

前 言

GB/T 10062—2003《锥齿轮承载能力计算方法》分为三部分：

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

本部分为 GB/T 10062—2003 的第 2 部分，对应于 ISO 10300:2001《锥齿轮承载能力计算方法 第 2 部分：齿面接触疲劳(点蚀)强度计算》(英文版)。

本部分代替 GB/T 10062—1988。

本部分等同采用 ISO 10300-2:2001。为方便使用本部分作了下列编辑性修改：

- 按照汉语习惯对一些编排格式进行修改；
- 用小数点‘.’代替作为小数点的逗号‘,’；
- 删除了 ISO 10300-2 的前言和引言。

本部分的附录 A 为资料性附录。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国齿轮标准化技术委员会归口。

本部分起草单位：郑州机械研究所。

本部分主要起草人：张元国、王琦、杨星原、陈爱闽、王长路。

本部分所代替标准的历次版本发布情况为：

- GB/T 10062—1988。

锥齿轮承载能力计算方法

第 2 部分：齿面接触疲劳(点蚀)强度计算

1 范围

GB/T 10062 的本部分规定了确定直齿、斜齿、零度齿锥齿轮和弧齿锥齿轮的齿面承载能力的基本公式，并对齿面疲劳强度有影响的所有因素作出定量的评价。

GB/T 10062 的本部分适用于用油润滑的传动装置，并且假设在啮合运转期间有足够的润滑油。

GB/T 10062 中的公式适用于当量圆柱齿轮端面重合度 $\epsilon_{\alpha} < 2$ 的锥齿轮。在 GB/T 10062-1 和 GB/T 3480 中所给出系数的范围内，计算的结果是有效的。但是，GB/T 10062 中这部分的公式不能直接应用于评价某些型式的齿面损伤，例如塑性变形、擦伤、胶合和其他没有说明的型式。

2 规范性引用文件

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

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

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

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

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

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

3 术语和定义

GB/T 10062 本部分使用 GB/T 1356 和 GB/T 3374 中给出的术语，并使用下列的术语和定义。

3.1

齿面接触承载能力

齿面接触疲劳

以许用接触应力的方式确定承载能力。

4 代号和缩写词

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

表 1 缩写词

缩写词	意义
St	结构钢($\sigma_s < 800 \text{ N/mm}^2$)
V	调质钢调质($\sigma_s \geq 800 \text{ N/mm}^2$)
GG	灰铸铁
GGG(perl., bai., ferr.)	球墨铸铁(珠光体、贝氏体、铁素体结构)

表 1 (续)

缩写词	意义
GTS(perl.)	可锻铸铁(珠光体结构)
Eh	渗碳淬火的渗碳钢
IF	火焰或感应淬火的钢、球墨铸铁
MT(nitr.)	氮化钢氮化
NV(nitr.)	渗氮处理的调质钢、渗碳钢
NV(nitrocat.)	氮碳共渗的调质钢、渗碳钢

5 点蚀损伤计算要求和安全系数

5.1 概述

当啮合轮齿齿面接触应力超过疲劳极限时,齿面的金属颗粒会脱落,出现凹坑;随着应用场合的不同,允许点蚀的尺寸和数量的程度是在很大的范围内变化的。在一些场合允许扩展性点蚀存在,另一些场合不允许点蚀的出现。下面说明在普通的工作条件下,给出早期点蚀和破坏性点蚀的区别准则,给出允许的和不允许点蚀种类的区别。

5.2 允许的和不允许的点蚀

一般认为点蚀的总面积呈线性或扩展性的增加是不允许的。由于初期点蚀能使轮齿的承载面积增大,点蚀发生的速度逐渐减小(递减性点蚀)或停止(停止性点蚀),这样的点蚀是允许的。如果对允许的点蚀有争议,将用下面的方法确定。

在没有改变工作条件下,随着时间的增长,产生线性或扩展性点蚀是不允许的,应对所有轮齿的有效总面积进行损伤评估。对于软齿面齿轮应考虑新发展点蚀的数量和尺寸大小;硬齿面齿轮常常仅在一个或几个轮齿齿面上产生点蚀,这时应对产生点蚀的轮齿进行重点的评估。

如果要求作定量的鉴定,作决定性试验时,应对具有特别危险的可疑轮齿做上标记。

在特殊的情况时,首先可考虑把磨损碎屑的总重量作为粗略的评估。但是在关键性的情况下,齿面状态的检验应当至少进行三次;第一次检验,应当在至少加载循环 10^6 次之后进行。根据上一次检验的结果,决定再工作运转的时间,然后进行下一次的检验。

