

标准分享网
www.bzfxw.com

机械工程标准手册

齿轮传动卷

《机械工程标准手册》编委会 编



中国标准出版社

机械工程标准手册

齿轮传动卷

《机械工程标准手册》编委会 编

中国标准出版社

责任编辑 段 方
封面设计 张晓平
版式设计 李 玲
责任校对 马 涛
责任印制 邓成友

图书在版编目 (CIP) 数据

机械工程标准手册. 齿轮传动卷 / 《机械工程标准手册》编委会编. —北京: 中国标准出版社, 2002

ISBN 7-5066-2830-9

I. 机… II. 机… III. ①机械工程—标准—中国
手册②齿轮传动—标准—中国—手册 IV. TH-65

中国版本图书馆CIP数据核字 (2002) 第048569号

中国标准出版社出版

北京复兴门外三里河北街16号

邮政编码 100045

电话 68523946 68517548

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

开本 787×1092 1/16 印张 44³/₄ 字数 1 483 千字

2003年4月第--版 2003年4月第--次印刷

*

印数 1·2 500 定价 108.00 元

*

网址 www.bzchs.com

版权专有 侵权必究

举报电话:(010)68533533

京西工商广临字 200303018号

《机械工程标准手册》编委会

主任 汪 恺 张健全

副主任 杨晓蔚 黄 雪 刘国晋

主 审 余庭和 顾尚劲 刘巽尔 李 洪

编 委 (按姓氏笔画为序)

丁卫平	王东岳	王曼宁	方效良	毛曙光
尹则璞	刘新德	许发樾	孙国光	朴东光
曲言诚	安 珣	杨东拜	张元国	张长伍
张民安	张启明	张明圣	张咸胜	李安民
李邦协	李晓滨	李维荣	李榆生	陈光权
陈明良	陈俊宝	武 榕	林江海	胡觉凡
孟祥宾	明翠新	金世燕	查国兵	赵占京
高天真	郭 汀	段 方	段 炼	秦书安
贾洪艳	梁丰收	郭宝霞	葛晨光	薛恒明

《机械工程标准手册》编辑部

主任 段 炼

副主任 段 方

成 员 (按姓氏笔画为序)

易 彤 郭 丹 胡 鲲 黄 栩
黄 辉 韩基新

《机械工程标准手册 齿轮传动卷》

编写委员会

主 编 张民安

副主编 张元国 段 方 王文英

主 审 许洪基

编写人 牛长根 张一实 张民安 马 广 张 伟

张元国 王学武 郝满朝 黄华明 许建中

李 刚 吕泮功 杜建峰 胡燕齐 袁和相

陶曼晞 毕欣莉 马润梅 陶 冶 陈 渊

刘世军 周明英 任再钧 杨星原 郭晓群

范乃则 刘新状 高红梅 王 伟 吴荆平

李 峰 段 楠 王文英

前言

标准化是实现社会化、集约化生产的重要技术基础,是加快技术进步、推进技术创新、加强科学管理、提高产品质量的重要保证,是协调社会经济活动、规范市场秩序、联结国内外市场的重要手段。在企业的经营活动中推行标准化,贯彻实施标准,对提高企业管理水平和产品质量,降低成本,提高效率,增强竞争能力,具有十分重要的意义。

回顾我国机械工业标准化工作的发展历程,成就斐然。特别是在“九五”期间,标准制修订速度不断加快,标准数量不断增加,采标比例不断上升,技术水平不断提高。然而,面对品种繁多、内容浩瀚、新旧版本不一的标准文本,使用者如何快速、准确、系统、全面地了解、掌握和应用,已成为标准贯彻实施工作中亟待解决的难题。鉴于此,我们编委会组织行业技术力量编纂了这套大型丛书《机械工程标准手册》,旨在为繁荣经济、振兴机械工业、提高产品质量服务。

本手册由机械基础、零部件、工艺技术和通用产品四部分构成,每部分由若干卷组成。手册从满足现代设计、生产和使用的实际需要出发,对现行国家标准、行业标准,以及尚未转化的国际标准、国外先进标准的技术内容进行了系统提炼和有机整合,集中

反映了我国机械工业标准化和国际标准化的最新成果。手册以定量介绍为主,注重结论性技术内容的优选和资料的可查性;根据实际工作的需求,对标准应用的难点和要点进行了扼要的表述,强调对实际工作的指导性。手册内容力求“科学、准确、简明、实用”,在深度和广度上充分满足各专业对标准的需求,是广大工程技术人员的必备工具书。

本手册由200多名长期从事机械工业标准化工作的专家、学者编写而成。在实际工作中,他们掌握了本专业标准的第一手资料,具有丰富的专业知识和较高的编写水平,这为保证手册的时效性、实用性、系统性和权威性奠定了重要基础。

在《机械工程标准手册》的策划和编写过程中,得到了许多单位和有关人员的大力支持,在此表示衷心感谢。由于编写水平所限,错误与疏漏之处,敬请广大读者批评指正。

《机械工程标准手册》编委会

2002年12月

出版说明

《机械工程标准手册》是我社组织编写和出版的大型科技丛书。本书是《机械工程标准手册》丛书零部件部分中的一卷,由术语代号、渐开线圆柱齿轮传动、锥齿轮及准双曲面齿轮传动、蜗杆传动、小模数齿轮传动、圆弧圆柱齿轮传动、齿轮装置性能测试、齿轮热处理质量检验八篇43章组成。全书共涉及国家标准56项,行业标准12项,国外先进标准1项。

本书在编写原则和形式上,主要体现以下几点:

1. **选材范围** 选材取自截至本书出版日期之前发布的现行国家标准、行业标准,尚未转化的最新国际标准和有代表性的国外先进标准,以及标准修改通知单等。

2. **叙述形式** 对所述内容尽量采用图表和公式的形式表示。当书中的章或节涉及某一标准时,则在该章或节的文字叙述中指出相应的标准编号和标准名称。

3. **标准编号** 标准的属性及编号均以国家和行业公布的最新结果为准,如强制性国家标准代号为GB,推荐性国家标准代号为GB/T,标准的年号采用四位数。对于原国家标准调整为行业标准且未出版正式文本的,均采用新的编号。

4. **目录和索引** 目录的编排是根据标准体系和专业特点而设置的,层次分为篇、章、节等。章的编号在书中连续,不受篇的限制。考虑到不同读者的需求,在书后给出了根据本书涉及的所有标准而编排的索引,索引包括标准编号、标准名称和所在章节的编号。如章节号2-3表示在本卷的第2章第3节。

5. **各部分的衔接** 在注重标准体系完整性的同时,本卷尽可能不涉及其他卷的技术内容。为了节省篇幅,避免重复,在篇与篇、章与章之间,采用参见的方式,引导读者参阅其他有关内容。

6. **数据** 所有符号、数据、公式和插图等均来源于标准,忠实于标准,并根据标准内容修改信息给予及时的修改和补充。

7. **术语** 采用国家标准和行业标准中规定的术语,并尽量与全国科学技术名词审定委员会公布的最新结果相一致。

8. **量与单位** 量和单位符合GB 3100~3102 1993的规定,使用国家法定计量单位。遇有特殊情况,则以注的形式说明。

《机械工程标准手册》编辑部

2002年12月

目 录

前言		2.2 术语定义和代号	62
出版说明		2.3 标准基本齿条齿廓	63
概 论	1		
第一篇 术语代号			
第1章 几何要素代号			
1 主代号	11		
2 复合主代号	12		
3 角标	12		
第2章 齿轮术语			
1 一般定义	14		
2 圆柱齿轮和圆柱齿轮副	28		
3 锥齿轮、准双曲面齿轮及其齿 轮副	35		
4 蜗杆副	42		
5 其他类型的齿轮和齿轮副	47		
6 谐波齿轮传动一般定义	48		
7 常用的谐波齿轮传动	50		
8 波发生器	51		
9 柔性齿轮	52		
10 刚性齿轮	52		
11 输入轴、输出轴联接	53		
12 行星传动	53		
第二篇 渐开线圆柱齿轮传动			
第3章 基本规定			
1 模数系列	61		
2 基本齿廓	62		
2.1 应用	62		
第4章 齿轮精度			
1 构成	64		
2 适用范围与使用中应注意的 问题	64		
2.1 适用范围	64		
2.2 使用中应注意的问题	64		
3 偏差的定义和代号	65		
4 精度等级及其选择	69		
4.1 精度等级	69		
4.2 精度等级的选择	69		
5 齿轮检验与公差	71		
5.1 公差或极限偏差值	71		
5.2 齿轮检验	92		
6 轮齿同侧齿面的检验	93		
6.1 符号及相关的术语	93		
6.2 齿轮的检验项目	94		
6.3 偏差位置的识别	95		
6.4 单个齿距和齿距累积偏差 的检验	95		
6.5 齿距累积偏差 F_{pk} 和 F_p 的 确定	98		
6.6 关于齿距偏差测量和对其 结果评价的一些说明	99		
6.7 齿廓偏差的检验	100		
6.8 螺旋线偏差的检验	103		
6.9 切向综合偏差的检验	105		
7 径向综合偏差、径向跳动、齿厚和 侧隙的检验	110		
7.1 符号、相关项目和定义	110		
7.2 径向综合偏差的测量	113		

7.3 径向跳动的测量、偏心量的确定	114	3.2 测量	150
7.4 齿厚、公法线长度和跨球(圆柱)尺寸的测量	118	3.3 测量结果的处理	150
7.5 齿轮的公差和配合	121	4 齿距误差的检验	151
8 齿轮坯、轴中心距和轴线平行度	122	4.1 测量方法、原理和仪器	151
8.1 符号和定义	122	4.2 测量	151
8.2 齿轮坯的精度	123	4.3 测量结果的处理	152
8.3 中心距和轴线平行度	126	5 齿圈径向跳动的检验	157
9 表面结构和轮齿接触斑点	128	5.1 测量方法、原理和仪器	157
9.1 符号和定义	128	5.2 测量	158
9.2 表面结构	130	5.3 测量结果的处理	158
9.3 齿轮齿面表面粗糙度的测量	132	6 公法线长度变动的检验	158
9.4 轮齿接触斑点的检验	133	6.1 测量仪器和测量原理	158
第5章 齿条精度		6.2 测量	159
1 定义和代号	137	6.3 测量结果的处理	159
2 精度等级、公差组及其组合	141	7 齿形误差的检验	159
2.1 精度等级	141	7.1 测量方法、原理和仪器	159
2.2 公差组	141	7.2 测量	160
2.3 公差组合	141	7.3 测量结果的处理	161
3 齿坯要求	141	8 基节偏差的检验	162
4 齿条检验与公差	141	8.1 测量方法、原理和仪器	162
4.1 检验组	141	8.2 测量	163
4.2 公差	141	8.3 测量结果的处理	163
5 齿条副的检验与公差	143	9 齿向误差的检验	164
5.1 齿条副的使用和安装	143	9.1 测量方法、原理和仪器	164
5.2 齿条副的检验	143	9.2 测量	164
5.3 公差	143	9.3 测量结果的处理	165
6 侧隙	143	10 接触线误差的检验	165
6.1 侧隙种类	143	10.1 测量方法、原理和仪器	165
6.2 齿厚极限偏差	143	10.2 测量	166
7 图样标注	144	10.3 测量结果的处理	166
第6章 齿轮精度检验		11 轴向齿距偏差的检验	167
1 符号代号	146	11.1 测量方法、原理和仪器	167
2 单面啮合综合误差的检验	146	11.2 测量	167
2.1 测量方法、原理和仪器	146	11.3 测量结果的处理	168
2.2 测量	147	12 螺旋线波度误差的检验	169
2.3 测量结果的处理	149	12.1 测量方法、原理和仪器	169
3 双面啮合综合误差的检验	149	12.2 测量	170
3.1 测量方法、原理和仪器	149	12.3 测量结果的处理	171
		13 齿厚的检验	171
		13.1 测量方法、原理和仪器	171
		13.2 测量	172

13.3	测量结果的处理	174
14	整体误差的检验	176
14.1	测量方法、原理和仪器	176
14.2	测量	176
14.3	测量结果的处理	179
15	齿轮副单啮综合误差的检验	181
15.1	测量方法、原理和仪器	181
15.2	测量	182
15.3	测量结果的处理	183
16	齿轮副接触斑点的检验	183
16.1	测量方法、原理和仪器	183
16.2	测量	183
16.3	测量结果的处理	184
17	齿轮副侧隙的检验	184
17.1	测量方法、原理和仪器	184
17.2	测量	185
17.3	测量结果的处理	186

第7章 齿轮轮齿磨损和损伤术语及失效判据

1	齿轮轮齿磨损和损伤术语、特征、起因及预防措施	187
1.1	齿面耗损的迹象	187
1.2	胶合	198
1.3	永久变形	201
1.4	齿面疲劳现象	206
1.5	裂缝和裂纹	212
1.6	轮齿折断	216
2	重载齿轮失效判据	226
2.1	主要代号	226
2.2	重载齿轮的分类	226
2.3	磨损失效的判据	226
2.4	点蚀失效的判据	226
2.5	剥落失效的判据	227
2.6	胶合失效的判据	227
2.7	塑性变形失效的判据	227
2.8	轮齿折断、裂纹失效的判据	227
2.9	重载齿轮传动噪声和振动的监测	227
2.10	重载齿轮失效的检查方法	228

第8章 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法

1	可靠性与安全系数	229
2	主要代号	230
3	齿面接触强度校核计算	233
3.1	计算公式	233
3.2	切向力、转矩、功率	234
3.3	使用系数 K_A	234
3.4	动载系数 K_v	236
3.5	接触强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$	240
3.6	接触强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$	249
3.7	轮齿刚度 c' 、 c_Y	250
3.8	节点区域系数 Z_H 、 Z_D 、单对齿啮合系数 Z_H 、 Z_D	252
3.9	弹性系数 Z_F	254
3.10	接触强度计算的重合度系数 Z_ϵ	255
3.11	接触强度计算的螺旋角系数 Z_β	255
3.12	试验齿轮的接触疲劳极限 σ_{Hlim}	256
3.13	润滑油膜影响系数 Z_L 、 Z_V 、 Z_R	258
3.14	接触强度计算的寿命系数 Z_{NT}	260
3.15	齿面工作硬化系数 Z_W	262
3.16	接触强度计算的尺寸系数 Z_X	262
3.17	接触强度的最小安全系数 S_{Hmin}	262
4	轮齿弯曲强度校核计算	263
4.1	计算公式	263
4.2	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$	263
4.3	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$	264
4.4	齿形系数 Y_F 、 Y_{Fa}	264
4.5	应力修正系数 Y_S 、 $Y_{S\alpha}$	271
4.6	弯曲强度计算的重合度系数	

Y_s	275	Z_x	292
4.7 弯曲强度计算的螺旋角系数		6.6 接触强度计算的寿命系数	
Y_β	275	Z_{N1}	292
4.8 试验齿轮的弯曲疲劳极限		6.7 弹性系数 Z_E	292
σ_{Flim}	275	6.8 接触强度的最小安全系数	
4.9 弯曲强度计算的寿命系数		S_{Hmin}	293
Y_{NT}	277	7 齿根弯曲强度校核计算	293
4.10 相对齿根圆角敏感系数		7.1 基本公式	293
$Y_{\delta relT}$	278	7.2 系数 C_{F1} 、 C_{F2} 、 C_{F3} 和 $C_{F\beta}$	293
4.11 相对齿根表面状况系数		7.3 齿轮材料的弯曲疲劳强度基	
Y_{RrelT}	280	本值 σ_{FE}	294
4.12 弯曲强度计算的尺寸系数		7.4 齿根弯曲强度计算的寿命系数	
Y_x	281	Y_{N1}	294
4.13 弯曲强度的最小安全系数		7.5 复合齿形系数 Y_{Fa}	295
S_{Fmin}	282	7.6 齿根弯曲强度的最小安全系数	
5 轮齿静强度核算	282	S_{Fmin}	295
5.1 适用范围、载荷及其修正系		8 齿轮的设计公式	296
数	282	8.1 齿面接触强度的设计公式	296
5.2 齿面静强度核算	283	8.2 齿根弯曲强度的设计公式	297
5.3 弯曲静强度核算	283		
6 在变动载荷下工作的齿轮强度			
核算	283		
6.1 有载荷图谱时的强度核算	283		
6.2 无载荷图谱时的强度核算	285		
7 轮缘系数 Y_B	285		
第9章 通用机械渐开线圆柱齿轮承载		第10章 高速渐开线圆柱齿轮承载能力	
能力简化计算方法		计算方法	
1 适用范围	286	1 适用范围	298
2 代号、术语、单位	286	2 代号、术语、单位	298
3 载荷(切向力、转矩、功率)	287	3 可靠性与安全系数	299
3.1 名义载荷	287	4 载荷	299
3.2 当量载荷	287	5 使用系数	300
4 使用系数	287	6 动载系数	300
5 动载系数	288	7 齿面接触强度校核计算	302
6 齿面接触强度校核计算	288	7.1 基本公式	302
6.1 基本公式	288	7.2 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$	303
6.2 系数 C_{H1} 、 C_{H2} 、 C_{H3} 和 C_{H4}	288	7.3 轮齿刚度 c' 、 c_y	304
6.3 试验齿轮的接触疲劳极限		7.4 节点区域系数 Z_H	305
σ_{Hlim}	292	7.5 弹性系数 Z_E 、重合度系数	
6.4 齿面工作硬化系数 Z_W	292	Z_ϵ 、螺旋角系数 Z_β	305
6.5 接触强度计算的尺寸系数		7.6 试验齿轮的接触疲劳极限	
		σ_{Hlim}	306
		7.7 润滑油膜影响系数 Z_L 、 Z_V 、	
		Z_R	306
		7.8 工作硬化系数 Z_W	307
		8 轮齿弯曲强度校核计算	307
		8.1 基本公式	307

8.2	齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$	307
8.3	螺旋角系数 Y_{β}	307
8.4	试验齿轮的弯曲疲劳极限 σ_{Flim}	307
8.5	尺寸系数 Y_X	308
8.6	齿形系数 Y_F	308
8.7	应力修正系数 Y_S	308
8.8	相对齿根圆角敏感系数 Y_{SrelF}	310
8.9	相对齿根表面状况系数 Y_{Krel}	310
9	轮齿静强度校核计算	310

第11章 渐开线圆柱齿轮胶合承载能力 计算方法

1	可靠性与安全系数	311
2	主要代号	311
3	基本公式	312
4	有关参数和系数	313
4.1	单位齿宽载荷 $z w_1$	313
4.2	螺旋线系数 $K_{H\beta}$	313
4.3	平均摩擦因数 f_m	313
4.4	热闪系数 X_M	313
4.5	小轮齿顶几何系数 X_{BF}	313
4.6	啮入冲击系数 X_Q	314
4.7	齿顶修缘系数 X_{ρ}	314
4.8	重合度系数 X_{ϵ}	315
4.9	材料焊合系数 X_w	315
4.10	试验齿轮的本体温度 Q_{MT} 和 积分平均温升 $\theta_{lim, int}$	316
5	胶合承载能力最小安全系数 S_{Bmin}	316
6	常用油品的FZG胶合载荷级	316

第12章 齿轮承载能力试验测试方法

1	主要代号	317
2	齿轮接触疲劳强度试验方法	318
2.1	试验方法	318
2.2	试验条件及试验齿轮	319
2.3	接触疲劳失效判据	319
2.4	试验步骤	319
2.5	试验齿轮接触应力计算	320

2.6	试验数据的统计处理	320
2.7	试验报告	321
2.8	齿轮试验机性能校验	321
2.9	试验齿轮的材料、热处理及加 工检测	321
2.10	R-S-N 曲线参数的确定	321
3	齿轮弯曲疲劳强度试验方法	323
3.1	试验方法	323
3.2	试验条件及试验齿轮	323
3.3	弯曲疲劳失效判据	323
3.4	试验步骤	323
3.5	试验齿轮齿根应力计算	323
3.6	试验数据的统计处理	325
3.7	试验报告	326
3.8	试验夹具的技术要求及设计	326
3.9	R-S-N 曲线参数的确定	326
3.10	齿轮弯曲疲劳试验记录	328
4	齿轮胶合承载能力试验方法	328
4.1	试验设备与器材	328
4.2	试验方法	329
4.3	齿面损伤形式及胶合失效载荷 级的判定	330
4.4	试验步骤	332
4.5	试验报告	333
4.6	CL-100 齿轮试验机的主要技 术性能	333
4.7	CL-100 齿轮试验机的校验	335

第三篇 锥齿轮及准双曲 面齿轮传动

第13章 基本规定

1	术语	339
1.1	一般术语	339
1.2	锥齿轮和准双曲面齿轮的 分类	341
1.3	点、曲线和曲面	342
1.4	基本尺寸参数	344
1.5	设计计算与调整计算	346
1.6	加工方法、轮齿接触、检查 和试验	348

σ_{FP}	392
6.13 试验齿轮的弯曲疲劳极限	
σ_{Flim}	393
7 当量圆柱齿轮的几何参数	393
7.1 当量圆柱齿轮端面参数	394
7.2 当量圆柱齿轮法向参数	395
7.3 刀具参数	395
第16章 锥齿轮胶合承载能力计算方法	
1 可靠性与安全系数	396
2 主要代号	396
3 基本公式	398
4 有关参数和系数	398
4.1 单位齿宽载荷 ze_1	398
4.2 螺旋线系数 $K_{H\beta}$	399
4.3 平均摩擦因数 μ_m	399
4.4 热闪系数 X_m	399
4.5 小轮齿顶几何系数 X_{HK}	399
4.6 啮入冲击系数 X_Q	400
4.7 齿顶修缘系数 X_{f_1}	400
4.8 压力角系数 X_{β}	401
4.9 重合度系数 X_e	401
4.10 材料焊合系数 X_w	401
4.11 试验齿轮的本体温度和积分 平均温升	402
4.12 胶合承载能力最小安全 系数	402
4.13 常用油品的胶合载荷级	402

第四篇 蜗杆传动

第17章 基本规定

1 术语、代号	405
1.1 蜗杆、蜗轮基本代号	405
1.2 术语	406
2 基本齿廓	416
2.1 尺寸参数	416
2.2 齿形角或产形角	416
3 模数和直径	416
3.1 模数	416
3.2 蜗杆分度圆直径	417

4 圆柱蜗杆传动基本参数	417
4.1 蜗杆的基本尺寸和参数	417
4.2 中心距	421
4.3 传动比	422
4.4 参数匹配和标记方法	422
4.5 基本几何尺寸	428

第18章 圆柱蜗杆蜗轮精度

1 术语定义和代号	431
2 公差组、精度等级及其选择	437
2.1 公差组	437
2.2 精度等级及其选择	438
3 齿坯要求	439
4 蜗杆、蜗轮检验与公差	439
4.1 检验组	439
4.2 检验组的选择	439
4.3 蜗杆、蜗轮公差	441
5 蜗杆副的检验与公差	441
5.1 蜗杆传动的检验项目	441
5.2 公差	441
6 传动侧隙	442
6.1 侧隙种类	442
6.2 侧隙种类的选择	442
6.3 齿厚偏差	442
7 蜗杆、蜗轮图样	442
7.1 图样上应注明的尺寸数据	442
7.2 图样标注	446

第19章 圆柱蜗杆副承载能力计算方法

1 概述	460
1.1 有效范围	460
1.2 已知参数	461
1.3 安全系数	461
1.4 计算方法、基本条件与相互 影响	461
1.5 标准参考蜗轮箱	462
2 符号、术语和单位	462
3 力、速度和其他参数	464
3.1 轮齿的作用力	464
3.2 分度圆上的滑动速度	464
3.3 物理参数	465
3.4 平均接触应力计算	466

3.5	最小平均油膜厚度计算	467
3.6	磨损轨迹计算	467
4	效率和功率损失	167
4.1	总效率	467
4.2	总功率损失	467
4.3	蜗杆副的效率	468
4.4	啮合功率损失	469
5	磨损承载能力	469
5.1	磨损安全系数	469
5.2	齿面法向磨损量	469
5.3	许用磨损量	470
6	齿面接触承载能力(抗点蚀能力)	470
6.1	点蚀安全系数	470
6.2	实际接触应力	470
6.3	接触应力极限	470
7	蜗杆轴变形	471
7.1	变形安全系数	471
7.2	实际变形量	471
7.3	变形极限	471
8	齿根弯曲强度	471
8.1	断齿安全系数	471
8.2	实际齿根应力	471
8.3	齿根剪切应力极限	472
8.4	根据特定试验数据调整计算	472
9	温度安全系数	473
9.1	浸油润滑的温度安全系数	473
9.2	喷油润滑的温度安全系数	474
10	本体温度的确定	475
10.1	浸油润滑时蜗轮的本体温度	475
10.2	喷油润滑时蜗轮的本体温度	475
11	引用资料	475

第20章 直廓环面蜗杆、蜗轮精度

1	定义与代号	476
2	公差组、精度等级及其选择	481
2.1	精度等级及其选择	481
2.2	公差组	481
2.3	公差组合	482
3	齿坯要求	482
3.1	径向、轴向基准	482

3.2	齿坯公差	482
4	蜗杆、蜗轮的检验与公差	482
4.1	检验组	482
4.2	公差	483
5	蜗杆副的检验与公差	483
5.1	蜗杆副的要求	483
5.2	蜗杆副的检验	483
5.3	蜗杆副的公差	483
6	蜗杆副侧隙	483
6.1	侧隙种类	483
6.2	最小圆周侧隙	483
6.3	齿厚偏差	483
7	图样标注	483
7.1	蜗杆、蜗轮的图样标注	483
7.2	蜗杆副的图样标注	483

第21章 平面包络环面蜗杆传动

1	几何要素代号	486
1.1	主代号	486
1.2	复合主代号	486
1.3	角标	487
2	术语	487
2.1	一般术语	487
2.2	平面二次包络环面蜗杆传动	188
2.3	曲面、截面及曲线	489
2.4	角度	490
2.5	轮齿	491
3	传动精度	492
3.1	定义与代号	492
3.2	公差组、精度等级及其选择	495
3.3	齿坯要求	496
3.4	蜗杆、蜗轮及蜗杆副的检验与公差	496
3.5	蜗杆传动的侧隙	497
3.6	图样标注	498

第五篇 小模数齿轮传动

第22章 小模数渐开线圆柱齿轮

1	模数系列	501
2	基本齿廓	501

2.1	定义	501
2.2	参数	501
3	精度	501
3.1	定义及符号	501
3.2	精度等级与公差组	506
3.3	齿坯要求	507
3.4	公差与检验	507
3.5	侧隙	507
3.6	图样标注	508

第23章 小模数锥齿轮

1	模数系列	525
2	基本齿廓	525
2.1	定义	525
2.2	基本参数	525
3	精度	525
3.1	定义及符号	525
3.2	精度等级、公差组	529
3.3	齿坯要求	529
3.4	公差与检验	530
3.5	侧隙	531
3.6	图样标注	531

第24章 小模数圆柱蜗杆蜗轮

1	模数系列	538
2	基本齿廓	538
3	精度	539
3.1	定义及代号	539
3.2	精度等级与公差组	544
3.3	公差与检验	544
3.4	侧隙	545
3.5	图样标注	545

第六篇 圆弧圆柱齿轮传动

第25章 基本规定

1	模数系列	557
2	基本齿廓	557
2.1	尺寸参数代号	557
2.2	形状和尺寸参数	557
2.3	侧隙	559
3	基本术语	559

3.1	一般性定义	559
3.2	啮合原理与啮合特性	560
3.3	基本齿廓的齿形参数	561
3.4	测量尺寸	563
3.5	齿向修形参数	563

第26章 圆弧圆柱齿轮精度

1	定义和代号	564
2	精度等级、公差组	569
2.1	精度等级及其选用	569
2.2	公差组	570
3	齿坯要求	570
3.1	图样标注	570
3.2	齿坯公差	570
3.3	基准轴线	571
4	齿轮检验与公差	571
4.1	检验组	571
4.2	公差与极限偏差	571
5	齿轮副的检验与要求	574
5.1	要求	574
5.2	检验	574
5.3	安装	575
6	图样标注及应注明的尺寸数据	576
6.1	图样标注	576
6.2	图样上应注明的尺寸数据	576
6.3	示例	577

第27章 双圆弧圆柱齿轮承载能力计算

1	主要代号	578
2	基本计算公式	579
2.1	齿面接触强度计算	579
2.2	轮齿弯曲强度计算	579
3	载荷、有关系数和疲劳极限	580
3.1	小齿轮的名义转矩 T_1	580
3.2	使用系数 K_A	580
3.3	动载系数 K_v	581
3.4	接触迹间载荷分配系数 K_H	581
3.5	接触迹内载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$	581
3.6	接触迹系数 $K_{\Delta\sigma}$	581
3.7	弹性系数 Z_E 、 Y_E	581
3.8	齿数比系数 Z_u 、 Y_u	582

3.9	螺旋角系数 Z_{β} 、 Y_{β}	582
3.10	接触弧长系数 Z_{α}	582
3.11	齿形系数 Y_F	582
3.12	齿端系数 Y_{Eint}	582
3.13	试验齿轮的疲劳极限 σ_{Hlim} 、 σ_{Flim}	583
3.14	寿命系数 Z_N 、 Y_N	585
3.15	润滑剂系数 Z_L	586
3.16	速度系数 Z_V	586
3.17	尺寸系数 Y_x	586

第七篇 齿轮装置性能测试

第28章 齿轮装置噪声

1	齿轮装置噪声测定方法	589
1.1	测试仪器	589
1.2	测试要求	590
1.3	测量步骤	594
1.4	测量表面平均声压级和声功率 级的计算	595
1.5	记录内容	595
1.6	确定测试环境修正量 K_2 的方法	596
1.7	1/1 倍频带或 1/3 倍频带声功 率级合成 A 声功率级的 方法	597
1.8	指向性指数的计算	598
1.9	等效声级的确定方法	598
2	噪声评价	598
2.1	测定方法	598
2.2	评价指标	598
2.3	评价分级	598

第29章 齿轮装置机械振动的测定

1	使用说明	599
2	仪器	600
3	振动测量	601
4	试验准则	601
5	验收等级	601
5.1	齿轮装置机械振动的验收等级	

与评定

5.2 振动的主观评价值

6 测量报告

第30章 齿轮装置效率测定方法

1	主要代号	604
2	测试仪器	604
3	测试要求	605
4	测试方法	605
5	测试步骤和数据处理	606
5.1	测试步骤	606
5.2	数据处理	607
6	记录和报告	608
6.1	记录内容	608
6.2	报告内容	608

第31章 齿轮传动装置清洁度

1	测定方法	609
1.1	测定用器具、设备及清洗液	609
1.2	取样操作规程	609
1.3	杂质质量计算	610
2	客观评价标准	610

第32章 齿轮装置质量验收

1	齿轮装置及质量检验	611
1.1	齿轮装置分类	611
1.2	质量检验	611
1.3	检验项目	611
2	检验项目的技术评定指标	612
3	检验和试验方法	614

第33章 通用齿轮装置型式试验

1	型式试验对象	616
2	型式试验项目	616
3	试验装备和仪器	616
4	试验齿轮装置的要求	617
5	试验方法	617
5.1	齿轮装置基本性能试验	617
5.2	齿轮装置耐久性试验	617
5.3	齿轮装置型式试验结束后的 完好指标	618
6	试验报告	618

第34章 透平齿轮传动装置技术条件

1 术语及定义	621
2 技术要求	621
2.1 一般要求	621
2.2 主机	621
2.3 辅助设备	625
3 试验	625
3.1 一般要求	625
3.2 空负荷运转试验	625
3.3 选择试验	626
4 检验	626
4.1 一般要求	626
4.2 传动件的检验	627
5 保证	627
6 卖方资料	627
7 噪声声压级测量	628
7.1 适用范围	628
7.2 仪器	628
7.3 试验条件	628
7.4 声学测试	628
8 齿轮使用系数 K_A	629
9 齿面接触负荷系数	629

第35章 工业闭式齿轮的润滑油选用方法

1 主要代号	631
2 工业闭式齿轮润滑油的分类及其使用要求	632
2.1 工业闭式齿轮油的分类及规格	632
2.2 高速齿轮润滑油的分类及规格	634
2.3 工业闭式齿轮润滑油的使用要求	635
3 润滑油种类的选择	636
3.1 工业闭式齿轮油种类的选择	636
3.2 高速齿轮润滑油种类的选择	637
4 润滑油黏度的选择	637
5 润滑方式的选择	638
6 润滑油的保养	638
6.1 润滑油的使用、保养要求	638

6.2 清洁和冲洗	639
-----------------	-----

第八篇 齿轮热处理质量检验**第36章 齿轮材料及热处理质量检验**

1 术语定义与符号	643
2 齿轮材料及热处理质量检验要求	643
2.1 一般原则	643
2.2 齿轮材料及热处理检验要求	643
2.3 试样	656
3 调质齿轮控制(关键)截面的尺寸效应	656
3.1 定义	656
3.2 影响因素	656
3.3 确定最大控制截面尺寸的图解法	656
3.4 推荐控制截面尺寸	657
4 合格证、硬度换算及表面硬度检测法	657
4.1 合格证	657
4.2 硬度值换算	657
4.3 表面硬度锉刀检测法	657

第37章 齿轮渗氮、氮碳共渗

1 术语	659
2 材料选择与要求	659
2.1 常用材料	659
2.2 材料的冶金质量	660
2.3 锻坯质量与力学性能	660
3 设备	660
3.1 气体渗氮、氮碳共渗设备	660
3.2 离子渗氮、氮碳共渗和液体氮碳共渗设备	660
4 工艺控制	660
4.1 常用渗剂	660
4.2 渗氮、氮碳共渗预处理	661
4.3 渗氮、氮碳共渗工艺规程	661
4.4 渗氮、氮碳共渗工艺	661
5 渗氮、氮碳共渗质量控制与检验	662
5.1 随炉试样的检验	662
5.2 渗氮、氮碳共渗质量检验	662

第38章 齿轮碳氮共渗		6 质量控制与检验方法	676
1 术语	663	7 记录内容	678
2 材料选择	663	第41章 齿轮调质工艺	
3 设备要求	663	1 术语	679
4 工艺控制	664	2 材料	679
4.1 常用渗剂	664	3 设备	680
4.2 处理前的验收和准备	664	4 工艺规程	680
4.3 装炉	664	5 质量控制与检验方法	681
4.4 工艺规程	664	第42章 高速齿轮材料及热处理	
5 质量控制与检验方法	665	1 质量控制基本要求	684
第39章 齿轮火焰加热及感应加热淬火		1.1 材料选择原则	684
1 术语	666	1.2 原材料及齿坯的质量控制	684
2 材料	666	1.3 预先热处理质量控制	684
2.1 常用材料	666	1.4 最终热处理质量控制	684
2.2 冶金质量	666	1.5 热处理设备和工艺的要求	685
2.3 锻坯质量与力学性能	667	2 质量检测基本要求	685
3 设备要求	667	2.1 原材料及齿坯的质量检测	685
3.1 火焰淬火设备	667	2.2 预先热处理后的质量检测	686
3.2 感应加热淬火设备	667	2.3 最终热处理后的质量检测	686
3.3 温度测试	668	2.4 对检测结果和试验报告的基本	
3.4 淬火介质及冷却装置	668	本要求	686
3.5 回火设备	668	2.5 对不合格齿轮处理的基本	
4 齿轮预处理	669	要求	686
5 工艺规程	669	第43章 齿轮磨削后表面回火的浸蚀检验	
5.1 火焰淬火工艺规程	669	1 设备与试剂	687
5.2 感应加热淬火工艺规程	669	2 检验程序	687
5.3 回火	670	2.1 清洗	688
6 质量控制和检验方法	670	2.2 浸蚀	688
7 报告单	671	3 检验准则	690
第40章 齿轮气体渗碳		3.1 目视的外观与分类	690
1 齿轮材料	672	3.2 表面硬度的影响	691
1.1 选择原则	672	4 表面回火零件的再加工	691
1.2 渗碳齿轮推荐用钢材	672	5 回火浸蚀的去除	691
1.3 材料冶金质量	672	6 维护和管理	691
1.4 锻件质量	672	7 安全和环境保护	691
2 热处理设备技术要求	673	标准索引	692
3 渗碳前的预备处理	673	参考文献	694
4 渗碳处理前的准备工作	674		
5 工艺控制	674		

概 论

齿轮——工业化的象征。

齿轮传动是近代机器中最常见的一种机械传动,是传递机器动力和运动的一种主要形式,是机械产品的重要基础零部件。它与带、链、摩擦、液压等机械传动相比,具有功率范围大、传动效率高、圆周速度高、传动比准确、使用寿命长、结构尺寸小等一系列特点。因此,它已成为许多机械产品不可缺少的传动部件,也是机器中所占比重最大的传动形式。齿轮的设计与制造水平将直接影响到机械产品的性能和质量。由于齿轮在工业发展中的突出地位,致使齿轮被公认为工业化的一种象征。

一、齿轮的历史

齿轮传动技术经历了漫长的历史发展过程。公元前400~200年,我国古代就开始使用齿轮,在山西永济县出土的直径为25 mm、40齿的青铜棘齿轮是迄今已发现的最古老的齿轮,作为反映古代科学技术成就的指南车就是以齿轮机构为核心的机械装置。但从17世纪末,人们才开始研究能正确传递运动的轮齿形状。18世纪,欧洲工业革命后,齿轮传动应用日益广泛,先是发展摆线齿轮,而后是渐开线齿轮。

早在1694年,法国学者Philippe De La Hire,首先提出渐开线可作为齿形曲线。1733年,法国人Damus M.提出轮齿接触点的公法线必须通过中心连线上的节点。他考虑了两齿面的啮合状态,明确建立了关于接触点轨迹的概念。1765年,瑞士的Euler L.提出渐开线齿形解析研究的数字基础,阐明了相啮合的一对齿轮、其齿形曲线的曲率半径和曲率中心位置的关系。后来,Savary进一步完善这一方法,成为现在的Euler-Savary方程。对渐开线齿形应用作出贡献的是Robert Willis,他提出中心距变化时,渐开线齿轮具有角速比不变的优点。1873年,德国工程师Hoppe提出,对不同齿数的齿轮,在压力角改变时的渐开线齿形,从而奠定了现代变位齿轮的思想基础。

直至19世纪末,展成切齿法的原理及利用此原理切齿的专用机床与刀具的相继出现,使齿轮加工具有较完善的手段后,渐开线齿形才显示出巨大的优越性。切齿时,只要将切齿刀具从正常啮合位置稍作移动,就能用标准齿轮刀具在机床上切出相应

的变位齿轮。1908年瑞士MAAG公司研究并制造出展成法加工的插齿机。接着,英国BSS、美国AGMA、德国的DIN等相继对变位齿轮提出了多种计算方法。

为提高动力传动齿轮的使用寿命并减小其尺寸,英国人Humphris在1907年最早发表了圆弧齿形的设想。1926年,瑞士人Wildhaber取得了法面圆弧齿形斜齿轮的专利权。1955年,前苏联工程师Novikov在完成实用性研究后进入工业应用。1970年英国Rolls-Royce公司工程师Studer取得了双圆弧齿轮的美国专利。与此同时,我国与前苏联,以及日本等国对双圆弧齿形,进行了一系列开发研究并获得了普遍的应用成果。

二、齿轮传动在我国的发展

建国初期,当时基本上没有齿轮产品的生产能力。经过第一、二个五年计划的建设,我国初步形成了一套包括机床、汽车、重型机械、电站设备、石油化工与通用设备等机械制造能力。同时,相应的齿轮制造业也随之发展起来。到1963年左右,我国已不仅能成批生产齿轮及其装置,而且普通规格的齿轮机床、刀具、量仪也能由国内制造。1970年后,国家为了上水平,新建与改建一批生产齿轮及齿轮箱的专业厂与车间,并从国外引进一批关键设备,使齿轮产品的生产能力和水平上了一个台阶。到1980年初,当时结合发展硬齿面齿轮制造技术与齿轮产品的更新换代,进一步装备了一批齿轮制造企业,这就基本上形成了我国齿轮制造业的完整体系。

近十几年来,我国陆续从世界工业先进国家引进了石油化工、大型化肥、大型燃汽轮机、冶金轧钢、建材、露天矿开采等大型成套设备,数量可观。经实际使用分析,其中高速与重载齿轮是上述成套设备的关键部件,这些齿轮的圆周速度高达150 m/s,传动功率最高达4 000 kW,齿轮精度高,大部分采用硬齿面齿轮。在引进硬件的同时,为达到这些高精度硬齿面齿轮制造的国产化,我国也相应从国外引进了成套的齿轮制造的软件技术,并组织对技术资料的消化吸收,结合科研攻关,使我国的高速齿轮与重载齿轮的设计制造水平提高了一大步。已设计制造的高速齿轮,其最大功率为44 000 kW,最高圆周速度为156 m/s,齿轮制造精度为4~5级;重载齿轮的最大功率达6 000 kW,齿轮精度为6级。

为了提高齿轮的制造水平,从20世纪80年代初,我国积极采用国际标准和先进工业国家标准,组织制修订了一系列齿轮精度与试验方法应用标准并组织了全国性的宣贯工作。工厂在全面贯彻JB 179—83《渐开线圆柱齿轮精度》(等效采用ISO 1328:1975)后,普遍提高了齿轮加工质量的要求,加强质量管理,广泛开展了基

础工艺技术的研究试验,如针对中模数批量生产的齿轮,开展精滚工艺试验以确定经济工艺的技术条件和精度等级;采取剃刀修磨齿形以获得齿面理想接触区试验;进行多种珩齿工艺试验以获得提高的轮齿精度与低的表面粗糙度。另外,还针对较大模数齿轮,尤其对使用在工况参数较高的重要场合的齿轮,开展了轮齿弹性变形与热变形的修形试验与高精度磨齿工艺及齿根强化的试验,大大提高了齿轮制造的工艺水平。

近年来,随着齿轮装置向小型化、高速化、低噪声、高可靠性方向发展,硬齿面技术日益受到重视,一对经渗碳淬火磨齿的中等规格的硬齿面齿轮,仅为调质滚齿的软齿面齿轮质量的1/3左右。为推广应用硬齿面技术,国内外近年来发展了一批新型的适用于超硬刮削的插齿机、滚齿机、弧齿锥齿轮铣齿机,以代替磨齿机,以比较经济的方法切制硬齿面齿轮。在磨齿方面正在开发一种立方氮化硼(BN)砂轮新技术以提高磨齿精度与磨削效率。在珩齿方面应用一种金刚石修磨轮的新型内珩式珩齿机精加工齿轮,使汽车齿轮的加工效率提高,成本降低。

在发展硬齿面技术的推动下,齿轮内在质量要求提高了,齿轮材料与热处理工艺越来越受到人们的重视。我国参照或等效采用先进工业国家和ISO标准,制定了《齿轮材料及热处理质量检验的一般规定》以及各种齿轮热处理工艺及其质量控制的技术标准,规定了各种齿轮用钢的选材准则、热处理工艺控制及质量检验方法。不少工厂更新了热处理设备,有效控制了热处理工艺过程,并减少了齿轮的热处理变形。有的工厂发展齿轮的真空离子渗碳法,对于深层渗碳的齿轮,可进一步缩短时间,控制齿轮的变形。

电子计算机技术在齿轮传动领域的应用,也促进了齿轮设计计算与加工工艺的发展。目前,利用计算机可对各类齿轮进行齿面啮合与接触区的分析计算,可从整机出发对齿轮传动的各种方案进行优化和CAD设计。在工艺方面,有的工厂已开始计算机管理,编制工艺过程进行质量控制。为使制造质量稳定可靠,有的应用微机对难以加工的弧齿锥齿轮切齿工序,在车间对调整卡进行计算,可对加工中出现的偏差及时调整,提高质量和工效。还有根据数控原理,利用微机在机床上直接对环面蜗杆螺旋齿面进行曲线修形。国内还开发了用数控微机系统取代切齿机床机械传动链,改变原有固定传动比,使设计者可按要求的运动关系,改变切齿传动瞬间的速比,首次加工出变 β 角的平面包络环面蜗杆,实现了蜗杆导程与 β 角二维修形加工的要求。有的在完善齿轮数据库的基础上,发展计算中心,开始对齿轮产品进行技术经济分析,并运用综合设计方法解决齿轮传动的问题。

基于以上情况,国内齿轮制造业经过这一时期的努力,生产面貌与技术水平日新月异,发展很快。不仅在生产规模和规格品种方面,而且在设备、仪器等生产手段的配

置上已达到国际20世纪80年代末生产水平;在齿轮技术储备方面已掌握了多项齿轮成套引进技术,自行开发了不少齿轮设计与加工新技术,已出现一批实力雄厚的研究、设计与制造单位。可以说,我国已具备了设计制造高质量、高水平齿轮传动装置的能力,已能承担制造各类机械设备,包括大型成套设备所需要的齿轮传动产品和备件。

三、齿轮传动的特点

近几年来,虽然其他机械部件的制造技术与电传动技术有了较大的发展,但在生产中占主导地位的传动形式仍为各种齿轮传动。齿轮传动有以下优缺点:

a. 优点

- 1) 瞬时传动比恒定,工作平稳性较高;
- 2) 采用非圆齿轮,瞬时传动比可按所需变化规律设计;
- 3) 传动比变化范围大,特别是采用行星传动时,传动比可到100~200(单级),适用于减速或增速传动;
- 4) 速度范围大,齿轮的圆周速度可从 $v < 0.1 \text{ m/s}$ 达到200 m/s,或更高;转速可从 $n < 1 \text{ r/min}$ 到20 000 r/min以上;
- 5) 传递功率范围大,承载能力高,高速齿轮的传动功率可达到50 000 kW或更大,低速重载齿轮的转矩可达到 $14 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 以上;
- 6) 传动效率高,特别是精度较高的圆柱齿轮副,其效率可达 $\eta = 0.99$ 以上;
- 7) 结构紧凑,如使用行星传动、少齿差传动,或谐波齿轮传动,可使部件更为缩小,成为同轴线传动;
- 8) 维护简便。

b. 缺点

- 1) 运转中有振动、冲击和噪声,并产生动载荷;
- 2) 无过载保护作用;
- 3) 要求齿轮的切齿精度较高或具有特殊齿形时,需要高精度机床、特殊刀具和测量仪器来保证,制造工艺复杂,成本较高。

四、齿轮传动的类型

齿轮传动的类型见图1。

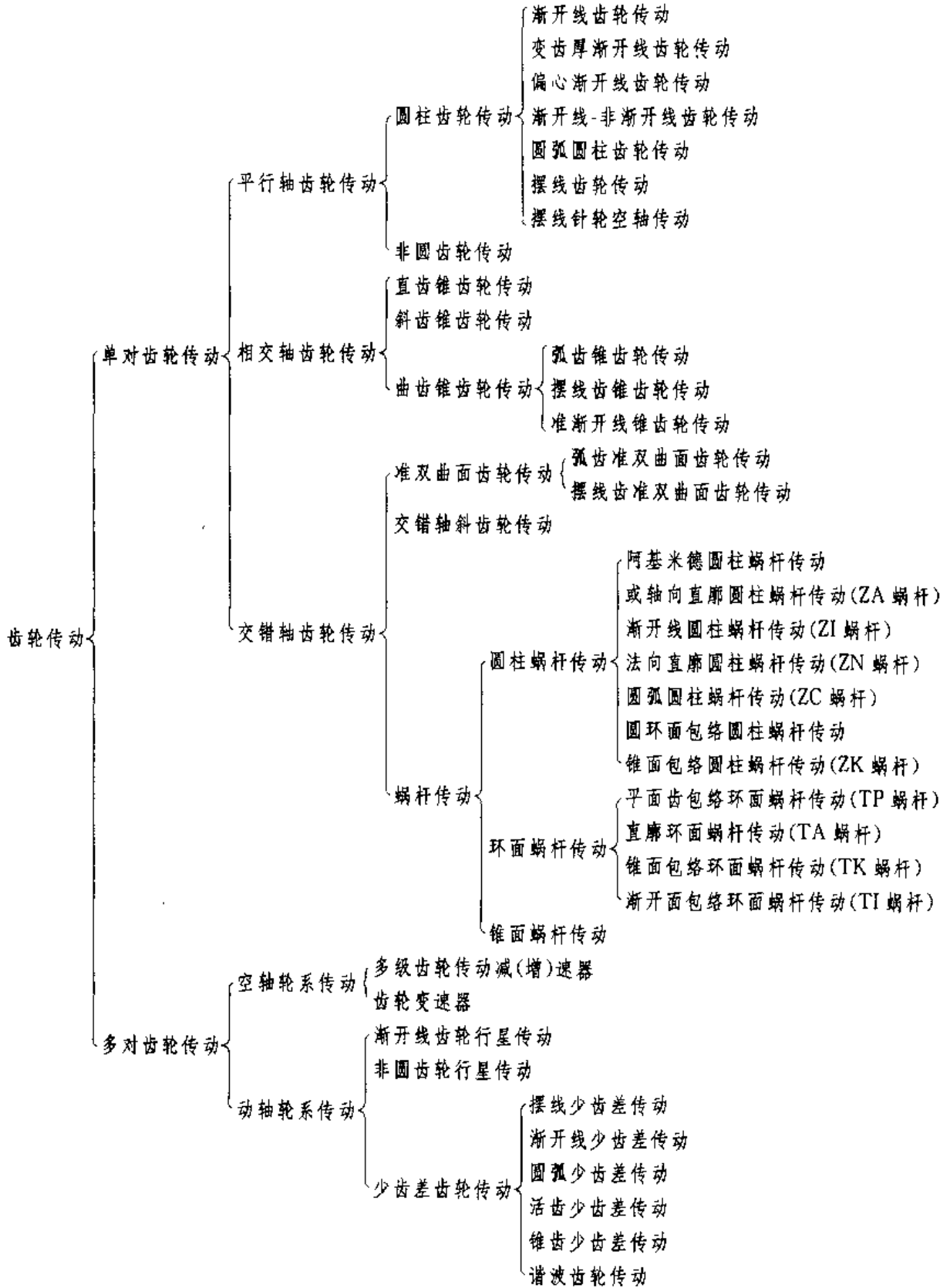


图 1 齿轮传动的类型

五、齿轮标准及体系表

1 齿轮标准的产生

17世纪末,虽然出现了摆线齿轮,但由于制造和安装的困难延误了它的推广和使用。

18世纪初法国研制出切齿铣刀,加之人们对渐开线啮合特性的研究成果和工业革命的发展,互换性成为提高生产率的焦点,在此期间相继研制出切制小节距齿轮和大节距齿轮铣床。与成形法切齿技术出现的同时,亦出现了使用靠模的仿形切齿方法。1887年德国设计出世界上第1台有差动机构的滚齿机,在1900年获得专利之后便成为现代滚齿机的代表产品。随着工业的发展,齿轮标准的制定成为制造商和用户所普遍关心的问题,于是便有了最基础的齿廓和模数系列标准的产生,评判齿轮的制造质量促成了齿轮量仪的研制。1922年研制出周节仪,1926年MAAG公司制成了手提式基节仪,1931年研制出导程仪,然而,最早出现的则是齿厚测量技术,有了这样的基础,齿轮的公差标准才于1932年在英国产生。

2 我国齿轮标准的现状

由于历史原因,我国齿轮标准化工作起步较晚。经过第一个五年计划之后,我国逐步建立了齿轮专业化工厂(或车间)。

1958年起,原第一机械工业部着手研究、制定有关齿轮专业方面的通用基础标准和产品标准以及与其相关的标准。如:切齿机床、齿轮刀具和量具标准。经过分析、研究和验证前苏联国家标准之后,于1960年相继颁布了JB 110—60《圆柱齿轮原始齿形 模数》、JB 179—60《圆柱齿轮 传动公差》等机械工业通用标准。在这些标准的基础上,又先后对锥齿轮、蜗杆蜗轮、通用减速器、切齿机床、刀具、量具发布了标准和指导性技术文件。这些标准的实施,对促进我国机械工业的发展起到了积极地推动作用,促进了齿轮制造技术的进步和产品质量的提高。

1973年开始,在原国家标准局的安排下,有关单位先后组织制定了GB 1356—78《渐开线圆柱齿轮基准齿形》、GB 1357—78《渐开线圆柱齿轮模数》、GB 2363—80《小模数渐开线圆柱齿轮精度制》等标准。在党的十一届三中全会之后,积极采用国际标准和国外先进标准已成为我国一项重要技术经济政策,这更加促进了标准的制、修订

工作。1985年7月经原国家标准局批准,正式成立了由有关部委及所属高等院校、工厂、研究所的29名专家组成的CSBS/TC52全国齿轮标准化技术委员会,这标志着我国齿轮标准化工作进入了一个新的时期。目前,我国已拥有包括:齿轮术语代号,图样标准,尺寸参数,齿形,精度,承载能力计算方法,材料和热处理工艺及质量控制,装置验收等方面的88项国家标准或行业标准。其中大多数齿轮技术标准均已与国际接轨,达到了国际先进技术水平,其中有关齿轮术语、代号、精度、设计计算、试验与检验方法等基础标准,广泛采用了ISO和先进工业国家标准,推动企业不断提高齿轮产品的质量水平。

3 齿轮标准体系表

齿轮标准体系表,是按照系统工程的原理,在齿轮传动类型的基础上,研究标准之间的从属、协调等内在联系,促成齿轮标准的组成达到科学合理,完整有序。齿轮标准体系表为编制标准的制、修订计划提供依据,是一种包括现有、应有和预计发展的标准的全面蓝图。

1985年成立的全国齿轮标准化技术委员会(以下简称齿标委),根据原国家标准局关于标准体制改革的指示,以1983年编制的齿轮标准体系表为基础,结合国内标准情况和“六五”期间标准制、修订工作经验,组织力量对原体系表进行了修订,使体系表的内容扩大到全国大机械行业。修订后的体系表包括各类齿轮的术语代号、公差、承载能力计算方法、检验规范、材料热处理质量控制以及齿轮装置验收等通用基础标准。

1990年,我国公布了《中华人民共和国标准化法》。为有利于标准化法的实施,原国家质量技术监督局组织各行业对现行标准进行全国性的统一清理整顿工作,并在清理整顿的基础上理顺和完善本专业的标准体系,制定一个层次分明、结构合理、专业配套、协调、技术先进、具有本专业特点的完整的标准体系表。根据上述精神,在原机械部的组织领导下,各专业集中力量对体系又进行了修订。

修订后的齿轮(不含各类减速器)标准体系的结构框架如图2。

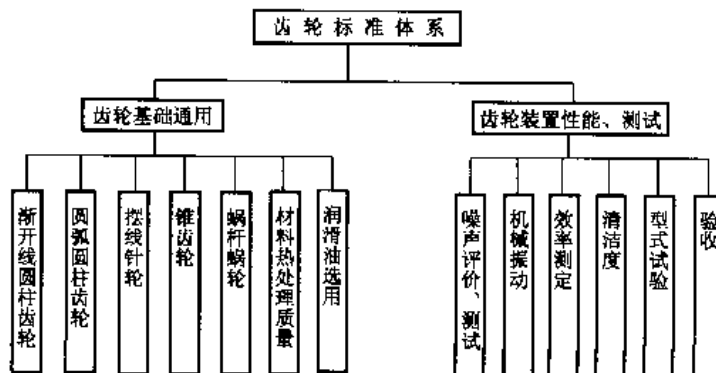


图2 齿轮标准体系表

齿轮标准体系表分为两个层次。列入第一层次的标准包括基础标准:术语、几何要素代号等标准及有关齿轮装置性能测试、验收方面的基础标准。列入第二层次的标准分为七个小类:

- a. 渐开线圆柱齿轮标准:包括齿廓、模数系列、公差与检验规范、图样、承载能力计算方法与试验等标准;
- b. 圆弧圆柱齿轮标准:包括术语、齿廓、模数、公差及图样、承载能力计算方法等标准;
- c. 摆线针轮标准:包括术语、代号、图示及公差等标准;
- d. 蜗杆蜗轮标准:包括圆柱蜗杆和环面蜗杆的术语、代号、公差、图样及承载能力计算方法等标准;
- e. 锥齿轮标准:包括直齿锥齿轮和准双曲面锥齿轮的术语、代号、公差、图样及承载能力计算方法等标准;
- f. 材料热处理标准:包括齿轮材料及热处理质量检验的一般规定,还有有关齿轮热处理工艺(碳氮共渗、渗氮、氮碳共渗、火焰及感应加热淬火、调质)及质量控制等标准;
- g. 润滑油选用标准,目前只制定了工业闭式齿轮润滑的选用标准。

修订后的齿轮标准体系表,体现了清理整顿的成果,起到了促进技术交流、产品质量提高和生产技术发展的作用。

六、本卷的特点和用途

本卷仅涉及齿轮与齿轮装置的基础标准,均来自现行的最新国家标准、行业标准和未转化的国际标准草案。由于各类齿轮传动特点和应用的不同,各类齿轮的标准在数量、技术内容、简繁程度也不尽相同。为便于齿轮的制造者和用户的使用,本卷对各项标准内容进行了优化,突出技术规范和应用要点。手册内容不同于一般的标准汇编,以“准确、规范、简明、实用”为特点,向读者提供齿轮与齿轮装置基础标准的核心内容,为从事齿轮设计、制造、检测、质量管理与监督、教学及其用户的广大工程技术人员提供了一部指导性较强的工具书。

第一篇

术 语 代 号

齿轮用其轮齿来传递运动,变换运动方向,传递力矩,指示读数以及变换机构的位置等。它主要用于减速机构,也常用于分度机构中。

根据齿轮的用途不同,其传动的形式和齿轮的种类也不同。齿轮可以实现平行轴、相交轴和交错轴间的传动。齿轮按传动的封闭和润滑情况分为开式、半开式、闭式齿轮传动。若按齿轮的齿廓曲线来分,则可分为渐开线、圆弧线及摆线齿轮等,蜗杆则有阿基米德、圆弧圆柱蜗杆、环面包络蜗杆等。

为便于国际间的科技合作和交流,制定齿轮传动专业中的术语和几何要素代号标准是十分必要的。

本篇介绍的齿轮几何要素代号和基本术语国家标准是等效采用国际标准制定的。凡属在科学技术生产领域内的各种技术文件、资料、手册、教科书、讲义、技术协议和订货协议等都应遵守这些标准的规定。

第 1 章

几何要素代号

齿轮的几何要素代号是“工程语言”的表现,是人们在交流中一看就能明白的符号。GB/T 2821-1992《齿轮几何要素代号》对齿轮和齿轮装置规定了其几何

要素代号。

1 主代号(见表1-1)

表 1.1 主代号

代号	名 称	代号	名 称
(1) 小写罗马字母(斜体)		(2) 大写罗马字母(斜体)	
<i>a</i>	中心距,标准中心距	<i>M</i>	量柱或量球的测量距
<i>b</i>	齿宽	<i>P</i>	径节
<i>c</i>	顶隙	<i>R</i>	锥距,外锥距
<i>d</i>	直径,分度圆直径	<i>W</i>	公法线长度
<i>e</i>	槽宽,分度圆槽宽,偏心距	(3) 小写希腊字母(斜体)	
<i>h</i>	齿高,全齿高	α	压力角,内形角,分度圆压力角
<i>i</i>	传动比	β	螺旋角,分度圆螺旋角
<i>j</i>	侧隙	γ	导程角,螺旋升角
<i>k</i>	跨越齿数,跨越槽数(用于内齿轮)	δ	锥角,分锥角
<i>m</i>	模数	ϵ	重合度
<i>n</i>	转速	η	槽宽半角
<i>p</i>	齿距,分度圆齿距	θ	与齿高有关的角度
<i>q</i>	蜗杆的直径系数	ρ	曲率半径
<i>r</i>	半径,分度圆半径	τ	齿距角,冠轮上的齿距角
<i>s</i>	齿厚,分度圆齿厚	ϕ	作用角
<i>u</i>	齿数比	ψ	齿厚半角
<i>v</i>	线速度,分度圆上的线速度	ω	角速度
<i>x</i>	径向变动系数	(4) 大写希腊字母(斜体)	
<i>y</i>	中心距变动系数	Σ	轴交角
<i>z</i>	齿数		

2 复合主代号(见表1-2)

表 1-2 复合主代号

代号	名 称	代号	名 称
d	节圆直径	r_a	齿顶圆半径
d_e	齿顶圆直径	r_b	基圆半径
d_b	基圆直径	r_f	齿根圆半径
d_f	齿根圆直径	\bar{s}	弦齿厚,分度圆弦齿厚
h	工作高度	\bar{s}_c	固定弦齿厚
h_a	齿顶高	x_r	切向变位系数
h_a^*	齿顶高系数	z_v	当量齿数
\bar{h}_a	弦齿高	z_0	刀具齿数
h_{a0}	刀具齿顶高	δ'	节锥角
h_{a0}^*	刀具齿顶高系数	δ_a	顶锥角
\bar{h}_c	固定弦齿高	δ_f	根锥角
h_f	齿根高	ϵ_a	端面重合度
h_0	刀具齿高	ϵ_β	纵向重合度
$\operatorname{inv} \alpha$	α 角的渐开线函数	ϵ_γ	总重合度
j_n	齿轮副的法向侧隙	θ_a	齿顶角
j_r	齿轮副的径向侧隙	θ_f	齿根角
j_s	齿轮副的圆周侧隙	ϕ_a	端面作用角
P_x	导程	ϕ_β	纵向作用角
R_i	内锥距	ϕ_r	总作用角
R_m	中心锥距		

3 角标(见表1-3)

表 1-3 角标

代号	名 称	代号	名 称
(1) 小写罗马字母(正体)		\min	最小的
a	齿顶的,齿顶高的	n	法向的,法面上的
b	基圆的,基圆柱的	r	半径的,径向的
c	常值的,固定弦的	s	齿厚的
e	外部的,大端的	t	切向的,端平面上的
f	齿根的,齿根高的	v	背锥上的,当量圆柱齿轮上的
i	内部的,小端的	x	轴的,轴向的,轴平面上的
k	跨齿数的,跨槽数的	y	任意圆柱面上的,任意圆锥面上的,任意点的
m	中点的,平均的	z	齿的,齿数的,螺旋线的
max	最大的	(2) 大写罗马字母(正体)	

续表 1.3

代号	名称	代号	名称
L	左方的,左旋的	2	大轮的,蜗轮的
M	量柱测量距的(M尺寸的)	(5) 其他标记	
R	右方的,右旋的	*	尺寸系数(尺寸和模数的比值,标注在主代号的右上角)
(3) 希腊字母(斜体)		(星号)	
α	端面重合的,压力角的,齿高方向的	(一撇)	工作的、啮合的、节圆的、节圆锥的、节曲面上的(标注在主代号的右上角)
β	纵向重合的,螺旋角的,齿长方向的	"	双面啮合的(标注在主代号的右上角)
γ	总重合的	(两撇)	
(4) 阿拉伯数字(正体)		-	弦的(标注在主代号的正上方)
0	刀具的	(横线)	
1	小轮的,蜗杆的		

注:表中的角标除特殊注明者外,均标注在主代号的右下角。


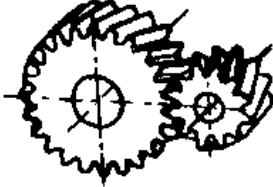


第 2 章

齿 轮 术 语

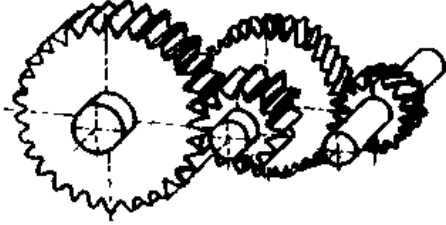
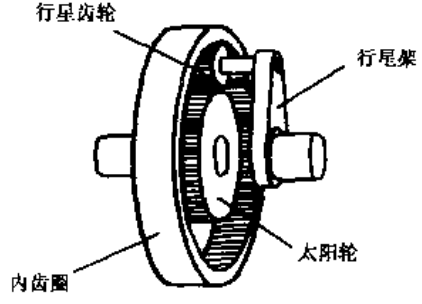
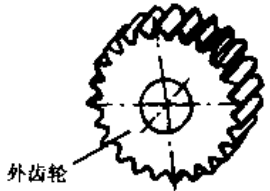
GB/T 3374—1992《齿轮基本术语》、GB/T 11366—1989《行星传动基本术语》、GB/T 12601—1990《谐波齿轮传动基本术语》，对各种应用的齿轮及齿轮传动规定了基本术语和定义。

1 一般定义(见表 2-1)

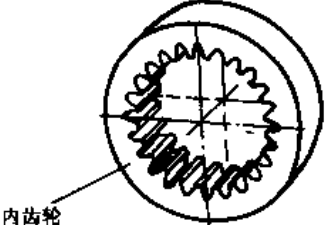
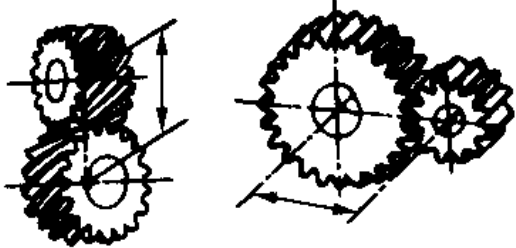
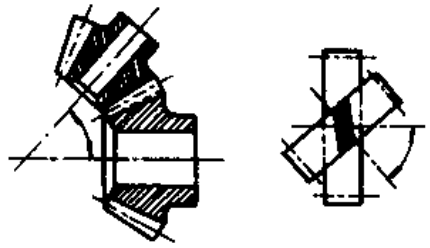
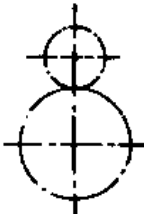
表 2-1 一般定义术语

术 语	定 义 和 图 示
1.1 运动学定义	
(1) 齿轮与齿轮机构	
齿轮	一个有齿的机械构件,它与另一个有齿构件通过其共轭齿面的相继啮合,从而传递运动或改变运动的形式,称为齿轮
齿轮副	由两个啮合的齿轮组成的基本机构 
平行轴齿轮副	两轴线互相平行的齿轮副 
相交轴齿轮副	两轴线相交的齿轮副 
交错轴齿轮副	两轴线不平行、也不相交的齿轮副 

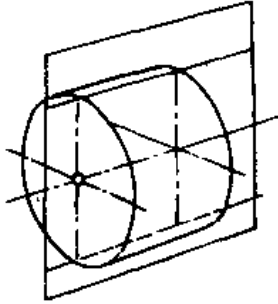

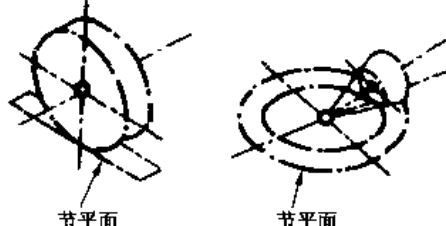
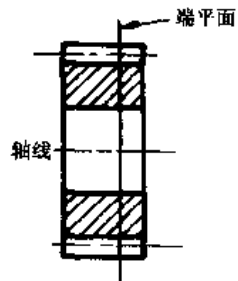
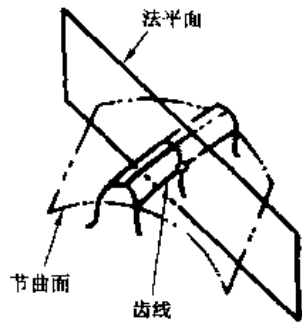
续表 2-1

术 语	定 义 和 图 示
齿轮系	若干齿轮副的组合 
行星齿轮系	若干同轴构件组成的齿轮机构,其中至少有一个行星架,其上装有一个或多个行星运动齿轮。 a. 简单行星齿轮系 由三个同轴构件组成的行星齿轮系,其中仅有一个行星架。 b. 差动齿轮系 具有两个或更多的自由度的行星齿轮系。 c. 复合行星齿轮系 具有一个以上行星架的行星齿轮系
齿轮传动	利用齿轮传递运动的传动方式
(2) 配对齿轮	
配对齿轮	齿轮副中的任意一个齿轮,均可称为该齿轮副中的另一个齿轮的配对齿轮
小齿轮	齿轮副中齿数较少的那个齿轮
大齿轮	齿轮副中齿数较多的那个齿轮
主动齿轮	齿轮副中的用于驱动其配对齿轮的齿轮
从动齿轮	齿轮副中的被其配对齿轮驱动的齿轮
行星齿轮	在行星齿轮传动中,作行星运动的齿轮 
行星架	支承行星齿轮的构件
太阳轮	行星齿轮传动中,与行星架轴线相同的外齿轮
内齿圈	行星齿轮传动中,与行星架轴线相同的内齿轮
(3) 齿轮的相对位置	
外齿轮	齿顶曲面位于齿根曲面之外的齿轮 






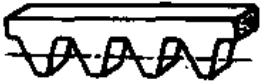
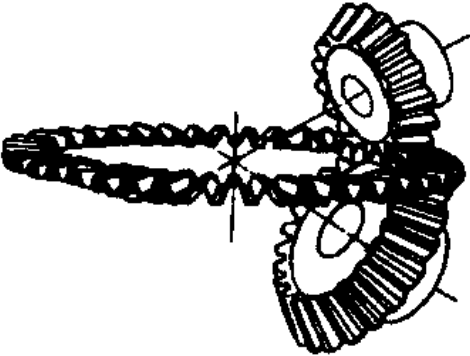
续表 2 1

术 语	定 义 和 图 示
内齿轮	齿顶曲面位于齿根曲面之内的齿轮 
外齿轮副	两齿轮均为外齿轮的齿轮副
内齿轮副	有一个齿轮是内齿轮的齿轮副
中心距	平行轴或交错轴齿轮副的两轴线之间的最短距离 
轴交角	在相交轴齿轮副中使两轴线重合,或在交错轴齿轮副中,使两轴线平行,从而两齿轮的旋转方向得以相反时,两轴线之一所必须旋转的最大角度,称为轴交角 
连心线	在平行轴或交错轴齿轮副中,两轴线的公共垂直线 
(4) 齿轮的相互关系	
减速齿轮副	从动轮角速度小于主动轮角速度的齿轮副
增速齿轮副	从动轮角速度大于主动轮角速度的齿轮副
减速齿轮系	末端从动轮的角速度小于始端主动轮角速度的齿轮系
增速齿轮系	末端从动轮的角速度大于始端主动轮角速度的齿轮系
齿数比	齿轮副中,大轮齿数与小轮齿数(对于蜗杆,为蜗杆头数)的比值
传动比	齿轮系中,始端主动轮与末端从动轮的角速度比值
减速比	减速齿轮副或减速齿轮系的传动比
增速比	增速齿轮副或增速内轮系的传动比




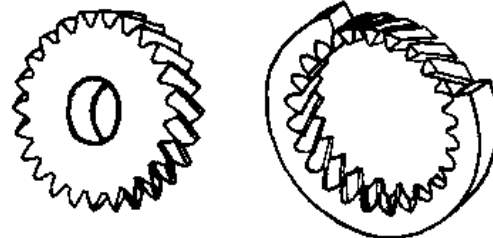
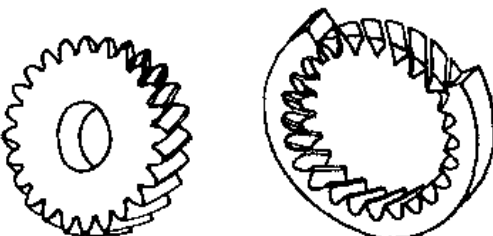

