



齿轮设计
丛书

CHILUN SHEJI
CONGSHU

渐开线圆柱齿轮
强度计算与结构设计

413

潘祖尧 杨晓华 王书海 编著 机械工业出版社

齿 轮 设 计 丛 书

渐开线圆柱齿轮 强度计算与结构设计

龚淮义 陈式椿 王永洁 编著



机 械 工 业 出 版 社

本书介绍目前在国际上较为普遍采用的渐开线圆柱齿轮强度计算方法, 阐明了计算原理, 有关参数选择及齿轮结构。

本书主要内容包括齿面接触强度、齿根弯曲强度及齿面胶合承载能力的计算, 并附有足够的图表及例题, 便于读者学习和参考使用。书中所介绍的方法与国标齿轮承载能力计算方法、ISO 齿轮强度计算方法是一致的。

本书可供从事齿轮设计、制造的工程技术人员及大专院校师生参考。

齿轮设计丛书
渐开线圆柱齿轮强度计算与结构设计
龚澍义 陈式椿 王永洁 编著

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南里一号)
(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

中国农业机械出版社印刷厂印刷
新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{32}$ · 印张 $14 \frac{1}{4}$ · 字数 312 千字
1986年2月北京第一版·1986年2月北京第一次印刷
印数 0,001—6,320 · 定价 2.95 元

统一书号: 15033 · 6114

《齿轮设计丛书》

出版说明

齿轮是应用非常广泛的重要传动元件。随着科学技术的飞跃发展，对齿轮传动提出了越来越高的要求。为适应形势的需要，总结、介绍国内外先进经验与技术，特决定组织出版这套《齿轮设计丛书》，以利提高我国齿轮设计、生产水平。

本丛书内容包括：齿轮啮合原理、齿轮传动的精度理论、各类齿轮传动（包括特种齿轮）和各类蜗杆传动的设计、齿轮的试验技术与设备等等。内容着重于介绍设计的理论基础、设计方法、设计参数以及数据的分析选择等，力图满足齿轮传动设计者的需要。因此，本丛书主要供从事齿轮设计、制造工作的工程技术人员参考。丛书将分若干分册陆续出版。

由于水平有限，书中难免有错误和不妥之处，欢迎读者批评指正。

前 言

随着生产和科学技术的进步, 齿轮正朝着高速重载方向发展, 要求齿轮具有重量轻、体积小、噪声低、大的承载能力和高的运转速度, 因此必须改进齿轮材料的机械性能, 提高齿轮制造精度。相应的则必须有一套精确计算齿轮承载能力的方法, 以满足上述的要求。

齿轮传动的应用有着悠久的历史, 远在我国晋代所记载的记里鼓车中就应用了齿轮传动, 许多古老的农业机械中也可以见到齿轮传动机构。由于生产条件的限制, 古老的齿轮多为木制, 承载能力低, 轮齿形状也不能满足运动的要求, 只能用于极低的速度。随着冶炼技术的发展, 出现了浇铸的金属齿轮, 提高了强度。继机械制造业的发展, 出现了切削加工的金属齿轮, 并对齿形进行了研究, 这就大大提高了齿轮承载能力和运转精度, 成为目前用得最广泛的一种机械传动。齿轮传动传递的功率可达数万甚至十万马力, 圆周速度可达 200m/s , 直径可达数十米。

目前, 齿轮广泛使用渐开线齿形, 这种齿形已有二百多年历史, 在这期间, 渐开线齿轮的强度计算由粗而精, 由简单而复杂。早期只有弯曲强度计算, 以后逐渐出现接触强度和胶合强度计算。到目前为止, 齿轮强度计算方法不下数十种, 较有影响的齿轮强度计算方法大致有下列数种:

1. 国际标准化组织 (International Organization for Standardization, 简称ISO) 算法;
2. 德国工业标准 (Deutsche Industrie-Norm, 简称 DIN)

计算法:

3. 美国齿轮厂商协会 (American Gear Manufacturers Association, 简称AGMA) 计算法;
4. 日本齿轮工业协会 (Japan Gear Manufacturers Association, 简称JGMA) 计算法;
5. 英国标准 (British standard, 简称BS) 计算法;
6. 苏联国家标准 (Государственные Общесоюзные Стандарты СССР, 简称ГОСТ) 计算法;
7. 尼曼 (G.Niemann, 西德) 计算法;
8. 彼德罗谢维奇 (А. И. Петрусевич, 苏联) 计算法;
9. 库德略夫采夫 (В. Н. Кудрявцев, 苏联) 计算法。

各种齿轮强度计算的基本理论都是相同的, 并且都是计算齿面的接触应力和齿根弯曲应力, 但对考虑影响齿轮强度的因素不尽相同。在上述的有些方法中, 如ISO、DIN、AGMA、Кудрявцев、Петрусевич等还提供了齿面胶合强度的计算方法。

齿轮除了采用渐开线齿形外, 在五十年代还出现了以圆弧作为齿形的齿轮, 称圆弧齿轮。近二十年来, 在冶金、矿山、化工及起重运输机械的齿轮传动中得到应用, 近几年来又逐渐由单圆弧齿轮发展为双圆弧齿轮。

建国以来直至七十年代中期, 我国齿轮强度计算一直沿用苏联四十年代的方法, 至今仍在许多工、矿和设计部门使用。目前, 齿轮强度计算方法已发生了很大的变化, 旧方法已不能适应新形势的需要。为了跟上时代的步伐, 促进我国和国际上的技术交往, 更快实现我国的四个现代化, 本书将介绍先进的齿轮强度计算方法。

我国已参加国际标准化组织 (ISO), 并参照ISO的齿轮

强度计算标准制订了我国渐开线圆柱齿轮承载能力计算的国家标准 (GB 3480-83)。本书介绍的齿轮强度计算方法将以 ISO/DP6336-1980 和 GB3480-83 为基础, 提供齿面接触强度、齿根弯曲强度及齿面胶合承载能力的计算方法。书中对主要公式进行了推导, 阐述了有关系数的含义和取值, 并附有算例。最后, 简要介绍了齿轮的结构设计。

本书由哈尔滨工业大学 龚澹义 (一、二、七、八章)、陈式椿 (三、四章)、王永洁 (五、六章) 等同志编著, 由龚澹义主编, 并经北京钢铁学院余梦生同志审阅。限于水平, 书中缺点和错误在所难免, 恳请读者批评指正。

目 录

前 言

第一章 齿轮的失效方式	1
一、齿面失效	2
1. 疲劳点蚀	2
2. 齿面胶合	5
3. 磨损	8
4. 齿面塑性变形	9
二、整体失效	9
1. 轮齿折断	9
2. 塑性变形	10
第二章 齿轮的材料和热处理	12
一、锻钢或轧制钢材	12
1. 正火、调质	12
2. 整体淬火	17
3. 表面淬火	18
4. 化学热处理	19
二、铸钢	21
三、铸铁	21
四、非金属材料	22
第三章 轮齿载荷	23
一、圆柱齿轮传动的载荷	23
1. 名义载荷	25
2. 计算载荷	28
3. 短期过载载荷	30
4. 不稳定载荷	31
二、使用系数 K_A	34

