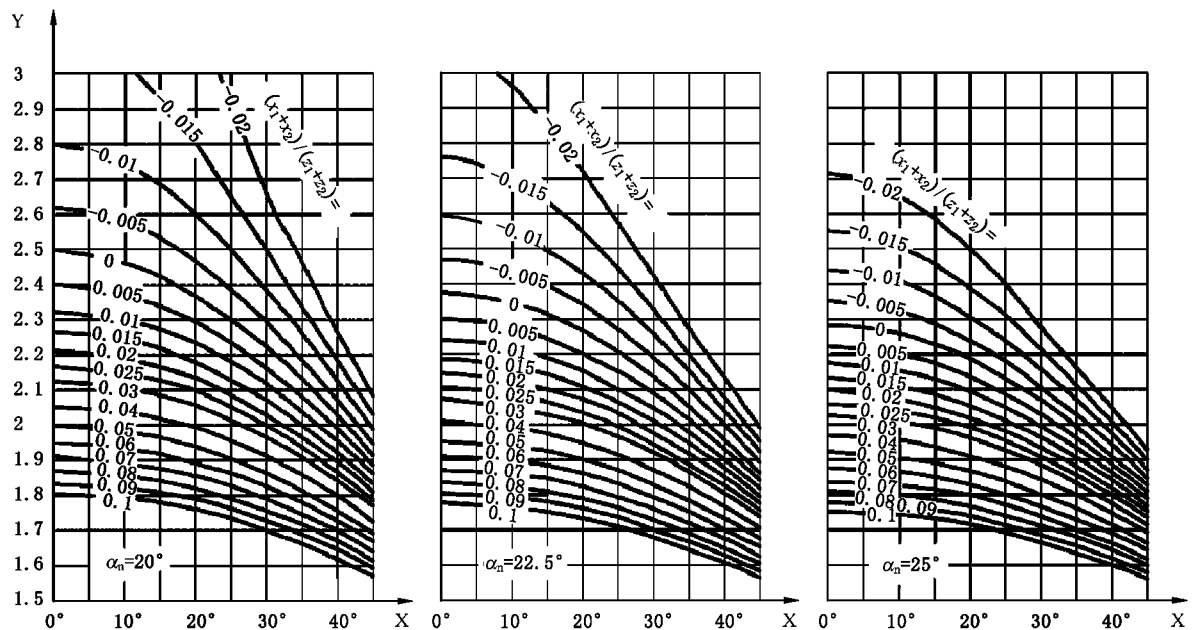
6.2 节点区域系数 Z_H 的确定

6.2.1 总述

节点区域系数 Z_H 是考虑了在节点处齿面曲率对赫兹压力影响,并将分度圆上的切向载荷转换为节圆上法向载荷的相关系数。

6.2.2 图解值

对于具有法向压力角 $\alpha_n = 20^\circ, 22.5^\circ$ 或 25° 的外啮合和内啮合齿轮,节点区域系数 Z_H 可以作为 $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)$ 和 β 的函数从图 2 中获得。



说明:

X——分度圆上的螺旋角 $\beta, (^\circ)$;

Y——节点区域系数 Z_H 。

图 2 节点区域系数 Z_H

6.2.3 解析值

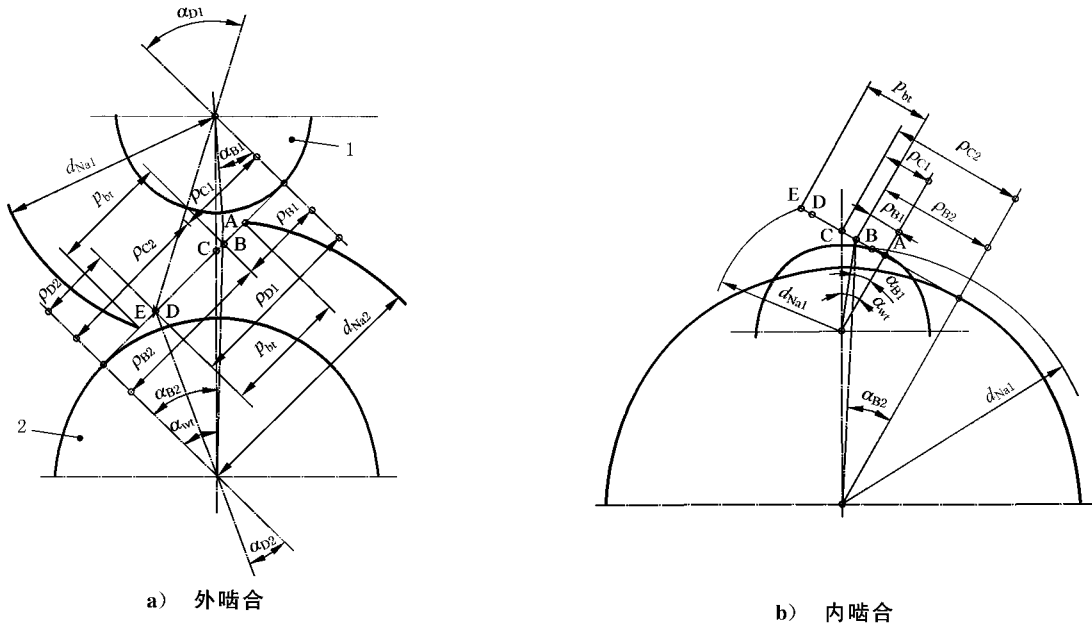
节点区域系数可以通过下式计算:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \sin \alpha_{wt}}} \dots\dots\dots (16)$$

6.3 当 $\epsilon_a \leq 2$ 时,啮合系数 Z_B 和 Z_D 的确定

对直齿轮而言,当 $Z_B > 1$ 或 $Z_D > 1$ 时,啮合系数 Z_B 及 Z_D 是将节点处的接触应力转换为小齿轮单对齿啮合内界点 B 处或大齿轮单对齿啮合的内界点 D 处的接触应力的相关系数。参见图 3 和 5.1。

对斜齿轮而言,如果节点处接触应力不是判定值,啮合系数 Z_B 及 Z_D 用于将其转换为相关接触点的判定值。



说明:

- 1——小齿轮;
- 2——大齿轮。

图3 节点C和小齿轮上单对齿啮合内界点B与大齿轮上单对齿啮合内界点D处的曲率半径, 根据式(17)确定小齿轮啮合系数 Z_B , 根据式(18)确定大齿轮啮合系数 Z_D (仅适用于外啮合直齿轮)

通常, 只有 $u < 1.5$ 时才能确定 Z_D 。当 $u > 1.5$ 时, 一般 $M_2 < 1.0$, 在这种情况下, Z_D 在式(17)中等于 1.0。

对于内啮合, Z_D 应取值为 1.0。

M_1 及 M_2 通过下式计算:

$$M_1 = \sqrt{\frac{\rho_{C1} \rho_{C2}}{\rho_{B1} \rho_{B2}}} = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{Na1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_1}\right) \left(\sqrt{\frac{d_{Na2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2}\right)}} \dots\dots\dots (17)$$

$$M_2 = \sqrt{\frac{\rho_{C1} \rho_{C2}}{\rho_{D1} \rho_{D2}}} = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{Na2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_2}\right) \left(\sqrt{\frac{d_{Na1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1}\right)}} \dots\dots\dots (18)$$

若出现根切而缩短了啮合线, 则式(17)和式(18)无效。有关端面重合度 ϵ_α 的计算, 见 8.3.1。

a) 对于 $\epsilon_\alpha > 1$ 的直齿轮:

当 $M_1 \leq 1$ 时, $Z_B = 1$; 当 $M_2 \leq 1$ 时, $Z_D = 1$

当 $M_1 > 1$ 时, $Z_B = M_1$; 当 $M_2 > 1$ 时, $Z_D = M_2$

b) 对于 $\epsilon_\alpha > 1$ 及 $\epsilon_\beta \geq 1$ 的斜齿轮:

$$Z_B = Z_D = \sqrt{f_{ZCa}} \dots\dots\dots (19)$$

式中 f_{ZCa} 参考表 3。

表 3 系数 f_{ZCa}

在三维载荷分布模拟的基础上对斜齿轮副进行了齿廓方向和螺旋线方向的修形,最大接触应力靠近半齿高处,且接触应力均布	$f_{ZCa}=1.0$
根据制造商的经验对斜齿轮副进行了适当的齿面修形	$f_{ZCa}=1.07$
斜齿轮副不做修形处理	$f_{ZCa}=1.2$

系数 f_{ZCa} 对配对大小齿轮均有效,因此应考虑全啮合过程的接触应力大小。

c) 对于 $\epsilon_\alpha > 1$ 及 $\epsilon_\beta < 1$ 的斜齿轮:

Z_B 和 Z_D 是在直齿轮和 $\epsilon_\beta \geq 1$ 的斜齿轮的值通过线性插值确定:

$$\text{若 } M_1 \leq 1, \text{ 则 } Z_B = 1 + \epsilon_\beta (\sqrt{f_{ZCa}} - 1) \dots\dots\dots (20)$$

$$\text{若 } M_1 > 1, \text{ 则 } Z_B = M_1 + \epsilon_\beta (\sqrt{f_{ZCa}} - M_1) \dots\dots\dots (21)$$

$$\text{若 } M_2 \leq 1, \text{ 则 } Z_D = 1 + \epsilon_\beta (\sqrt{f_{ZCa}} - 1) \dots\dots\dots (22)$$

$$\text{若 } M_2 > 1, \text{ 则 } Z_D = M_2 + \epsilon_\beta (\sqrt{f_{ZCa}} - M_2) \dots\dots\dots (23)$$

如果 Z_B 或 Z_D 等于 1.0,则使用式(4)或式(5)计算的是节圆上的接触应力值。

d) 对于端面重合度 $\epsilon_\alpha \leq 1$ 和总重合度 $\epsilon_\gamma > 1$ 的斜齿轮: α_H 的计算未包含在 GB/T 3480 系列标准内,必须仔细分析沿啮合线处的最大接触应力。

方法 a)、b)和 c)适用于节点位于啮合线内的接触应力计算。如果节点 C 已确定且位于啮合线之外,则根据相邻齿顶圆上的接触情况来确定 Z_B 和 Z_D 。对于 $\epsilon_\beta < 1$ 的斜齿轮传动, Z_B 和 Z_D 是在直齿轮和 $\epsilon_\beta \geq 1$ 的斜齿轮的啮合系数值之间(在节点处或在相邻的齿顶圆处确定)通过线性插值法确定。

6.4 当 $\epsilon_\alpha > 2$ 时,啮合系数 Z_B 和 Z_D 的确定

在 $2 < \epsilon_\alpha < 2.5$ 情况下,当高精度啮合齿轮连续传动时,任一横截面上的总切向载荷由两对或三对轮齿连续且共同承载。对于这些轮齿对,接触应力的计算是基于两对齿啮合时小齿轮上的单齿啮合区内界点上的值。

7 弹性系数 Z_E

弹性系数 Z_E 考虑了材料特性的弹性模量 E 和泊松比 ν 对接触应力的影响。

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \dots\dots\dots (24)$$

当 $E_1 = E_2 = E$ 且 $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ 时,

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \dots\dots\dots (25)$$

对于 $\nu = 0.3$ 的钢和铝,有

$$Z_E = \sqrt{0.175E} \dots\dots\dots (26)$$

对于具有不同弹性模量 E_1 和 E_2 的一对啮合齿轮,等效弹性模量为

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \dots\dots\dots (27)$$

对于一些材料组合, Z_E 可以从表 4 中获得。

表 4 一些材料组合的弹性系数 Z_E

小齿轮 1			大齿轮 2			弹性系数 Z_E $\sqrt{N/mm^2}$
材料	弹性模量 E N/mm^2	泊松比 ν	材料	弹性模量 E N/mm^2	泊松比 ν	
St, V, Eh, IF, NT, NV	206 000	0.3	St, V, Eh, IF, NT, NV	206 000	0.3	189.8
			St(cast)	202 000		188.9
			GGG, GTS	173 000		181.4
			GG	126 000~118 000		165.4~162.0
St(cast)	202 000		St(cast)	202 000		188.0
			GGG, GTS	173 000		180.5
			GG	118 000		161.4
GGG, GTS	173 000		GGG, GTS	173 000		173.9
			GG	118 000		156.6
GG	126 000~118 000		GG	118 000		146.0~143.7

8 重合度系数 Z_ϵ

8.1 总述

重合度系数 Z_ϵ 考虑了端面重合度 ϵ_α 和轴向重合度 ϵ_β 对圆柱齿轮齿面承载能力的影响。接触应力的计算是基于有效齿宽 b_{vir} 而不是实际齿宽 b ：

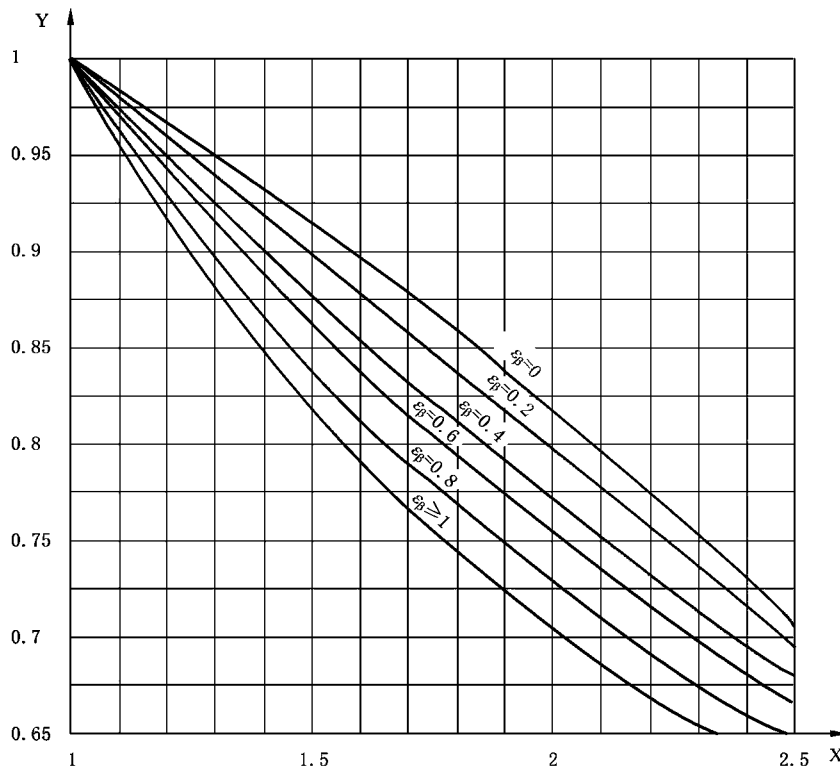
$$\frac{b_{vir}}{b} = \frac{1}{Z_\epsilon^2} \dots\dots\dots (28)$$

以简化过的平均接触线长作为 $\epsilon_\beta > 1$ 的斜齿轮的有效齿宽。

8.2 重合度系数 Z_ϵ 的确定

8.2.1 图解值

已知端面重合度 ϵ_α 和轴向重合度 ϵ_β ，可以由图 4 中得出重合度系数 Z_ϵ 。



说明：
 X——端面重合度 ϵ_α ；
 Y——重合度系数 Z_ϵ 。

图 4 重合度系数 Z_ϵ

8.2.2 解析值

a) 对于直齿轮：

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} \dots\dots\dots (29)$$

对于重合度小于 2.0 的直齿轮, Z_ϵ 的保守取值为 1.0。

b) 对于斜齿轮：

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}} \quad \epsilon_\beta < 1 \dots\dots\dots (30)$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \quad \epsilon_\beta \geq 1 \dots\dots\dots (31)$$

