

重载齿轮损伤与失效图谱

洛阳矿山机器厂

中国机械工程学会
失效分析工作委员会

编 著
重载齿轮专业委员会

中国科学技术出版社

重载齿轮损伤与失效图谱

洛 阳 矿 山 机 器 厂

编著

中国机械工程学会 重载齿轮专业委员会
失效分析工作委员会

江苏工业学院图书馆
藏书章

中国科学技术出版社

内 容 提 要

本书主要介绍重载齿轮有关基本概念,失效模式与机制以及适用于齿轮检测的实验技术,还介绍了近年来国内外生产的低速重载齿轮失效分析的研究成果,并配有二百四十帧采掘、提升、建材、轧钢、冶金等大型装备减速器齿轮案例分析图谱。

本书涉及面广、内容丰富、可供齿轮设计、生产制造、质量管理以及失效分析人员参考,也可作为大专院校有关专业师生的参考用书。

重载齿轮损伤与失效图谱

责任编辑:蔡玉林 邓鼎年

正文设计:蔡玉林

封面设计:刘秋生

* *

中国科学技术出版社出版(北京海淀区魏公村白石桥路 32 号)

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

北京市制本总厂印刷

*

开本: 878×1092 毫米 1/16 印张: 7 插页: 112 字数: 168 千字

1990 年 3 月第一版 1990 年 3 月第一次印刷

印数: 1—2000 册 定价: 20.00 元

ISBN 7-5046-0173-X / TH·1

序 言

建国四十年来,我国重型机械制造业得到了很大的发展,同时对重载齿轮传动部件的质量也提出了日益严格的要求,如:大功率、高速度、高精度和高生产率。此外,还要求具备高可靠性和长寿命。多年来,我国重机制造业为冶金、矿山、采煤、石油和水泥等行业制造了大批重载齿轮传动部件,同时国家还由国外为上述行业进口了大量部件。总的看来,国内的产品与国外同类产品之间,在质量上尚有一定的差距。自六十年代起,国家已注意到这方面的问题。所以,在洛阳矿山机器厂重点引进了国外先进的制造设备和技术,八十年代以来先后由日本、联邦德国、丹麦、苏联等国进口了若干重载齿轮,重机行业曾有组织地进行过重载齿轮传动部件的失效现场调研工作,组织进行国内外齿轮传动部件的失效分析,由此积累了丰富的资料和经验。随之,在重机行业中又组织了齿轮传动专业研究机构,洛阳矿山机器厂也建立了大功率齿轮研究所。

《重载齿轮损伤及失效图谱》的出版,是洛阳矿山机器厂的广大工程技术人员多年来对产品在使用现场中所进行的调查研究、对齿轮的损伤和失效所进行的分析而积累起来的成果。同时,他们还十分重视和注意在同行中去搜集各种有代表性的案例,其中包括国外引进的重载齿轮的失效案例,从中亦可看到国外生产的同类产品的质量也不总是好的。《图谱》中的实例即包括硬齿面、中硬齿面,也包括软齿面的齿轮,从结构上看即有铸钢、锻钢也有焊接的重载齿轮,其中的大量照片和资料是几十年来之经验总结,因此显得十分可贵。《图谱》的出版表明,我国重载齿轮加工业的发展与提高,历经了曲折的道路,付出过昂贵的代价。因此,它将会给从事重载齿轮生产和研究的广大工程技术人员,带来一些借鉴和裨益。

当然,一本书的问世,难能十全十美。正像其它同类书籍一样,由于受到案例种类和数量、图片的质量和类别以及典型性等的限制,加之由于分析技术随时间演进的局限,书中难免出现某些不够完善和全面之处。因此,渴望得到同行们的帮助和指正,以便《图谱》有机会再版时,使它得到更好的补充和完善。愿该书能为推动我国重载齿轮行业的发展,起到积极的作用。

中国机械工程学会失效分析工作委员会
1989.6.4.

洛 阳 矿 山 机 器 厂
中国机械工程学会 重载齿轮专业委员会
失效分析工作委员会

《重载齿轮损伤与失效图谱》编委会成员 (按姓氏笔划为序)