续表 2-1

术 语	定 义 和 图 示	
(5) 参考平面		
轴平面	任何一个包含齿轮轴线的平面	
基准平面	基本齿条上的一个假想平面。在该平面上,齿厚与齿距的比值为一个给定的标准值(通常为0.5)	
节平面	在平行轴或相交轴齿轮副中,垂直于公共轴平面,并与两齿轮的节曲面相切的平面	
端平面	在圆柱齿轮或圆柱蜗杆上,垂直于其轴线的平面	
法平面	<p>一般说来,在轮齿上,法平面指的是通过齿线上一点并垂直于轮齿齿线的平面。在特定情况下,可以指齿轮上某一条曲线并通过其上某点处的平面。</p> <p>在斜齿条上,法平面垂直于与它相交的每一个齿的齿线,但是,在斜齿轮或锥齿轮上,法平面只能与一个齿上的一条齿线实现垂直相交,在这个交点上,法平面包含一条垂直于该齿面的直线(即齿面在该交点处的法线)和一条垂直于分度曲面的直线(即基准平面在该交点处的法线)。</p> <p>在齿轮测量和刀具设计时,法平面在螺旋齿和蜗杆螺纹上的位置常作如下选择:</p> <ol style="list-style-type: none"> 法平面垂直于齿线; 法平面垂直于通过齿厚中点的分度圆螺旋线; 法平面垂直于通过齿槽中点的分度圆螺旋线。 <p>在曲线齿锥齿轮中,法平面的位置通常令其通过齿面中点,并垂直于齿线</p>	

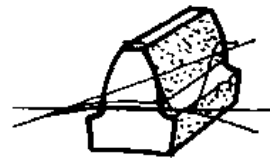




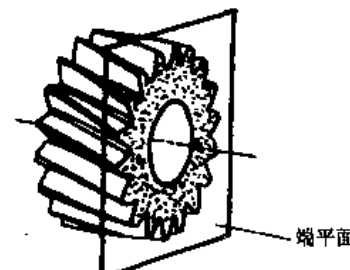
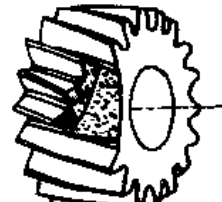
续表 2-1

术 语	定 义 和 图 示	
(6) 假想曲面		
分度曲面	齿轮上的一个约定的假想曲面,内轮的轮齿尺寸均以此曲面为基准而加以确定	
节曲面	在齿轮副的任意一个齿轮上,其配对齿轮相对于该齿轮运动时的瞬时轴的轨迹曲面 	
齿顶曲面	包含齿轮各个齿的齿顶面的假想曲面 	
齿根曲面	包含齿轮各个齿槽底面的假想曲面 	
(7) 基本齿条与产形齿条		
基本齿廓	基本齿廓是确定某种齿制的轮齿尺寸比例的依据的齿廓 	
基本齿条	在法平面内具有基本齿廓的假想齿条 	
产形齿条	产形齿条是一个能与基本齿条相贴合的齿条,其中一个齿条的齿恰好充满另一个齿条的齿槽 	
产形齿轮	一个齿轮,无论它是实际存在的齿轮还是假想齿轮,当它被用于确定某一个正着手于设计研究或加工制造的齿轮时,就称为产形齿轮 	
产形齿面	产形齿轮的齿面,称为产形齿面。在某些切齿工艺中,产形齿面就是切齿刀具的切削刃按照一定的运动条件、在实际空间中描绘的运动轨迹曲面,被着手于研究或制造的那个齿轮的可用齿面,就是切齿刀刃的运动轨迹曲面族的包络曲面	

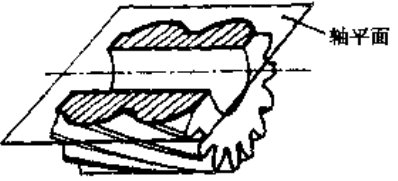
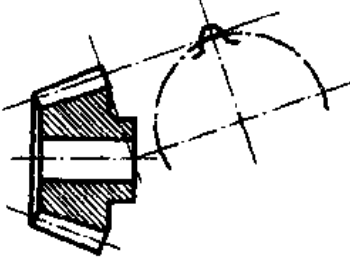

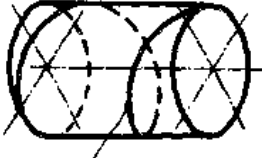
续表 2-1

术 语	定 义 和 图 示	
基准线	基本齿条的法平面与基准平面的交线,它是一条用于确定基本齿条的轮齿尺寸参数(齿厚与齿距的比值,通常为0.5)的直线	
1.2 轮齿特性		
(1) 轮齿和齿槽		
齿(轮齿)	齿轮上的每一个用于啮合的凸起部分,均称为轮齿。一般说来,这些凸起部分呈辐射状排列,它被用于与配对齿轮上的类似的凸起部分接触,由此导致齿轮的持续啮合运转	
齿槽	齿轮上两相邻轮齿之间的空间	
右旋齿	对于斜齿圆柱齿轮和圆柱蜗杆,当齿轮轴线竖立于观察者前方,所见轮齿向右上方向倾斜者为右旋齿。 对于曲线齿锥齿轮,当观察者从锥顶朝大端看过去,轮齿上的背锥齿廓,相对于中间锥面上的齿廓,按顺时针方向转过了一个角度时,此轮齿也称为右旋齿	
左旋齿	对于斜齿圆柱齿轮和圆柱蜗杆,当齿轮轴线竖立于观察者前方,所见轮齿向左上方倾斜者为左旋齿。 对于曲线齿锥齿轮,当观察者从锥顶朝大端看过去,轮齿上的背锥齿廓,相对于中间锥面上的齿廓,按反时针方向转过了一个角度时,此轮齿也称为左旋齿	
(2) 轮齿表面		
齿面	位于齿顶曲面和齿根曲面之间的轮齿侧面	
右侧齿面	面对齿轮的一个选定端面,观察其齿顶朝上的轮齿,位于齿体右侧的齿面,称为右侧齿面	
左侧齿面	面对齿轮的一个选定端面,观察其齿顶朝上的轮齿,位于齿体左侧的齿面,称为左侧齿面	
同侧齿面	在一个齿轮上,各右侧齿面互称为同侧齿面,各左侧齿面也互称为同侧齿面	
异侧齿面	在一个齿轮上,右侧齿面与左侧齿面互称为异侧齿面	
工作齿面	轮齿上的一个齿面,它与配对齿轮的齿面相啮合并传递运动	
非工作齿面	轮齿工作齿面的异侧齿面	
相啮齿面	在齿轮副中,两个互相啮合的齿面,互称为相啮齿面	
共轭齿面	一对相啮齿面,它们在整个啮合过程中,能按照预定的规律运动,既保持相切,而又不互相干涉	

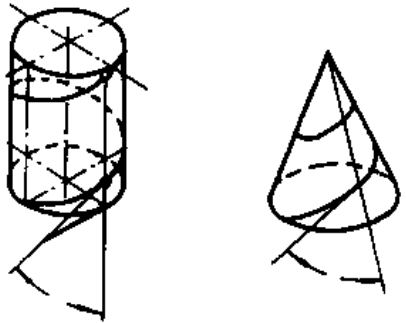
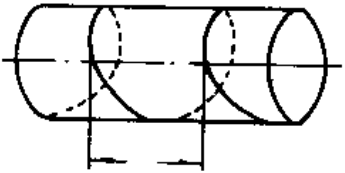
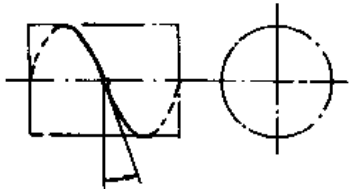
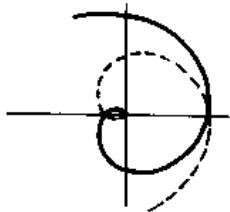
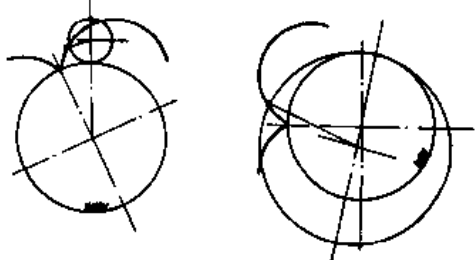
续表 2 1

术 语	定 义 和 图 示	
(3) 齿面上的各个部分		
可用齿面	齿轮齿面上可用于啮合的区域。其面积大小,只取决于刀具切削刃的几何形状以及刀具在切齿时与工件的相对位置与相对运动,而不受该齿轮本身的及其配对齿轮的工作位置的影响	
有效齿面	齿轮齿面上与配对内轮相啮合的区域。有效齿面的面积大小,受两齿轮工作时的相对位置的直接影响,齿轮在实际工作时,其有效齿面整个地被可用齿面所包容	
上齿面	位于齿顶曲面与分度曲面之间的那一部分齿面	
下齿面	位于分度曲面与齿根曲面之间的那一部分齿面	
齿根过渡曲面	位于可用齿面与齿槽底面之间的那一部分齿面	
齿顶(齿顶面)	位于轮齿顶部,被齿顶曲面所包含的那一部分轮齿表面 对于外齿轮,它是轮齿上与齿轮轴线相距最远的一个表面,对于内齿轮,它是与轴线相距最近的一个表面	 <p style="text-align: center;">齿顶面</p>
槽底(齿槽底面)	位于齿槽底部,被齿根曲面所包含,并与齿根过渡曲面相连接的那一部分齿槽表面。在某些情况下,齿槽底面可能只是一条线	 <p style="text-align: right;">齿槽底面</p>
(4) 齿廓与齿线		
齿廓	齿面被一个与齿线相交的既定曲面所截的截线 同义词:齿形	
端面齿廓	在圆柱齿轮和圆柱蜗杆上,齿面被端面所截的截线,称为端面齿廓	 <p style="text-align: right;">端面</p>
法向齿廓	齿面被法平面所截的截线	

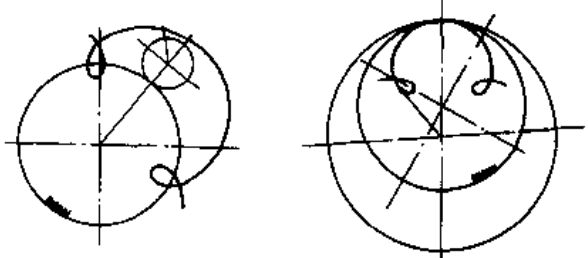
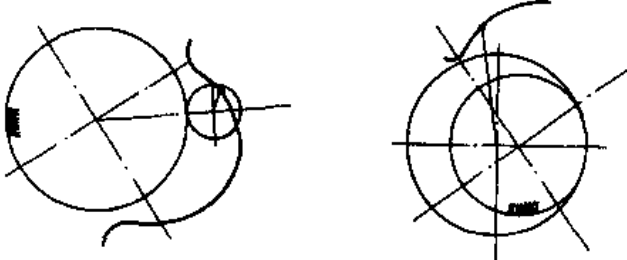
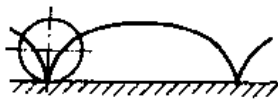
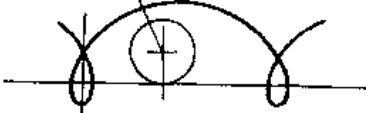
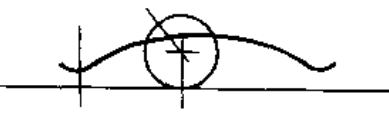
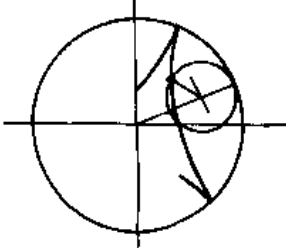
续表 2.1

术 语	定 义 和 图 示	
轴向齿廓	齿面被轴平面所截的截线	
背锥齿廓	锥齿轮的齿面被背锥所截的截线	
齿线	齿面与分度曲面的交线。 同义词:齿向线	
齿棱	齿面与齿顶曲面的交线	
(5) 模数和径节		
模数	齿距除以圆周率 π 所得到的商,以mm计	
端面模数	端面齿距除以圆周率 π 所得到的商,以mm计	
法向模数	法向齿距除以圆周率 π 所得到的商,以mm计	
轴向模数	轴向齿距除以圆周率 π 所得到的商,以mm计	
径节	圆周率 π 除以齿距(以英寸计)所得到的商	
(6) 齿轮的齿数		
齿数	一个齿轮的轮齿总数	
当量齿数	当量齿轮的齿数	
头数	蜗杆螺旋齿的齿数	
1.3 齿轮中应用的几何概念和运动概念		
(1) 螺旋线		
螺旋线(圆柱螺旋线)	动点沿圆柱面上的一条直母线作等速移动,而该直母线又绕圆柱面的轴线作等角速的旋转运动时,动点在此圆柱面上的运动轨迹,称为圆柱螺旋线	

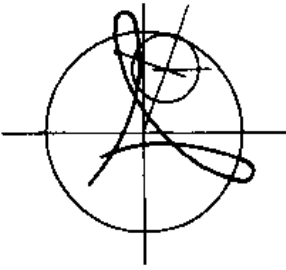
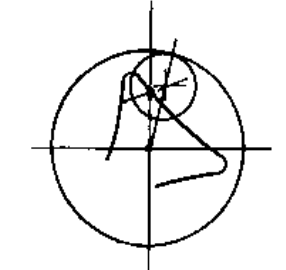
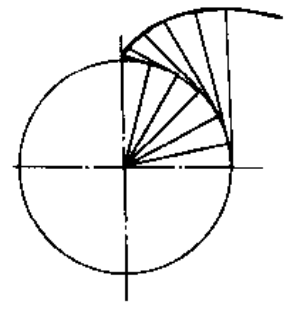
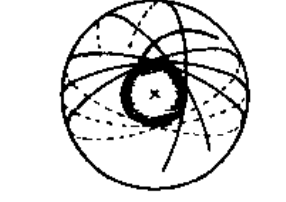
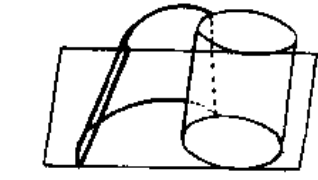
续表 2-1

术 语	定 义 和 图 示
圆锥螺旋线	<p>动点沿圆锥面上的一条直母线作等速移动, 而该直母线又绕圆锥面的轴线作等角速的旋转运动时, 动点在此圆锥面上的运动轨迹, 称为圆锥螺旋线</p>
螺旋角	<p>在圆柱面上, 圆柱螺旋线的切线与通过切点的圆柱面直母线之间所夹的锐角, 称为螺旋角。</p> <p>在圆锥面上, 曲线的切线与通过切点的圆锥面直母线之间所夹的锐角, 也称为螺旋角</p> <div style="text-align: right;">  </div>
导程	<p>圆柱面上的一条螺旋线与该圆柱面的一条直母线的两个相邻交点之间的距离</p> <div style="text-align: right;">  </div>
导程角	<p>圆柱螺旋线的切线与端面之间所夹的锐角。</p> <p>同义词: 螺旋升角</p> <div style="text-align: right;">  </div>
阿基米德螺旋线	<p>动点沿一直线作等速移动, 而此直线又围绕与其直交的轴线作等角速的旋转运动时, 动点在该直线的旋转平面上的轨迹, 称为阿基米德螺旋线</p> <div style="text-align: right;">  </div>
(2) 摆线类	
外摆线	<p>在平面上, 一个动圆(发生圆)沿着一个固定的圆(基圆)的外侧, 作外切或内切的纯滚动时, 动圆上任意一点的轨迹, 称为外摆线</p> <div style="text-align: center;">  </div>

续表 2-1

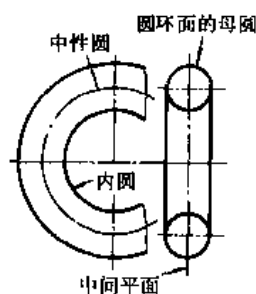
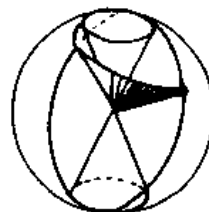
术 语	定 义 和 图 示
长幅外摆线	<p data-bbox="502 291 1412 392">在平面上,一个动圆(发生圆)沿着一个固定的圆(基圆)的外侧,作外切或内切的纯滚动时,位于外切的动圆之外或位于作内切的动圆之内,并与动圆固连的一点的轨迹,称为长幅外摆线</p>  <p>The diagram shows two cases of a small circle (generating circle) rolling on the outside of a larger fixed circle (base circle). In the left case, the generating circle is externally tangent to the base circle, and a point on its circumference traces a curve that extends outside the base circle. In the right case, the generating circle is internally tangent to the base circle, and a point on its circumference traces a curve that extends inside the base circle.</p>
短幅外摆线	<p data-bbox="502 750 1412 851">在平面上,一个动圆(发生圆)沿着一个固定的圆(基圆)的外侧,作外切或内切的纯滚动时,位于外切的动圆之内或位于作内切的动圆之外,并与动圆固连的一点的轨迹,称为短幅外摆线</p>  <p>The diagram shows two cases of a small circle (generating circle) rolling on the outside of a larger fixed circle (base circle). In the left case, the generating circle is externally tangent to the base circle, but the point on its circumference is closer to the base circle, resulting in a curve that stays within the boundary of the base circle. In the right case, the generating circle is internally tangent to the base circle, and the point on its circumference is further from the base circle, resulting in a curve that stays within the boundary of the base circle.</p>
摆线	<p data-bbox="502 1209 941 1310">在平面上,一个动圆(发生圆)沿着一条固定的直线(基线)作纯滚动时,此动圆上一点的轨迹,称为摆线</p>  <p>The diagram shows a small circle (generating circle) rolling on a horizontal fixed line (base line). A point on the circumference of the generating circle traces a series of arches above the base line.</p>
长幅摆线	<p data-bbox="502 1355 893 1489">在平面上,一个动圆(发生圆)沿着一条固定的直线(基线)作纯滚动时,在动圆之外并与动圆固连的一点的轨迹,称为长幅摆线</p>  <p>The diagram shows a small circle (generating circle) rolling on a horizontal fixed line (base line). A point on the circumference of the generating circle is located outside the circle, and its trajectory consists of arches that extend significantly above the base line.</p>
短幅摆线	<p data-bbox="502 1534 893 1668">在平面上,一个动圆(发生圆)沿着一条固定的直线(基线)作纯滚动时,在动圆之内并与动圆固连的一点的轨迹,称为短幅摆线</p>  <p>The diagram shows a small circle (generating circle) rolling on a horizontal fixed line (base line). A point on the circumference of the generating circle is located inside the circle, and its trajectory consists of arches that are contained within the vertical span of the generating circle.</p>
内摆线	<p data-bbox="502 1702 941 1803">在平面上,一个动圆(发生圆)沿着一条固定的圆(基圆)的内侧作纯滚动时,此动圆上一点的轨迹,称为内摆线</p>  <p>The diagram shows a small circle (generating circle) rolling on the inside of a larger fixed circle (base circle). A point on the circumference of the generating circle traces a curve that is entirely contained within the base circle.</p>

续表 2 1

术 语	定 义 和 图 示	
长幅内摆线	在平面上,一个动圆(发生圆)沿着一条固定的圆(基圆)的内侧作纯滚动时,在动圆之外并与动圆固连的一点的轨迹,称为长幅内摆线	
短幅内摆线	在平面上,一个动圆(发生圆)沿着一条固定的圆(基圆)的内侧作纯滚动时,在动圆之内并与动圆固连的一点的轨迹,称为短幅内摆线	
(3) 渐开线		
渐开线(圆的渐开线)	在平面上,一条动直线(发生线)沿着一个固定的圆(基圆)作纯滚动时,此动直线上一点的轨迹,称为渐开线	
延伸渐开线	在平面上,一条动直线(发生线)沿着一个固定的圆(基圆)作纯滚动时,与圆心同居于动直线的一侧,并与动直线固连的一点的轨迹,称为延伸渐开线	
缩短渐开线	在平面上,一条动直线(发生线)沿着一个固定的圆(基圆)作纯滚动时,与圆心分别居于动直线的各一侧,并与动直线固连的一点的轨迹,称为缩短渐开线	
球面渐开线	球面上的一个大圆(发生圆)沿着位于同一球面上的一个固定的小圆(基圆)作纯滚动时,位于该大圆上的一个任意点在球面上的运动轨迹,称为球面渐开线	
(4) 几何曲面		
渐开螺旋面	平面沿着一个固定的圆柱面(基圆柱面)作纯滚动时,此平面上的一条以恒定角度与基圆柱的轴线倾斜交错的直线在固定空间内的轨迹曲面,称为渐开螺旋面	

续表 2-1

术 语	定 义 和 图 示
阿基米德螺旋面	动直线以恒定的角度与一条固定的直线(轴线)相交并绕其等速转动,又沿此轴线方向作等速移动时,此动直线在固定空间内的运动轨迹就称为阿基米德螺旋面
球面渐开螺旋面	平面沿着一个固定的圆锥面(基圆锥面)作纯滚动时,此平面上的一条以恒定的角度与基圆锥的轴线倾斜交错的直线在固定空间内的轨迹曲面,称为球面渐开螺旋面
圆环面	一个圆(母线)围绕着位于圆外之外,但与此圆在同一平面内的一条直线(轴线)作旋转运动,于是,此圆在固定空间内的轨迹曲面就称为圆环面
圆环面的母线	圆环面被其轴平面所截出的两个圆之中的任意一个圆
圆环面的中性圆	圆环面的母线圆心绕轴线作旋转运动时的轨迹
圆环面的中间平面	圆环面的对称平面,它包含中性圆,并与轴线相交
圆环面的内圆	圆环面被中间平面所截取的两个圆之中,直径较小的那个圆



1.4 干涉和修形

(1) 轮齿面的干涉

啮合干涉	齿轮副在啮合过程中,由于必要的正确啮合的条件不足,其中一个齿轮的齿面越出了所允许的运动界限,而出现的在理论上穿越其相啮齿面的现象
切齿干涉	切齿时,由于刀具穿越了工件的理论齿面,以致工件材料切除过多,导致被加工出来的齿面形状与理论齿面相比,发生了有规律的变动,这种现象,称为切齿干涉


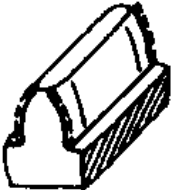




(2) 齿廓修形和齿向修形

齿廓修形	有意识地微量修削齿廓,使齿廓形状偏离理论齿廓,称为齿廓修形
修缘	齿廓修形的一种,指的是,在齿顶有效齿面上对齿廓形状进行有意识的修削

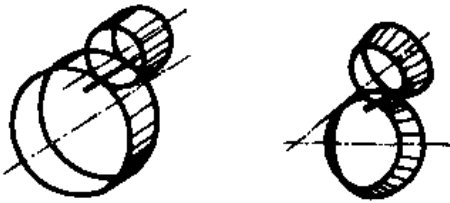


续表 2-1

术 语	定 义 和 图 示
修根	齿廓修形的一种,指的是,在内根有效齿面对齿廓形状进行有意识的修削 
齿向修形	有意识地沿齿线方向微量修削齿面,使其偏离理论齿面,称为齿向修形
齿端修薄	对轮齿的一端或两端,在一小段齿宽范围内,将齿厚向齿端方向逐渐削薄,称为齿端修薄 
鼓形修整	采用齿向修形的办法,使轮齿的齿宽中部向外凸出,称为鼓形修整 
鼓形齿	经过鼓形修整的轮齿
挖根	由于加工工艺的需要,对轮齿的齿根过渡曲面进行有意识的修削,称为挖根 

1.5 齿轮的啮合

(1) 瞬时轴

瞬时轴 在平行轴或相交轴的齿轮副中,两齿轮作相对的瞬时回转运动的轴线,称为瞬时轴。 在交错轴齿轮副中,两齿轮作相对的瞬时螺旋运动的轴线,也称为瞬时轴 	
--	--

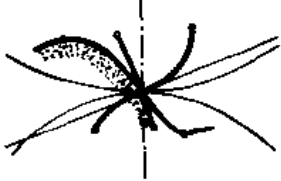
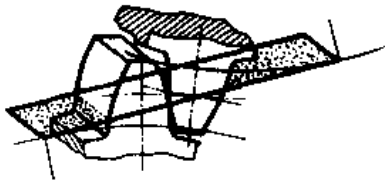
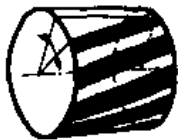
(2) 齿面的接触

瞬时接触点 两个相啮齿廓在某一瞬时的公切点。 同义词:接触点	
瞬时接触线 在某一瞬时间内,两个相啮齿面的所有的接触点的连接线	

(3) 轮齿的啮合

啮合 一对齿轮的齿,依次交替地接触,从而实现一定规律的相对运动的过程和形态	
啮合线 对点接触齿轮副,在其整个啮合过程中,其瞬时接触点在固定空间的轨迹	

续表 2-1

术 语	定 义 和 图 示
端面啮合线	<p>平行轴圆柱齿轮副中的任意一对相啮合的端面齿廓,在其整个啮合过程中,其瞬时接触点在端平面上的运动轨迹,称为端面啮合线,在渐开线齿轮副中,其端面啮合线与两相啮齿廓的公法线相重合</p> 
啮合曲面	<p>一对相啮合的齿面,在其整个啮合过程中,其瞬时接触线在固定空间内的轨迹曲面,称为啮合曲面。</p> <p>对于平行轴齿轮副,啮合曲面也就是该齿轮副在各个端截面上的端面啮合线组成的曲面</p> 
啮合平面	平行轴渐开线圆柱齿轮副的啮合曲面
啮合区域	<p>啮合曲面上有效齿面啮合的区域,称为啮合区域。</p> <p>在平行轴渐开线齿轮副中,啮合区域为啮合平面上的一个矩形区域</p>
(4) 重合度	
总作用弧	齿轮在其啮合过程中,它的一个齿面从啮合开始到啮合终止所转过的分度圆弧长
端面作用弧	<p>内轮在其啮合过程中,它的一个端面齿廓从啮合开始到啮合终止所转过的分度圆弧长</p> <p>对于锥齿轮,指的是背锥齿廓在相应的啮合期间所转过的分度圆弧长</p>
纵向作用弧	分别包含同一条齿线各一个端点的两个轴平面所截取的分度圆弧长
总作用角	<p>总作用弧所对圆心角,称为总作用角。</p> <p>对于锥齿轮,其值应在冠轮上量度</p>
端面作用角	<p>端面作用弧所对圆心角,称为端面作用角。</p> <p>对于锥齿轮,其值应在冠轮上量度</p>
纵向作用角	<p>纵向作用弧所对圆心角,称为纵向作用角。</p> <p>对于锥齿轮,其值应在冠轮上量度</p> 
总重合度	<p>总作用角与齿距角的比值,称为总重合度。</p> <p>对于锥齿轮,其值应在冠轮上量度</p>
端面重合度	<p>端面作用角与齿距角的比值,称为端面重合度。</p> <p>对于锥齿轮,其值应在冠轮上量度</p>
纵向重合度	<p>纵向作用角与齿距角的比值,称为纵向重合度。</p> <p>对于锥齿轮,其值应在冠轮上量度</p>
1.6 齿轮的变位	
(1) 标准齿轮	
非变位齿轮	变位系数为零的齿轮,也就是标准齿轮
标准中心距	两齿轮分度曲面相切时的中心距
名义中心距	实际齿厚为公称值的两齿轮无侧隙啮合时的中心距

续表 2-1

术 语	定 义 和 图 示
(2) 变位齿轮	
变位(径向变位)	指的是产形齿条或产形蜗杆的分度曲面与齿轮的分度曲面不相切
变位齿轮副	至少包含一个变位齿轮的齿轮副
高变位圆柱齿轮副	名义中心距等于标准中心距的变位齿轮副
角变位圆柱齿轮副	名义中心距不等于标准中心距的变位齿轮副
高变位锥齿轮副	轴交角等于两齿轮分锥角之和的变位锥齿轮副
角变位锥齿轮副	轴交角不等于两齿轮分锥角之和的变位锥齿轮副
(3) 变位系数	
变位量(径向变位量)	<p>圆柱齿轮与产形齿条作紧密啮合时,介于齿轮的分度圆柱面与齿条的基准平面之间沿公垂线量度的距离,称为径向变位量。当基准平面与分度圆柱面分离时,变位量取正值;基准平面与分度圆柱面相割时,取负值。</p> <p>对于锥齿轮,指的是当量圆柱齿轮的径向变位量。</p> <p>对于圆柱蜗杆副的蜗轮,指的是产形蜗杆的分度曲面与蜗轮的分度曲面之间沿连心线量度的距离</p>
径向变位系数	径向变位量除以模数所得到的商;或径向变位量与径节(以英寸计)的乘积
中心距变动系数	名义中心距与标准中心距之差除以模数所得到的商;或名义中心距与标准中心距之差与径节(以英寸计)的乘积

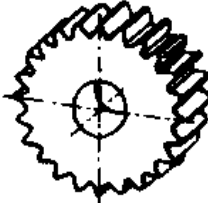
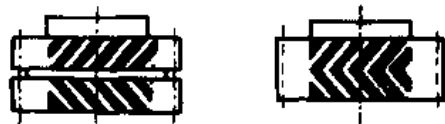
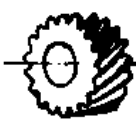
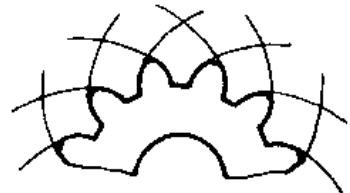
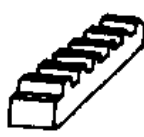


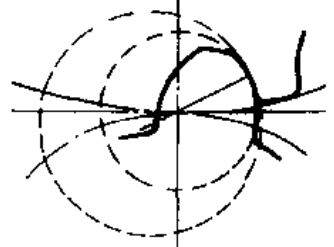
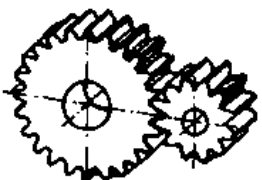
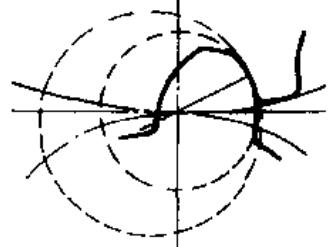
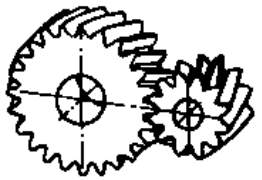
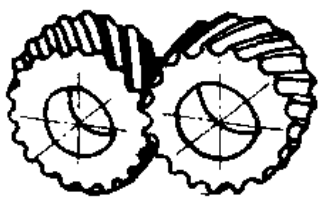



2 圆柱齿轮和圆柱齿轮副(见表 2-2)

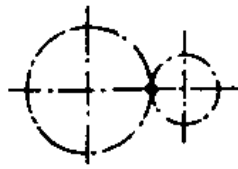
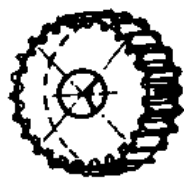

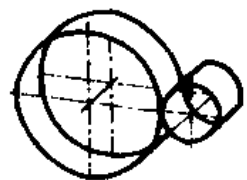

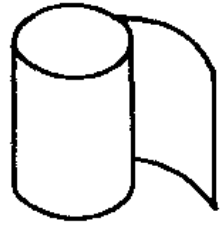
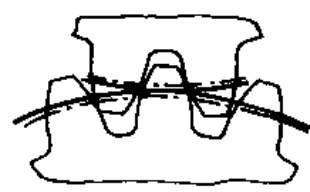
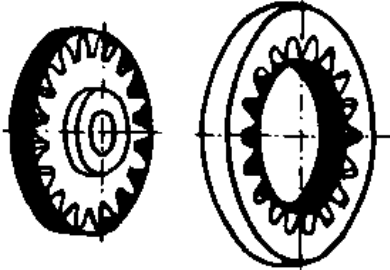

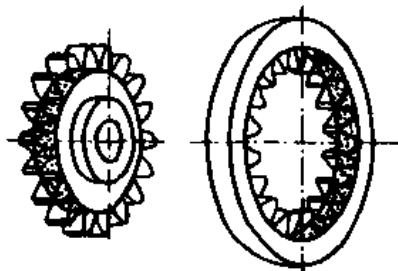
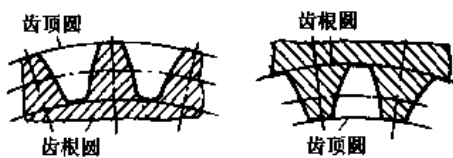
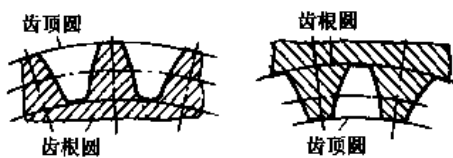
表 2-2

术 语	定 义 和 图 示	术 语	定 义 和 图 示
2.1 圆柱齿轮的分类			
(1) 按齿轮的外形			
圆柱齿轮	分度曲面为圆柱面的齿轮	圆柱齿轮副	两轴线平行或交错的一对互相啮合着的圆柱齿轮
齿条	一个平板或直杆,当其具有一系列等距离分布的齿时,就称为齿条	当量齿轮(斜齿轮的当量齿轮)	对于斜齿轮,其齿线上某一点处的法平面与分度圆柱面的交线是一个椭圆;以此椭圆的最大曲率半径作为某一个假想直齿轮的分度圆半径,并以此斜齿轮的法向模数和法向压力角作为上述的假想齿轮的端面模数和端面压力角;于是,此假想直齿轮就称为所述的斜齿轮的当量齿轮

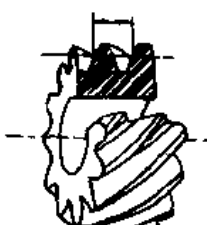
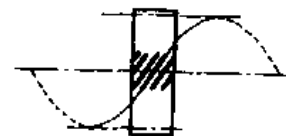

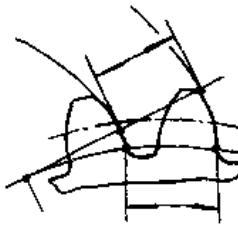
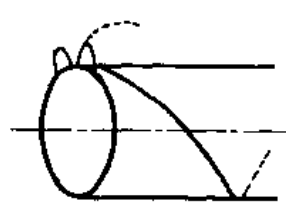





附表 2-2

术语	定义和图示	术语	定义和图示
(2) 按齿线的形状		(3) 按齿廓的形状	
直齿轮 (直齿圆柱齿轮)	齿线为分度圆柱面母线的圆柱齿轮 	人字齿轮	一个圆柱齿轮,在其一部分齿宽上为右旋齿,而在另一部分齿宽上为左旋齿 
斜齿轮 (斜齿圆柱齿轮)	齿线为螺旋线的圆柱齿轮 	渐开线齿轮 (渐开线圆柱齿轮)	一个圆柱齿轮,其端面上的可用齿廓是一段渐开线 此外,“可用齿廓”词指的是,一个与齿线相交的既定曲面与可用齿面相截的截线 
直齿条	一个齿条,其齿线是垂直于齿的运动方向的直线 	摆线齿轮 (摆线圆柱齿轮)	齿廓为准确的(或近似的)摆线形状的圆柱齿轮 
斜齿条	一个齿条,其齿线与运动方向斜交 	圆弧齿轮 (圆弧圆柱齿轮)	一个斜齿圆柱齿轮,其基本齿条的法向(或端面)可用齿廓为圆弧 
直齿轮副 (直齿圆柱齿轮副)	由两个配对的直齿圆柱齿轮组成的平行轴齿轮副 	双圆弧齿轮 (双圆弧圆柱齿轮)	一个斜齿圆柱齿轮,其基本齿条的法向(或端面)可用齿廓由两段圆弧所组成:上半齿廓为凸弧,下半齿廓为凹弧 
斜齿轮副 (斜齿圆柱齿轮副)	由两个配对的斜齿圆柱齿轮组成的平行轴齿轮副 	圆弧齿轮副	由一对相啮合的圆弧齿轮组成的平行轴齿轮副,传动时,一个齿轮轮齿的凸圆弧与另一个齿轮轮齿的凹圆弧相啮合 
螺旋齿轮副 (交错轴圆柱斜齿轮副)	由两个配对的斜齿圆柱齿轮组成的交错轴齿轮副 		


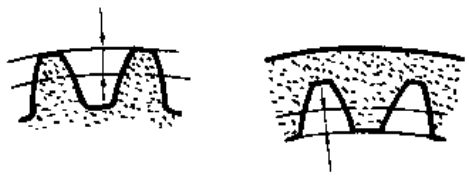
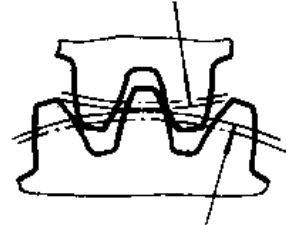

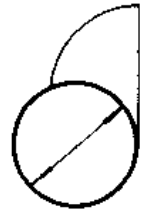
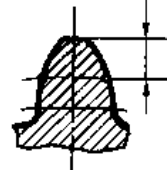
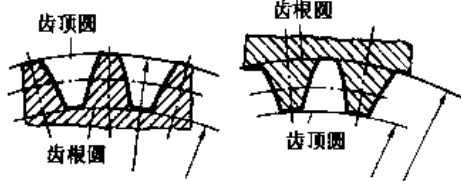

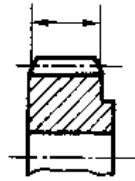


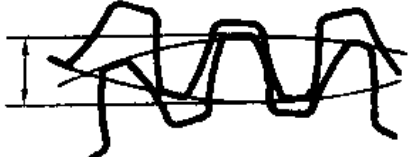

续表 2-2

术语	定义和图示	术语	定义和图示
2.2 假想曲线和曲面		(2) 假想曲线	
(1) 假想曲面		节点	在一对相啮合的齿轮上,其两节圆的切点,称为节点 
分度圆柱面	圆柱齿轮的分度曲面 	节线	齿条的节平面与端平面的交线 
节圆柱面	平行轴齿轮副中的圆柱齿轮的节曲面 	分度圆	圆柱齿轮的分度圆柱面与端平面的交线 
基圆柱面	渐开线圆柱齿轮上的一个假想的圆柱面,形成齿轮齿面(渐开螺旋面)的发生平面在此假想圆柱面上作纯滚动运动 	节圆	圆柱齿轮的节圆柱面与端平面的交线 
齿顶圆柱面	圆柱齿轮的齿顶曲面 	基圆	渐开线圆柱齿轮(或摆线圆柱齿轮)上的一个假想圆,形成渐开线齿廓的发生线(或形成摆线齿廓的发生圆)在此假想圆的圆周上作纯滚动时,此假想圆就称为基圆 
齿根圆柱面	圆柱齿轮的齿根曲面 	顶圆(齿顶圆)	在圆柱齿轮上,其齿顶圆柱面与端平面的交线,称为齿顶圆 
		根圆(齿根圆)	在圆柱齿轮上,其齿根圆柱面与端平面的交线,称为齿根圆 

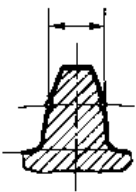
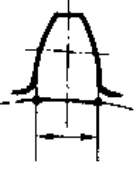
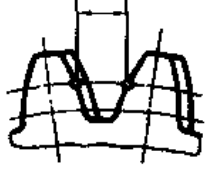
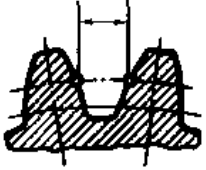
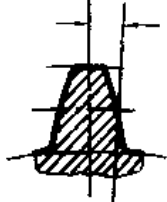
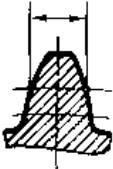
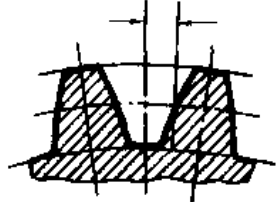


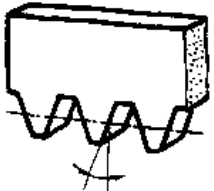
续表 2-2

术语	定义和图示	术语	定义和图示
(3) 螺旋线		轴向齿距	在斜齿轮的一个轴平面内,两个相邻的同侧齿廓之间的轴向距离 
分度圆螺旋线	斜齿轮的分度圆柱面与齿面的交线,称为分度圆螺旋线,分度圆螺旋线也就是斜齿轮的齿线 	法向基节 (法向基圆齿距)	两相邻同侧齿面的基圆螺旋线沿其法向螺旋线度量的距离 这两个渐开螺旋面之间的法向距离为常数值,它与上述的法向螺旋线的弧长相等
节圆螺旋线	斜齿轮的节圆柱面与齿面的交线 	端面基圆齿距	在渐开线圆柱齿轮的一个端平面上,相邻的两个同侧齿廓的渐开线所截的基圆弧长,称为端面基圆齿距,它与这两个端面齿廓之间恒定的法向距离在数值上相等 
基圆螺旋线	渐开线斜齿轮的基圆柱面与形成该齿轮齿面的渐开螺旋面的交线 	法向螺旋线	在同一圆柱面上的两条相交的螺旋线中,如果在任何交点处两螺旋线的切线相互垂直,那么,其中的一条螺旋线就称为另一条螺旋线的法向螺旋线,这两条螺旋线的螺旋方向相反,螺旋角互余
2.3 尺寸参数		内距角	整个圆周(以角单位表示)与齿数的比值,称为齿距角 对于圆柱齿轮,齿距角也就是端面齿距所对的圆心角 
(1) 齿距		公法线长度	对于外齿轮,相隔若干个齿的两外侧齿面各与两平行平面之中的一个平面相切,此两平行平面之间的垂直距离就称为该齿轮的公法线长度 对内齿轮,指的是相隔若干个齿槽的两外侧齿面 必须指明两平行平面所跨的齿数(或齿槽数)  
齿距	在齿轮的一个既定圆柱面上,一条给定的曲线被两个相邻的同侧齿面所截取的长度,称为齿距		
端面齿距	在齿轮上,两个相邻而同侧的端面齿廓之间的分度圆弧长,称为端面齿距 注:在一般情况下,端面齿距可以简称为齿距,但不应该称为周节 		
法向齿距	在斜齿轮的分度圆柱面上,其齿线的法向螺旋线在两个相邻的同侧齿面之间的弧长 		


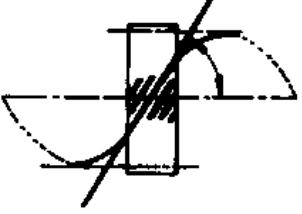

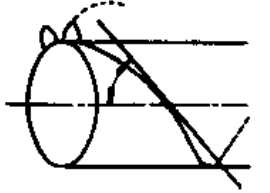

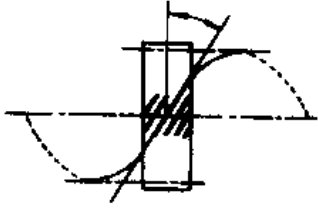

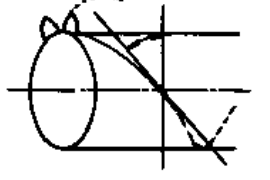
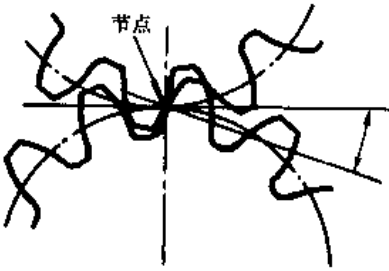


续表 2-2

术语	定义和图示	术语	定义和图示
(2) 直径和半径			
分度圆直径	圆柱齿轮的分度圆柱面(或分度圆)的直径 	齿顶高	齿顶圆与分度圆之间的径向距离 
节圆直径	圆柱齿轮的节圆柱面或节圆的直径 	齿根高	齿根圆与分度圆之间的径向距离 
基圆直径	渐开线齿轮和摆线齿轮的基圆柱面和基圆的直径 	弦齿高	法向弦齿厚的中点到齿顶面的最短距离 
顶圆直径	齿顶圆柱面和齿顶圆的直径 	固定弦齿高	固定弦的中点到齿顶面的最短距离 
根圆直径	齿根圆柱面和齿根圆的直径	齿宽	齿轮的有齿部位沿分度圆柱面的直母线方向量度的宽度 
齿根圆角半径	齿根过渡曲面的最小曲率半径	有效齿宽	一对相啮齿轮互相接触的宽度 
(3) 齿高和齿宽			
齿高	齿顶圆与齿根圆之间的径向距离 	(4) 齿厚	
工作高度	两个配对齿轮的齿顶圆柱面各与连心线相交, 所得到的两交点之间的最短距离 	齿厚(端面齿厚)	在圆柱齿轮的端平面上, 一个齿的两侧端面齿廓之间的分度圆弧长 对于鼓形齿, 在鼓形面的最高处量度 


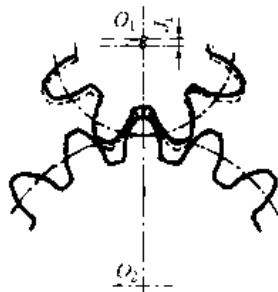
续表 2-2

术语	定义和图示	术语	定义和图示
从动齿厚	在斜齿轮上,其内线的法向螺旋线介于一个齿的两侧齿面之间的弧长 	(5) 槽宽	
端面基圆齿厚	在渐开线圆柱齿轮的一个端平面上,一个齿两侧的渐开线所截的基圆弧长 	槽宽 (端面齿槽宽)	在端平面上,一个齿槽的两侧齿廓之间的分度圆弧长 
法向基圆齿厚	在渐开线斜齿轮上,一个齿的两侧基圆螺旋线沿其法向螺旋线度量的弧长	法向齿槽宽	在斜齿轮的一个齿槽内,其两侧齿线的法向螺旋线位于该齿槽内的弧长 
弦齿厚 (端面弦齿厚)	在齿轮的一个端平面上,一个齿的两侧端面齿廓之间的分度圆弧所对应的弦长	齿厚半角	端面齿厚所对圆心角的一半 
法向弦齿厚	一个齿的两侧齿线之间的最短距离,也即法向齿厚所对应的弦长 	槽宽半角	端面齿槽宽所对圆心角的一半 
固定弦齿厚	渐开线齿轮的一个齿和基本齿条的两个齿对称接触时,分布于该齿轮轮齿两侧齿面上的那两条接触线之间的最短距离 	(6) 压力角	
端面齿顶厚	在端平面内,一个齿的两侧端面齿廓之间的齿顶圆弧长 	齿形角	基本齿条的法向压力角 
法向齿顶厚	在斜齿轮的一个齿上,其两侧齿顶圆螺旋线的法向螺旋线位于齿顶面内的弧长		

续表 2-2

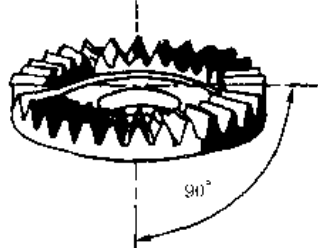

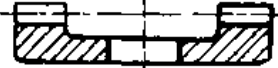
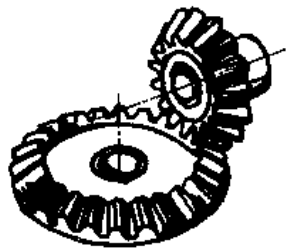
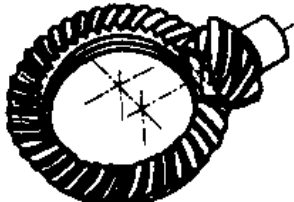
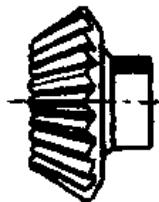
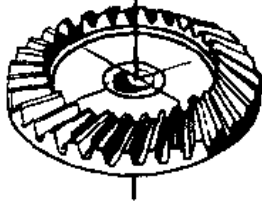
术语	定义和图示	术语	定义和图示
任意点的法向压力角	过齿面上任意点处的径向直线与齿面在该点处的切平面所夹的锐角 	(7) 螺旋角 螺旋角	对于斜齿轮,指的是分度圆螺旋线的螺旋角 
任意点压力角(任意点的端面压力角)	在端面内,过端面齿廓上任意点处的径向直线与齿廓在该点处的切线所夹的锐角 	基圆螺旋角	对于渐开线斜齿轮,指的是基圆螺旋线的螺旋角 
法向压力角	对于任意点的法向压力角,当所叙述的位置限定在齿线上时,就称为法向压力角 	导程角	对于斜齿轮,指的是分度圆螺旋线的导程角 
压力角(端面压力角)	对于任意点的端面压力角,当所叙述的点是端面齿廓与分度圆的交点时,就称为端面压力角 	基圆导程角	对于渐开线斜齿轮,指的是基圆螺旋线的导程角 
啮合角	在一般情况下,两相啮合轮的端面齿廓在接触点处的公法线与两节圆的内公切线所夹的锐角,称为啮合角 对于渐开线齿轮,指的是两相啮合轮齿在节点上的端面压力角 	(8) 顶隙和侧隙 顶隙	在齿轮副中,一个齿轮的齿根圆柱面与配对齿轮的齿顶圆柱面之间在连心线上量度的距离 
		圆周侧隙	在一对相啮合的齿轮中,固定其中一个齿轮,另一个齿轮所能转过的节圆弧长,称为圆周侧隙 

续表 2-2

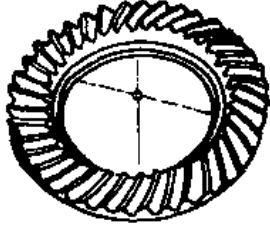
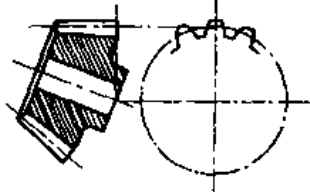
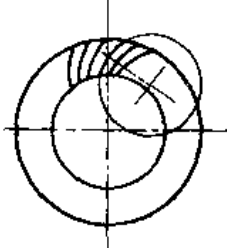
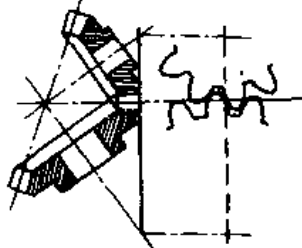
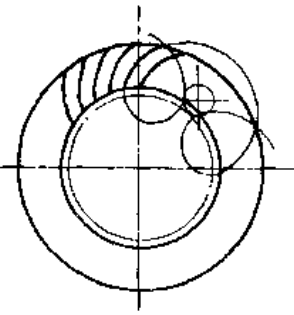
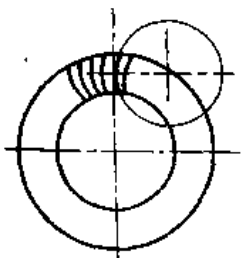
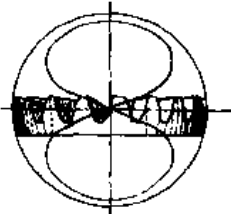
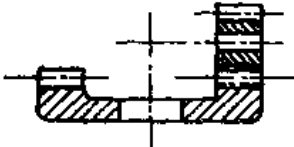
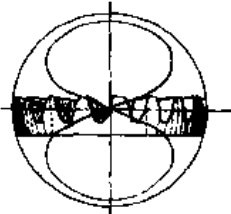
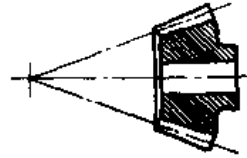
术语	定义和图示	术语	定义和图示
法向侧隙	两齿轮的工作齿面互相接触时,其非工作齿面之间的最短距离,称为法向侧隙 	径向侧隙	一对齿轮,其工作状态下的中心距与无隙啮合状态下的中心距之差,称为径向侧隙,其值等于圆周侧隙的一半除以啮合角的正切所得到的商 

3 锥齿轮、准双曲面齿轮及其齿轮副(见表 2-3)

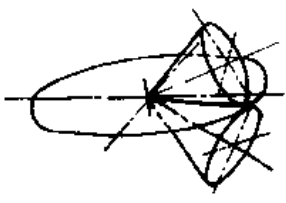
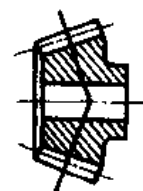
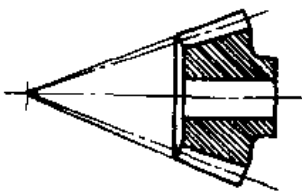
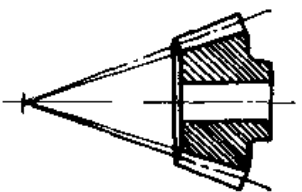
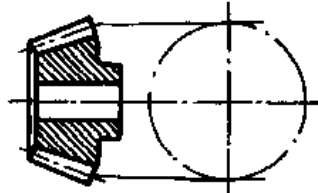
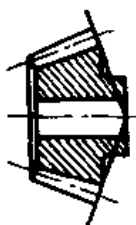
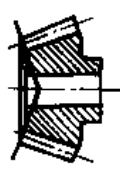
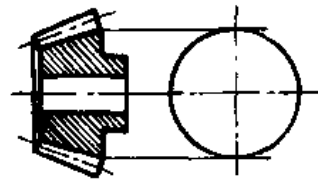
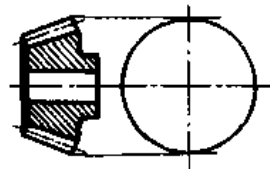
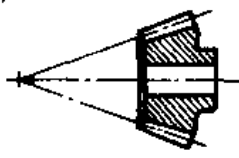
表 2-3

术语	定义和图示	术语	定义和图示
3.1 锥齿轮和准双曲面齿轮的分类 (1) 按齿轮的外形和轴线的相互关系		冠轮	分锥角为 90° 的锥齿轮。 同义词:平面齿轮 
锥齿轮	分度曲面为圆锥面的齿轮 	端面齿轮	用于与圆柱齿轮啮合的顶锥角及根锥角均为 90° 的锥齿轮或准双曲面齿轮 
锥齿轮副	一对轴线相交的锥齿轮 	(2) 按齿线的形状	
准双曲面齿轮副	一对轴线交错的、圆锥形或近似于圆锥形的齿轮 	直齿锥齿轮	齿线为分度圆锥面的直母线的锥齿轮 
准双曲面齿轮	准双曲面齿轮副中的任何一个齿轮	斜齿锥齿轮	产形冠轮上的齿线是不通过锥顶的直线的锥齿轮 

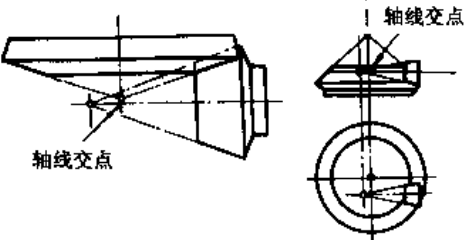
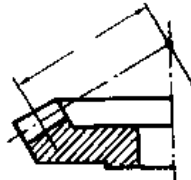
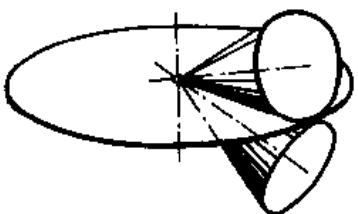
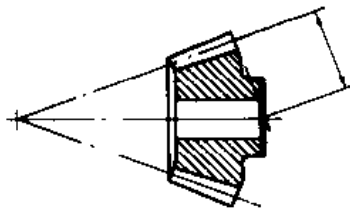
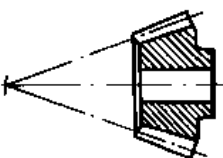
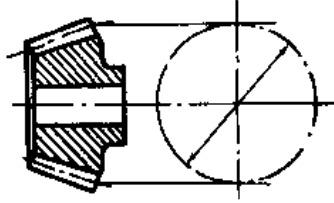
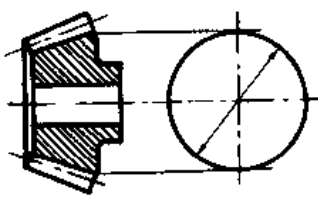
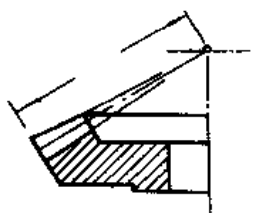
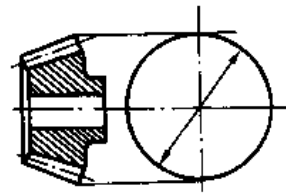
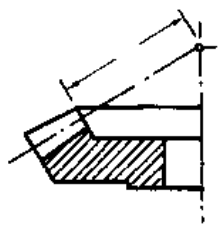
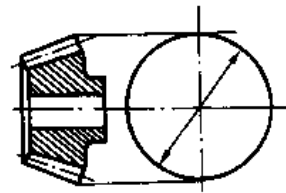
续表 2 3

术语	定义和图示	术语	定义和图示
曲线齿锥齿轮	产形冠轮上的齿线是某种平面曲线的锥齿轮 	锥齿轮的当量圆柱齿轮	一个假想的圆柱齿轮,其节圆半径等于所研究的锥齿轮的背锥距,并且其端面模数齿高系数、变位系数等于此锥齿轮的背锥面上的这些参数 
弧齿锥齿轮	产形冠轮上的齿线是圆弧的锥齿轮 	当量圆柱齿轮副	在锥齿轮副中,它的两个锥齿轮的相啮合的当量圆柱齿轮,称为当量圆柱齿轮副 
摆线齿锥齿轮	产形冠轮上的齿线是长幅外摆线的锥齿轮 	(3) 按齿廓的形状	
零度齿锥齿轮	中点螺旋角为零度的曲线齿锥齿轮 	8字啮合锥齿轮	一个锥齿轮,其产形冠轮的齿面形状为平面时,称为8字啮合锥齿轮 
圆柱齿轮端面齿轮副	由端面齿轮及其配对的圆柱齿轮组成的、轴交角呈 90° 相交或交错的齿轮副 	圆弧齿弧齿锥齿轮	一个弧齿锥齿轮,其产形冠轮的轮齿的法向齿廓是圆心位于分度平面附近的圆弧 3.2 曲线和曲面 (1) 假想曲面 分锥(分度圆锥面) 锥齿轮的分度曲面  

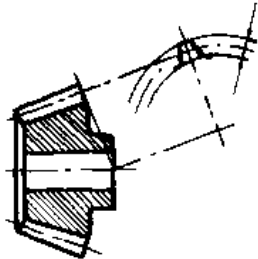
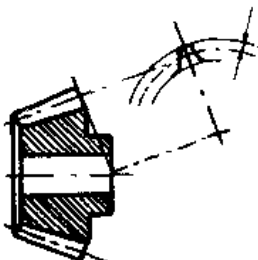

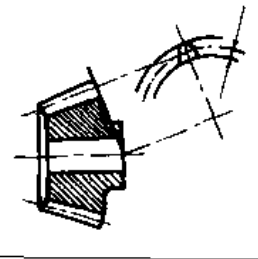

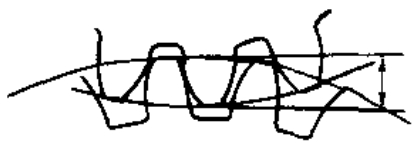
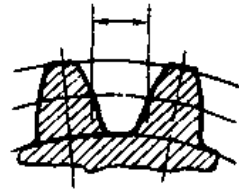
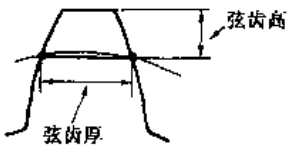

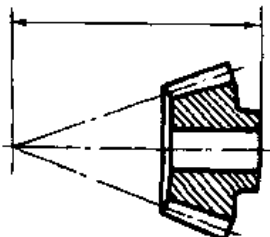
续表 2.3

术语	定义和图示	术语	定义和图示
节锥(节圆锥面)	相交轴齿轮副中的两个锥齿轮的节曲面 	中锥(中间锥面)	锥齿轮上的一个假想圆锥面,其母线通过齿宽中点,并与节锥垂直相交 
顶锥(齿顶圆锥面)	锥齿轮的齿顶曲面 	(2) 圆	
根锥(齿根圆锥面)	锥齿轮的齿根曲面 	分度圆	分度圆锥面被一个垂直于轴线的平面所截,其截线为一个圆,锥齿轮在此圆上的齿距为给定值时,此圆就称为分度圆。 通常,分度圆被指定为分锥与背锥的交线 
背锥(背锥面)	锥齿轮上的一个圆锥面,它与节锥同一轴线,其母线与节锥垂直相交,并且交点位于节圆上,也就是说,背锥面是一个包含节圆的圆锥面。 通常,背锥面被定为锥齿轮轮齿的大端端面 	节圆	节锥与垂直于轴线的平面的交线
前锥(前锥面)	在锥齿轮上,通常作为轮齿小端端面的一个圆锥面,其母线与节锥垂直相交 	内根圆	根锥与背锥的交线 
		齿顶圆	顶锥与背锥的交线 
		(3) 顶点、交点和定位面	
		分锥顶点	分度圆锥面的顶点 

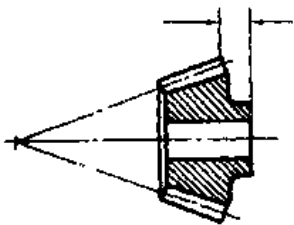

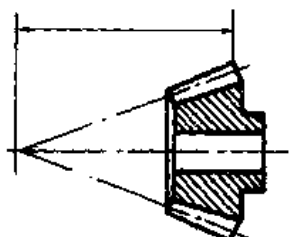

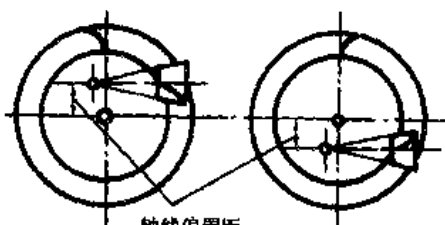

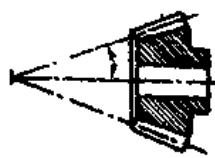

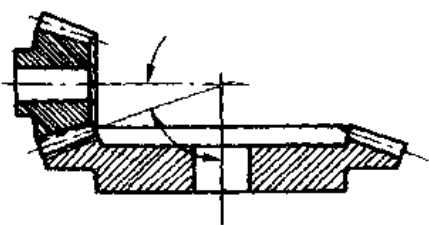
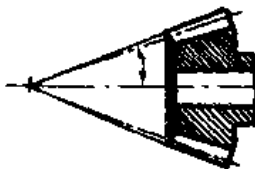
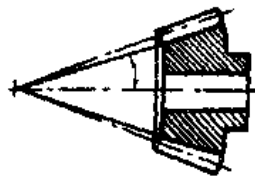
续表 2 3

术语	定义和图示	术语	定义和图示
轴线交点	<p>锥齿轮副的两轴线的交点。 对于交错轴齿锥副,指的是两轴线在垂直于连心线的平面上的投影的交点</p> 	中点锥距	<p>分锥顶点沿分锥母线至轮齿齿宽中点的距离</p> 
公共锥顶	<p>锥齿轮副两节锥的公共顶点,即轴线交点</p> 	背锥距	<p>背锥顶点沿背锥母线至分锥的距离</p> 
定位面	<p>作为安装基准面用于确定锥齿轮轴向位置的平面</p> 	(2) 直径	
3.3 尺寸参数		分度圆直径	<p>背锥面上分度圆的直径</p> 
(1) 锥距		齿顶圆直径	<p>背锥面上齿顶圆的直径</p> 
锥距(外锥距)	<p>分锥顶点沿分锥母线至背锥的距离</p> 	齿根圆直径	<p>背锥面上齿根圆的直径</p> 
内锥距	<p>分锥顶点沿分锥母线至前锥的距离</p> 	节圆直径	<p>背锥面上的节圆的直径</p> 

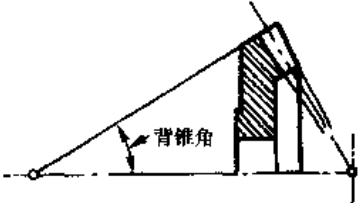
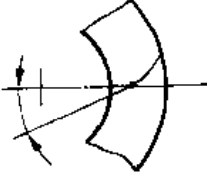
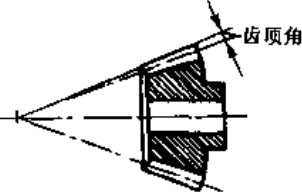
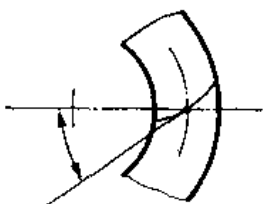
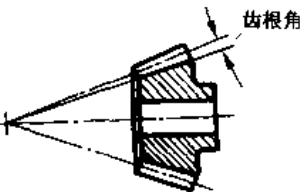
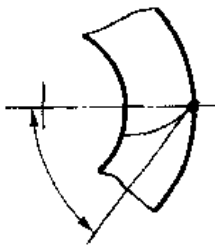
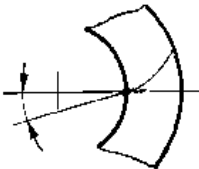

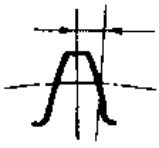

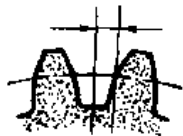
续表 2-3

术语	定义和图示	术语	定义和图示
(3) 齿高		(1) 齿距、齿厚和槽宽	
齿高	齿顶圆至齿根圆之间沿背锥母线量度的距离 	齿距	背锥面上两个相邻的同侧齿面之间的分度圆弧长
齿顶高	齿顶圆至分度圆之间沿背锥母线量度的距离 	齿厚	背锥面上一个轮齿的两侧齿面之间的分度圆弧长 
齿根高	分度圆至齿根圆之间沿背锥母线量度的距离 	弦齿厚	齿厚所对弦长 对于直齿锥齿轮,指的是当量圆柱齿轮上的弦齿厚 
工作高度	一对锥齿轮互相啮合时,两者的齿顶圆与两背锥的公共母线各有一个交点,这两个交点之间沿上述公共母线量度的最短距离 	槽宽(齿槽宽)	在锥齿轮上,一个齿槽的两侧齿面之间的分度圆弧长 
弦齿高	弦齿厚的中点到齿顶面的最短距离。 对于直齿锥齿轮,指的是当量圆柱内轮上的弦齿高 	齿宽	锥齿轮的轮齿沿分锥母线量度的宽度 
		(5) 其他线性参数	
		安装距	分锥顶点至定位面的轴向距离 

续表 2-3

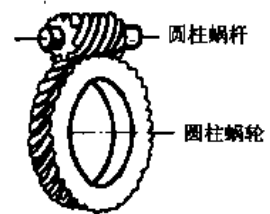
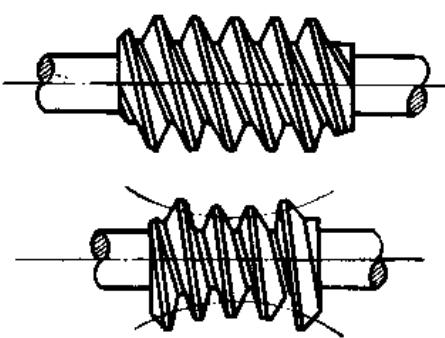


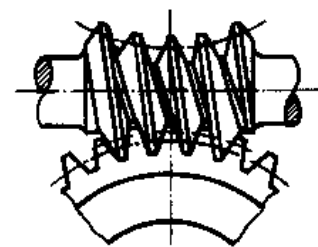
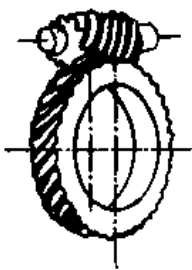
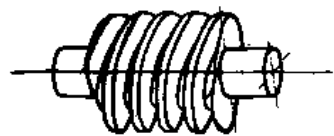
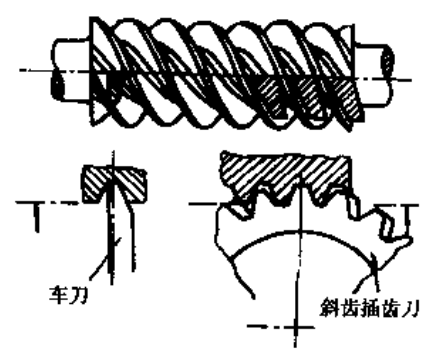
术语	定义和图示	术语	定义和图示
轮冠距	齿顶圆所在平面至定位面的距离 	圆周侧隙	在一对相啮合的锥齿轮中,固定其中一个齿轮,另一个齿轮所能转过的节圆弧长,称为圆周侧隙 
冠顶距	分锥顶点至齿顶圆所在平面的距离 	法向侧隙	两个锥齿轮,当其一侧齿面处于接触状态时,另一侧齿面之间的最短距离 
偏置距 (轴线偏置距)	准双曲面齿轮副的中心距 	(6) 圆锥角	
齿线偏移量	斜齿锥齿轮的产形冠轮的齿线与冠轮轴线之间的最短距离 	分锥角 (分度圆锥角)	锥齿轮轴线与分锥母线之间的夹角。 对外锥齿轮,此角为锐角,对内锥齿轮,此角为钝角 
顶隙	锥齿轮的齿顶圆锥面与它的配对齿轮的齿根圆锥面之间、沿两背锥的公共母线度量的距离 	节锥角 (节圆锥角)	锥齿轮轴线与节锥母线之间的夹角 
		顶锥角 (顶圆锥角)	锥齿轮轴线与顶锥母线之间的夹角,称为顶圆锥角 
		根锥角 (根圆锥角)	锥齿轮轴线与根锥母线之间的夹角 

续表 2-3

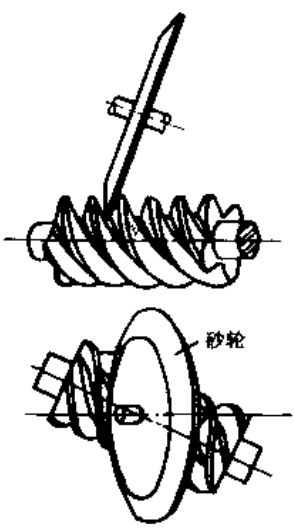
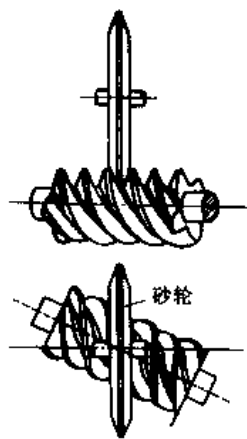
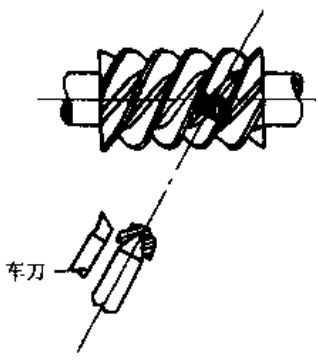
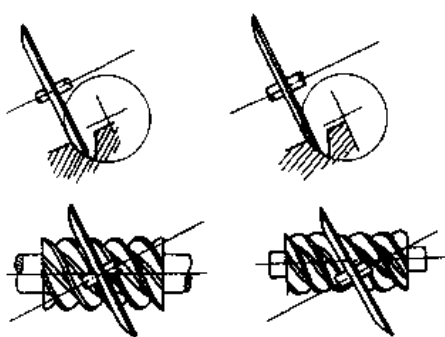
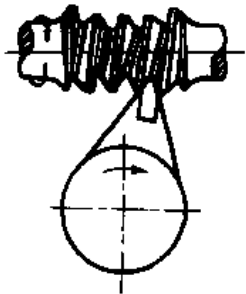
术语	定义和图示	术语	定义和图示
背锥角	锥齿轮轴线与背锥母线之间的夹角,即节锥角的余角 	任意点螺旋角	在曲线齿锥齿轮上,其齿线任意点处的切线与通过该点的分锥母线之间所夹的锐角 
齿顶角	顶锥角与分锥角之差 	中点螺旋角	锥齿轮的齿线在齿宽中点处的螺旋角 
齿根角	分锥角与根锥角之差 	大端螺旋角	锥齿轮的齿线在轮齿大端端点的螺旋角 
(7) 其他角参数		小端螺旋角	锥齿轮的齿线在轮齿小端端点的螺旋角 
任意点压力角	在直齿锥齿轮上,其齿廓在任意点处的切线与通过该切点并且垂直于分度圆锥面的直线之间所夹的锐角 	齿厚半角	在直齿锥齿轮的分度圆所在平面上,齿厚所对圆心角之半 
压力角	直齿锥齿轮背锥齿廓与分度圆交点处的压力角 	槽宽半角	在直齿锥齿轮的分度圆所在平面上,齿槽宽所对圆心角之半 