8.3 端面重合度 ϵ_α 和轴向重合度 ϵ_β 的确定

8.3.1 端面重合度 ϵ_α

基于渐开线展开角 ξ 和角齿距 τ 来计算, 两者均以弧度表示, 如下式所示。

$$\epsilon_\alpha = \frac{\xi_{Nfw1} + \xi_{Naw1}}{\tau_1} = \frac{\xi_{Nfw2} + \xi_{Naw2}}{\tau_2} \dots\dots\dots (32)$$

式中：

$\xi_{Nfw1,2}$ 为齿根处有效渐开线起始点 $d_{Nf1,2}$ 到啮合节点的渐开线展开角, 取下列计算的最小值：

——其值受基圆直径的限制

$$\xi_{Nfw1,2} = \tan\alpha_{wt} \dots\dots\dots (33)$$

——其值受有效齿根圆直径的限制

$$\xi_{Nfw1} = \tan\alpha_{wt} - \tan \arccos \frac{d_{b1}}{d_{Nf1}} \dots\dots\dots (34)$$

$$\xi_{Nfw2} = \tan\alpha_{wt} - \tan \arccos \frac{d_{b2}}{d_{Nf2}} \dots\dots\dots (35)$$

——受大齿轮或小齿轮(有效齿廓的起始部分)的齿顶圆直径限制

$$\xi_{Naw1} = \left(\tan \arccos \frac{d_{b2}}{d_{Na2}} - \tan\alpha_{wt} \right) \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots (36)$$

$$\xi_{Naw2} = \left(\tan \arccos \frac{d_{b1}}{d_{Na1}} - \tan\alpha_{wt} \right) \frac{z_1}{z_2} \dots\dots\dots (37)$$

$\xi_{Naw1,2}$ 为从啮合节点到齿顶的渐开线展开角

$$\xi_{Naw1} = \xi_{Nfw2} \frac{z_2}{z_1}, \xi_{Naw2} = \xi_{Nfw1} \frac{z_1}{z_2} \dots\dots\dots (38)$$

$\tau_{1,2}$ 为大齿轮或小齿轮的角齿距

$$\tau_1 = \frac{2\pi}{z_1}, \tau_2 = \frac{2\pi}{z_2} \dots\dots\dots (39)$$

式(33)~式(39)没有考虑根切的情况。

8.3.2 轴向重合度 ϵ_β

通过下式计算：

$$\epsilon_\beta = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n} \dots\dots\dots (40)$$

对于人字齿,齿宽 b_B 替代上式 b 。

9 螺旋角系数 Z_β

该值的计算不考虑螺旋角对啮合线长度的影响,而是考虑了螺旋角对齿面承载能力的影响,考虑了载荷分布沿啮合线的变化。

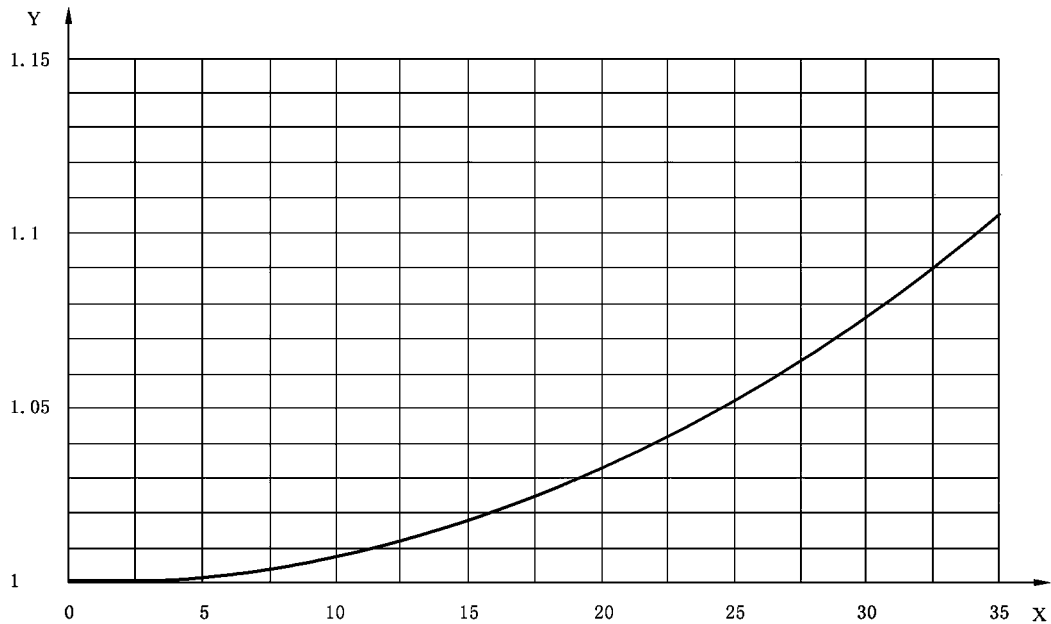
Z_β 仅取决于螺旋角 β 。大多数情况下,仅在采用高精度和最齿面修形时,下述经验公式与试验结果和现场经验才非常吻合：

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\cos\beta}} \dots\dots\dots (41)$$

式中：

β ——分度圆螺旋角。

Z_β 也可以通过图 5 获得。



说明:

X——分度圆螺旋角 β , ($^\circ$);

Y——螺旋角系数 Z_β 。

图5 螺旋角系数 Z_β

10 试验齿轮的接触疲劳极限

10.1 总述

有关许用接触应力极限值计算的一般说明见 5.4。

10.2 方法 B 中接触疲劳极限 $\sigma_{H \lim}$

有关以下内容的详细信息,请参阅 5.4.2.3。有关 $\sigma_{H \lim}$ 的使用说明,见式(6)。 $\sigma_{H \lim}$ 是在给定材料至少承受 $2 \times 10^6 \sim 5 \times 10^7$ 次应力循环时接触应力的最高值,在此接触应力值按 GB/T 3480 本部分计算(参照图 6)。

ISO 6336-5 提供了有关常用齿轮材料、热处理方式以及齿轮质量对接触疲劳极限 $\sigma_{H \lim}$ 的影响,这些数值源自标准试验齿轮的试验结果。

有关 ML、MQ 和 ME 等级相关的材料与热处理要求,见 ISO 6336-5。除非另有规定,否则通常选择材料等级为 MQ。

10.3 方法 B_R 中接触疲劳极限值

有关详细信息见 5.4.2.4。材料接触疲劳极限值可以通过滚子试验确定,或者从文献中获得。

11 寿命系数 Z_{NT} (齿面)

11.1 总述

寿命系数 Z_{NT} 考虑了高接触应力(包含静强度)的影响,这时齿轮处于有限寿命(即可以承受一定数量的应力循环);同时还考虑接触应力为疲劳极限——即图 6 中曲线上“拐点”处情况,这时 $Z_{NT} = 1.0$, 作为参考标准。

主要影响因素有:

- a) 材料和热处理(见 ISO 6336-5);
- b) 应力循环次数(工作寿命) N_L ;
- c) 润滑状态;
- d) 失效准则;
- e) 运行的平稳性;
- f) 节线速度;
- g) 齿轮材料的清洁度;
- h) 材料延展性和断裂韧性;
- i) 残余应力。