三、动载系数 K_v	35
1. 小齿轮临界转速 n_{H1}	39
2. 临界转速比 N	54
3. 动载系数 K_v 的确定	55
4. 亚临界区($N \leq 0.85$)内动载系数的简化计算	63
四、齿向载荷分布系数 K_β	68
1. 啮合齿向误差 $F_{\beta\gamma}$ 的确定	72
2. 接触强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 的确定	81
3. 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$ 的确定	85
4. 胶合承载能力计算的齿向载荷分布系数 $K_{B\beta}$ 的确定	88
5. 确定 K_β 的步骤	88
6. 齿向载荷分布系数 K_β 的简化计算	88
五、齿间载荷分配系数 K_α	96
1. 接触强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 的确定	99
2. 弯曲强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$ 的确定	105
3. 影响胶合承载能力的齿间载荷分配系数 $K_{B\alpha}$ 和螺旋线载荷分布系数 $K_{B\gamma}$ 的确定	105
第四章 圆柱齿轮传动的接触强度计算	110
一、圆柱齿轮齿面接触应力	111
二、齿面节点接触应力 σ_H	116
1. 节点接触应力计算公式	116
2. 齿面节点接触应力公式的各项主要参数	121
三、单对齿啮合区下界点(B点)的接触应力	128
四、齿面许用接触应力 σ_{HP}	132
1. 试验齿轮的接触疲劳极限应力 σ_{Hlim}	132
2. 许用接触应力 σ_{HP}	134
3. 许用接触应力的各项系数	135
五、齿面接触强度计算	145

1. 齿面接触疲劳强度计算	145
2. 齿面接触过载静强度计算	146
第五章 圆柱齿轮传动的齿根弯曲强度计算	161
一、齿根应力状态	162
1. 危险截面的形状	162
2. 危险截面的位置	163
3. 危险截面上的应力分析	165
4. 产生最大齿根应力时的载荷作用位置	172
二、齿根应力计算公式	177
1. 齿根应力 σ_F 的计算公式推导	178
2. 齿根应力公式中各项系数的确定	183
三、许用齿根应力 σ_{FP}	217
1. 试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限应力 σ_{Flim}	218
2. 试验齿轮的应力修正系数 Y_{st}	223
3. 弯曲强度计算的寿命系数 Y_{NT}	223
4. 相对齿根圆角敏感系数 Y_{rel}	225
5. 相对齿根表面状况系数 Y_{Hrel}	233
6. 尺寸系数 Y_X	236
四、齿根弯曲强度计算	238
1. 稳定载荷下的弯曲疲劳强度计算	238
2. 不稳定载荷下的弯曲疲劳强度计算	238
3. 短期过载弯曲强度计算	240
附录A 用齿条刀加工的外齿轮齿形系数 Y_F	
公式中 S_{Fn} 、 σ_{Fen} 、 l_{Fe} 及应力修正系数 Y_σ 公式	
中 σ_F 计算式的推导	261
1. 辅助计算	261
2. 危险截面弦齿厚 F_n	266
3. 单对齿啮合区上界点的法面载荷作用角 σ_{Fen}	267
4. 弯曲力臂 l_{Fe}	270

5. 齿根危险截面处过渡曲线的曲率半径 ρ_F	271
附录B ISO/TC60对齿轮材料质量与热处理的检验要求	272
第六章 胶合强度计算	281
一、各种齿面胶合承载能力计算方法概述	282
1. 油膜法	282
2. 摩擦功法	285
二、油膜厚度法	290
1. 油膜厚度计算公式	291
2. 油膜厚度计算式在齿轮上的应用	292
3. 节点处油膜厚度的意义和计算	299
4. 膜厚比 λ 和胶合判据	302
三、表面瞬时温升计算	309
四、瞬时接触温度计算法	320
1. 瞬时接触温度准则	321
2. 齿面瞬时温升 θ_{f1} 的计算	322
3. 瞬时接触温度法的胶合强度计算	336
五、平均温度计算法	348
1. 平均温度准则	348
2. 齿面平均温度 θ_{int} 的计算	349
3. 胶合强度计算	356
附录C 平均瞬时温升 θ_{flint} 近似计算式和	
重合度系数 X_H 计算式的推导	364
第七章 齿轮传动强度计算步骤	374
一、齿轮强度初步计算	375
1. 接触强度初步计算公式	375
2. 弯曲强度初步计算公式	377
二、齿轮主要参数选择	378
1. 齿数 z_1 和模数 m_n	378
2. 齿宽系数 ψ_d	381