4 蜗杆副(轴交角为 90° 时)(见表2-4)

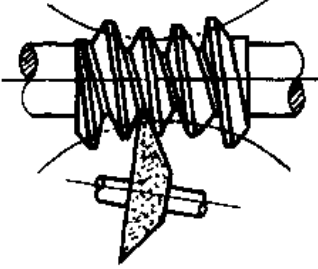
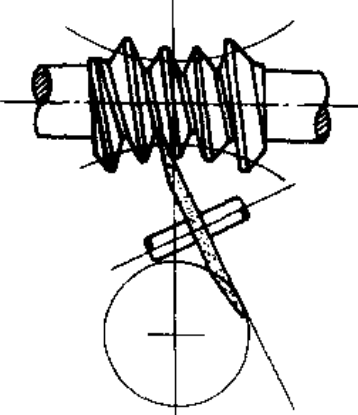
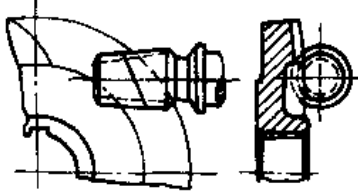
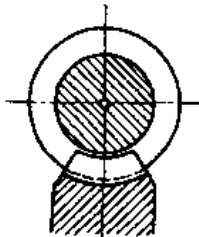
表 2-4

术语	定义和图示	术语	定义和图示
4.1 蜗杆副的分类 (1) 蜗杆及其配对蜗轮		圆柱蜗杆副	由圆柱蜗杆及其配对的蜗轮组成的交错轴齿轮副 
蜗杆	一个齿轮, 当它只具有一个或几个螺旋齿, 并且与蜗轮啮合而组成交错轴齿轮副时, 就称为蜗杆, 其分度曲面可以是圆柱面、圆锥面或圆环面 	环面蜗杆	分度曲面是圆环面的蜗杆, 称为环面蜗杆, 这种蜗杆的分度曲面所使用的只是圆环面的一部分内表面; 但是, 这一部分内表面含有该圆环面的整个内圆。 注: 旧称“球面蜗杆”及“弧面蜗杆”两词, 均停止使用。 
蜗轮	一个齿轮, 它作为交错轴齿轮副中的大轮而与配对蜗杆相啮合时, 就称为蜗轮, 其分度曲面可以是圆柱面、圆锥面或圆环面。通常, 它和配对的蜗杆呈线接触状态 	环面蜗杆副	由环面蜗杆及其配对的蜗轮组成的交错轴齿轮副 
蜗杆副	由蜗杆及其配对蜗轮组成的交错轴齿轮副 	(2) 圆柱蜗杆的分类	
圆柱蜗杆	分度曲面为圆柱面的蜗杆 	阿基米德蜗杆	齿面为阿基米德螺旋面的圆柱蜗杆, 其端面齿廓是阿基米德螺旋线, 轴向齿廓是直线。 同义词: 轴向直廓蜗杆, ZA 蜗杆 

续表 2-4

术语	定义和图示	术语	定义和图示
渐开线蜗杆	<p>齿面为渐开螺旋面的圆柱蜗杆,其端面齿廓是渐开线。 同义词:ZI蜗杆</p> 	锥面包络圆柱蜗杆	<p>一个圆柱蜗杆,其齿面是圆锥面的包络曲面时,称为锥面包络圆柱蜗杆,通常,蜗杆轴线与产形圆锥面的轴线交错(轴交角等于蜗杆的分度圆导程角)或直角相交。 同义词:ZK蜗杆</p> 
法向直廓蜗杆	<p>在垂直于齿线的法平面内,或垂直于齿槽中点螺旋线的法平面内,或垂直于齿厚中点螺旋线的法平面内的齿廓为直线的圆柱蜗杆,均称为法向直廓蜗杆。 同义词:ZN蜗杆</p> 	圆弧圆柱蜗杆	<p>一个圆柱蜗杆,其轴平面齿廓是圆弧或者其齿面是圆环面的包络曲面时,称为圆弧圆柱蜗杆。通常,蜗杆常做成凹齿;其齿面的产形齿面为圆环面的外表面。 同义词:ZC蜗杆</p> 
		(3) 环面蜗杆与配对蜗轮	
		直廓环面蜗杆	<p>直廓环面蜗杆是具有螺旋齿的齿轮,其分度曲面为圆环面,在轴平面内蜗杆的理论齿廓为直线。 同义词:TA蜗杆</p> 

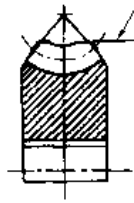
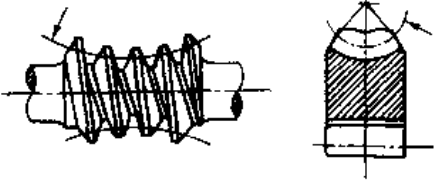

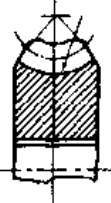
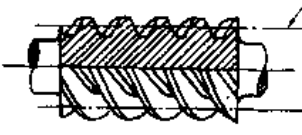
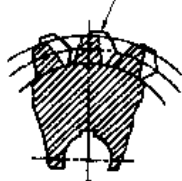
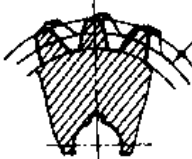
续表 2-4

术语	定义和图示	术语	定义和图示
平面蜗轮	<p>一个齿面形状为平面的齿轮,它与环面蜗杆啮合而组成交错轴齿轮副时,就称为平面蜗轮。</p> <p>平面蜗轮的齿面可以与蜗轮轴线平行或不平行</p> <p>对于齿面与轴线平行的平面蜗轮(直齿平面蜗轮)其齿面与某一个和蜗轮同轴线的圆柱面(成形圆柱面)相切。</p> <p>对于齿面与轴线不平行的平面蜗轮(斜齿平面蜗轮),其齿面与某一个和蜗轮同轴线的圆锥面(成形圆锥面)相切。</p> <p>同义词:P 蜗轮</p>	<p>锥面包络环面蜗杆</p>	<p>络环面蜗杆的理论齿面。</p> <p>同义词:TK 蜗杆</p> 
平面包络环面蜗杆	<p>以直齿或斜齿的平面蜗轮为产形轮而展成的环面蜗杆,称为平面包络环面蜗杆。</p> <p>在产形轮的轴线与蜗杆轴线垂直交错,并且蜗杆轴线与产形轮的成形圆柱面(或成形圆锥面)形成圆柱面(或成形圆锥面)相切,并围绕成形圆柱面(或成形圆锥面)的轴线作等角速旋转运动不相交也不相切的情况下,当产形轮围绕蜗杆轴线作等角速的旋转运动时,另有一个与此成的平面(蜗杆齿面的发生面)与成形圆柱面(或成形圆锥面)一起,围绕着蜗杆轴线旋转,此平面在空间所形成的平面族的包络曲面,就是平面包络环面蜗杆的理论齿面。</p> <p>同义词:TP 蜗杆</p> 	<p>渐开面包络环面蜗杆</p> <p>(4) 锥蜗杆和锥蜗轮</p> <p>锥蜗杆 分度曲面为圆锥面的蜗杆,称为锥蜗杆,它有一条或若干条等导程的锥螺旋线</p> <p>锥蜗轮 与锥蜗杆配对的、其外形类似锥齿轮的蜗轮</p> <p>锥蜗杆副 由锥蜗杆和锥蜗轮组成的交错轴齿轮副</p> 	<p>以直齿的或斜齿的渐开线圆柱齿轮为产形轮所展成的环面蜗杆,称为渐开面包络环面蜗杆。</p> <p>产形轮的齿面(渐开螺旋面)即是蜗杆齿面的发生面。</p> <p>在产形轮轴线与蜗杆轴线垂直交错的情况下,当产形轮的齿面围绕着产形轮轴线作等角速的旋转运动时,产形轮轴线也围绕着蜗杆轴线作等角速的旋转运动,于是,呈渐开螺旋面形状的产形轮齿面在空间所作出的运动轨迹的包络曲面,就是渐开面包络环面蜗杆的理论齿面。</p> <p>同义词:TI 蜗杆</p>
平面二次包络蜗轮	<p>以平面包络环面蜗杆为产形轮展成的蜗轮</p>	<p>中平面(中间平面)</p>	<p>垂直于蜗轮轴线并包含蜗杆副连心线的平面,称为中间平面。</p> <p>当蜗杆与蜗轮的轴线呈直角交错时,蜗杆轴线在中间平面内</p>
锥面包络环面蜗杆	<p>由齿面呈圆锥面形状的产形轮所展成的环面蜗杆,称为锥面包络环面蜗杆。</p> <p>在产形轮的轴线与蜗杆轴线垂直交错的情况下,当形成产形轮齿面的圆锥面轴线与产形轮轴线也垂直交错,并且圆锥面轴线围绕着产形轮轴线作等角速的旋转运动时,产形轮轴线也围绕着蜗杆轴线作等角速的旋转运动。于是,该圆锥面在空间所作出的运动轨迹的包络曲面,就是锥面包</p>	<p>中平面(中间平面)</p>	

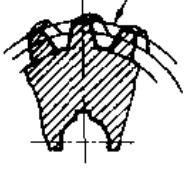
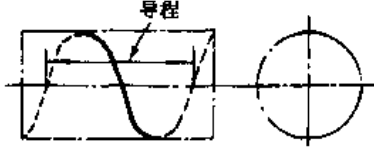
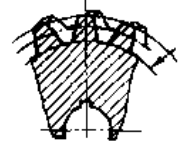


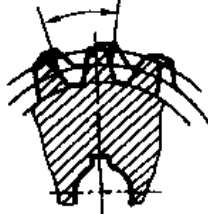

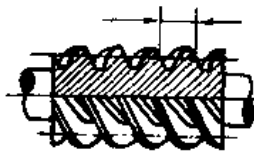

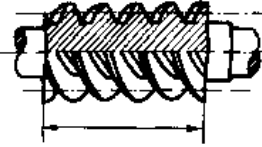
4.2 曲线和曲面

(1) 假想曲面

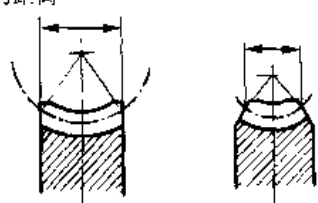
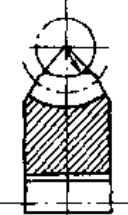
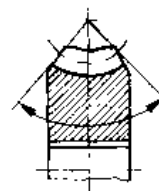
续表 2-1

术语	定义和图示	术语	定义和图示
分度圆环面	<p>蜗轮或环面蜗杆的分度曲面,称为分度圆环面。对于环面蜗杆副的蜗轮,指的是一个约定的、与蜗轮同轴的假想圆环面,其母圆等于配对蜗杆的分度圆,其中性圆半径等于蜗杆副的中心距。</p> <p>对于环面蜗杆,指的是一个约定的、与蜗杆同轴的假想圆环面,其母圆等于配对蜗轮的分度圆,其中性圆半径等于蜗杆副的中心距。</p> <p>对于圆柱蜗杆传动的蜗轮,指的是一个约定的、与蜗轮同轴的假想圆环面,其母圆半径等于配对蜗杆的分度圆半径与变位量之和,其中性圆半径等于蜗杆副的中心距。</p>	齿顶圆柱面	<p>齿顶曲面上呈圆柱面形状的那一部分齿顶表面</p> 
		咽喉面	<p>齿顶曲面上呈圆环面形状的那一部分齿顶表面,也就是齿顶圆环面,称为咽喉面。 同义词:齿顶圆环面</p> 
齿根圆环面	<p>在蜗轮或环面蜗杆上,与齿槽底面相切的圆环面,称为齿根圆环面。 齿根圆环面与分度圆环面具有同一个中性圆</p> 	分度圆柱面	<p>圆柱蜗杆的分度曲面称为分度圆柱面,蜗杆的轮齿尺寸以它为基准而确定</p> 
		喉平面	<p>在环面蜗杆上,垂直于蜗杆轴线并包含连心线的平面称为喉平面</p>
齿顶曲面	<p>位于蜗轮或蜗杆的轮齿顶部的曲面。 对于圆柱蜗轮副和环面蜗杆,齿顶曲面为圆柱面、圆环面或由圆环面和圆柱面组合而成。 对于锥蜗杆和锥蜗轮,其齿顶曲面为圆锥面</p> 	(2) 假想曲线	
		分度圆	<p>对于圆柱蜗杆,指的是分度圆柱面与端平面的交线。 对于环面蜗杆,指的是分度圆环面与喉平面的交线的圆。 对于蜗轮,指的是分度圆环面与中间平面的交线的圆</p> 
		齿顶圆	<p>齿顶圆柱面与端平面的交线</p>

续表 2-4


术语	定义和图示	术语	定义和图示
喉圆	齿顶圆环面的内圆 	导程	在圆柱蜗杆的轴平面上,同一条螺旋线的两个相邻的同侧齿廓之间的轴向距离 
齿根圆	对于圆柱蜗杆,指的是内根圆柱面与端平面的交线。 对于环面蜗杆,指的是齿根圆环面的内圆。 对于蜗轮,指的是齿根圆环面与中间平面的交线 	(2) 齿高	
分度圆螺旋线	圆柱蜗杆的分度圆柱面与齿面的交线	齿高	对于圆柱蜗杆,指的是齿顶圆柱面与齿根圆柱面之间的径向距离。 对于蜗轮和环面蜗杆,指的是喉圆与齿根圆之间的径向距离 
螺纹	蜗杆的螺旋齿	齿顶高 (分度圆齿顶高)	在圆柱蜗杆上,指的是齿顶圆柱面与分度圆柱面之间的径向距离。 在蜗轮和环面蜗杆上,指的是喉圆与分度圆之间的径向距离 
4.3 尺寸参数			
(1) 齿距和导程			
分度圆齿距	在蜗轮的中间平面上,两个相邻的同侧齿廓之间的分度圆弧长,称为分度圆齿距。对于正交蜗杆副,它等于配对圆柱蜗杆的轴向齿距或等于配对环面蜗杆的分度圆环面母圆上的齿距 	齿根高 (分度圆齿根高)	在圆柱蜗杆上,指的是分度圆柱面与齿根圆柱面之间的径向距离。 在蜗轮和环面蜗杆上,指的是分度圆与齿根圆之间的径向距离 
轴向齿距	在圆柱蜗杆上,其任意一个轴平面上的两个相邻的同侧齿廓之间的轴向距离,称为轴向齿距,它等于配对蜗轮的分度圆齿距 	工作高度	在蜗杆副上,蜗轮和蜗杆两者的齿顶曲面之间在连心线上量度的最短距离 
		(3) 其他线性参数	
		蜗杆齿宽	圆柱蜗杆的有齿(螺旋)部分,在分度圆柱面上,沿轴线方向量度的宽度 

续表 2-1

术语	定义和图示	术语	定义和图示
蜗轮齿宽	<p>蜗轮轮齿的计算齿宽。</p> <p>当轮齿端面是垂直于蜗轮轴线的平面时,齿宽指的是位于轮齿两端的这两个端平面与分度圆环面相交所得到的两个交线圆之间的轴向距离。</p> <p>当轮齿端面是以蜗轮轴线为轴线的圆锥面时,那么,齿宽指的是位于轮齿两端的那两个圆锥面与分度圆环面相交所得到的两个交线圆之间的轴向距离。</p> <p>对于锥蜗轮,指的是轮齿两端锥面沿分度锥母线度量的距离</p> 	顶隙	在蜗杆副的连心线上,蜗轮的齿根曲面与蜗杆的齿顶曲面之间的距离;或蜗轮的齿顶曲面与蜗杆的齿根曲面之间的距离
直径系数	圆柱蜗杆的分度圆直径与轴向模数的比值	圆周侧隙	蜗杆与蜗轮啮合时,使蜗杆固定不动,蜗轮所能转过的节圆弧长。称为圆周侧隙
		法向侧隙	在蜗杆副上,蜗杆与蜗轮的工作齿面互相接触时,两者的非工作齿面之间的最短距离,称为法向侧隙
咽喉半径	蜗轮的齿顶圆环面(咽喉面)的母圆半径	(4) 角参数	
		齿宽角	蜗轮齿宽所对应的蜗杆圆心角
		导程角(分度圆导程角)	圆柱蜗杆的分度圆螺旋线的切线与端面之间所夹的锐角
		基圆导程角	渐开线蜗杆的基圆螺旋线的导程角
			

5 其他类型的齿轮和齿轮副(见表 2-5)

表 2-5

术语	定义和图示	术语	定义和图示
(1) 非圆齿轮副		针轮	一个圆柱齿轮,其轮齿由若干个圆柱销所构成,而且这些圆柱销的轴线均匀分布于分度圆上,并与齿轮轴线平行
非圆齿轮	分度曲面不是旋转曲面的齿轮,它和另一个齿轮组成齿轮副以后,在啮合过程中,其瞬时角速度比按某种既定的运动规律而变化	摆线齿轮	齿廓为准确(或近似)的摆线的等距曲线形状的盘形或圆环形齿轮
椭圆齿轮	分度曲面是椭圆柱面(或卵圆柱面)的非圆齿轮		
非圆齿轮副	由非圆齿轮组成的齿轮副	(3) 谐波齿轮传动	
(2) 圆柱针轮副		谐波齿轮传动	谐波齿轮传动主要由波发生器、柔性齿轮和刚性齿轮三个基本构件组成,是一种靠波发生器使柔性齿轮产生可控弹性变形,并与刚性齿轮相啮合来传递运动和力的传动
圆柱针轮副	由圆柱针轮及其配对的圆柱齿轮组成的齿轮副	波发生器	使柔轮按一定变形规律产生周期性弹性变形的构件
		柔轮(柔性齿轮)	在波发生器作用下能产生可控弹性变形的薄壁齿轮
		刚性齿轮	相对于柔性齿轮而言,它和普通齿轮一样,工作时保持其原始形状的齿轮

6 谐波齿轮传动一般定义(见表2-6)

表2-6

术 语	定 义
6.1 传动要素和构件	
谐波齿轮传动	谐波齿轮传动主要由波发生器、柔性齿轮和刚性齿轮三个基本构件组成,是一种靠波发生器使柔性齿轮产生可控弹性变形,并与刚性齿轮相啮合来传递运动和力的传动
谐波齿轮传动机构	谐波齿轮传动机构中的主要构件为: a. 波发生器; b. 柔性齿轮; c. 刚性齿轮; d. 输入轴联接; e. 输出轴联接
波发生器	使柔性齿轮按一定变形规律产生周期性弹性变形波的构件
柔性齿轮(简称柔轮)	在波发生器作用下能产生可控弹性变形的薄壁齿轮
刚性齿轮(简称刚轮)	相对于柔性齿轮而言,它和普通齿轮一样,工作时保持其原始形状的齿轮
波数	波发生器转一整转期间,柔轮齿圈中性层任一点上产生变形波的循环次数
单波	当波发生器转一整转期间,柔轮齿圈中性层任一点上产生变形波的循环次数为一
双波	当波发生器转一整转期间,柔轮齿圈中性层任一点上产生变形波的循环次数为二
三波	当波发生器转一整转期间,柔轮齿圈中性层上任一点上产生变形波的循环次数为三
波高	从波谷底到波峰顶的高度
波高系数	波高与模数之比
变形量	在波发生器的作用下,柔轮齿圈壁厚中性层上任一点的变形量(径向、切向或轴向)。 同义词:位移
径向变形量	在波发生器的作用下,柔轮齿圈壁厚中性层上的任一点在径向方向产生的变形量。 同义词:径向位移
切向变形量	在波发生器的作用下,柔轮齿圈壁厚中性层上任一点在切向方向产生的变形量。 同义词:切向位移
轴向变形量	在波发生器的作用下,柔轮齿圈壁厚中性层上的任一点在轴向方向产生的变形量。 同义词:轴向位移
最大变形量	指在波发生器的作用下,柔轮齿圈壁厚中性层上任一点变形的最大值(径向、切向、轴向)。 同义词:最大位移
最大变形量系数	最大变形量与模数之比
畸变	在传动机构超载的情况下,柔轮齿圈中性层的实际廓形相对其空载下的原始廓形产生偏离或扭歪现象
等距曲线	在平面内相对于某一既定曲线各点的法向距离处处相等的曲线,称为该既定曲线的等距曲线
6.2 传动特性	
刚度	在弹性范围内,构件抵抗因外力而变形的能力
扭转刚度	在扭转力矩的作用下,构件抗扭转变形的能力

续表 2-6

术 语	定 义
弯曲刚度	在负载的作用下,构件抗弯曲变形的能力
扭转刚度系数	负载力矩与相对扭转角之比值
启动力矩	指空载启动时,所需施加的力矩
传动误差	在工作状态下,当输入轴单向旋转时,输出轴的实际转角与理论转角之差
传动精度	在工作状态下,输入轴单向旋转时,输出轴的实际转角相对于理论转角的接近程度。传动精度的高低用传动误差大小来衡量,误差小,精度高;误差大,精度低
空程	在工作状态下,当输入轴由正向改为反向旋转时,输出轴在转角上的滞后量
间隙空程	因柔轮与刚轮的齿隙和其他构件内的间隙所引起的空程,称为间隙空程
弹变空程	因构件弹性变形所引起的空程
转动惯量	构件中各质量或质量单元的质量与其到给定轴线距离平方乘积的总和,称为刚体构件对该给定轴线的转动惯量
固有频率	由系统本身的质量(转动惯量)和刚度(扭转刚度)所决定的频率
共振频率	激励的频率与系统的固有频率相重合时的振动,称为共振。发生共振时的强迫振动频率,称为共振频率
跳齿现象	因超载或设计制造不当,在啮合中柔轮齿从刚轮齿中滑脱的现象(滑脱时,并产生响声)
6.3 轮齿特性和尺寸参数	
相啮齿面	在齿轮副中,两个互相啮合的齿面,互称为相啮齿面
工作齿面	轮齿上的一个齿面,它与配对齿轮的齿面相啮合并传递运动
非工作齿面	轮齿工作齿面的异侧齿面
左侧齿面	一个观察者从齿轮上被选作观察基准的那个端面看过去,当被观察的那个齿的齿顶朝上时,位于左侧的齿面,称为左侧齿面
右侧齿面	一个观察者从齿轮上被选作观察基准的那个端面看过去,当被观察的那个齿的齿顶朝上时,位于右侧的齿面,称为右侧齿面
同侧齿面	在一个齿轮上,各右侧齿面互称为同侧齿面,各左侧齿面也互称为同侧齿面
异侧齿面	在一个齿轮上,右侧齿面与左侧齿面互称为异侧齿面
渐开线齿廓	齿廓为渐开线的称为渐开线齿廓
直线齿廓	齿廓为直线的称为直线齿廓
圆弧齿廓	齿廓为圆弧的称为圆弧齿廓
共轭齿廓	一对相啮合的齿廓,在整个啮合过程中,能在保持相切的条件下,按照预定的规律而运动
6.4 啮合和干涉	
啮合	对齿轮的齿,依次交替地接触,从而实现一定规律的相对运动的过程和形态
啮入	柔轮齿从开始进入啮合到柔轮齿达到最大啮入深度为止,这一过程称为啮入
啮出	柔轮齿从最大啮入深度处开始退出,直到柔轮齿脱离啮合为止,这一过程称为啮出
啮合齿数	柔轮与刚轮同时啮合的齿数
啮合区	在波发生器作用下,柔轮齿与刚轮齿具有啮合作用的区域
啮入区	啮入过程经过的区域

续表 2-6

术 语	定 义
啮出区	啮出过程经过的区域
啮合区中心角	啮合区域所对应的中心角
正常啮合	柔轮齿与刚轮齿的接触点位于齿廓工作段之内
顶缘啮合	柔轮齿顶边缘与刚轮齿廓,或刚轮齿顶边缘与柔轮齿廓相接触的啮合
最大啮入深度	在啮合状态下,柔轮变形后长轴半轴(或短轴半轴)上的齿顶圆与刚轮齿顶圆半径之差的绝对值
干涉	当配对齿轮的齿廓因设计参数选择不当而发生重叠,或跨越正常界限,或过度切削的现象
啮合干涉	齿轮副在啮合过程中,由于正确啮合的条件不足,其中一个齿轮的齿面越出了所允许的运动界限,而出现的在理论上穿越其啮合齿面的现象
过渡曲线干涉	齿轮副在啮合过程中,发生在一齿轮的齿顶与其配偶齿轮齿根过渡曲线处的干涉
齿廓重叠干涉	内啮传动中,两齿轮的渐开线齿廓可能在靠近基圆处发生的重叠现象
6.5 变位和侧隙	
变位齿轮	采用变位法切制成的齿轮
变位系数	切制变位齿轮时,刀具相对于标准位置的变位量除以模数所得的商
正变位	刀具由标准位置自轮坯中心移出的变位
负变位	刀具由标准位置向轮坯中心移进的变位
啮合侧隙	柔轮与刚轮齿啮合过程中,其工作齿面间的间隙称为啮合侧隙,可分别以法向和圆周方向度量
顶隙	在波发生器作用下,柔轮齿顶与刚轮齿根在半径方向上度量的间隙

7 常用的谐波齿轮传动(见表 2-7)

表 2-7

术 语	定 义
谐波齿轮减速器	输出轴转速小于输入轴转速的谐波齿轮传动机构
谐波齿轮增速器	输出轴转速大于输入轴转速的谐波齿轮传动机构
立式谐波齿轮传动	输出轴呈垂直配置的谐波齿轮传动
卧式谐波齿轮传动	输出轴呈水平配置的谐波齿轮传动
单级谐波齿轮传动	由一个波发生器,一个柔轮和一个刚轮组合而成的传动
双级谐波齿轮传动	由两个单级谐波齿轮传动串联组合而成的传动
多级谐波齿轮传动	由数个单级谐波齿轮传动串联组合而成的传动
复式谐波齿轮传动	柔轮上的两个齿圈,通过一个波发生器的作用,分别与两个刚轮相啮合,以产生复合运动的传动
密闭谐波齿轮传动	波发生器通过密闭式柔轮,在两种不同性质的空间严格隔离的条件下,传递运动或力的传动
径向谐波齿轮传动	在波发生器的作用下,柔轮与刚轮呈径向啮合,它们之间的变形波垂直于谐波齿轮传动的输出轴
端面谐波齿轮传动	在波发生器的作用下,柔轮与刚轮呈端面啮合,变形波平行于谐波齿轮传动机构的输出轴

8 波发生器(见表2-8)

表2-8

术 语	定 义
8.1 波发生器的种类	
积极控制式波发生器	柔轮齿圈整周变形都受到波发生器的确实控制,这类波发生器称为积极控制式波发生器
行星式波发生器	波发生器内配置有行星传动构件者
外波发生器	波发生器配置在柔轮齿圈之外者
内波发生器	波发生器配置于柔轮齿圈之内者
电磁式波发生器	利用电磁力使柔轮齿圈产生变形波的波发生器
液动式波发生器	利用液力使柔轮齿圈产生变形波的波发生器
气动式波发生器	利用气动力,使柔轮齿圈产生变形波的波发生器
机械式波发生器	利用机械力使柔轮齿圈产生变形波的波发生器
圆盘式波发生器	由圆盘偏心设置于输入轴上的非积极控制式波发生器
双圆盘波发生器	两个等直径圆盘对称偏心设置于输入轴上的非积极控制式波发生器
三圆盘波发生器	由三个等直径圆盘(一双一单)对称偏心设置于输入轴的非积极控制式双波发生器
凸轮式波发生器	以某种轮廓环线的凸轮(常装有柔性滚动轴承)作为基本构件的积极控制式波发生器
余弦凸轮波发生器	以余弦变化规律作为凸轮基本廓形的积极控制式波发生器
椭圆凸轮波发生器	以椭圆作为凸轮基本廓形的积极控制式波发生器
滚轮式波发生器	以滚轮及滚轮架为基本构件组成的波发生器
双滚轮波发生器	在滚轮架上装有两个对称滚轮的波发生器
三滚轮波发生器	在滚轮架上装有三个均布滚轮的波发生器
四滚轮波发生器	在滚轮架上对称装有四个滚轮的双波发生器
滚轮架	波发生器中支架滚轮用的构件
柔性滚动轴承(简称柔性轴承)	专用于谐波齿轮传动中凸轮式波发生器的薄壁滚动轴承
8.2 尺寸参数	
长轴	
波发生器长轴	波发生器的最大径向尺寸(实际的或假想的)
凸轮长轴	凸轮的最大径向尺寸
柔轮长轴	柔轮变形后中性层的最大径向尺寸
短轴	
波发生器短轴	波发生器的最小径向尺寸(实际的或假想的)
凸轮短轴	凸轮的最小径向尺寸
柔轮短轴	柔轮变形后中性层的最小径向尺寸
长轴半径	长轴之半(实际的或假想的),对于三波发生器指最大半径
短轴半径	短轴之半(实际的或假想的),对于三波发生器指最小半径
包角	圆盘式波发生器的圆盘上与柔轮内表面贴合的角度

9 柔性齿轮(见表 2-9)

表 2-9

术 语	定 义
9.1 柔性齿轮的种类	
圆筒形柔轮	柔轮的基本形状呈圆筒形者
环形柔轮	柔轮的基本形状呈环形者
杯形柔轮	柔轮的基本形状呈圆柱杯形者
钟形柔轮	柔轮的基本形状呈古钟形状者
双钟形柔轮	柔轮的基本形状呈近似单叶双曲面形状者
柔轮齿圈	柔轮上具有轮齿的部位
柔轮衬环	配置于波发生器与柔轮齿圈内表面之间的薄壁圆环
9.2 几何要素	
柔轮齿圈壁厚中性层	设定于柔轮齿圈段,平分齿根至柔轮内壁距离所在的曲面
柔轮齿圈壁厚中性层的原始曲线	在波发生器作用下,柔轮齿圈壁厚中性层与柔轮轴线垂直面的交线
柔轮齿渐开线起始圆	在外齿柔轮的齿面上,接近齿根处开始有渐开线齿廓的圆
柔轮齿渐开线终止圆	在内齿柔轮的齿面上,接近齿根处终止渐开线齿廓的圆
柔轮长度	筒形或环形柔轮的总长,对于杯形柔轮或其他柔轮指顶端至筒底外表面的长度
柔轮内径	柔轮光滑筒体的内径
柔轮外径	柔轮光滑筒体的外径
柔轮齿圈壁厚	指柔轮齿根至柔轮内壁(或外壁)的壁厚
柔轮长径比	柔轮长度与内径之比
柔轮筒体壁厚	柔轮光滑筒体段之壁厚

10 刚性齿轮(见表 2-10)

表 2-10

术 语	定 义
10.1 刚性齿轮的种类	
内齿刚轮	即内齿轮
外齿刚轮	即外齿轮
10.2 几何要素	
刚轮齿渐开线起始圆	在外齿刚轮齿廓上接近齿根处开始有渐开线齿廓的圆
刚轮齿渐开线终止圆	在内齿刚轮齿廓上接近齿根处终止渐开线齿廓的圆

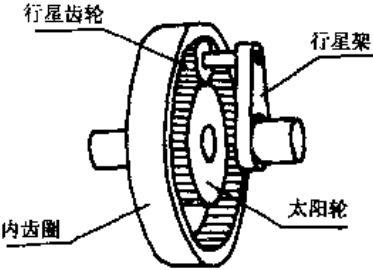
11 输入轴、输出轴联接(见表 2-11)

表 2-11

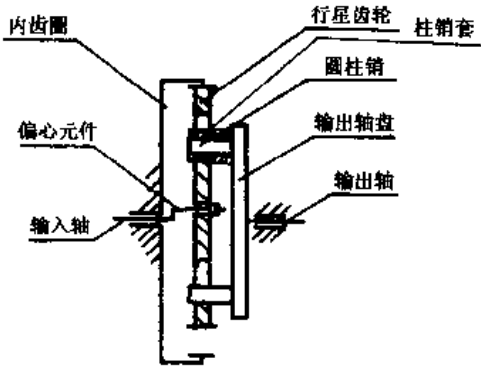
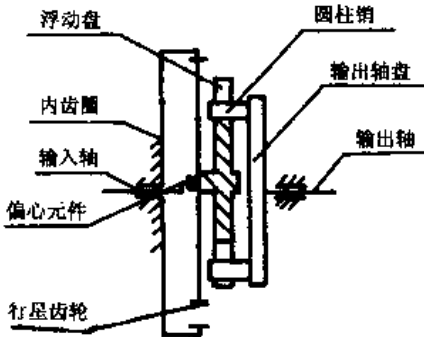
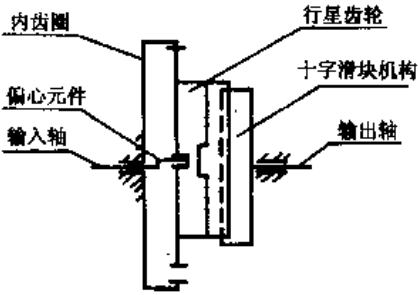
术 语	定 义
11.1 波发生器与输入轴的联接	
弹性联接	具有弹性的联接形式
刚性联接	具有刚性的联接形式
滑块联接	输入轴与波发生器之间借十字滑块联接的形式
11.2 柔轮与输出轴的联接	
固定联接	柔轮底部与输出联接盘以螺钉或焊接法联接的形式
齿啮式联接	柔轮筒壁与输出联接盘以相同内数的内、外齿圈,构成同步啮合运动的联接形式
花键联接	柔轮筒壁与输出联接盘以内外花键联接的形式
牙嵌式联接	柔轮与输出联接盘以矩形牙相嵌的联接形式
径向销联接	柔轮与输出联接盘以径向孔和圆柱销联接的形式

12 行星传动(见表 2-12)

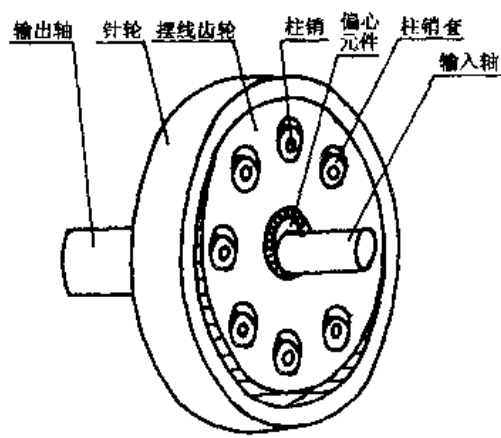
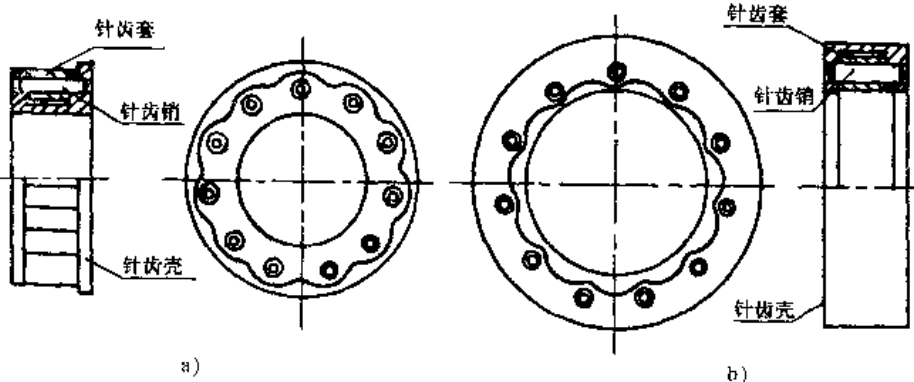
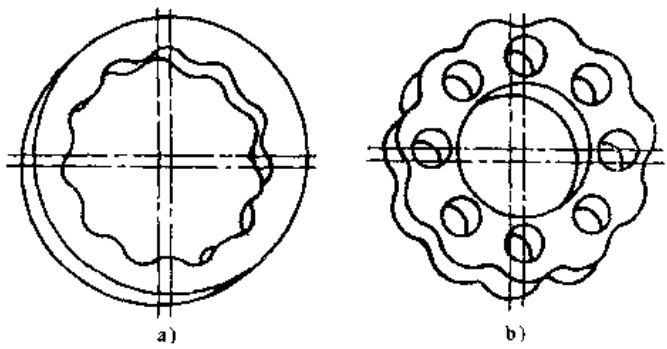
表 2-12

术 语	定 义
12.1 行星齿轮传动	
行星齿轮传动机构	主要由行星齿轮、行星架和中心轮构成的行星齿轮传动机构 
行星齿轮(行星轮)	在行星齿轮传动中,作行星运动的齿轮
中心轮	在行星齿轮传动中,与行星齿轮相啮合且轴线固定的齿轮
太阳轮	在行星齿轮传动中,外齿中心轮称为太阳轮
内齿圈	在行星齿轮传动中,内齿中心轮称为内齿圈
行星架(系杆)	支承行星齿轮的构件
2K-H 型行星齿轮传动机构	由两个中心轮和一个行星架组成的行星齿轮传动机构,中心轮用K表示,行星架用H表示
3K 型行星齿轮传动机构	由三个中心轮组成的行星齿轮传动机构
K-H-V 型行星齿轮传动机构	由一个中心轮,一个行星架和一个输出机构组成的行星齿轮传动机构,输出轴用V表示
行星齿轮系(行星轮系)	至少有一级行星齿轮传动机构的若干个齿轮副的组合
单级行星齿轮系	由一级行星齿轮传动机构构成的轮系
多级行星齿轮系	由二级或二级以上同类型单级行星齿轮传动机构构成的轮系
组合行星齿轮系	由一级或多级行星齿轮传动机构与其他类型的齿轮传动机构组成的轮系

续表 2-12

术语	定义
均载机构	能够补偿制造误差,使各行星齿轮均匀承受载荷的机构
12.2 少齿差行星齿轮传动(少齿差传动)	
少齿差行星齿轮传动	少齿差行星齿轮传动主要由某一种类型的少齿差齿轮副偏心元件和输出机构所组成
少齿差齿轮副	由齿数差很少的内齿圈与行星齿轮组成的齿轮副
偏心元件(转臂)	在少齿差行星齿轮传动中,支承行星齿轮的构件
输出机构	在少齿差行星齿轮传动中,使行星齿轮的运动传递到输出元件上的机构
销孔输出机构	<p>销孔输出机构由输出轴盘、圆柱销、柱销套及行星齿轮上的相应销孔组成。固定并均布在输出轴盘上的各圆柱销戴上柱销套插入行星齿轮上的相应销孔中,传动时沿销孔接触滚动,从而输出运动或动力</p> 
浮动盘输出机构	<p>采用传递平行轴运动的浮动盘机构作为输出机构</p> 
十字滑块输出机构	<p>采用传递平行轴运动的十字滑块机构作为输出机构</p> 
万向联轴器输出机构	采用万向联轴器作为输出机构
零齿差输出机构	由具有较大的法向侧隙,且齿数相等的内齿轮副(或锥齿轮副)构成的输出机构

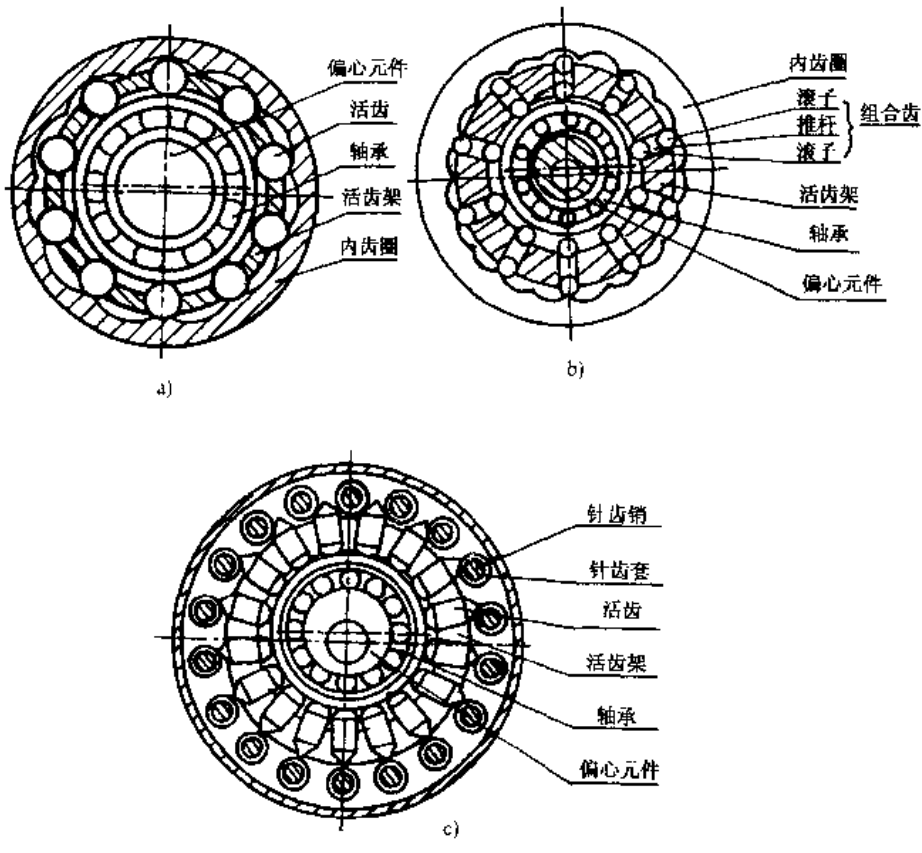
续表 2-12

术语	定义
摆线少齿差传动(摆线针轮行星传动)	<p>摆线针轮行星传动主要由摆线少齿差齿轮副、偏心元件及输出机构组成</p> 
摆线少齿差齿轮副(摆线针轮副)	<p>由齿数差很少的摆线齿轮和针轮组成的齿轮副</p>
针轮	<p>一个圆柱形(见图a)或圆环形(见图b)齿轮,其轮齿由若干个针齿销(有套时包括针齿套)所构成,而且这些针齿销的轴线均匀分布于同一圆周上,并与齿轮轴线平行</p> 
针齿壳	<p>沿圆周方向有均匀分布的孔或槽以便安置针齿销的壳体</p>
针齿销	<p>作为轮齿而安置在针齿壳上相应孔中的圆柱销</p>
针齿套	<p>套在针齿销外并与摆线轮内啮合的圆柱套筒</p>
摆线齿轮	<p>齿廓为准确(或近似的)摆线等距曲线的圆环形(见图a)或盘形齿轮(见图b)</p> 

续表 2-12

术 语	定 义
渐开线少齿差行星齿轮传动	渐开线少齿差行星齿轮传动主要由渐开线少齿差内齿轮副、偏心元件和输出机构组成
渐开线少齿差内齿轮副	由齿数差很少的内、外渐开线齿轮组成的齿轮副
圆弧少齿差齿轮传动	圆弧少齿差齿轮传动主要由圆弧少齿差齿轮副、偏心元件及输出机构组成
圆弧少齿差齿轮副	由齿数差很少的圆弧直齿轮与针轮组成的齿轮副
圆弧直齿轮	齿廓曲线为圆弧线或近似圆弧线的圆柱直齿轮。 近似圆弧线可以是各种类型外摆线的等距线,或是圆心运动轨迹为变幅渐开线的等距曲线等
普通外摆线圆弧直齿轮	齿廓曲线为普通外摆线的等距线的圆弧直齿轮
变幅外摆线圆弧直齿轮	齿廓曲线为变幅外摆线的等距线的圆弧直齿轮
变幅渐开线圆弧直齿轮	齿廓曲线是圆心运动轨迹为变幅渐开线的等距曲线的圆弧直齿轮
锥齿少齿差行星齿轮传动	锥齿少齿差行星齿轮传动机构主要由锥齿少齿差齿轮副、周向限制机构和曲拐元件组成
锥齿少齿差齿轮副	由齿数差很少的锥齿轮组成的齿轮副
转动锥齿轮	作平面回转运动的锥齿轮
摆动锥齿轮	作摆动或同时作回转运动的锥齿轮
曲拐元件	在锥齿少齿差传动中,使摆动锥齿轮产生摆动的元件
周向限制机构	周向限制机构是一种输出机构。它将空间摆动变成平面回转运动并传至输出元件上的机构
12.3 活齿少齿差行星齿轮传动(活齿传动)	
活齿少齿差齿轮副	由齿数差很少的内齿圈(或针轮)与活齿轮组成的齿轮副

续表 2-12

术语	定义
活齿少齿差齿轮传动机构	<p>活齿少齿差齿轮传动机构主要由活齿少齿差齿轮副和偏心元件组成</p> 
活齿轮	由活齿和活齿架组成的齿轮
活齿	与内齿圈或针轮啮合, 并能在活齿架的孔中作往复运动和回转运动的构件
滚珠活齿	采用滚珠作为活齿见图 a
滚子活齿	采用滚子作为活齿
推杆活齿	采用推杆作为活齿见图 c
组合活齿	由滚子与推杆组成的传动构件见图 b
活齿架	活齿按圆周方向分布在其孔(或槽)中, 并能在孔(或槽)中作往复和滚转运动的盘架

第二篇

渐开线圆柱齿轮传动

- 张一实
- 张民安
- 张 伟
- 马 广
- 张元国
- 王学武
- 郝满朝
- 黄华明
- 许建中
- 李 刚

渐开线圆柱齿轮传动是齿轮传动中最为常见的传动形式之一,它广泛应用于平行轴之间的运动或动力传递。其主要特点是传动速度快(200 m/s 以上),传动功率大(低速重载可达6 000 kW 以上,高速传动可达4 000 kW 以上),传动效率高(98%~99.5%)。齿轮精度愈高,润滑愈好,效率愈高;对中心距敏感性小,即互换性好,装配维修方便;可以进行变位切削及各种修形和修缘,从而提高传动质量。渐开线圆柱齿轮容易进行精密加工获得很高的精度,广泛应用于国民经济的各个部门。

本篇主要介绍渐开线圆柱齿轮传动方面的基础标准,如基本齿廓、模数系列、齿轮精度与检验规范、承载能力计算方法等方面。这些标准基本等同或等效采用了国际标准或国外先进工业国家标准。为帮助读者了解和掌握标准内容,便于标准的实施,在各章中还提供了一些参考表格或数据,供参考使用。

第3章

基本规定

从渐开线啮合原理得知,要保持两渐开线的正常啮合,应具备下列条件:

- a. 啮合速度相等;
- b. 啮合基节相等;
- c. 重合度 $\epsilon \geq 1$

所以,齿轮模数和压力角同时相等是两齿轮啮合的必备条件。

1 模数系列

模数是齿轮设计、制造和检测中的重要基本参数,模数的大小在一定程度上反映了轮齿的承载能力。

制定模数标准有利于机电产品的通用化、系列化,也有利于组织齿轮、刀具、机床、量具量仪的专业化生产。

GB·T 1357—1988《渐开线圆柱齿轮 模数》,规定了渐开线圆柱齿轮的模数系列(见表3-1)。

模数代号是 m ,单位是 mm。对斜齿轮是指法向模数。

模数有二个系列,使用时应优先采用第 I 系列,括号中的模数尽可能不用。

ISO 54:1996《通用和重型机械圆柱齿轮 模数》规定的模数系列见表3-1。

表3-1 模数值

第 I 系列		第 II 系列		第 I 系列		第 II 系列		第 I 系列		第 II 系列	
GB·T	ISO	GB·T	ISO	GB·T	ISO	GB·T	ISO	GB·T	ISO	GB·T	ISO
0.1				0.1						1.75	1.75
0.12				0.5				2	2		
0.15				0.6						2.25	2.25
0.2								2.5	2.5		
										2.75	2.75
						0.7					
0.25				0.8				3	3		
						0.9				(3.25)	
0.3				1	1					3.5	3.5
							1.125				
				1.25	1.25			1	1		
		0.35					1.375			4.5	4.5
				1.5	1.5			5	5		

续表 3-1

第 I 系列		第 II 系列		第 I 系列		第 II 系列		第 I 系列		第 II 系列	
GB/T	ISO	GB/T	ISO	GB/T	ISO	GB/T	ISO	GB/T	ISO	GB/T	ISO
		5.5	5.5			14	14			28	28
6	6										
		(6.5)	(6.5)	16	16			32	32		
		7	7								
8	8					18	18				
		9	9	20	20					36	36
10	10					22	22				
		(11)	11					40	40		
12	12			25	25					15	45
								50	50		

注: GB/T—GB/T 1357-1988; ISO—ISO 54:1996。

2 基本齿廓

当渐开线圆柱齿轮的基圆无穷增大时, 齿轮将变成齿条, 渐开线齿廓将逼近直线形齿廓。这一点成为统一齿廓的基础。基本齿廓标准不仅要统一齿形角, 还要统一齿廓各部分的几何尺寸。

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》, 规定了通用机械和重型机械用渐开线圆柱齿轮(外齿或内齿)的标准基本齿条齿廓的特性。

2.1 应用

a. 标准适用于 GB/T 1357 规定的模数 $m \geq 1$ mm 的标准模数。

b. 标准规定的齿廓没有考虑内齿轮齿高可能进行的修正, 内齿轮对不同的情况应分别计算。

c. 标准中, 标准基本齿条的齿廓仅给出了渐开线类齿轮齿廓的几何参数。它不包括对刀具的定义, 但设计者为获得合适的齿廓, 可以根据标准中基本齿条的齿廓规定刀具的参数。

2.2 术语定义和代号

2.2.1 术语和定义见表 3-2。

表 3-2 基本齿廓术语和定义

术 语	定 义
标准基本齿条齿廓	基本齿条的法向截面, 基本齿条相当于齿数 $z = \infty$, 直径 $d = \infty$ 的外齿轮(见图 3-1)。 注: 标准基本齿条齿廓的轮齿介于齿顶处的齿顶线和与之平行的齿底部的齿根线之间。齿廓直线部分和齿根线之间的圆角是半径 ρ_{FP} 的圆弧。
相啮标准齿条齿廓	齿条齿廓在基准线 $P-P$ 上对称于标准基本齿条齿廓, 且相对于标准基本齿条齿廓的半个齿距的齿廓(见图 3-1)

2.2.2 代号和单位见表 3-3。

表 3-3 代号和单位

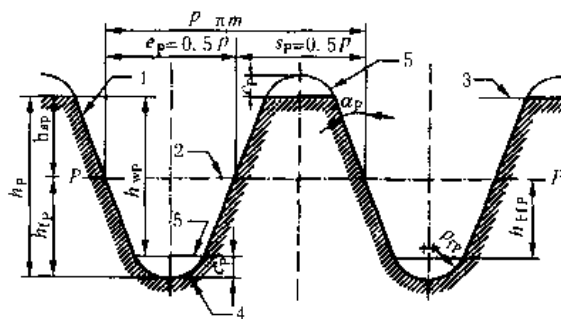
符号	意 义	单 位	符号	意 义	单 位
c_P	标准基本齿条轮齿与相啮标准基本齿条轮齿之间的顶隙	mm	m	模数	mm
e_P	标准基本齿条轮齿齿槽宽	mm	p	齿距	mm
h_{aP}	标准基本齿条轮齿齿顶高	mm	Δ_P	标准基本齿条轮齿的齿厚	mm
h_{fP}	标准基本齿条轮齿齿根高	mm	α_{FP}	挖根量	mm
h_{tP}	标准基本齿条轮齿齿根直线部分的高度	mm	α_{FP}	挖根角	°
h_P	标准基本齿条的齿高	mm	α_P	压力角	°
$h_{\alpha P}$	标准基本齿条和相啮标准基本齿条轮齿的有效齿高	mm	ρ_{FP}	基本齿条的齿根圆角半径	mm

2.3 标准基本齿条齿廓

标准基本齿条齿廓的特性见图3-1和表3-4。对于不同用途所推荐的基本齿条见表3-5

使用具有所选择的挖根量 u_{fp} 和挖根角 α_{fp} 的基本

齿条齿廓时,用带凸台的刀具切齿并用磨齿或剃齿精加工齿轮,见图3-2。 u_{fp} 和 α_{fp} 的具体值取决于一些影响因素,如加工方法,在标准中没有说明加工方法。



1—标准基本齿条齿廓;2—基准线;3—齿顶线;4—齿根线;5—相啮标准基本齿条齿廓

图3-1 标准基本齿条齿廓和相啮标准基本齿条齿廓

表3-4 标准基本齿条比例

几何参数	α_f	h_{ap}	r_f	h_{fp}	ρ_{fp}
标准基本齿条值	20°	$1m$	$0.25m$	$1.25m$	$0.38m$

表3-5 基本齿条齿廓

基本齿条齿廓类型	几何参数					推荐使用场合
	α_f	h_{ap}	r_f	h_{fp}	ρ_{fp}	
A	20°	$1m$	$0.25m$	$1.25m$	$0.38m$	用于传递大转矩的齿轮
B	20°	$1m$	$0.25m$	$1.25m$	$0.3m$	用于通常的场合、用标准滚刀加工时,可用C型
C	20°	$1m$	$0.25m$	$1.25m$	$0.25m$	
D	20°	$1m$	$0.4m$	$1.4m$	$0.39m$	齿根圆角为单圆弧齿根圆角。用于高精度、传递大转矩齿轮

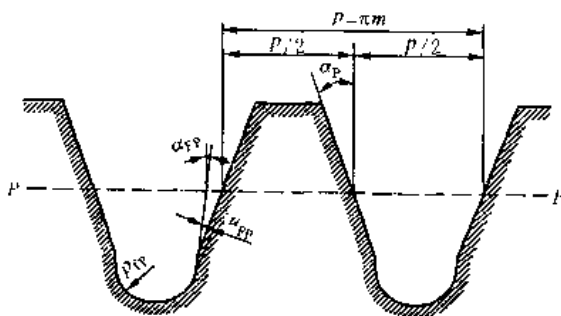


图3-2 具有所选择挖根量的基本齿条齿廓

第 4 章

齿 轮 精 度

齿轮精度标准是齿轮设计、制造、检验的依据,也是产品销售和采购的技术依据。

家标准是由 2 项标准和 4 项国家标准化指导性技术文件组成的体系,见表 4-1。

1 构成

国家质检总局批准发布的渐开线圆柱齿轮精度国

表 4-1 渐开线圆柱齿轮精度标准体系

序号	标准或指导性技术文件编号	名 称	采标情况
1	GB/T 10095.1—2001	渐开线圆柱齿轮 精度 第 1 部分: 轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值	等同 ISO 1328-1:1997
2	GB/T 10095.2—2001	渐开线圆柱齿轮 精度 第 2 部分: 径向综合偏差与径向跳动的定义和允许值	等同 ISO 1328-2:1997
3	GB/Z 18620.1—2002	圆柱齿轮 检验实施规范 第 1 部分: 轮齿同侧齿面的检验	等同 ISO/TR 10064-1:1992
4	GB/Z 18620.2—2002	圆柱齿轮 检验实施规范 第 2 部分: 径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验	等同 ISO/TR 10064-2:1996
5	GB/Z 18620.3—2002	圆柱齿轮 检验实施规范 第 3 部分: 齿轮坯、轴中心距和轴线平行度	等同 ISO/TR 10064-3:1996
6	GB/Z 18620.4—2002	圆柱齿轮 检验实施规范 第 4 部分: 表面结构和轮齿接触斑点的检验	等同 ISO/TR 10064-4:1998

2 适用范围与使用中应注意的问题

2 项标准的适用范围见表 4-2。

2.1 适用范围

表 4-2 适用范围

标 准	法向模数 m	分度圆直径 d	齿宽 b
GB/T 10095.1	$\geq 0.5 \sim 70$	$\geq 5 \sim 10\,000$	$\geq 4 \sim 1\,000$
GB/T 10095.2	$\geq 0.2 \sim 10$	$\geq 5 \sim 1\,000$	

2.2 使用中应注意的问题

a. 2 项标准仅仅适用于单个渐开线圆柱齿轮,而不适用于齿轮副。

b. 2 项标准强调了齿轮是一种产品,更是商品。强调了供需双方协商一致的原则。

c. GB/T 10095.1 强调了其每一个使用者,都应十分熟悉 GB/Z 18620.1 所叙述的检验方法和步骤。在标准的限制范围内,使用其以外的技术是不适宜的。

d. GB/T 10095.1 认为切向综合偏差(F'_t, f'_t)是标准的检验项目,但不是必须检验的项目。

e. GB/T 10095.1 虽然给出了齿廓形状偏差(f_{fn})、齿廓倾斜偏差(f_{fn})、螺旋线形状偏差($f_{H\beta}$)、螺旋线倾斜偏差($f_{H\beta}$)的定义和公差,但它们都不是必须检验的项目。

f. 根据 GB/T 10095.2,对径向综合偏差(F'_r, f'_r)测量结果所确定的精度等级,并不意味着与 GB/T 10095.1 中的要素偏差(如齿距、齿廓、螺旋线)保持相同的精度等级。所以文件说明所需要的精度时应注明 GB/T 10095.1 或 GB/T 10095.2。

g. GB/T 10095.2 规定的径向综合公差(F'_r, f'_r)可用于直齿轮精度等级的确定,对于斜齿轮应按采购方

和供货方协议执行。

h. GB/Z 18620.1~18620.4, 是执行 GB/T 10095.1 和 GB/T 10095.2 的配套的指导性技术文件, 它涉及到齿轮检验, 同时还对齿轮坯、齿面粗糙度、齿厚偏差、齿轮副的检验项目(如: 中心距偏差、轴线平行

度偏差、接触斑点、侧隙)的要求作了推荐。

3 偏差的定义和代号

齿轮各项偏差的定义和代号见表4-3。

表4-3 齿轮偏差的定义和代号

序号	名称	代号	定义	标准号
1	齿距偏差			GB/T 10095.1
1.1	单个齿距偏差	f_p	在端平面上, 在接近齿高中部的一个与齿轮轴线同心的圆上, 实际齿距与理论齿距的代数差(见图4-1)	
	齿距极限偏差	$\pm f_{p1}$		
1.2	齿距累积偏差	F_{pk}	任意 k 个齿距的实际弧长与理论弧长的代数差(见图4-1), 理论上它等于这 k 个齿距的各单个齿距偏差的代数和。 注: 除另有规定, F_{pk} 值被限于不大于 $1/8$ 的圆周上评定。因此, F_{pk} 的允许值适用于齿距数 k 为2到 $z/8$ 的弧段内。通常, F_{pk} 取 $k \approx z/8$ 就足够了, 对于特殊应用(如高速齿轮)还需检验较小的弧段, 并规定相应的 k 值。	
	齿距累积极限偏差	$\pm F_{pk}$		
1.3	齿距累积总偏差	F_p	齿轮同侧齿面任意弧段($k=1$ 至 $k=z$)的最大齿距累积偏差, 它表现为齿距累积偏差曲线的总幅度值。	
	齿距累积总公差	F_{p1}		
2	齿廓偏差			GB/T 10095.1
2.1	齿廓偏差		实际齿廓偏离设计齿廓的量, 该量在端平面内且垂直于渐开线齿廓的方向计值	
2.1.1	可用长度	L_{AF}	等于两条端面基圆切线之差, 其中一条是从基圆到可用齿廓的外界限点, 另一条是从基圆到可用齿廓的内界限点。 依据设计, 可用长度外界限点被齿顶、齿顶倒棱或齿顶倒圆的起始点(点A)限定, 在朝齿根方向上, 可用长度的内界限点被齿根圆角或挖根的起始点(点F)所限定	
2.1.2	有效长度	L_{AF}	可用长度对应于有效齿廓的那部分。对于齿顶, 其与可用长度同样的限定(点A)。对于齿根, 有效长度延伸到与之配对齿轮有效啮合的终止点E(即有效齿廓的起始点)。如不知道配对齿轮, 则E点为与基本齿条相啮合的有效齿廓的起始点	
2.1.3	齿廓计值范围	L_o	可用长度中的一部分, 在 L_o 内应遵照规定精度等级的公差。除另有规定, 其长度等于从E点开始延伸的有效长度 L_{AF} 的92% (见图4-2)。 对于 L_{AF} 剩下的8%为靠近齿顶处的 L_{AF} 与 L_o 之差, 在评定齿廓总偏差和形状偏差时, 按以下规则计值: a. 使偏差量增加的偏向齿体外的正偏差必须计入偏差值; b. 除另有规定, 对于负偏差, 其公差为计值范围 L_o 规定的公差的三倍。 注: 齿轮设计者应确保适用的齿廓计值范围。	
2.1.4	设计齿廓		符合设计规定的齿廓, 当无其他限定时, 是指端面齿廓	
2.1.5	被测齿面的平均齿廓		设计齿廓迹线的纵坐标减去一条斜直线的纵坐标后得到的一条迹线, 这条斜直线使得在计值范围内, 实际齿廓迹线对平均齿廓迹线偏差的平方和最小。因此, 平均齿廓迹线的位置和倾斜可以用“最小二乘法”求得	
2.2	齿廓总偏差	F_a	在计值范围内, 包容实际齿廓迹线的两条设计齿廓迹线间的距离(见图4-2a)	
	齿廓总公差	F_{a1}		

续表 4-3

序号	名称	代号	定义	标准号
2.3	齿廓形状偏差	f_{to}	在计值范围内,包容实际齿廓迹线的两条与平均齿廓迹线完全相同的曲线间的距离,且两条曲线与平均齿廓迹线的距离为常数(见图 4-2b)	GB/T 10095.1
	齿廓形状公差	f_{In}		
2.4	齿廓倾斜偏差	f_{Ho}		
	齿廓倾斜极限偏差	$\pm f_{Ho}$		
3	螺旋线偏差		在端面基圆切线方向上测得的实际螺旋线偏离设计螺旋线的量与齿宽成正比而不包括齿端倒角或修圆的长度 除另有规定外,在轮齿两端处各减去下面两个数值中较小的一个后的“迹线长度”;即 5% 的齿宽或一个模数的长度。 在两端缩减的区域中,螺旋线总偏差和螺旋线形状偏差按以下规则计值: a. 使偏差量增加的偏向齿体外的正偏差,必须计入偏差值; b. 除另有规定外,对于负偏差,其允许值为计值范围 L_{β} 规定公差的三倍。 注: 齿轮设计者应确保适用的螺旋线计值范围。 符合设计规定的螺旋线 设计螺旋线迹线的纵坐标减去一条斜直线的纵坐标后得到的一条迹线。这条斜直线使得在计值范围内,实际螺旋线迹线对平均螺旋线迹线偏差的平方和最小。因此,平均螺旋线迹线的位置和倾斜可以用“最小二乘法”求得 在计值范围内,包容实际螺旋线迹线的两条设计螺旋线迹线间的距离(见图 4-3a) 在计值范围内,包容实际螺旋线迹线的两条与平均螺旋线迹线完全相同的曲线间的距离,且两条曲线与平均螺旋线迹线的距离为常数(见图 4-3b) 在计值范围的两端与平均螺旋线迹线相交的两条设计螺旋线迹线间的距离(见图 4-3c)	GB/T 10095.1
3.1	螺旋线偏差			
3.1.1	迹线长度			
3.1.2	螺旋线计值范围	L_{β}		
3.1.3	设计螺旋线			
3.1.4	被测齿面的平均螺旋线			
3.2	螺旋线总偏差	F_{β}		
	螺旋线总公差	F_{β}		
3.3	螺旋线形状偏差	f_{β}		
	螺旋线形状公差	f_{β}		
3.4	螺旋线倾斜偏差	$f_{H\beta}$		
	螺旋线倾斜极限偏差	$\pm f_{H\beta}$		
4	切向综合偏差		被测产品齿轮与测量齿轮单面啮合检验时,被测齿轮一转内,齿轮分度圆上实际圆周位移与理论圆周位移的最大差值(见图 4-4) 在一个齿距内的切向综合偏差(见图 4-4)	GB/T 10095.1
4.1	切向综合总偏差	F'_t		
	切向综合总公差	F'_t		
4.2	一齿切向综合偏差	f'_t		
	一齿切向综合公差	f'_t		
5	径向综合偏差		在径向(双面)综合检验时,产品齿轮的左右齿面同时与测量齿轮接触,并转过一整圈时出现的中心距最大值和最小值之差(见图 4-5) 当产品齿轮啮合一整圈时,对应一个齿距($360^\circ/z$)的径向综合偏差值(见图 4-5)。 注: 产品齿轮是指正在被测量或评定的齿轮。	GB/T 10095.2
5.1	径向综合总偏差	F'_r		
	径向综合公差	F'_r		
5.2	一齿径向综合偏差	f'_r		
	一齿径向综合公差	f'_r		
6	径向跳动	F_r	当测头(球形、圆柱形、砧形)相继置于每个齿槽内时,从它到齿轮轴线的最大和最小径向距离之差。检查中,测头在近似齿高中部与左右齿面接触(见图 4-6)	GB/T 10095.2
	径向跳动公差	F_r		

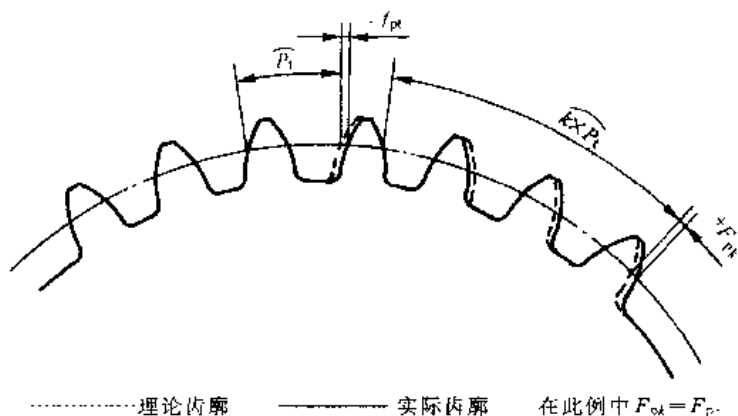
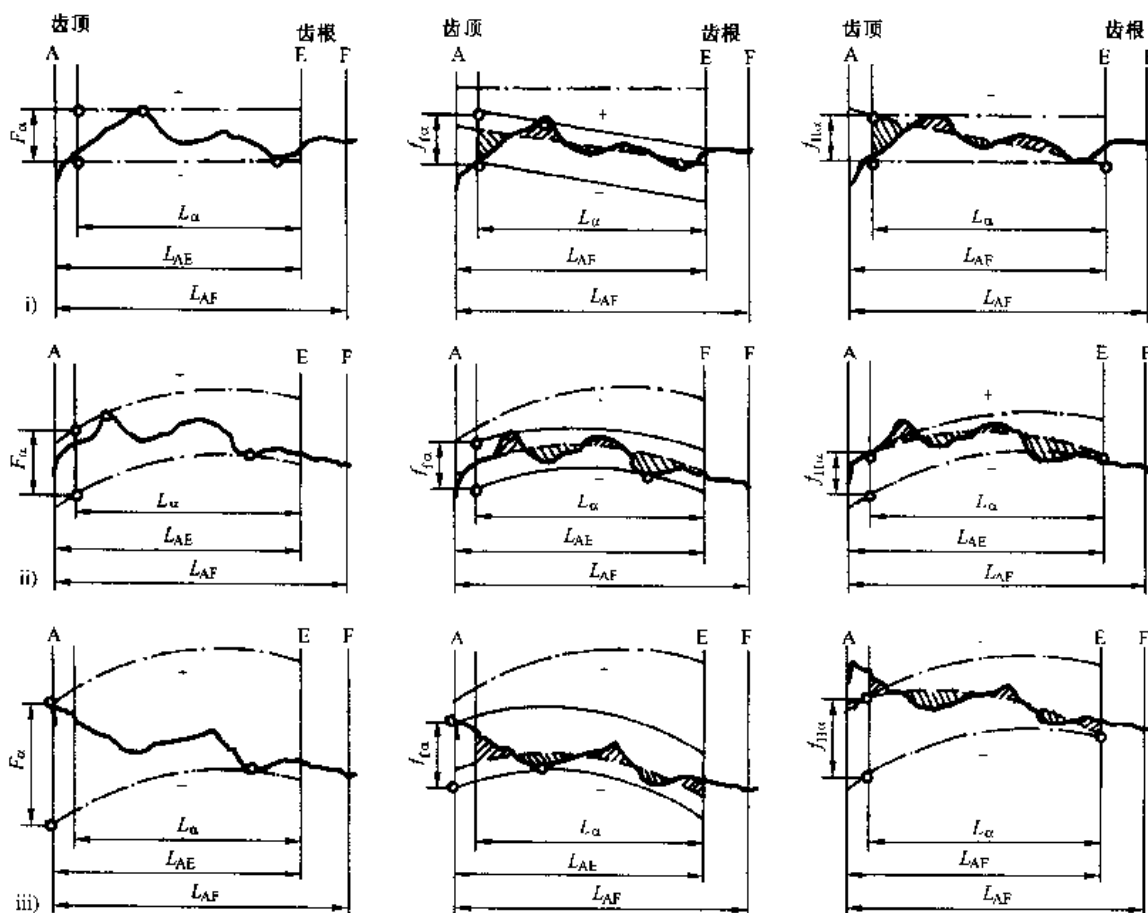