对 GB/T 3480 本部分,应力循环次数 N_L 定义为正进行分析的齿轮在载荷下轮齿啮合的次数。

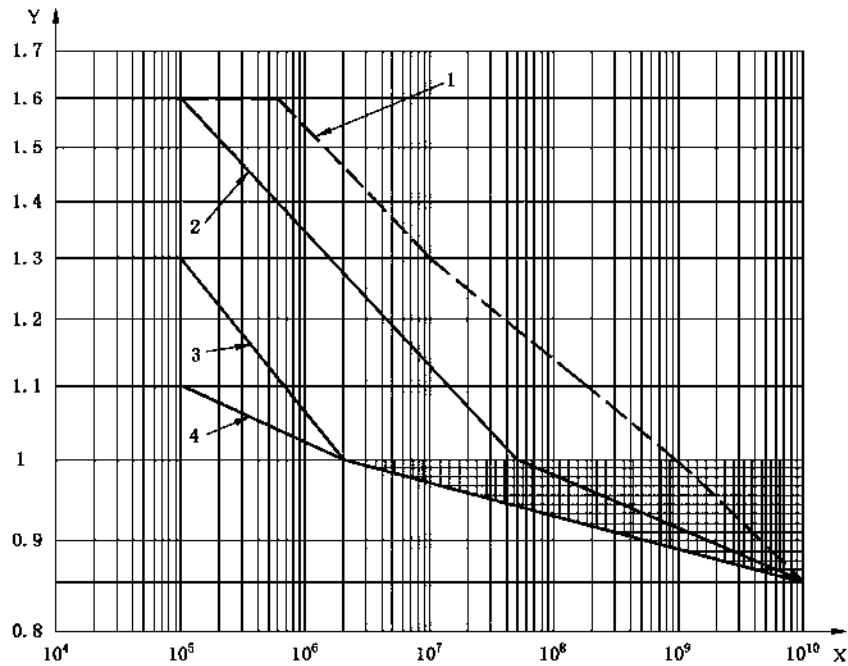
11.2 寿命系数 Z_{NT} : 方法 A

S-N 曲线或损伤曲线是通过试验实际齿轮副样本得到,反映了齿轮在有限寿命时的承载能力,影响因素不仅有齿轮副的材料,还包括热处理方式、分度圆直径、齿轮模数、齿面粗糙度、节线速度和润滑剂种类等。由于 S-N 曲线或损伤曲线对上述条件直接有效,因此 Z_R 、 Z_V 、 Z_L 、 Z_W 和 Z_X 的影响也包含在曲线中,且在计算公式中的默认值为 1.0。

11.3 寿命系数 Z_{NT} : 方法 B

利用标准试验齿轮的寿命系数 Z_{NT} 确定有限寿命下的许用接触应力或有限寿命区域的安全系数(见 5.4)。

对于静强度和耐久性极限下的许用接触应力寿命系数 Z_{NT} 可以通过图 6 或表 5 获得。



说明:

X —— 应力循环次数 N_L ;

Y —— 寿命系数 Z_{NT} ;

1 —— St, V, GGG(perl., bai.), GTS(perl.), Eh, IF, 当第 4 章中有限点蚀的情况被允许;

2 —— St, V, GGG(perl., bai.), GTS(perl.), Eh, IF, 当第 4 章中点蚀情况不被允许;

3 —— GG, GGG(ferr.), NT(nitr.), NV(nitr.);

4 —— NV(nitrocar.).

图 6 标准试验齿轮的寿命系数 Z_{NT}

表 5 寿命系数 Z_{NT}

材料	应力循环次数	寿命系数 Z_{NT}
St, V, GGG(perl., bai.), GTS(perl.), Eh, IF; 根据第 4 章允许有限点蚀的情况	$N_L \leq 6 \times 10^5$, 静强度	1.6
	$N_L = 10^7$	1.3
	$N_L = 10^9$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	0.85~1.0 ^a
St, V, GGG(perl., bai.), GTS(perl.), Eh, IF	$N_L \leq 10^5$, 静强度	1.6
	$N_L = 5 \times 10^7$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	0.85~1.0 ^a
GG, GGG(ferr.), NT(nitr.), NV(nitr.)	$N_L \leq 10^5$, 静强度	1.3
	$N_L = 2 \times 10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	0.85~1.0 ^a

表 5 (续)

材料	应力循环次数	寿命系数 Z_{NT}
NV(nitrocar.)	$N_L \leq 10^5$, 静强度	1.1
	$N_L = 2 \times 10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	0.85~1.0 ^a
^a Z_{NT} 的较小值可用于点蚀出现最少的严格工况中; 0.85 和 1.0 之间的值可用于常规传动装置; 具有最佳的润滑状态、材料与、加工制造及经验时, 可取 1.0。		

12 润滑油膜影响系数 Z_L 、 Z_V 和 Z_R

12.1 总述

齿面间的润滑油膜影响齿面的接触疲劳强度, 以下因素有重大影响:

- 润滑剂黏度;
- 两齿面的瞬时速度之和(卷吸速度);
- 载荷;
- 相对曲率半径;
- 齿面粗糙度的综合均方根值与的最小油膜厚度之间的关系(油膜比厚)。

根据 EHD(关于弹性滑动/滚动接触区域中润滑油膜特性的弹性流体动压理论), 上述因素 a)~d) 影响油膜的厚度与分布以及油膜压力。

此外, 润滑剂(矿物油, 合成油)的性质、成分、使用寿命等也会对齿面接触疲劳强度产生影响。

注: 有关润滑剂类型和黏度选择的信息和建议可在其他出版物中找到(参考文献[4]、[6]、[8]和[9])。

12.2 润滑油膜的影响: 方法 A

润滑油膜对齿面接触疲劳强度的影响是通过方法 A 来确定, 其根据可靠的使用经验或具有与其相当的尺寸、材料、润滑剂和工作条件的齿轮传动试验获得, 相关规定见 ISO 6336-1:2019 的 4.1.16。

12.3 润滑油膜影响系数 Z_L 、 Z_V 和 Z_R : 方法 B

12.3.1 总述

提供的信息是基于使用标准试验齿轮的试验测试结果。图 7~图 9 中的阴影区域显示了根据方法 B 计算的三个系数的变化趋势:

- Z_L 是考虑名义润滑剂黏度(作为润滑剂的特征值)对润滑油膜的影响;
- Z_V 考虑节线速度对润滑油膜的影响;
- Z_R 考虑磨合(作为加工工艺)后齿面粗糙度对润滑油膜的影响。

较大的分散度(阴影区域的宽度)显示, 除了上述因素外还应考虑其他影响润滑油膜的因素, 而这些影响因素在本计算方法中没有计入。

在绘制图 7~图 9 曲线时, 这些遗漏因素已被考虑。显然, 他们不能作为物理定律, 但仍具有经验指导意义。

影响因素间相互独立, 但实际上并不能完全单独区分。为此, 通过改变单个变量(其他变量保持恒定)得到的测试结果, 再根据齿轮的工况结合经验进行调整。因此, 一些记录值与试验结果不直接相关。

通常,对于黏度、节线速度和表面粗糙度的变化,调质齿轮比齿面硬化齿轮反应更灵敏。这反映在图 7~图 9 的经验曲线的分散带(阴影区域)中。当齿轮副由硬质材料和软质材料构成时,应根据较软材料确定影响系数 Z_L 、 Z_V 和 Z_R 。有关普通齿轮材料的 $\sigma_{H\lim}$ 值,见 ISO 6336-5。

润滑油膜的影响在高周疲劳寿命的应力水平下完全有效。在有限寿命的较高应力水平下,其影响较小(见第 11 章和 5.4)。

润滑剂系数 Z_L 从试验使用矿物油(有或无 EP 添加剂)获得。相比之下,某些特定合成润滑剂下的表面硬化齿轮的试验中, Z_L 的值高达 1.1 倍,而调质齿轮 Z_L 的值高达 1.4 倍。