主 编: 庞 钧 郁明山
编 委: 王培鞭 白小明 庞 钧 杨光璧
郁明山 侯巧玲 曾广才 韩歌平
谢裕安
主 审: 王仁智 陈玉民
责任编辑: 蔡玉林 邓鼎年

目 录

前言

第一部分 齿轮传动的有关基本概念与分析技术概要

1 齿轮传动的有关基本概念	(4)
1.1 齿轮传动的分类及轮齿啮合的基本特性	(4)
1.1.1 齿轮传动的分类	(4)
1.1.2 轮齿的啮合特性	(5)
1.2 承载齿轮的应力状态	(7)
1.2.1 轮齿的接触应力	(8)
1.2.2 轮齿的弯曲应力	(9)
2 齿轮损伤与失效类型及其形成机理	(11)
2.1 磨损	(11)
2.1.1 粘着磨损	(12)
2.1.2 磨粒磨损	(13)
2.1.3 腐蚀磨损	(13)
2.2 齿面疲劳	(14)
2.3 断裂与塑变	(15)
2.3.1 断裂与塑变的基本概念	(15)
2.3.2 断裂的基本类型	(16)
3 齿轮损伤与失效分析技术概要	(17)
3.1 磨损分析技术	(17)
3.1.1 磨损的系统分析	(17)
3.1.2 铁谱分析技术	(18)
3.2 断裂及其断口分析技术	(21)
3.2.1 背景数据的收集	(21)
3.2.2 基本参数的现场检测	(21)
3.2.3 宏观断口分析	(22)
3.2.4 试样的截取、制备及预处理	(25)
3.2.5 微观断口分析	(25)

第二部分 重载齿轮损伤与失效图谱

1 磨损	(31)
1.1 轻微磨损	(31)
1.2 中等磨损	(32)
1.3 过度磨损	(34)
1.4 磨粒磨损	(35)

1.5 腐蚀磨损.....	(37)
1.6 胶合.....	(38)
1.6.1 中等胶合	(38)
1.6.2 破坏性胶合	(38)
2 齿面疲劳	(43)
2.1 点蚀.....	(43)
2.1.1 初期点蚀	(43)
2.1.2 破坏性点蚀	(45)
2.2 剥落.....	(52)
2.2.1 硬齿面剥落	(52)
2.2.2 软齿面剥落	(53)
3 塑性变形	(58)
3.1 碾击塑变.....	(58)
3.2 鳞皱.....	(63)
3.3 压痕.....	(64)
3.4 起脊.....	(66)
3.5 热塑流变.....	(68)
4 断齿	(70)
4.1 弯曲疲劳断齿.....	(70)
4.2 过载断齿.....	(78)
4.3 随机断齿.....	(79)
4.4 脆性断裂.....	(87)
5 其它损伤与失效	(89)
5.1 轮坯缺陷.....	(89)
5.2 焊接缺陷.....	(90)
5.3 淬火裂纹.....	(97)
5.4 磨削裂纹	(100)
5.5 研磨损伤	(102)
5.6 干涉损伤	(104)
5.7 齿轮轴断裂	(105)

前 言

我国重载齿轮的生产从设计、工艺制造到检测已逐步形成一套完整的体系，产品型谱亦在扩大，产品的功能、效率、寿命、以及安全性均有大幅度提高。

尽管如此，由于影响重载齿轮使用寿命的因素比较复杂，包括设计结构、材质、加工状况、装配精度、润滑状态、服役条件、使用维护方法等等，其中任何一个因素被忽略，齿轮在服役状态下都可能造成不同类型的损伤或失效。

重载齿轮的损伤与失效可分为：磨损、齿面疲劳、塑性变形、断齿、其它损伤等五大类，每一大类又可分作若干形式，毫无疑问，研究这些损伤与失效的特征、机理和预防对策，对改进重载齿轮的设计、工艺和使用具有十分重要的意义。

失效分析是一门多学科的边缘科学，它包括断裂力学、摩擦学、电子金相断口学、金属材料学以及设计、工艺学等等。运用这些学科的理论基础，采用必要的近代物理测试手段并辅之各种可行的测试方法，就能够找到确切的损伤或失效原因和行之有效的预防措施。

《重载齿轮损伤与失效图谱》的内容由两部分组成。第一部分简要阐述了齿轮的有关基本概念、损伤类型与机制以及适用于齿轮检测的实验技术。磨损与齿面疲劳是重载齿轮的主要损伤与失效类型，因此在这一部分介绍了有关磨粒分析、金相复型技术以及齿面着色探伤。第二部分汇集了近年来国内外生产的低速重载齿轮损伤与失效分析的研究成果，经筛选出的二百四十帧分析图片来自采掘、提升、洗选、建材、轧钢、冶金等大型装备减速器齿轮的案例分析。涉及面广，内容丰富，不仅可供齿轮设计、生产制造、质量管理以及失效分析人员参考，而且，也可作为大专院校有关专业师生的参考用书。

图谱在编辑过程中，得到洛阳矿山机器厂领导聂绍保、卢兴炎高级工程师的支持和中国机械工程学会失效分析工作委员会重载齿轮专业委员会有关专家王仁智、陈玉民、樊响、周庆泽、何德芳、唐定国、吕勇、王炎武、褚启权、徐为民等同志的关注和指导，特此表示致谢。