当由于点蚀引起的损坏会导致人身事故或其他严重事故时,应当不允许有点蚀。在调质钢调质或渗碳淬火齿轮的齿根附近有 1 mm 的点蚀坑可能成为引起轮齿断裂的裂纹源;因此,即使一个点蚀坑也是不允许的(例如,在航空齿轮传动装置中)。

对于透平齿轮应考虑上述类似的因素。通常,这些齿轮在长期工作时间内($10^{10} \sim 10^{11}$ 循环次数),要求既不产生点蚀也不发生严重磨损,否则会引起不允许的振动和过大的动载荷。在计算中要适当增大安全系数,只允许低的失效概率。

相反,对于一些工业上的用低硬度钢制造的低速大模数齿轮(例如模数 25 mm),可允许在 100% 的齿面上产生点蚀,它能在额定功率下安全运转 10~20 年。个别的点蚀坑的直径可达到 20 mm,深 0.8 mm。在最初工作的 2~3 年中产生的“破坏性”点蚀,通常会逐渐减少,齿面变光滑和工作硬化使齿面的布氏硬度增加 50%,甚至更高。这种情况下,可选用比较低的安全系数(某些场合可小于 1)和高的齿面损伤概率。但是,对于防止轮齿断裂的安全系数应选用大的安全系数。

接触强度的最小安全系数应当是 1.0(关于推荐的接触强度安全系数 S_H 及其最小值见 GB/T 10062.1)。

最小的安全系数的值建议由制造商和用户协议确定。

6 计算轮齿接触强度的公式

6.1 概述

比较下面应力值可决定轮齿抗点蚀的承载能力。

——接触应力,根据齿轮的几何尺寸,制造精度,轮缘、轴承和轴承座的刚性,传递的转矩,用接触应力公式(见 6.2.1)进行计算。

——许用应力,考虑齿轮运转时工作条件的影响,用许用接触应力公式(见 6.2.2)进行计算。

抗点蚀的接触(赫兹)应力是按分布在接触线上的载荷计算的,载荷作用位置有以下三种情况:

- a) 作用在单对齿啮合区内界点, ($\epsilon_{\text{sp}}=0$);
- b) 作用在接触区的中点, ($\epsilon_{\text{sp}}>1$);
- c) 作用在 a) 和 b) 之间的位置, ($0<\epsilon_{\text{sp}}\leq 1$)。

6.2 接触应力

6.2.1 接触应力公式

大小轮均用下式计算:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad \dots\dots\dots(1)$$

接触应力的基本值

$$\sigma_{H0} = \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v1} l_{bm}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} Z_{M-\beta} Z_H Z_E Z_{LS} Z_{\beta} Z_K \quad \dots\dots\dots(2)$$

当轴交角 $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ 时,用下式计算:

$$\sigma_{H0} = \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v1} l_{bm}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} Z_{M-\beta} Z_H Z_E Z_{LS} Z_{\beta} Z_K \quad \dots\dots\dots(3)$$

式中 K_A 、 K_V 、 $K_{H\beta}$ 、 $K_{H\alpha}$ 、 F_{mt} 、 d_v 、 u_v 和 l_{bm} 见 GB/T 10062.1, d_v 、 u_v 和 l_{bm} 见式 GB/T 10062.1 的 (A.42) 和式 (A.43)。

6.2.2 许用接触应力

大小轮的许用接触应力要按下式分别计算:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hlim}} Z_X Z_L Z_R Z_V Z_W \quad \dots\dots\dots(4)$$

式中:

σ_{Hlim} ——接触疲劳极限应力,见 GB/T 3480。

6.2.3 接触强度(抗点蚀)的计算安全系数

大小轮的接触强度安全系数要用下式分别计算:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{\sigma_{H0}} \cdot \frac{Z_X Z_L Z_R Z_V Z_W}{\sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}} \quad \dots\dots\dots(5)$$

注:上式是接触应力的计算安全系数的关系式。传递转矩的安全系数等于 S_H 的平方。最小的接触强度安全系数或失效概率见 GB/T 10062.1。

7 节点区域系数 Z_H

节点区域系数 Z_H 是考虑齿廓曲率对赫兹应力的影响。

假设齿廓为渐开线,对零变位锥齿轮,即 $x_1 + x_2 = 0$, $\alpha = \alpha_{en}$,可用下式计算:

$$Z_H = 2 \sqrt{\frac{\cos^2 \beta_{ob}}{\sin(2\alpha_{v1})}} \quad \dots\dots\dots(6)$$