应在每种情况下单独验证这些值(如果可能,应为合成油绘制类似于矿物油的曲线)。

12.3.2 接触耐久性极限下的 Z_L 、 Z_V 和 Z_R

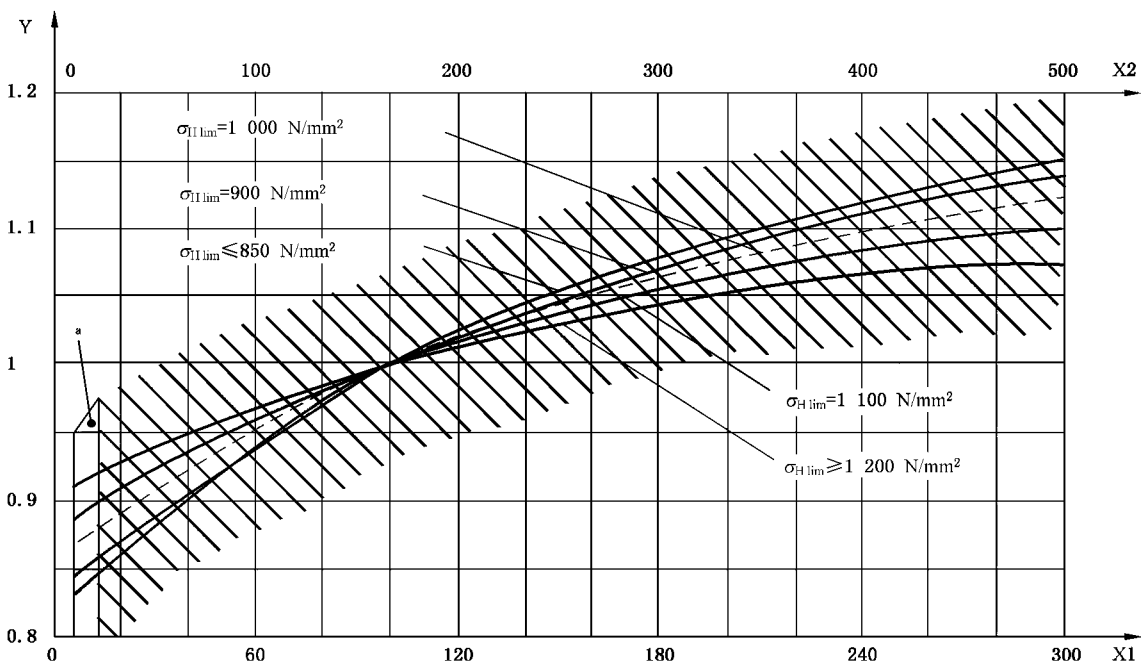
12.3.2.1 润滑剂系数 Z_L

12.3.2.1.1 总述

根据 12.3.2.1.3a)和 b)中的说明,矿物油的润滑剂系数 Z_L (是否含 EP 极压添加剂)确定为与 40 °C(或 50 °C)下的名义黏度和配对齿轮副的较软齿面下 $\sigma_{H\lim}$ 的相关函数。该系数的值在 ν_{40} 下适用于运动黏度指数 VI=95 和 40 °C 时黏度从 10cSt 到 500cSt 的情况(参考图 7 和表 6 的脚注^a);对于较高黏度,用 40 °C 下 500cSt 或 50 °C 下 300cSt 获得的值来确定 Z_L 的值。

12.3.2.1.2 图解值

Z_L 可以从图 7 中看出,作为润滑剂在 40 °C(或 50 °C)和 $\sigma_{H\lim}$ 值下的名义运动黏度的相关函数。



说明:

X1——50 °C 下的名义黏度 ν_{50} , mm²/s;

X2——40 °C 下的名义黏度 ν_{40} , mm²/s;

Y——润滑剂系数 Z_L ;

^a 这些值尚未通过测试结果验证,如果将这些值用于计算,则结果应根据经验确认。

图 7 润滑剂系数 Z_L

12.3.2.1.3 解析值

a) 可以使用式(42)~式(46)计算 Z_L , 其值分布与图 7 中的曲线一致:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1.0 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{80}{\nu_{50}}\right)^2} = C_{ZL} + \frac{4(1.0 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{134}{\nu_{10}}\right)^2} \dots\dots\dots(42)$$

当 $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{H \lim} \leq 1\,200 \text{ N/mm}^2$ 时,

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{H \lim}}{4\,375} + 0.635\,7 \dots\dots\dots(43)$$

当 $\sigma_{H \lim} < 850 \text{ N/mm}^2$ 时,

$$C_{ZL} = 0.83 \dots\dots\dots(44)$$

当 $\sigma_{H \lim} > 1\,200 \text{ N/mm}^2$ 时,

$$C_{ZL} = 0.91 \dots\dots\dots(45)$$

b) Z_L 也可以用式(46)计算:

$$Z_L = C_{ZL} + 4(1.0 - C_{ZL})\nu_t \dots\dots\dots(46)$$

其中 $\nu_t = 1/(1.2 + 80/\nu_{50})^2$ 使用表 6 中的黏度参数查取。

表 6 黏度参数

ISO 黏度等级		VG 10 ^a	VG 15 ^a	VG 22	VG 32	VG 46	VG 68	VG 100	VG 150	VG 220	VG 320
名义黏度 mm ² /s	ν_{10}	10	15	22	32	46	68	100	150	220	320
	ν_{50}	7.5	10.6	15	21	30	43	61	89	125	180
黏度参数	ν_t	0.006 8	0.013 1	0.023	0.040	0.067	0.107	0.158	0.227	0.295	0.370
^a 这些值尚未通过测试结果验证,如果将这些值用于计算,则结果应根据经验确认。											

12.3.2.2 速度系数 Z_v

12.3.2.2.1 总述

速度系数 Z_v 是关于节线速度和齿轮副中较软的齿轮材料的接触疲劳极限 $\sigma_{H \lim}$ 的相关函数,可以根据 12.3.2.2.2 或 12.3.2.2.3 确定。

12.3.2.2.2 图解值

Z_v 是关于节线速度和 $\sigma_{H \lim}$ 的相关函数,可以根据图 8 确定。

12.3.2.2.3 解析值

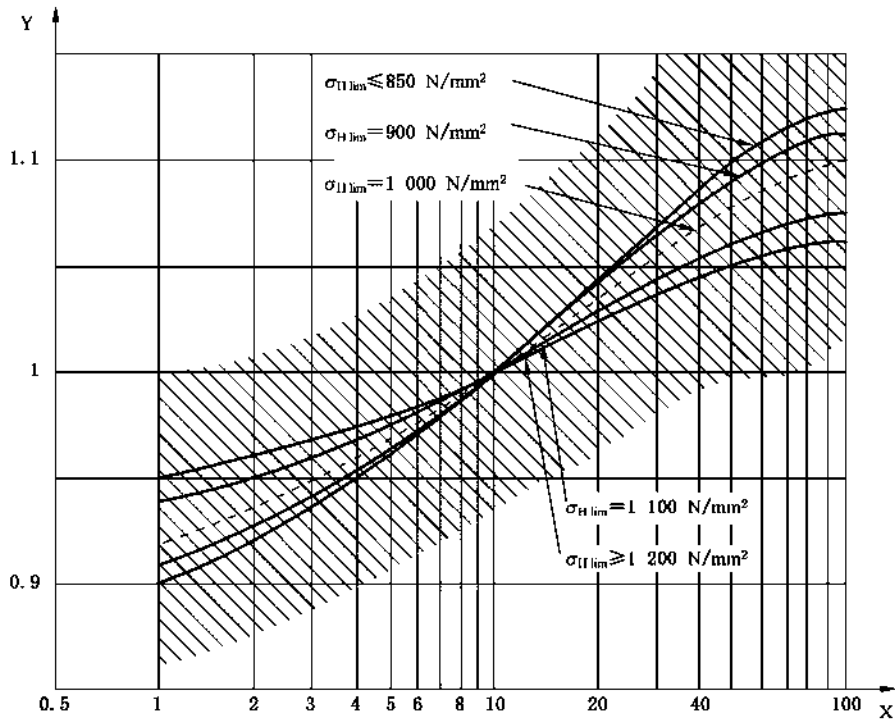
Z_v 可以根据式(47)和式(48)确定,再根据这些等式绘制图 8。

$$Z_v = C_{Zv} + \frac{2(1.0 - C_{Zv})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{\nu_w}}} \dots\dots\dots(47)$$