由于编著者水平所限，错误之处在所难免，期望各界读者批评指正。

编著者
一九八九年四月

第一部分 齿轮传动的有关基本概念与实验技术概要

1. 齿轮传动的有关基本概念

1.1 齿轮传动的分类及轮齿啮合特性

齿轮是传递运动和动力的重要机械元件之一，齿轮类型和轮齿啮合特点决定了齿轮运转特性，运转特性不同，失效形式也不同。

1.1.1 齿轮传动的分类

齿轮传动按轴线的相互位置可区分为平行轴传动、相交轴传动和交错轴传动三种类型，每种传动类型又可分为若干传动方式，参见图 1.1.1。

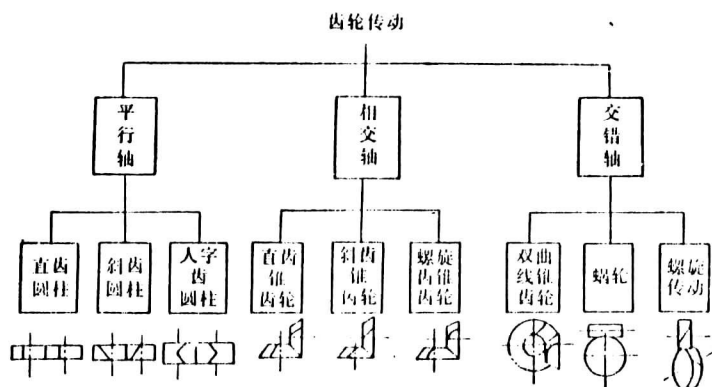


图 1.1.1 齿轮按轴线的相互位置分类

图 1.1.2~图 1.1.5 是几种主要的齿轮类型剖视图。

其中直齿圆柱齿轮（又叫正齿轮）用于传递平行轴或齿轮与齿条间的运动，其轮齿均匀分布于径向外周上，与齿轮轴线平行，轮齿瞬时啮合接触迹线是一条与传动轴平行的直线。这类传动以滚动方式为主，高速运转时，易出现振动和噪音。