3. 螺旋角 β	382
4. 变位系数 x	382
5. 安全系数 S	386
三、齿轮强度计算步骤	387
四、计算示例	389
第八章 齿轮的加工和结构	431
一、齿轮加工	431
1. 仿形法	431
2. 范成法	433
3. 对滚法	435
二、齿轮结构	437
1. 齿轮轴	437
2. 整体齿轮	438
3. 辐板式齿轮结构	438
4. 轮辐式齿轮结构	440
5. 装配式齿轮结构	440
6. 焊接齿轮结构	441
参考文献	444

第一章 齿轮的失效方式

齿轮传动广泛应用于各个部门,其工作环境、载荷性质以及齿轮的材料和热处理都不相同。不同的条件对齿轮强度有着不同的影响,失效形式也不同。因此,设计齿轮传动时,必须考虑具体情况,分析其失效形式,确定所采用的计算公式及有关参数,才能保证在具体条件下齿轮的正常工作。

齿轮传动有开式和闭式之分。开式传动的齿轮是裸露在外,没有防尘设备,润滑条件差,很易出现磨粒磨损,只适用于低速简易设备的传动中,如搅拌机、冲床等。闭式传动的齿轮是放在经过精确加工、封闭严密的箱体内部,可以防止灰尘和脏物侵入,润滑条件好,所以得到广泛应用。

齿轮传动按节点速度可分为低速、中速、高速传动。速度的分界没有严格的规定,一般认为 $v \leq 3 \text{ m/s}$ 为低速; $3 \text{ m/s} < v \leq 15 \text{ m/s}$ 为中速; $v > 15 \text{ m/s}$ 为高速。随着科学技术的发展,齿轮速度越来越高,速度分界也会发生变化,如 AGMA 就认为 $v > 25 \text{ m/s}$ 才算高速。提高齿轮的速度将引起额外的动载荷,如冲击、振动等,这些,对轮齿的各种强度将产生很大影响。

齿轮按精度分为12级,一般称 1~6 级为高精度齿轮; 8 级以下为低精度齿轮; 7、8 级为一般精度齿轮,用得比较广泛。齿轮精度高低将影响动载荷的大小及齿面载荷分布的均匀程度,从而影响强度,特别是高速时。一般对高速齿轮传动必须选用高精度齿轮,如航空用齿轮,齿轮精度多为 6 级

以上。

齿轮一般用钢材制作，并进行各种热处理以提高齿面和齿根强度，因此有硬齿面和软齿面齿轮。当硬度 $HB \leq 350$ 时为软齿面；硬度 $HB > 350$ 时为硬齿面。目前趋向于采用硬齿面，以提高强度，减轻重量，缩小尺寸。但对大型齿轮，热处理和磨削都较困难，多用软齿面；一般不重要齿轮，也用软齿面。

齿轮的失效主要是指轮齿的失效。至于轮缘、轮辐和轮毂部分也会失效，但属于一般强度计算，有成熟的经验公式，本书不再介绍。

一、齿面失效

齿轮在工作过程中，齿面承受重复的接触载荷，其应力大小随啮合位置而改变；同时，由于齿面存在滑动（除节点啮合外），因此齿面又有因摩擦产生的剪切应力。在这些应力的作用下，齿面出现各种失效形式，导致齿轮不能正常工作。常见的齿面失效形式有齿面疲劳点蚀、齿面磨损、胶合及齿面塑性变形等。

1. 疲劳点蚀

当齿面的循环接触应力超过材料疲劳极限时，在齿面或离齿面一定深度处产生微细裂纹。裂纹逐渐扩展，微小金属片从齿面脱落形成凹坑，此现象称“点蚀”。点蚀在靠近节线的下侧出现较多，如图1-1所示。