式中:

$$C_{Zv} = C_{ZL} + 0.02 \dots\dots\dots(48)$$

C_{ZL} 的取值见式(43)~式(45)。



说明:

X——节线速度 v_w , m/s;

Y——速度系数 Z_v 。

图 8 速度系数 Z_v

12.3.2.3 粗糙度系数 Z_R

12.3.2.3.1 总述

粗糙度系数 Z_R 是关于齿面的表面形貌状态(粗糙度),尺寸(相对曲率半径 ρ_{red})¹⁾,以及齿轮副中较软齿面的 $\sigma_{H\ lim}$ 值的相关函数,可根据以下内容确定。

Z_R 可以从曲线读取或基于“平均相对粗糙度”(与节点处曲率半径 $\rho_{red} = 10$ mm 相关)函数计算得出。

齿轮副的平均峰-谷粗糙度:

$$R_z = \frac{R_{z_1} + R_{z_2}}{2} \dots\dots\dots (49)$$

小齿轮齿面的峰-谷粗糙度 R_{z_1} 和大齿轮齿面的峰-谷粗糙度 R_{z_2} 等于在几个齿面上测量的峰-谷粗糙度 R_z 的平均值²⁾。

平均粗糙度 R_{z_1} (小齿轮齿面)和 R_{z_2} (大齿轮齿面)应由它们制造后的表面形貌状况来确定,包括任何形式的跑合、所计划的加工、调试或服役过程。

齿轮副的表面平均峰-谷粗糙度:

1) ρ_{red} 在此定义为节点处的相对(综合)曲率半径。这也适用于内啮合的齿轮对。对于齿轮-齿条啮合, $\rho_{red} = \rho_1$ 。

2) 如果规定的粗糙度是 R_a 值(=CLA 值)(=AA 值),则可以使用以下近似值进行转换: $R_a = CLA = AA \approx R_z/6$ 。

$$Rz_{10} = Rz \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}} \dots\dots\dots (50)$$

综合曲率半径:

$$\rho_{red} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \dots\dots\dots (51)$$

式中:

$$\rho_{1,2} = 0.5 d_{bl,2} \tan \alpha_{wt} \dots\dots\dots (52)$$

对于外啮合, d_b 为正; 对于内啮合, d_b 为负。

12.3.2.3.2 图解值

润滑剂系数 Z_R 是关于平均峰-谷粗糙度 Rz_{10} 和 $\sigma_{H\lim}$ 的相关函数, 可以从图 9 中获取。

12.3.2.3.3 解析值

Z_R 可以使用以下等式计算, 再根据这些等式绘制图 9。

$$Z_R = \left(\frac{3}{Rz_{10}} \right)^{C_{ZR}} \dots\dots\dots (53)$$

在 $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{H\lim} \leq 1\,200 \text{ N/mm}^2$ 中

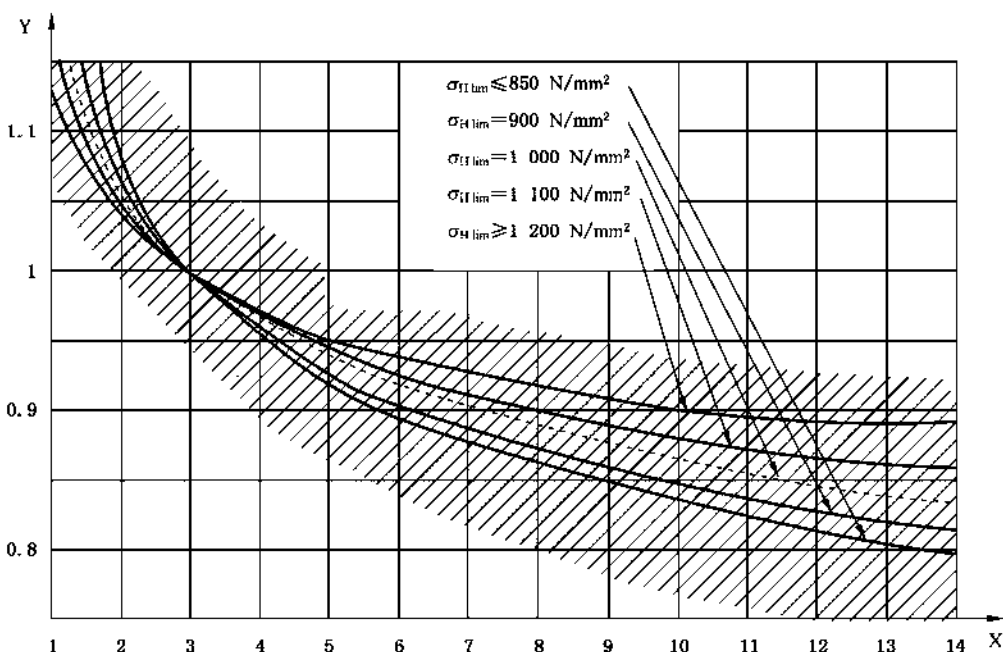
$$C_{ZR} = 0.32 - 0.000\,2\sigma_{H\lim} \dots\dots\dots (54)$$

在 $\sigma_{H\lim} < 850 \text{ N/mm}^2$ 中

$$C_{ZR} = 0.15 \dots\dots\dots (55)$$

在 $\sigma_{H\lim} > 1\,200 \text{ N/mm}^2$ 中

$$C_{ZR} = 0.08 \dots\dots\dots (56)$$



说明:

X — 平均峰-谷粗糙度 Rz_{10} , μm ;

Y — 粗糙度系数 Z_R 。

图 9 粗糙度系数 Z_R

12.3.3 静强度下的润滑油影响系数 Z_L 、 Z_V 和 Z_R

式(57)在静强度范围内(由 S-N 曲线的上水平线段表征)有效。

$$Z_L = Z_V = Z_R = 1.0 \quad \dots\dots\dots(57)$$

13 齿面工作硬化系数 Z_w

13.1 总述

齿面工作硬化系数 Z_w 是指由于钢制的大齿轮(结构钢、调质钢)与光滑的硬化齿面或齿面硬度较高小齿轮相啮合而导致齿面接触疲劳强度(承载能力)提高的系数。

较软大齿轮的齿面接触疲劳强度的增加不仅取决于大齿轮的工作硬化,还取决于其他影响,如表面抛光(润滑剂),合金元素和软质材料中的内应力,硬化小齿轮的表面粗糙度,接触应力和工作硬化过程。

13.2 齿面工作硬化系数 Z_w :方法 A

由于上述影响而导致的齿面承载能力的增加,应根据可靠的工作经验或类似的尺寸、材料、润滑剂和工作条件的齿轮传动试验来确定。相关规定见 ISO 6336-1:2019 的 4.1.16。