对于一些常用的标准压力角的 Z_H 值可由图 1 查得。

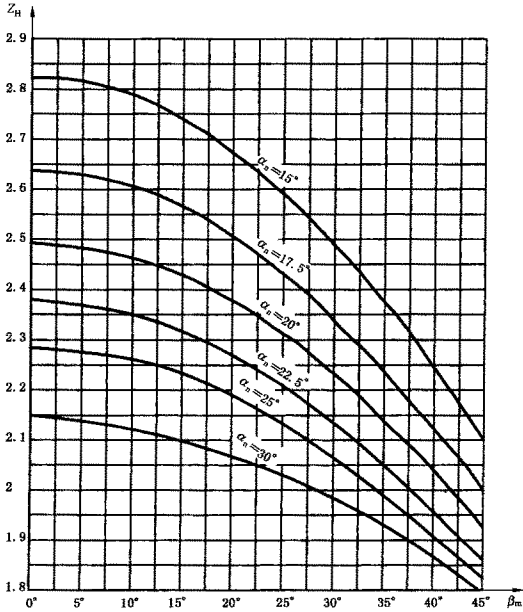


图 1 零变位锥齿轮的节点区域系数

8 中点区域系数 Z_{M-B}

中点区域系数 Z_{M-B} 是把节点的接触应力折算到载荷作用的中点 M 处的接触应力的系数(见图 2)。

$$Z_{M-B} = \frac{\tan \alpha_{vt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{vst}}{d_{vt1}} \right)^2 - 1} - F_1 \frac{\pi}{z_{v1}} \right] \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{d_{vst}}{d_{vt2}} \right)^2 - 1} - F_2 \frac{\pi}{z_{v2}} \right]}} \dots\dots\dots (7)$$

式中:

F_1, F_2 ——辅助系数,见表 2。

表 2 计算中点区域系数 Z_{M-B} 的系数

当量圆柱齿轮的纵向重合度	F_1	F_2
$\epsilon_{\beta} = 0$	2	$2(\epsilon_{\alpha} - 1)$
$0 < \epsilon_{\beta} \leq 1$	$2 + (\epsilon_{\alpha} - 2)\epsilon_{\beta}$	$2\epsilon_{\alpha} - 2 + (2 - \epsilon_{\alpha})\epsilon_{\beta}$
$\epsilon_{\beta} > 1$	ϵ_{α}	ϵ_{α}

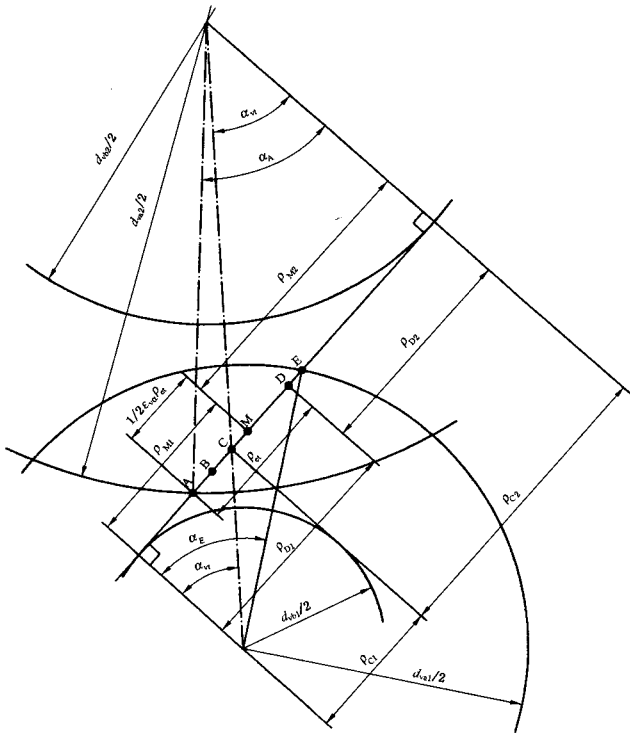


图 2 用于决定中点区域系数 Z_{M-n} 的中点 M 和小轮单对齿啮合点 B 的曲率半径[见式(7)]

9 弹性系数 Z_E

弹性系数 Z_E 是考虑材料特性 E (弹性模量) 和 ν (泊松比) 对接触应力影响的系数。

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad \dots\dots\dots (8)$$

当 $E_1 = E_2 = E$ 和 $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ 时:

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

对于钢和硬铝合金 $\nu = 0.3$, 所以:

$$Z_E = \sqrt{0.175E} \quad \dots\dots\dots (10)$$

当一对齿轮副材料的弹性模量为 E_1 和 E_2 时, 其 E 为:

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \quad \dots\dots\dots (11)$$

对于钢对钢齿轮副, $Z_E = 189.8 \text{ N/mm}^2$

对于一些其他材料的齿轮副的 Z_E , 见 GB/T 3480。

10 载荷分担系数 Z_{LS}

载荷分担系数 Z_{LS} 是考虑两对或多对轮齿间载荷分配的影响。

当 $\epsilon_{\alpha\gamma} \leq 2$ 时,

$$Z_{LS} = 1 \dots\dots\dots(12)$$

当 $\epsilon_{\alpha\gamma} > 2$ 和 $\epsilon_{\alpha\beta} > 1$ 时:

$$Z_{LS} = \left\{ 1 + 2 \left[1 - \left(\frac{2}{\epsilon_{\alpha\gamma}} \right)^{1.5} \right] \sqrt{1 - \frac{4}{\epsilon_{\alpha\gamma}^2}} \right\}^{-0.5} \dots\dots\dots(13)$$

对于其他情况, 例如 $\epsilon_{\alpha\gamma} > 2$ 和 $\epsilon_{\alpha\beta} < 1$, 有关说明见附录 A。

11 螺旋角系数 Z_{β}

螺旋角系数 Z_{β} 不是考虑螺旋角对接触线长度的影响, 而是考虑螺旋角对表面疲劳点蚀的影响, 即考虑载荷沿接触线分布的影响。

Z_{β} 是螺旋角的函数, 下面的经验公式与试验和实际应用中的经验相当一致。

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos\beta_m} \dots\dots\dots(14)$$

12 锥齿轮系数 Z_K

系数 Z_K 是个经验系数, 是考虑锥齿轮与圆柱齿轮间加载的不同, 这个系数和实际试验相一致, 该系数是把应力进行调整, 以便锥齿轮、圆柱直齿轮和圆柱斜齿轮能应用同一个许用接触应力。在缺少更详细的资料时, 可取:

$$Z_K = 0.8 \dots\dots\dots(15)$$

13 尺寸系数 Z_X

尺寸系数 Z_X 是考虑统计学所指出的, 疲劳破坏时疲劳极限应力随着结构尺寸的增大而降低, 这是因为较小的应力梯度(理论上为应力集中)和材料的质量(锻造过程和结构变化等的影响)造成的表面下的缺陷引起的。与尺寸因素有关的主要参数有:

- a) 材料的质量(熔炼炉的燃料、清洁度、锻造)。
- b) 热处理, 硬化的深度, 硬度的分析。
- c) 齿廓的曲率半径。
- d) 表面硬化的梯度, 表面硬化层的深度与轮齿尺寸的比例(对心部韧性的影响)。

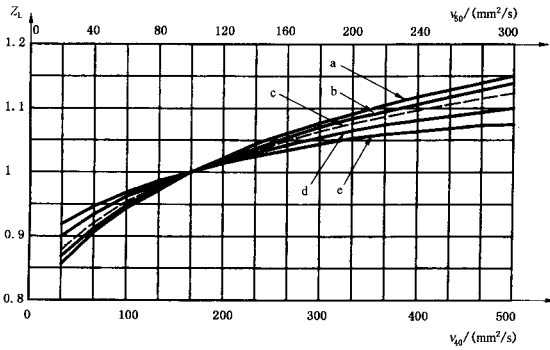
大小轮的尺寸系数 Z_X 要分别确定。

在 GB/T 10062 本部分中, 取尺寸系数等于 1 ($Z_X = 1$)。

14 润滑油膜影响系数 Z_L 、 Z_V 、 Z_R

14.1 概述

齿廓间润滑油膜的影响近似地用系数 Z_L (润滑油黏度), Z_V (节点线速度)和 Z_R (齿面粗糙度)来考虑; 图 3~图 5 给出了这三个系数。此外, 其离散性(数据的分散)表明除了这三个因素外, 还有其他的影响因素没有在假设中考虑到。关于这三个系数的详细说明见 GB/T 3480。