斜齿圆柱齿轮用于传递平行轴或交叉轴或齿轮与沿着与轴线成一角度的螺旋线相互啮合的传动，由于螺旋角的关系，增加了轴向重合度。因此，传动较正齿轮平稳，但有轴向推力。

人字齿双斜齿圆柱齿轮用于平行轴传动，显然人字齿轮一半是右旋另一半是左旋，啮合轴向力传不到轴承上，但其齿面仍承受轴向力。

内齿轮也是用于平行轴传动，其齿形可以是直齿轮，也可是斜齿。

蜗轮——蜗杆副是一种垂直交错的传动装置，常用于驱动速度与从动速度之比较大和要求紧凑的垂直传动机构。

锥齿轮用于非平行轴之间的传动，其中直齿锥齿轮啮合时以滚动为主，运转时，易出现振动和噪音；螺旋锥齿轮具有倾斜而且呈弧形的轮齿，重合度较大，故传动较平稳。

齿轮按其齿廓形状分类有三种，即渐开线齿轮、圆弧齿轮和摆线齿轮。

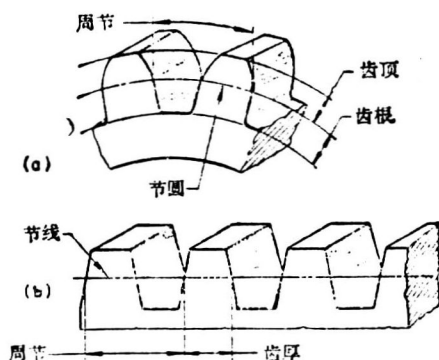


图 1.1.2 正齿轮 (a) 和正齿条的剖视图

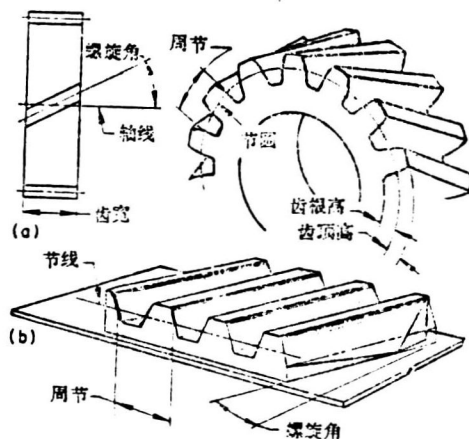


图 1.1.3 斜齿轮和斜齿条剖视图

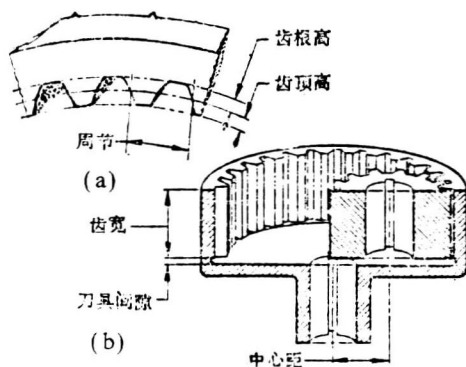


图 1.1.4 正齿内齿轮的剖视图
(a)及内齿轮和小齿轮的关系

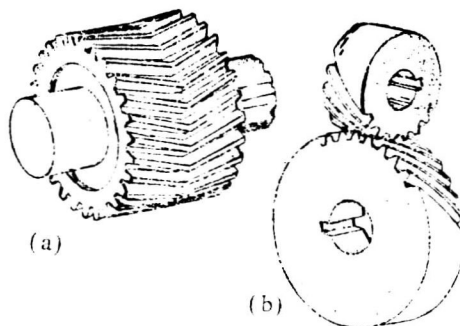


图 1.1.5 单个人字齿轮(a)
及配对的交叉轴斜齿

1.1.2 轮齿的啮合特性

正确调整轮齿表面相互接触的部位和面积，对于防止早期轮齿失效具有决定性作用。其中，啮合时的接触面积对实际接触应力的影响很大应引起特别注意。

理论上，轮齿啮合是线接触或点接触，但在使用时，由于承载齿轮齿面的弹性变形以及制造精度和安装精度的影响，实际接触面积比理论接触面积小；其次，齿轮的轮齿所能传递的最大载荷主要取决于它们在齿表的滑动速度，通常，滑动速度越大，接触应力越大，轮齿啮合时所产生的摩擦热越大，结果会导致润滑油膜失效，产生热胶合和磨损的可能性增加。

齿轮类型不同，接触表面的面积大小和轮齿之间彼此滚动和滑动方式不同。

就正齿轮而言，其轮齿是对齿轮坯件表面横切形成的，理论上是相互啮合的两个轮齿在平行于轴的接触线上相遇（图 1.1.6a）。两个伞齿轮的直齿也是沿啮合线相接触（图 1.1.6b），如果将接触线延长，它将通过两条齿轮轴轴线的交点。每当这两种齿轮的齿经过一次啮合时，接触线都将扫掠过每个齿的表面。扫掠时，在主动轮齿上接触线从齿根处开始而在齿尖结束；在从动轮齿上，接触线从齿尖开始，而在齿根结束。

斜齿轮、螺旋锥齿轮在任何时候总有两个或更多的轮齿处于啮合状态，啮合时的接触线是一条长短不等的斜线（图 1.1.6c）而且，接触线是从轮齿面的一侧延伸到另一侧，轮齿每经过一次啮合时便向上或向下扫掠齿面，当螺旋锥齿轮角度增大时，同时啮合和分担载荷的轮齿数也增多，与此同时，每个轮齿上的斜接触线也缩短变陡。

交错轴上的两个锥齿轮啮合时，仅一点接触，此啮合点从主动轮齿面的节线下方沿对角线方向横过齿面，前进到齿顶，并且，由从动轮的轮齿顶部沿对角线方向横过齿面前进到节线下方一点，由于是点啮合，所以它不能承受较大的载荷。蜗轮蜗杆组也有这种啮合特征，其蜗杆为圆柱形，可能有几个齿同时啮合，但在一定时间仅有一个齿啮合，而且接触面积小，所以，在传递重载荷时，轮齿表面容易造成拉伤和胶合。

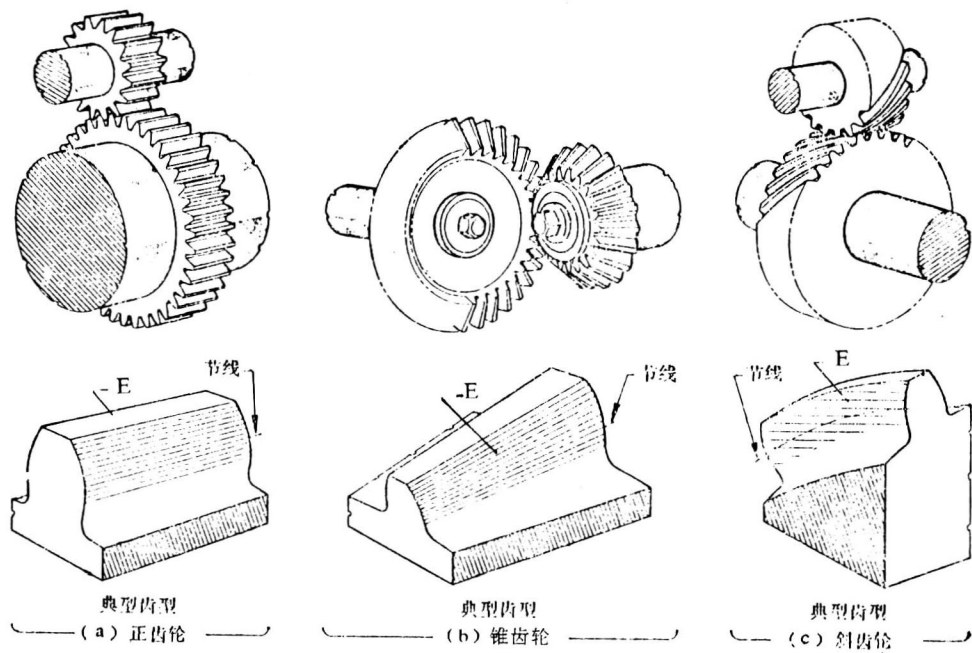


图 1.1.6 正齿轮、锥齿轮和斜齿轮上的轮齿在啮合时的接触线 (E)