13.3 齿面工作硬化系数 Z_w :方法 B

13.3.1 齿面硬化小齿轮与调质大齿轮配对

13.3.1.1 总述

相关数据是基于标准参考齿轮的试验和产品齿轮的现场使用经验。

虽然图 10 中的曲线经过精心设计,但由于曲线数据获得的方法不同,他们不能被解释为物理定律。与式(58)一样,曲线只是经验性的。

当量粗糙度 Rz_H 为

$$Rz_H = \frac{Rz_1 (10/\rho_{red})^{0.33} (Rz_1/Rz_2)^{0.66}}{(\nu_{10} v_w / 1500)^{0.33}} \quad \dots\dots\dots(58)$$

当 $Rz_H > 16$ 时,取 $Rz_H = 16 \mu\text{m}$ 。

当 $Rz_H < 3$ 时,取 $Rz_H = 3 \mu\text{m}$ 。

式中:

Rz_1 ——跑合前较硬的小齿轮的表面粗糙度,单位为微米(μm);

Rz_2 ——磨跑合前较软的大齿轮的表面粗糙度,单位为微米(μm);

ρ_{red} ——节点处的相对曲率半径,单位为毫米(mm),见式(51);

ν_{10} ——40 °C 时的名义运动黏度,单位为平方毫米每秒(mm^2/s);

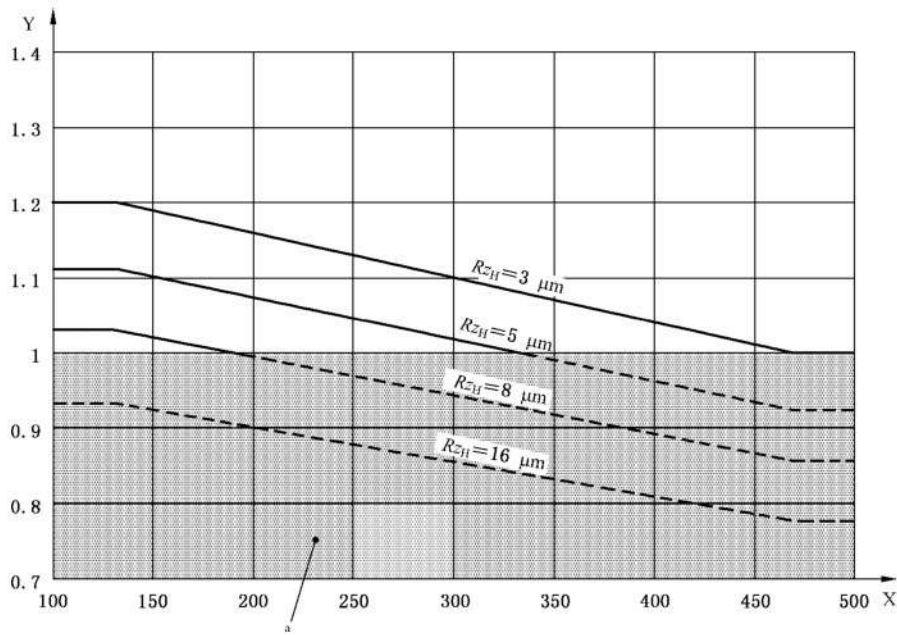
v_w ——节线速度,单位为米每秒(m/s)。

Z_w 的值对于静强度、有限寿命和耐久性极限下的接触应力各有不同(应力范围,见图 6)。

特别是对于粗糙的小齿轮齿面,可以评估 $Z_w < 1$ 。若磨损影响限制了齿面接触疲劳强度,在此范围内,则使 $Z_w = 1$ 。在这种情况下建议额外进行磨损分析。GB/T 3480 系列标准不包含表面磨损内容。

13.3.1.2 耐久性极限和高周疲劳下接触应力的 Z_w 图解值

对于 12.2 中列出的条件,耐久性极限和高周疲劳寿命下的接触应力对应的 Z_w 可以作为较软大齿轮齿面硬度的相关函数在图 10 中获得。



说明:

X——较软大齿轮的齿面硬度 HB;

Y——工作硬化系数 Z_w 。

^a 阴影区域: $Z_w = 1$ 。磨损的影响(见 13.3.1.1)。

图 10 调质大齿轮/表面硬化小齿轮在耐久性极限下的工作硬化系数 Z_w

13.3.1.3 耐久性极限和高周疲劳下接触应力的 Z_w 解析值

当 $130 \leq HB \leq 470$ 时,耐久性极限和高周疲劳下接触应力的 Z_w :

$$Z_w = \left(1.2 - \frac{HB - 130}{1\ 700}\right) \left(\frac{3}{R_{zH}}\right)^{0.15} \dots\dots\dots (59)$$

式中:

HB —— 配对齿轮副中较软齿轮齿面的布氏硬度;

R_{zH} —— 根据式(58)计算的当量粗糙度。

当 $HB < 130$ 时,

$$Z_w = 1.2 \left(\frac{3}{R_{zH}}\right)^{0.15} \dots\dots\dots (60)$$

当 $HB > 470$ 时,

$$Z_w = \left(\frac{3}{R_{zH}}\right)^{0.15} \dots\dots\dots (61)$$

Z_w 的解析解与图 10 的曲线一致的。

13.3.1.4 静强度下的 Z_w

当 $130 \leq HB \leq 470$ 时,静强度范围下的 Z_w :

$$Z_w = 1.05 - \frac{HB - 130}{6\ 800} \dots\dots\dots (62)$$

当 $HB < 130$ 时,

$$Z_w = 1.05 \dots\dots\dots (63)$$

当 $HB > 470$ 时,

$$Z_w = 1.0 \quad \dots\dots\dots (64)$$

13.3.2 调质小齿轮和调质大齿轮配对

13.3.2.1 总述

当小齿轮齿面比大齿轮的硬时,工作硬化将提高大齿轮齿面的承载能力。 Z_w 仅适用于大齿轮,而不适用于小齿轮。

Z_w 的值对于静强度、有限寿命和耐久性极限下的接触应力各有不同(应力范围,见图 6)。

13.3.2.2 耐久性极限和高周疲劳下接触应力 Z_w 的图解值

高周疲劳寿命下接触应力的 Z_w 值可以从图 11 中获得。

13.3.2.3 耐久性极限和高周疲劳下接触应力 Z_w 的解析值

当 $1.2 \leq HB_1/HB_2 \leq 1.7$ 时,高周疲劳下接触应力的 Z_w 为:

$$Z_w = 1.0 + A(u - 1.0) \quad \dots\dots\dots (65)$$

式中:

$$A = 0.008 \ 98 HB_1/HB_2 - 0.008 \ 29 \quad \dots\dots\dots (66)$$

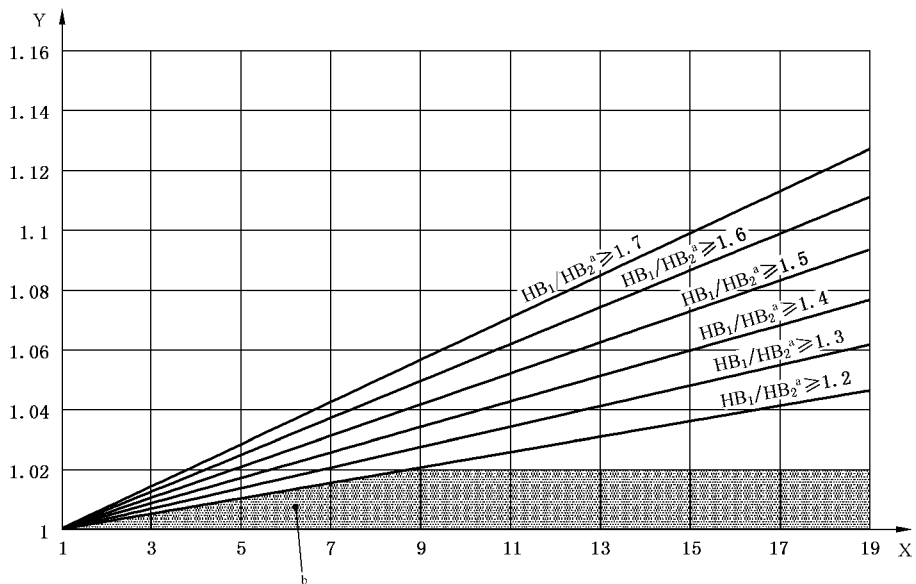
HB_1 ——小齿轮的布氏硬度;