图 4-1 齿距偏差与齿距累积偏差

——·——·——· : 设计齿廓 实际齿廓 - - - - - : 平均齿廓

- i) 设计齿廓: 未修形的渐开线 实际齿廓: 在减薄区内偏向体内
- ii) 设计齿廓: 修形的渐开线(举例) 实际齿廓: 在减薄区内偏向体内
- iii) 设计齿廓: 修形的渐开线(举例) 实际齿廓: 在减薄区内偏向体外



a) 齿廓总偏差

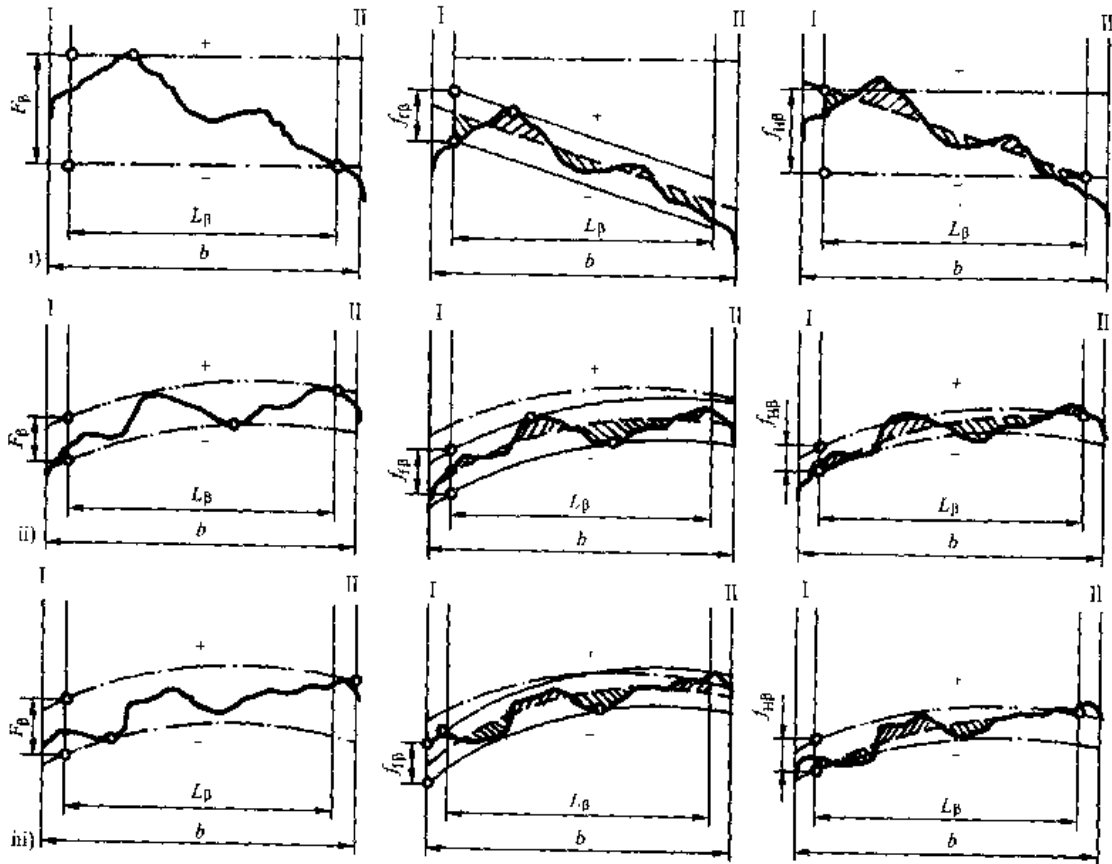
b) 齿廓形状偏差

c) 齿廓倾斜偏差

图 4-2 齿廓偏差

——— : 设计螺旋线  : 实际螺旋线 - - - - : 平均螺旋线

- i) 设计螺旋线: 未修形的螺旋线 实际螺旋线: 在减薄区偏向体内
- ii) 设计螺旋线: 修形的螺旋线(举例) 实际螺旋线: 在减薄区偏向体内
- iii) 设计螺旋线: 修形的螺旋线(举例) 实际螺旋线: 在减薄区偏向体外



a) 螺旋线总偏差

b) 螺旋线形状偏差

c) 螺旋线倾斜偏差

图 4-3 螺旋线偏差

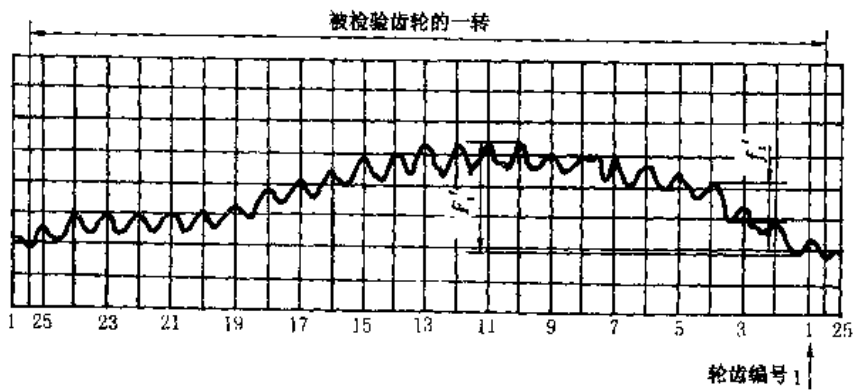


图 4-4 切向综合偏差

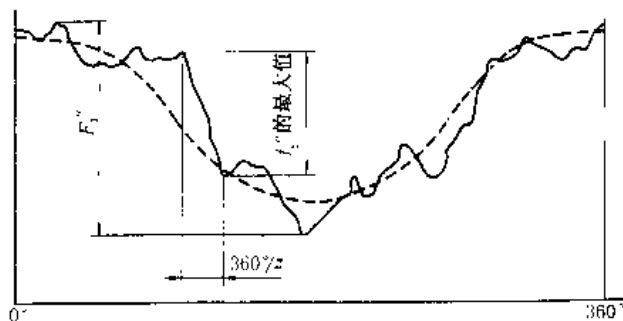


图 4-5 径向综合偏差示意图

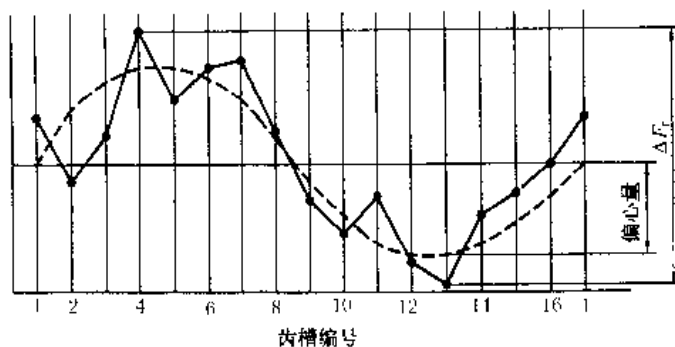


图 4-6 16个齿的齿轮径向跳动示意图

4 精度等级及其选择

4.1 精度等级

齿轮的精度等级见表 4-1。表中 0 级精度最高, 12 级精度最低。

0~2 级是有待发展的精度等级, 齿轮各项偏差的允许值很小, 目前我国只有少数企业能制造和检验测量 2 级精度的齿轮。通常, 人们将 3~5 级精度称为高精度, 将 6~8 级称为中等精度, 而将 9~12 则称为低精度。

表 4-4 齿轮精度等级

标准	偏差项目	精度等级															
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12			
GB/T 10095.1	$f_{F1}, F_{s1}, F_{p1}, F_{\alpha}, F_{\beta}, F_{\alpha}^{\prime}, F_{\beta}^{\prime}$																
GB/T 10095.2	F_r																
	$F_r^{\prime}, f_r^{\prime}$																

说明:

a. 在给定的技术文件中, 如果所要求的齿轮精度规定为 GB/T 10095.1 的某级精度而无其他规定时, 则齿距偏差 (f_{F1}, F_{s1}, F_{p1})、齿廓偏差 (F_{α}, F_{β})、螺旋线偏差 ($F_{\alpha}^{\prime}, F_{\beta}^{\prime}$) 的允许值均按该精度等级。

b. GB/T 10095.1 规定, 可按供需双方协议对工件齿面和非工作齿面规定不同的精度等级, 或对不同的偏差项目规定不同的精度等级。另外, 也可仅对工作齿面规定所要求的精度等级。

c. 径向综合偏差精度等级, 不一定与 GB/T 10095.1 中的要素偏差 (如齿距、齿廓、螺旋线) 选用相

同的等级。当文件需叙述齿轮精度要求时, 应注明 GB/T 10095.1 或 GB/T 10095.2。

4.2 精度等级的选择

选择齿轮精度等级时, 必须根据其用途、工作条件等要求来确定。即必须考虑齿轮的工作速度、传递功率、工作的持续时间、机械振动、噪声和使用寿命等方面的要求。齿轮精度等级可用计算法确定, 但目前企业界主要是采用经验法 (或表格法)。表 4-5 为各类机器传动中所应用的齿轮精度等级, 表 4-6 为各精度等级齿轮的适用范围, 表 4-7 是按 DIN3960~3967 选择啮合精度和验收的指示, 这些表格供参考。

表4-5 各类机器传动中所应用的齿轮精度等级

产品类型	精度等级	产品类型	精度等级	产品类型	精度等级	产品类型	精度等级
测量齿轮	2~5	汽车底盘	5~8	拖拉机	6~9	矿用绞车	8~10
透平齿轮	3~6	轻型汽车	5~8	通用减速器	6~9	起重机械	7~10
金属切削机床	3~8	载重汽车	6~9	轧钢机	6~10	农业机械	8~11
内燃机车	6~7	航空发动机	4~8				

表4-6 各精度等级齿轮的适用范围

精度等级	工作条件与适用范围	圆周速度/(m/s)		齿面的最后加工
		直 齿	斜 齿	
3	用于最平稳且无噪声的极高速下工作的齿轮;特别精密的分度机构齿轮;特别精密机械中的齿轮;控制机构齿轮;检测5、6级的测量齿轮	>50	>75	特精密的磨齿和珩磨用精密滚刀滚齿或单边剃齿后的大多数不经淬火的齿轮
4	用于精密分度机构的齿轮;特别精密机械中的齿轮;高速透平齿轮;控制机构齿轮;检测7级的测量齿轮	>40	>70	精密磨齿;大多数用精密滚刀滚齿和珩齿或单边剃齿
5	用于高平稳且低噪声的高速传动中的齿轮;精密机构中的齿轮;透平传动的齿轮;检测8、9级的测量齿轮 重要的航空,船用齿轮箱齿轮	>20	>40	精密磨齿;大多数用精密滚刀加工,进而研齿或剃齿
6	用于高速下平稳工作,需要高效率及低噪声的齿轮;航空,汽车用齿轮;读数装置中的精密齿轮;机床传动链齿轮;机床传动齿轮	≤15	≤30	精密磨齿或剃齿
7	在高速和适度功率或大功率和适当速度下工作的齿轮;机床变速箱进给齿轮;高速减速器的齿轮;起重机齿轮;汽车以及读数装置中的齿轮	≤10	≤15	无需热处理的齿轮,用精确刀具加工 对于淬硬齿轮必须修整加工(磨齿、研齿、珩磨)
8	一般机器中无特殊精度要求的齿轮;机床变速齿轮;汽车制造业中不重要齿轮;冶金、起重,机械齿轮;通用减速器的齿轮;农业机械中的重要齿轮	≤6	≤10	滚、插齿均可,不用磨齿;必要时剃齿或研齿
9	用于不提精度要求的粗糙工作的齿轮;因结构上考虑,受载低于计算载荷的传动用齿轮;重载、低速不重要工作机械的传力齿轮;农机齿轮	≤2	≤4	不需要特殊的精加工工序

表4-7 按 DIN 3960~3967 选择啮合精度和验收的指示

用 途	DIN 精度等级	补 充	需要检验的误差 ¹⁾	其他检验项目	附 注
测量齿轮	2~4	—	所有单项误差	—	
机床					
机床分度机构	1~3	—	$F''_1, f''_1, f_t(F_p, f_p)$	接触斑点,侧隙 要 侧隙	
机床主传动与进给机构	6~7	—	f_{μ} 或 F''_1, f''_1		
机床变速齿轮	7~8	—	f_{μ} 或 F''_1, f''_1		
控制机构	2~4	—	$F''_1, f''_1, (F_p, f_p)$		

表4-7

用途	DIN 精度等级	补充	需要检验的误差	其他检验项目	附注
透平齿轮箱(用于发 电机、压缩机、船舶)	$v \leq 60$ 5~6 $v > 60$ (4)~5	— 4级时 ²⁾ $F_p, f_p,$ F_i, F_j, F_{β} 专业规范 ³⁾	F_p, f_p, F_i, F_j, F_c	接触斑点, 噪声, 侧隙, 必要时还 有效率	齿廓修形与齿 向修形
船用柴油机内齿轮箱	4~7	—	F_p, f_p, f_i, F_{β}	接触斑点, 噪声, 侧隙	
小型工业齿轮箱	6~8	F_j , 专门规范	F_i, F_j, f_i 抽样或 $F''_i,$ f''_i	接触斑点, 侧隙 尤其是反向机 构	对于重载, 齿廓 修形, 有时齿宽 方向有鼓形度
重型机械					
重型机械的功率传动	6~7	F_p , 专门规范 ⁴⁾	$f_{pe}, (F_p)$		
重型机械的间歇传动 例如旋转机械	7~12	F_i , 专门规范	f_{pe} , 对于部分齿轮		
重型机械的进给机构	5~6	—	F_i, f_{ie}		
马达齿轮箱	(7)~8	←—— 与小型工业齿轮箱同 ——→			
起重机与运输带的 齿轮箱	6~8	F_p , 专门规范	f_{pe} 或 F''_i, f''_i	接触斑点, 侧隙, 尤其是行走机构	有时为互换性结 构
机床传动	6	F_p , 专门规范	F_p, f_p, F_i, F_j 或 F''_i, f''_i	接触斑点, 噪 声, 侧隙	齿廓修形, 有时 齿向修形
汽车齿轮箱				(有时要成对 检验)	有时齿廓修形 及齿向修形
第1档与倒档	9	6~7级硬化, 磨削	(抽样: $F_i,$)		
第2档	6~8	8~9级剃削硬化	F''_i, f''_i ($F_p, F_r,$ F_j, f_j)		
第3、4档, 常啮合 齿轮	6~8				
印刷机				齿向波度与齿廓 波度, 噪声, 小测 隙(成对检验)	齿顶修形与齿宽 方向有鼓形度, 小啮合角
印刷辊子	5	F_i 只取负值, F''_i, f''_i, F_i 或 F_p, f_p, F_i			
其他驱动	7~8				
开式齿轮传动, 转盘	$v \leq 1$ 10~12 $v > 1$ 8~9	F_j , 专门规范	f_{pe}, F_i (有时用样板)	接触斑点	大模数, 单齿分 度加工, 有时为 铸造小模数
农业机械(拖拉机、 联合收割机)	(9)~10(11)	在齿数少时 $f' \leq 80 \mu m$	F''_i, f''_i (抽样, $F_{\beta},$ $f_{H\beta}, F_i, f_i, f_{H\alpha}$)		滚切法; $b >$ 15 mm 时齿宽 方向做成鼓形

注: F_i —齿形总误差; $f_{H\alpha}$ —齿形角误差; f_i —齿形形状误差; f_p —单一周节偏差; f_{pe} —基节偏差; $f_{H\beta}$ —齿向角误差; F_{β} —齿向波度。

- 1) 当精度等级较高时, 如有测量仪器可用, 则用单面啮合综合检验(F''_i, f''_i)代替双面啮合综合检验(F''_i, f''_i)。
- 2) 当载荷较小时(调质齿轮), 否则为5级。
- 3) 按照BS 1448, 1807(A₁), 限制齿廓与齿向的周期性波度。
- 4) 周期性波度见船用齿轮箱。

5 齿轮检验与公差

5.1 公差或极限偏差值

齿轮的单个齿距极限偏差 $\pm f_{pi}$ 、齿距累积总公差 F_p 、齿廓总公差 F_a 、齿廓形状公差 f_{fa} 、齿廓倾斜极限偏

差 $\pm f_{H\alpha}$ 、螺旋线总公差 F_s 、螺旋线形状公差 f_{si} 、螺旋线倾斜极限偏差 $\pm f_{H\beta}$ 、一齿切向综合公差 f_t (测量一齿切向综合偏差 f' 时, 其值受总重合度 ϵ_r 影响, 故标准给出了 f_t/k 值)、径向综合总公差 F'_r 、一齿径向综合公差 f_r 、径向跳动公差等数值, 见表4-8至表4-18。

表 4-8 单个齿距极限偏差 f_m μm

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.8	1.2	1.7	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0
	$2 < m \leq 3.5$	0.9	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	59.0
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.9	1.2	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.0	1.4	1.9	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.1	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0
	$6 < m \leq 10$	1.2	1.7	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	11.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.9	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.0	1.5	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.1	1.6	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	52.0	73.0
	$6 < m \leq 10$	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0
	$10 < m \leq 16$	1.6	2.2	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0
	$16 < m \leq 25$	2.0	2.8	3.9	5.7	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	125.0
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.1	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.1	1.6	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	73.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.2	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0
	$6 < m \leq 10$	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	90.0
	$10 < m \leq 16$	1.7	2.4	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	107.0
	$16 < m \leq 25$	2.1	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0
	$25 < m \leq 40$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0	121.0	171.0
$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.2	1.7	2.4	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.4	1.9	2.7	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0
	$6 < m \leq 10$	1.5	2.2	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0
	$10 < m \leq 16$	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	81.0	115.0
	$16 < m \leq 25$	2.2	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	140.0
	$25 < m \leq 40$	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	180.0
	$40 < m \leq 70$	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	45.0	63.0	89.0	126.0	178.0	252.0
$560 < d \leq 1000$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.4	2.0	2.9	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	91.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.5	2.2	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0	98.0
	$6 < m \leq 10$	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0
	$10 < m \leq 16$	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	125.0
	$16 < m \leq 25$	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0
	$25 < m \leq 40$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0	67.0	95.0	134.0	190.0
	$40 < m \leq 70$	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	93.0	131.0	185.0	262.0

续表 4-8

 μm

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$1\ 000 < d \leq 1\ 600$	$2 \leq m \leq 3.5$	1.6	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0	103.0
	$3.5 < m \leq 5$	1.7	2.1	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	53.0	77.0	109.0
	$6 \leq m \leq 10$	1.9	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0
	$10 < m \leq 16$	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	136.0
	$16 < m \leq 25$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	114.0	161.0
	$25 < m \leq 40$	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	100.0	142.0	201.0
	$40 < m \leq 70$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	137.0	193.0	273.0
$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$3.5 \leq m \leq 6$	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0
	$6 < m \leq 10$	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0	132.0
	$10 < m \leq 16$	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	74.0	105.0	149.0
	$16 < m \leq 25$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	174.0
	$25 < m \leq 40$	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	107.0	151.0	213.0
	$40 < m \leq 70$	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0	143.0	202.0	286.0
$2\ 500 < d \leq 4\ 000$	$6 \leq m \leq 10$	2.3	3.3	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	105.0	148.0
	$10 < m \leq 16$	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	165.0
	$16 < m \leq 25$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	95.0	134.0	189.0
	$25 < m \leq 40$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	114.0	162.0	229.0
	$40 < m \leq 70$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	151.0	213.0	301.0
$4\ 000 < d \leq 6\ 000$	$6 \leq m \leq 10$	2.0	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	42.0	59.0	83.0	118.0	167.0
	$10 < m \leq 16$	2.9	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	130.0	184.0
	$16 < m \leq 25$	3.3	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	104.0	147.0	208.0
	$25 < m \leq 40$	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0	248.0
	$40 < m \leq 70$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	113.0	160.0	226.0	320.0
$6\ 000 < d \leq 8\ 000$	$10 \leq m \leq 16$	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0	142.0	201.0
	$16 < m \leq 25$	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	113.0	160.0	226.0
	$25 < m \leq 40$	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0	133.0	188.0	266.0
	$40 < m \leq 70$	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	84.0	119.0	169.0	239.0	338.0
$8\ 000 < d \leq 10\ 000$	$10 \leq m \leq 16$	3.4	4.8	7.0	9.5	11.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	108.0	153.0	217.0
	$16 < m \leq 25$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	171.0	242.0
	$25 < m \leq 40$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	140.0	199.0	281.0
	$40 < m \leq 70$	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0	177.0	250.0	353.0

表4-9 齿距累积总公差 F_p μm

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	90.0	127.0
	$2 < m \leq 3.5$	2.1	2.9	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0	133.0
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0	115.0	162.0
	$2 < m \leq 3.5$	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	119.0	168.0
	$3.5 < m \leq 6$	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	123.0	174.0
	$6 < m \leq 10$	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	93.0	131.0	185.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	3.3	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	104.0	147.0	208.0
	$2 < m \leq 3.5$	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0	107.0	151.0	214.0
	$3.5 < m \leq 6$	3.4	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	28.0	39.0	55.0	78.0	110.0	156.0	220.0
	$6 < m \leq 10$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	164.0	231.0
	$10 < m \leq 16$	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0	248.0
	$16 < m \leq 25$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	193.0	273.0
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0	98.0	138.0	195.0	276.0
	$2 < m \leq 3.5$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	100.0	141.0	199.0	282.0
	$3.5 < m \leq 6$	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0	288.0
	$6 < m \leq 10$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0	106.0	149.0	211.0	299.0
	$10 < m \leq 16$	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	112.0	158.0	223.0	316.0
	$16 < m \leq 25$	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	120.0	170.0	241.0	341.0
	$25 < m \leq 40$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0	67.0	95.0	134.0	190.0	269.0	380.0
$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	64.0	91.0	129.0	182.0	257.0	364.0
	$2 < m \leq 3.5$	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	131.0	185.0	261.0	370.0
	$3.5 < m \leq 6$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	66.0	94.0	133.0	188.0	266.0	376.0
	$6 < m \leq 10$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	137.0	193.0	274.0	387.0
	$10 < m \leq 16$	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0	143.0	202.0	285.0	404.0
	$16 < m \leq 25$	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0	151.0	214.0	303.0	428.0
	$25 < m \leq 40$	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	83.0	117.0	165.0	234.0	331.0	468.0
	$40 < m \leq 70$	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	95.0	135.0	191.0	270.0	382.0	540.0
$560 < d \leq 1\ 000$	$0.5 \leq m \leq 2$	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	59.0	83.0	117.0	166.0	235.0	332.0	469.0
	$2 < m \leq 3.5$	7.5	10.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	119.0	168.0	238.0	336.0	475.0
	$3.5 < m \leq 6$	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	120.0	170.0	241.0	341.0	482.0
	$6 < m \leq 10$	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	123.0	174.0	246.0	348.0	492.0
	$10 < m \leq 16$	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	64.0	90.0	127.0	180.0	254.0	360.0	509.0
	$16 < m \leq 25$	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	133.0	189.0	267.0	378.0	534.0
	$25 < m \leq 40$	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	101.0	143.0	203.0	287.0	405.0	573.0
	$40 < m \leq 70$	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	114.0	161.0	228.0	323.0	457.0	646.0

续表4-9

 μm

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$1\ 000 < d \leq 1\ 600$	$2 \leq m \leq 3.5$	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	105.0	148.0	209.0	296.0	418.0	591.0
	$3.5 < m \leq 6$	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0	106.0	149.0	211.0	299.0	423.0	598.0
	$6 < m \leq 10$	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0	152.0	215.0	304.0	430.0	608.0
	$10 < m \leq 16$	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0	111.0	156.0	221.0	313.0	442.0	625.0
	$16 < m \leq 25$	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0	115.0	163.0	230.0	325.0	460.0	650.0
	$25 < m \leq 40$	11.0	15.0	22.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	172.0	244.0	345.0	488.0	690.0
	$40 < m \leq 70$	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0	190.0	269.0	381.0	539.0	762.0
$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$3.5 \leq m \leq 6$	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	91.0	129.0	182.0	257.0	364.0	514.0	727.0
	$6 < m \leq 10$	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	130.0	184.0	261.0	369.0	522.0	738.0
	$10 < m \leq 16$	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	133.0	189.0	267.0	377.0	534.0	755.0
	$16 < m \leq 25$	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0	138.0	195.0	276.0	390.0	551.0	780.0
	$25 < m \leq 40$	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0	102.0	145.0	205.0	290.0	409.0	579.0	819.0
	$40 < m \leq 70$	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	156.0	223.0	315.0	446.0	603.0	891.0
$2\ 500 < d \leq 4\ 000$	$6 \leq m \leq 10$	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	113.0	159.0	225.0	318.0	450.0	637.0	901.0
	$10 < m \leq 16$	14.0	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0	115.0	162.0	229.0	324.0	459.0	649.0	917.0
	$16 < m \leq 25$	15.0	21.0	29.0	42.0	59.0	83.0	118.0	167.0	236.0	333.0	471.0	666.0	942.0
	$25 < m \leq 40$	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	174.0	245.0	347.0	491.0	694.0	982.0
	$40 < m \leq 70$	16.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0	186.0	264.0	373.0	525.0	745.0	1\ 054.0
$4\ 000 < d \leq 6\ 000$	$6 \leq m \leq 10$	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	137.0	194.0	274.0	387.0	548.0	775.0	1\ 095.0
	$10 < m \leq 16$	17.0	25.0	35.0	49.0	69.0	98.0	139.0	197.0	278.0	393.0	556.0	786.0	1\ 112.0
	$16 < m \leq 25$	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	100.0	142.0	201.0	284.0	402.0	568.0	804.0	1\ 137.0
	$25 < m \leq 40$	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	104.0	147.0	208.0	294.0	416.0	588.0	832.0	1\ 176.0
	$40 < m \leq 70$	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0	110.0	156.0	221.0	312.0	441.0	624.0	883.0	1\ 249.0
$6\ 000 < d \leq 8\ 000$	$10 \leq m \leq 16$	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0	115.0	162.0	230.0	325.0	459.0	650.0	919.0	1\ 299.0
	$16 < m \leq 25$	21.0	29.0	41.0	59.0	83.0	117.0	166.0	234.0	331.0	468.0	662.0	936.0	1\ 324.0
	$25 < m \leq 40$	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	170.0	241.0	341.0	482.0	682.0	964.0	1\ 364.0
	$40 < m \leq 70$	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0	254.0	359.0	508.0	718.0	1\ 015.0	1\ 436.0
$8\ 000 < d \leq 10\ 000$	$10 \leq m \leq 16$	23.0	32.0	46.0	65.0	91.0	129.0	182.0	258.0	365.0	516.0	730.0	1\ 032.0	1\ 460.0
	$16 < m \leq 25$	23.0	33.0	46.0	66.0	93.0	131.0	186.0	262.0	371.0	523.0	742.0	1\ 050.0	1\ 485.0
	$25 < m \leq 40$	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0	191.0	269.0	381.0	539.0	762.0	1\ 078.0	1\ 524.0
	$40 < m \leq 70$	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	141.0	200.0	282.0	399.0	564.0	798.0	1\ 129.0	1\ 596.0

表4-10 齿廓总公差 F_{α} μm

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.8	1.1	1.6	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.2	1.7	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.9	1.3	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.6	2.2	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0
	$6 < m \leq 10$	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.0	1.5	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0
	$6 < m \leq 10$	2.0	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	131.0
	$10 < m \leq 16$	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	159.0
	$16 < m \leq 25$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.2	1.7	2.4	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.9	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	84.0	119.0
	$6 < m \leq 10$	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0	143.0
	$10 < m \leq 16$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	171.0
	$16 < m \leq 25$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0
	$25 < m \leq 40$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	174.0	246.0
$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.5	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0
	$3.5 < m \leq 6$	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0
	$6 < m \leq 10$	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	158.0
	$10 < m \leq 16$	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	6.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0	186.0
	$16 < m \leq 25$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	9.0	27.0	39.0	55.0	78.0	110.0	155.0	219.0
	$25 < m \leq 40$	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	131.0	183.0	261.0
	$40 < m \leq 70$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	113.0	160.0	227.0	321.0
$560 < d \leq 1\ 000$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0
	$2 < m \leq 3.5$	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0
	$3.5 < m \leq 6$	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0	154.0
	$6 < m \leq 10$	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0	177.0
	$10 < m \leq 16$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0	102.0	145.0	205.0
	$16 < m \leq 25$	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	119.0	168.0	238.0
	$25 < m \leq 40$	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0	140.0	198.0	280.0
	$40 < m \leq 70$	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0	170.0	240.0	339.0

续表4-10

 μm

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$1\ 000 < d \leq 1\ 600$	$2 \leq m \leq 3.5$	2.1	3.1	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0	110.0	155.0
	$3.5 < m \leq 6$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	174.0
	$6 < m \leq 10$	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0	139.0	197.0
	$10 < m \leq 16$	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	113.0	159.0	225.0
	$16 < m \leq 25$	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	91.0	129.0	183.0	258.0
	$25 < m \leq 40$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0	212.0	300.0
	$40 < m \leq 70$	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	64.0	90.0	127.0	180.0	254.0	360.0
$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$3.5 \leq m \leq 6$	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	98.0	139.0	197.0
	$6 < m \leq 10$	3.4	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0	110.0	156.0	220.0
	$10 < m \leq 16$	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0	248.0
	$16 < m \leq 25$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	141.0	199.0	281.0
	$25 < m \leq 40$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	114.0	161.0	228.0	323.0
	$40 < m \leq 70$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	135.0	191.0	271.0	383.0
$2\ 500 < d \leq 4\ 000$	$6 \leq m \leq 10$	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	176.0	249.0
	$10 < m \leq 16$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0	98.0	138.0	196.0	277.0
	$16 < m \leq 25$	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	110.0	155.0	219.0	310.0
	$25 < m \leq 40$	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	176.0	249.0	351.0
	$40 < m \leq 70$	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	73.0	103.0	145.0	206.0	291.0	411.0
$4\ 000 < d \leq 6\ 000$	$6 \leq m \leq 10$	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	141.0	200.0	283.0
	$10 < m \leq 16$	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0	110.0	155.0	220.0	311.0
	$16 < m \leq 25$	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	172.0	243.0	344.0
	$25 < m \leq 40$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	193.0	273.0	386.0
	$40 < m \leq 70$	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	158.0	223.0	315.0	445.0
$6\ 000 < d \leq 8\ 000$	$10 \leq m \leq 16$	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	172.0	243.0	344.0
	$16 < m \leq 25$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	113.0	189.0	267.0	377.0
	$25 < m \leq 40$	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	52.0	74.0	105.0	148.0	209.0	296.0	419.0
	$40 < m \leq 70$	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0	169.0	239.0	338.0	478.0
$8\ 000 < d \leq 10\ 000$	$10 \leq m \leq 16$	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0	186.0	263.0	372.0
	$16 < m \leq 25$	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	101.0	143.0	203.0	287.0	405.0
	$25 < m \leq 40$	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	158.0	223.0	316.0	447.0
	$40 < m \leq 70$	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0	253.0	358.0	507.0

表4-11 齿廓形状公差 $f_{r\alpha}$ μm

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.6	0.9	1.3	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0
	$2 < m \leq 3.5$	0.9	1.3	1.8	2.6	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.7	1.0	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.0	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	54.0	77.0
	$6 < m \leq 10$	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.8	1.1	1.6	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.1	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	42.0	59.0	83.0
	$6 < m \leq 10$	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	101.0
	$10 < m \leq 16$	1.9	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	123.0
	$16 < m \leq 25$	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0	106.0	149.0
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.9	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	28.0	39.0	55.0	78.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.4	2.0	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	93.0
	$6 < m \leq 10$	1.7	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0
	$10 < m \leq 16$	2.1	2.9	4.0	5.6	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0	133.0
	$16 < m \leq 25$	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	158.0
	$25 < m \leq 40$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	135.0	191.0
$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.1	1.6	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	64.0	90.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.6	2.3	3.3	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	104.0
	$6 < m \leq 10$	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0
	$10 < m \leq 16$	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0	102.0	145.0
	$16 < m \leq 25$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	170.0
	$25 < m \leq 40$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	101.0	144.0	203.0
	$40 < m \leq 70$	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0	177.0	250.0
$560 < d \leq 1\ 000$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.4	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.6	2.3	3.3	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0	101.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.9	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	119.0
	$6 < m \leq 10$	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	137.0
	$10 < m \leq 16$	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	159.0
	$16 < m \leq 25$	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	131.0	185.0
	$25 < m \leq 40$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	51.0	77.0	109.0	154.0	217.0
	$40 < m \leq 70$	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0	187.0	261.0

续表 4-11

 μm

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$1\ 000 < d \leq 1\ 600$	$2 \leq m \leq 3.5$	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.5	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0
	$3.5 < m \leq 6$	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0
	$6 < m \leq 10$	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0	153.0
	$10 < m \leq 16$	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	124.0	175.0
	$16 < m \leq 25$	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	142.0	201.0
	$25 < m \leq 40$	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	117.0	165.0	233.0
	$40 < m \leq 70$	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0	140.0	198.0	280.0
$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$3.5 \leq m \leq 6$	2.4	3.1	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0	152.0
	$6 < m \leq 10$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	120.0	170.0
	$10 < m \leq 16$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0
	$16 < m \leq 25$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	109.0	151.0	218.0
	$25 < m \leq 40$	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	125.0	177.0	251.0
	$40 < m \leq 70$	4.6	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	74.0	105.0	149.0	210.0	297.0
$2\ 500 < d \leq 4\ 000$	$6 \leq m \leq 10$	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	193.0
	$10 < m \leq 16$	3.4	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0	152.0	214.0
	$16 < m \leq 25$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0	170.0	240.0
	$25 < m \leq 40$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	193.0	273.0
	$40 < m \leq 70$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	113.0	160.0	226.0	320.0
$4\ 000 < d \leq 6\ 000$	$6 \leq m \leq 10$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	109.0	153.0	219.0
	$10 < m \leq 16$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	120.0	170.0	241.0
	$16 < m \leq 25$	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	133.0	189.0	267.0
	$25 < m \leq 40$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0	106.0	150.0	212.0	299.0
	$40 < m \leq 70$	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	122.0	173.0	245.0	346.0
$6\ 000 < d \leq 8\ 000$	$10 \leq m \leq 16$	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	133.0	188.0	266.0
	$16 < m \leq 25$	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	73.0	103.0	146.0	207.0	292.0
	$25 < m \leq 40$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0	115.0	162.0	230.0	325.0
	$40 < m \leq 70$	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	66.0	93.0	131.0	186.0	263.0	371.0
$8\ 000 < d \leq 10\ 000$	$10 \leq m \leq 16$	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0	288.0
	$16 < m \leq 25$	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	157.0	222.0	314.0
	$25 < m \leq 40$	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	173.0	245.0	347.0
	$40 < m \leq 70$	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	98.0	139.0	197.0	278.0	393.0

表 4-12 齿廓倾斜极限偏差 $\pm f_{H\alpha}$ μm

分度圆直径 d/mm	模 数 m/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.5	0.7	1.0	1.5	2.1	2.9	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0
	$2 < m \leq 3.5$	0.7	1.0	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.6	0.8	1.2	1.6	2.3	3.3	4.6	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0
	$2 < m \leq 3.5$	0.8	1.1	1.6	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.0	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0
	$6 < m \leq 10$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.7	0.9	1.3	1.9	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0
	$2 < m \leq 3.5$	0.9	1.2	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.1	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0
	$6 < m \leq 10$	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	83.0
	$10 < m \leq 16$	1.6	2.2	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0
	$16 < m \leq 25$	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	86.0	121.0
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.8	1.1	1.6	2.2	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.0	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.2	1.7	2.4	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0
	$6 < m \leq 10$	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	90.0
	$10 < m \leq 16$	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0
	$16 < m \leq 25$	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	91.0	129.0
	$25 < m \leq 40$	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	109.0	155.0
$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	0.9	1.3	1.9	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.2	1.6	2.3	3.3	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	74.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0
	$6 < m \leq 10$	1.6	2.2	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0
	$10 < m \leq 16$	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	42.0	59.0	83.0	118.0
	$16 < m \leq 25$	2.2	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0	98.0	138.0
	$25 < m \leq 40$	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	164.0
	$40 < m \leq 70$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0	143.0	202.0
$560 < d \leq 1\ 000$	$0.5 \leq m \leq 2$	1.1	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0
	$2 < m \leq 3.5$	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.5	2.2	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0
	$6 < m \leq 10$	1.7	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0
	$10 < m \leq 16$	2.0	2.9	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	129.0
	$16 < m \leq 25$	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0
	$25 < m \leq 40$	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0	176.0
	$40 < m \leq 70$	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0	107.0	151.0	214.0

续表 4 12

 μm

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$1\ 000 < d \leq 1\ 600$	$2 \leq m \leq 3.5$	1.5	2.2	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0
	$3.5 < m \leq 6$	1.7	2.4	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0	110.0
	$6 < m \leq 10$	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0
	$10 < m \leq 16$	2.2	3.1	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0	142.0
	$16 < m \leq 25$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	115.0	163.0
	$25 < m \leq 40$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	95.0	134.0	189.0
	$40 < m \leq 70$	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	113.0	160.0	227.0
$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$3.5 \leq m \leq 6$	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0
	$6 < m \leq 10$	2.2	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0	139.0
	$10 < m \leq 16$	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0	111.0	157.0
	$16 < m \leq 25$	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	126.0	178.0
	$25 < m \leq 40$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0
	$40 < m \leq 70$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	170.0	241.0
$2\ 500 < d \leq 4\ 000$	$6 \leq m \leq 10$	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	112.0	158.0
	$10 < m \leq 16$	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0
	$16 < m \leq 25$	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0	98.0	139.0	196.0
	$25 < m \leq 40$	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	55.0	78.0	111.0	157.0	222.0
	$40 < m \leq 70$	4.1	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	130.0	183.0	259.0
$4\ 000 < d \leq 6\ 000$	$6 \leq m \leq 10$	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0
	$10 < m \leq 16$	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	98.0	139.0	197.0
	$16 < m \leq 25$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0	154.0	218.0
	$25 < m \leq 40$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	172.0	244.0
	$40 < m \leq 70$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	141.0	199.0	281.0
$6\ 000 < d \leq 8\ 000$	$10 \leq m \leq 16$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	54.0	77.0	109.0	154.0	218.0
	$16 < m \leq 25$	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	84.0	119.0	169.0	239.0
	$25 < m \leq 40$	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0	132.0	187.0	265.0
	$40 < m \leq 70$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0	107.0	151.0	214.0	302.0
$8\ 000 < d \leq 10\ 000$	$10 \leq m \leq 16$	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	42.0	59.0	83.0	118.0	167.0	236.0
	$16 < m \leq 25$	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	91.0	128.0	181.0	257.0
	$25 < m \leq 40$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	141.0	200.0	283.0
	$40 < m \leq 70$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	113.0	160.0	226.0	320.0

表4-13 螺旋线总公差 F_{β} μm

分度圆直径 d/mm	齿 宽 b/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$4 \leq b \leq 10$	1.1	1.5	2.2	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	35.0	49.0	69.0
	$10 \leq b \leq 20$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.9	7.0	9.5	11.0	19.0	28.0	39.0	55.0	78.0
	$20 \leq b \leq 40$	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	45.0	63.0	89.0
	$40 \leq b \leq 80$	1.6	2.3	3.3	4.6	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	52.0	74.0	105.0
$20 < d \leq 50$	$4 \leq b \leq 10$	1.1	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0
	$10 < b \leq 20$	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0
	$20 < b \leq 40$	1.4	2.0	2.9	4.1	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0
	$40 < b \leq 80$	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0
	$80 < b \leq 160$	2.0	2.9	4.1	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	130.0
$50 < d \leq 125$	$4 \leq b \leq 10$	1.2	1.7	2.4	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0
	$10 < b \leq 20$	1.3	1.9	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	84.0
	$20 < b \leq 40$	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	95.0
	$40 < b \leq 80$	1.7	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0
	$80 < b \leq 160$	2.1	2.9	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	133.0
	$160 < b \leq 250$	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	158.0
	$250 < b \leq 400$	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	130.0	184.0
$125 < d \leq 280$	$4 \leq b \leq 10$	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0
	$10 < b \leq 20$	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0
	$20 < b \leq 40$	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	50.0	71.0	101.0
	$40 < b \leq 80$	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	117.0
	$80 < b \leq 160$	2.2	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	69.0	98.0	139.0
	$160 < b \leq 250$	2.6	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	164.0
	$250 < b \leq 400$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0	67.0	95.0	134.0	190.0
	$400 < b \leq 650$	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	158.0	224.0
$280 < d \leq 560$	$10 \leq b \leq 20$	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0
	$20 < b \leq 40$	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0
	$40 < b \leq 80$	1.9	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	124.0
	$80 < b \leq 160$	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	52.0	73.0	103.0	146.0
	$160 < b \leq 250$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	171.0
	$250 < b \leq 400$	3.1	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	98.0	139.0	197.0
	$400 < b \leq 650$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	115.0	163.0	231.0
	$650 < b \leq 1000$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	193.0	272.0
$560 < d \leq 1000$	$10 \leq b \leq 20$	1.6	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	74.0	105.0
	$20 < b \leq 40$	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0
	$40 < b \leq 80$	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0

续表 4-13

μm

分度圆直径 d' /mm	齿宽 b' /mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$560 < d \leq 1\ 000$	$80 < b \leq 160$	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	109.0	154.0
	$160 < b \leq 250$	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0
	$250 < b \leq 400$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	73.0	103.0	145.0	205.0
	$400 < b \leq 650$	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0	169.0	239.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	4.1	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	140.0	199.0	281.0
$1\ 000 < d \leq 1\ 600$	$20 \leq b \leq 40$	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	126.0
	$40 < b \leq 80$	2.2	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	141.0
	$80 < b \leq 160$	2.6	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	164.0
	$160 < b \leq 250$	2.9	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	94.0	133.0	189.0
	$250 < b \leq 400$	3.4	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0	152.0	215.0
	$400 < b \leq 650$	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	176.0	249.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	73.0	103.0	145.0	205.0	290.0
$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$20 \leq b \leq 40$	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0
	$40 < b \leq 80$	2.4	3.4	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0	152.0
	$80 < b \leq 160$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	174.0
	$160 < b \leq 250$	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	141.0	199.0
	$250 < b \leq 400$	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	112.0	159.0	225.0
	$400 < b \leq 650$	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	130.0	183.0	259.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0	212.0	300.0
$2\ 500 < d \leq 4\ 000$	$40 \leq b \leq 80$	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	165.0
	$80 < b \leq 160$	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0	187.0
	$160 < b \leq 250$	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0	106.0	150.0	212.0
	$250 < b \leq 400$	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	119.0	168.0	238.0
	$400 < b \leq 650$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0	272.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	53.0	78.0	111.0	157.0	222.0	314.0
$4\ 000 < d \leq 6\ 000$	$80 \leq b \leq 160$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	101.0	143.0	203.0
	$160 < b \leq 250$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	114.0	161.0	228.0
	$250 < b \leq 400$	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0	253.0
	$400 < b \leq 650$	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	203.0	288.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	165.0	233.0	329.0
$6\ 000 < d \leq 8\ 000$	$80 \leq b \leq 160$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0	154.0	218.0
	$160 < b \leq 250$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0	121.0	171.0	242.0
	$250 < b \leq 400$	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0	67.0	95.0	134.0	190.0	268.0
	$400 < b \leq 650$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0	107.0	151.0	214.0	303.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	172.0	243.0	344.0
$8\ 000 < d \leq 10\ 000$	$80 \leq b \leq 160$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	81.0	115.0	163.0	230.0
	$160 < b \leq 250$	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	90.0	128.0	181.0	255.0
	$250 < b \leq 400$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	141.0	199.0	281.0
	$400 < b \leq 650$	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	112.0	158.0	223.0	315.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	89.0	126.0	178.0	252.0	357.0

表4-14 螺旋线形状公差 f_{β} 和螺旋线倾斜极限偏差 μm

分度圆直径 d/mm	齿 宽 b/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$4 \leq b \leq 10$	0.8	1.1	1.5	2.2	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0
	$10 \leq b \leq 20$	0.9	1.2	1.7	2.5	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0
	$20 \leq b \leq 40$	1.0	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	64.0
	$40 \leq b \leq 80$	1.2	1.7	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0	75.0
$20 < d \leq 50$	$4 \leq b \leq 10$	0.8	1.1	1.6	2.3	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0
	$10 \leq b \leq 20$	0.9	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0
	$20 \leq b \leq 40$	1.0	1.4	2.0	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0
	$40 \leq b \leq 80$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0
	$80 \leq b \leq 160$	1.4	2.0	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	93.0
$50 < d \leq 125$	$4 \leq b \leq 10$	0.8	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0
	$10 \leq b \leq 20$	0.9	1.3	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0
	$20 \leq b \leq 40$	1.1	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0
	$40 \leq b \leq 80$	1.2	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0
	$80 \leq b \leq 160$	1.5	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0
	$160 \leq b \leq 250$	1.8	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	113.0
	$250 \leq b \leq 400$	2.1	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	66.0	93.0	132.0
$125 < d \leq 280$	$4 \leq b \leq 10$	0.9	1.3	1.8	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0
	$10 \leq b \leq 20$	1.0	1.4	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0
	$20 \leq b \leq 40$	1.1	1.6	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0
	$40 \leq b \leq 80$	1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	42.0	59.0	83.0
	$80 \leq b \leq 160$	1.5	2.2	3.1	4.4	6.0	8.5	12.0	17.0	25.0	35.0	49.0	70.0	99.0
	$160 \leq b \leq 250$	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	83.0	117.0
	$250 \leq b \leq 400$	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	135.0
	$400 \leq b \leq 650$	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	113.0	160.0
$280 < d \leq 560$	$10 \leq b \leq 20$	1.1	1.5	2.2	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0
	$20 \leq b \leq 40$	1.2	1.7	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0
	$40 \leq b \leq 80$	1.4	1.9	2.7	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0
	$80 \leq b \leq 160$	1.6	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	73.0	104.0
	$160 \leq b \leq 250$	1.9	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0
	$250 \leq b \leq 400$	2.2	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	99.0	140.0
	$400 \leq b \leq 650$	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	165.0
	$650 \leq b \leq 1\ 000$	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0	137.0	194.0
	$560 < d \leq 1\ 000$	$10 \leq b \leq 20$	1.2	1.7	2.3	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	53.0
$20 \leq b \leq 40$		1.3	1.8	2.6	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	83.0
$40 \leq b \leq 80$		1.5	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0

续表 4-14

 μm

分度圆直径 d/mm	齿 宽 b/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$560 < d \leq 1\ 000$	$80 < b \leq 160$	1.7	2.4	3.4	4.9	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	78.0	110.0
	$160 < b \leq 250$	2.0	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	90.0	128.0
	$250 < b \leq 400$	2.3	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	73.0	103.0	146.0
	$400 < b \leq 650$	2.7	3.8	5.3	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	171.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	142.0	200.0
$1\ 000 < d \leq 1\ 600$	$20 < b \leq 40$	1.4	2.0	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	89.0
	$40 < b \leq 80$	1.6	2.2	3.1	4.4	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0
	$80 < b \leq 160$	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0
	$160 < b \leq 250$	2.1	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	47.0	67.0	95.0	134.0
	$250 < b \leq 400$	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0	153.0
	$400 < b \leq 650$	2.8	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	125.0	177.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	3.2	4.6	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	73.0	103.0	146.0	207.0
$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$20 < b \leq 40$	1.5	2.1	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0
	$40 < b \leq 80$	1.7	2.4	3.4	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0
	$80 < b \leq 160$	1.9	2.7	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	124.0
	$160 < b \leq 250$	2.2	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	141.0
	$250 < b \leq 400$	2.5	3.5	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	113.0	160.0
	$400 < b \leq 650$	2.9	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	46.0	65.0	92.0	130.0	184.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	76.0	107.0	151.0	214.0
$2\ 500 < d \leq 4\ 000$	$40 < b \leq 80$	1.8	2.6	3.6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	83.0	117.0
	$80 < b \leq 160$	2.1	2.9	4.1	6.0	8.5	12.0	17.0	23.0	33.0	47.0	66.0	94.0	133.0
	$160 < b \leq 250$	2.4	3.3	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0
	$250 < b \leq 400$	2.6	3.7	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	42.0	60.0	85.0	120.0	169.0
	$400 < b \leq 650$	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	137.0	193.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	112.0	158.0	223.0
$4\ 000 < d \leq 6\ 000$	$80 < b \leq 160$	2.2	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	101.0	144.0
	$160 < b \leq 250$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	114.0	161.0
	$250 < b \leq 400$	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	64.0	90.0	127.0	180.0
	$400 < b \leq 650$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	3.7	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	83.0	117.0	165.0	234.0
$6\ 000 < d \leq 8\ 000$	$80 < b \leq 160$	2.4	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	54.0	77.0	109.0	154.0
	$160 < b \leq 250$	2.7	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	172.0
	$250 < b \leq 400$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0	190.0
	$400 < b \leq 650$	3.4	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	107.0	152.0	215.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	86.0	122.0	173.0	244.0
$8\ 000 < d \leq 10\ 000$	$80 < b \leq 160$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	81.0	115.0	163.0
	$160 < b \leq 250$	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	90.0	128.0	181.0
	$250 < b \leq 400$	3.1	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	100.0	141.0	199.0
	$400 < b \leq 650$	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	79.0	112.0	158.0	224.0
	$650 < b \leq 1\ 000$	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0	253.0

表 4-15 f_1/k 的比值 μm

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m \leq 2$	2.4	3.1	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0	154.0
	$2 < m \leq 3.5$	2.8	4.0	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	45.0	64.0	91.0	129.0	182.0
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m \leq 2$	2.5	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	115.0	163.0
	$2 < m \leq 3.5$	3.0	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	135.0	191.0
	$3.5 < m \leq 6$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	108.0	153.0	217.0
	$6 < m \leq 10$	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	63.0	89.0	125.0	177.0	251.0
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m \leq 2$	2.7	3.9	5.5	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	176.0
	$2 < m \leq 3.5$	3.2	4.5	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0
	$3.5 < m \leq 6$	3.6	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	40.0	57.0	81.0	115.0	162.0	229.0
	$6 < m \leq 10$	4.1	6.0	8.0	12.0	16.0	23.0	33.0	47.0	66.0	93.0	132.0	186.0	263.0
	$10 < m \leq 16$	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	109.0	154.0	218.0	308.0
	$16 < m \leq 25$	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	91.0	129.0	183.0	259.0	366.0
$125 < d \leq 280$	$0.5 \leq m \leq 2$	3.0	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0	137.0	194.0
	$2 < m \leq 3.5$	3.5	4.9	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	157.0	222.0
	$3.5 < m \leq 6$	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0	247.0
	$6 < m \leq 10$	4.4	6.0	9.0	12.0	18.0	25.0	35.0	50.0	70.0	100.0	141.0	199.0	281.0
	$10 < m \leq 16$	5.0	7.0	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	82.0	115.0	163.0	231.0	326.0
	$16 < m \leq 25$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0	272.0	384.0
	$25 < m \leq 40$	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	58.0	82.0	116.0	165.0	233.0	329.0	465.0
	$40 < m \leq 70$	9.5	14.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	173.0	245.0	346.0	489.0	
$280 < d \leq 560$	$0.5 \leq m \leq 2$	3.4	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	54.0	77.0	109.0	154.0	218.0
	$2 < m \leq 3.5$	3.8	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	123.0	174.0	246.0
	$3.5 < m \leq 6$	4.2	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0	271.0
	$6 < m \leq 10$	4.8	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0	153.0	216.0	305.0
	$10 < m \leq 16$	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	124.0	175.0	248.0	350.0
	$16 < m \leq 25$	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0	289.0	408.0
	$25 < m \leq 40$	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	86.0	122.0	173.0	245.0	346.0	489.0
	$40 < m \leq 70$	9.5	14.0	21.0	30.0	43.0	61.0	86.0	122.0	173.0	245.0	346.0	489.0	
	$70 < m \leq 125$	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0	272.0	384.0	531.0	744.0
$560 < d \leq 1\ 000$	$0.5 \leq m \leq 2$	3.9	5.5	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	44.0	62.0	87.0	123.0	174.0	247.0
	$2 < m \leq 3.5$	4.3	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0	137.0	194.0	275.0
	$3.5 < m \leq 6$	4.7	6.5	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0	212.0	300.0
	$6 < m \leq 10$	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	30.0	42.0	59.0	84.0	118.0	167.0	236.0	334.0
	$10 < m \leq 16$	6.0	8.5	12.0	17.0	24.0	33.0	47.0	67.0	95.0	134.0	189.0	268.0	379.0
	$16 < m \leq 25$	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	39.0	55.0	77.0	109.0	154.0	218.0	309.0	437.0
	$25 < m \leq 40$	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	129.0	183.0	259.0	366.0	518.0
	$40 < m \leq 70$	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	57.0	81.0	115.0	163.0	230.0	325.0	460.0	650.0
	$70 < m \leq 125$	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0	272.0	384.0	531.0	744.0

续表 4-15

μm

分度圆直径 d/mm	模数 m/mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1 000 < d ≤ 1 600	2 ≤ m ≤ 3.5	4.8	7.0	9.5	14.0	19.0	27.0	38.0	54.0	77.0	108.0	153.0	217.0	307.0
	3.5 < m ≤ 6	5.0	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	59.0	83.0	117.0	166.0	235.0	332.0
	6 < m ≤ 10	5.5	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	91.0	129.0	183.0	259.0	366.0
	10 < m ≤ 16	6.5	9.0	13.0	18.0	26.0	36.0	51.0	73.0	103.0	145.0	205.0	290.0	410.0
	16 < m ≤ 25	7.5	10.0	15.0	21.0	29.0	41.0	59.0	83.0	117.0	166.0	234.0	331.0	468.0
	25 < m ≤ 40	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0	137.0	194.0	275.0	389.0	550.0
1 600 < d ≤ 2 500	3.5 ≤ m ≤ 6	5.0	8.0	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	130.0	183.0	259.0	367.0
	6 < m ≤ 10	6.5	9.0	13.0	18.0	25.0	35.0	50.0	71.0	100.0	142.0	200.0	283.0	401.0
	10 < m ≤ 16	7.0	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	158.0	223.0	315.0	446.0
	16 < m ≤ 25	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	45.0	63.0	89.0	126.0	178.0	252.0	356.0	504.0
	25 < m ≤ 40	9.0	13.0	18.0	26.0	37.0	52.0	73.0	103.0	146.0	207.0	292.0	413.0	585.0
	40 < m ≤ 70	11.0	16.0	22.0	32.0	45.0	63.0	90.0	127.0	179.0	253.0	358.0	507.0	717.0
2 500 < d ≤ 4 000	6 ≤ m ≤ 10	7.0	10.0	11.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	157.0	223.0	315.0	445.0
	10 < m ≤ 16	7.5	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	122.0	173.0	245.0	346.0	490.0
	16 < m ≤ 25	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	97.0	137.0	194.0	271.0	387.0	548.0
	25 < m ≤ 40	10.0	14.0	20.0	28.0	39.0	56.0	79.0	111.0	157.0	222.0	315.0	445.0	629.0
	40 < m ≤ 70	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	67.0	95.0	135.0	190.0	269.0	381.0	538.0	761.0
4 000 < d ≤ 6 000	6 ≤ m ≤ 10	8.0	11.0	16.0	22.0	31.0	44.0	62.0	88.0	125.0	176.0	249.0	352.0	498.0
	10 < m ≤ 16	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0	48.0	68.0	96.0	136.0	192.0	271.0	384.0	543.0
	16 < m ≤ 25	9.5	13.0	19.0	27.0	38.0	53.0	75.0	106.0	150.0	212.0	300.0	425.0	601.0
	25 < m ≤ 40	11.0	15.0	21.0	30.0	43.0	60.0	85.0	121.0	170.0	241.0	341.0	482.0	682.0
	40 < m ≤ 70	13.0	18.0	25.0	36.0	51.0	72.0	102.0	144.0	204.0	288.0	407.0	576.0	814.0
6 000 < d ≤ 8 000	10 ≤ m ≤ 16	9.5	13.0	19.0	26.0	37.0	52.0	74.0	105.0	148.0	210.0	297.0	420.0	594.0
	16 < m ≤ 25	10.0	14.0	20.0	29.0	41.0	58.0	81.0	115.0	163.0	230.0	326.0	461.0	652.0
	25 < m ≤ 40	11.0	16.0	23.0	32.0	46.0	65.0	92.0	130.0	183.0	259.0	366.0	518.0	733.0
	40 < m ≤ 70	11.0	19.0	27.0	38.0	54.0	76.0	108.0	153.0	216.0	306.0	432.0	612.0	865.0
8 000 < d ≤ 10 000	10 ≤ m ≤ 16	10.0	14.0	20.0	28.0	40.0	56.0	80.0	113.0	159.0	225.0	319.0	451.0	637.0
	16 < m ≤ 25	11.0	15.0	22.0	31.0	43.0	61.0	87.0	123.0	174.0	246.0	348.0	492.0	695.0
	25 < m ≤ 40	12.0	17.0	24.0	34.0	49.0	69.0	97.0	137.0	194.0	275.0	388.0	549.0	777.0
	40 < m ≤ 70	11.0	20.0	28.0	40.0	57.0	80.0	114.0	161.0	227.0	321.0	454.0	642.0	909.0

注: f 的公差值, 由表中值乘以 k 得出。

当 $\epsilon_r < 1$ 时, $k = 0.2(e + 1/\epsilon_r)$; 当 $\epsilon_r \geq 1$ 时, $k = 0.1$ 。

ϵ_r —— 总重合度。

表 4-16 径向综合总公差 F_r' μm

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	7.5	11	15	21	30	42	60	85	120
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	8.0	12	16	23	33	46	66	93	131
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	9.0	12	18	25	35	50	70	100	141
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	10	14	19	27	38	54	76	108	153
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	11	16	22	32	45	63	89	126	179
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	14	20	28	39	56	79	112	158	223
$20 < d \leq 50$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	9.0	13	19	26	37	52	74	105	148
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	10	14	20	28	40	56	80	113	160
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	11	15	21	30	42	60	85	120	169
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	11	16	23	32	45	64	91	128	181
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	13	18	26	37	52	73	103	146	207
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	16	22	31	44	63	89	126	178	251
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	20	28	39	56	79	111	157	222	314
	$6.0 < m_n \leq 10$	26	37	52	74	104	147	209	295	417
$50 < d \leq 125$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	12	16	23	33	46	66	93	131	185
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	12	17	25	35	49	70	98	139	197
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	13	18	26	36	52	73	103	146	206
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	14	19	27	39	55	77	109	154	218
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	15	22	31	43	61	86	122	173	244
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	18	25	36	51	72	102	144	204	288
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	22	31	44	62	88	124	176	248	351
	$6.0 < m_n \leq 10$	28	40	57	80	114	161	227	321	454
$125 < d \leq 280$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	15	21	30	42	60	85	120	170	240
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	16	22	31	44	63	89	126	178	252
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	16	23	33	46	65	92	131	185	261
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	17	24	34	48	68	97	137	193	273
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	19	26	37	53	75	106	149	211	299
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	21	30	43	61	86	121	172	243	343
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	25	36	51	72	102	144	203	287	406
	$6.0 < m_n \leq 10$	32	45	64	90	127	180	255	360	509
$280 < d \leq 560$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	19	28	39	55	78	110	156	220	311
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	20	29	40	57	81	114	161	228	323
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	21	29	42	59	83	117	166	235	332
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	22	30	43	61	86	122	172	243	344
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	23	33	46	65	92	131	185	262	370

续表 4-16

μm

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精度等级								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
$280 < d \leq 560$	$2.5 < m_n \leq 4.0$	26	37	52	73	104	146	207	293	414
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	30	42	60	84	119	169	239	337	477
	$6.0 < m_n \leq 10$	36	51	73	103	145	205	290	410	580
$560 < d \leq 1000$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	25	35	50	70	99	140	198	280	396
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	25	36	51	72	102	144	204	288	408
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	26	37	52	74	104	148	209	295	417
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	27	38	54	76	107	152	215	304	429
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	28	40	57	80	114	161	228	322	455
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	31	44	62	88	125	177	250	353	499
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	35	50	70	99	141	199	281	398	562
	$6.0 < m_n \leq 10$	42	59	83	118	166	235	333	471	665

表 4-17 一齿径向综合公差 f_r

μm

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精度等级								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.0	2.0	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	2.5	4.0	5.5	7.5	11	15	22	31
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20	28	39
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	25	36	50
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	26	37	53	74
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.0	10	14	20	29	41	58	82	115
$20 < d \leq 50$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.5	2.0	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	2.5	4.0	5.5	7.5	11	15	22	31
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20	28	40
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	25	36	51
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	26	37	53	75
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.0	10	14	20	29	41	58	82	116
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	15	22	31	43	61	87	123	174
	$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	67	95	135	190	269
$50 < d \leq 125$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.5	2.0	2.5	3.5	5.0	7.5	10	15	21
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	22	31
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.0	7.0	10	14	20	28	40
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	26	36	51
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	26	37	53	75
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.0	10	14	20	29	41	58	82	116
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	15	22	31	44	62	87	123	174

续表 4 17

 μm

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
$50 < d \leq 125$	$0.6 < m_n \leq 1.0$	17	24	34	48	67	95	135	191	269
$125 < d \leq 280$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.5	2.0	2.5	3.5	5.5	7.5	11	15	21
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	22	32
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.0	7.0	10	11	20	29	41
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	26	36	52
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	4.5	6.5	9.5	13	19	27	38	53	75
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.5	10	15	21	29	41	58	82	116
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	15	22	31	44	62	87	124	175
	$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	67	95	135	191	270
$280 < d \leq 560$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.5	2.0	2.5	4.0	5.5	7.5	11	15	22
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	23	32
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.0	7.5	10	15	21	29	41
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.5	4.5	6.5	9.0	13	18	26	37	52
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	5.0	6.5	9.5	13	19	27	38	54	76
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.5	10	15	21	29	41	59	83	117
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	15	22	31	44	62	88	124	175
	$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	68	96	135	191	271
$560 < d \leq 1\ 000$	$0.2 \leq m_n \leq 0.5$	1.5	2.0	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	23
	$0.5 < m_n \leq 0.8$	2.0	3.0	4.0	6.0	8.5	12	17	24	33
	$0.8 < m_n \leq 1.0$	2.5	3.5	5.5	7.5	11	15	21	30	42
	$1.0 < m_n \leq 1.5$	3.5	4.5	6.5	9.5	13	19	27	38	53
	$1.5 < m_n \leq 2.5$	5.0	7.0	9.5	14	19	27	38	54	77
	$2.5 < m_n \leq 4.0$	7.5	10	15	21	30	42	59	83	118
	$4.0 < m_n \leq 6.0$	11	16	22	31	44	62	88	125	176
	$6.0 < m_n \leq 10$	17	24	34	48	68	96	136	192	272

表 4-18 径向跳动公差 F_r μm

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精 度 等 级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$5 \leq d \leq 20$	$0.5 \leq m_n \leq 2.0$	1.5	2.5	3.0	4.5	6.5	9.0	13	18	25	36	51	72	102
	$2.0 < m_n \leq 3.5$	1.5	2.5	3.5	4.5	6.5	9.5	13	19	27	38	53	75	106
$20 < d \leq 50$	$0.5 \leq m_n \leq 2.0$	2.0	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	23	32	46	65	92	130
	$2.0 < m_n \leq 3.5$	2.0	3.0	4.0	6.0	8.5	12	17	24	34	47	67	95	134
	$3.5 < m_n \leq 6.0$	2.0	3.0	4.5	6.0	8.5	12	17	25	35	49	70	99	139
	$6.0 < m_n \leq 10$	2.5	3.5	4.5	6.5	9.5	13	19	26	37	52	74	105	148
$50 < d \leq 125$	$0.5 \leq m_n \leq 2.0$	2.5	3.5	5.0	7.5	10	15	21	29	42	59	83	118	167

续表 4-18

 μm

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$50 < d \leq 125$	$2.0 < m_n \leq 3.5$	2.5	4.0	5.5	7.5	11	15	21	30	43	61	86	121	171
	$3.5 < m_n \leq 6.0$	3.0	4.0	5.5	8.0	11	16	22	31	44	62	88	125	176
	$6.0 < m_n \leq 10$	3.0	4.0	6.0	8.0	12	16	23	33	46	65	92	131	185
	$10 < m_n \leq 16$	3.0	4.5	6.0	9.0	12	18	25	35	50	70	99	140	198
	$16 < m_n \leq 25$	3.5	5.0	7.0	9.5	14	19	27	39	55	77	109	154	218
$125 < d \leq 280$	$0.5 < m_n \leq 2.0$	3.5	5.0	7.0	10	14	20	28	39	55	78	110	156	221
	$2.0 < m_n \leq 3.5$	3.5	5.0	7.0	10	14	20	28	40	56	80	113	159	225
	$3.5 < m_n \leq 6.0$	3.5	5.0	7.0	10	14	20	29	41	58	82	115	163	231
	$6.0 < m_n \leq 10$	3.5	5.5	7.5	11	15	21	30	42	60	85	120	169	239
	$10 < m_n \leq 16$	4.0	5.5	8.0	11	16	22	32	45	63	89	126	179	252
	$16 < m_n \leq 25$	4.5	6.0	8.5	12	17	24	31	48	68	96	136	193	272
	$25 < m_n \leq 40$	5.5	6.5	9.5	13	19	27	38	54	76	107	152	215	304
$280 < d \leq 560$	$0.5 < m_n \leq 2.0$	4.5	6.5	9.0	13	18	26	36	51	73	103	146	206	291
	$2.0 < m_n \leq 3.5$	4.5	6.5	9.0	13	18	26	37	52	74	105	148	209	296
	$3.5 < m_n \leq 6.0$	4.5	6.5	9.5	13	19	27	38	53	75	106	150	213	301
	$6.0 < m_n \leq 10$	5.0	7.0	9.5	14	19	27	39	55	77	109	155	219	310
	$10 < m_n \leq 16$	5.0	7.0	10	14	20	29	40	57	81	114	161	228	323
	$16 < m_n \leq 25$	5.5	7.5	11	15	21	30	43	61	86	121	171	242	343
	$25 < m_n \leq 40$	6.0	8.5	12	17	23	33	47	68	91	132	187	265	374
	$40 < m_n \leq 70$	7.0	9.5	14	19	27	38	54	76	108	153	216	306	432
$560 < d \leq 1\ 000$	$0.5 < m_n \leq 2.0$	6.0	8.5	12	17	23	33	47	66	94	133	188	266	376
	$2.0 < m_n \leq 3.5$	6.0	8.5	12	17	24	34	48	67	95	134	190	269	380
	$3.5 < m_n \leq 6.0$	6.0	8.5	12	17	24	34	48	68	96	136	193	272	385
	$6.0 < m_n \leq 10$	6.0	8.5	12	17	25	35	49	70	98	139	197	279	394
	$10 < m_n \leq 16$	6.5	9.0	13	18	25	36	51	72	102	144	204	288	407
	$16 < m_n \leq 25$	6.5	9.5	13	19	27	38	53	76	107	151	214	302	427
	$25 < m_n \leq 40$	7.0	10	14	20	29	41	57	81	115	162	229	324	459
	$40 < m_n \leq 70$	8.0	11	16	23	32	46	65	91	129	183	258	365	517
$1\ 000 < d \leq 1\ 600$	$2.0 < m_n \leq 3.5$	7.5	10	15	21	30	42	59	81	118	167	236	334	473
	$3.5 < m_n \leq 6.0$	7.5	11	15	21	30	42	60	85	120	169	239	338	478
	$6.0 < m_n \leq 10$	7.5	11	15	22	30	43	61	86	122	172	243	344	487
	$10 < m_n \leq 16$	8.0	11	16	22	31	44	63	88	125	177	250	354	500
	$16 < m_n \leq 25$	8.0	11	16	23	33	46	65	92	130	184	260	368	520
	$25 < m_n \leq 40$	8.5	12	17	24	34	49	69	98	138	195	276	390	552
	$40 < m_n \leq 70$	9.5	13	19	27	38	51	76	108	152	215	305	431	609

续表 4-18

 μm

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	精度等级												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$1\ 600 < d \leq 2\ 500$	$3.5 \leq m_n \leq 6.0$	9.0	13	18	26	36	51	73	103	145	206	291	411	582
	$6.0 < m_n \leq 10$	9.0	13	18	26	37	52	74	104	148	209	295	417	590
	$10 < m_n \leq 16$	9.5	13	19	27	38	53	75	107	151	213	302	427	601
	$16 < m_n \leq 25$	9.5	11	19	28	39	55	78	110	156	220	312	441	621
	$25 < m_n \leq 40$	10	11	20	29	41	58	82	116	164	232	328	463	655
	$40 < m_n \leq 70$	11	16	22	32	45	63	89	126	178	252	357	504	713
$2\ 500 < d \leq 4\ 000$	$6.0 \leq m_n \leq 10$	11	16	23	32	45	64	90	127	180	253	360	510	721
	$10 < m_n \leq 16$	11	16	23	32	46	65	92	130	183	259	367	519	734
	$16 < m_n \leq 25$	12	17	24	33	47	67	94	133	188	267	377	533	754
	$25 < m_n \leq 40$	12	17	25	35	49	69	98	139	196	278	393	555	785
	$40 < m_n \leq 70$	13	19	26	37	53	75	105	149	211	298	422	596	843
$4\ 000 < d \leq 6\ 000$	$6.0 \leq m_n \leq 10$	11	19	27	39	55	77	110	155	219	310	438	620	876
	$10 < m_n \leq 16$	14	20	28	39	56	79	111	157	222	315	445	629	890
	$16 < m_n \leq 25$	11	20	28	40	57	80	114	161	227	322	455	643	910
	$25 < m_n \leq 40$	15	21	29	42	59	83	118	166	235	333	471	665	941
	$40 < m_n \leq 70$	16	22	31	44	62	88	125	177	250	353	499	706	999
$6\ 000 < d \leq 8\ 000$	$6.0 \leq m_n \leq 10$	16	23	32	45	64	91	128	181	257	363	513	726	1\ 026
	$10 < m_n \leq 16$	16	23	32	46	65	92	130	184	260	367	520	735	1\ 039
	$16 < m_n \leq 25$	17	23	33	47	68	94	132	187	265	375	530	749	1\ 059
	$25 < m_n \leq 40$	17	24	34	48	68	96	136	193	273	386	545	771	1\ 091
	$40 < m_n \leq 70$	18	25	36	51	72	102	144	203	287	406	574	812	1\ 149
$8\ 000 < d \leq 10\ 000$	$6.0 \leq m_n \leq 10$	18	26	36	51	72	102	144	204	289	408	577	816	1\ 154
	$10 < m_n \leq 16$	18	26	36	52	73	103	146	206	292	413	584	826	1\ 168
	$16 < m_n \leq 25$	19	26	37	52	74	105	148	210	297	420	594	840	1\ 188
	$25 < m_n \leq 40$	19	27	38	54	76	108	152	216	305	431	610	862	1\ 219
	$40 < m_n \leq 70$	20	28	40	56	80	113	160	226	319	451	639	903	1\ 277

齿轮的齿距累积极限偏差 $\pm f_{pa}$ 、切向综合公差 F' 应按表4-19中的公差计算式或公差关系式计算。

径向综合偏差的测量受测量齿轮的精度和产品齿轮与测量齿轮的总重合度的影响,对斜齿轮,测量齿轮的使用应遵循供需双方的协议,其测量齿轮的齿宽应使与产品齿轮啮合时总重合度 ϵ_r 小于或等于0.5。表4-16、表4-17中的公差数值可直接用于直齿轮确定精度等级,对斜齿轮,根据供需双方的协议参考使用。

若采用表4-18径向跳动公差评定齿轮精度时,供需双方应协商一致。

5.2 齿轮检验

除另有说明外,均在接近齿高中部和齿宽中部的的位置测量。当公差值很小时,尤其是小于 $5\ \mu\text{m}$ 时,要求测量仪器具有足够的精度,以确保测量值能达到要求的重复精度。

除另有规定外,齿廓和螺旋线偏差至少测三个齿的两侧齿面,此三个齿应取沿齿轮圆周大致相等的距离处。单个齿距偏差 f_p ,则需对每个轮齿的两侧都进行测量。

表 4-19 5 级精度齿轮公差计算式和关系式

项 目	公差计算式, 关系式	级间公比 φ
单个齿距偏差	$f_p = 0.3(m + 0.4\sqrt{d}) + 4$	$\sqrt{2}$
齿距累积偏差	$F_{pk} = f_p + 1.5\sqrt{(k-1)m}$	$\sqrt{2}$
齿距累积总偏差	$F_p = 1.3m + 1.25\sqrt{d} + 7$	$\sqrt{2}$
齿廓总偏差	$F_{\alpha} = 3.2\sqrt{m} + 0.22\sqrt{d} + 0.7$	$\sqrt{2}$
齿廓形状偏差	$f_{\alpha} = 2.5\sqrt{m} + 0.17\sqrt{d} + 0.5$	$\sqrt{2}$
齿廓倾斜偏差	$f_{\alpha s} = 2\sqrt{m} + 0.11\sqrt{d} + 0.5$	$\sqrt{2}$
螺旋线总偏差	$F_{\beta} = 0.1\sqrt{d} + 0.53\sqrt{b} + 1.2$	$\sqrt{2}$
螺旋线形状偏差	$f_{\beta} = 0.07\sqrt{d} + 0.45\sqrt{b} + 1.3$	$\sqrt{2}$
螺旋线倾斜偏差	$f_{\beta s} = 0.07\sqrt{d} + 0.45\sqrt{b} + 3$	$\sqrt{2}$
切向综合总偏差	$F'_t = F_t + f'$	$\sqrt{2}$
一齿切向综合偏差	$f'_t = K(0.1 + 0.3m + 3.2\sqrt{m} + 0.34\sqrt{d})$ 当 $\varepsilon_t < 1$ 时, $K = 0.2(\varepsilon_t + 1)^{0.5}$ 当 $\varepsilon_t \geq 1$ 时, $K = 0.4$	$\sqrt{2}$
径向综合总偏差	$F''_r = 3.2m_n + 1.34\sqrt{d} + 6.4$	$\sqrt{2}$
一齿径向综合偏差	$f''_r = 2.96m_n + 0.91\sqrt{d} + 0.8$	$\sqrt{2}$
径向跳动	$f_r = 0.24m_n + 1.3\sqrt{d} + 7.6$	$\sqrt{2}$