齿轮啮合过程中，同时存在滚动和滑动速度，滚动速度对于形成油膜有利，而滑动速度则会产生两种后果，一种是产生流动油膜，另一种是产生磨损和拉伤，形成这两种相反后果的主要影响因素是滑动方向。例如，渐开线正齿轮与圆锥齿轮因为它们的滑动速度方向都是沿着齿高方向，与接触线方向是垂直的，所以容易形成油膜，对于具有渐开线齿廓的斜齿轮的滑动方向与接触线也近于垂直，加之沿齿宽方向还有轴向滚动速度，因此，也具有一定的润滑条件。图 1.1.7 是渐开线轮齿的滚动与滑动状态示意图，图中明确示出，齿根部分的滚动方向 (R) 与滑动方向 (S) 是相反的，也就是说，齿根区域的齿面上滑动率是负值，因此，这部分齿面容易发生点蚀；齿顶反之。

圆弧齿轮 (W-N 齿轮) 的传动方式与渐开线齿轮不同，当其转动时，其瞬间接触弧线沿着轴线移动，移动方式基本上是纯滚动，滚动速度由公式 (1) 给出：

$$V_0 = V_k \cdot \text{ctg}\beta \tag{1}$$

其中： β —圆弧齿轮螺旋角
 V_k —啮合点圆周速度

当 β 角为 15° 时，其轴向滚动速度为圆周速度的 3.7 倍，这样高的垂直于接触线的滚动速度容易在轮齿间形成油膜，这对抗磨损和抗胶合是有利的。对于斜齿圆弧齿轮，其齿廓上接触点的切向方向上有滑动出现，而且滑动速度方向与瞬时接触弧线方向相一致，这对润滑条件是不利的一面。所以，应用时应配以抗压性能良好的润滑剂。

1.2 承载齿轮的应力状态

图 1.1.8 是对运转的承载齿轮（渐开线齿轮）进行光弹测定的照片，图中应力花样密集和同心的区域为高应力梯度区，它与高应力水平相对应。可看出：承载齿轮有两个主应

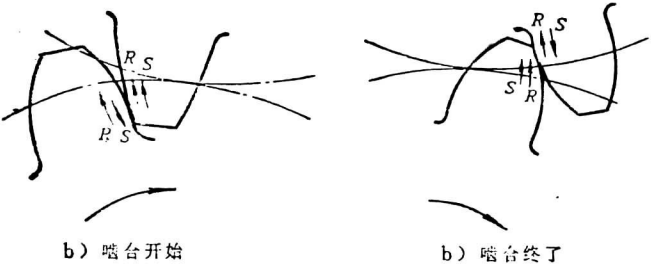


图 1.1.7 渐开线齿轮的滚动与滑动状态 (R—滚动方向 S—滑动方向)



图 1.1.8 承载的渐开线轮齿中的主应力区的光弹测定照片

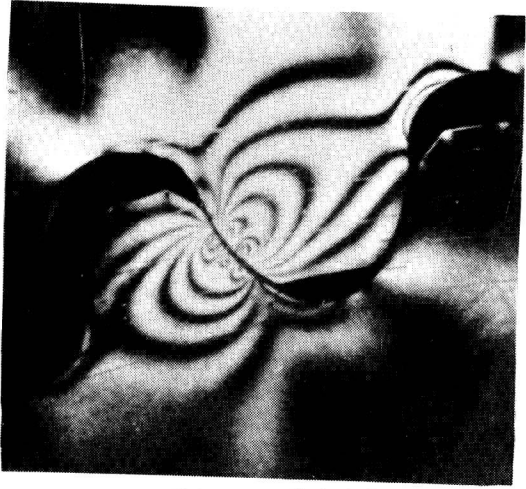


图 1.1.9 承载的 W-N 轮齿中主应力区的光弹测定照片

力区，一是表面接触应力，它是加载力从一个齿轮传递到与之啮合的另一个齿轮所引起的应力，此承载区域随着齿轮间的相互啮合而在齿廓上下移动；另一个主应力在承载悬臂梁

支承点的齿根圆角处，因此这一主应力又叫轮齿弯曲应力，图中的加载方向在右侧，故左侧齿根圆角处承受压应力，而右侧承受拉应力。失效分析证明：轮齿的弯曲疲劳断裂失效均发生在拉应力一侧。