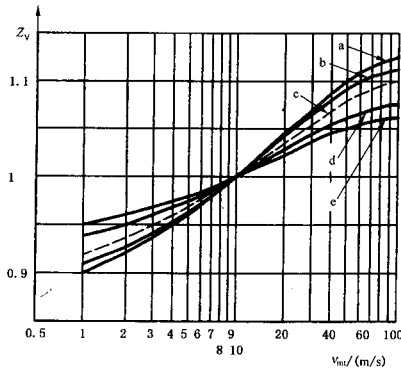


- a $\sigma_{Hlim} \leq 850 \text{ N/mm}^2$;
- b $\sigma_{Hlim} = 900 \text{ N/mm}^2$;
- c $\sigma_{Hlim} = 1\,000 \text{ N/mm}^2$;
- d $\sigma_{Hlim} = 1\,100 \text{ N/mm}^2$;
- e $\sigma_{Hlim} \geq 1\,200 \text{ N/mm}^2$.

图 3 润滑油系数 Z_L

14.2 规定

当没有广泛的经验或试验结果(A法)时, Z_L 、 Z_V 和 Z_R 应用B法确定(14.3)。但是,一般对于大多数的工业齿轮可用简化法C法(14.4)。当齿轮副中一个是硬的材料,另一个是软材料时, Z_L 、 Z_V 和 Z_R 的值应当按软材料确定。



- a $\sigma_{Hlim} \leq 850 \text{ N/mm}^2$;
- b $\sigma_{Hlim} = 900 \text{ N/mm}^2$;
- c $\sigma_{Hlim} = 1\,000 \text{ N/mm}^2$;
- d $\sigma_{Hlim} = 1\,100 \text{ N/mm}^2$;
- e $\sigma_{Hlim} \geq 1\,200 \text{ N/mm}^2$.

图 4 速度系数 Z_V

14.3 B 法

14.3.1 润滑油系数 Z_L

根据 14.2 的规定,润滑油系数 Z_L 是考虑润滑油的种类和黏度对齿面接触疲劳强度(点蚀)的影响。图 3 中润滑油系数 Z_L 的曲线是矿物油(无 EP 添加剂)的黏度和配对齿轮中较软齿面的 σ_{Hlim} 的函数;用具有低摩擦系数的合成油时,其 Z_L 比按矿物油计算的值大。

注:GB/T 10062 本部分没有推荐润滑油黏度的选择,因为还需做这方面的试验、经验总结及齿轮润滑的报导。

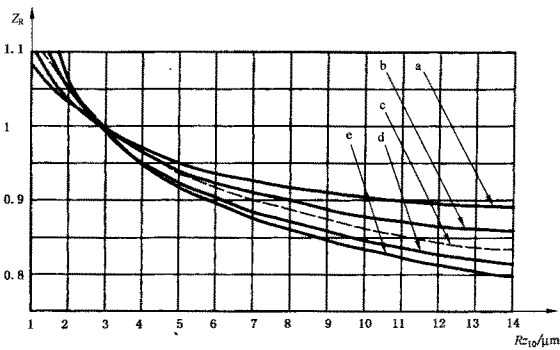
Z_L 可用式(16)和式(17)计算,公式和图 3 中的曲线相符合。

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1.0 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{134}{u_{\phi 0}}\right)^2} \dots\dots\dots (16)$$

当 $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$ 时:

$$C_{ZL} = 0.08 \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} + 0.83 \dots\dots\dots (17)$$

当 $\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2$ 时,按 $\sigma_{Hlim} = 850 \text{ N/mm}^2$ 计算 Z_L ; 当 $\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ 时,按 $\sigma_{Hlim} = 1200 \text{ N/mm}^2$ 计算 Z_L 。



- a $\sigma_{Hlim} \geq 1200 \text{ N/mm}^2$;
- b $\sigma_{Hlim} = 1100 \text{ N/mm}^2$;
- c $\sigma_{Hlim} = 1000 \text{ N/mm}^2$;
- d $\sigma_{Hlim} = 900 \text{ N/mm}^2$;
- e $\sigma_{Hlim} \leq 850 \text{ N/mm}^2$ 。

图 5 粗糙度系数 Z_R

14.3.2 速度系数 Z_V

根据 14.2 中的规定,速度系数 Z_V 是考虑节点线速度对齿面疲劳(点蚀)强度的影响。图 4 中的速度系数曲线是节点线速度和配对齿轮中较软齿轮材料 σ_{Hlim} 的函数。 Z_V 可用式(18)和式(19)计算,公式和图 4 中的曲线相一致。

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1.0 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{v_{nt}}}} \dots\dots\dots (18)$$