6 轮齿同侧齿面的检验

GB/Z 18620.1《圆柱齿轮 检验实施规范 第1部分: 轮齿同侧齿面的检验》, 作为GB/T 10095.1的补充, 提供了齿轮的检测方法和测量结果分析方面的建

议, 即渐开线圆柱齿轮同侧齿面(齿距、齿廓、螺旋线和切向综合偏差)的检验实施规范。

6.1 符号及相关的术语

6.1.1 齿轮参数

齿轮参数的代号见表 4-20

表 4-20 齿轮参数

代 号	参 数	单 位	代 号	参 数	单 位
b	齿宽	mm	S	齿距组齿距数	-
d	分度圆直径	mm	z	齿数	-
d_b	基圆直径	mm	α, α_n	法向压力角	°
m, m_n	法向模数	mm	α_e	端面压力角	°
m_e	端面模数	mm	β	螺旋角	-
β_n	法向齿距	mm	β_b	基圆螺旋角	°
β_e	端面齿距	mm	ε_n	端面重合度	-
β_b, β_{bn}	法向基圆齿距	mm	ε_l	纵向重合度	-
β_{be}	端面基圆齿距	mm	ε_f	总重合度	-

6.1.2 齿轮的偏差

齿轮偏差的代号见表 4-21。用于给定单项要素偏差测量值的符号, 由小写字母“ f ”及下标表示; 而用于

“累积”或“总”偏差, 即表示几个单项要素偏差总和, 由大写字母“ F ”及下标表示。有些偏差量要用代数符号表示, 当尺寸大于最佳值, 偏差是正的, 反之, 是负值。

表 4-21 齿轮偏差代号

代号	含 义	单 位	代 号	含 义	单 位
$f_{db}^{(1)}$	基圆直径偏差	μm	f_{pb}	端面基圆齿距偏差	μm
$f_{abm}^{(1)}$	平均基圆直径偏差	μm	$f_{ps}^{(1)}$	跨齿齿距偏差	μm
$f_e(f_{e1} - f_{eR})$	齿轮轴线和轮齿(或相应齿面)中心线间的偏心量	mm	$f_{p1}^{(1)}$	单个齿距偏差	μm
f_{fo}	齿廓形状偏差	μm	$f_{w\beta}$	波度(沿螺旋线)	μm
$f_{f\beta}$	螺旋线形状偏差	μm	$f_{\alpha}^{(1)}$	压力角偏差(标准)	μm
$f_{H\alpha}^{(1)}$	齿廓倾斜偏差	μm	$f_{\alpha m}^{(1)}$	平均压力角偏差	μm
$f_{H\alpha m}^{(1)}$	平均齿廓倾斜偏差	μm	$f_{\beta}^{(1)}$	螺旋角偏差	μm
$f_{H\beta}^{(1)}$	螺旋线倾斜偏差	μm	$f_{\beta m}^{(1)}$	平均螺旋角偏差	μm
$f_{H\beta m}^{(1)}$	平均螺旋线倾斜偏差	μm	F_p	齿距累积总偏差	μm
f_i	一齿切向综合偏差(与测量内轮啮合)	μm	$F_{pk}^{(1)}$	齿距累积偏差	μm
f_i'	切向综合偏差的长周期分量	μm	$F_{pks}^{(1)}$	跨齿 k 个齿距累积偏差	μm
f_i''	切向综合偏差的短周期分量	μm	$F_{ps}^{(1)}$	跨齿齿距累积偏差	μm
f_i'	一齿传动偏差(产品齿轮副)	μm	F_i	切向综合总偏差(与测量齿轮啮合)	μm
$f_{pb}^{(1)}$	基圆内距偏差	μm	F'	传动总偏差(产品齿轮副)	μm
$f_{pbm}^{(1)}$	平均基圆齿距偏差	μm	F_o	齿廓总偏差	μm
			F_{β}	螺旋线总偏差	μm

1) 这些偏差可以是+(正号)或-(负号)。

6.1.3 齿轮检验的名词

有关齿轮检验的名词、代号见表 4-22。

表 4-22 齿轮检验的名词

代 号	名 词	单 位	代 号	名 词	单 位
d_{eff}	有效基圆直径	mm	L_{AR}	可用长度	mm
k	跨齿距数	-	L_F	至有效齿廓起始点的基圆切线长度	mm
l	左旋	-	L_n	内廓计值范围	mm
r	右旋	-	L_{β}	螺旋线计值范围	mm
C_o	齿顶修缘	mm	$N \dots$	齿、齿距序数	-
C_f	齿根修缘	mm	R	右齿面	-
C_a	齿廓凸度	mm	λ_o	波度曲线波长(螺旋方向)	mm
C_{β}	轮齿鼓度	mm	$\lambda_{\beta N}$	波度曲线轴向波长	mm
$C_1(C_1')$	在基准面(非基准面)的齿端修薄	mm	ξ	渐开线展开角	-
L	左齿面	-	I	基准面	-
L_{AR}	有效长度	-	i	非基准面	-

6.2 齿轮的检验项目

各种轮齿要素的检验,需要多种测量工具和仪器。当测量中涉及齿轮旋转时,首先应保证齿轮实际工作的轴线应与测量过程中旋转轴线重合。

在检验中,既不经济也没有必要测量全部轮齿要素的偏差,如单个齿距、齿距累积、齿廓、螺旋线、切向和径向综合偏差、径向跳动、表面粗糙度等,因为其中

有些要素对于特定齿轮的功能并没有明显的影响。另外,有些测量项目可以代替别的一些项目,例如切向综合偏差检验能代替齿距偏差检验,径向综合偏差检验能代替径向跳动检验。由于考虑到有这类情况,在 ISO/TR 10063《圆柱齿轮 功能组、检验组、公差族》(正在制定)中按齿轮工作性能推荐了检验组和公差族。然而,应该强调,对于质量控制测量项目的减少,必

须由采购方与供方协商确定。

通常,测量应在邻近齿高的中部和(或)齿宽的中部进行。如果齿宽大于250 mm,则应增加两个齿廓测量部位,即在距齿宽每侧约15%的齿宽处测量。齿廓和螺旋线偏差应至少在3个以上均布的位置同侧齿面上

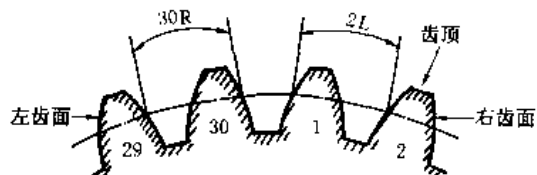
测量。

6.3 偏差位置的识别

结合轮齿的测量,识别偏差的方便方法是阐明其涉及的位置,如右齿面、左齿面、齿距等。识别方法见表4-23。

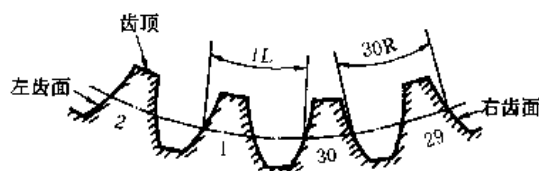
表 4-23 偏差位置的识别方法

序号	位 置	识 别 方 法
1	右或左齿面数	选定齿轮的一面作基准面,并标上字母“L”,另一个非基准面为“R”。对着基准面进行观察,看到齿和齿顶,则右齿面在右边,左齿面在左边(见图4-7、图4-8)。 右和左齿面分别用字母“R”和“L”表示
2	斜齿轮的右旋或左旋	外齿或内齿斜齿轮的螺旋方向,由右旋或左旋表示,螺旋方向分别由字母“r”和“l”表示。当齿轮轴竖立于观察者前方,所见轮齿向右(左)上方倾斜者为右(左)旋齿轮
3	齿与齿面的编号	对着齿轮的基准面看,以顺时针方向顺序地数齿数,齿数后写上字母R或L,表示它是右或左齿面,比如“齿面29L”
4	齿距的编号	单个齿距的编号和下一个齿的编号有关,第N齿距介于“N-1”齿和第“N”齿的同侧齿面之间,用字母R或L表示齿距是介于右齿面还是左齿面之间,例如“齿面2L”(见图4-7)
5	齿距数“k”	偏差符号的下标“k”表示所要测量偏差的相邻齿距的个数,实践中,数字往往取代k,比如 F_{pb} 表示3个齿距的齿距累积偏差



30R=第30齿距,右齿面
2L=第2齿距,左齿面

图 4-7 外齿轮的标记和编号



1L=第1齿距,左齿面
30R=第30齿距,右齿面

图 4-8 内齿轮的标记和编号

6.4 单个齿距和齿距累积偏差的检验

6.4.1 概述

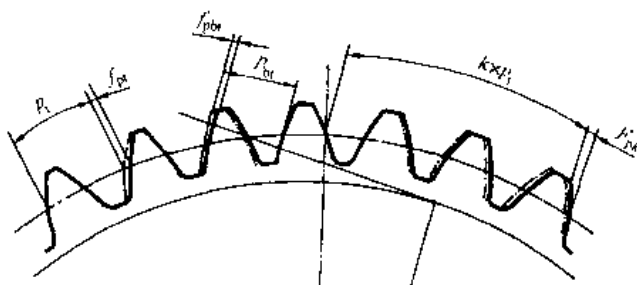
齿距偏差的检验包括测量其实际值(角度值)或者沿齿轮圆周上同侧齿面间距离作比较测量(见图4-9)

与检验法向、端面齿距累积偏差不同,基圆齿距偏差是在沿基圆切平面上测量,因而与齿轮轴线无关

表4-24为单个齿距测量虚拟偏差数据处理举例表,表中的整数值实际上是很难遇到的。表中: N =齿

距序数; A =用二测头测得的相对齿距偏差值; B =所有 A 值的算术平均值; C =单个齿距偏差 f_{pr} 表示为 A 与 B 的差值; D =由 $f_{pr}(C)$ 值依次连续累加而得的齿距累积偏差。表上涉及到第18和第1齿之间的各齿面,其说明见图4-10。

一般地,对于有很多齿数的齿轮, F_p 和 F_{ps} 的差别可以忽略不计。



端面基圆齿距(p_b) 齿距累积($k \times p_b$, 如图 $k=3$)
端面基圆齿距偏差(f_{pb}) 齿距累积偏差(F_{pb} , 如图 $k=3$)

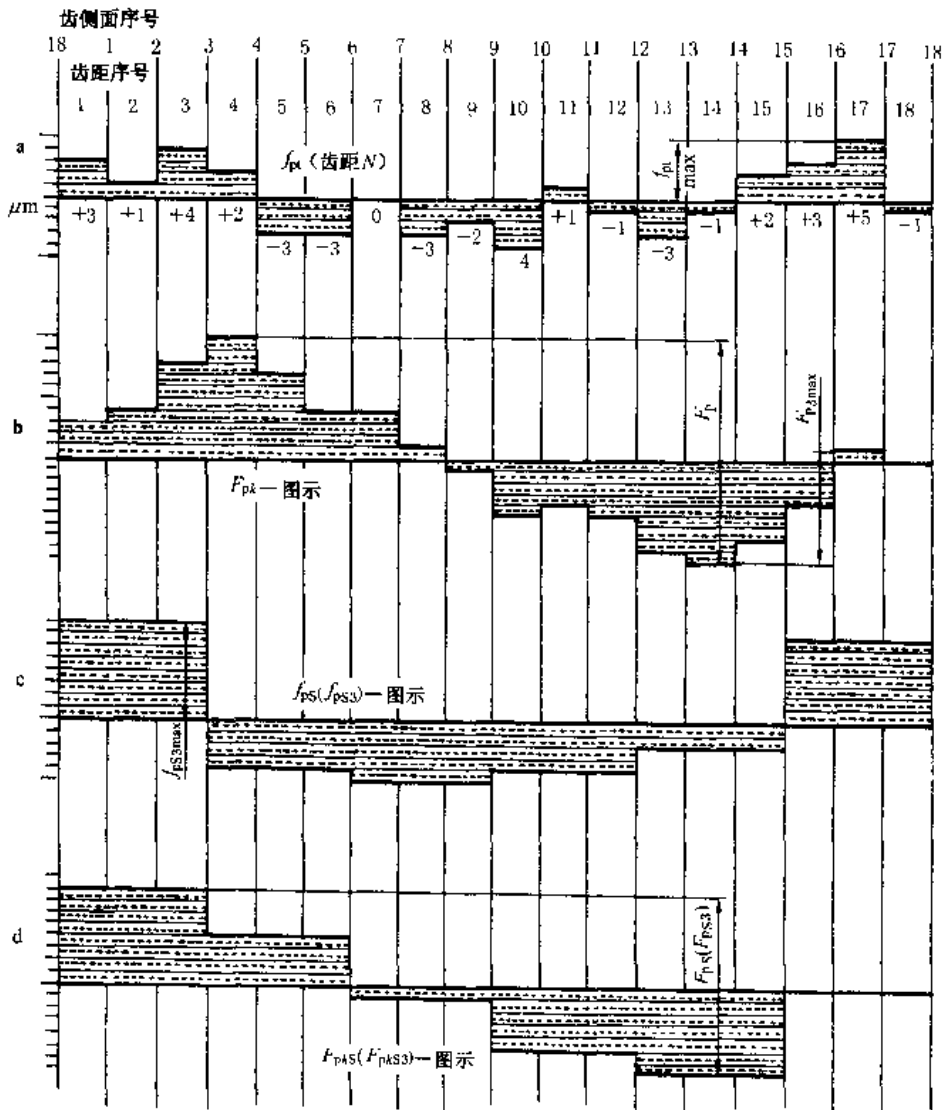
图 4-9 齿距(p_r), 齿距偏差(f_{pr})

表 4-24 单个齿距测量数据

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
A	25	23	26	24	19	19	22	19	20	18	23	21	19	21	24	25	27	21
B	22.00																	
C	+3	+1	+4	+2	-3	-3	0	-3	-2	-4	+1	-1	-3	1	+2	+3	+5	-1
D	+3	+4	+8	+10	-7	+4	+4	-1	-1	-5	4	5	-8	-9	-7	-4	+1	0

当用角度齿距测量方法时(即用一个触头的仪器),在每个测量位置上,将实际测得的角度减去理论角度,再将此差值(弧度)乘以触头与齿面接触点的径

向距离,即可得到D值,而C值则可由N号的齿面的D值减去N-1号齿面的D值获得。



- a 单个齿距偏差 $f_{pk}, f_{pk,max} = +5 \mu\text{m}$, 在齿距 17。
- b 齿距累积偏差 F_{pk} , 相对于齿面 18, $F_{pk,max} =$ 齿距累积总偏差 $F_{\Sigma} = 19 \mu\text{m}$ 在齿面 4 和 14 之间, $F_{\Sigma,max} = 10 \mu\text{m}$ 在齿面 14 和 17 之间。
- c 跨齿齿距偏差 f_{ps} , 在每组跨齿数 $S=3$ 个齿距上测量, $f_{ps,max} = 8 \mu\text{m}$, 在齿面 18 和 3 之间。
- d 跨齿齿距累积偏差 F_{pk3} , 是由 $S=3$ 跨齿齿距偏差(C)累加而得, 全跨齿齿距累积偏差 $F_{\Sigma3} = F_{ps3} = 15 \mu\text{m}$, 在齿面 3 和 15。

图 4-10 表 4-24 示例的齿轮 ($z=18$) 的齿距偏差的图解说明

6.4.2 单个齿距精度的检验

检验齿距精度最常见的装置,一种是有两个触头的齿距比较仪,另一种是只有一个测量触头的角度分度仪,这两种检验方法见表4-25。

不带旋转工作台的坐标测量机也可用来测量齿距和齿距偏差,所采用的有关相对运动与用角度转位法(一个触头)基本原理相符。

表 4-25 单个齿距偏差的检验方法

装置	检验方法	图示
齿距比较仪(两个触头)	<p>两个测头的位置,应在相对于齿轮轴线的同样半径上,并在同一横截面内,测头移动的方向要与测量圆相切。</p> <p>因为很难得到半径距离的精确数值,所以齿距比较仪很少用于检测端面齿距的真实数值,这种仪器最合适的用途,是确定齿距偏差。</p> <p>一些齿距比较仪装备了导向滑轨,使测头容易达到固定的径向深度,一般到轮齿中部的附近,被检的齿轮慢慢地转动,绕着轴心连续地或间歇地转动,而导向滑轨上的测头在测量部位来回移动</p>	
角度分度仪(一个触头)	<p>检测过程涉及分度转位器的使用,其精确度必须和齿轮直径相协调。</p> <p>对每个齿面,测量头在预先设定要检测的部位上径向来回移动,就可测得偏离理论位置的位置偏差,相对于所选定的基准齿面或零齿面,这个测得的数据代表了相关齿面的位置偏差,这样记录的数据曲线应显示出齿轮在圆周上的齿距累积偏差(F_{Σ})。</p> <p>第N个齿面的位置偏差减去第N-1个的,就是每个单个齿距偏差,负值要表示出来</p>	

6.4.3 用齿距比较仪检测法向齿距精度

图4-11表示法向齿距和法向齿距偏差 f_{pn} 。

检测时,当只有检验“法向”齿距偏差的便携式比较仪,而没有其他适当的仪器时,只得用法向齿距偏差测量来代替端面齿距偏差的测量。如图4-12介绍的仪器,齿轮的齿顶圆用来定位,它必须和齿轮轴线有足够的同心度,其他用于同样用途的比较仪器有不同的定位方法,而不用齿顶面作为定位面。

换为端面数值。

它们的关系如下:

$$f_{pt} = \frac{f_{pn}}{\cos\beta}$$

法向齿距偏差测量值不能加起来作齿距累积偏差。

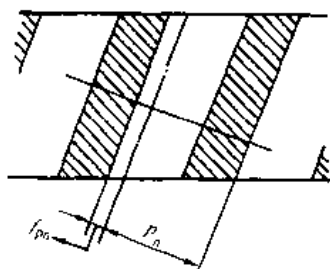


图 4-11 法向齿距 p_n 和法向齿距偏差 f_{pn} (法向截面)

因为标准 GB/T 10095.1 中的公差值指的是端面齿距,所以在和公差比较前,法向齿距偏差测量值需转

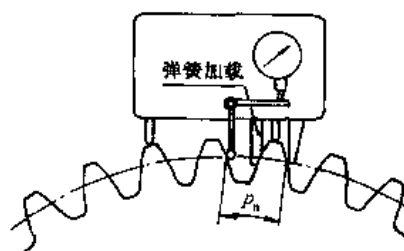


图 4-12 在直齿轮上,用于检测法向齿距偏差的便携式齿距比较仪

6.4.4 基圆齿距 p_b 和基圆齿距偏差 f_{pb} 的测量

a. 基圆齿距

一个齿轮的端面基圆齿距是公法线上的两个相邻同侧齿面的端面齿廓间的距离,它也就是位于相邻的同侧齿面上渐开线齿廓起点之间的基圆圆周上的弧长

(见图 4-13)。

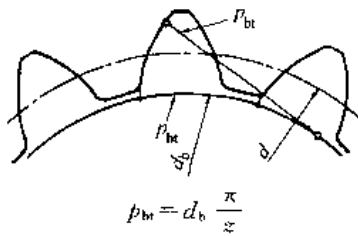


图 4-13 端面基圆齿距 p_{bt}

法向与端面基圆齿距之间有如下关系：

$$p_{bn} = p_{bt} \cos \beta_b$$

法向基圆齿距的理论值是法向模数和法向压力角的函数，即：

$$p_{bn} = m\pi \cos \alpha_n$$

b. 基圆齿距偏差 f_{pb} 的测量和要求

通常，我们用便携式比较仪来测量法向基圆齿距偏差，这种仪器的使用原理如图 4-14 所示，借助于一组合适的量规，基圆齿距比较仪在标定后也能直接用来测量与理论基圆齿距的偏差。

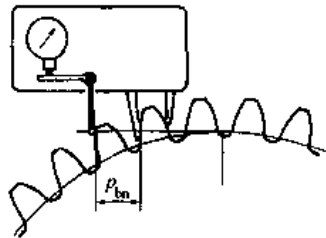


图 4-14 测量基圆齿距的便携式比较仪测直齿轮

在测量基圆齿距时，必需保证比较仪的触头的接触点不在齿廓或螺旋线的修形区域内。

当手头没有合适的齿廓检查仪器时，测得的基圆齿距偏差可用作推断压力角偏差 $f_{\alpha n}$ 的基础，因为测得的基圆齿距偏差受到齿距偏差和齿廓形状偏差的影

响，这一步骤只能在后面两种偏差很小时才能使用。

c. 基圆齿距偏差的确定

相啮合的齿轮各齿之间有效负荷的分配，要求两个齿轮的基圆齿距精度能得到充分的控制，在两个齿轮要求能互换时，这点就显得尤其重要。在这种情况下，一个重要的测量目标，就是确定用于与其他齿轮的平均基圆齿距相比较的该齿轮的平均基圆齿距。

在计算近似的平均压力角偏差或其他偏差时，应该用基圆齿距的平均值。

平均法向基圆齿距偏差 f_{pbm} 、平均基圆直径偏差 f_{dbm} 、平均压力角偏差 $f_{\alpha m}$ 和有效基圆直径 d_{heff} 的关系见表 4-26。

表 4-26 关系式

项 目	代号	关 系 式
平均法向基圆齿距偏差	f_{pbm}	$f_{dbm} = f_{pbm} z / \pi \cos \beta_b$
平均基圆直径偏差	f_{dbm}	
平均压力角偏差	$f_{\alpha m}$	$f_{\alpha m} \approx -f_{pbm} / m \sin \alpha_n$
有效基圆直径	d_{heff}	$d_{heff} = d_b + (f_{pbm} z / \pi \cos \beta_b)$

6.5 齿距累积偏差 F_{pk} 和 F_p 的确定

齿距累积偏差是这样确定的，即对任何指定数目的端面单个齿距偏差(见图 4-10b)作代数和相加。

用 6.1.2 阐述的角度转位法可直接测得齿距累积偏差值。

6.5.1 齿距累积总偏差 F_p 的确定

按照定义，齿距累积总偏差是指一个齿轮的任意扇形部分同侧齿面间的最大齿距累积偏差，其数值等于齿距累积偏差曲线的最高和最低点之间的距离，见图 4-10b。

6.5.2 齿距累积偏差跨齿距检测

表 4-27 列出了进行齿距累积偏差跨齿距检测的目的、测量原理及结果的评定要求。

表 4-27 齿距累积偏差跨齿距检测

检测项目	说 明 或 图 示	
目的	当齿轮的齿数很多用比较仪作单个齿距校验法测量时，由于很多个测量的不正确性叠加起来而形成很大的误差，每次测量中不正确性的来源之一，是很难保证后触头与前一次测量时前触头所占位置完全重合	
原理	如果用跨齿距进行检验，则上述的不正确性可以减少，为此建议当齿轮超过 60 个齿时，最好改用跨齿距测量，右图表示跨齿距数为 4 的测量原理，即齿距号 1 至 4，下一个要测的扇形区包含齿距号 5 至 8，此时位于右侧的后触头将与 4 号齿齿面接触，此接触点应为上一次测量时位于左侧的前触头所占的位置，6.4.2 所述的注意要点同样适用于跨齿距测量	

续表 4-27

检测项目	说明或图示	
跨齿数的选择	<p>在选择跨齿数(每跨内齿数)S时,必须符合以下两点:</p> <p>a. 每跨的弦长应适合所用的齿距比较仪的量程;</p> <p>b. 测得的点数应足够用来绘制出一条可接受的累积偏差曲线。</p> <p>右图所提供的公式和曲线可指导选择合适的齿距数。</p> <p>如果可能,z/S应取整数,但是,如z/S不是整数时,跨齿距偏差测量的跨齿数应取大于z/S的整数,此时当测到最后跨齿距时,其中包含的一部分齿距是在第一个跨齿距测量时已经包含了的。</p> <p>例:$z=239, m=8$, 这样$S=5$故跨数(读数个数)至少等于$239 \div 5 = 47.8$, 取跨数(读数个数)为48个, 则测量重叠的齿距为$5 \times 48 - 239 = 1$(齿距)</p>	
结果的评定	<p>跨齿距偏差的代数和建立起来的曲线,常常不能反映齿距累积总偏差,认识这一点是很重要的,因为跨距内最极端的单个齿距偏差的影响,原来会影响齿距累积总偏差的数值,但却在跨距内被抵消了。</p> <p>这样,如果任何一个数值非常接近于给定的公差极限,则最小、最大和重叠区内的单个齿距偏差应该融入跨齿距累积偏差曲线中,以保证齿距累积总偏差更加精确。</p> <p>用数字取代符号F_{ps}和F_{ps}的下标,表示跨齿距累积偏差可带来很大方便,用这种方法,就可以表示出有关的弧长或齿距数,例如,$F_{ps(15)}$表示用$s=4$(跨距数)跨齿测量下,$k=24$齿距弧长内的跨齿距累积偏差</p>	

6.5.3 齿距累积偏差 F_{pk} 的必要性

如果在较少的齿距数上的齿距累积偏差过大时,在实际工作中将产生很大的加速度力,这在高速齿传动中更应重视,因为可能产生很大的动载荷,因而有必要规定较少齿距范围内的累积公差。

图4-15中分别表示了两个齿轮的齿距累积偏差

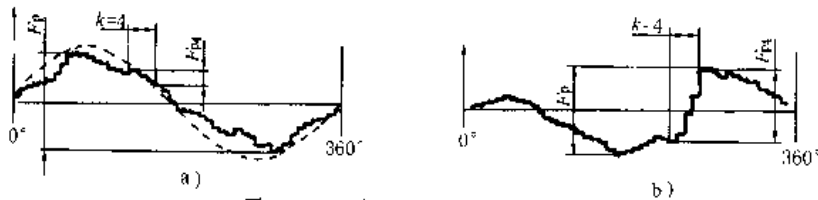


图 4-15 齿距累积偏差曲线图

给定数目的 k 个齿距上的最大齿距累积偏差 F_{pk} 可由 F_{ps} 图导出,即依次从齿轮的每个齿面出发取圆弧长度($k \times p_b$),实际上其最大值也可在少数跨齿距测量中得到。

现看图4-10例子上提供的数据,当 $k=3$,第15,16和17齿距的单个齿距偏差的总和,表明了三个齿距最大齿距累积偏差为 $10 \mu\text{m}$ 。

曲线,从两曲线中可看出其齿距累积总偏差是一样的,但少数齿距的最大齿距累积偏差有着明显的差别,如图4-15中的曲线中 k 个齿距所示,按照规定的公差值, a)中 F_{pk} 的偏差是可以通过的,而b)中 F_{pk} 的偏差是不能接受的。

区别 F_{pk} 值的位置的一个简便方法是,在圆括号中列出有关的齿距序号,例如,上面的例子可按下列表示:

$$F_{ps}(15 \cdots 17) = 10 \mu\text{m}$$

6.6 关于齿距偏差测量和对其结果评价的一些说明

单测杆和比较仪测杆末端通常是球形,每个测杆轴心线应与从齿轮轴心线到测杆和齿面接触点这一径

向线平行。

对于所有齿距偏差的测量方法,除了用基圆齿距比较仪测量基圆齿距偏差外,其径向和轴向跳动的值都应很小,以至可以忽略不计。然而,如果待检齿轮的轴心线偏离检测仪器回转的轴心线,而计量装置的位置又按后者的轴心线固定时,则双倍振幅等于两倍偏心量的正弦分量,要加入到齿轮齿距累积偏差的真实曲线上去。

由于上面提到的偏离(偏心量 f_e)所形成的正弦曲线,构成齿距累积偏差图(图 4-15a)的一部分,是从仅仅一组同侧齿面得到的。其相位将不同于由左侧和右

侧齿面综合得到的径向跳动曲线,它的双倍波幅等于 $2f_e$,波幅也可能不同。

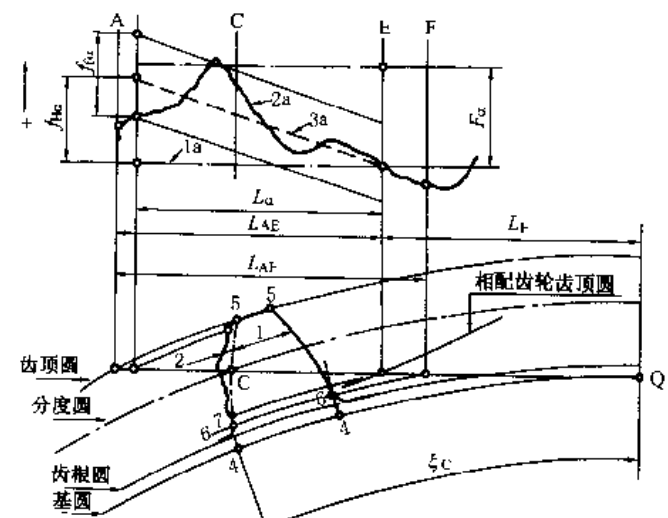
由齿距累积偏差值或切向综合偏差值的测量得到偏心量的数值,涉及右侧或左侧齿面的,最好用 f_{er} 和 f_{el} 分别表示。

6.7 齿廓偏差的检验

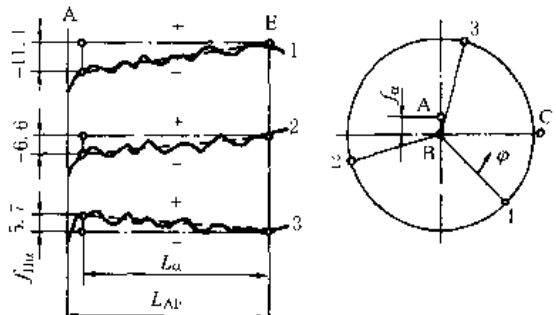
按定义,齿廓偏差是在端平面上垂直于齿廓的偏差值,然而,偏差也可在齿面的法向测量,然后把测得的数值除以 $\cos\beta_n$,经这样的换算后再与公差值比较。

齿廓图的定义、评定、公差带及齿廓凸度 C 的确定方法见表 4-28。

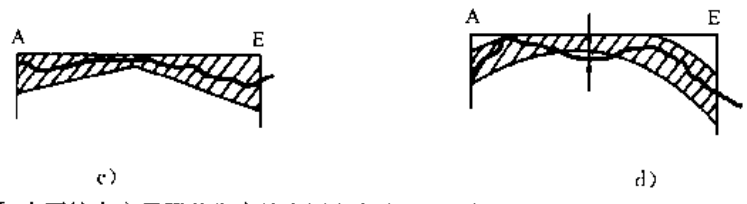
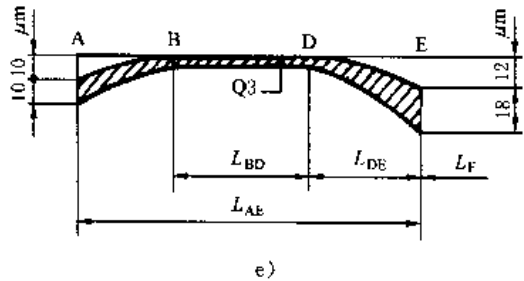
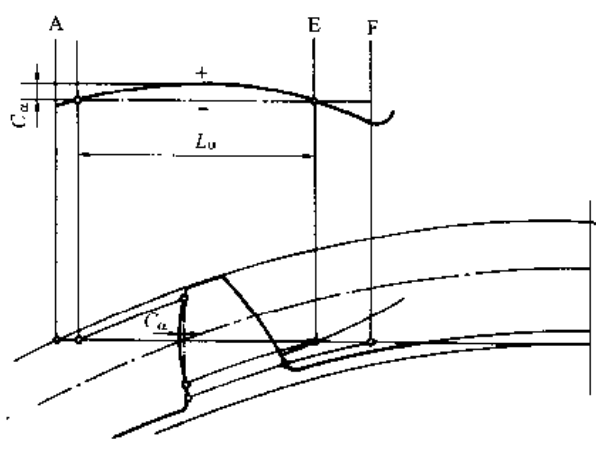
表 4-28 齿廓图

序号	项目	说明或图示
1	齿廓图	<p>齿廓图包括齿廓迹线,它是由齿轮齿廓检验设备在纸上或其他适当的介质上画出来的齿廓偏差曲线,齿廓迹线如偏离了直线,其偏离量即表示与被检齿轮的基圆所展成的渐开线齿廓的偏差。</p> <p>齿廓修形也表现为偏离了渐开线,但,就“设计齿廓”而言这种情况不能作为偏差来对待。</p> <p>沿齿廓图上任何一点,均可与一个半径、一个基圆切线长度和一个渐开线滚动展开角相联系。</p> <p>图 a 是一个齿廓的示例以及其与相应齿廓迹线的关系和有关的术语。关于齿廓迹线术语的详细定义和概念见表 4-3</p>  <p>1: 设计齿廓 2: 实际齿廓 3: 平均齿廓 1a: 设计齿廓迹线 2a: 实际齿廓迹线 3a: 平均齿廓迹线 4: 渐开线起始点 5: 齿顶点 5-6: 可用齿廓 5-7: 有效齿廓 C-Q: C 点基圆切线长度 ξ_c: C 点渐开线展开角 Q: 滚动的起点(端面基圆切线的切点)</p> <p>A: 轮齿齿顶或倒角的起点 C: 设计齿廓在分度圆上的一点 E: 有效齿廓起始点 F: 可用齿廓起始点 L_{AF}: 可用长度 L_{AE}: 有效长度 L_a: 齿廓计值范围 L_{E-}: 到有效齿廓的起点基圆切线长度 F_a: 齿廓总偏差 f_{fo}: 齿廓形状偏差 $f_{H\alpha}$: 齿廓倾斜偏差</p> <p>a) 齿轮齿廓和齿廓示意图</p>

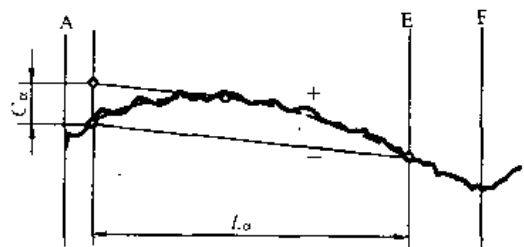
续表 4-28

序号	项目	说明或图示
1	齿廓图	齿廓计值范围 L_a 等于在有效长度 L_{AF} 中从其顶端或倒棱处减去 8%。这样做是为了在评定时排除在切削过程中非有意的多切掉的顶部,而这样做并不损害齿轮的功能,在评价齿廓总偏差 (F_a) 和齿廓形状偏差 (f_{fa}) 时,在这 8% 区域内如有超出设计齿廓的材料,从而增加其偏差量时必须计算进去,而在这区域内如多切去材料而形成的偏差值,其公差可予增大
	检验	为了齿轮质量分等,只须检验齿廓总偏差 F_a 即可,见 GB/T 10095.1。 然而,为了某些目的,分别确定“齿廓倾斜偏差” $f_{H\alpha}$ 和“齿廓形状偏差” f_{fa} 也是有用处的。为此,需要在齿廓图上加上“平均齿廓迹线”如图 a) 所示,参见图 4-2。关于 f_{fa} 和 $f_{H\alpha}$ 允许值,见表 4-11,表 4-12
	量值换算	从齿面法向上测得齿廓偏差,如果检测仪器未转换成端面值时,则其结果应除以 $\cos\beta_n$ 转换为端面齿廓法线上的相应值,然后将获得的数据,同端面齿廓法向偏差的规定公差值比较
2	$f_{H\alpha}$ 、 f_{fa} 的代数符号	<p>如图 a 所示,在图形中平均齿廓迹线若向齿顶 A 侧升高,则齿廓倾斜偏差称为正,则相应的压力角偏差称为负。在图 b 中表示了由于安装上齿轮加工机床上有偏心而造成的正倾斜及负倾斜。</p> <p>如一对相啮合齿轮,其齿廓图中的倾斜相等并且符号相同,则其偏差就相互抵销,这一规律对外齿轮和内齿轮都适用。</p>  $f_{H\alpha} = \frac{1}{3} (11.1 - 6.6 + 5.7) = -4 \mu\text{m}$ <p>A = 机床的旋转轴线相对于齿轮的旋转轴线 B = 检验仪器及齿轮的旋转轴线 C = 刀具或齿廓测量触头的位置 1, 2, 3 = 齿廓测量位置 (在 $15^\circ, 165^\circ, 285^\circ$) 以及相应的齿廓迹线 b) 平均齿廓倾斜偏差 $f_{H\alpha}$</p>
3	压力角偏差 f_{α}	<p>齿廓线如在齿顶端凸出,表示其压力角减小。</p> <p>齿廓倾斜偏差可按下列公式换算为压力角偏差 f_{α}。</p> <p>按弧度: $f_{\alpha} = -\frac{f_{H\alpha}}{L_a \tan \alpha_n}$; 按角秒: $f_{\alpha} = -\frac{206.26 f_{H\alpha}}{L_a \tan \alpha_n}$</p> <p>式中: $f_{H\alpha}$ 单位为 μm, L_a 单位为 mm</p> <p>符号 对于外齿轮、内齿轮: 当 $f_{H\alpha} > 0$ 则 $f_{\alpha} < 0$ 及 $f_{\alpha} < 0$</p>
4	平均齿廓倾斜偏差 $f_{H\alpha}$	<p>产生原因 单个齿廓的倾斜偏差可能是由于制造或检验时安装不准确形成的偏心所造成,但是,这种偏差沿着齿轮圆周是变化的,对于同侧齿面的平均齿廓倾斜偏差,这种变化就相互抵销掉了</p> <p>计算 往往需要计算出同侧齿面齿廓倾斜偏差的平均值,以用来确定应采取什么步骤来纠正机床上装夹时产生的误差。 在实际应用中,取沿齿轮圆周均布的几个同侧齿面计算其齿廓倾斜偏差算术平均值即可。 取两个在直径上相对位置的同侧齿面,从其齿廓迹线上可以得到适用的平均值,然而,如齿廓倾斜偏差沿齿轮圆周变化时,则必须至少取二个均布同侧齿面的齿廓线,否则偏差不一定能被发现</p>

续表 4 28

序号	项目	说明 或 图 示
5	f_{db} 、 f_{dbto} 、 f_{beff}	<p>基圆直径偏差 $f_{db} = d_{beff} - d_b$ 直接与齿廓倾斜偏差 $f_{H\alpha}$ 有关, 其关系式如下:</p> $f_{db} = f_{H\alpha} \frac{d_b}{L_{\alpha}}$ <p>当“平均齿廓倾斜偏差”确定之后, 平均基圆直径偏差和有效基圆直径可按下列公式计算:</p> $f_{dbto} = f_{H\alpha to} \frac{d_b}{L_{\alpha}}$ $d_{beff} = d_b \left(1 + \frac{f_{H\alpha to}}{L_{\alpha}} \right)$
6	齿廓公差带	<p>一个方便的检验方法是检验齿廓迹线是否位于规定的公差带之内。很多公差带的规定, 其形状大体上像字母“K”, 即众所周知的“K形图”。这种图的应用如图c、d所示, 其中图c所示齿廓迹线落在公差带之内, 而在图d中则没有达到。</p>  <p>如果需要的话, 也可综合应用两种齿廓精度评定方法(即用某一质量等级的标准公差和用公差带法), 如图e中的例子所示。</p> 
7	齿廓凸度 C_{α} 定义	<p>在有些应用中, 适当的齿廓修形涉及顶部和根部, 修削使轮齿从中间开始逐渐向顶部和根部形成弓形, 如图f所示。</p> 

续表 4-28

序号	项目	说明或图示
7	齿廓凸度 C_o	<p>渐开线曲率增加的高度可用下面方法确定： 在线图中，用一条直线将齿廓迹线与齿值范围 (L_o) 两端的交点连起来，如图 g 所示，在这条直线与另一条和它平行且相切于平均曲线间的距离（在记录偏差的方向测量），就等于该齿廓的凸度 (C_o)。 有意做成的凸形齿所产生的齿廓线图，其设计齿廓和平均齿廓迹线通常呈抛物线。</p>  <p style="text-align: center;">g)</p>

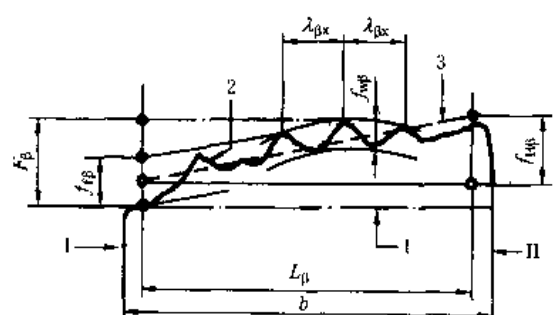
6.8 螺旋线偏差的检验

差量，然后才能与公差值比较

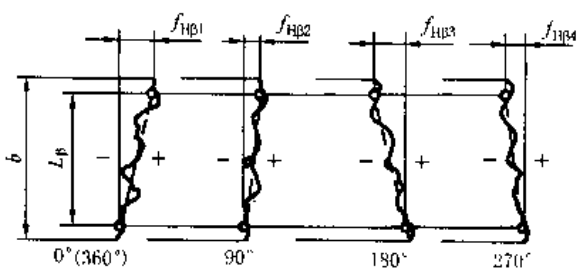
按定义，螺旋线偏差是在端面基圆切线方向测量的实际螺旋线与设计螺旋线之间的差值，如果偏差是在齿面的法向测量，则应除以 $\cos\beta$ ，换算成端面的偏

螺旋线图的定义、评定、公差带、轮齿凸度的确定方法见表 4-29。

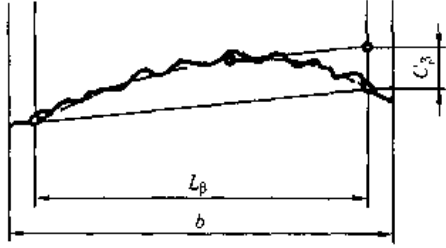
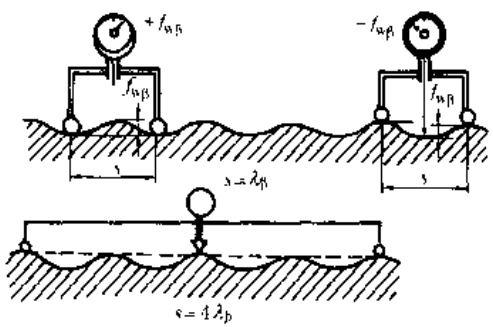
表 4 29 螺旋线图

序号	项目	说明或图示
1	螺旋线评定图	<p>螺旋线图包括螺旋线迹线，它是由螺旋线检验设备在纸上或其他适当的介质上画出来的曲线，此曲线如偏离了直线，其偏离量即表示实际的螺旋线或不修形螺旋线的偏差。</p> <p>设计者所采用的螺旋线修形，也表现为同直线的偏离，但这种情况不能作为“设计螺旋线”的偏差来对待。有时用放大迹线长度来表示较小齿宽，或缩小表示较大的齿宽。“迹线长度”见表 4-3。</p> <p>关于右和左螺旋线，可分别用字母“r”、“l”作为标记或下标。</p> <p>在下图一个典型的螺旋线图例中，可看到设计螺旋线未修形时齿面的螺旋线偏差，如果“设计螺旋线”是鼓形，内端减薄或别的修形时，则其迹线应为适当形状的曲线。</p> <p>有关螺旋线迹线的详细术语、定义和概念，已在表 4-3 中叙述。</p>  <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>1: 设计螺旋线迹线</p> <p>2: 实际螺旋线迹线</p> <p>3: 平均螺旋线迹线</p> <p>b: 齿宽或两端倒角之间的距离</p> <p>L_B: 螺旋线计值范围</p> <p>I: 基准面</p> </div> <div style="width: 45%;"> <p>F_B: 螺旋线总偏差</p> <p>f_B: 螺旋线形状偏差</p> <p>f_{HB}: 螺旋线倾斜偏差</p> <p>λ_{Bx}: 波度曲线轴向波长</p> <p>$f_{w,1}$: 波长曲线波高</p> <p>II: 非基准面</p> </div> </div>

续表 4-29

序号	项目	说明或图示
1	螺旋线评定图 计数范围	L_p 等于迹线长度两端各减去5%的迹线长度,但减去量不超过1个模数(1 <i>m</i>),所以要提出此减去量是为了有些机加工的条件所引起的,非有意的少量端部减薄不计入偏差量的评定中去,在评定 $F_{H\beta}$ 和 $f_{H\beta}$ 时,若在5%区域内有多余的材料,则增加的偏差必须考虑进去,而在这区域内如多切去金属面形成的偏差值,其公差可予增大
2	评定	对于齿轮质量分等只需检验 F 即可。 然而,为了某些目的,分别确定 $F_{H\beta}$ 和 $f_{H\beta}$ 也是有用处的,为此,需要在螺旋线图上加上“平均螺旋线迹线”如上图关于 $f_{H\beta}$ 和 $F_{H\beta}$ 公差值,作为指导性资料在GB 1 10095.1 附录B中给出,见表4 14。 从齿面法向上测得螺旋线偏差,如果未由检测仪器转换成端面值时,则其结果应除以 $\cos\beta_b$ 转换为端面齿廓法向上的相应值,如此所得值可以作为端面齿廓法向计量的偏差与给定的公差比较
3	用检测轴向齿距来确定螺旋线倾斜偏差 应用条件 仪器	如不可能得到螺旋线图时,例如很大的齿轮不可能在测量机上测量时,则用轴向齿距仪的量值来确定 $f_{H\beta}$ 。 应用这种方法必要的条件是:齿宽必须大于一个轴向齿距。 主要包括一个精密的水准仪和两个球形针头,两个球的间距要调整到近似为轴向齿距的整数倍,两个球放入轮齿齿槽间,使其连心线大致与齿轮轴线平行,然后调整水准仪到零点,记录下沿齿轮其他位置上偏离零的相对斜度,这样确定的斜度,连同针头间的距离,可以用来计算出齿面的平均螺旋线倾斜偏差,这个方法的测量精度是不太高的。 如果这种测量是在齿轮圆周三个以上均布的位置进行的,此时端面齿距偏差对测量结果的影响趋于抵销,从而可以计算出与齿轮轴线无关的近似平均“螺旋线倾斜偏差”。 另外,只要所有齿面没有严重的齿廓偏差,也没有修成鼓形,则左侧和右侧齿面的平均“螺旋线倾斜偏差”都可确定。这种测量方法不论齿轮处于什么姿态都是有效的
4	$f_{H\beta}$ 、 f_{β} 的代数符号	$f_{H\beta}$ 和螺旋角偏差 f_{β} 应有一个代数符号,使之完整。 当螺旋角较设计的螺旋角大时,偏差为正($f_{H\beta}>0$ 和 $f_{\beta}>0$),反之较设计的螺旋角小时,则偏差为负。 直齿圆柱齿轮的螺旋线偏差如果不等于零,则不用代数符号表示,而改用注脚“r”和“l”表示,即分别代表右旋或左旋的偏差。 如果一个齿轮与其相啮合的齿轮,其齿面的螺旋线偏差 $f_{H\beta}$ 和 f_{β} 大小相等,代数符号一致,则其偏差是相互抵消的
5	平均螺旋线倾斜偏差 产生原因 计算	如果在加工一个齿轮时,齿轮的轴线偏离了切齿机床的轴线或两轴线相交,则该齿轮轮齿的螺旋线倾斜偏差,沿着齿轮的圆周是变化的,见下图  即使其偏差是在规定的公差范围内,也必须注意这种缺陷有可能引起齿轮在工作时产生振动,因而要采取措施以避免再出现此种情况。 为了纠正加工机床上的安装或为了与相啮合齿轮相匹配,需根据在齿轮圆周三个以上均布齿面所测得的若干个偏差来计算其平均螺旋线偏差。 $f_{H\beta m} = \frac{1}{n} (f_{H\beta 1} + f_{H\beta 2} + \dots + f_{H\beta n})$ 取在直径上对置的同侧位置的齿面,从其螺旋线图上可以获得适用的平均值,然而,如螺旋线倾斜偏差沿齿轮圆周变化时,则必须至少取三个均布齿面的迹线,否则其偏差不一定能被发现

续表 4-29

序号	项目	说明或图示
6	螺旋线公差带	<p>检测螺旋线精度的一个简便方法,是看迹线是否在给定公差带内。 这个方法实质上和“齿廓公差带”是一样的(见表4-28序号6)</p>
7	轮齿的鼓度 C_2	<p>在线图中,未修整齿面的螺旋线迹线是用一条直线来表示,而鼓形齿的齿面其相应的迹线是弓形曲线,在线图中,鼓形齿齿面的设计螺旋线和平均螺旋线迹线通常是抛物线</p> 
	评定方法	与表4-28序号7中阐述的齿廓凸度 C 是类似的
8	产生原因	<p>波度是螺旋线形状偏差,具有不变的波长和基本不变的高度,切齿机床传动链元件的偏摆是导致出现波度通常的主要原因,特别是:</p> <ul style="list-style-type: none"> a. 刀架进给丝杠的偏摆; b. 分度蜗轮传动中蜗杆的偏摆。 <p>由于原因a所造成的波度的波长,在沿螺旋线方向测量时,等于进给丝杠的螺距除以 $\cos\beta$。</p> <p>由于原因b所造成的波度,其波长为: $\lambda_s = \frac{d_T}{z_M \sin\beta}$</p> <p>由于原因b所造成的波度,其波数(投影到端面上计数)等于主分度蜗轮的齿数 Z_M。这可能造成在噪声谱中那部分刺耳的单纯音,其频率相当于被测齿轮的旋转速度(转数)乘以 Z_M。</p>
	波度测量方法	<p>下图说明了在螺旋线检测仪器上装置波度测量附件的应用方法:</p> <p>在检测原因a或b造成的波度曲线时,计算出相关的波长,把附件的球形定位脚放在奇数个波长的间距上,随后使定位脚沿螺旋线滑动,波度的数值由位于定位脚中间的测头显示出来。</p>  <p>图中可看到,当测头接触波峰而后再接触波谷时,就如图显示的那样,测头的位移等于两倍波高,这个特点提高了仪器的灵敏度,测量结果以图的形式绘制出来。</p> <p>需要注意的是,若定位脚的间距为偶数个波长时,(图中, $s = 1.5\lambda_p$)波度就显示不出来了</p>

6.9 切向综合偏差的检验

6.9.1 概述

为进行切向综合偏差的检测,两个齿轮其中一个可以是测量齿轮,以适当的中心距相啮合并旋转,在只

有一组同侧齿面相接触的情况下使之旋转直到获得一整圈的偏差曲线图。

反映出一对齿轮轮齿要素偏差的综合影响(即齿廓、螺旋线和齿距)。

作切向综合偏差检测时,需施加很轻的负载和很低的角速度,以保证齿面间的接触所产生的记录曲线,

用于检验的几种组合见表4-30。

表 4 30 切向综合偏差的检验组合

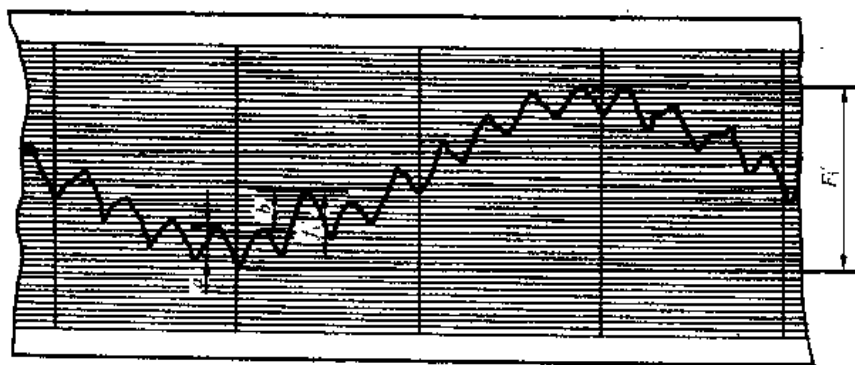
序号	组合型式	说 明
1	一个产品齿轮和一个测量齿轮	<p>这种情况,以产品内轮转一周后,即产生适用的记录,但必须注意,测量齿轮的精度将影响检测的结果,如测量齿轮的精度比被检验的产品齿轮的精度至少高4级时,则测量齿轮的不精确性可忽略不计,但如果测量齿轮的质量达不到比被检内轮高4个等级时,则测量齿轮的不精确性,必须考虑进去。</p> <p>切向综合总偏差(F)是当被检齿轮旋转一整圈后,实际的和理论的圆周位移(在分度圆上)的最大差值。</p> <p>一齿切向综合偏差(f)是指一个齿距位移间的切向综合偏差</p>
2	一对相配的产品齿轮	<p>这种情况,涉及两个产品齿轮所产生的偏差(F和f),称为“齿轮副的传动偏差”。为了完全确定完整的偏差谱图,必须继续旋转,直至两个产品齿轮的旋转数,分别等于另一相配内轮齿数被齿轮副两个齿数的最大公因数除所得的数,用这种方法确定的旋转数符合齿轮副的完整啮合周期。形成的偏差曲线图反映出齿轮副中两个齿轮的轮齿要素的各分量,如果要检测出单个内轮的轮齿偏差,必须对数据作适当的处理(见6.9.3中b)。</p> <p>如果有适当的试验台,重载齿轮的切向综合偏差也可用类似方法检验,但在这种情况下,记录下来的偏差受到轮齿卸载变形,啮合刚度变化以及由于旋转速度而产生冲击和轮齿的几何形状不完善等因素的影响,故GB/T 10095.1不适用于这类检测</p>
3	两个以上齿轮相啮合的齿轮系	这种情况是齿轮传动运动学的评定,这种检测不属于GB/T 10095的应用范围

6.9.2 产品齿轮与测量齿轮副的检测

切向综合偏差的记录图,包括齿轮和测量齿轮啮合作完整圈旋转数的长周期成分,和加在其上的各齿

相继啮合的短周期成分。

图4-16是切向综合偏差的记录曲线,它是在与测量齿轮啮合时,16个齿的产品齿轮转一转所形成的。



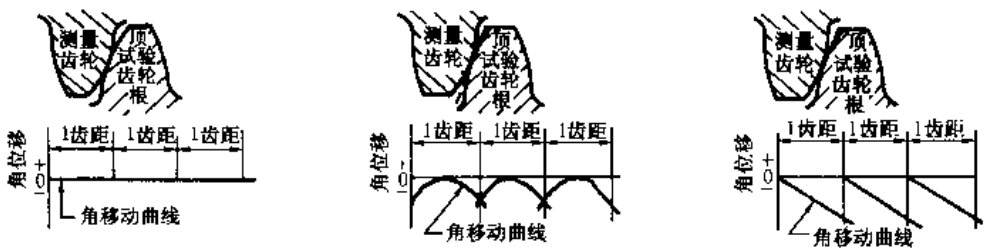
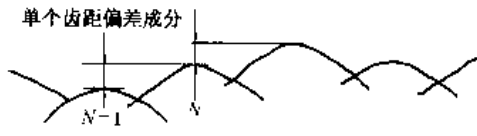

- f — 一齿切向综合偏差最大值;
- F — 切向综合总偏差;
- a — 主要由齿廓偏差影响造成的偏差;
- b — 单个齿距偏差成分

图 4-16 直齿圆柱齿轮切向综合偏差图

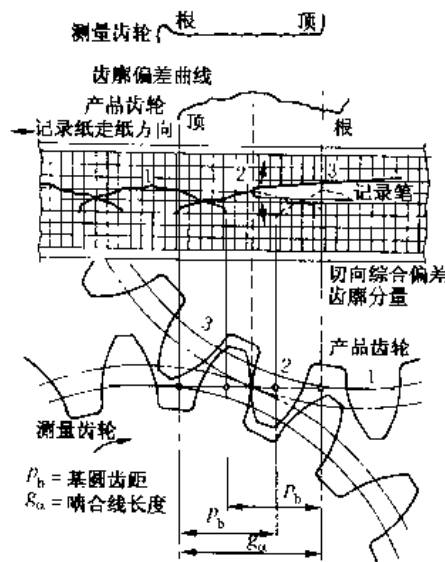
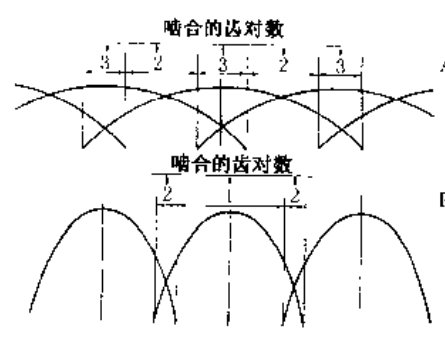
在切向综合偏差检测中,如果所用的测量齿轮是完全精确的,这就意味着切向综合偏差图上所表示的

只是产品齿轮的轮齿各要素的偏差的综合。齿轮各项偏差对测量的影响,见表4-31。

表 4-31 影响切向综合偏差测量的因素

序号	齿轮类别	影响因素	说明
1	直齿	齿廓偏差	<p>下图为相当于三种不同齿廓的产品齿轮与测量齿轮相啮合产生的三个齿啮合周期的切向综合偏差记录图。</p>  <p>a) 理想的共轭齿轮 b) 修形齿轮(凸度 C_p) c) 修形齿轮(压力角修形)</p> <p>图 a 表示为被测齿轮和测量齿轮两者均为无误差、无修形的齿轮时,得到一条直线形图。 图 b 中,记录图表示齿顶和齿根修削,形成整个齿廓为凸形(C_p),从被动产品齿轮的齿顶开始进入啮合时,偏差值逐渐增加到零,即接近齿高中部时,然后是逐渐减少的趋势,一直到轮齿啮合结束。 图 c 中所示三角形的成分,表示产品齿轮的接触由齿顶逐渐移到有效内廓起点时,切向综合偏差逐渐从零变为一个负值,在这一点时,接触突然转移到下一个齿,从而产生一个突变为正的各齿相等的切向综合偏差。 必须记住,记录下来的切向综合偏差线图并不仅仅反映检验少数几个齿的齿廓偏差的影响,而且受到产品齿轮轮齿工作齿面上任何凸出物接触的影响</p>
直齿	齿	齿距偏差	<p>如果在齿距 N 处产生一个齿距偏差,是当旋转接触过程从 $N-1$ 齿转移到 N 齿时,一个局部的切向分量将显示在切向综合偏差图上,它表现为图上齿廓展成分量中一个分量的位移。</p> <p>下图表示单个齿距偏差对切向综合偏差的影响。</p>  <p>单个齿距偏差成分</p> <p>当各齿通过啮合时,单个齿距偏差在切向综合位移圆弧上有累积作用。这种影响在切向综合偏差图上看得很清楚,这样,可确定齿距累积偏差值,(比如 $k=2, 3, \dots$)即在适当数量的齿距间测顶点切线的纵坐标。下图中表示了单个齿距偏差,单个齿距和齿廓组合偏差以及近似的齿距累积总偏差。</p>  <p>齿廓偏差的值 单个齿距偏差的值 累积齿距总偏差的值</p>
		螺旋线偏差	<p>螺旋线偏差的大小和符号对一个齿轮的每一个齿都一样时,意味着相啮合时有一致的局部接触区,因此,切向综合偏差不会受什么影响。 如果沿一个产品齿轮一圈上各齿的螺旋线偏差的大小和符号均改变时,则切向综合偏差将受到影响,螺旋线偏差大小的改变将影响切向综合偏差。 如果在这种情况下,啮合相对的两端点的齿廓偏差也不相同,则切向综合偏差图上的齿廓(一齿综合)成分也将受到影响</p>

续表 4-31

序号	齿轮类别	影响因素	说明
1	直齿 合 度	重合度	<p>由一对“测量齿轮与产品齿轮”啮合所得出的切向综合偏差图,是由代表大部分齿廓偏差的一系列相继的曲线组成的,如下图所示。在齿轮进入啮合到脱开的整个周期中,切向综合偏差与“两对齿—单对齿—两对齿”啮合段的相位间的关系,在图中已清楚地表明,很容易看出:当重合度 ϵ_s 等于1时,可实现最长的单对齿啮合线,随着重合度的增加,单对齿啮合长度就相应减小,而当重合度等于或大于2时单对齿啮合段就不存在了。</p> <p>为了获得尽可能多的有用数据,测量齿轮的轮齿高应做得尽可能地深(在有足够齿宽的条件下),这样一来,就可以在加大中心距的情况下进行检测,使其重合度为1;还可以进行这样检测,将中心距调整到使其实际运行的工作齿面都能显示出来。</p> 
2	斜齿 合 度	重合度	<p>当总重合度 ϵ_{γ} 小于2时,斜齿轮的啮合情况与重合度 ϵ_s 小于2的直齿轮是相类似的,在这种情况下,上面关于直齿轮的说明对斜齿轮同样适用。</p> <p>在通常情况下,斜齿轮的总重合度 ϵ_{γ} 常常超过2,这时,表示齿廓偏差的短周期成分将变得到某种程度平滑,这是由于有两对以上的齿同时啮合之故。</p> <p>下图所示线图中,情况“A”为斜齿轮而“B”则为直齿轮,显示出两种情况下重叠齿影响的差别。</p> <p>当评定切向综合偏差检测的结果时,必须十分小心,这是因为这种测试的结果,可能与考虑理论重合度及假定斜齿轮的齿廓和齿宽上均是理想的接触时所获得的结果不大一样。</p> <p>为了适应齿轮轴、箱体和轮齿在载荷下的变形而进行的内廓和螺旋线的修形(齿顶削薄、鼓形等)将对切向综合偏差有影响。</p> <p>在满负载时,工作齿面上的接触斑点即使是均匀分布的,在轻载下进行切向综合偏差检测时,就不见得是这种情况了,此时齿面上接触斑点也可能是局部的。这种情况说明,检测时的重合度比理论计算的要小得多。</p> 

6.9.3 应用举例

a. 缺陷的辨认和定位

切向综合偏差的检测,可帮助我们方便地辨认影响传动质量的偏差,并找到其部位。例如从图4-17很容易看出一个轮齿有缺陷。而且往往有可能就地作出纠正措施,在这种情况下,调整的效果可以很快得到验证。

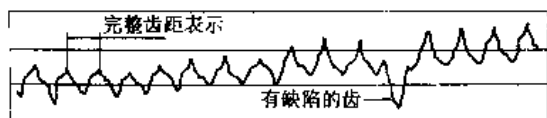


图 4-17 部分的切向综合偏差图实例解释

b. 齿轮的选配啮合

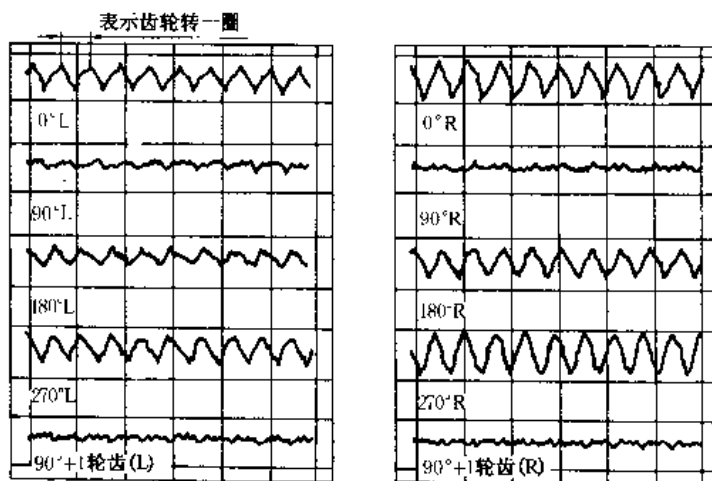


图 4-18 啮合相位改变对切向综合偏差图的影响

c. 切向综合偏差数据的识别分析

表4-31提供了切向综合偏差图的数据识别的资料,当用一个测量齿轮形成切向综合偏差图时,产品齿轮只需旋转一圈。如果两个产品齿轮啮合,就需旋转若干圈来形成足够的切向综合偏差图。

使用仪器处理数据,可分离和记录切向综合偏差的长周期和短周期成分,可使重要数值的识别和定位相对地容易。

重要的事是记住,在滤掉长周期分量后,一齿切向综合偏差 f_t (图4-19a)实际上变小了,这样真正的最大偏差 f_t' 就未必能在经滤波后的短周期分量的曲线(图4-19c)中表示出来。

1) 产品齿轮与测量齿轮测试数据的分析

从一幅完整的切向综合偏差线图中,可以很方便地识别出切向综合总偏差 F_t' 和最大一齿切向综合偏差 f_t ,但是,为了辨认出长周期成分 f_t' 的最大值和重要的短周期分量 f_t ,需要一个滤波系统来处理数据信号,经低通滤波得出长周期分量,而经高通滤波得出短周期分量。

图4-19a表示未滤波的切向综合偏差信号,图

在一些特定的情况下,两相配齿轮的齿数相等或成整倍数,而且不要求互换时,可采用特殊的步骤以实现最优的工作性能,得到最优啮合效果的办法是:将齿轮转动一个 90° 的相位使之重新啮合,以便初步找到哪个象限时其切向综合偏差为最小。在此基础上,再将齿轮的相位转动一个比 90° 小的角度,最后找出最优的啮合相位。

在图4-18中表示出一对齿轮(左侧和右侧)在不同相位啮合时的线图。

从图中可以很明显地看到左齿面和右齿面的切向综合偏差图是不一样的,因此,对一个双向转动都要求高传动精度的齿轮副,要选择一个中间的啮合相位,以获得最佳的折衷效果。

4-19b和4-19c分别表示经上述处理后的长周期和短周期分量。

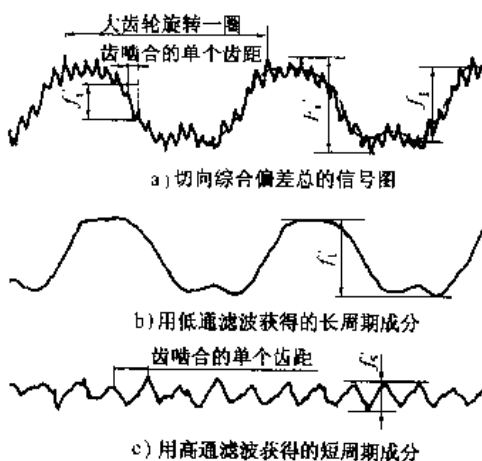


图 4-19 在切向综合偏差图上分析长周期和短周期偏差分量

2) 产品齿轮副测试数据分析

产品齿轮副啮合所形成的切向综合偏差线图,通常显示出一系列的周期性偏差,相应于逐齿啮合的循环以及小齿轮和大齿轮旋转的周期。

图4-20c 表示切向综合偏差的全输出信号,经仔细选择的高通、低通和带通等滤波处理后,信号的各成分可以分开。

小齿轮所生成的长周期分量见图 4-20b,切向综合偏差短周期分量见图 4-20a。

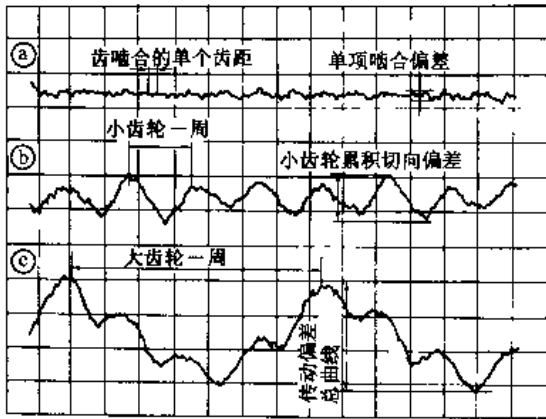


图 4-20 切向综合偏差图分析,信号滤波结果

3) 用快速富氏转换(FFT)法作数据分析

测试装置输出的信号,可直接接到一台适当的频谱分析仪作 FFT 分析。

图 4-21 中的线图表示一幅完整的切向综合偏差线图,以及 FFT 分析所得的结果。

这种方式的分析是有效的,通过它可获得有关大小齿轮的各种缺陷的信息,包括切向综合偏差的长周期和短周期分量。

作富氏分析时,为了得到充分和精确的结果,应该提供两个齿轮旋转整转数的信号。

图 4-21 为 FFT 分析所得的各主要成分的频谱图,横坐标是谱频数“n”,即相对于大齿轮的旋转频率。对各频率,必须记住齿轮噪声和振动频谱,可包括在轮齿啮合频率中一个或多个低谐和高谐的重要成分。

在本例中,包括大齿轮 8 转中发出的信号,该齿轮有 35 个齿,总的轮齿啮合循环等于 280。

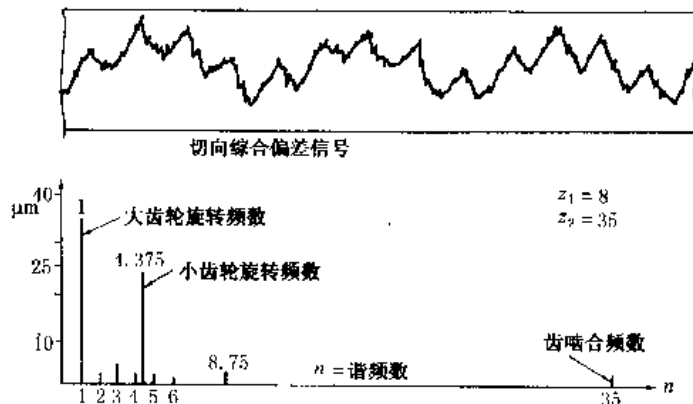


图 4-21 一对产品齿轮检验获得的切向综合偏差的富氏分析结果

7 径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验

GB/Z 18620.2《圆柱齿轮 检验实施规范 第 2 部分:径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验》涉及双面接触的测量实施规范。

它提供了齿轮检验方法和测量结果的分析,补充了 GB/T 10095.2。

GB/Z 18620.2 在附录中,提供了齿轮啮合时选择齿厚公差和最小侧隙的方法,包括对最小侧隙的建议数值。

7.1 符号、相关项目和定义

7.1.1 符号

有关检验中所使用的符号见表 4-32。

表 4-32 符 号

符号	术 语	单 位	符号	术 语	单 位
(1) 小写字母符号					
a	中心距	mm	h	分度圆弦齿高	mm
b	齿宽	mm	m_n	法向模数	mm
d	分度圆直径	mm	s_n	法向齿厚	mm
d_b	基圆直径	mm	$s_{nact,al}$	“实际齿厚”	mm
d_e	顶圆直径	mm	s_{nc}	法向弦齿厚	mm
d_w	节圆直径	mm	s_{func}	“功能齿厚”	mm
f_c	偏心量	mm	r	齿廓变位系数	—
f''_t	一齿径向综合偏差	μm	z	齿数	—
h_a	齿顶高	mm			