图 1.1.9 是 W-N 齿轮在承载状态下的主应力区的光弹测定照片，主应力分布状态与渐开线齿轮相类似。

1.2.1 轮齿的接触应力

当轮齿表面啮合时所产生的最大剪应力多在接触区的下部次表面，当由摩擦而出现滑动时，此最大剪应力向表面移动，当滑动摩擦足够大时，最大剪应力移到表面。与此同时，滑动的后方部位将出现最大拉伸应力。最大拉伸应力和最大剪应力都是产生表面疲劳裂纹的动力。

根据赫兹理论，可求得滚动配对副的最大剪应力和它距表面深度的公式。如图 1.2.1 所示，设法向力 F_N 使两个半径相等、材料相同的滚子产生弹性变形，于是即出现一个宽度为 $2a$ 的接触面，如下式：

$$2a = 2.14 \sqrt{\frac{F_N}{l} \cdot \frac{R}{E}} \quad (2)$$

$$\text{其上的压应力 } P \text{ 为 } P = P_o \sqrt{1 - \frac{X^2}{a^2}} \quad (3)$$

$$\text{其中： } P_o = -0.59 \sqrt{\frac{F_N}{l} \cdot \frac{F}{R}} \quad (4)$$

式中： μ —泊松比（约为 0.3）；

l —滚子宽度；

R —滚子半径；

E —弹性模量；

X — X 轴的坐标值；

P_o —最大压应力；

由式(4)知，最大压应力(P_o)是在接触面的中点上 ($X=0$ 处)。

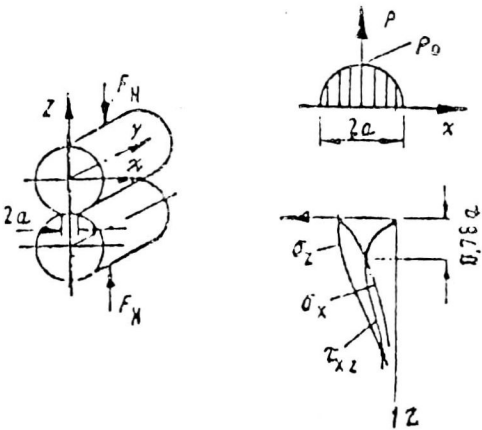


图 1.2.1 受静载作用的滚动副内的材料抗力。

由中点至边缘压应力逐渐下降到零。除表面外，在滚子内部也造成应力，由其大小和在 Z 轴上的分布可求出最大主应力 σ_z 和最小主应力 σ_x ，其值为：

$$\sigma_z = -P_o \frac{a}{\sqrt{a^2 + Z^2}} \quad (5)$$

$$\sigma_x = \frac{2P_o}{a} - \frac{P_o(a^2 + 2Z^2)}{a\sqrt{a^2 + Z^2}} \quad (6)$$

根据 σ_z 和 σ_x 可求得决定材料抗力的剪应力 τ_{xz} ：

$$\tau_{xz} = \frac{\sigma_z - \sigma_x}{2} \quad (7)$$

主应力和剪应力在 Z 轴上的分布情况如图 1.2.1 所示，最大剪应力处于表面下 Z_m 处，其值为：

$$Z_m = 0.786a \quad (8)$$

最大剪应力 τ_{max} 值和接触面上的最大压应力 P_0 之间的关系式为：

$$\tau_{max} = 0.3P_0 \quad (9)$$

齿轮接触副和滚子接触副类似，仍可用上述方法求出压应力和最大剪应力。

以上为材料承受静载荷下的应力状态，当材料承受磨擦载荷即动载荷时，则最大剪应力 τ_{max} 可由 *Bayer* 公式求得：

$$\tau_{max} = P_0 \sqrt{\frac{1}{4}(1-2\mu)\frac{a}{a+b} + f^2} \quad (10)$$

$$\text{或 } \tau_{max} = P_0 \sqrt{\frac{1}{4}(1-2\mu)\frac{b}{a+b} + f^2} \quad (11)$$

公式 (10) 用于在接触椭圆 a 轴方向上滑动副；公式 (11) 则用于在接触椭圆面 b 轴方向上滑动的接触副。可看出： τ_{max} 是随着摩擦系数 (f) 的增加而增加的。

当两个接触面之间有润滑油存在时，则可能产生一弹性流体动力润滑油膜，在这种情况下，润滑油流出一侧会形成一个压力峰，最大剪应力 τ_{max} 正处于这个峰值以下的 0.786a 处。

对于粗糙的表面，则可能出现所谓的“微观赫兹接触点”，其附近表面将形成应力极值，它与以上分析的应力相迭加就会引起金属表面或表层以下的疲劳断裂，或因接触区局部温升过高而造成胶合和拉伤。