当 $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$ 时:

$$C_{ZV} = 0.08 \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} + 0.83 \quad \dots\dots\dots (19)$$

当 $\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2$ 时,按 $\sigma_{Hlim} = 850 \text{ N/mm}^2$ 计算 Z_V ; 当 $\sigma_{Hlim} > 1\,200 \text{ N/mm}^2$ 时,按 $\sigma_{Hlim} = 1\,200 \text{ N/mm}^2$ 计算 Z_V 。

14.3.3 粗糙度系数 Z_R

根据 14.2 的规定,粗糙度系数 Z_R 是考虑齿面状况对接触疲劳(点蚀)强度的影响。图 5 中的粗糙度系数曲线是 $R_{z_{10}}$ 和配对齿轮中较软齿轮材料 σ_{Hlim} 的函数。该图对节点处诱导曲率半径 $\rho_{red} = 10 \text{ mm}$ 的齿轮副是有效的。

粗糙度是根据制造好的大小齿轮节点处的 R_{z_1} 和 R_{z_2} 确定的,允许对齿面进行特殊的表面处理或跑合,规定在滑动——滚动的方向测量粗糙度。

齿轮副的相对平均粗糙度为¹⁾:

$$R_{z_{10}} = \frac{R_{z_1} + R_{z_2}}{2} \sqrt{\frac{10}{\rho_{red}}} \quad \dots\dots\dots (20)$$

式中:

ρ_{red} ——诱导曲率半径。

$$\rho_{red} = \frac{a_v \sin \alpha_{vt}}{\cos \beta_{ob}} \cdot \frac{u_v}{(1 + u_v)^2} \quad \dots\dots\dots (21)$$

系数 Z_R 可用式(22)和式(23)计算,公式和图 5 中曲线一致。

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z_{10}}} \right)^{C_{ZR}} \quad \dots\dots\dots (22)$$

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

$$C_{ZR} = 0.12 + \frac{1\,000 - \sigma_{Hlim}}{5\,000} \quad \dots\dots\dots (23)$$

当 $\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2$ 时,取 $\sigma_{Hlim} = 850 \text{ N/mm}^2$; 当 $\sigma_{Hlim} > 1\,200 \text{ N/mm}^2$ 时,取 $\sigma_{Hlim} = 1\,200 \text{ N/mm}^2$ 。

14.4 C 法(Z_L 、 Z_V 和 Z_R 的乘积)

假设所选的润滑剂黏度与运转条件(节点速度、载荷、结构尺寸)相适应。

下面的值是 Z_L 、 Z_V 和 Z_R 的乘积:

调质钢经铣切的齿轮副:0.85;

铣切后研磨的齿轮副:0.92。

硬化后磨削的齿轮副或用硬利的齿轮副:

$R_{z_{10}} \leq 4 \mu\text{m}$ 时, $Z_L Z_V Z_R = 1.0$;

$R_{z_{10}} > 4 \mu\text{m}$ 时, $Z_L Z_V Z_R = 0.92$ 。

如果不符合上述的条件, Z_L 、 Z_V 和 Z_R 分别按照 B 法确定。

15 齿面工作硬化系数 Z_w

15.1 概述

工作硬化系数 Z_w 是考虑用结构钢或调质钢制造的大齿轮和一个表面硬化的齿面光滑 ($R_z \leq 6 \mu\text{m}$) 的小齿轮相啮合时,使大轮齿面接触疲劳强度提高的系数。

1) 当粗糙度以 R_a 值(=CLA 值)(=AA 值)表示时,可用下式作近似换算:

$$R_a = \text{CLA} = \text{AA} = \frac{R_z}{6}$$

注:软齿面的大齿轮齿面接触疲劳强度的提高不仅取决于工作硬化作用,还取决于其他的影响因素,例如抛光(润滑剂)、合金元素、大齿轮中的内应力、小轮齿面粗糙度、接触应力和硬化过程等。

15.2 B 法

这里的数据是根据不同材料制造的标准试验齿轮或根据现场经验得到的。图中离散区(数据的分散)表明还有其他影响因素没有包括在计算的方法中;虽然图 6 中的曲线经过仔细的选取,但不能说是绝对的。式(24)是经验公式,对于持久寿命、有限寿命和静强度, Z_w 的值相同。

图 6 中的 Z_w 是较软锥齿轮齿面硬度的函数。

B 法中, Z_w 可用式(24)计算,该式和图 6 中曲线一致。

$$Z_w = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700} \dots\dots\dots(24)$$

式中:

HB——齿轮副中较软齿面硬度的布氏硬度值;当 HB<130 时,取 $Z_w = 1.2$;当 HB>470 时,取 $Z_w = 1$;当大小轮有相同的硬度时,取 $Z_w = 1.0$ 。

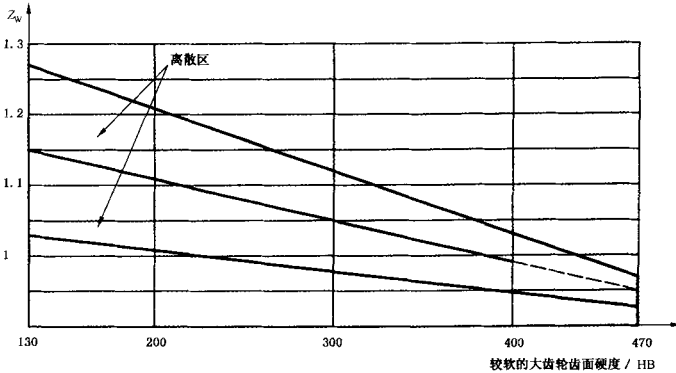


图 6 齿面工作硬化系数 Z_w

16 寿命系数 Z_{NT}

16.1 概述

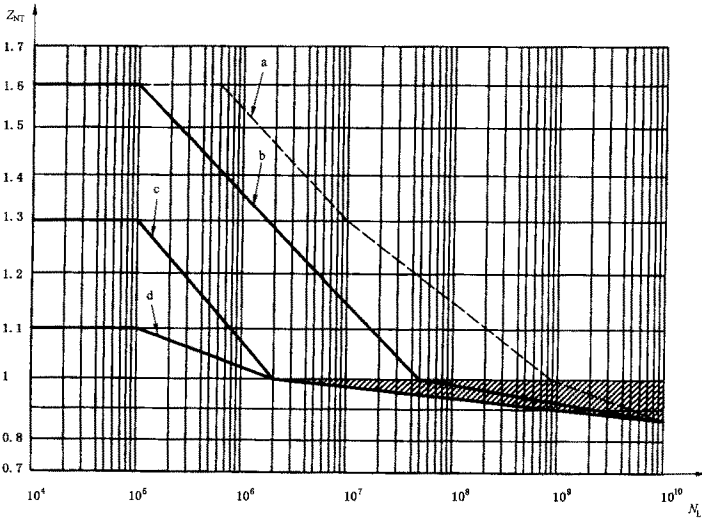
寿命系数 Z_{NT} 是有限寿命(应力循环次数有限)及静强度时所允许比较高的接触疲劳强度与在 5×10^7 循环次数(在图 7 中曲线转折处 $Z_N = 1$)的接触疲劳强度相比的值, Z_{NT} 是用标准试验齿轮做试验得到的。

对 Z_{NT} 的主要影响因素有:

- a) 材料和热处理(见 GB/T 8539);
- b) 载荷的循环次数(使用寿命) N_L ;
- c) 润滑状况;
- d) 失效判据;
- e) 要求的运转平稳性;

- f) 节点线速度；
- g) 齿轮材料的纯度；
- h) 材料的塑性和断裂韧性；
- i) 残余应力。

GB/T 10062 规定,应力循环次数 N_L 的定义为在载荷作用下轮齿啮合的次数。



- a 允许有限点蚀的 St, V, GGG(perl., bai.), GTS(perl.), Eh, IF;
- b St, V, Eh, IF, GGG(perl., bai.), GTS(perl.);
- c GG, NT(nitr.), GGG(ferr.), NV(nitr.);
- d NV(nitrocar.).

图 7 抗点蚀寿命系数 Z_{NT} (用试验齿轮做试验)

16.2 A 法

S-N 损伤曲线是用实际的齿轮副在有限的使用寿命下做试验得到的,它是根据两啮合齿轮的材料、热处理、相关直径、模数、齿面粗糙度、节点速度而决定的,因此对于上述的情况,S-N 损伤曲线直接有效,系数 Z_R 、 Z_V 、 Z_L 、 Z_W 和 Z_X 的各个影响已包含在这个曲线上,所以在计算公式中应把这些值取为 1.0。