续表 4-32

符号	术 语	单 位	符 号	术 语	单 位
(2) 大写字母符号					
D_M	测量用的球(圆柱)的直径	mm	F''_r	综合测试得到的径向跳动	μm
D_{Mthe}	测量用的球(圆柱)的理论直径	mm	M_d	跨球(圆柱)尺寸	mm
E_{sn}	齿厚允许的下偏差	mm	W_k	公法线长度	mm
E_{sns}	齿厚允许的上偏差	mm	W_{kact}	实际公法线长度	mm
F''_r	径向综合总偏差	μm	W_{dthe}	理论公法线长度	mm
F_r	径向跳动	μm			
(3) 希腊字母					
α_M	端面压力角	$^\circ$	ϵ_p	纵向重合度	-
α_n	法向压力角	$^\circ$	ϵ_{pact}	纵向重合度(检测时)	-
β	螺旋角	$^\circ$	γ	齿槽半角	$^\circ$
δ	棱柱(砧)半角	$^\circ$	ψ	齿厚半角	$^\circ$
(4) 下角标志符号					
0	工具		b	基础	
1	小齿轮		t	端面	
2	大齿轮		w	工作	
3	测量齿轮		y	任意(给定)直径	

7.1.2 定义

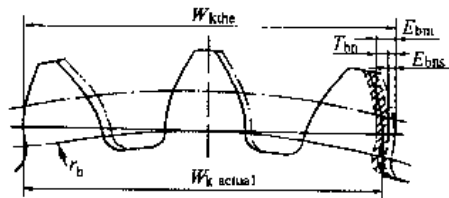
有关项目的术语定义见表 4-33。

表 4-33 术语及定义

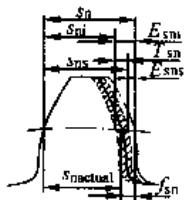
术 语	定 义
公称齿厚	<p>在分度圆柱上法向平面的“公称齿厚 s_n”是指齿厚理论值,该齿轮与具有理论齿厚的相配齿轮在基本中心距之下无侧隙啮合。公称齿厚可用下列公式计算:</p> <p>对外齿轮 $s_n = m_n \left[\frac{\pi}{2} + 2 \tan \alpha_n r \right]$</p> <p>对内齿轮 $s_n = m_n \left[\frac{\pi}{2} - 2 \tan \alpha_n r \right]$</p> <p>对斜齿轮, s_n 值应在法向平面内测量</p>
齿厚的“最大和最小极限”	<p>齿厚的“最大和最小极限”s_{ns}和s_n是指齿厚的两个极端的允许尺寸,齿厚的实际尺寸应该位于这两个极端尺寸之间(含极端尺寸),见图 4-22</p>
齿厚的极限偏差	<p>齿厚上偏差和下偏差(E_{sn}和E_{sn})统称齿厚的极限偏差。见图 4-22</p> <p>$E_{sns} = s_{ns} - s_n$</p> <p>$E_{sn} = s_n - s_n$</p>
齿厚公差	<p>齿厚公差 T_{sn}是指齿厚上偏差与下偏差之差</p> <p>$T_{sn} = E_{sns} - E_{sn}$</p>
实际齿厚	<p>“实际齿厚”s_{nact}是指通过测量确定的齿厚</p>
功能齿厚	<p>“功能齿厚”s_{func}是指用经标定的测量齿轮在径向综合(双面)啮合测试所得到的最大齿厚值。这种测量包含了齿廓、螺旋线、齿距等要素偏差的综合影响,类似于最大实体状态的概念,它决不可超过设计齿厚</p>
实效齿厚	<p>齿轮的“实效齿厚”是指测量所得的齿厚加上轮齿各要素偏差及安装所产生的综合影响的量,类似于“功能齿厚”的含义。</p> <p>这是最终包容条件,这包含了所有的影响因素,这些影响因素确定最大实体状态时,必须予以考虑。</p> <p>相配齿轮的要素偏差,在啮合的不同角度位置时,可能产生叠加的影响,也可能产生相互抵消的影响,想把个别的轮齿要素偏差从“实效齿厚”中区分出来,是不可能做到的</p>

续表 4-33

术 语	定 义
侧隙	<p>“侧隙”是两个相配齿轮的工作齿面相接触时,在两个非工作齿面之间所形成的间隙,如图 4-23 所示。</p> <p>注:图 4-23 是按最紧中心距位置绘制的,如中心距有所增加,则侧隙也将增大,最大实效齿厚(最小侧隙)由于轮齿各要素偏差的综合影响以及安装的影响,与测量齿厚的量是不相同的,类似于功能齿厚,这是最终包容条件,它包含了所有影响因素,这些影响因素在确定最大实体状态时,必须予以考虑。</p> <p>通常,在稳定的工作状态下的侧隙(工作侧隙)与齿轮在静态条件下安装于箱体内测得的侧隙(装配侧隙)是不相同的(小于它)</p>
圆周侧隙	<p>“圆周侧隙”j_{w1}(图 4-24)是当固定两相啮合齿轮中的一个,另一个齿轮所能转过的节圆弧长的最大值</p>
法向侧隙	<p>“法向侧隙”j_{bn}(图 4-24)是两个齿轮的工作齿面互相接触时 其非工作齿面之间的最短距离。它与圆周侧隙 j_{w1} 的关系,按下面的公式表示:</p> $j_{bn} = j_{w1} \cos \alpha_w \cos \beta_b$
径向侧隙	<p>“径向侧隙”j_r(图 4-24)将两个相配齿轮的中心距缩小,直到左侧和右侧齿面都接触时,这个缩小的量为径向侧隙:</p> $j_r = \frac{j_{w1}}{2 \tan \alpha_w}$
最小侧隙	<p>“最小侧隙”j_{w1min}是节圆上的最小圆周侧隙,即当具有最大允许实效齿厚的轮齿与也具有最大允许实效齿厚相配轮齿相啮合时,在静态条件下在最紧允许中心距时的圆周侧隙(图 4-23)。</p> <p>所谓最紧中心距,对外齿轮来说是指最小的工作中心距,而对内齿轮来说是指最大的工作中心距</p>
最大侧隙	<p>“最大侧隙”j_{w1max}是节圆上的最大圆周侧隙,即当具有最小允许实效齿厚的轮齿与也具有最小允许实效齿厚相配轮齿相啮合时,在静态条件下在最大允许中心距时的圆周侧隙(图 4-23)</p>



在基圆柱上的法平面内



- s_n 公称齿厚
- s_{ni} 齿厚的最小极限
- s_{ns} 齿厚的最大极限
- $s_{nactual}$ 实际齿厚
- E_{sni} 齿厚允许的下偏差
- E_{sns} 齿厚允许的上偏差
- f_s 齿厚偏差
- T_{sn} 齿厚公差
- $T_{sn} = E_{sns} - E_{sni}$

图 4-22 公法线长度和齿厚的允许偏差

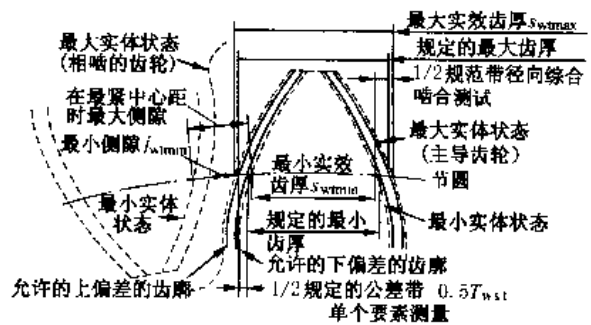


图 4-23 端平面上齿厚

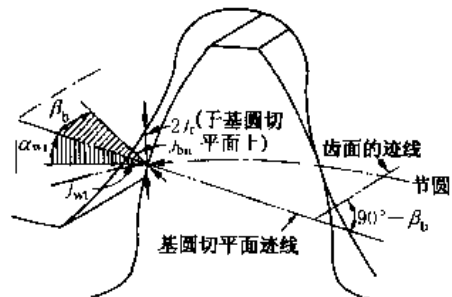


图 4-24 圆周侧隙 j_{w1} 、法向侧隙 j_{bn} 与径向侧隙 j_r 之间的关系

7.2 径向综合偏差的测量

对于大多数检测目的,要用一个测量齿轮对产品齿轮作此项检测。测量齿轮需要做得很精确,以达到其对径向综合偏差的影响可忽略不计,在此情况下,当一个产品齿轮旋转一整周后,就能展现出一个可接受的记录来。

齿轮旋转一整周记录下的曲线图,接近于正弦形状(幅值为 f_r),表示齿轮的偏心量 f_r 。图4-25中表示出如何在此曲线图上绘制出正弦曲线来。齿轮的偏心量是指轮齿的几何轴线与基准轴线(即孔或轴)间的偏移。

径向综合偏差包含了右侧和左侧齿面综合偏差的成分,故而,想确定同侧齿面的单项偏差是不可能的。

被检测齿轮径向综合总偏差 F_r'' ,等于齿轮旋转一

整周中最大的中心距变动量,它可以从记录下来的线图上确定。一齿径向综合偏差 f_r'' ,等于齿轮转过一个齿距角时其中心距的变动量(见图4-25)。

表4-16、表4-17中所给出的公差值,适用于与一个测量齿轮所进行的此项测量。

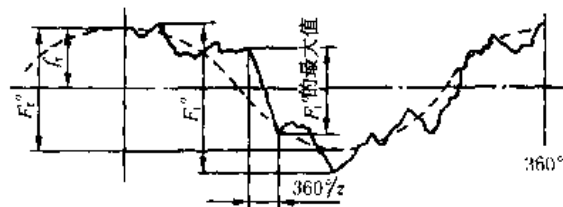


图 4-25 径向综合偏差曲线图

径向综合偏差的测量原理及数据的应用,见表

4-34。

表 4-34 测量原理及数据应用

项目	要求、应用场合
原理	<p>径向综合偏差检测时,所用的装置上能安放一对齿轮,其中一个齿轮装在固定的轴上,另一个齿轮则装在带有滑道的轴上,该滑道带一弹簧装置,从而使两个齿轮在径向能紧密地啮合(见下图)。在旋转过程中测量出中心距的变动量,如果需要的话,可将中心距变动曲线图展现出来。</p> <p>在旋转过程中,测出中心距的变动量</p>
测量齿轮	<p>a. 必须十分重视测量齿轮的精度和设计,特别是它与产品齿轮啮合的压力角,会影响测量的结果,测量齿轮应该有足够的啮合深度,使其能与产品齿轮的整个有效齿廓相接触,但不应与非有效部分或根部相接触,避免产生这种接触的办法是将测量齿轮的齿厚增厚到足以补偿产品齿轮的侧隙允差。</p> <p>b. 当用此法对精密齿轮作质量评级时,对所用的测量齿轮的精度和测量步骤,应由采购方和供方协商一致。</p> <p>c. 对直齿圆柱齿轮,所规定的公差值可以用来确定精度等级,但当用于斜齿轮时,其测量齿轮的齿宽应该设计得使其与产品齿轮的$\epsilon_{\beta,ext}$等于或小于0.5。测量齿轮的设计应由采购方和供方协商一致,纵向重合度$\epsilon_{\beta,ext}$可影响斜齿轮的径向综合测量的结果。齿廓偏差的影响,对直齿轮而言,将是很明显的,但对斜齿轮而言,由于多个齿和对角接触线的存在,将会被隐藏起来</p>
数据应用	<p>a. 径向综合偏差的测量可迅速提供关于生产用的机床、工具或产品齿轮装夹而导致的质量缺陷方面的信息,此法主要用于大批量生产的齿轮,以及小模数齿轮的检测。</p> <p>b. 每转过一个齿距所发生的一齿综合偏差,有助于揭示齿廓偏差(常为齿廓倾斜偏差)、一个很大的个别的一齿综合偏差,表示有一个大的齿距偏差或受损伤的轮齿(见图4-26)。</p> <p>c. 对产品内轮的装夹和检测方法作适当的校准后,此测量过程还可用来确定产品齿轮最小侧隙啮合的中心距,见本章第8节关于轴中心距和轴线平行度的推荐意见,另外,这个步骤对检测需要以最小侧隙运行的齿轮也是有用的,因为功能齿厚的范围可以很容易地从径向综合偏差上得到。</p> <p>d. 确定精度等级:</p> <p>1) 对直齿轮,产品齿轮要用一个测量齿轮进行检测,该测量齿轮能够与有效齿廓100%的接触。在表4-16、表4-17中给出了径向综合总偏差及一齿径向综合偏差的公差值用以确定直齿轮精度等级。必须强调,因为两侧齿面的同时起作用,双面啮合检测得到的精度等级不能直接与用单项要素检测所得到的精度等级相关联。</p> <p>2) 对斜齿轮,表4-16、表4-17中的公差是对直齿轮而言的,但如果采购方和供方都同意,也可用于评定斜齿轮,此时与齿轮相啮时的重合度$\epsilon_{\beta,ext}$应等于或小于0.5</p>

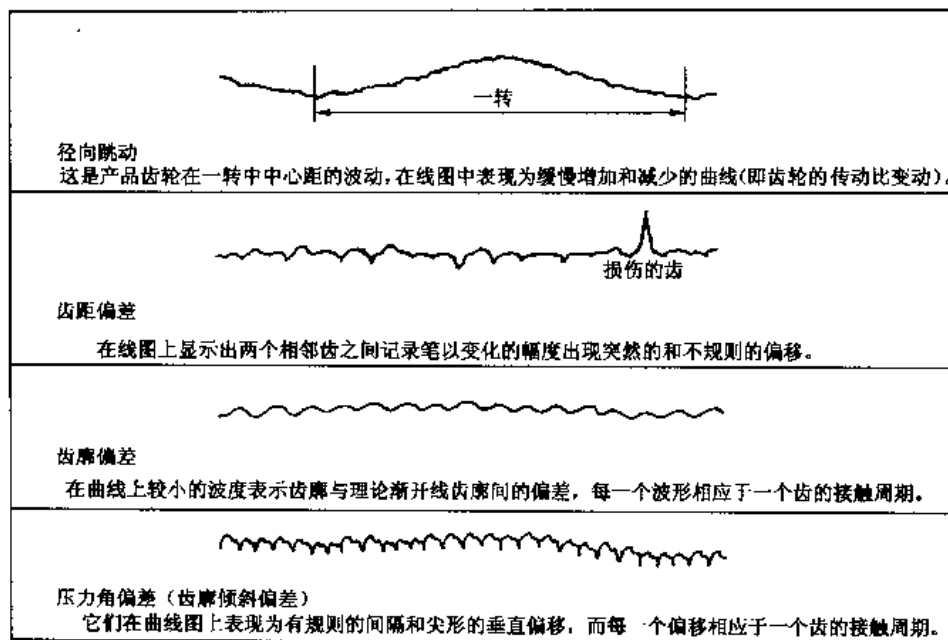


图 4-26 径向综合偏差的图解

7.3 径向跳动的测量、偏心量的确定

7.3.1 测量径向跳动的用途

对于需要在最小侧隙下运行的齿轮及用于测量径向综合偏差的测量齿轮来说,控制齿轮的径向跳动是十分重要的。

当齿轮的径向综合偏差被测量时,并不需要测量径向跳动。很明显,单侧齿面偏差,例如齿距或齿廓偏差是不可能用测量径向跳动的值来获得的。例如,有两个精度等级非常不同的齿轮(按GB/T 10095.1 衡量),可能有相同的径向跳动值,这是因为一个齿轮与相配对齿轮,只是在右侧或左侧齿面上接触,而径向跳动值

则受右侧和左侧两齿面同时接触的影响,两侧齿面的偏差对于径向跳动值可能有相互抵消的影响,测量径向跳动所能获得的信息的程度,主要取决于切削过程中的知识和加工机床的特性。

然而,用某一种方法生产出来的第一批齿轮,为了掌握它是否符合所规定的精度等级需进行详细检测,以后,按此法接下去生产出来的齿轮有什么变化,就可用测量径向综合偏差来发现,而不必再重复进行详细检测。

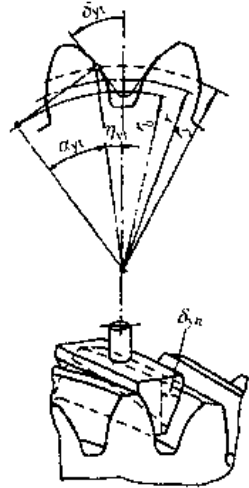
7.3.2 测量原理(见表 4-35)

表 4-35 径向跳动的测量原理

项 目	要 求
测量原理	<p>轮齿的径向跳动 F_r, 是指一个适当的测头(球、砧、圆柱或棱柱体)在齿轮旋转时逐齿地放置于每个齿槽中, 相对于齿轮的基准轴线的最大和最小径向位置之差。</p> <p>如果用球、圆柱或砧在齿槽中与齿的两侧都接触, 则可应用GB/T 10095.2 中附录B 所列的公差表。在有些情况下, 要用一个骑架来与齿的两侧接触, 公差表不是想用于这种情况。</p>

续表 4-35

项 目	要 求
球	球的直径应选择得使其能接触到齿槽的中间部位,并应置于齿宽的中央(见表4-38球直径的计算)
测头型式、尺寸计算	砧应在直径为 d_y 的测量圆处于齿宽的中央与齿面接触
	砧的尺寸应选择得使其在齿槽中大致在分度圆的位置接触齿面,棱柱的半角 δ_n 可以用下面的近似方法来确定,此处 δ_{y1} 、 α_{y1} 和 η_{y1} 为在测量圆上接触的各角
	$\delta_{y1} = \alpha_{y1} + \eta_{y1}$ $\cos \alpha_{y1} = \frac{d \cos \alpha_n}{d_y}$ $\tan \alpha_{y1} = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$ $d_y = d + 2m_n x$ $\eta_{y1} = \frac{180}{\pi} \left[\frac{\pi}{z} - \frac{s_{y1}}{d_y} \right]$
	对外齿轮
	$s_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \left[\frac{\pi}{2} + 2 \tan \alpha_n x_1 + s_{y1} - d_1 \left[\frac{s_1}{d} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{y1} \right] \right]$
	对内齿轮
	$s_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \left[\frac{\pi}{2} - 2 \tan \alpha_n x_1 + s_{y1} - d_1 \left[\frac{s_1}{d} - \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{y1} \right] \right]$ $\tan \delta_{y1} = \frac{d_y}{d} \tan \beta$ $\tan \delta_{y1n} = \tan \delta_{y1} \cos \beta$



7.3.3 测量方法

围去选择测量设备和自动化程度。

表4-36中的测量方法简单易行,允许有很宽的范

表 4-36 径向跳动的测量方法

形 式	方 法
产 品 齿 轮	<p>a. 测量时产品齿轮间歇地转动定位是一种简单的方法,即用手对齿轮作间歇性地转动,此法常用于小型齿轮。被置于逐个齿槽中的测头,须调整得与测量的直线相一致,然后记录下逐个齿槽相对于一基准零位的径向位置偏差。当转动定位和成直线受转位装置的影响时,测量仪器必须有足够的侧向移动以抵消由于齿距和螺旋线偏差造成对准直线的影响。侧向移动的自由度是为保证测量头和齿两侧相接触所必须的。</p> <p>b. 多坐标数字控制(CNC)测量机也可用于这种测量方法,CNC的测量结果将受到测头接触点处螺旋角的影响</p>
	<p>测量时产品齿轮作连续旋转。砧形测头与齿槽两侧相接触,在齿轮旋转时也跟着一起移动,经历一个预先设定的弧长,径向偏差可以在弧长的最高点测量,也可以在沿弧长移动过程中在其他设定的点上测量,这是测量大型齿轮径向跳动一种实际的方法。这种测量可以在测量机或展成切齿机床上进行,不过应注意在测量时,必须保证齿轮的基准轴线与机器的旋转轴线为同心,而且其弧长应足以显示其最大偏差</p>
从径向综合偏差得到径向跳动的近似值	<p>从径向综合检测中可以近似地得出径向跳动为 $2f_r$ (见表4-34),此检测过程是把产品齿轮在齿轮滚动夹具上与一个测量齿轮相啮合,在旋转一周后观察其中心距变动量。两个齿轮在紧密相啮情况下一起滚动,其中一个齿轮具有可移动的中心并由弹簧或重锤加载,读数即包括基准(测量)齿轮的变化,也包括被测齿轮的偏差。这些都应在判断被测齿轮是否合格时予以考虑的。为了区别以径向综合偏差所确定的径向跳动与用一个球或圆柱所测得的 F_r 的不同,前者采用符号 F_r' 来表示之</p>

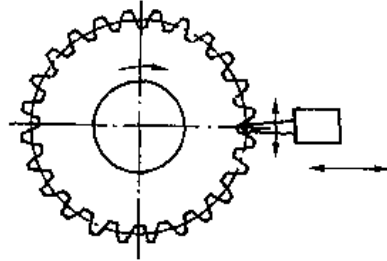
续表 4-36

形式:

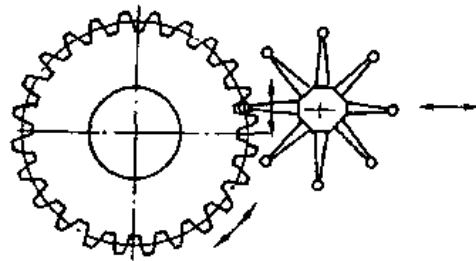
方法

坐标测量机
两个齿面接触

将两个齿面接触的测量方法称为a法。将具有适当直径的球体测头在齿槽间移动,直到实现两个齿面接触时为止,按照所用装置的不同及齿轮参数,测量可以用一旋转工作台进行,也可以不用旋转工作台,可籍助于用一个平行轴测头,也可以用星形测头。当采用星形测头时,由于接触条件的需要,必须用8星形测头,见下图。



a) 用旋转工作台(1轴)与平行轴测头作径向跳动测试



b) 不用旋转工作台(3轴)与8星形测头作径向跳动测试

注:如果应用一个标准直径的测头,每个齿槽的径向跳动偏差需根据图纸给出的直径重新计算。考虑齿槽中相同的齿距偏差,记录下来的径向跳动偏差却与所用的球体直径有关。由于在接触点处齿廓角的变动,一个较小的测头比一个大的测头具有更高的灵敏度,并得到较大的偏差。

将一个齿面接触的测量法称为b法。将一个具有较小直径的测头在齿槽内移动,左侧和右侧齿面均在测量圆处测量。用此种测量法,计算出球体的位置,其直径如表4-38中所给定的。按所用装置及齿轮的参数,此测量可以在旋转工作台或不用旋转工作台进行,也可用一个平行轴测头或一个8星形测头来进行

7.3.4 测量结果的评价

a. 径向跳动 F_r

径向跳动 F_r 是以齿轮轴线为基准,其值等于径向偏差的最大和最小值的代数差,这里径向偏差是按7.3.3测得的。它大体上是由两倍偏心量 f_e 组成,另外再添加上齿轮的齿距和齿廓偏差的影响(见图4-27)。

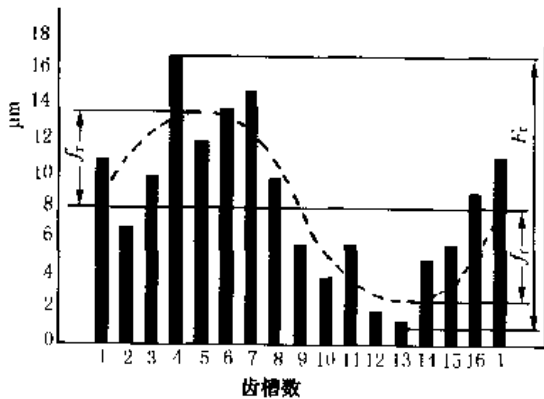


图 4-27 一个 16 齿的齿轮的径向跳动曲线图

b. 偏心量 f_e

图4-27表示测量径向跳动的曲线图。曲线的正弦成分可用手工粗略地画出来或可用最小二乘法计算出来,它表示(在测量的平面上)齿轮相对于基准轴线的偏心量为 f_e 。(见图4-27)。

7.3.5 径向跳动和齿距偏差间的关系

当一个别处都很精确的齿轮却具有一个偏心的轴

孔,其偏心量为 f_e 。如图4-28所示,它如围绕其孔的轴线旋转,则产生的径向跳动 F_r 大约等于 $2f_e$, 偏心量导致沿齿轮圆周单个齿距偏差的最大值为 $f_{p,max} = f_e \cdot [\sin(180^\circ/z)] / \cos\alpha_{yM}$, 其累积的齿距偏差也具有正弦的形状,其最大值为 $F_{p,max} = 2f_e / \cos\alpha_{yM}$, 如图4-28所示,最大齿距累积偏差和“径向跳动”之间的角度约为 90° , 在左侧齿面,此角度的近似值为 $90^\circ + \alpha$, 而在右侧齿面则为 $90^\circ - \alpha$, 由偏心造成的径向跳动,产生侧隙变化,由于齿距偏差而会产生加速度和减速度。

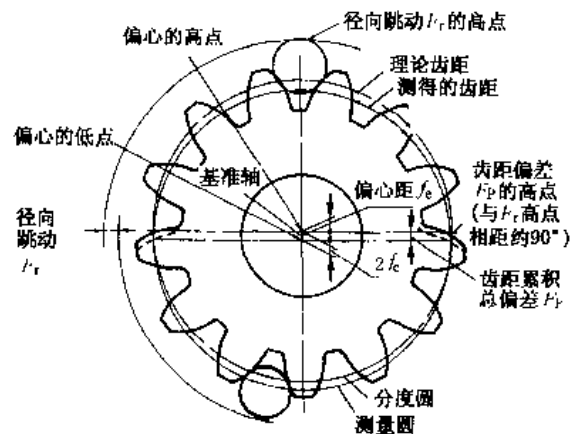


图 4-28 一个偏心齿轮的径向跳动和齿距偏差

不过,当测量出的径向跳动很小或没有径向跳动时,这种情况不能说明不存在齿距偏差。切齿加工时,如果采用单齿分度,很可能切出如图4-29所示的齿

轮,此齿轮的所有齿槽均相等,从而没有径向跳动,但却存在着很明显的齿距和齿距累积偏差。图4-30用曲

线图表示此情况,图4-31表示一个实际齿轮,它只有很小的径向跳动而却有相当大的齿距累积偏差。

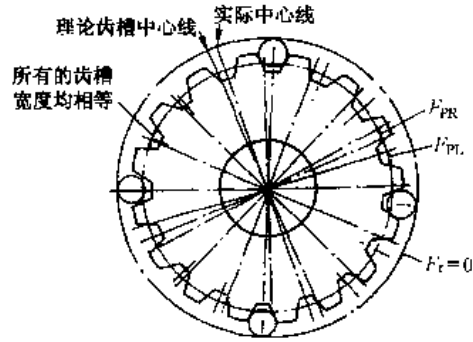


图 4-29 齿轮无径向跳动,但有明显的齿距和齿距累积偏差(所有的齿槽宽度相等)

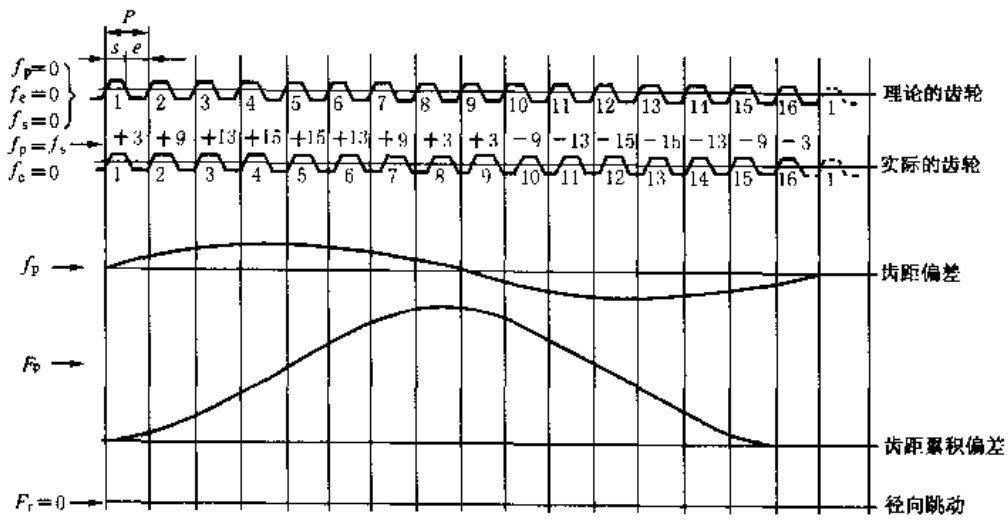


图 4-30 齿轮具有齿距和齿距累积偏差但无径向跳动

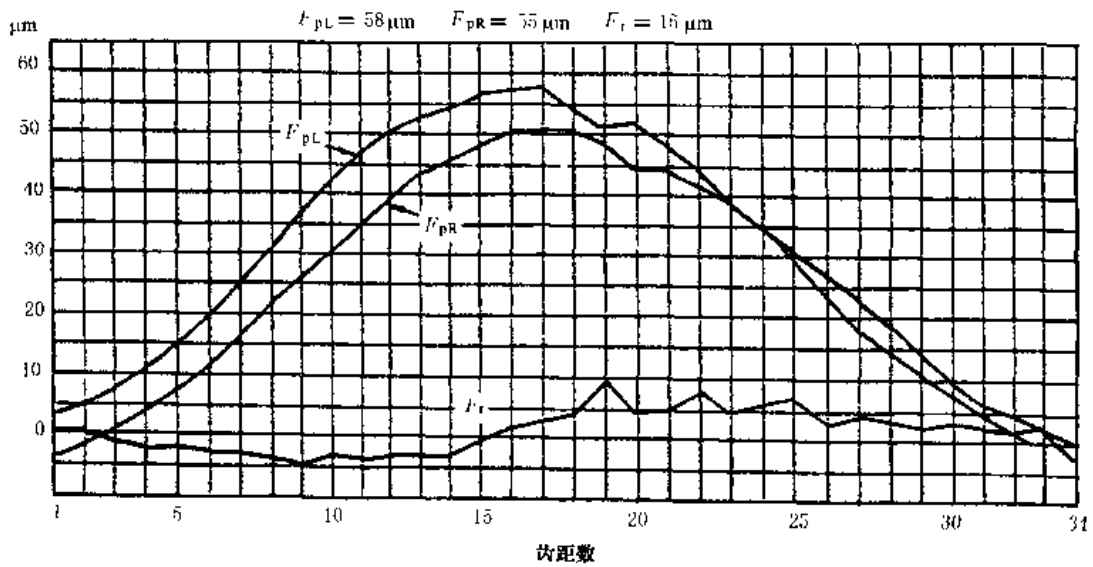


图 4-31 实际齿轮只有很小的径向跳动,但有明显的齿距累积偏差

这种情况发生于双面加工法,例如成形磨削或展成磨削(这两种方法都在磨削齿槽时采用单齿分度),磨削时齿轮的轴孔与机床工作台的轴是同心的,而分度机构产生一个正弦形齿距累积偏差,这个齿距累积偏差的根源可能是由于机床分度蜗轮的偏心造成的。

为了揭示齿轮的这种情况,可采用一种改进的径向跳动检验法,如图4-32中所示应用一个“骑架”作为测头,这种检验法能发现齿距偏差的理由,是因为在这里齿距偏差导致齿厚偏差。故当“骑架”接触两侧齿面检验时指示出径向位置的变化。

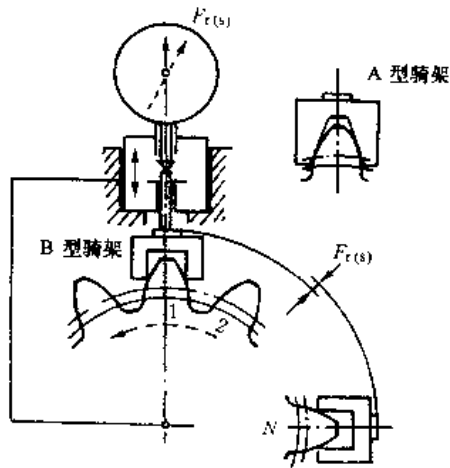


图 4-32 当所有齿槽宽度相等,而存在齿距偏差时,用骑架进行径向跳动测量

齿厚的设计值的确定,要考虑齿轮的几何形状、轮齿的强度、安装和侧隙等工程因素,在给定的应用条件下,如何确定设计齿厚的方法,不属于本文件的范围之内。

测得的齿厚常被用来评价整个齿的尺寸或一个给定齿轮的全部齿尺寸。它可根据测头接触点间或两条很短的接触线间距离的少数几次测量来计值,这些接触点的状态和位置是由测量法的类型(公法线、球、圆柱或轮齿卡尺)以及单个要素偏差的影响来确定的。习惯上常假设整个齿轮依靠一次或两次测量来表明其特性。

控制相配齿轮的齿厚是十分重要的,以保证它们在规定侧隙下运行。在有些情况下,由于齿顶高的变位,要在分度直径 d 处测量齿厚不太容易,故而用一个计算式给出在任何直径 d_s 处齿厚 s ,见图4-33,推荐选取 $d_s = d + 2m_n x$ 。

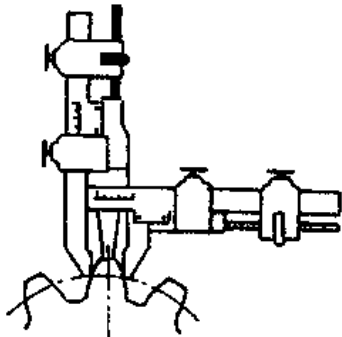


图 4-33 齿顶高和弦齿厚

7.4 齿厚、公法线长度和跨球(圆柱)尺寸的测量

7.4.1 齿厚、公法线长度和跨球(圆柱)尺寸的测量方法(见表4-37)

表 4-37 齿厚、公法线长度和跨球(圆柱)尺寸的测量方法

类型	测量方法
齿 厚	<p>用齿厚游标卡尺测齿厚,但是齿厚游标卡尺不能用于测量内齿轮。</p> <p>用齿厚游标卡尺测齿的弦齿厚的优点,是可以用一个手持的量具进行测量,携带方便和使用简便是其主要优点</p>  <p>测量弦齿厚也有其局限性,由于齿厚卡尺的两个测量腿与齿面只是在其顶尖角处接触而不是在其平面接触,故测量必须要由有经验的操作者进行。另一点是,由于齿顶圆柱面的精确度和同心度的不确定性,以及测量标尺分辨率很差,使测量不甚可靠。如果可能的话,应采用更可靠的公法线长度、圆柱销或球测量法来代替此法</p>

续表 4-37

类型	测量方法
公法线长度	<p>W_k 的长度是在基圆柱切平面(公法线平面)上跨 k 个齿(对外齿轮)或 k 个齿槽(对内齿轮)在接触到一个齿的右齿面和另一个齿的左齿面的两个平行平面之间测得的距离。这个距离在两个齿廓间沿所有法线都是常数。</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div data-bbox="271 403 798 716"> <p>a) 斜齿轮公法线测量</p> </div> <div data-bbox="925 336 1372 761"> <p>b) 在基圆柱切平面上的公法线测量的极限尺寸</p> </div> </div> <p>在外齿轮的实际测量时,按规定作出的两内侧平行平面就是度量表面,以测量它们间的距离。度量表面间所跨的齿数 k 的选择,即其接触线大体上位于齿高的中间。</p> <p>公法线测量对内斜齿轮是不适合的。另外对斜齿轮而言,公法线测量受齿轮齿宽的限制,只有满足下式条件时才有可能:</p> $b > W_k \sin \beta_b - b_M \cos \beta_b, \text{ 这里 } b_M = \bar{s} \text{ 或 } b_M = \frac{m_n}{4}$ <p>或使</p> $b > 1.015 W_k \sin \beta_b$ <p>如果有齿廓或螺旋线修形,公法线测量应该在未经修形的齿面部分进行。对斜齿鼓形齿,斜齿公法线中的公称齿厚应予以修正。对直齿鼓形齿,应在鼓形的顶点测量</p>
	用测定跨球(圆柱)尺寸控制齿厚

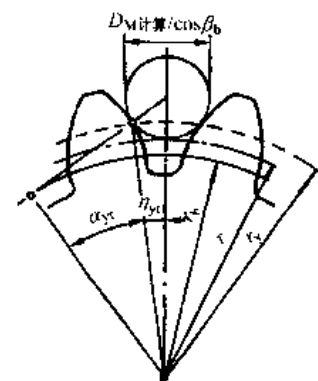
7.4.2 齿厚、公法线长度和跨球(圆柱)尺寸计算(见 表 4-38)

表 4-38 尺寸计算

项 目		计 算 式	
齿	公称齿厚	外齿轮	$s_n = m_n \left(\frac{\pi}{2} + 2 \tan \alpha_n \cdot x \right)$
	内齿轮		$s_n = m_n \left(\frac{\pi}{2} - 2 \tan \alpha_n \cdot x \right)$
厚	法向齿厚		$s_{fn} = s_n \cdot \cos \beta_b$, 式中: $\tan \beta_b = \frac{d_s}{d} \cdot \tan \beta$, $s_{yt} = d \cdot \left[\frac{s_1}{d} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{yt} \right]$ $s_{fn} = d_m \sin \left[\frac{s_n}{d_m} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \right]$, 式中: $d_m = d_v - d + \frac{d}{\cos^2 \beta_b}$

续表 4-38

项 目		计 算 式						
齿厚	弦齿厚	$h_{sc} = h_s + \frac{d_{yn}}{2} (1 - \cos(\frac{s_{yn}}{d_{yn}} \frac{180}{\pi}))$ 式中: $h_s = \frac{d_a}{2} \frac{d_s}{d}$						
	上偏差	$E_{s_{yn}} = E_{s_{nr}} \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{yn}}$						
	下偏差	$E_{s_{on}} = E_{s_{or}} \frac{\cos \alpha_r}{\cos \alpha_{on}}$						
公法线	长度	$W_k = m_n \cos \alpha_n [(k + 0.5)\pi - z \operatorname{inv} \alpha_n + 2 \tan \alpha_n x]$ 或 $W_k = (k-1)p_{bn} - s_m$						
	跨齿数	$k = \frac{W_s - s_{bn}}{\pi m_n \cos \alpha_n} + 1 = \frac{W_s - s_{bc}}{p_{bn}} + 1$ 式中: $W_s = \frac{d_b \tan \alpha_{y1}}{\cos \beta_b} + s_{bn} = m_n \cos \alpha_n (\frac{\pi}{2} + z \operatorname{inv} \alpha_n + 2 \tan \alpha_n x)$						
	上偏差	$E_{bns} = E_{sns} \cos \alpha_n$						
	下偏差	$E_{bni} = E_{sni} \cos \alpha_n$						
	外齿轮	$D_{Mhe} = \frac{d_y \sin \eta_{y1}}{\cos(\alpha_{y1} + \eta_{y1})} \cos \beta_b$	式中: $\cos \alpha_n = d \cos \alpha / d_y$ $d_y = d + 2m_{y1} x$ $\eta_{y1} = \frac{180}{\pi} (\frac{\pi}{2} - \frac{s_{y1}}{d_y})$ $\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha_r$					
内齿轮	$D_{Mhi} = \frac{d_y \sin \eta_{y1}}{\cos(\alpha_{y1} - \eta_{y1})} \cos \beta_b$							
球或圆柱的尺寸 D_M	D_M 应根据优先数系 R40 选择较计算值大一点的直径, 或选自可提供给齿轮制造商的标准圆柱销尺寸, 参见下面数据及图							
	2	2.25	2.5	2.75	3	3.25	3.5	3.75
	4	4.25	4.5	5	5.25	5.5	6	6.5
	7	7.5	8	9	10	10.5	11	12
	14	15	16	18	20	22	25	28
	30	35	40	45	50	—	—	—



续表 4-38

项 目		计 算 式	
跨 球 (圆 柱) 尺 寸 M_d	外齿轮	偶数齿	$M_d = \frac{m_n z \cos \alpha_n}{\cos \beta \cos \alpha_M} - D_M$
		奇数齿	$M_d = \frac{m_n z \cos \alpha_n}{\cos \beta \cos \alpha_M} \cos\left(\frac{90^\circ}{z}\right) - D_M$
	内齿轮	偶数齿	$M_d = \frac{m_n z \cos \alpha_n}{\cos \beta \cos \alpha_M} - D_M$
		奇数齿	$M_d = \frac{m_n z \cos \alpha_n}{\cos \beta \cos \alpha_M} \cos\left(\frac{90^\circ}{z}\right) - D_M$
	上偏差	偶数齿	$E_{y_{1r}} \approx E_{y_{1r}} \frac{\cos \alpha_n}{\sin \alpha_M + \cos \beta}$
		奇数齿	$E_{y_{1r}} \approx E_{y_{1r}} \frac{\cos \alpha_n}{\sin \alpha_M \cos \beta} \cos\left(\frac{90^\circ}{z}\right)$
下偏差	偶数齿	$E_{y_{1d}} \approx E_{y_{1d}} \frac{\cos \alpha_n}{\sin \alpha_M \cos \beta}$	
	奇数齿	$E_{y_{1d}} \approx E_{y_{1d}} \frac{\cos \alpha_n}{\sin \alpha_M \cos \beta} \cos\left(\frac{90^\circ}{z}\right)$	

式中: $\text{inv} \alpha_M = \text{inv} \alpha_n - \frac{D_M}{m_n z \cos \alpha_n} + \frac{2(\tan \alpha_n)'}{z} - \frac{\pi}{2z}$

式中: $\text{inv} \alpha_M = \text{inv} \alpha_n - \frac{D_M}{m_n z \cos \alpha_n} + \frac{2(\tan \alpha_n)'}{z} - \frac{\pi}{2z}$

7.5 齿轮的公差和配合

7.5.1 概述

装配好的齿轮是相匹配的产品, 为保证其正常运转, 需要有适当的侧隙配合。决定配合的齿轮副要素有(见图 4-34):

- s_1 - 小齿轮的齿厚;
- s_2 - 大齿轮的齿厚;
- a - 箱体的轴中心距。

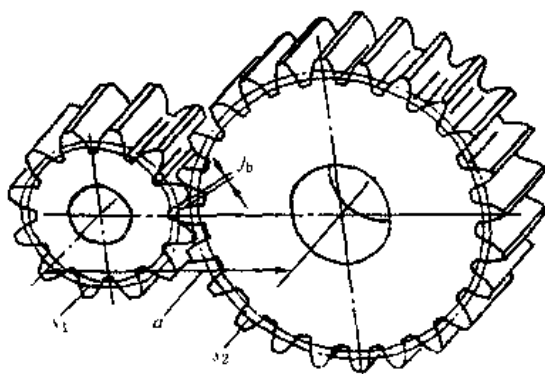


图 4-34 齿轮轮齿的配合

除了上述要素的尺寸外, 齿轮的配合也受到轮齿的位置和形状偏差以及轴线平行度的影响。

小齿轮和大齿轮的齿厚(实际)尺寸和轴的中心距尺寸加上相应齿轮要素的偏差, 确定了齿轮轮齿的侧

隙, 即在工作圆处非工作齿面的间隙。

通常, 最大侧隙并不影响传递运动的性能。当需对最大侧隙严格控制的情况下, 才对各影响因素仔细地研究, 有关齿轮的精度等级、中心距公差和测量方法, 必须仔细地予以规定。

在很多应用场合, 允许用较宽的齿厚公差或工作侧隙(这样做不会影响齿轮的性能和承载能力), 以获得较经济的制造成本。

最小侧隙不应当为零或负值。由于工作侧隙是由装配侧隙和工作状态确定的, 包括挠度的影响、安装误差、轴承的径向跳动、温度的作用以及其他未知因素, 因而必须区别开: 装配侧隙和工作侧隙。

侧隙不是一个固定值, 由于制造误差和工作状态等原因, 它在不同的轮齿位置上是变动的。

7.5.2 齿厚公差

用于轮齿的特定尺寸公差的作用, 取决于装配。齿厚与侧隙的给定值, 由设计人员按其应用情况选定, 在分度圆柱面垂直于齿线方向来规定和测量。

a. 齿厚上偏差 E_{sr}

齿厚上偏差的确定应满足最小侧隙的要求, 其选择大体上与轮齿精度无关。

b. 齿厚下偏差 E_{sd}

齿厚下偏差是综合了齿厚上偏差及齿厚公差之后获得的, 由于上、下偏差都使齿厚减薄, 从齿厚上偏差中应减去齿厚公差值。

在设计与计算中应注意 E_{sn} 、 E_{sm} 应有适当的正负号。

c. 法向齿厚公差 T_{fn}

法向齿厚公差的选择,基本上与轮齿的精度无关,主要由制造设备控制。如果必须对最大侧隙控制时,则必须对其进行计算。

7.5.3 侧隙

a. 定义

在一对装配好的齿轮副中,侧隙 j 是相啮合齿轮齿齿间的间隙,它是在节圆上齿槽宽度超过相啮合的轮齿齿厚的量。侧隙可以在法平面上或沿啮合线(见图4-35)测量,但是它是在端平面上或啮合平面(基圆切平面)上计算和规定的。

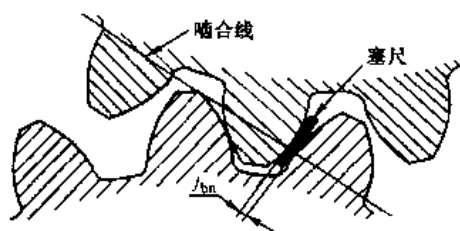


图 4-35 用塞尺测量侧隙(法向平面)

b. 最小侧隙 j_{bmin}

j_{bmin} 是齿轮副在最紧的允许中心距相啮合时,在静态条件下存在的最小允许侧隙。这是设计者所提供的传统“允许侧隙”,以防备下列所述情况:

- 箱体、轴和轴承的偏斜;
- 由于箱体的偏差和轴承的间隙导致齿轮轴线的不对准、歪斜;
- 安装误差,如轴的偏心;
- 轴承径向跳动;
- 温度影响(箱体与齿轮零件的温度差,中心距和材料差异所致);
- 旋转零件的离心胀大;
- 其他因素,如由于润滑剂的允许污染以及非金属材料的溶胀。

如果上述因素均能很好控制,则最小侧隙值可以很小。

表4-39列出了对工业传动装置推荐的最小侧隙,这些传动装置是用黑色金属来制造齿轮和箱体的,工作时节圆线速度小于15 m/s,其箱体、轴和轴承均采用常用的商业制造公差。

表 4-39 对中、大模数齿轮推荐的最小侧隙 j_{bmin} 数据

m_n	最小中心距 a_1					
	50	100	200	400	800	1 600
1.5	0.09	0.11	—	—	—	—
2	0.10	0.12	0.15	—	—	—
3	0.12	0.14	0.17	0.24	—	—
5	—	0.18	0.21	0.28	—	—
8	—	0.24	0.27	0.34	0.47	—
12	—	—	0.35	0.42	0.55	—
18	—	—	—	0.54	0.67	0.94

注:表中的数值,也可用公式计算:

$$j_{bmin} = \frac{2}{3} (0.06 + 0.0005a_1 + 0.03m_n)$$

c. 最大侧隙 j_{bmax}

对齿轮副中的最大侧隙 j_{bmax} 是齿厚公差、中心变动的的影响和轮齿几何形状变异的影响之和。理论的最大侧隙发生于两个理想的齿轮按最小齿厚的规定制成,且在最松的允许中心距条件下啮合时,最松的中心距对外齿轮是指最大的,对内齿轮是指最小的。

如果必须控制最大侧隙,应对最大侧隙的每个要素作仔细分析,然后选择一个精度等级,以求按需要去限制齿轮的偏差。

对于一个装配好的齿轮传动装置,特别是多级、传动,如果用最大侧隙作为验收合格准则时,其最大合格值必须小心的选择,以求总成的每个部分都能有合理的制造公差。

8 齿轮坯、轴中心距和轴线平行度

GB/Z 18620.3《圆柱齿轮 检验实施规范 第3部分:齿轮坯、轴中心距和轴线平行度》对齿轮坯、中心距的尺寸偏差和轴线平行度提供了推荐数值,但这些数值不能认为是严格的质量准则,它只能对钢制或铁制的齿轮在商订相互的协议时,作为一个指导。

8.1 符号和定义

8.1.1 符号

单项要素测量所用的偏差符号,均用小写字母,例如“ f ”,加上相应的下标表示;而代表若干个单项要素偏差的组合即所谓的“总”偏差,则采用大写字母,例如“ F ”,加上相应的下标表示。本节所采用的符号见表4-40。

表 4-40 符号和术语

符号	术 语	单 位	符号	术 语	单 位
a	中心距	mm	$f_{\Sigma 2}$	垂直平面上的轴线平行度偏差	μm
b	齿宽	mm	F_{β}	螺旋线总偏差	μm
D_d	基准面直径	mm	F_p	齿距累积总偏差	μm
D_f	安装面直径	mm	l	较大的轴承跨距	mm
$f_{\Sigma 2}$	轴线平面内的轴线平行度偏差	μm	n	公差链中的链节数	—

8.1.2 定义(见表 4-41)

表 4 41 术语与定义

术 语	定 义
工作安装面	用来安装内轮的面
工作曲线	齿轮在工作时绕其旋转的轴线,它是由工作安装面的中心确定的。工作轴线只有在考虑整个齿轮组件时才有意义
基准面	用来确定基准轴线的面
基准轴线	由基准面中心确定的。齿轮依此轴线来确定齿轮的细节,特别是确定齿距、齿廓和螺旋线的公差
制造安装面	是齿轮制造或检验时用来安装齿轮的面

8.2 齿轮坯的精度

齿轮坯即齿坯,是指在轮齿加工前供制造齿轮用的工件。

齿轮坯的尺寸偏差和齿轮箱体的尺寸偏差对于齿轮副的接触条件和运行状况有着极大的影响。由于在加工齿轮坯和箱体时保持较紧的公差,比加工高精度的轮齿要经济得多,因此应首先根据拥有的制造设备的条件,尽量使齿轮坯和箱体的制造公差保持最小值。这种办法,可使加工的齿轮有较松的公差,从而获得更为经济的整体设计。

有关齿轮轮齿精度(齿廓偏差、相邻齿距偏差等等)的参数数值,只有明确其特定的旋转轴线时才有意义。当测量时齿轮围绕其旋转的轴如有改变,则这些参数测量值也将改变。因此在齿轮的图纸上必须把规

定轮齿公差的基准轴线明确表示出来,事实上所有整个齿轮的几何形状均以其为准。

8.2.1 基准轴线与工作轴线间的关系

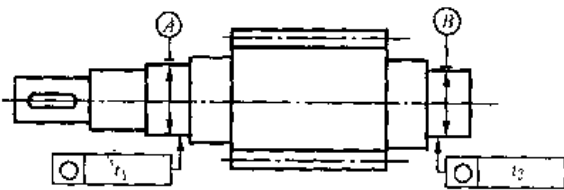
基准轴线是制造者(和检验者)用来对单个零件确定轮齿几何形状的轴线,设计者的责任是确保基准轴线得到足够清楚和精确的确定,从而保证齿轮相应于工作轴线的技术要求得以满足。

满足此要求的最常用的方法是确定基准轴线使其与工作轴线重合,即将安装面作为基准面。

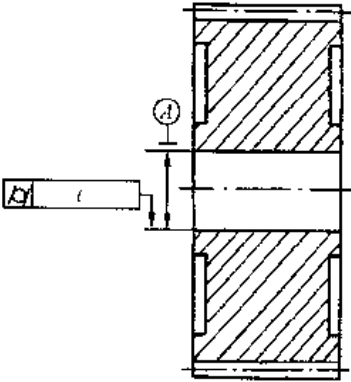
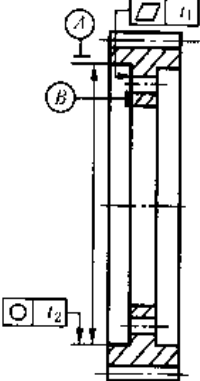
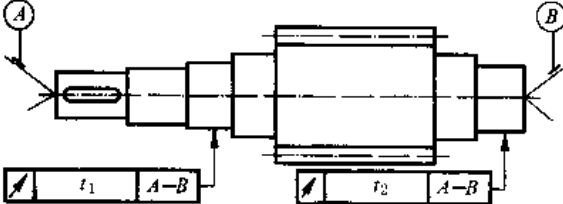
然而,在一般情况下首先需确定一个基准轴线,然后将其他所有的轴线(包括工作轴线及可能还有一些制造轴线)用适当的公差与之相联系,在此情况下,公差链中所增加的链节的影响应该考虑进去。

8.2.2 确定基准轴线的方法(见表 4-42)

表 4-42 确定基准轴线的方法

方 法	说 明 与 要 求
用两个“短的”基准面确定	<p>由两个“短的”圆柱或圆锥形基准面上设定的两个圆的圆心来确定轴线上的两个点。采用本法,其圆柱或圆锥形基准面必须在轴向上很短,以保证它们自己不会单独确定另一条轴线。</p>  <p>注: A和B是预定的轴承安装表面</p>

续表 4-12

方法	说明与要求
<p>用一个“长的”基准面确定</p>	<p>由一个“长的”圆柱或圆锥形的面来同时确定轴线的位置和方向,孔的轴线可以用与之正确装配的工作心轴的轴线来表示。</p> 
<p>用一个圆柱面和一个端面确定</p>	<p>轴线的位置是用一个“短的”圆柱形基准面上的一个圆的圆心来确定,而其方向则由垂直于此轴线的的一个基准端面来确定。采用本法,其圆柱基准在轴向上必须很短,以保证它不会单独确定另一条轴线。</p> 
<p>由中心孔确定</p>	<p>在制造、检验一个与轴做成一体的小齿轮时,常将其安置在两端上的顶尖上。这样,两个顶尖孔就确定了它的基准轴线。所有的齿轮公差及承载、安装面的公差均需以此轴线来确定。显然,相对于中心孔的安装面的跳动量应给予很小的公差值。</p> <p>必须注意中心孔60°接触角范围内表面应对准成一直线。</p> 

8.2.3 齿坯公差

a. 齿坯公差(见表4-43)

表 4-43 齿坯公差

部位	要 求
基准面	1) 基准面的要求精度取决于: a) 规定的齿轮精度,这些面的极限值应确定得大大紧于单个轮齿的极限值; b) 这些面的相对位置。一般地说,跨距占轮齿分度圆直径的比例越大,给定的公差可以越松。 2) 必须在齿轮图样上明确规定 3) 所有基准面的形状公差不应大于表 4-44 中所规定的数值。公差应减至能经济地制造的最小值。 4) 基准面(轴向和径向)应加工得与齿轮坯的实际轴孔、轴颈和肩部完全同心
工作及制造安装面	工作安装面的形状公差,不应大于表 4-44 中所规定的数值。如果用了另外的制造安装面时,应采用同样的限制。公差应减至能经济地制造的最小值
工作轴线	当基准轴线与工作轴线不重合时,则工作安装面相对于基准轴线的跳动必须在图样上予以规定。跳动公差不应大于表 4-45 中规定的数值。齿坯公差应减至能经济制造的最小值
齿轮切削和检验时使用的安装面	在制造中,切削轮齿使其达到规定的公差以及检验时,测量其实际偏差使测量值有足够的精确度,十分重要的是在制造和检验过程中,齿轮的安装应使其旋转的实际轴线与图样上规定的基准轴线相接近。 除非在制造和检验中用来安装齿轮的安装面就是基准面,否则这些安装面相对于基准轴线的位置也必须予以控制。表 4-45 中所给的数值可作为这些面合适的公差值
齿顶圆柱面	设计者应适当选择齿顶圆直径的公差以保证最小限度的设计重合度,同时又具有足够的顶隙。如果把齿顶圆柱面作为基准面,上述数值仍可作尺寸公差,而其形状公差不应大于表 4-44 中的适当数值
其他齿轮的安装面	一根与小齿轮做成一体的轴上,有一段用来安装大齿,此时,大齿轮安装面的公差应妥善考虑大齿轮齿的质量要求后进行选择。常用的是相当于已经确定的基准轴线规定允许的跳动量

表 4-44 基准面与安装面的形状公差

确定轴线的基准面	公差项目		
	圆 度	圆 柱 度	平 面 度
两个“短的”圆柱或圆锥形基准面	$0.04(L/b)F_p$ 或 $0.1F_p$ 取两者中之小值		
一个“长的”圆柱或圆锥形基准面		$0.04(L/b)F_p$ 或 $0.1F_p$ 取两者中之小值	
一个“短的”圆柱面和一个端面	$0.06F_p$		$0.00(D_a/b)F_p$

注: 齿轮坯的公差应减至能经济地制造的最小值。

表 4-45 安装面的跳动公差

确定轴线的基准面	跳 动 量 (总的指示幅度)	
	径 向	轴 向
仅指圆柱或圆锥形基准面	$0.15(L/b)F_p$ 或 $0.3F_p$ 取两者中之大值	
一个圆柱基准面和一个端面基准面	$0.3F_p$	$0.2(D_a/b)F_p$

注: 齿轮坯的公差应减至能经济地制造的最小值。

b. 公差的组合

当工作轴线与基准轴线重合时,或可直接以工作

轴线来规定公差时可应用表 4-45 中的公差。不是这种

情形时,则两者之间存在一公差链,此时可将表 4-44、

表4-45中的单项公差数值适当减小。减小的程度取决于该公差链排列，一般大致与 n 的平方根成正比(n 为公差链中的链环数)。

c. 应用举例

下面的举例是为加工和安装面的定位提供指导，以保证切削齿轮时及测量最后偏差时的精度。

(1) 切削齿轮和检验中使用的安装面

为使切削的齿轮达到规定的公差要求，并在测量其最后偏差时有足够的精度，很重要的一点是：在制造和检验中，使实际的旋转轴线相对于图样上确定的基准轴线尽可能地接近，见图4-36和图4-37。

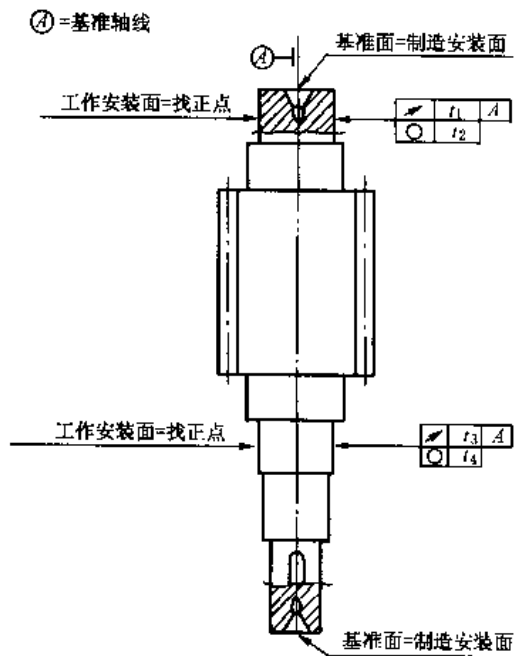


图 4-36 切削齿时轴齿轮安装示例 1

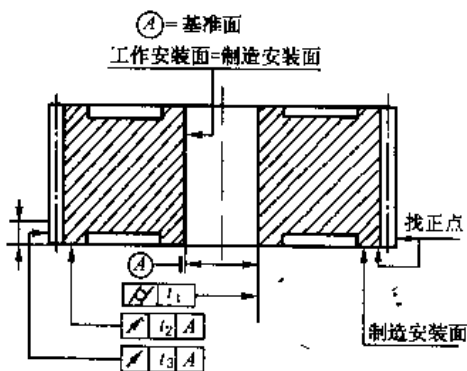


图 4-37 切削齿时轴齿轮安装示例 2

(2) 顶圆柱面

把加工内孔、切削齿轮的安装面和顶面上用来检验径向跳动的那部分在一次装卡中完成，见图4-38。

(3) 示例

图4-39给出了关于图4-36和图4-37的公差举例。

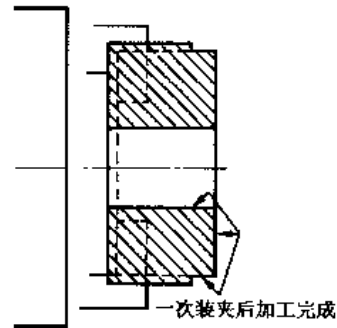


图 4-38 在一次装夹后加工的几个面

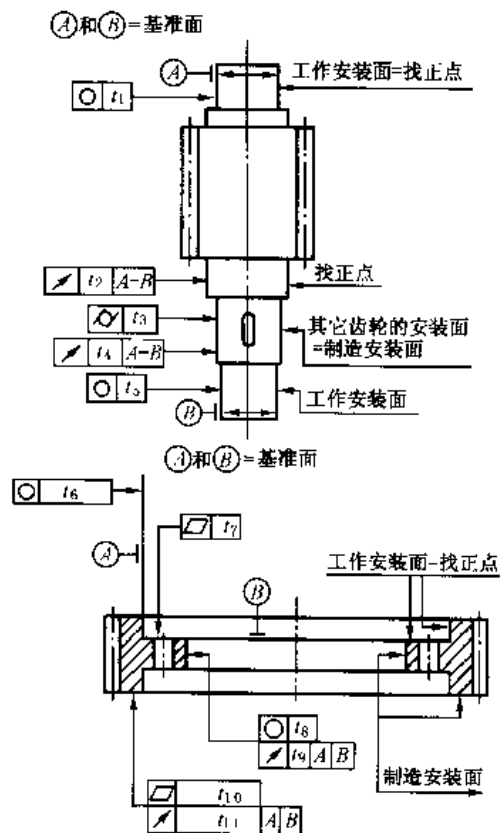


图 4-39 应用公差的例子

8.3 中心距和轴线平行度

设计者应对齿轮副中心距 a 和轴线的平行度两项偏差选择适当的公差。公差值的选择应按照使用要求能保证相啮合齿轮的侧隙和齿长方向上正确接触。提供在装配时调整轴承位置的设施，可能是达到高精度要求最为有效的技术措施。然而，在很多情况下，其成本非常高。

8.3.1 中心距允许偏差

a. 中心距公差是设计者规定的允许偏差。公称中心距是考虑了最小侧隙及两齿轮的齿顶和其相啮的渐开线齿廓齿根部分的干涉后确定的。

b. 确定中心距公差时，应考虑的因素见表4-46。

表 4-46 确定中心距公差应考虑的因素

使用要求	考虑因素
传递动力 单向承载 不经常止、 反转	主要取决于重合度的考虑,最大侧隙的控制不是重要因素
传递运动, 轮齿承载 经常止、反 转	控制运动用的齿轮,必须控制侧隙; 轮齿上的负载经常反向;仔细考虑下列因素: a. 轴、箱体和轴承的偏斜; b. 由于箱体的偏差和轴承的间隙导致齿轮轴线的不一致; c. 由于箱体的偏差和轴承的间隙导致齿轮轴线的错斜; d. 安装误差; e. 轴承跳动; f. 温度影响(随箱体和齿轮的温差、中心距和材料的不同); g. 旋转件的离心膨胀; h. 其他因素,如润滑油污染的允许程度及非金属材料的溶胀

当确定影响侧隙偏差的所有尺寸的公差时,应遵照第7节中关于齿厚公差和侧隙的推荐内容。

关于高速传动装置中心距公差的选择,还有其他考虑不在本节的范围之内。

齿轮传动中,有一个齿轮带动若干个齿轮(或反过来)的情形,如行星齿轮传动中有若干个行星轮;又如

在全桥驱动车的分动器或传递动力输出齿轮,为使所有的啮合得到适当的载荷分配并有正确的工作条件,需要限制中心距的允许偏差。这种条件,要求对工作制造的限制条件作详细的研究,它不属于本节的范围。

c. 中心距公差

GB/Z 18620.3 没有推荐中心距公差数值,设计人员在没有成熟的经验时,可以参考使用表 4.47。

8.3.2 轴线平行度公差

由于轴线平行度偏差的影响与其向量的方向有关,所以对“轴线平面内的偏差” f_{2a} 和“垂直平面上的偏差” f_{2b} 作了不同的规定(见图 4-40)。

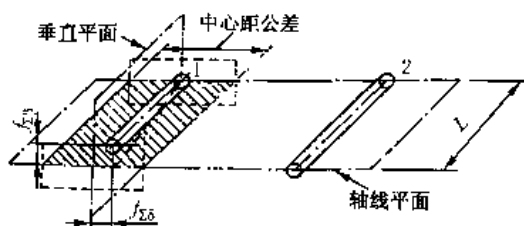


图 4-40 轴线平行度偏差

“轴线平面内的偏差” f_{2a} 是在两轴线的公共平面与测量的,这个公共平面是用两轴承跨距中较长的一个 L 和另一根轴上的轴承来确定的,如果两个轴承的跨距相同,则用小齿轮轴和大齿轮轴的一个轴承。“垂直平面上的偏差” f_{2b} 是在与轴线公共平面相垂直的“交错轴平面”上测量的。

轴线平行度公差见表 4-48。

表 4-47 中心距极限偏差 $\pm f_a$

齿轮精度等级		1~2	3~4	5~6	7~8	9~10	11~12
f_a		$\frac{1}{2}IT4$	$\frac{1}{2}IT6$	$\frac{1}{2}IT7$	$\frac{1}{2}IT8$	$\frac{1}{2}IT9$	$\frac{1}{2}IT11$
齿轮副的 中心距	大于 6	2	4.5	7.5	11	18	45
	10	2.5	5.5	9	13.5	21.5	55
	18	3	6.5	10.5	16.5	26	65
	30	3.5	8	12.5	19.5	31	80
	50	4	9.5	15	28	37	90
	80	5	11	17.5	27	43.5	110
	120	6	12.5	20	31.5	50	125
	180	7	14.5	23	36	57.5	145
	250	8	16	26	39.5	65	160
	315	9	18	28.5	44.5	70	180
	400	10	20	31.5	48.5	77.5	200
500	11	22	35	55	87	220	

续表 4-47

μm

齿轮精度等级		1~2	3~4	5~6	7~8	9~10	11~12	
f_a		$\frac{1}{2}IT4$	$\frac{1}{2}IT6$	$\frac{1}{2}IT7$	$\frac{1}{2}IT8$	$\frac{1}{2}IT9$	$\frac{1}{2}IT11$	
齿轮副的 中心距	630	800	12.5	25	40	62	100	250
	800	1 000	14.5	28	45	70	115	280
	1 000	1 250	17	33	52	82	130	330
	1 250	1 600	20	39	62	97	155	390
	1 600	2 000	24	46	75	115	185	460
	2 000	2 500	28.5	50	87	149	220	550
	2 500	3 150	34.5	67.5	105	165	270	676

注：1 本表引自 GB/T 10095 --1988。

2 齿轮精度等级为齿轮第 II 公差组精度等级。

表 4-48 轴线平行度公差

名称	代号	公差计算式
垂直平面上偏差	$f_{\Sigma P}$	$f_{\Sigma P} = 0.5F_g(I_c/b)$
轴线平面内偏差	$f_{\Sigma a}$	$f_{\Sigma a} = 2f_{\Sigma P}$

9 表面结构和轮齿接触斑点

GB/Z 18620.4《圆柱齿轮 检验实施规范 第 4 部分：表面结构和轮齿接触斑点的检验》提供了齿轮齿

面表面粗糙度和轮齿接触斑点检验方法和数值，文件所提供的数值不能作为严格的精度判据，只作为共同协议的关于钢制或铁制齿轮的指南来使用。

9.1 符号和定义

9.1.1 符号

用于测量单独要素偏差的符号，由带下标的小写字母“f”组成；而代表几个单独要素偏差组合的总偏差的符号，由带下标的大写字母“F”组成。本节所使用的参数的符号见表 4-49。

表 4-49 符号

符号	术语定义	单位	符号	术语定义	单位
$f_{\omega p}$	齿面波度的波幅	μm	Ra	粗糙度轮廓的算术平均偏差	μm
b_{c1}	接触斑点的较大长度	%	Rk	粗糙度核心轮廓深度	μm
b_{c2}	接触斑点的较小长度	%	Rpk	减去的峰高	μm
h_{c1}	接触斑点的较大高度	%	Rvk	减去的谷深	μm
h_{c2}	接触斑点的较小高度	%	Rz	粗糙度轮廓的最大高度(见 GB/T 3505)	μm
l_r	粗糙度轮廓的取样长度	mm	Z(x)	纵坐标值	μm
l_n	评定长度(不注明规定 $l_n = 5 \times l_r$ 见 GB/T 3505 表 C2 和 GB/T 10610 中 4.4)	mm	λ	波长	mm
M_r	实体长度	%	λ_c	截止波长(波纹度的截止短波长)	mm
M_{r1} 和 M_{r2}	实体(粗糙度核心轮廓)分段点	%	λ_s	粗糙度的截止短波长	mm

9.1.2 术语和定义(见表 4-50)

表 4-50 术语和定义

术语	定义
(1) 通用术语	
表面加工纹理	表面主要微观织纹的方向(见图 4-41a) 注：表面加工纹理通常是由所用的加工方法决定的。
粗糙度	粗糙度轮廓的微观不平度。它是加工过程中所形成的表面结构(微观几何形状特性)一种组成成分，不包括波纹度和形状偏差

续表 4-50

术 语	定 义
波 纹 度	波纹度轮廓的不平度,它是表面形状特性的一种组成成分,粗糙度是叠加在它上面的(见图 4-11)。通常,加工的齿轮轮齿表面的波纹度间距显著大于粗糙度间距
(2) 与评定表面轮廓有关的术语	
粗糙度轮廓	粗糙度轮廓的通过波段是由 λ_c 与 λ_s 轮廓滤波器限定的,见图 4-41。 注: 1 粗糙度轮廓是评定粗糙度轮廓参数的基础。 2 在 ISO 11562:1996 的 3.2 中给出了 λ_c 和 λ_s 之间的关系。
波纹度轮廓	波纹度轮廓是在轮廓滤波器 λ_c 后留下的长波成分的周期性部分
粗糙度轮廓的中线	它是被轮廓滤波器 λ_c 所压缩后的长波轮廓成分 注:它是测量粗糙度轮廓纵坐标 $Z(x)$ 的基准线(见图 4-42)。
纵坐标值	所评定轮廓在任一位置 x 的高度
粗糙度的取样长度 l_r	用于识别所评定轮廓不平度特征的 x 轴方向的长度。粗糙度的取样长度 l_r 在数值上同轮廓滤波器 λ_c 的特性波长相等(见 GB/T 3505)
评定长度 l_n	用于评定被测轮廓的 x 轴方向的长度,评定长度可以包括一个或几个取样长度
轮廓滤波器的截止波长 λ_c	正弦波轮廓的波长,在这一波长的幅值的 50% 被轮廓滤波器通过
截止比	给定通过波段的长波截止波长与短波截止波长之比
(3) 与表面粗糙度参数有关的术语	
粗糙度轮廓的最大高度 R_z	在取样长度内最大的轮廓峰高 Z_p 与最大的轮廓谷深 Z_v 之和。 注:通常这个参数是按 5 个接连的取样长度的最大高度的平均值来测定的,这评定长度就包含 5 个取样长度(见图 4-43)。
粗糙度轮廓的算术平均偏差 R_a	在取样长度内纵坐标绝对值 $Z(x)$ 的绝对值的算术平均值 $R_a = \frac{1}{l_r} \int_0^{l_r} Z(x) dx$ 式中: l_r — R_a 的取样长度; $Z(x)$ 、 Z_i — 纵坐标值 注:算术平均偏差 R_a 是按 5 个连接的取样长度组成的评定长度来确定的(见图 4-44)。
(4) 轮齿波度	波度是齿面的周期性波纹度,波度的特殊形状有以下特征: — 表面加工纹理接近平行于(同相啮合齿轮的)接触线; — 投影在节圆上(在同转平面内)的波纹数为整数,见图 4-45; — 它们是产生噪声的一个可能原因