1.2.2 轮齿的弯曲应力

轮齿的弯曲断裂强度一方面与齿根的最大应力有关，另一方面还与齿轮的几何形状、齿轮材质、加工与安装精度、载荷分布状态等因素有关。

齿轮的弯曲应力可用比较简单的 *Lewie* 公式加以描述：

按最危险状态考虑，假定由于扭矩所产生的总法向力 P_n 作用于齿顶，水平分力即圆周力为 P_t ，以 P_n 作用线与齿的对称线的交点 A 作为顶点，画一内接于齿廓的抛物线，

则此抛物线梁为等强度梁，抛物线与齿廓在齿根部分的切点 B 和 C 联起的截面即为危险断面，见图 1.2.2。由此，可推出弯曲应力为：

$$\sigma_w = \frac{P'_t l}{BS^2 / b} \quad (12)$$

式中： B —齿宽

S —危险断面处的齿厚

l —力臂长度

而 $P'_2 = P_n \cos \delta$, $P_t = P_n \cos \alpha$, 使 $\delta \approx \alpha$, (α 为压力角)

$$P_t = \sigma_w \frac{\beta^2}{6\alpha} Bm \quad (13)$$

$$\text{或 } P_t = \sigma_w Bmy \quad (14)$$

式中： y 为齿形系数，表示轮齿在几何形状上承受弯曲的能力，

$$\text{即 } y = \frac{\beta^2}{6\alpha} \quad \text{或} \quad y = \frac{S^2}{6lm} \quad (15)$$

内接抛物线可用作图法求得，在图 1.2.2 中： $BD \perp AB$, $DG = X$, $BC = S$, $AG = l$ 则由 $\triangle ABG \propto \triangle ADB$ 可得

$$X = \frac{S^2}{4l} \quad (16)$$

$$\text{那么 } Y = \frac{S^2}{6lm} = \frac{2}{3} \cdot \frac{X}{m} \quad (17)$$

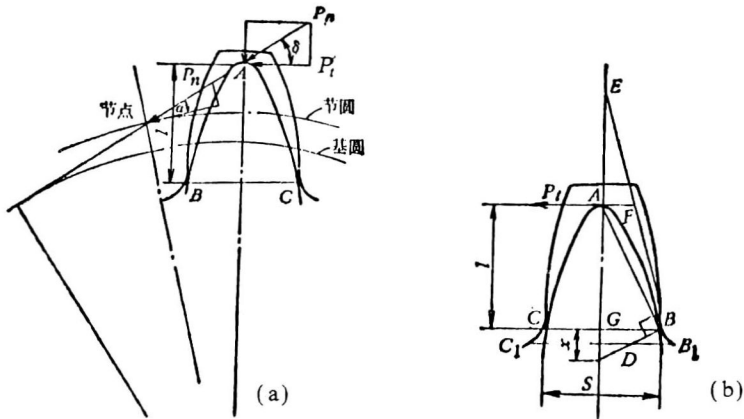


图1.2.2 齿根危险断面的位置及形状

a 直齿圆柱齿轮的危险断面位置

b 斜齿圆柱齿轮的危险断面位置

如果 $\overline{AE} = \overline{AG}$, $\overline{FE} = \overline{FB}$, 则能满足此条件的 B 点即为抛物线与齿廓的切点, 这一点 B 就是危险断面的位置。

危险断面的位置对弯曲应力有较大的影响, 这不仅与弯曲力臂的长短有关, 而且与断面齿厚的平方有关, 所以有各种不同的确定危险断面的位置和尺寸的方法。此外, 齿轮的齿数、变位系数、齿高系数、齿根过渡曲线形状和曲率半径等都对齿根危险断面有影响, 例如, 比较宽的斜齿圆柱齿轮 ($B > \frac{2.5m_n}{\sin\beta}$), 其危险断面就不象直齿那样沿着齿根, 而是与齿根倾斜一个角度, 并且危险断面呈曲边梯形, 断裂部位多发生在轮齿开始啮合端, 最终形成“角折断”(齿端断裂)。

2. 齿轮损伤与失效类型及其形成机理

齿轮失效的系统分析基础是失效类型的分类, 失效类型则由失效齿轮的形貌特征、失效过程和失效机理来确定。失效机理确定以后即可根据不同齿轮的具体情况确定失效原因并提出具体对策。齿轮损伤的系统分析与此相同。

重载齿轮失效的类型可划分为五大类: 磨损、表面疲劳、塑性变形、断齿以及其它损伤, 每一大类又可分为若干形式, 以便有更为明确的概念和辨别特征。

2.1 磨损

轮齿在啮合传动过程中, 其接触表面上的材料因摩擦而不断发生材料的损耗, 根据损耗的程度, 将磨损分为轻微磨损, 中等磨损, 过度磨损三类。根据磨损形成的机理和成因, 又可将磨损划分出粘着磨损、磨粒磨损、腐蚀磨损三大类。