有的点蚀在齿轮运转不久后就发生，但继续运转后就停止发

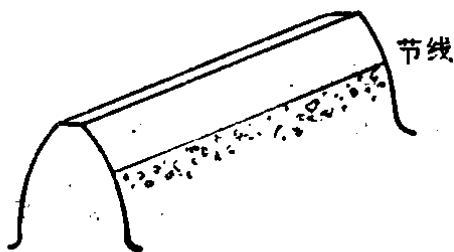


图1-1 齿面点蚀

展，这种现象称“初始点蚀”，也有称“非扩展性点蚀”。它常在制造精度较低，表面粗糙度较大的软齿面齿轮上产生，特别在偏载的情况下更易发生。出现这种点蚀的原因是由于载荷集中在齿面的局部凸起处，使该处的应力超过疲劳极限而发生点蚀，但齿面经跑合后，接触面积增大，使载荷分布趋于均匀，应力降到疲劳极限以下，点蚀也就停止发展。这种类型的点蚀凹坑一般很小，齿轮仍可正常工作。

另一种点蚀通常是在节线附近的齿根部分出现，初始点蚀后虽经齿面跑合但齿面应力仍超过材料的疲劳极限，点蚀凹坑的数量和大小不断扩大，这种现象称“扩展性点蚀”。它使齿面磨损加剧，齿形变坏，振动和噪音明显增大，导致齿轮失效。严重时，从点蚀凹坑开始龟裂，引起断齿。硬齿面齿轮通常出现扩展性点蚀。

出现点蚀的原因是由于材料表面疲劳引起的。在循环接触应力的作用下，表面产生初始微小裂纹是由于金属晶粒滑移形成的，这对任何一种疲劳破坏都是一样的。由于齿面存在滑动，裂纹总是沿摩擦力方向出现的，如图 1-2 所示。这可以用接触点表面材料塑性流动来解析，并得到试验的证实。

在出现裂纹并确定其方向后，裂纹如何扩展而出现点蚀，则与裂纹在齿面的位置和润滑油有关。图 1-3 所示两个圆滚子 1、2，接触点速度为 v_1 、 v_2 ，而 $v_1 > v_2$ 。由于有滑动，表

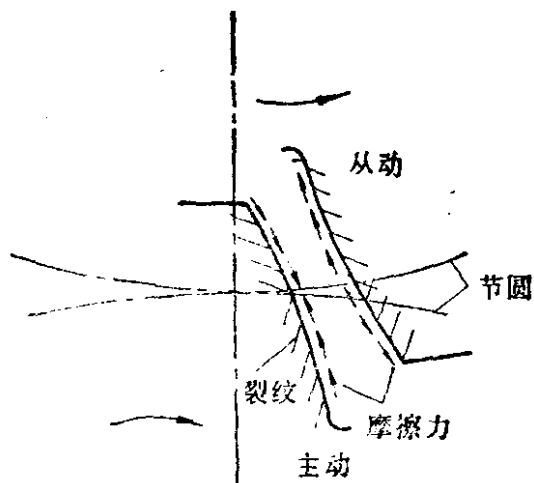


图 1-2 齿面裂纹方向

面存在摩擦力，其方向及裂纹方向如图 1-3 a 所示。滚子 1 的速度 v_1 大，称追越面；滚子 2 的速度 v_2 小，称为被追越面，在滚子之间充满润滑油并进入裂纹。从图中可以看出两滚子表面都是由右至左依次接触，对被追越面（滚子 2）来说，接触点移动时，裂纹口先接触，把口堵住（图 1-3 b），使裂纹内的油产生高压，而裂纹底部又存在很大的应力集中，因此使裂纹不断扩展。对追越面（滚子 1）来说，当接触点移动时，是从裂纹腹部移向裂纹口，把油挤出，裂纹内油压低，因此裂纹不再扩展。润滑油的粘度越低，裂纹扩展越快。齿面啮合过程与上述滚子相似，齿根是被追越面，齿顶是追越面，因此齿根的裂纹容易扩展出现点蚀。