16.3 B 法

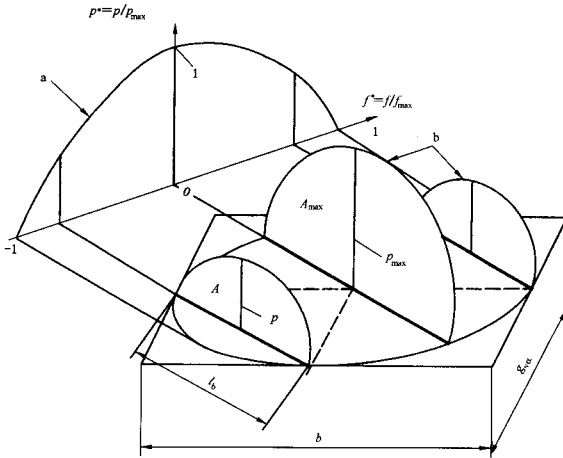
有限寿命时的许用应力或在有限寿命的应力范围内的安全系数,应当用标准试验齿轮(见 GB/T 8539)得到的寿命系数 Z_{NT} 来决定。 Z_{NT} 不包含 Z_L 、 Z_R 、 Z_V 和 Z_W 等系数,所以在有限寿命时要考虑把这些系数对 Z_{NT} 进行修正。静应力和疲劳应力时的 Z_{NT} 可从图 7 或表 3 查得;有限寿命时要在疲劳强度与静强度间进行插值。

表 3 静强度和疲劳强度寿命系数 Z_{NT}

材料 ^a	应力循环次数	寿命系数 Z_{NT}
St, V ^b GGG(perl., bai.) ^b GTS(perl.), Eh, IF	$N_L = 6 \times 10^5$, 静强度	1.6
	$N_L = 10^7$, 疲劳强度	1.3
	$N_L = 10^8$, 疲劳强度	1.0
	$N_L = 10^{10}$, 疲劳强度	0.85
St, V GGG(perl., bai.) GTS(perl.) Eh, IF	$N_L = 10^5$, 静强度	1.6
	$N_L = 5 \times 10^7$, 疲劳强度	1.0
	$N_L = 10^{10}$, 疲劳强度	0.85
	优选润滑剂、材料和制造工艺, 并经生产实践验证	1.0
GG, GGG(ferr.) NT(nitr.) NV(nitr.)	$N_L = 10^5$, 静强度	1.3
	$N_L = 2 \times 10^8$, 疲劳强度	1.0
	$N_L = 10^{10}$, 疲劳强度	0.85
	优选润滑剂、材料和制造工艺, 并经生产实践验证	1.0
NV(nitrocar)	$N_L = 10^5$, 静强度	1.1
	$N_L = 2 \times 10^8$, 疲劳强度	1.0
	$N_L = 10^{10}$, 疲劳强度	0.85
	优选润滑剂、材料和制造工艺, 并经生产实践验证	1.0
^a 材料名称的缩写说明见表 1。		
^b 只允许有一定的点蚀。		

附 录 A
(资料性附录)
载荷分担系数 Z_{LS}

载荷分担系数 Z_{LS} 是考虑两对或 $\epsilon_{v7} > 2$ 的多对轮齿间的载荷分配。假设载荷沿着接触线呈椭圆分布, 在接触线上的峰值载荷呈抛物线(指数 1.5)分布, 如图 A.1 所示。



- a 峰值载荷呈抛物线分布;
b 载荷呈椭圆分布。

图 A.1 在接触面上的载荷分布

$$p^* = \frac{p}{p_{\max}} = 1 - \left(\frac{|f|}{f_{\max}} \right)^{1.5} \geq 0 \quad \text{..... (A.1)}$$

$$f_{\max} = \frac{1}{2} \epsilon_{v7} p_{et} \cos \beta_{ob} \quad \text{..... (A.2)}$$

$$A^* = \frac{1}{2} \times \frac{1}{2} p^* l_b \pi \quad \text{..... (A.3)}$$

式中: f 、 ϵ_{v7} 、 l_b 见 GB/T 10062.1 的 A.6 条。

载荷分担系数 Z_{LS} 是 A_m^* 与总面积之比的函数。

$$Z_{LS} = \sqrt{\frac{A_m^*}{A_r^* + A_m^* + A_t^*}} \quad \text{..... (A.4)}$$

式中:

A_r^* ——过齿顶接触线的面积(p^* 、 l_b 按 GB/T 10062.1 表 A.3 中的 f_t 计算)。

A_m^* ——过中间接触线的面积(p^* 、 l_b 按 GB/T 10062.1 表 A.3 中的 f_m 计算)。

A_t^* ——过齿根接触线的面积(p^* 、 l_b 按 GB/T 10062.1 表 A.3 中的 f_r 计算)。