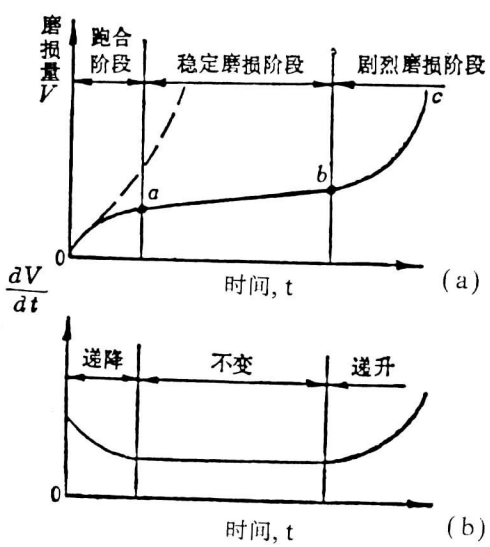


图 2.1.1 磨损曲线及磨损率曲线

和其它机械零件的磨损失效过程一

样, 轮齿磨损失效过程分三个阶段。图 2.1.1 (a) 为典型的磨损过程曲线, 图 2.1.1 (b) 表示该曲线的斜率, 即磨损率曲线。图中明确示出: 磨损分三个阶段, 即:

(a) 跑合磨损阶段 (图中 oa 段)

在齿轮副运转初期, 实际接触面积较小, 单位接触面积的实际载荷较大, 因此磨损率较大, 但随着跑合的进行, 轮齿表面的粗糙峰逐渐磨平, 实际接触面积增大, 磨损率递减。

(b) 稳定磨损阶段 (ab 段)

这一阶段磨损缓慢稳定, 磨损率保持不变, 属于正常工作阶段的磨损。

(c) 剧烈磨损阶段 (bc 段)

这一阶段磨损率急剧上升, 轮齿振动

和噪音增高，机械效率降低，精度丧失，最终导致齿轮完全失效。所以，又把这一阶段称为失效期。

2.1.1 粘着磨损

齿轮副啮合时，由于材料间相互焊合，轮齿材料由一个表面转移到另一个表面的现象，称为粘着磨损。

粘着磨损的形成通常是由于轮齿实际接触面积很小，接触峰点压力很高，啮合时润滑油膜破裂产生塑性变形，温度升高，导致接触峰点与另一齿面粘着焊合并随后的滑动时被剪切，从而使这部分材料向另一轮齿转移。此后出现粘着——剪切——再粘着的循环过程，最终引起粘着磨损。

当粘结点的强度小于齿轮副两基体金属的强度时，剪切发生在结合面上，这时产生轻微的粘着磨损；反之，当粘结点强度大于两基体金属强度时，剪切破坏发生在软金属的亚表层内，撕裂后的金属转移到硬金属的齿面上，并在随后的啮合过程中对软金属的轮齿表面形成擦伤或划伤。

当压力很大，接触表面局部温度较高，而且粘结点剪切强度比基体金属高，剪切发生在齿轮副一方或双方基体较深处时，则在滑动的条件下，粘结点撕裂形成胶合。根据 Archard 公式，可进行粘着磨损的计算。

设表面粘结点均为半径 r 的圆形，如果峰点接触处于塑性变形状态，则每个粘结点承受的载荷为 $\pi r^2 \sigma_s$ (σ_s 为软材料的抗压屈服强度)，当滑动距离为 $2r$ 时，表面能完全擦过每个粘结点，假定转移的磨屑为半球形，则产生的磨损体积为 $\frac{2}{3} \pi r^3$ ，则单位滑动距离的磨损体积为：

$$\frac{dV}{dL} = \sum \frac{\frac{2}{3} \pi r^3}{2r} = \frac{1}{3} \sum \pi r^2 = \frac{\pi r^2}{3} \cdot n \tag{18}$$

式中： n —全部接触点数目，总载荷 W 为：

$$W = \pi r^2 \sigma_s \cdot h \tag{19}$$

由式 (18) 及 (19) 可得：

$$\frac{dV}{dL} = \frac{W}{3\sigma_s} \tag{20}$$

因为不是全部接触点都产生磨屑，因此引入磨损系数 k 表示每个粘结点形成磨屑的概率。

$$\text{则} \quad \frac{dV}{dL} = k \frac{W}{3\sigma_s} \tag{21}$$

Rowe 考虑了表面膜的影响，对式 (21) 作进一步修正得：

$$\frac{dV}{dL} = km\beta \cdot \frac{W}{3\sigma_s} \tag{22}$$

式中， m —与金属材料有关的特性数； β —润滑剂特性数，它代表润滑膜的破损量，润滑条件好时， β 值较小。