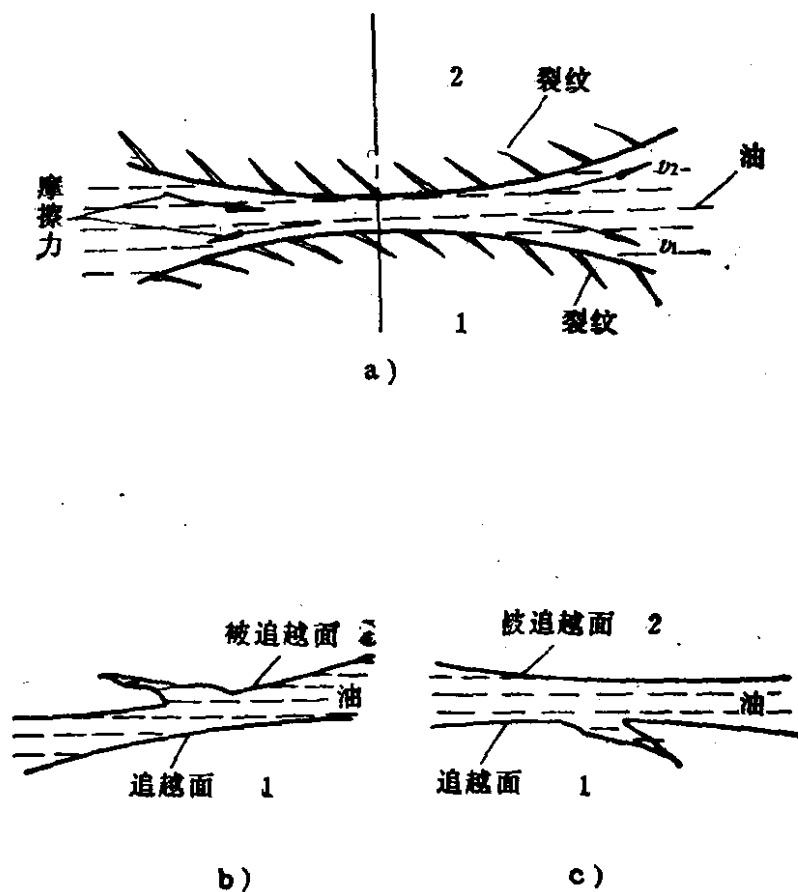


图1-3 点蚀的形成

从两滚子试验结果可以看出摩擦系数与滑动速度之间的关系,当两滚子纯滚动时,摩擦系数较小,当滑动速度增加时,摩擦系数开始增加至某一最大值,滑动速度继续增加,摩擦系数反而下降,滑动速度再增加,摩擦系数保持不变。所以齿轮啮合在节点附近的摩擦系数最大,而在单对齿啮合区下界点接触应力最大,所以点蚀常发生在节点与单齿对啮合区下界点之间,这与实际点蚀出现的位置是一致的。

根据上面的分析,点蚀的特点大致可以归纳如下:

(1) 点蚀是由齿面或齿面以下很浅处的疲劳裂纹扩大所致。疲劳裂纹与齿面的接触应力和摩擦力有关,裂纹延伸方向与摩擦力方向相反;

(2) 发生点蚀与润滑油粘度有关,油的粘度越低,越易出现点蚀;

(3) 点蚀发生在被追越表面,在轮齿上绝大多数发生于齿根靠近节线附近;

(4) 表面粗糙度低的表面不易发生点蚀;

(5) 热处理对材料抗疲劳性能,即对点蚀有明显的影响;

(6) 对开式传动,因润滑不良、有严重的磨粒磨损,所以不出现点蚀或出现后停止扩展。

2. 齿面胶合

齿面胶合是接触齿面出现局部熔焊并沿滑动方向撕开形成沟痕的现象(图1-4)。

齿面胶合可能发生在低速($v < 4 \text{ m/s}$)的齿轮传动中,多是由于轮齿接触不良,或齿面几何形状不规则造成齿面间局部压力过大,不能形成完好的润滑油膜;或由于润滑油粘度太低,不能形成足够的油膜厚度,导致齿面间金属直接接触,