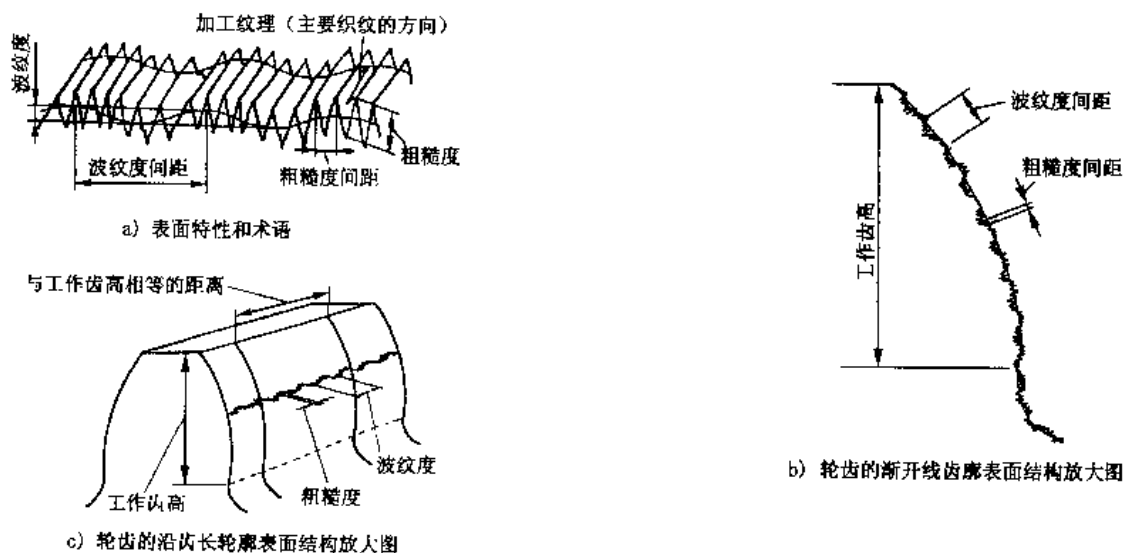


图 4 41

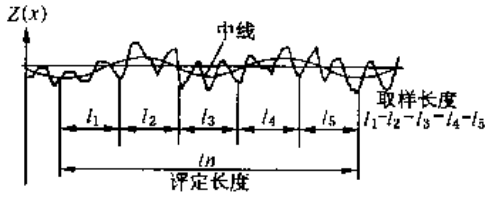


图 4-42 测量长度

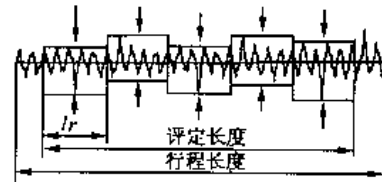


图 4-43 粗糙度轮廓的最大高度

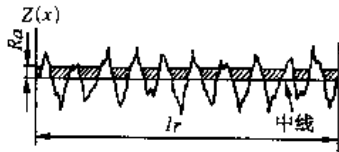


图 4-44 粗糙度轮廓的算术平均偏差 Ra

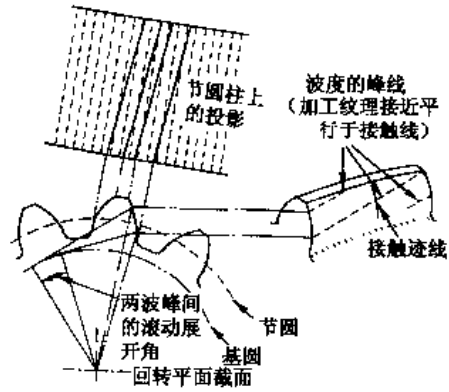


图 4 45 斜齿轮的波度

9.2 表面结构

表面结构包含两个主要特征:粗糙度和波纹度。

试验研究和经验表明,表面结构等级和齿轮承载能力状况之间存在某种关系。GB/T 3480(见第8章)叙述了表面粗糙度对齿轮抗点蚀能力和弯曲强度的影响,在GB/T 11367(见第16章)中论述了粗糙度对胶合的影响。

同粗糙度一样,波纹度和表面结构的其他特征也会影响材料的表面抗疲劳能力,因此,当需要高性能和可靠性时,要细心地记录未滤波的轮廓来反映齿轮表面结构。

本节没有推荐适用于特定用途的表面粗糙度、波纹度的等级和表面加工纹理的形状或类型,也没有鉴别这种表面不平度的成因。

必须强调的是:在规定轮齿表面结构的特征极限值之前,齿轮设计者和其他有关技术人员应熟悉有关国家标准和这方面的其他文献。

9.2.1 功率考虑

- a. 受表面结构影响的轮齿功能特性,见表 4-51。
- b. 测量方法的影响

测量方法中的仪器、定位、方向和分析(滤波器等)必须选择得使其能体现轮齿的功能区域和接触迹线。

表 4 51 受表面结构影响的轮齿功能特性

功能性能分类		影 响
传动精度	表面波纹度或齿面波度	表面波纹度或齿面波度会引起传动误差,这种影响依赖波纹的纹理相对于瞬时接触线和接触迹线的方向,如果波纹的纹理平行于瞬时接触线或接触区(垂直于接触迹线),齿轮啮合时会出现一个高音的刺耳声(高于啮合频率的占怪的谐波成分)
	表面粗糙度	在少数情况下,表面粗糙度会使齿轮噪声的特性产生差异(光滑的齿面与粗糙的齿面比较),一般它对齿轮啮合频率的噪声及其谐波成分不产生影响
承载能力	齿面劣化	齿面劣化有磨损、胶合或擦伤和点蚀等。齿廓上的表面粗糙度和波纹度与此有关,表面结构、温度和润滑剂决定影响齿面耐久性的弹性流体动力(EHD)膜的厚度
	弯曲强度	轮齿折断可能是疲劳(高循环应力)的结果,表面结构是影响齿根过渡区应力的一个因素

9.2.2 测量仪器

对粗糙度或波纹度进行测量时,需要用无导头传感器和一个被限定截止的滤波器,它压缩表面轮廓的长波成分或短波成分。测量仪器仅适用于某些特定的

截止波长,表 4-52 给出了适当的截止波长的参考值。测量中必须要认真选择合适的触针针尖半径,取样长度和截止滤波器(见 GB/T 6062、GB/T 10610 和 ISO 11562),否则测量中会出现系统误差。

表 4-52 滤波和截止波长

模数, mm	标准工作齿高/mm	标准截止波长, mm	工作齿高内的截止波数	模数, mm	标准工作齿高/mm	标准截止波长/mm	工作齿高内的截止波数
1.5	3.0	0.250 0	12	9.0	18.0	0.800 0	22
2.0	4.0	0.250 0	16	10.0	20.0	0.800 0	25
2.5	5.0	0.250 0	20	11.0	22.0	0.800 0	27
3.0	6.0	0.250 0	24	12.0	24.0	0.800 0	30
4.0	8.0	0.800 0	10	16.0	32.0	2.500 0	13
5.0	10.0	0.800 0	12	20.0	40.0	2.500 0	16
6.0	12.0	0.800 0	15	25.0	50.0	2.500 0	20
7.0	14.0	0.800 0	17	50.0	100.0	8.000 0	12
8.0	16.0	0.800 0	20				

触针式测量仪器通常用来测量粗糙度。可采用表 4-53 中几种类型的仪器来测量,不同的测量方法对测量不确定度的影响有不同的特性(见图 4-46)。

磨齿 (分度磨方式)		磨齿 (连续磨方式)		磨齿 (交叉磨花纹)	
滚齿		插齿		剃齿 (切入式剃齿)	
珩齿 (外啮合珩齿)		剃齿 (普通剃齿)		珩齿 (内啮合珩齿)	
行程方向	仪器类型				
1 和 3	仪器带一个导头	侧面装导头			
2		前面装导头			
2*	仪器有基准导轨				
▲ 测定 R_z, R_a, R_k 的测量行程优先方向 ◀ 测定附加信息(如小进给纹路的高度)的测量行程方向					

图 4-46 仪器特性以及与制造方法相关的测量行程方向

表 4-53 测量仪器

仪 器	特 点 要 求
类型	a 在被测表面上滑行的一个或一对导头的仪器
	b 一个在具有名义表面形状的基准平面上滑行的导头
	c 一个具有可调整的或可编程的与导头组合一起的基准线生成器,例如,可由一个坐标测量机来实现基准线
	d 用一个无导头的传感器和一个具有较大测量范围的平直基准对形状、波纹度和粗糙度进行评定
触 针	触针的针尖半径应为 $2\ \mu\text{m}$ 或 $5\ \mu\text{m}$ 或 $10\ \mu\text{m}$ 。 触针的圆锥角可为 60° 或 90° 。 注:在测量报告中应注明针尖半径和触针角度。

9.2.3 图样上应标注的数据

当用户有规定或设计者和运行中必需要求时,在

图样上应标出完工状态下表面粗糙度的适当的数值。

如图 4-47 所示。

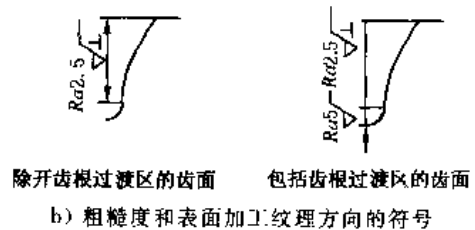
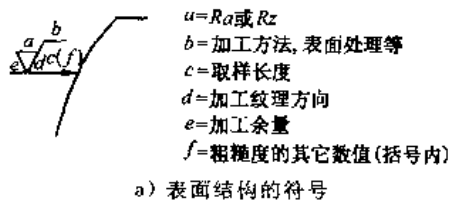


图 4-47

9.3 齿轮齿面表面粗糙度的测量

9.3.1 测量方法与要求(见表 4-54)

表 4-54 齿面粗糙度的测量方法和要求

方 法	测 量 要 求
直接法	齿面 仪器触针的轨迹应与表面加工纹理的方向相垂直,见图 4-44 和图 4-46 中所示方向,测量还应垂直于表面。因此,触针应尽可能紧跟齿面的弯曲的变化
	齿根的过渡区 在对轮齿齿根的过渡区表面粗糙度测量时,整个方向应与螺旋线正交。因此,需使用一些特殊的方法,图 4-48 表示了一种适用的测量方法,传感器的头部,在触针前面有一个半径为 r (小于齿根过渡曲线半径 R) 的导头(导头直接作用于表面,应使半径 $r > 50\lambda_c$ 以避免因导头引起的测量不确定度),安装在一根可旋转的轴上,当该轴转过 100° 时,触针的针尖描绘出一条同齿根过渡区接近的圆弧。当齿根过渡区足够大并且对该装置细心定位时,才可进行粗糙度测量
复制法	使用导头形式的测量仪器进行测量还有另一种方法,即选择一种适当的注塑材料(如树脂等)制作一个相反的复制品。当对较小模数齿轮的齿根过渡部分的粗糙度进行测量时,这种方法特别有用。使用这种方法时,应记住在评定过程中齿廓的记录曲线的凸凹是相反的

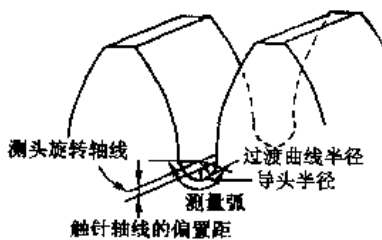


图 4-48 齿根过渡曲面粗糙度的影响

9.3.2 测量结果的评定

直接测得的粗糙度参数值(测量值),可直接与规定的允许值比较。

参数值通常是按沿齿廓取的几个接连的取样长度上的平均值确定的,但是应考虑到表面粗糙度会沿测

量行程有规律地变化,因此,确定单个取样长度的粗糙度可能是有益的。为了改进测量数值的统计上的准确性,可以从几个平行的测量迹线计算其算术平均值。

如果不用相对于基准有关的导头测量轮廓可望获得最好的结果,这就是表 4-53 中 b 类和 c 类所提到的那种设备。

参见 9.2.2 中粗糙度、波纹度、形状和形状偏差同时被评定的情况。

在这种情况下,为了将粗糙度从轮廓的较长波长的组成中分离出来,在按 ISO 11562 和 GB/T 10601 用相位校正滤波器进行滤波之前,首先必须将名义的形状成分消除。

当齿轮齿廓太小,以致无法在5个接连的取样长度进行测量时,允许在分离的齿上取单个取样长度进行测量(见GB/T 10610),但必须在参数符号后面附注取样长度的个数,例如 Rz_1, Rz_2 。图4-49说明为消除形状成分等,将(没有滤波器)轨迹轮廓细分为短的取样长度 l_1, l_2, l_3 等所产生的滤波效果。为了同标准方法的滤波结果相比较,取样长度应与截止值 λc 为同样的值。

9.3.3 轮齿表面粗糙度的推荐值

从参数得出的值应与规定值进行比较,规定值应优先从表4-55和表4-56中给出的范围中选择。选用时应特别注意以下三点:

- a. 无论是 Ra 还是 Rz 均可作为一种判断依据,但两者不应在同一部分使用;
- b. 在关于 Ra 和 Rz 的表中相当的表面状况等级并不与特定的制造工艺相对应,特别是表中的1~4级

表4-55 算术平均偏差 Ra 的推荐极限值 μm

等级	模数 m/mm		
	$m < 6$	$6 < m < 25$	$m > 25$
1		0.04	
2		0.08	
3		0.16	
4		0.32	
5	0.5	0.63	0.80
6	0.8	1.00	1.25
7	1.25	1.6	2.0
8	2.0	2.5	3.2
9	3.2	4.0	5.0
10	5.0	6.3	8.0
11	10.0	12.5	16
12	20	25	32

的表列值:

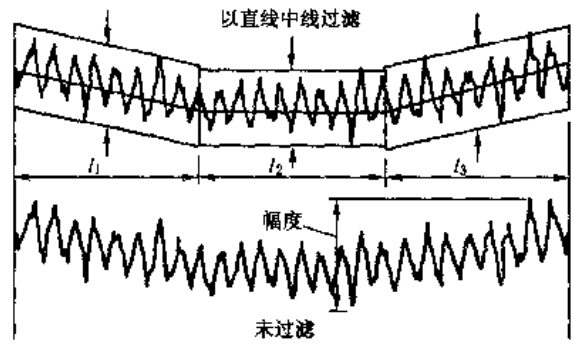


图4-49 取样长度和滤波的影响

c. GB/T 10095.1 规定的齿轮精度等级和表中粗糙度等级之间没有直接的关系。

某些资料或手册对齿面粗糙度和齿轮精度等级间的关系,提供了参考表格见表4-57。

表4-56 微观不平度十点高度 Rz 的推荐极限值 μm

等级	模数 m/mm		
	$m < 6$	$6 < m < 25$	$m > 25$
1		0.25	
2		0.50	
3		1.0	
4		2.0	
5	3.2	4.0	5.0
6	5.0	6.3	8.0
7	8.0	10.0	12.5
8	12.5	16	20
9	20	25	32
10	32	40	50
11	63	80	100
12	125	160	200

表4-57 齿面粗糙度

齿轮精度等级	1		5		6		7		8		9	
	硬	软	硬	软	硬	软	硬	软	硬	软	硬	软
齿面粗糙度 Ra	≤ 0.4		≤ 0.8		≤ 1.6	≤ 0.8	≤ 1.6	≤ 1.6	≤ 3.2	≤ 6.3	≤ 3.2	≤ 6.3

9.4 轮齿接触斑点的检验

9.4.1 目的

用接触斑点来规定和控制齿轮轮齿的齿长方向配合精度。

检验产品齿轮副在其箱体内部所产生的接触斑点,可以帮助评估轮齿间载荷分布。

产品齿轮和测量齿轮的接触斑点,可用于装配后的齿轮的螺旋线和齿廓精度的评估。

9.4.2 应用

a. 典型用途

用接触斑点作定量和定性控制齿轮的齿长方向配合精度的方法,经常用于以下场合,大齿轮不能装在现成的

检查仪上及工作现场没有检查仪所用,其优点如下:

- 测试工具的便于携带;
- 可以测试其它方法不能测试的大型和复杂的表面;
- 测试简易和快捷;
- 如果通过适当的标定,测试结果具有可再现性;
- 对装配状况的敏感性,例如轴承配合不良和齿轮箱变形;
- 可以探测微小的齿长方向配合误差和系统误差的能力,例如齿面波度,这在导程和齿廓检验曲线图里并不表现;
- 能够评定轮齿的配合性,包括大齿轮和小齿轮的叠加或累积偏差的作用,这在导程和齿廓检验曲

线图里并不表现;

- 能评定整个齿面,而不是单一条表示齿廓或齿长方向配合的曲线。
- b. 特定应用领域
 - 舰船用大型齿轮;
 - 高速齿轮;
 - 舰船和高速齿轮箱的现场组装;
 - 起重机、提升机、桥、微波天线等的开式末级传动齿轮的装配;
 - 圆锥齿轮;
 - 航天齿轮。

9.4.3 检测条件与测试方法

a. 轮齿接触斑点的检测条件(见表4-58)

表4-58 检测条件

检测项目		检测条件和要求
精度	产品齿轮与测量齿轮的接触斑点	产品齿轮和测量齿轮副在轻载下的接触斑点,可以从安装在机架上的内轮相啮合得到。为此,重要的是齿轮的轴线平行度 ≤ 0.005 mm(在等于产品内轮齿宽的数值,尽可能在接近的位置上测定),保证测量齿轮的齿宽 \geq 产品齿轮的齿宽。对斜齿轮需要一个专用的测量齿轮,对于大齿轮来说,这样的测量齿轮可以是一个特制的产品内轮的样品,保留它可以作为备件使用
	相配的产品齿轮副的接触斑点	可以在相啮合的机架上获得
载荷分配		产品内轮副在其箱体内轻载接触斑点,有助于评估载荷的可能分布,在检验过程中,齿轮的轴颈应位于它们的工作位置,通过对轴承轴颈加垫片调整来达到
印痕涂料		装配工的蓝色印痕涂料和其它专用涂料。应选择那些能确保油膜层厚度在 $0.006 \sim 0.012$ mm的应用方法
印痕涂料层厚度的标定		标定工作对判明接触斑点的检查结果很重要,操作者掌握了稳定的工艺后,就可确立印痕涂料层的厚度。在垂直于切平面的方向上以一个已知小角度(即在轴承座上加垫片)移动齿轮的轴线并观察接触斑点的变化。 标定工作应有规范地进行以确保印痕涂料、测试载荷和操作者的技术都不改变
测试载荷		用于获得轻载内轮接触斑点所施加的载荷,应恰好够保证被测齿面保持稳定接触
记录测试结果		接触斑点通常以画草图,照片,录像记录下来,或用透明胶带覆盖接触斑点上,再把粘住接触点的涂料的胶带撕下来,贴在优质的白卡片上
培训		操作人员应训练正确地操作,并定期检查他们的效果

b. 轮齿接触斑点的产生方法

轮齿接触斑点的产生,可以通过静态方法(即通过软涂层的转移)或动态方法(即通过硬涂层的磨损)来实现。

(1) 静态方法

接触斑点检验,使一个齿轮轮齿上规定厚度的印痕涂料转移到相配齿轮的轮齿上。把接触斑点检验的结果与规定的斑点作比较。这规定的斑点是分析想要的无载荷接触情况得出的,或按类似内轮副经验得出的。这种技术与精密机床、仪器的接触表面的手工配合

或刮研相类似。

(2) 动态方法

接触斑点,是靠受载区域的啮合齿面涂层被磨掉来显示的,观察和记录随着载荷增加短期转动后的斑点。典型载荷递增量为5%,25%,50%,75%和100%,用所得到的接触斑点进行比较,以保证在规定工作条件下,观察到轮齿逐渐发展的接触面积达到设计的接触面大小。

c. 轮齿接触斑点的测试要求见表4-59。

表 4-59 测试要求

项 目	测 试 要 求
测试器具 和材料	<p>清洗剂和印痕涂料</p> <p>记录手段</p> <p>标定用量具</p> <p>红丹;专用涂料:基础颜料和油的混物;普鲁士兰软膏;染料渗透显示剂,喷雾器包装的白色粉剂,作为裂纹探伤检测渗透显示剂,划线用兰油</p> <p>照相;和轮齿一样大小的透明胶带和白纸;画草图</p> <p>精密垫片或塞尺;千分表</p>
静态方法	<p>轴线的校正</p> <p>当没有现成的齿轮箱体可用或齿轮在车间测试,以便以后在现场装配,车间使用试验台架和转动夹具把齿轮定位在正确的相互位置上,必须保证内轮轴线在同一平面上并且相互平行,即使0.00010弧度微小的轴线对准误差,都会对测试结果的再现性产生有害影响。</p> <p>典型的测试程序:把精密的水平仪放在精密的直尺上面,调整轴的高度直至精密直尺水平为止。在每对支承轴颈中间重复这一操作程序,用精密测量来检验支撑所测齿轮的两轴之间的中心距和轴线平行度。</p> <p>如果在未装配的齿轮箱内做接触试验时,则必须先保证齿轮箱以尽量高的精度放置水平,以避免内轮轴线的不对准,齿轮轴线偏移影响接触斑点测试结果,其影响程度与在转动夹具内测试是一样的。</p> <p>当装配后内轮重做试验,其接触斑点如果和调好水平而未装配齿轮箱的测试结果有差异,这反映出安装时由于箱体变形而引起齿轮轴线产生了歪斜</p> <p>测试程序</p> <p>a. 用清洗剂彻底清洗准备测试的齿轮,清除任何污染和残油;</p> <p>b. 在小齿轮的3个或更多轮齿上涂一层薄的印痕涂料,厚度在$5\sim 15\ \mu\text{m}$之间,涂层要薄而均匀;</p> <p>c. 遮盖小内轮,以免过溅散,在大齿轮相应的轮齿上喷一层薄薄的显像液膜,一是为消除齿面反光,二是便于观察接触斑点的试验结果,要注意显像液膜的厚度;</p> <p>d. 完成涂料涂刷后,转动小齿轮,使其涂有涂料的轮齿和大齿轮通过啮合,并在在大齿轮上施一足够的反力矩以保证接触,然后把齿轮反转回到原来位置并在轮齿背面做上记号,并使能看到接触斑点。</p> <p>这个操作程序至少要在大齿二个等距的位置上重复地做,以显示由于摆动或其它周期误差所产生接触斑点的变异</p> <p>记录结果</p> <p>a. 得到的接触斑点要用照相、画草图或透明胶带记录下来,一步成像照相和透明胶带是最常用的方法。</p> <p>b. 使用胶带时,把透明胶带小心压在接触区域上,然后再小心地把它撕取下来贴在白纸上,这样接触斑点就被保存在胶带和白纸之间。胶带上应编号,同时在接触斑点上注明方向,齿的哪一侧齿面,齿根,齿顶</p> <p>c. 接触斑点还可用黑白或彩色的静电复印来复制。</p> <p>d. 接触斑点的记录纸带可随现场装配的齿轮备件一起提供,与现场装配后的测试接触斑点作比较验证装配是否正确</p> <p>涂层标定</p> <p>a. 作为接触试验的一部分,小心地抬起小齿轮轴的一端轴承,其抬高量应是使小齿轮轴倾斜$0.0010\ \text{rad}$,记录下接触斑点并使轴承在正常(水平)位置时在同一轮齿上重复试验,涂层厚度由接触斑点的飘移量和角度来确定,例如,如果轴倾斜为$0.0010\ \text{rad}$时,接触斑点的长度是$50\ \text{mm}$,当轴平行时,接触斑点的长度是$100\ \text{mm}$,则涂层厚度应为$0.01\ \text{mm}$。</p> <p>b. 另一个类似的考证操作人员技术的方法是,用一块标准平板和精密直尺,把直尺的边上涂以印痕涂料,然后把直尺一端落在平板上,另一端放在平板上已知厚度的垫片上,则涂层厚度等于垫片厚度乘以接触斑点长度和直尺长度的比值。</p> <p>c. 应进行标定试验并作为测试试验记录的一部分,印痕涂层厚度取决于操作者的技巧和技术。如果是一个正规操作人员,则不必对其每一次试验的技术进行重新标定,可随时使用以上标定方法标定涂层厚度并记录其结果作为评判或审查用</p>
动态方法	<p>试验程序</p> <p>a. 试验前,均将待测试的轮齿用清洗液彻底洗净,除去任何污染和残油;</p> <p>b. 将小齿轮和大齿轮至少三个以上的轮齿喷上划线兰油,产生的膜应光滑和薄(千万不能造成过厚的膜);</p> <p>c. 每次试验完,应彻底用清洗液洗净任何残留在轮齿的兰油污垢或油;</p> <p>d. 当轮齿被涂层后,给齿轮副一个载荷量作短时间运行,然后停止并记录接触斑点,彻底清洗干净轮齿后在下一个载荷增量下重复运行以上程序,整个操作过程应至少在一个不同载荷上重复进行</p> <p>记录结果</p> <p>接触斑点的结果应照相或画草图加以记录</p>

9.4.4 接触斑点的判断

接触斑点可以给出齿长方向配合不准确的程度,包括齿长方向的不准确配合和波纹度,也给出齿廓不准确的程度。必须强调的是:作出的任何结论都带有主

观性,只能是近似的并且依赖于有关人员的经验。

a. 与测量齿轮相啮的接触斑点

图4-50~图4-53是产品齿轮与测量齿轮对滚产生的典型的接触斑点示意图。

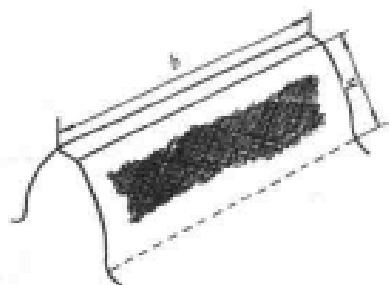


图4-50 典型的规范 接触近似为:齿宽 b 的80%有效齿面高度 A 的70%,齿端修薄

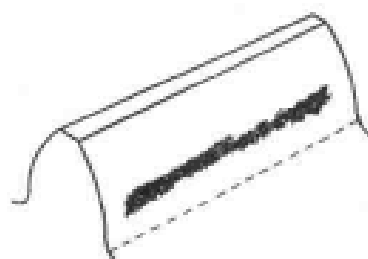


图4-51 齿长方向配合正确,有齿廓偏差

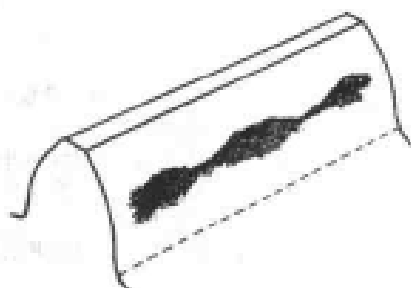


图4-52 波纹度

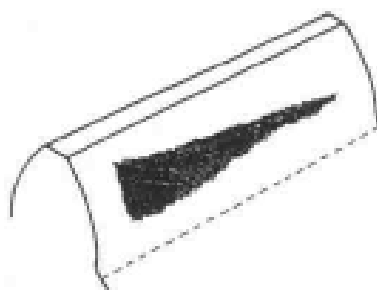


图4-53 有螺旋线偏差,齿廓正确,有齿端修薄

b. 齿轮精度和接触斑点

图4-54和表4-60、表4-61给出了在齿轮装配后(空载)检测时,我们所预计在齿轮的精度等级和接触斑点分布之间关系的一般指示,必须说明的是:实际的接触斑点不一定同图4-54中所示的一致,在啮合机架上所获得的齿轮检查结果应当是相似的。

图4-54和表4-60、表4-61对齿廓和螺旋线修形的齿面是不适用的。上述表格试图描述那些从通过直接的测量,证明符合表列的齿轮副中获得的最好的接触斑点,不要把它理解为证明齿轮精度等级的可替代的方法。

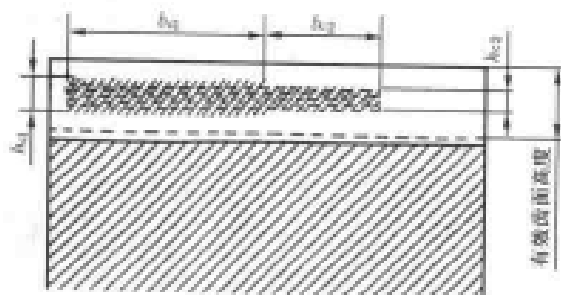


图4-54 接触斑点分布的示意图

表4-60 斜齿轮装配后的接触斑点 %

精度等级按 GB/T 10095	b_1 占齿宽的	h_{11} 占有有效齿面高度的	b_2 占齿宽的	h_{12} 占有有效齿面高度的
4级及更高	50	50	40	30
5和6	45	40	35	20
7和8	35	40	35	20
9至12	25	40	25	20

表4-61 直齿轮装配后的接触斑点 %

精度等级按 GB/T 10095	b_1 占齿宽的	h_{11} 占有有效齿面高度的	b_2 占齿宽的	h_{12} 占有有效齿面高度的
4级及更高	50	70	40	50
5和6	45	50	35	30
7和8	35	50	35	30
9至12	25	50	25	30

第5章

齿条精度

齿轮与齿条传动中,齿轮作回转运动,齿条作直线运动。这种传动主要用于各种往复机构。

直齿齿条和斜齿齿条可以同直齿轮、斜齿轮和蜗杆啮合,齿条与齿轮啮合时,两者可任意为主动,齿条与蜗杆啮合时,齿条只能从动。

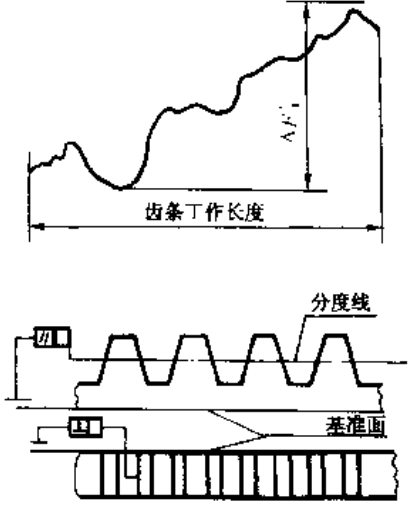
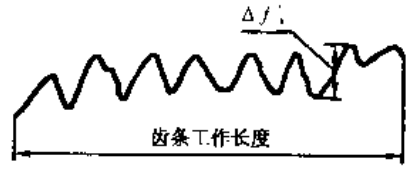
GB/T 10096-1988《齿条精度》,对基本齿廓符合GB/T 1356(见第3章)规定的齿条及由直齿或斜齿圆

柱齿轮与齿条组成的齿条副规定了误差定义、代号、精度等级、检验与公差、侧隙和图样标注等,对法向模数 $m_n \geq 1 \sim 40$ mm、工作齿宽到630 mm的齿条规定了公差或极限偏差值。

1 定义和代号

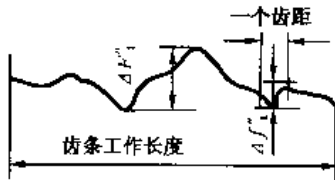

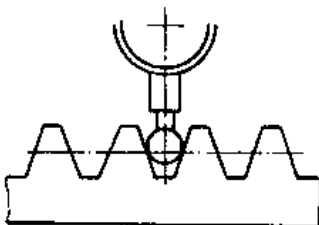
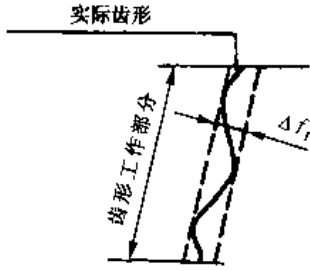
齿条及齿条副的误差定义、代号见表5-1。

表 5-1 定义和代号

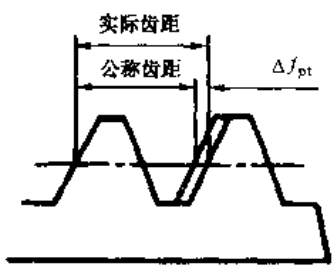
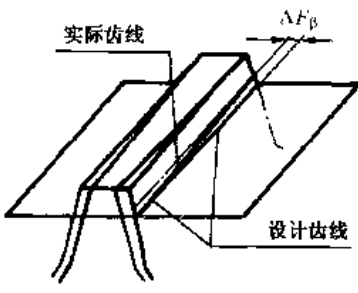
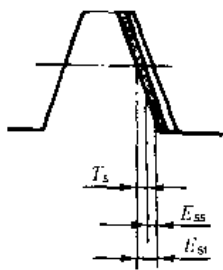
序号	名称	代号	定义
1	切向综合误差  切向综合公差	$\Delta F'$ F'	当齿轮轴线与齿条基准面 ¹⁾ 在公称位置上,被测齿条与理想精确测量齿轮单面啮合时,被测齿条沿其分度线在工作长度内平移的实际值与公称值之差的总幅度值
2	一齿切向综合误差  一齿切向综合公差	$\Delta f'$ f'	当齿轮轴线与齿条基准面在公称位置上,被测齿条与理想精确的测量齿轮单面啮合时,被测齿条沿其分度线在工作长度内平移一个齿距的实际值与公称值之差的最大幅度值

1) 基准面是用于确定齿条分度线与齿线位置的平面。

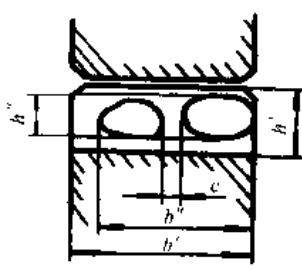
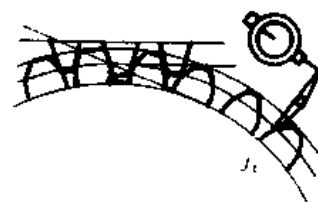
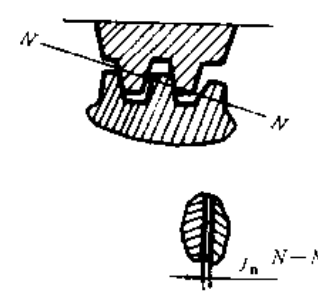
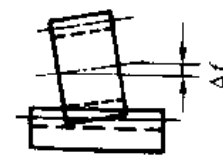
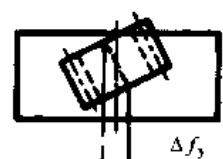
续表 5-1

序号	名称	代号	定义
3	径向综合误差  径向综合公差 F_r	ΔF_r^n	被测齿条与理想精确的测量齿轮双面啮合时,在工作长度内(在齿条上取不超过50个齿距的任意一段),被测齿条基准面至理想精确的测量齿轮中心之间距离的最大变动量
4	一齿径向综合误差 一齿径向综合公差 f_r^n	Δf_r^n	被测齿条与理想精确的测量齿轮双面啮合时,齿条移动一个齿距(在齿条上取不超过50个齿距的任意一段),被测齿条基准面至理想精确的测量齿轮中心之间距离的最大变动量
5	齿距累积误差  齿距累积公差 F_p	ΔF_p	在齿条的分度线上,任意两个同侧齿廓间实际齿距与公称齿距之差的最大绝对值(在齿条上取不超过50个齿距的任意一段来确定)
6	齿槽跳动  齿槽跳动公差 F_r	ΔF_r	从齿槽等宽处到齿条基准面距离的最大差值(在齿条上取不超过50个齿距的任意一段来确定)
7	齿形误差  齿形公差 f_f	Δf_f	在法截面(垂直于齿向的截面)上,齿形工作部分内,包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的距离

续表 5.1

序号	名称	代号	定义
8	齿距偏差  齿距极限偏差	Δf_{pt} $\pm f_{pt}$	在齿条分度线上,实际齿距与公称齿距之差
9	齿向误差  齿向公差	ΔF_{β} F_{β}	在齿条分度面上,有效齿宽范围内,包容实际齿线且距离为最小的两条设计齿线之间的端面距离
10	齿厚偏差  齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 公差	ΔE_s E_{sa} E_{sa} T_s	在分度面上,齿厚实际值与公称值之差 对于斜齿条,指法向齿厚
11	齿条副的切向综合误差 齿条副的切向综合公差	$\Delta F'_{ic}$ F'_{ic}	安装好的齿条副,在工作长度内,齿条沿分度线平移的实际值与公称值之差的总幅度值
12	齿条副的一齿切向综合误差 齿条副的一齿切向综合公差	$\Delta f'_{ic}$ f'_{ic}	安装好的齿条副,在工作长度内,齿条沿分度线平移一个齿距的实际值与公称值之差的最大幅度值

续表 5-1

序号	名称	代号	定义
13	齿条副的接触斑点 		<p>装配好的齿条副,在轻微的制动下,运转后齿面上分布的接触擦亮痕迹。</p> <p>接触痕迹的大小在齿面上用百分数计算,沿齿线方向,接触痕迹长度b''(扣除超过模数值的断开部分c)与工作长度b'之比的百分数。即$\frac{b''-c}{b'} \times 100\%$</p> <p>沿齿高方向,接触痕迹的平均高度$h''$与工作高度$h'$之比的百分数。即$\frac{h''}{h'} \times 100\%$</p>
14	齿条副的侧隙 圆周侧隙  法向侧隙  最小圆周侧隙 最大圆周侧隙 最小法向侧隙 最大法向侧隙	J_t J_n J_{tmin} J_{tmax} J_{nmin} J_{nmax}	<p>装配好的齿条副,齿条固定不动时,齿轮的圆周晃动量。以分度圆上弧长计值</p> <p>装配好的齿条副,当工作齿面接触时,非工作齿面间的最小距离 $J_n = j \cos \beta \cos \alpha$</p>
15	轴线的平行度误差  轴线的平行度公差	Δf_x f_x	<p>安装好的齿条副,齿轮的旋转轴线对齿条基准面的平行度误差。</p> <p>在等于齿轮齿宽的长度上测量</p>
16	轴线垂直度误差  轴线垂直度公差	Δf_y f_y	<p>安装好的齿条副,齿轮的旋转轴线在齿条端截面上的投影对齿条端截面的垂直度。</p> <p>在等于齿轮有效齿宽的长度上测量</p>
17	安装距偏差 安装距极限偏差	Δf_a $\pm f_a$	<p>安装好的齿条副,齿轮轴线到齿条基准面的实际距离与公称距离之差</p>

2 精度等级、公差组及其组合

2.1 精度等级

标准对齿条及齿条副规定12个精度等级,第1级精度等级最高,第12级精度等级最低。

2.2 公差组

按照各项误差项目的特性和对传动性能的主要影响,标准将各项公差划分为三个公差组,见表5-2。

表 5-2 公差组

公差组	I	II	III
公差与极限偏差项目	$F'_d, F'_v, F'_f, F'_r, f'_f, f'_r, f'_a, \pm f_{ra}$		F_p

2.3 公差组合

根据不同的使用要求,允许各公差组选用不同的精度等级。但在同一公差组内,各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级。

3 齿坯要求

齿条在加工、检验、安装时的基准面尽可能一致,并在齿条图样上予以标注。

4 齿条检验与公差

4.1 检验组

根据齿条副的使用要求和生产规模,在各公差组中,选定检验组(见表5-3)未检定,验收齿条的精度,或按订货协议来检定和验收齿条。

表 5-3 检验组

公差组	I	II	III
检验组	$\Delta F'_d$	$\Delta f'_r$	ΔF_p
	$\Delta F'_v$	Δf_{ra} 与 Δf_r	
	$\Delta F'_f$	$\Delta f'_a$	
	$\Delta F'_r$	$\Delta f'_{ra}$	

1) 用于9~12级精度。

4.2 公差

F'_d, F'_v, F'_f 值分别见表5-4、表5-5、表5-6:

$$F'_d = F'_v + f'_d$$

f'_r, f'_a, f'_m, f'_t 值分别见表5-7、表5-8、表5-9、表5-10:

F_p 值见表5-11。

除 $\Delta F'_d, \Delta F'_v, \Delta F'_f$ 及接触斑点外,根据工作条件允许对左、右齿面采用不同的精度等级。

表 5-4 齿距累积公差 F'_d 值

μm

精度等级	法向模数 m_n/mm	齿条长度/mm								
		~32	~32 ~50	>30 ~80	>80 ~160	>160 ~315	>315 ~630	>630 ~1 000	>1 000 ~1 600	>1 600 ~2 500
3	$\geq 1 \sim 10$	6	6.5	7	10	13	18	24	35	50
4	$\geq 1 \sim 10$	10	11	12	15	20	30	40	55	75
5	$\geq 1 \sim 16$	15	17	20	24	35	50	60	75	95
6	$\geq 1 \sim 16$	24	27	30	40	55	75	95	120	135
7	$\geq 1 \sim 25$	35	40	45	55	75	110	135	170	200
8	$\geq 1 \sim 25$	50	56	63	75	105	150	190	240	280
9	$\geq 1 \sim 40$	70	80	90	106	150	212	265	335	400
10	$\geq 1 \sim 40$	90	110	125	150	210	300	375	475	550
11	$\geq 1 \sim 40$	132	160	170	212	280	425	530	670	750
12	$\geq 1 \sim 40$	190	212	210	300	400	600	710	900	1 000

表 5-5 径向综合公差 F'_r 值

μm

法向模数 m_n/mm	精度等级																					
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	法向模数 m_n/mm	精度等级										
$\geq 1 \sim 3.5$	-	14	22	38	50	70	105	150	210	300		$\geq 6.3 \sim 10$	-	24	38	60	80	120	170	240	350	480
$\geq 3.5 \sim 6.3$	-	20	32	50	70	105	150	200	300	420	$\geq 10 \sim 16$	-	32	50	75	105	150	200	300	420	600	

表 5-6 齿槽跳动公差 F_r 值

μm

法向模数 m_n/mm	精度等级										法向模数 m_n/mm	精度等级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	6	7	14	24	32	45	65	90	130	180	$> 10 \sim 16$	11	18	30	45	63	90	130	180	260	370
$> 3.5 \sim 6.3$	8	13	21	34	45	63	90	130	180	260	$> 16 \sim 25$	14	24	36	56	90	112	160	220	320	460
$> 6.3 \sim 10$	9	15	21	38	55	75	105	150	220	300	$> 25 \sim 40$	17	28	45	71	100	140	200	300	420	600

表 5-7 一齿切向综合公差 f_t 值

μm

法向模数 m_n/mm	精度等级										法向模数 m_n/mm	精度等级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	5.5	9	14	22	32	45	63	90	125	170	$> 10 \sim 16$	12	19	30	45	63	90	125	170	240	340
$> 3.5 \sim 6.3$	8	12	19	30	45	63	90	125	170	210	$> 16 \sim 25$	14	22	36	56	80	112	160	220	300	425
$> 6.3 \sim 10$	9	14	22	36	50	70	100	140	190	265	$> 25 \sim 40$	20	30	45	71	95	132	190	265	360	530

表 5-8 一齿径向综合公差 f_r 值

μm

法向模数 m_n/mm	精度等级										法向模数 m_n/mm	精度等级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	—	5	8	14	19	28	40	55	80	110	$> 6.3 \sim 10$	—	9	14	22	30	45	60	90	125	170
$> 3.5 \sim 6.3$	—	7.5	12	19	26	40	55	75	110	155	$> 10 \sim 16$	—	12	18	28	40	55	75	110	155	210

表 5-9 齿距极限偏差 $\pm f_p$ 值

μm

法向模数 m_n/mm	精度等级										法向模数 m_n/mm	精度等级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	2.5	4	6	10	14	20	28	40	56	80	$> 10 \sim 16$	5.5	9	13	20	28	40	56	80	112	160
$> 3.5 \sim 6.3$	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	85	112	$> 16 \sim 25$	6	10	16	22	35	50	71	100	140	200
$> 6.3 \sim 10$	4	6	10	16	22	32	45	63	90	125	$> 25 \sim 40$	9	13	20	28	40	63	90	125	180	250

表 5-10 齿形公差 f_f 值

μm

法向模数 m_n/mm	精度等级										法向模数 m_n/mm	精度等级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1 \sim 3.5$	3	5	7.5	12	18	25	35	50	70	100	$> 10 \sim 16$	7	10	16	23	35	50	70	95	132	190
$> 3.5 \sim 6.3$	4.5	7	10	17	24	34	48	63	90	130	$> 16 \sim 25$	8	12	20	32	45	63	90	125	170	240
$> 6.3 \sim 10$	5	8	12	20	28	40	55	75	110	150	$> 25 \sim 40$	10	16	25	40	56	71	100	140	190	265

表 5-11 齿向公差 F_β 值

μm

精度等级	法向模数 m_n/mm	有效齿宽/mm						精度等级	法向模数 m_n/mm	有效齿宽/mm					
		≤ 40	$> 40 \sim 100$	$> 100 \sim 160$	$> 160 \sim 250$	$> 250 \sim 400$	$> 400 \sim 630$			≤ 40	$> 40 \sim 100$	$> 100 \sim 160$	$> 160 \sim 250$	$> 250 \sim 400$	$> 400 \sim 630$
3	$\geq 1 \sim 10$	4.5	6	8	10	12	14	8	$\geq 1 \sim 25$	18	25	32	38	45	55
4	$\geq 1 \sim 10$	5.5	8	10	12	14	17	9	$\geq 1 \sim 40$	28	40	50	60	75	90
5	$\geq 1 \sim 16$	7	10	12	14	18	22	10	$\geq 1 \sim 40$	45	65	80	105	120	140
6	$\geq 1 \sim 16$	9	12	16	20	24	28	11	$\geq 1 \sim 40$	71	100	125	160	190	220
7	$\geq 1 \sim 25$	11	16	20	24	28	34	12	$\geq 1 \sim 40$	112	160	200	240	300	360

齿条副的使用和安装要求见表5-12。

5 齿条副的检验与公差

5.1 齿条副的使用和安装

表 5-12 齿条副使用、安装要求

使用要求		安装要求	
项目名称	代号	项目名称	代号
齿条副的切向综合误差	ΔF_{tc}	安装距偏差	Δf_a
齿条副的一齿切向综合误差	$\Delta f'_{tc}$		
齿条副的接触斑点(位置、大小)		轴线平行度误差	x 方向
齿条副侧隙	$j_1(j_{n1})$		y 方向

5.2 齿条副的检验

当齿条副的 $\Delta F'_{tc}$ 、 $\Delta f'_{tc}$ 、接触斑点(位置和大小)以及侧隙等四方面均能满足要求,则此齿条副即认为合格。

5.2.1 $\Delta F'_{tc}$ 及 $\Delta f'_{tc}$ 应在装配后实测,或按单个齿条与齿轮的切向综合误差之和及一齿切向综合误差之和进行考核。

5.2.2 齿条副的接触斑点其分布位置应趋近于齿面中部,齿顶和齿端的棱边处不允许接触。检验时,应在轻微动下进行,不得使用涂料。

采用修形齿面的齿条副,或有特殊要求时,其接触斑点可自行规定。

5.3 公差

5.3.1 齿条副的切向综合公差 F'_{tc} :

$$F'_{tc} = F_{t1} + F_{t2}$$

式中: F_{t1} — 齿轮的切向综合公差;

F_{t2} — 齿条的切向综合公差。

当齿条与齿轮的齿数比为大于3的整数,且采用选配时, F'_{tc} 应比计算值压缩25%左右。

齿条副的一齿切向综合公差 f'_{tc} :

$$f'_{tc} = |f_{p1}| + |f_{p2}|$$

式中: f_{p1} — 齿轮的齿距极限偏差;

f_{p2} — 齿条的齿距极限偏差。

5.3.2 接触斑点的要求,见表5-13。若接触斑点的要求确有保证时,则齿条副中齿轮和齿条的第Ⅲ公差组项目可不予检验。

5.3.3 齿条副的轴线平行度公差 f_x 、轴线垂直度公差 f_y 和安装距极限偏差 $\pm f_a$,见表5-14和表5-15。

6 侧隙

应根据工作条件用最大极限侧隙 $j_{n\max}$ (或 $j_{1\max}$)与最小极限侧隙 $j_{n\min}$ (或 $j_{1\min}$)来规定齿轮副的侧隙要求。

6.1 侧隙种类

标准规定了二种侧隙:圆周侧隙 j_1 和法向侧隙 j_n 。齿条副侧隙的确定与计算,参见第4章。

6.2 齿厚极限偏差

齿厚极限偏差的上偏差 E_s 及下偏差 E_n 可从表5-16中选用。

表 5-13 接触斑点

接触斑点	精度等级							接触斑点	精度等级						
	3	4	5	6	7	8	9		3	4	5	6	7	8	9
按高度不小于	65	60	55	50	45	30	20	按长度不小于	95	90	80	70	60	40	25

表 5-14

X 方向轴线平行度公差 $f_x = F_\beta$	对 F_β 见表5-13
Y 方向轴线垂直度公差 $f_y = \frac{1}{2} F_\beta$	

表 5-15 安装距极限偏差 $\pm f_a$

μm

第 II 公差组精度等级		3~4	5~6	7~8	9~10	11~12	
f_a		$\frac{1}{2}IT6$	$\frac{1}{2}IT7$	$\frac{1}{2}IT8$	$\frac{1}{2}IT9$	$\frac{1}{2}IT11$	
齿条副的安装距	大于	到					
	18	30	6.5	10.5	16.5	26	65
	30	50	8	12.5	19.5	31	80
	50	80	9.5	15	23	37	90
	80	120	11	17.5	27	43.5	110
	120	180	12.5	20	31.5	50	125
	180	250	14.5	23	36	57.5	145
	250	315	16	26	40.5	65	160
	315	400	18	28.5	44.5	70	180
	400	500	20	31.5	48.5	77.5	200
	500	630	22	35	55	87	220
	630	800	25	40	62	100	250
	800	1 000	28	45	70	115	280
	1 000	1 250	33	52	82	130	330
1 250	1 600	39	62	97	155	390	
1 600	2 000	45	75	115	185	460	

表 5-16 齿厚极限偏差

$C = +1f_{pt}$	$G = 6f_{pt}$	$L = -16f_{pt}$	$R = 40f_{pt}$
$D = 0$	$H = -8f_{pt}$	$M = -20f_{pt}$	$S = -50f_{pt}$
$E = -2f_{pt}$	$J = -10f_{pt}$	$N = -25f_{pt}$	
$F = -4f_{pt}$	$K = -12f_{pt}$	$P = -32f_{pt}$	

例如：上偏差选用代号 F(等于 $-4f_{pt}$)，下偏差选用代号 L(等于 $-16f_{pt}$)，则齿厚极限偏差用代号 FL 表示，参见图 5-1。

若所选用的齿厚极限偏差超出表 5-16 所列 14 个代号时，允许自行规定。

6.2.1 齿厚上偏差 E_{sa}

齿厚上偏差取决于齿条副的最小极限侧隙，同时还要补偿由加工误差和安装误差所引起的侧隙减小。 E_{sa} 的计算见第 4 章。

6.2.2 齿厚公差 T_s

确定齿厚公差时，应考虑齿条精度和切齿工艺，企业可根据自身的技术素质确定，或按第 4 章中的有关公式计算。

6.2.3 齿厚下偏差 E_{sa}

$$E_{sa} = E_{sa} - T_s$$

7 图样标注

在齿条零件图上应标注齿条的精度等级和齿厚极限偏差代号，标注示例见表 5-17。

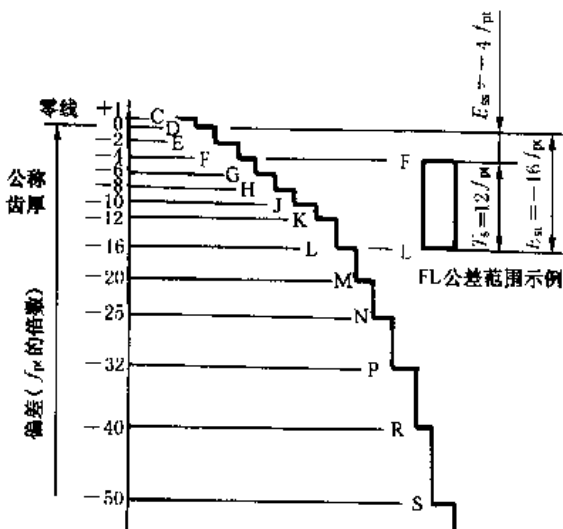


图 5-1

表 5-17 齿条精度标注方法

序 号	齿条精度等级和齿厚极限偏差代号标注	示 例
1	齿条的三个公差组精度指标,采用相同的精度等级	<p style="text-align: center;">7 F L GB/T 10096-1988</p> <p style="text-align: center;">第 I、II、III 公差组的精度等级</p>
2	齿条的三个公差组精度指标,采用不同的精度等级	<p style="text-align: center;">7-6-b G M GB/T 10096-1988</p> <p style="text-align: center;">第 III 公差组的精度等级</p> <p style="text-align: center;">第 I 公差组的精度等级</p>
3	齿条的三个公差组精度指标,采用相同的精度等级,其齿厚上偏差为 $-600\ \mu\text{m}$,下偏差为 $-800\ \mu\text{m}$	<p style="text-align: center;">6 $\left(\begin{array}{l} -600 \\ -800 \end{array} \right)$ GB/T 10096-1988</p> <p style="text-align: center;">齿厚上偏差、齿厚下偏差</p> <p style="text-align: center;">第 I、II、III 公差组的精度等级</p>

第 6 章

齿轮精度检验

齿轮传动质量在很大程度上取决于齿轮的制造和安装质量。

为了评定齿轮传动精度是否符合规定的技术要求,必须对齿轮及传动进行测量。GB/T 10095—1988《渐开线圆柱齿轮精度》等项齿轮精度标准,均对齿轮规定了许多检验项目。通过测量齿轮可以判断其各项误差是否符合标准的要求,也可进一步查找形成误差的原因,对齿轮加工过程中的工艺误差(机床、刀具、安装误差)进行分析,以达到提高加工质量的目的。

测量齿轮的方法、仪器和量具很多,无论采用哪一种方法和仪器都必须使其测量原理与被测齿轮误差项目的定义相符合。根据测量目的的不同,采用的测量方法或手段也不相同。齿轮的测量方法有:单项测量、综

合测量和整体误差测量三种。在测量过程中影响测量结果可靠性的因素很多,如测量温度、仪器的检定与校准、测量基准、位置、测量元件、测量不确定度等,而误差的取值范围、方法以及计值方向等也影响测量结果处理的正确性。为统一齿轮测量方法,提高测量技术水平,确保产品质量,GB/T 13924—1992《渐开线圆柱齿轮精度检验规范》,对GB/T 10095—1988《渐开线圆柱齿轮精度》规定的齿轮及齿轮副误差(除轴线平行度误差)、侧隙规定了检验规范,同时对齿厚偏差的代用项目也规定了检验规范。

1 符号代号(见表 6-1)

表 6-1 齿轮测量符号代号

符号	名称	单位	符号	名称	单位
L_a	齿顶点展开长度(齿顶点曲率半径)	mm	e	测量时齿轮的安装偏心量	μm
L_f	齿根点展开长度(齿根点曲率半径)	mm	ΔT_o	测量蜗杆啮合线误差	μm
L_{af}	齿顶点至齿根点展开长度(齿顶点与齿根点曲率半径之差)	mm	ΔU_o	测量蜗杆轴向窜动量	μm
			Z_o	测量蜗杆头数	
ϕ_a	齿顶点展开角	°	α	材料线膨胀系数	$10^{-6}/\text{C}$
ϕ_f	齿根点展开角	°	t	温度	C
ϕ_{af}	齿顶点至齿根点展开角	°	α_n	量柱中心点的端面压力角	°

注:1 下角标 o 表示标准元件(标准齿轮、标准蜗杆、标准样板、量块)、测量元件(测量齿轮、测量蜗杆、测头)和测量仪的参数。

2 下角标 f 表示使用时与被测齿轮配对啮合的齿轮的参数。

3 本章所列各公式对直齿轮斜齿轮均适用,对直齿轮则有 $m_n = m_t = m$; $\alpha_n = \alpha_t = \alpha$; $X_n = X_t = X$; $\beta = \beta_b = 0$ 。

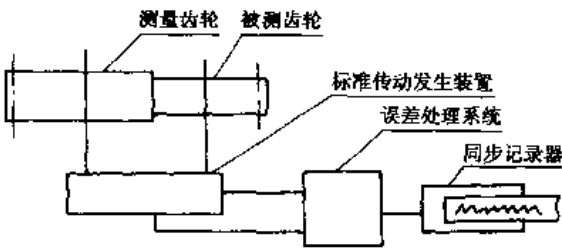
2 单面啮合综合误差的检验

单面啮合(简称单啮)综合误差的检验包括切向综

合误差 $\Delta F'$ 和一齿切向综合误差 $\Delta f'$ 的检验。

2.1 测量方法、原理和仪器(见表 6-2)

表 6-2 单啮综合误差测量方法、原理和仪器

测量方法	测量原理	测量仪器
啮合法	<p>以被测齿轮回转轴线为基准,使被测齿轮2与测量齿轮1(或测量内条、测量蜗杆等)作单面啮合传动,将此传动与标准传动发生装置3产生的标准传动相比较,并通过误差处理系统4连续测量出被测齿轮实际回转角与理论回转角的差值,由同步记录器5将其记录成切向综合误差曲线,在该曲线上按误差定义取出$\Delta F'$和$\Delta f'_{12}$。</p>  <p>$\Delta F'$和$\Delta f'$也可用啮合法测整体误差的方法测得,其测量原理见14.1</p>	<p>齿轮单面啮合检查仪、齿轮单面啮合整体误差测量仪等</p>
坐标法	<p>按14.1所述原理,测出截面整体误差曲线或全齿宽整体误差曲线,在该曲线上按误差定义取出$\Delta F'$和$\Delta f'$。</p>	<p>万能齿轮测量机等</p>

2.2 测量

影响测量结果可靠性的因素及对其要求见表6-3。

2.2.1 测量结果可靠性的因素

整体误差法测量见14.2。

表 6-3 影响单啮综合误差测量的因素和要求

影响因素	要 求				影响因素	要 求	
测量温度	被测内轮精度等级	测量室温度/℃		被测齿轮与测量仪器(或测量元件)的温差/℃		精度	符合JB/T 3887《渐开线直齿圆柱测量齿轮》或JB/T 10008《测量蜗杆》的规定
		啮合法	坐标法	啮合法	坐标法		
	4~5	20±4	20±2	≤2	≤2		
	6~7	20±6	20±3	≤4	≤3		
	≥8	20±10	20±5	≤6	≤1	仪器校准	测量≥5级精度的齿轮时,测量前必须用经法定部门检定的标准齿轮对仪器(包括测量元件)进行校准。标准齿轮的检定误差≤被测齿轮对应误差项目公差的1/5
仪器检定	仪器按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格方准使用				测量基准	<p>a. 选择被测齿轮的设计基准作为测量基准;</p> <p>b. 由测量时的定位误差造成的被测齿轮的径向跳动$\leq \frac{1}{8} F_r$;</p> <p>c. 当选用端面定位时,除上述定位精度的要求外,定位端面的端面跳动\leq在齿宽等于跳动圆直径时同精度齿向公差$\frac{1}{5}$</p>	
测量元件	形式	测量齿轮或测量蜗杆					
	m_n, a_n	应与被测齿轮一致					
	齿形工作部分高度	应能保证被测齿轮齿形工作部分全被测到					

续表 6-3

影响因素	要 求			影响因素	要 求				
测量位置 (测量元 件为测量 蜗杆)	基本要求	分别对左、右侧齿面整周的每个齿进行测量。被测齿高应大于或等于图样规定的工作齿高。单侧齿面工作的齿轮只测工作侧齿面			测量的 不确定 度	齿轮精 度等级	切向综合误差 的测量不确定 度 UF'	一齿切向综合误 差的测量不确定 度 Uf'	
	齿轮类别	直齿轮		斜齿轮		6~12	$\leq \frac{1}{3}F''_n$	$\leq \frac{1}{3}f''_n$	
	齿宽/mm	≤ 160	> 160				≤ 5	$\leq \frac{1}{2}F''_n$	$\leq \frac{1}{2}f''_n$
	截面切向 综合误差 曲线条数	1	3	5(组成全 齿宽切向综 合误差曲线)				注: 当不能确定测量不确定度能否满足上述 要求时, 应按 2.2.2 进行计算。 1) 以五次以上重复测量结果的平均值作为测 量结果。	
	测量蜗杆的 截面位置	齿宽 中部	中截面位 于齿宽中 部, 上下截 面各距端面 15%齿宽	各截面间 距大致相 等, 上下截 面各距端面 15%齿宽					

2.2.2 测量不确定度的计算

a. 切向综合误差测量不确定度 UF' ,

$$UF' = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 - \delta_4^2} \dots\dots\dots (6-1)$$

式中: δ_1 ——仪器测量切向综合误差时的示值误差
(见表 6-65, 或按仪器检定规程确定),

μm ;

δ_2 ——测量元件制造误差引起的测量误差,
 μm ;

测量元件为测量蜗杆时, $\delta_2 = \frac{\Delta T_0}{\cos\beta \cos\alpha_n} \dots\dots\dots (6-2)$

测量元件为测量齿轮时, $\delta_2 = \Delta F''_n \dots\dots\dots (6-3)$

式中: $\Delta F''_n$ ——测量齿轮的切向综合误差, μm ;

δ_3 ——被测齿轮测量时的安装偏心引起的
测量误差, μm ;

$$\delta_3 = \frac{2e}{\cos\alpha_n} \dots\dots\dots (6-4)$$

δ_4 ——测量元件定位误差引起的测量误差,
 μm ;

测量元件为测量齿轮时,

$$\delta_4 = \frac{2e_0}{\cos\alpha_n} \dots\dots\dots (6-5)$$

测量元件为测量蜗杆时,

$$\delta_4 = \sqrt{\delta_{41}^2 + \delta_{42}^2} \dots\dots\dots (6-6)$$

式中: δ_{41} ——测量蜗杆安装偏心引起的测量误差,
 μm ;

$$\delta_{41} = 2e_0 \sin\left\{ \frac{180^\circ}{z_0} \right\} \tan\alpha_n \dots\dots\dots (6-7)$$

δ_{42} ——测量蜗杆端面圆跳动引起的测量误差,
 μm ;

$$\delta_{42} = \Delta U_0 \sin\left\{ \frac{180^\circ}{z_0} \right\} \dots\dots\dots (6-8)$$

公式 6-7 和 6-8 中当 $\frac{180^\circ}{z_0} > 90^\circ$ 时, 取 $\frac{180^\circ}{z_0} = 90^\circ$ 。

若式(6-2)中的 ΔT_0 是在测量前用标准齿轮校准
测量蜗杆测得的, 即 δ_1 已包括在 δ_2 中, 则 $\delta_1 = 0$ 。

b. 一齿切向综合误差测量不确定度 Uf' ,

$$Uf' = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 + \delta_4^2 + \delta_5^2} \dots\dots\dots (6-9)$$

式中: δ_1 ——仪器测量一齿切向综合误差时的示值误
差(见表 6-65, 或按仪器检定规程确定),
 μm ;

δ_2 ——测量元件制造误差引起的测量误差,
 μm ;

测量元件为测量蜗杆时,

$$\delta_2 = \frac{\Delta T_0}{\cos\beta \cos\alpha_n} \dots\dots\dots (6-10)$$

测量元件为测量齿轮时, $\delta_2 = \Delta f''_n \dots\dots\dots (6-11)$

式中: $\Delta f''_n$ ——测量齿轮的一齿切向综合误差, μm ;

δ_3 ——温度误差引起的测量误差, μm 。

$$\delta_3 = \frac{P_b [a(t-20) - a_0(t_0-20)] \cdot 1000}{\cos\alpha_n} \dots\dots\dots (6-12)$$

δ_4 ——被测齿轮测量时的安装偏心引起的
测量误差, μm ;

$$\delta_4 = \frac{2e \sin\left\{ \frac{180^\circ}{z} \right\}}{\cos\alpha_n} \dots\dots\dots (6-13)$$

δ_5 ——测量元件定位误差引起的测量误差,
 μm ;

测量元件为测量齿轮时,

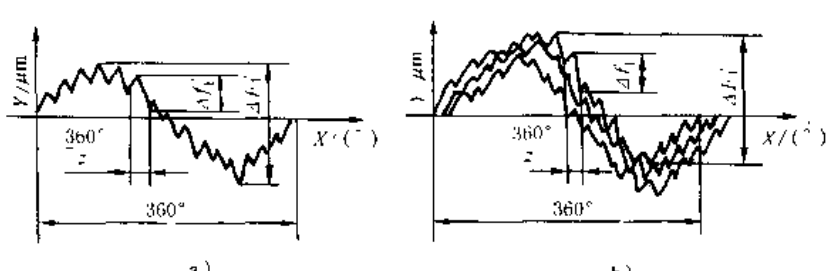
$$\delta_5 = \frac{2e_0 \sin\left\{ \frac{180^\circ}{z_0} \right\}}{\cos\alpha_n} \dots\dots\dots (6-14)$$

测量元件为测量蜗杆时, δ_5 按式(6-6)、(6-7)、

(6-8)计算。

2.3 测量结果的处理(见表6-4)

表 6-4 $\Delta F'$ 、及 $\Delta f'$ 测量结果的处理要求

问 题	要 求
计值范围	<p>$\Delta F'$ 和 $\Delta f'$ 在切向综合误差曲线上取值</p> <p>直齿轮允许在截面切向综合误差曲线上取值</p> <p>斜齿轮允许在由截面切向综合误差曲线组成的全齿宽切向综合误差曲线的外轮廓线上取值</p> <p>切向综合误差曲线(包括截面切向综合误差曲线和全齿宽切向综合误差的外轮廓线)图a和图b的X坐标代表被测齿轮的回转角,Y坐标代表被测齿轮的回转角误差</p> <p>切向综合误差曲线沿X坐标360°范围内,Y坐标的最大变化量为$\Delta F'$;沿X坐标$\frac{360}{z}$范围内,Y坐标的最大变化量为$\Delta f'$</p> 
计值方向	$\Delta F'$ 和 $\Delta f'$ 应在被测齿轮分度圆切线方向计值(μm),沿其他方向测量时应对测得值进行换算,见表6-66
计值方法	以表6-3规定的各测量位置中测得的最大误差作为测量结果

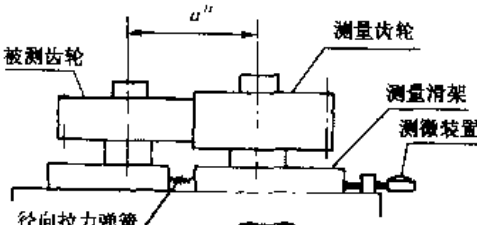
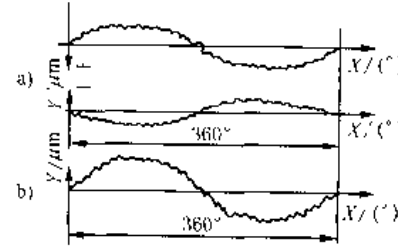
3 双面啮合综合误差的检验

合误差 $\Delta F''$ 和一齿径向综合误差 $\Delta f''$ 的检验。

3.1 测量方法、原理和仪器(见表6-5)

双面啮合(简称双啮)综合误差的检验包括径向综

表 6 5 双啮综合误差测量方法、原理和仪器

测量方法	测 量 原 理	测量仪器
直接法	<p>以被测内轮回转轴线为基准,用径向拉力弹簧3,使被测齿轮1与测量齿轮2作无侧隙的双面啮合传动,被测齿轮的双啮误差转化为双啮中心距的连续变动通过测量滑架3和测微装置4反映出来,将这种变动按被测齿轮回转一周(360°)排列,记录成径向综合误差曲线见表6-7中图,在该曲线上按误差定义取出$\Delta F''$和$\Delta f''$</p> 	齿轮双面啮合检查仪等
间接法	<p>按表6-2所述的测量原理先测出被测内轮左右齿面的切向综合误差曲线,并使其按啮合时的相对角坐标位置排列,组成双向综合误差曲线(图a),两条切向综合误差曲线间的间距变化曲线(图b)即为径向综合误差曲线,在该曲线上按误差定义取出$\Delta F''$和$\Delta f''$(取值方法见表6-7)</p> 	齿轮单面啮合检查仪等

3.2 测量

6-6.间接法测量见表6-3。

3.2.1 影响测量结果可靠性的因素及对其要求见表

表 6-6 影响双向综合误差测量的因素和要求

影响因素	要 求		影响因素	要 求	
仪器的检定	仪器按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格方准使用		测量基准	a. 选择被测齿轮的设计基准作为测量基准; b. 由测量时的定位误差造成的被测齿轮的径向跳动 $\leq 1/8F_r$; c. 当选用端面定位时,除上述定位精度的要求外,定位端面的端面跳动 \leq 在内宽等于跳动圆直径时同精度齿向公差的1/5	
测量元件	形 式	测量齿轮		测量位置	径向综合误差在齿高工作范围内对所有齿的全齿宽进行测量
	m_r, α_r	应与被测齿轮一致			
	齿厚、齿高	应保证被测齿轮的工作齿高全被测到齿顶齿根无干涉		测量的不确定度	径向综合误差的测量不确定度 $UF''_r \leq 1/3F''_r$; · 齿径向综合误差的测量不确定度 $Uf''_r \leq 1/3f''_r$; 当不能确定测量不确定度是否能满足上述要求时,应按3.2.2进行计算
	齿宽	>被测齿轮齿宽			
精度、参数	符合JB/T 3887的规定				

3.2.2 测量不确定度的计算

a. 径向综合误差测量不确定度 UF''_r

$$UF''_r = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 + \delta_4^2 + \delta_5^2 + \delta_6^2} \dots\dots\dots (6-15)$$

式中: δ_1 ——仪器的示值变动性(见表6-65,或按仪器检定规程确定), μm ;

δ_2 ——被测齿轮中截面与传感器在被测齿轮轴向位置不一致引起的测量误差, μm ;

$$\delta_2 = \frac{1}{206} H \Delta\theta \dots\dots\dots (6-16)$$

式中: H ——被测齿轮中截面与传感器在被测齿轮轴线方向的距离, mm ;

$\Delta\theta$ ——当测量滑架移动时,在两齿轮轴线所组成的平面内的摆角差,($''$);

δ_3 ——传感器的示值误差, μm ;

δ_4 ——测量齿轮制造误差引起的测量误差, μm ;

$$\delta_4 = \Delta F''_{r0} \dots\dots\dots (6-17)$$

式中: $\Delta F''_{r0}$ ——测量齿轮的径向综合误差, μm ;

δ_5 ——测量齿轮的安装偏心引起的测量误差, μm ;

$$\delta_5 = 2e_n \dots\dots\dots (6-18)$$

δ_6 ——被测齿轮测量时安装偏心引起的测量误差, μm 。

$$\delta_6 = 2e \dots\dots\dots (6-19)$$

b. 一齿径向综合误差的测量不确定度 Uf''_r

$$Uf''_r = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 + \delta_4^2 + \delta_5^2 + \delta_6^2} \dots\dots\dots (6-20)$$

式中: δ_1 ——仪器的示值变动性(见表6-65,或按仪器检定规程确定), μm ;

δ_2 ——被测齿轮中截面与传感器在被测齿轮轴向位置的不一致引起的测量误差, μm ;

δ_3 的计算式见式(6-16);

δ_4 ——传感器的示值误差, μm ;