HB_2 ——大齿轮的布氏硬度;

u ——齿数比;当 $u > 20$,使用 $u = 20$ 。

当 $HB_1/HB_2 < 1.2$ 时,

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



说明:

X——单级减速比 u ;

Y——工作硬化系数 Z_w ;

^a 计算硬度比;

^b 当 $HB_1/HB_2 < 1.2$ 时, $Z_w = 1.0$ 。

图 11 调质的大齿轮和小齿轮的工作硬化系数 Z_w

当 $HB_1/ HB_2 > 1.7$ 时:

$$Z_w = 1.0 + 0.006\ 98(u - 1.0) \dots\dots\dots(68)$$

Z_w 的解析值与图 11 中的曲线一致的。

13.3.2.4 静强度下的 Z_w

在静强度范围下, $Z_w = 1.0$ 。

13.3.3 表面硬化小齿轮与球墨铸铁大齿轮配对

13.3.3.1 总述

当小齿轮表面硬化处理较球墨铸铁大齿轮硬度高很多时,工作硬化会增强齿面承载能力。 Z_w 仅适用于大齿轮,而不适用于小齿轮。

Z_w 的值对于静强度、有限寿命和耐久性极限下的接触应力各有不同(应力范围,见图 6)。

13.3.3.2 耐久性极限和高周疲劳下接触应力 Z_w 的图解值

高周疲劳寿命下接触应力的 Z_w 值可从图 12 中近似获取。

13.3.3.3 耐久性极限和高周疲劳下接触应力 Z_w 的解析值

当 $162 \leq HB \leq 344$ 时,高周疲劳下接触应力的 Z_w 为:

$$Z_w = 1.2 - \frac{1.87HB - 303.6}{1\ 700} \dots\dots\dots(69)$$

当 $HB < 162$ 时,

$$Z_w = 1.2 \dots\dots\dots(70)$$

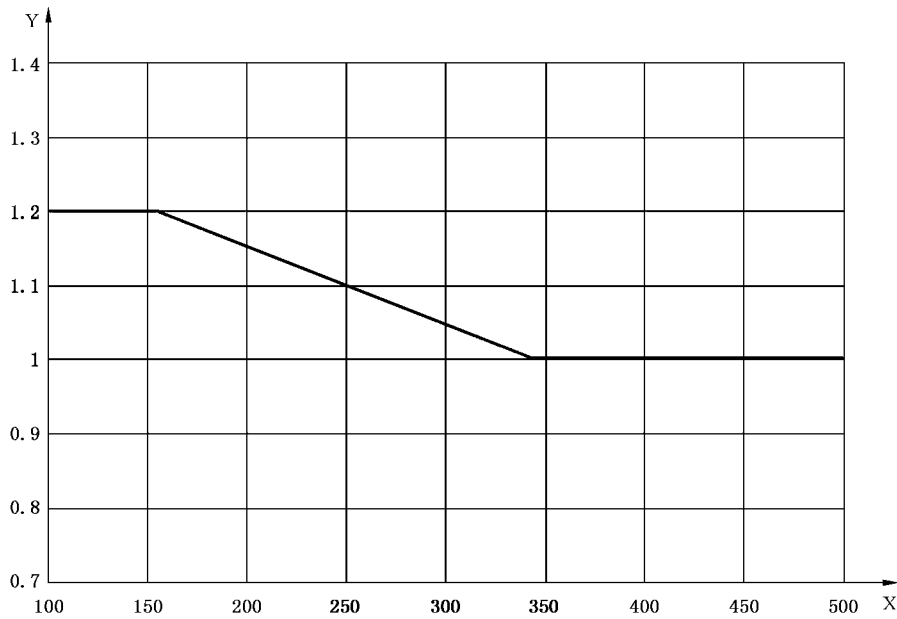
当 $HB > 344$ 时,

$$Z_w = 1.0 \dots\dots\dots(71)$$

其中 HB 是大齿轮齿面的布氏硬度值。

13.3.3.4 静强度下的 Z_w

在静强度范围下, $Z_w = 1.0$ 。



说明：

X——较软大齿轮齿面布氏硬度；

Y——工作硬化系数 Z_w 。

图 12 球墨铸铁大齿轮和表面硬化小齿轮在高周疲劳接触应力下的工作硬化系数 Z_w

14 尺寸系数 Z_x

尺寸系数 Z_x 的统计数据表明,发生疲劳破坏的应力随着零件尺寸的增加而减小(结构中的薄弱点较多)。上述结果对小应力梯度下出现的亚表面缺陷(理论应力分析)以及对材料性能产生影响(对锻造工艺,结构的变化等的影响)。重要的影响参数是:

- a) 材料质量(冶炼控制、纯净度、锻造)；
- b) 热处理,硬化深度,硬化层分布；
- c) 齿面曲率半径；
- d) 模数,在表面硬化的情况下,硬化层深度与轮齿大小相关(心部硬度影响)。

在 GB/T 3480 本部分中, $Z_x = 1.0$ 。

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,3.1,3.2.5.3	ISO 6336-1(本部分中指 ISO 6336-1:2019)	GB/T 3480.1—2019
3	1	ISO 6336-1:2019 的第 4 章	GB/T 3480.1—2019 的第 4 章
4	2,3.2,5.4.2.3,10.2,11.1,12.3.1	ISO 6336-5(本部分中指 ISO 6336-5:2016)	GB/T 3480.5 -2008
5	4,5.2	ISO 6336-1:2019 的 4.1.11	GB/T 3480.1—2019 的 4.1.7
6	5.3	ISO 6336-1:2019 的 4.1.18	GB/T 3480.1 -2019 的 4.1.14
7	5.3	ISO 6336-1:2019 的 4.2	GB/T 3480.1—2019 的 4.2
8	12.2,13.2	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 3448:1992, Industrial liquid lubricants—ISO viscosity classification
- [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] ANSI/AGMA 9005-F16, Industrial Gear Lubrication
- [7] DIN 3990, Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern
- [8] DIN 51509-1:1976, Auswahl von Schmierstoffen für Zahnradgetriebe; Schmierole
- [9] SAE J306:2017, Automotive Gear Lubricant Viscosity Classification
- [10] TGL 10545:1963, Tragfähigkeitsberechnung von außenverzahnten Stirnrädern
- [11] JOACHIM F.-J. Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern (Einfluß von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand). Doctoral dissertation, Technische Universität München, 1984
- [12] NIEMANN G. and WINTER, H. Maschinenelemente, Band 2, Getriebe. Springer, Berlin 1983
- [13] OSTER P. Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik. Doctoral dissertation, Technische Universität München, 1982
- [14] SIMON M. Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentrugfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder. 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2部分:齿面接触强度(点蚀)计算
GB/T 3480.2—2021/ISO 6336-2:2019

*

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

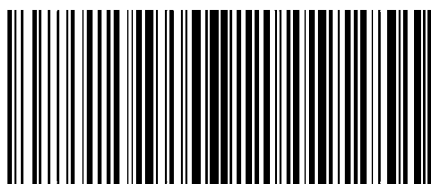
服务热线:400-168-0010

2021年3月第一版

*

书号:155066·1-67122

版权专有 侵权必究



GB/T 3480.2-2021



码上扫一扫 正版服务到