δ_5 ——测量齿轮制造误差引起的测量误差, μm ;

$$\delta_5 = \Delta f''_{r0} \dots\dots\dots (6-21)$$

式中: $\Delta f''_{r0}$ ——测量齿轮的一齿径向综合误差, μm 。

δ_6 ——测量齿轮的安装偏心 e_n 引起的测量误差, μm ;

$$\delta_6 = 2e_n \sin\left(\frac{180^\circ}{z_n}\right) \dots\dots\dots (6-22)$$


δ_6 ——被测齿轮测量时的安装偏心 e 引起的测量误差, μm 。

$$\delta_6 = 2e \sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right) \dots\dots\dots (6-23)$$

3.3 测量结果的处理(见表6-7)

$\Delta F''_r$ 和 $\Delta f''_r$ 应从径向综合误差曲线上取值。对8级和低于8级精度的齿轮允许直接用指示表读数。

表 6-7 测量结果的处理要求

计值方法	计值范围	计值方向
误差曲线取值	<p>径向综合误差曲线的 X 坐标代表被测齿轮的回转角, Y 坐标代表双啮径向误差</p>  <p>径向综合误差曲线在 X 坐标 360° 范围内, Y 坐标的最大变化量为 $\Delta F''$; 在 X 坐标 $\frac{360^\circ}{z}$ 范围内, Y 坐标的最大变化量为 $\Delta f''$</p>	<p>$\Delta F''$ 和 $\Delta f''$ 应在被测齿轮和测量齿轮的中心距方向(被测齿轮双侧齿面的径向)计值(μm), 以其他方向测量时, 应对测得值进行换算, 见表 6-66</p>
指示表读数	<p>双面啮合测量时, 被测齿轮旋转一周内指示表示值最大变化量为 $\Delta F''$; 被测齿轮转动一个齿距角内, 指示表示值的最大变化量为 $\Delta f''$。</p>	

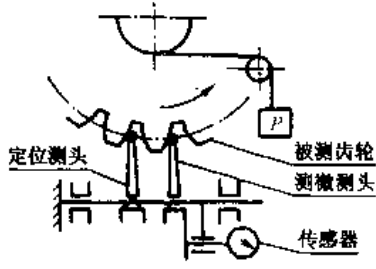
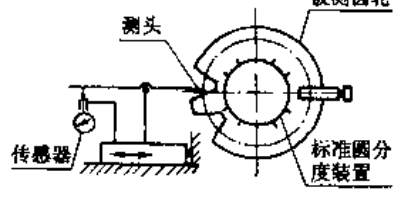
4 齿距误差的检验

差 ΔF_p 和 k 个齿距累积误差 ΔF_{pk} 的检验。

4.1 测量方法、原理和仪器(见表 6-8)

齿距误差的检验包括齿距偏差 Δf_p 、齿距累积误差

表 6-8 齿距误差的测量方法、原理和仪器

测量方法	测量原理	测量仪器	测量方法	测量原理	测量仪器
相对法	 <p>以被测齿轮回转轴线为基准(也可用齿顶圆代替), 采用双测头 2、4, 以被测齿轮 1 上任一齿距或跨几个齿的齿距作为相对标准, 通过传感器 3 依次测量各齿距或跨齿距的相对差值, 按误差定义进行数据处理(见 4.3.1), 求得 ΔF_p、ΔF_{pk} 和 Δf_p。</p>	<p>万能测齿仪、半自动齿距仪、上置式齿距仪和旁置式齿距仪等</p>	直接法	 <p>以被测齿轮回转轴线为基准, 用标准圆分度装置 2(如圆光栅, 分度盘等)对被测齿轮 1 分度, 由测头 1 和传感器 3 测出齿距偏差。也可用测头 4 和传感器 3 定位, 由标准圆分度装置测出实际齿距角, 并将其与公称齿距角比较, 其差值即为齿距偏差。按误差定义对测得值进行处理, 求得 ΔF_p、ΔF_{pk} 和 Δf_p。</p>	<p>单面啮合整体误差测量仪、万能齿轮测量机等, 也可在三坐标测量机、分度头和万能工具显微镜等仪器上测量</p>
			间接法	<p>按 14.1 所述的测量原理先测出齿轮截面整体误差曲线, 在该曲线上按误差定义取出 ΔF_p、ΔF_{pk}、Δf_p</p>	

4.2 测量

表 6-9, 间接法测量见 14.2。

4.2.1 影响测量结果可靠性的因素及对其要求见

表 6-9 影响齿距误差测量的因素和要求

影响因素	要 求				影响因素	要 求			
测量温度	被测齿轮精度等级	测量室温度 / (°C)		被测齿轮与测量仪器(或测量元件)的温差 / (°C)		测量位置	部位	齿距误差在齿宽和齿高中部,对左、右侧齿面进行测量,单侧齿面工作的齿轮只测工作侧齿面	
		相对法	绝对法	相对法	绝对法		截面	对齿宽大于160 mm的齿轮应至少测量上、中、下三个截面,上、下截面各距端面约百分之十五齿宽	
	3~5	20±2	20±3	≤2	≤3		齿数	用相对法测量齿数少于60的齿轮时,采用逐齿测量;测量齿数多于或等于60的齿轮时,对Δf _{pr} 仍采用逐齿测量,对ΔF _p 和ΔF _{pk} 一般采用跨齿和逐齿补点测量,允许在保证测量不确定度符合本表规定的前提下,采用逐齿测量	
	6~7	20±3	20±5	≤3	≤4				
≥8	20±5	20±8	≤4	≤5					
仪器的检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格方准使用								
测头的选择和调整	a. 在保证不发生干涉和碰撞的情况下,宜选择直径较大的测头; b. 相对法测量时,两个测头应位于齿轮的同一圆周上。				测量的不确定度	齿轮精度等级	不 确 定 度		
测量基准	a. 选择被测齿轮的设计基准作为测量基准; b. 由测量时的定位误差造成的被测齿轮的径向跳动≤1/8F _r ; c. 当选用端面定位时,除上述定位精度的要求外,定位端面的端面跳动≤在齿宽等于跳动圆直径时同精度齿向公差1/5						UF _p	UF _{pk}	Uf _{pr}
						6~12	≤1/3 F _r	≤1/3 F _{pk}	≤1/3 f _{pr}
		15	≤1/2 F _r	≤1/2 F _{pk}	≤1/2 f _{pr}				
					测量方法	用测量法向齿距的方法测量斜齿轮	≤1/5 F _r	≤1/5 F _{pk}	≤1/5 f _{pr}
						用手提式仪器测量	≤1/5 F _r	≤1/5 F _{pk}	≤1/5 f _{pr}
1) 以五次以上重复测量结果的平均值作为测量结果。									

4.2.2 当不能确定测量不确定度是否能满足表6-9要求时,应进行测量不确定度计算。

a. 齿距累积误差测量不确定度UF_p

$$UF_p = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} \dots\dots\dots (6-24)$$

式中: δ₁——仪器测量齿距累积误差时的示值误差[见表6-65,也允许按仪器检定规程确定],μm;

当被测齿轮齿数z或跨齿测量的分组数Q大于仪器检定时所使用的标准齿轮齿数z₀时,还需用下式补充考核,下式中I为仪器的示值变动性:

$$\delta_1 = \frac{I\sqrt{z}}{2} \text{ 或 } \frac{I\sqrt{Q}}{2} \dots\dots\dots (6-25)$$

δ₂——被测齿轮测量时的安装偏心引起的测量误差,μm;

$$\delta_2 = 2e/\cos\alpha_1 \dots\dots\dots (6-26)$$

齿顶圆定位时,以顶圆跳动的一半作为安装偏心量。

b. 齿距偏差的测量不确定度Uf_{pr}

$$Uf_{pr} = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} \dots\dots\dots (6-27)$$

式中: δ₁——仪器测量齿距偏差时的示值误差[见表6-65,也允许按仪器检定规程确定],μm;

δ₂——被测齿轮测量时的安装偏心引起的测量误差,μm;

$$\delta_2 = 2e \sin \left| \frac{180^\circ}{z} \right| / \cos\alpha_1 \dots\dots\dots (6-28)$$

齿顶圆定位时,以顶圆跳动量的一半作为安装偏心量。

4.3 测量结果的处理

对齿距误差测量结果的处理可以采用算法或作图法或误差曲线取值法(从整体误差曲线取值的方法见14.3)。

以在4.2所规定的各测量位置中测得的最大误差值作为测量结果。

ΔF_p、ΔF_{pk}、Δf_{pr}应在被测齿轮分度圆切线方向计值(μm),以其他方向测量时,应对测得值进行换算,见表6-66。

4.3.1 相对法测量结果处理

4.3.1.1 逐齿测量

a. 算法

从逐齿测量数据计算Δf_{pr}、ΔF_p和ΔF_{pk}的方法列于

表 6-10, 以 $z=12, k=2$ 的齿轮为例。

$$\Delta F_{pm} = \frac{\sum_{i=0}^z \Delta P_i}{z} = -2 \mu\text{m} \dots \dots (6-29)$$

$$\Delta f_{pk} = \Delta P_i - \Delta P_m = 5 \mu\text{m} \text{ (取绝对值最大的偏差作为测量结果)} \dots \dots (6-30)$$

$$\Delta F_p = \Delta F_{p_{\text{max}}} - \Delta F_{p_{\text{min}}} = 17 \mu\text{m} \dots \dots (6-31)$$

$$\Delta F_{pk} = \Delta F_{pk_{\text{max}}} = 8 \mu\text{m} \dots \dots (6-32)$$

表 6-10 逐齿测量数据处理

齿序 i	相对齿距偏差 (读数值) ΔP_i	齿距偏差 $\Delta f_{pi} = \Delta P_i - \Delta P_m$	相对 0 齿的齿距累积误差 $\Delta F_{pi} = \sum_{j=0}^i \Delta f_{pj}$	k 个齿距累积误差 $k=2$ $\Delta F_{pk} = \Delta F_{pi} - \Delta F_{p(i-k)} $
0(12)	0	12	0	5
1	+1	-3	+2	4
2	0	-2	-5	5
3	+1	13	-7	5
4	-7	5	+10	5
5	-5	-3	+5	2
6	6	-4	-2	8
7	-4	-2	-2	7
8	-5	-3	-1	6
9	0	+2	-7	5
10	+1	+3	-5	1
11	0	+2	-2	5
12	0	+2	0	5

b. 作图法

直角坐标图上的 X 坐标代表齿序号 i , Y 坐标代表齿距误差(以分度圆弧长 μm 计值)。将测得值按齿序号 i 依次累积标在坐标图上(图 6-1), 过坐标原点和最后一个误差点作一直线, 该直线即为计算 $\Delta F_p, \Delta F_{pk}, \Delta f_{pk}$ 的基准线, 所有误差点相对基准线的 Y 坐标最大值和最小值之差为 ΔF_p , 相隔 k 个齿距的二个误差点相对基准线的 Y 坐标最大差值为 ΔF_{pk} , 相邻两个误差点相对基准线的 Y 坐标最大差值为 Δf_{pk} 。

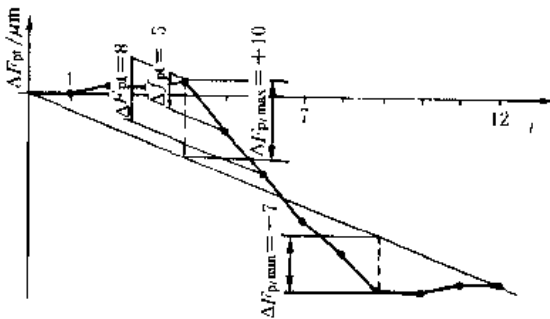


图 6-1 逐齿测量结果处理作图法

c. 误差曲线取值方法

在数据处理系统直接画出的齿距误差曲线(图 6-2)上, X 坐标代表齿序 i (此 X 坐标轴就是图 6-1 中的基准线), Y 坐标代表齿距误差(以分度圆弧长 μm 计值), 误差曲线在被测齿轮齿数范围内, Y 坐标的最大变化量为 ΔF_p , 相邻两个误差点 Y 坐标的最大差值为 Δf_{pk} , 相隔 k 个齿距的两个误差点 Y 坐标的最大差值为 ΔF_{pk} 。

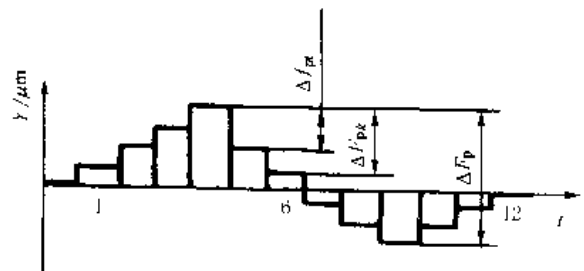


图 6-2 齿距误差曲线取值法

4.3.1.2 跨齿测量

a. 计算法

从跨齿测量数据中求取 ΔF_p 的方法列于表 6-11~表 6-15, 以 $z=60$ 跨齿数 $N=6$, 分组数 $Q=10$ 为例。

表 6-11 跨齿齿距累积误差的数据处理

μm

跨齿序 <i>j</i>	齿序 <i>i</i>	相对跨齿距偏差 (读数值) ΔP_j	跨齿距偏差 $\Delta f_{pj} = \Delta P_i - \Delta P_{j,m}$	相对 0 齿的跨齿距累积误差 $\Delta F_{pj} = \sum_{j=0}^i \Delta f_{pj}$
0(10)	0(60)	0	+4	0
1	6	-1	+3	+4
2	12	-1	-3	+7
3	18	-8	-4	+10
4	24	-10	-6	+6
5	30	-9	-3	0
6	36	-7	-3	-5
7	42	-7	-3	-8
8	48	+1	+5	-11
9	54	+2	+6	-6
10	60			0

计算结果给出了相对 0 齿的跨齿齿距累积误差的最大值 $\Delta F_{pj, \max} = +10$ 和最小值 $\Delta F_{pj, \min} = -11$ 。为了求得 $\Delta F_{pj, \max}$ 应对 $i = 12 \sim 18, i = 18 \sim 24$ 进行逐齿补点

测量。为了求得 $\Delta F_{pj, \min}$ 应对 $i = 42 \sim 48, i = 48 \sim 54$ 进行逐齿补点测量。补点测量数据的处理方法列于表 6-12 ~ 表 6-15。

表 6-12 $i = 12 \sim 18$ 逐齿补点数据处理

μm

跨齿序 <i>j</i>	相对 0 齿的跨齿齿距累积误差 ΔF_{pj}	组内测量数据计算				相对 0 齿的齿距累积误差 ΔF_{pj}
		齿序 <i>i</i>	相对齿距偏差 (读数值) $\Delta P'_i$	齿距偏差 $\Delta f'_{pi}$	相对第 12 齿的齿距累积误差 $\Delta F'_{pi}$	
2	+7	12	0	-1	0	-7
		13			-1	+8
		14	+1	+2	+3	+10
		15	0	+1	+1	-11
		16	+1	-2	+6	+13
		17	-4	-3	+3	+10
3	+10	18	-1	0	+3	+10

表中: $\Delta f'_{pi} = \Delta P'_i - \Delta P'_{12}$

$$\Delta P'_{12} = \frac{\sum_{i=12}^{12+N} \Delta P'_i - (\Delta F_{p(j-1)} - \Delta F_{pj})}{N}$$

$$\Delta F'_{pi} = \sum_{i=12}^i \Delta f'_{pi}$$

$$\Delta F_{pj} = \Delta F_{pj} + \Delta F'_{pi}$$

表 6-13 $i=18\sim 24$ 逐齿补点数据处理 μm

跨齿序 j	对0齿的跨齿 齿距累积误差 ΔF_{pj}	组内测量数据计算				相对0齿的齿 距累积误差 ΔF_{pi}
		齿序 i	相对齿距偏差 (读数值) $\Delta P'_i$	齿距偏差 $\Delta f'_{pi}$	相对第18齿的 齿距累积误差 $\Delta F'_{pi}$	
3	+10	18	0	-1	0	10
		19	+1	0	-1	+9
		20	0	-1	-1	+9
		21	0	-1	-2	+8
		22	0	-1	-3	+7
		23	0	-1	-4	+6
4	+6	24	+1	0	-4	6

表 6-14 $i=42\sim 48$ 逐齿补点数据处理 μm

跨齿序 j	对0齿的跨齿 齿距累积误差 ΔF_{pj}	组内测量数据计算				相对0齿的齿 距累积误差 ΔF_{pi}
		齿序 i	相对齿距偏差 (读数值) $\Delta P'_i$	齿距偏差 $\Delta f'_{pi}$	相对第42齿的 齿距累积误差 $\Delta F'_{pi}$	
7	8	42	0	-2	0	-8
		43	+1	-1	2	-10
		44	0	-2	-3	11
		45	+1	-1	-5	-13
		46	+3	+1	-6	-14
		47	+4	+2	-5	-13
8	-11	48	+4	+2	-3	-11

表 6-15 $i=48\sim 54$ 逐齿补点数据处理 μm

跨齿序 j	对0齿的跨齿 齿距累积误差 ΔF_{pj}	组内测量数据计算				相对0齿的齿 距累积误差 ΔF_{pi}
		齿序 i	相对齿距偏差 (读数值) $\Delta P'_i$	齿距偏差 $\Delta f'_{pi}$	相对第48齿的 齿距累积误差 $\Delta F'_{pi}$	
8	-11	48	0	+1	0	11
		49	+1	+2	+1	-10
		50	-2	-1	+3	-8
		51	0	+1	+2	-9
		52	0	+1	+3	-8
		53	0	+1	+4	-7
9	-6	54	0	+1	+5	-6

从表6-12、6-13求得 $\Delta F_{pi \max} = -13 \mu\text{m} (i=16)$ ；从
表6-14、6-15求得 $\Delta F_{pi \min} = -14 (i=46)$ 。

则： $\Delta F_p = \Delta F_{pi \max} - \Delta F_{pi \min} = 27 \mu\text{m}$ 。

b. 作图法

第一步作跨齿齿距累积误差图(图 6-3):以直角坐标图上的 X 坐标代表跨齿序号 j , Y 坐标代表相对齿距偏差的累积值 ΔF_{pj} ($\Delta F_{pj} = \sum_{i=1}^j \Delta P_i$) (以分度圆弧长 μm 计值)。将测得值(表 6-14 中的 ΔP_i)按跨齿序 j 依

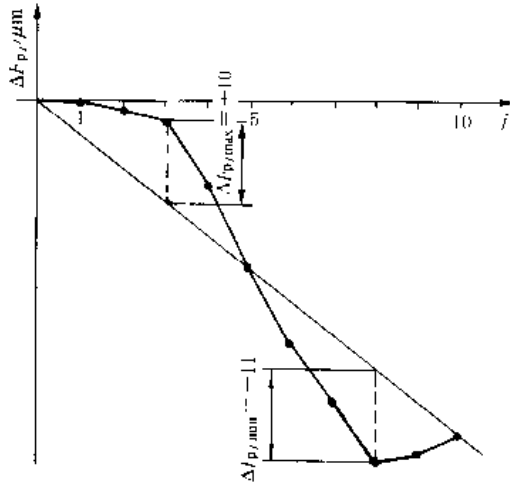


图 6-3 跨齿齿距累积误差图

次累积标在坐标图上,过原点和最后一个误差点连一直线,该直线即为计算跨齿齿距累积误差的基准线。找出所有误差点中相对基准线的纵坐标最大值为 $\Delta F_{pj,max} = +10 \mu\text{m}$ ($i=18$), 最小值 $\Delta F_{pj,min} = -11 \mu\text{m}$ ($i=48$)。

第二步作分组逐齿齿距累积误差图:在直角坐标图上 X 坐标代表组内齿序号 i , Y 坐标代表相对齿距偏差的累积值 $\Delta F'_{pi} = \sum_{j=1}^i \Delta P'_j$ 。将测得值(表 6-15 中的 $\Delta P'_j$)按齿序 i 依次累积标在坐标图上,将最后一个误差点的 Y 坐标减去 $(\Delta F_{p(i-1)} - \Delta F_{pj})$ 后,与原点连一直线,该直线即为计算组内各齿相对于 j 齿的齿距累积误差的基准线。作与该基准线 Y 坐标相距 $(-\Delta F_{pj})$ 的平行线,则此平行线为各齿相对于 0# 齿的齿距累积误差的基准线。按上述方法分别作 $i=12\sim 18, i=18\sim 24, i=24\sim 48, i=48\sim 54$ 四组的齿距累积误差图(图 6-4~6-7)。并从图中求出 $\Delta F_{pi,max} = +13 \mu\text{m}, \Delta F_{pi,min} = -14 \mu\text{m}$, 则: $\Delta F_p = \Delta F_{pi,max} - \Delta F_{pi,min} = 27 \mu\text{m}$ 。

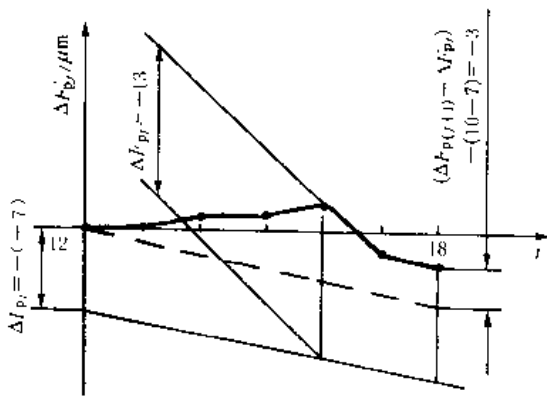


图 6-4 $i=12\sim 18$ 组逐齿齿距累积误差图

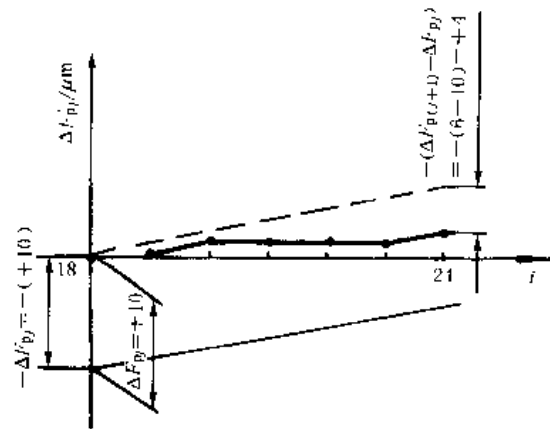


图 6-5 $i=18\sim 24$ 逐齿齿距累积误差图

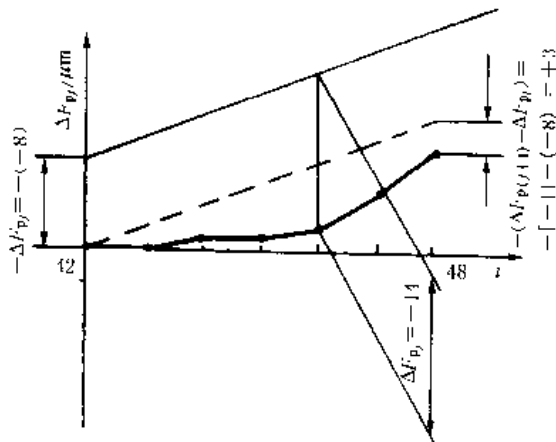


图 6-6 $i=42\sim 48$ 逐齿齿距累积误差图

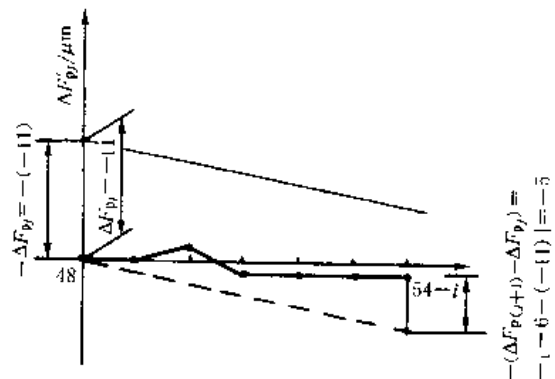


图 6-7 $i=48\sim 54$ 逐齿齿距累积误差图

4.3.2 绝对法测量结果处理

从逐齿测量数据中求取 Δf_p 、 ΔF_p 和 ΔF_{pk} 的方法见

4.3.2.1 计算法

表6-16。以 $z=12, k=2$ 的齿轮为例。

表 6-16 绝对法测量数据处理

μm

齿序 i	公称累积齿距角 ϕ_i	相对 i 出齿的齿距 累积偏差(该数值) ΔF_{pi}	齿距偏差 $\Delta f_{pi} = \Delta F_{pi} - \Delta F_{p(i-1)}$	k 个齿距累积误差 $\Delta F_{pk} = \Delta F_{pi} - \Delta F_{p(i-k)} $
0(12)	0	0	+2	5
1	30°	+2	+3	4
2	60	-5	-2	7
3	90°	7	+3	5
4	120°	[+10]	-5	5
5	150°	+5	3	2
6	180°	+2	-1	[8]
7	210°	-2	2	7
8	240°	-1	-3	6
9	270°	[-7]	+2	5
10	300°	-5	-3	1
11	330°	-2	+2	3
12	360°	0	-2	5

齿距累积误差 $\Delta F_p = \Delta F_{p_{max}} - \Delta F_{p_{min}} = 17 \mu\text{m}$

在由数据处理系统直接画出的齿距误差曲线上取

..... (6-33)

$\Delta F_p, \Delta F_{pk}, \Delta f_{pi}$ 的方法与4.3.1.1c相同。

齿距偏差 $\Delta f_{pi} = -5 \mu\text{m}$ (取绝对值

5 齿圈径向跳动的检验

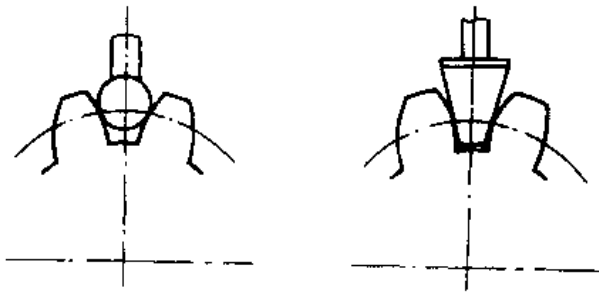
最大的偏差值作为测量结果)..... (6-34)

5.1 测量方法、原理和仪器(见表6-17)

k 个齿距累积误差 $\Delta F_{pk} = \Delta F_{p(i-k)} = 8 \mu\text{m}$(6-35)

4.3.2.2 误差曲线取值方法

表 6-17 ΔF_r 的测量方法、原理和仪器

测量方法	测 量 原 理	测 量 仪 器
直接法	 <p>以被测齿轮回转轴线为基准,将测头依次与齿轮各齿槽齿高中部双面接触,测头相对于齿轮回转基准轴线的最大径向变动量即为ΔF_r。</p>	齿圈径向跳动检查仪和万能测齿仪等
间接法	按14.1所述的测量原理,先测出齿轮双向截面整体误差曲线,在该曲线上按误差定义取出 ΔF_r 。	齿轮单面啮合整体误差测量仪、万能齿轮测量机以及二坐标测量机等

5.2 测量

影响直接法测量结果可靠性的因素及对其要求见表 6-18,间接测量法见 14.2。

表 6 18 影响齿圈径向跳动测量的因素和要求

影响因素	要 求		影响因素	要 求
测量仪器的检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格后方可使用		测量位置	a. 齿圈径向跳动应在齿宽中部,对齿轮每个齿槽进行测量; b. 对于齿宽大于 160mm 的齿轮,应至少测量上、中、下三个截面,上下截面各距端面约百分之十五齿宽
测头	测头形状	选用球形测头,或圆锥形测头		测量的不确定度
	测头直径	根据被测齿轮模数来选择,使测头与被测齿槽的左右齿面在齿高中部接触		
测量基准	a. 选择被测齿轮的设计基准作为测量基准; b. 由测量时的定位误差造成的被测齿轮的径向跳动 $\leq \frac{1}{8} F_r$; c. 当选用端面定位时,除上述定位精度的要求外,定位端面的端面跳动 \leq 在齿宽等于跳动圆直径时同精度齿向公差 $\frac{1}{5}$			

5.3 测量结果的处理(见表 6-19)

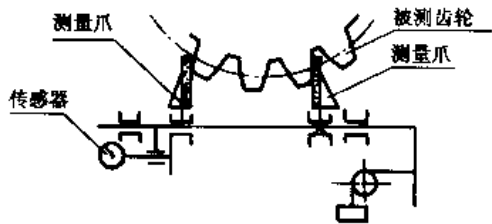
表 6-19 ΔF_r 测量结果的处理要求

内 容		要 求	内 容		要 求
测量结果		以表 6 18 所规定的各测量位置中测得的最大齿圈径向跳动作为测量结果	计值方法	间接法测量	在双向截面整体误差曲线上取值(详见 14.3)
计值方法	直接法测量	直接法测量时,测头与被测齿轮作双面接触逐齿测量,测头相对于被测齿轮回转中心径向距离的最大变动量为 ΔF_r 。直接在指示表上读出	计值方向		ΔF_r 在被测齿轮双侧齿面的径向计值(μm),以其他方向测量时,应对测得值进行换算,见表 6 66

6 公法线长度变动的检验

6.1 测量仪器和测量原理(见表 6-20)

表 6-20 ΔF_w 测量仪器和原理

测 量 原 理	测 量 仪 器
 <p>测量不需要以被测齿轮回转轴线为基准。两个跨一定齿数的具有平行量面的量爪 2、1,大约在被测齿轮 1 的齿高中部与两异侧齿面相切,逐齿测量公法线长度。各公法线长度的最大差值即为 ΔF_w。</p>	<p>公法线千分尺、公法线指示千分尺、公法线指示卡规、万能测齿仪,以及万能工具显微镜等测量仪器</p>

6.2 测量

影响 ΔF_w 测量结果可靠性的因素及对其要求见表6-21。

表 6-21 影响 ΔF_w 测量结果的因素和要求

影响因素	要 求	影响因素	要 求
测量仪器的 检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格后方准使用	测量的不 确定度	公法线长度的测量不确定度 $UF_w \leq \frac{1}{5} F_w$ 。 当不能确定测量不确定度是否能满足上述要求时,应进行测量不确定度的计算。 $UF_w(\mu m)$ 按下式计算: $UF_w = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2} \dots (6-38)$ 式中: δ_1 —仪器的示值变动性(见表6-65,也允许按仪器检定规程确定), μm ; δ_2 —传感器的示值误差, μm ; δ_3 —温度误差引起的测量误差, μm 。 $\delta_3 = W_k[a(t - 20) - \alpha_0(t_s - 20)] \times 1000$ (6-39)
测量位置 的确定	两平行量爪应跨一定齿数,保证两测量面大约位于齿高中部与两异侧齿面相切。应在齿宽中部逐齿测量公法线长度		

6.3 测量结果的处理

ΔF_w 测量结果处理要求见表6-22。

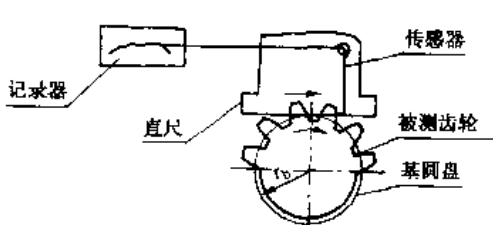
表 6-22 ΔF_w 测量结果的处理要求

内 容	要 求	内 容	要 求
计值范围	被测齿轮一周内	计值方向	ΔF_w 应在被测内面法线方向计值(μm),以其他方向测量时,应对测得值进行换算,见表6-66
计值方法	被测齿轮整周内逐齿所测得的公法线长度中最大值与最小值之差即为 ΔF_w 。		

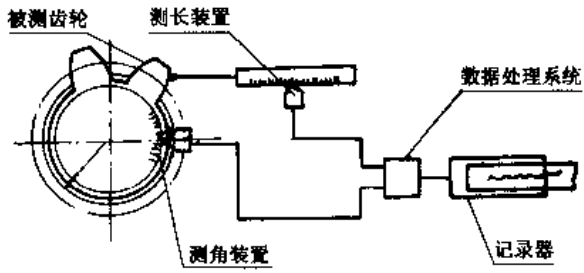
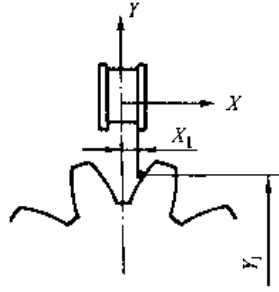
7 齿形误差的检验

7.1 测量方法、原理和仪器(见表6-23)

表 6-23 Δf_r 测量方法、原理和仪器

测量方法	测 量 原 理	测 量 仪 器
展成法	 <p>以被测齿轮回转轴线为基准,通过和被测齿轮同轴的基圆盘在直尺上纯滚动,形成理论的渐开线轨迹,实际齿形线与理论渐开线轨迹进行比较,其差值通过传感器和记录器画出齿形误差曲线,在该曲线上按误差定义取出Δf_r。 万能渐开线仪器是通过机杆或正弦尺机构改变基圆半径实现对各种不同基圆半径齿轮的测量</p>	单盘式渐开线检查仪、万能渐开线检查仪(圆盘杠杆、正弦杠杆、靠模等)和渐开线螺旋线检查仪(万能、单盘、分级圆盘)等

续表 6-23

测量方法	测量原理	测量仪器
极坐标法	 <p>以被测齿轮回转轴线为基准,通过测角装置(如圆光栅、分度盘)和测长装置(如长光栅、激光)测量被测齿轮的角位移和渐开线展开长度,通过数据处理系统,将被测齿形线的实际坐标位置与理论坐标位置进行比较,其差值输入记录器画出齿形误差曲线,在该曲线上按误差定义取出Δf_i</p>	渐开线样板检查仪、万能齿轮测量机、齿轮测量中心、上置式直角坐标测量仪以及三坐标测量机等
	 <p>以被测齿轮回转轴线为基准(也可用齿顶圆代替),测量时被测齿轮固定不动,测头在垂直回转轴线的平面内对齿形线作X-Y直角坐标测量,将测得值与理论值按坐标位置进行比较,将各点的差值绘成齿形误差曲线,在该曲线上按误差定义取出Δf_i</p>	
啮合法	按 14.1 所述的测量原理,先测出齿形误差曲线,在该曲线上按误差定义取出 Δf_i	齿轮单面啮合整体误差测量仪等

7.2 测量

见表 6-24,啮合法测量见 14.2。

7.2.1 影响 Δf_i 测量结果可靠性的因素及对其要求

表 6-24 影响 Δf_i 测量结果的因素及要求

影响因素	要 求				影响因素	要 求			
测量温度	被测齿轮精度等级	测量室温度/ $^{\circ}\text{C}$		被测齿轮与仪器(包括样板)的温差/ $^{\circ}\text{C}$		仪器的检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格后方可使用		
		展成法仪器	坐标法或单盘式仪器	展成法仪器	坐标法或单盘式仪器		测头的选择和调整	测头直径	在保证不发生干涉和碰撞的情况下,宜选择直径较大的测头
		3~5	20+1	20±2	≤1	≤2		工作点	展成法测量和极坐标法测量时测头的安装位置应使其工作点位于被测齿轮基圆柱切平面上,其偏离量不应大于±0.02 mm
		6~7	20±2	20±3	≤2	≤3			
≥8	20±3	20±5	≤3	≤4					

续表 6-24

影响因素	要 求	影响因素	要 求								
仪器的 校准	a. 测量5级和高于5级精度的齿轮时,测量前 必须先用经法定部门检定的齿形样板对仪器进 行校准。 <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <tr> <td>齿轮精度等级</td> <td>校准样板等级</td> </tr> <tr> <td>3~4级</td> <td>一等</td> </tr> <tr> <td>5级</td> <td>二等</td> </tr> </table>	齿轮精度等级	校准样板等级	3~4级	一等	5级	二等	测量基准	c. 当选用端面定位时,除上述定位精度的要 求外,定位端面的端面跳动 \leq 在齿宽等于跳动圆 直径时同精度齿向公差 $1/5$		
	齿轮精度等级	校准样板等级									
3~4级	一等										
5级	二等										
	b. 对于万能式渐开线检查仪,当校准样板与 被测齿轮的基圆半径不一致时,应分别用大于和 小于被测齿轮的基圆半径 r_b 的两块样板(基圆半 径 r_{b1} 和 r_{b2})对仪器进行校准,被测齿轮的基圆半 径修正量 Δr_b (mm)按下式求得: $\Delta r_b = (r'_{b2} - r_{b2}) + \frac{r_b - r_{b2}}{r_{b1} - r_{b2}} [(r'_{b1} - r_{b1}) - (r'_{b2} - r_{b2})] \dots\dots\dots (6-40)$ 式中: r'_{b1} 和 r'_{b2} ——仪器对两块样板基圆半径 的实测值,mm; r_{b1} 和 r_{b2} ——两块样板基圆半径的检定 值,mm; r_b ——被测齿轮基圆半径的公称 值,mm	测量位置	a. 在齿宽中部,对齿轮沿圆周均布的不少于 四个齿的左、右侧齿面进行测量; b. 被测量的齿高应大于或等于图纸规定的工作 齿高,当图纸未作规定时,按被测齿轮与基本 齿条啮合计算工作齿高; c. 齿宽大于160mm的齿轮,应至少测量上、 中、下三个截面,上、下截面各距端面约百分之十 五齿宽; d. 单侧齿面工作的齿轮只测工作侧齿面								
测量基准	a. 选择被测齿轮的设计基准作为测量基准; b. 由测量时的定位误差造成的被测齿轮的径 向跳动 $\leq \frac{1}{8} f_t$;	测量的不 确定度	<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <th>齿轮精度等级 或测量方法</th> <th>齿形误差的测量不确定度 U_{fi}</th> </tr> <tr> <td>6~12级</td> <td>$\leq \frac{1}{3} f_t$</td> </tr> <tr> <td>≤ 5级¹⁾</td> <td>$\leq \frac{1}{2} f_t$</td> </tr> <tr> <td>用手提式 仪器测量</td> <td>$\leq \frac{1}{5} f_t$</td> </tr> </table>	齿轮精度等级 或测量方法	齿形误差的测量不确定度 U_{fi}	6~12级	$\leq \frac{1}{3} f_t$	≤ 5 级 ¹⁾	$\leq \frac{1}{2} f_t$	用手提式 仪器测量	$\leq \frac{1}{5} f_t$
		齿轮精度等级 或测量方法	齿形误差的测量不确定度 U_{fi}								
		6~12级	$\leq \frac{1}{3} f_t$								
≤ 5 级 ¹⁾	$\leq \frac{1}{2} f_t$										
用手提式 仪器测量	$\leq \frac{1}{5} f_t$										
	1) 应以五次以上重复测量结果的平均值作 为测量结果。										

7.2.2 当不能确定测量不确定度是否满足表6-24要求时,应进行测量不确定度 U_{fi} 的计算。

$$U_{fi} = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 + \delta_4^2 + \delta_5^2} \dots\dots\dots (6-41)$$

式中: δ_1 ——仪器测量齿形误差时的示值误差(见表6-65,也允许按仪器检定规程确定), μm ;

δ_2 ——温度误差引起的测量误差, μm ;

$$\delta_2 = L_{st} [\alpha(t-20) - \alpha_0(t_0-20)] \times 1000 \dots\dots\dots (6-42)$$

δ_3 ——测量和校准时测头在被测齿轮轴向位置不一致引起的测量误差, μm ;

$$\delta_3 = \frac{S}{206} \Delta\theta \dots\dots\dots (6-43)$$

式中: S ——测头使用位置和校准位置间在被测齿轮轴向的距离,mm;

$\Delta\theta$ ——测头滑架在基圆切平面的摆角误差,(");

δ_4 ——被测齿轮测量时的安装偏心引起的测量误差, μm ;

$$\delta_4 = 2e \sin\left(\frac{\phi_{st}}{2}\right) \dots\dots\dots (6-44)$$

直角坐标法测量时,

$$\delta_4 = e [\sin(\alpha_{Tn} + \zeta_{Tn}) - \sin(\alpha_{Rn} + \zeta_{Rn})] \dots\dots\dots (6-45)$$

式中: ζ_{Tn} 和 ζ_{Rn} ——齿顶点和齿根起始检验点的径向直线与Y轴的夹角,(");

δ_5 ——被测斜齿轮测量时的安装倾斜引起的测量误差, μm ;

$$\delta_5 = \Delta Z \cdot \tan\beta_b \dots\dots\dots (6-46)$$

式中: ΔZ ——在 L_{st} 范围内的测头移动轨迹线与被测齿轮轴线的垂直度误差, μm 。

7.3 测量结果的处理(见表6-25)

表 6-25 Δf_t 测量结果的处理要求

内容	要 求	内 容	要 求
取值范围	<p>齿形误差曲线的取值范围应按设计图样给定的齿形工作部分确定。以展开长度 L_{af} (mm) 或展开角 ϕ_{af} (°) 表示。当未给定时, 顶部 ΔL_a 范围内偏向齿体的负误差可不计入齿形误差, 但负误差值不应超过 $3f_t$, $\Delta L_a = L_{af} \cdot 8\%$。</p> <p>a. 当已知配对齿轮的参数时, 按与配对齿轮啮合计算取值范围。</p> $L_{af} = \sqrt{r_a^2 - r_b^2} + \sqrt{r_{b1}^2 - r_{b2}^2} - a' \cdot \sin \alpha' + C \dots (6-47)$ $\phi_{af} = \frac{\Delta L_{af} 180^\circ}{r_b \pi} \dots (6-48)$ $L_t = a' \cdot \sin \alpha' - \sqrt{r_{b1}^2 - r_{b2}^2} - C \dots (6-49)$ $\phi_t = \frac{L_t 180^\circ}{r_b \pi} \dots (6-50)$ <p>式中: C——由中心距偏差和配对齿轮的齿顶圆径向跳动引起的齿根起始检验点展开长度的变化量, mm。</p> <p>b. 当未知配对齿轮参数时, 按与基本齿条啮合计算取值范围。</p> $L_{af} = \sqrt{r_a^2 - r_b^2} - \sqrt{r^2 - r_b^2} + \frac{(h_a^* - X_n) m_n}{\sin \alpha_n} \dots (6-51)$ $\phi_{af} = \frac{L_{af} 180^\circ}{r_b \pi} \dots (6-52)$ $L_t = \sqrt{r^2 - r_b^2} - \frac{(h_a^* - X_n) m_n}{\sin \alpha_n} \dots (6-53)$ $\phi_t = \frac{L_t 180^\circ}{r_b \pi} \dots (6-54)$	<p>Δf_t 应从齿形误差曲线上取值。对非修形的齿形, 允许用指示表读出齿形误差。</p> <p>齿形误差曲线的 X 坐标代表被测齿轮的展开角 (或展开长度), Y 坐标代表齿形误差。齿形误差曲线沿 X 坐标, 在 7.3 规定的取值范围 L_{af} 内, Y 坐标的最大变化量为 Δf_t (齿顶倒棱部分不计值)。计值范围以外的齿顶部分的齿形误差只允许偏向齿体内。</p> <p>以在 7.2 所规定的各测量位置中测得的最大齿形误差作为测量结果。</p>	
	取值方法	<p>Δf_t 应在被测齿轮端截面的齿轮基圆切线方向计值 (μm), 以其他方向测量时, 应对测得值进行换算, 见表 6-66</p>	计值方向

8 基节偏差的检验

8.1 测量方法、原理和仪器 (见表 6-26)

表 6-26 Δf_{pb} 测量方法、原理和仪器

测量方法	测 量 原 理	测量仪器
直接法	<p>该方法不需以被测齿轮回转轴线为基准。</p> <p>测量原理参见图 a, 两个测头为平面测头, 其测量面互相平行。测量前先用基节块 (或量块) 将两测头测量面间的距离调整至等于被测齿轮的公称基节值, 同时使表指零。测量时将两测头同时靠向被测齿轮的两个相邻的同侧齿面, 在齿形工作范围内与齿面相切接触, 此时指示表所指示的相对零点的变化即为基节偏差。</p> <p>图 a 中的活动测头也可以为球形测头图 b, 测量时通过平面测头在所靠齿面上转动, 得到球与平面的最短距离即被测基节的实际值, 此时指示表所指示的相对于零点的变化量是实际基节与公称基节之差即为基节偏差</p>	<p>基节仪、万能测齿仪及万能工具显微镜等</p>

续表 6-26

测量方法	测量原理	测量仪器
直接法 绝对法	该方法不需以被测内轮回转轴线为基准，绝对法测量可在一般测长仪(如万能工具显微镜)上实现，平面测头与测长系统中的长度标准量垂直。测量时，测头在齿形工作高度范围内与相邻两个同侧齿面相切接触，测长系统直接指示测头的实际移动距离即实际基节。实际基节与公称基节之差为基节偏差。	基节仪、万能测齿仪及万能工具显微镜等
间接法	按 14.1 所述的测量原理，先测出齿轮截面整体误差曲线，在此曲线上按误差定义取出 Δf_{pb} 。	齿轮单面啮合整体误差测量仪和万能齿轮测量机等

8.2 测量

表 6-27, 间接法测量见 14.2。

影响 Δf_{pb} 测量结果可靠性的因素及其要求见

表 6-27 影响 Δf_{pb} 测量结果的因素和要求

影响因素	要 求		影响因素	要 求	
测量温度	被测齿轮精度等级	测量室温度/ °C	测量的不 确定度	基节偏差测量的不确定度 $U f_{pb} \leq \frac{1}{3} f_{pb}$ 。使用 手提式仪器时, $U f_{pb} \leq \frac{1}{5} f_{pb}$ 。当不能确定测量不 确定度是否满足上述要求时, 应进行测量不确定 度 $U f_{pb}$ 的计算。 $U f_{pb} = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2} \dots \dots (6.55)$ 式中: δ_1 —— 仪器的示值误差 [见表 6-65, 也允许 按仪器检定规程确定], μm ; 比较法 测量时, δ_1 为仪器的示值变动性; δ_2 —— 传感器的示值误差, μm ; 绝对法测量时, 此误差包括在 δ_1 中, 此时 $\delta_2 = 0$; δ_3 —— 被测内轮与校正量块 (或测长系统 的标准尺) 温度不一致产生的测量 误差, μm 。 $\delta_3 = F_3 [\alpha(t-20) - \alpha_0(t_0-20)] \times 1000$ (6.56)	
		20 ± 4			≤ 2
		20 ± 6			≤ 4
	20 ± 10	≤ 6			
仪器的 检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行 检定, 经法定部门检定合格后方准使用				
仪器的 校准	采用比较法测量时, 测量前、后应用标准基节 块或量块校准仪器				
	齿轮精度等级	量块等级			
	≤ 5	四等			
	6~12	五等			
测量位置	a. 在内宽中部对圆周均布的不少于四个齿的 左、右侧齿面在图纸规定的工作齿高内 (齿形修 形部分除外) 进行测量。当图纸未作规定时, 按被 测齿轮与基本齿条啮合计算工作齿高; b. 对于齿宽大于 160 mm 的齿轮应至少测量 上、中、下三个截面, 上、下截面各距端面约百分 之十五齿宽; c. 单侧齿面工作的齿轮只测工作侧齿面				

8.3 测量结果的处理 (见表 6-28)

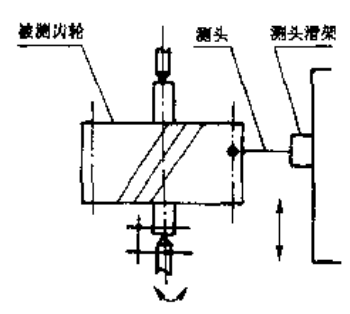
表 6-28 Δf_{pb} 测量结果的处理要求

内 容	要 求	
测量结果	以 8.2 所规定的各测量位置中测得的绝对值最大的基节偏差作为测量结果	
计值方法	直接测量法	在指示表上读出 (齿形修形部分不计值)
	间接测量法	在测得的截面整体误差曲线上取值 (见 14.3)
计值方向	在被测齿面的法线方向计值 (μm), 以其它方向测量时, 应对测得值进行换算, 见表 6-66	

9 齿向误差的检验

9.1 测量方法、原理和仪器(见表 6-29)

表 6-29 ΔF_p 测量方法、原理和仪器

测量方法	测量原理	测量仪器	测量方法	测量原理	测量仪器
展成法	 <p>以被测齿轮回转轴线为基准,通过精密传动机构实现被测齿轮回转和测头沿轴向移动,以形成理论的齿线轨迹。实际齿线与理论齿线轨迹进行比较,其差值输入记录器绘出齿向误差曲线,在该曲线上按误差定义取出 ΔF_p</p>	<p>单盘式渐开线螺旋线检查仪、分级圆盘式渐开线螺旋线检查仪、杠杆圆盘式万能渐开线螺旋线检查仪和导程仪等</p>	坐标法	以被测齿轮回转轴线为基准,通过测角装置(如圆光栅、分度盘)和测长装置(如长光栅、激光)测量齿向线的回转角坐标和轴向坐标,将被测内线的实际坐标位置与理论坐标位置进行比较,其差值输入记录器绘出齿向误差曲线,在该曲线上按误差定义取出 ΔF_p	螺旋线样板检查仪、齿轮测量中心、带齿向测量装置的齿轮单面啮合整体误差测量仪和三坐标测量机等
			啮合法	以被测齿轮回转轴线为基准,使齿条(或圆针)与被测齿面作接触点沿被测齿面齿线移动的啮合运动,由测量该实际啮合运动与理论啮合运动之差测得齿向误差。或按 14.1 所述的测量原理,测出齿轮全齿宽整体误差曲线,在该曲线上按误差定义取出 ΔF_p	齿轮单面啮合整体误差测量仪等

9.2 测量

见表 6-30,啮合法测量见 14.2。

9.2.1 影响 ΔF_p 测量结果可靠性的因素及对其要求

表 6-30 影响 ΔF_p 测量结果的因素和要求

影响因素	要 求				影响因素	要 求			
测量温度	被测齿轮精度等级	测量室温度 / °C		被测齿轮与仪器温差 / °C		测量基准的确定	c. 当选用端面定位时,除上述定位精度的要求外,定位端面的端面跳动 \leq 在齿宽等于跳动圆直径时同精度齿向公差 的 1/5		
		展成法仪器	单盘式或半标法仪器	展成法仪器	单盘式或半标法仪器		测量位置	a. 在齿高中部,对齿轮沿圆周均布的不少于四个齿的左、右侧齿面进行测量; b. 单侧齿面工作的齿轮只测工作侧齿面	
	3~5	20±1	20±2	≤ 1	≤ 2	测量的不确定度		齿轮精度等级或测量方法	齿向误差的测量不确定度 $U(F_p)$
	6~7	20±2	20±3	≤ 2	≤ 3			6~12	$\leq \frac{1}{3} F_p$
≥ 8	20±3	20±5	≤ 3	≤ 4	$\leq 5'$	$\leq \frac{1}{2} F_p$			
仪器的检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格后方可使用				测量的不确定度	用于提式仪器测量	$\leq \frac{1}{5} F_p$		
测头	在保证不发生干涉和碰撞的情况下,宜选用直径较大的测头					1) 以五次以上重复测量结果的平均值作为测量结果。			
仪器的校准	测量 5 级和高于 5 级精度的齿轮,测量前必须用经法定部门检定的齿轮螺旋线样板对仪器进行校准								
测量基准的确定	a. 选择被测齿轮的设计基准作为测量基准; b. 由测量时的定位误差造成的被测齿轮的径向跳动 $\leq 1/8 F_r$;								

9.2.2 当不能确定测量不确定度是否满足表 6-30 的要求时,应进行测量不确定度的计算。

$U'F_p(\mu\text{m})$ 按下式计算:

$$U'F_p = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 + \delta^2} \dots\dots\dots (6-57)$$

式中: δ_1 — 仪器的示值误差[见表 6-65,也允许按仪器检定规程确定], μm ;

δ_2 — 温度误差引起的测量误差, μm ;

$$\delta_3 = b_{\text{齿}} [\alpha(t-20) - \alpha_0(t_0-20)] \text{tg}\beta \times 1000 \dots\dots\dots (6-58)$$

式中: $b_{\text{齿}}$ — 被测齿向所在齿宽长度,mm。

δ — 被测齿轮测量时的安装倾斜引起的测量

误差, μm ;

$$\delta_3 = \Delta y \cdot b_{\text{齿}} / 100 / \cos\alpha, \dots\dots\dots (6-59)$$

式中: Δy — 被测齿轮轴线在 100mm 长度上的倾斜量, μm ;

δ_1 — 被测齿轮测量时的安装偏心引起的测量误差, μm 。

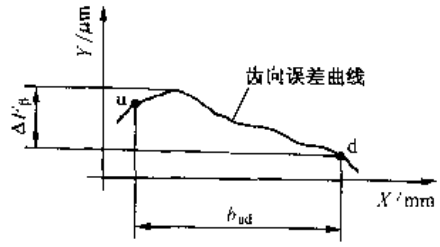
$$\delta_1 = 2e \cdot \sin(\theta/2) / \cos\alpha, \dots\dots\dots (6-60)$$

式中: θ — 齿向线在齿轮分度圆柱面上所占的圆周角, $(^\circ)$ 。

9.3 测量结果的处理(见表 6-31)

表 6-31 ΔF_p 测量结果处理要求

内容	要求	内容	要求
取值范围	取值范围 $b_{\text{齿}}$ 应按设计图样给定的齿宽工作部分确定。当未给定时,距齿宽每端 Δb 齿宽部分偏向齿体的误差可不计入齿向误差,但负误差值不应超过 $3F_p$, $\Delta b = b_{\text{齿}} \cdot 5\%$, $\Delta b \leq m_n$	取值方法	齿向误差曲线的 X 坐标代表被测齿轮轴向位置, Y 坐标代表被测齿轮的齿向误差。 齿向误差曲线沿 X 坐标在规定的取值范围内 Y 坐标的最大变化量为 ΔF_p (端面倒角部分不计值) 取值范围以外的齿宽两端的齿向误差只允许偏向齿体内以 9.2.1 所规定的各测量位置中测得的最大齿向误差作为测量结果
取值方法	ΔF_p 从齿向误差曲线上取值,也允许在全齿宽整体误差曲线上取值(详见 4.3)。 对齿向线不修形的齿轮也允许直接用指示表读出齿向误差	计值方向	ΔF_p 应在被测齿轮端截面的齿轮分度圆切线方向计值(μm),以其他方向测量时,应对测得值进行换算,见表 6-66



10 接触线误差的检验

10.1 测量方法、原理和仪器(见表 6-32)

表 6-32 ΔF_n 测量方法、原理和仪器

测量方法	测量原理	测量仪器
直接法	<p>以被测齿轮回转轴线为基准,内轮固定不转使测头在齿轮基圆柱的切平面上沿与基圆柱母线成基圆螺旋角的斜直线方向移动,以形成理论接触线轨迹,实际接触线与理论接触线轨迹进行比较,其最大差值即为 ΔF_n。也可使测头沿齿面接触线逐点与齿面接触,测量点的实际坐标位置与理论坐标位置之最大差值即为 ΔF_n。</p>	接触线误差检查仪、具有测量接触线误差功能的渐开线螺旋线检查仪、万能工具显微镜和三坐标测量机等
间接法	按 14.1 所述的测量方法,先测出齿轮全齿宽整体误差曲线,在该曲线上按误差定义取出接触线误差	齿轮单面啮合整体误差测量仪等

10.2 测量

6-33, 间接法测量见 14.2。

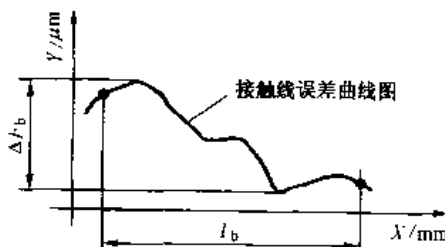
影响 ΔF_b 测量结果可靠性的因素及其要求见表

表 6-33 影响 ΔF_b 测量结果的因素和要求

影响因素	要 求	影响因素	要 求	
测量仪器的检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定, 经法定部门检定合格后方可使用	测量位置	当齿宽 $b \geq 3b_{st}$ 时 沿齿宽应至少测量上、中、下三个部位, 上、下部位被测接触线的最上一点或最下一点距端面约十分之一齿宽	
测头的选择	在保证不发生干涉和碰撞的情况下, 宜选用直径较大的测头		单侧齿面工作的齿轮, 只测工作侧面齿面。 当采用设计齿形和设计齿向线时, 修形部分不检 ΔF_b	
测量基准	a. 选择被测齿轮的设计基准作为测量基准; b. 由测量时的定位误差造成的被测齿轮的径向跳动 $\leq \frac{1}{8} F_r$; c. 当选用端面定位时, 除上述定位精度的要求外, 定位端面的端面跳动 \leq 在齿宽等于跳动圆直径时同精度齿向公差的 1/5	测量的不确定度	齿轮精度等级	接触线误差的测量不确定度 UF_b
			6~12	$\leq \frac{1}{3} F_b$
	5级及其以上		$\leq \frac{1}{2} F_b$	
			* 以五次以上重复测量结果的平均值作为测量结果。 当不能确定测量不确定度是否能满足上述要求时, 应进行测量不确定度 UF_b 的计算。 $UF_b = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2}$ (6-63) 式中: δ_1 — 仪器的示值误差 (见表 6-65, 也允许按仪器检定规程确定), μm ; δ_2 — 被测齿轮测量时的安装倾斜引起的测量误差, μm ; $\delta_2 = \Delta y \cdot b_{st} \cos \beta_b / 100$ (6-64) 式中: Δy — 基准轴线在 100 mm 长度上的倾斜量, μm	
测量位置	接触线长度 l_b / mm	$l_b = l_{st} / \sin \beta_b$ (6-61)		
	所对应的齿宽 b_{st} / mm	$b_{st} = l_{st} / \tan \beta_b$ (6-62) l_{st} 见表 6-25		
	测量数量	接触线误差应对齿轮沿圆周均布的不少于四个齿的左、右侧齿面在工作齿高范围内进行测量		
	当齿宽 $b < 3b_{st}$ 时	所测的接触线应大致通过齿高和齿宽的中部		

10.3 测量结果的处理 (见表 6-34)

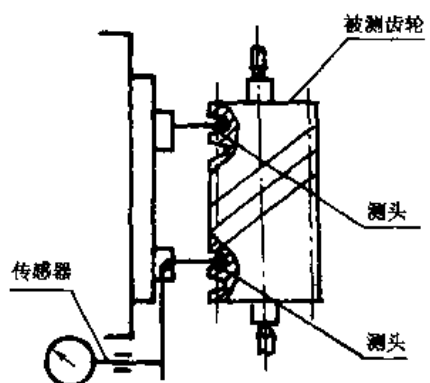
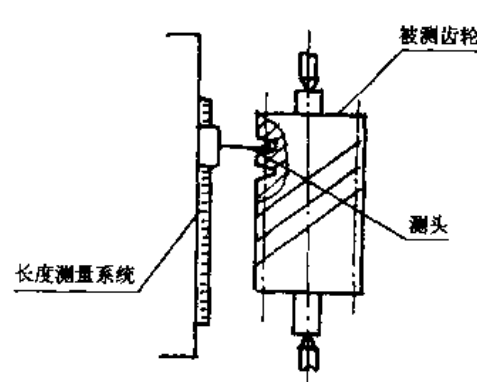
表 6-34 ΔF_b 测量结果处理要求

内 容	要 求
取值方法	接触线误差的取值范围 l_b 应按设计图样给定的接触线长度范围确定, 当未给定时, 齿顶部接触线 Δl_b 范围内偏向齿体的负误差可不计入接触线误差, 但负误差值不应大于 $3F_b$, Δl_b 等于 l_b 的百分之八。 l_b 按下式计算: a. 当齿宽 $b > b_{st}$ 时: $l_b = l_{st} / \sin \beta_b$ (6-65) b. 当齿宽 $b \leq b_{st}$ 时: $l_b = b / \cos \beta_b$ (6-66)
取值范围	ΔF_b 应从接触线误差曲线上取值, 也允许在全齿宽整体误差曲线上取值 (详见 14.3) 对齿形和齿向均不修形的齿轮也允许直接用指示表读出接触线误差。  接触线误差曲线的 X 坐标代表被测齿轮接触线长度, Y 坐标代表接触线误差。 接触线误差曲线沿 X 坐标, 在规定的取值范围 l_b 内, Y 坐标的最大变化量为 ΔF_b 。 以在 10.2 所规定的各测量位置中测得的最大接触线误差作为测量结果
计值方向	ΔF_b 应在被测齿轮齿面法线方向计值 (μm), 以其他方向测量时, 应对测量结果进行换算, 见表 6-66

11 轴向齿距偏差的检验

11.1 测量方法、原理和仪器(见表 6-35)

表 6-35 ΔF_{px} 测量方法、原理和仪器

测量方法	测量原理	测量仪器
<p>比较法</p> <p>直接法</p>	 <p>以被测齿轮轴线为基准,在与轴线平行的直线上,先用具有公称轴向齿距的基准块(或量块)校准2、3两个球测头的轴向距离,测量时把校准过的两个测头同时靠向被测齿轮轴向上两齿的同侧齿面上,直接测出齿轮的实际轴向齿距与公称轴向齿距的差值,其最大差值为轴向齿距偏差</p>	<p>上置式轴向齿距仪和旁置式轴向齿距仪等。也可在万能工具显微镜等仪器上测量</p>
<p>绝对法</p>	 <p>以被测齿轮轴线为基准,在与轴线平行的直线上,用一个球测头2分别靠向不同齿的同侧齿面上,通过测长装置3(如光栅、激光、刻线尺)直接测出被测齿轮1的实际轴向齿距,所测的实际轴向齿距与公称轴向齿距的最大差值即为ΔF_{px}</p>	
<p>间接法</p>	<p>按 14.1 所述的测量方法先测出齿轮全齿宽整体误差曲线,在该曲线上按误差定义取出$\Delta F'_{px}$</p>	<p>齿轮单面啮合整体误差测量仪等</p>

11.2 测量

表 6-36,间接法测量见 14.2。

影响 ΔF_{px} 测量结果可靠性的因素及其要求见

表 6-36 影响 ΔF_{px} 测量结果的因素和要求

影响因素	要 求		影响因素	要 求
测量温度	齿轮精度等级	测量室温度 / C	测量的不确定度	轴向齿距测量的不确定度 $U F_{px} \leq \frac{1}{3} (\pm F_{px})$ 。 使用手提式仪器测量时, $U F_{px} \leq \frac{1}{5} (\pm F_{px})$ 。 当不能确定测量不确定度是否能满足上述要求时, 应进行测量不确定度 $U F_{px}$ 的计算, 按下式计算: $U F_{px} = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2} \dots \dots \dots (6-67)$ 式中: δ_1 仪器的示值误差(见表 6-65, 也允许按仪器检定规程确定), μm ; 比较法测量时, δ_1 为仪器的示值变动性, μm ; δ_2 传感器的示值误差, μm ; 绝对法测量时, 此误差已包括在 δ_1 中, 此时 $\delta_2 = 0$; δ_3 被测齿轮与量块(或测量系统标准尺)温度不一致产生的测量误差, μm ; $\delta_3 = L_x (\alpha(t-20) - \alpha_0(t_0-20)) \sin \beta_h \cdot 1000$ $\dots \dots \dots (6-68)$ 式中: L_x 被测两个同侧齿面的公称轴向齿距, mm 。 δ_4 双测头的连心线或单测头的移动方向与轴心线不平行产生的测量误差, μm ; $\delta_4 = \sqrt{(\Delta S' \cdot \cos \alpha_n + \cos \beta)^2 + (\Delta h' \cdot \sin \alpha_n \cdot \cos \beta_h)^2}$ $\dots \dots \dots (6-69)$ 式中: $\Delta S'$ 在切向平面内的平行度误差, μm ; $\Delta h'$ 在径向平面内的平行度误差, μm
	工件与仪器(包括校准块)温差 / C	≤ 2		
		≤ 1		
	≥ 8	20 ± 10	≤ 6	
仪器的检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定, 经法定部门检定合格后方可使用			
仪器的校准	比较法测量前、后应用量块和专用检具校准仪器			
测量基准	a. 选择被测齿轮的设计基准作为测量基准; b. 由测量时的定位误差造成的被测齿轮的径向跳动 $\leq \frac{1}{8} F_r$; c. 当选用端面定位时, 除上述定位精度的要求外, 定位端面的端面跳动 \leq 在齿宽等于跳动圆直径时同精度轴向公差的 1.5			
测量位置	在齿高中部对圆周均布的不少于四个位置的左、右侧齿面沿轴向逐齿进行测量。 单侧齿面工作的齿轮, 只测工作侧齿面			
	比较法	应逐个测量各单个轴向齿距偏差, 对于 5 级和高于 5 级精度的齿轮应加测跨距最大的轴向齿距偏差		
	绝对法	应以工作齿宽内最靠某端的齿为起始位置依次沿轴向逐齿测量对该齿的轴向齿距偏差		

11.3 测量结果的处理(见表 6-37)

表 6-37 ΔF_{px} 测量结果的处理要求

内 容	要 求	
取值方法	以 11.2 所规定的各测量位置中测得的绝对值最大的轴向齿距偏差作为测量结果	
	直接法	直接在指示表上读出 ΔF_{px} 的测量结果
	间接法	在测得的全齿宽整体误差曲线上取值(详见表 6-56)
计值方向	在齿面法线方向计值(μm), 以其他方向测量时, 应对测量结果进行换算(见表 6-66)	

11.3.1 比较法测量结果的处理

到 ΔF_{px} (见表 6-38)。

由指示表读出的逐齿轴向齿距偏差 ΔP_x 经计算得

表 6-38 逐齿测量数据处理

μm

误差代号及公式	齿面序号					
	0	1	2	3	4	5
ΔP_{xi}	-4.2	+3.3	-2.5	-3.0		-5.0
$\Delta P_{pxi} = \sum_{j=0}^i \Delta P_{xj}$	0	-4.2	$\boxed{+7.5}$	+5.0	+2.0	$\boxed{-3.0}$
$ \Delta F_{px} = \Delta F_{px, \max} - \Delta F_{px, \min} = (+7.5) - (-3.0) = 10.5$; ΔF_{px} 的符号与上二项中序号较大项 (-3.0, 第五项) 的符号一致, 即 $\Delta F_{px} = -10.5$						

ΔF_{pxi} —— 第 i 齿面相对 0 号齿面的轴向齿距累积偏差。

用测得的 ΔP_{xi} 对表 6-38 所列误差值进行修正, 按表 6-39 的计算顺序算出较精确的 ΔF_{px} 。

当加测跨齿距最大的轴向齿距偏差 $\Delta P_{x(n-1)}$ 时, 可

表 6-39 跨齿修正法数据处理

μm

误差代号及公式	齿面序号					
	0	1	2	3	4	5
ΔP_{xi}	+4.2	-3.3	-2.5	-3.0		-5.0
$\Delta F_{pxi} = \sum_{j=0}^i \Delta P_{xj}$	0	-4.2	+7.5	+5.0	+2.0	-3.0
$\Delta P_{x(n-1)}$				-1.5		
$\Delta P_{x(n)} = \frac{\Delta P_{x(n-1)} - \Delta F_{px(n-1)}}{n}$				+0.3		
$\Delta P_{mi} = \Delta P_{xi} + \Delta P_{xm}$	-4.5	+3.6	-2.2	-2.7		-4.7
$\Delta F_{px(n)} = \sum_{i=0}^n \Delta P_{mi}$	0	+1.5	$\boxed{-8.1}$	+5.9	+3.2	$\boxed{-1.5}$
$ \Delta F_{px} = \Delta F_{px(n), \max} - \Delta F_{px(n), \min} = (+8.1) - (-1.5) = 9.6$; 符号与 ΔP_{mi} 一致, 即 $\Delta F_{px} = -9.6$						

$\Delta P_{x(n)}$ —— 轴向齿距偏差修正量;

齿面相对于第一齿面的轴向齿距偏差, 所测得的各齿轴向齿距偏差中最大偏差和最小偏差之差值即为 ΔF_{px} 。

ΔP_{mi} —— 修正后逐齿单轴向齿距偏差;

$\Delta F_{px(n)}$ —— 修正后第 i 齿相对于 0 齿面的轴向齿距偏差。

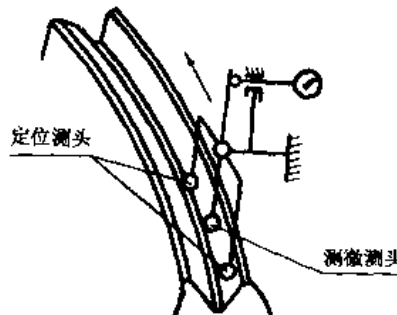
11.3.2 绝对法测量结果的处理

用单测头在轴向上第一个齿面对零, 逐齿测出各

12 螺旋线波度误差的检验

12.1 测量方法、原理和仪器 (见表 6-40)

表 6-40 Δf_d 测量方法、原理和仪器

测量方法	测量原理	测量仪器
单 相 面 对 接 法 触 法	 <p>以被测齿轮回转轴线为基准, 用机床或仪器的螺旋运动作为测头在被测齿面沿螺旋线移动的粗传动, 仪器采用旁置式, 仪器上三个球测头中有两个测头是定位测头, 测量前先把二定位测头的间距调整至螺旋线波度波距的奇数倍, 测微测头置于二定位测头的中间位置并使测头位移方向与齿面垂直, 三个测头应置于单侧齿面的同一螺旋线上, 测量时, 依靠粗传动, 三个测头沿齿面螺旋线移动, 此时测微测头相对于定位测头的最大位移变化量即为 $2\Delta f_d$</p>	L 置式波度仪及旁置式波度仪等

续表 6-10

测量方法	测量原理	测量仪器
相对法 双面接触法	<p>它与单面接触法的主要差别是仪器为上置式,测量时 被测齿轮不动,仪器的两个 定位测头与被测齿轮同一齿 槽的左右侧内面接触并沿齿 槽作螺旋线移动,(防转定位 测头与齿顶面接触,防止转 动)此时测微测头 2 相对于 定位测头的最大位移变化量 即为 $2\Delta f_{fp}$</p>	
绝对法	按 9.1 所述方法测出齿向误差曲线,在此曲线上按误差定义取出 Δf_{fp}	渐开线螺旋线检 查仪和导程仪等

12.2 测量

6-41,绝对法测量见 9.2。

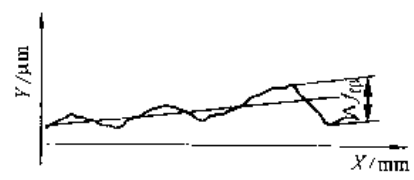
影响 Δf_{fp} 测量结果可靠性的因素及其要求见表

表 6-41 影响 Δf_{fp} 测量结果的因素和要求

影响因素	要 求	影响因素	要 求
仪器的 检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格后方可使用	测微测头 的选择与 调整	应位于两定位测头的 1/2 处,在内面法线方向 与被测齿面接触,而又不触及另一侧齿面。在保 证不发生干涉和碰撞的情况下,测微测头直径应 尽量接近定位测头的直径。三个测头与被测齿面 的接触点应位于被测齿轮的同一条螺旋线上
测头的 选择 与调整	<p>双面接触 测量仪器 两个定位球测头的直径应一致,并 根据被测齿轮模数选择,要使定位球 测头与被测齿轮齿槽的左右侧齿面大 约在齿高中部接触</p> <p>单面接触 测量仪器 两个定位球测头的直径应一致,并 使定位测头与被测齿面大约在齿高中 部接触而又不能触及另一侧齿面</p> <p>两定位测头 之间的距离 测量前应调整到被测波度误差波距 的奇数倍(1,3,5...等)</p>	测量位置	波度误差应在齿高中部,对圆周均布的不少丁 4 个齿槽的左右齿面在工作齿宽范围内进行测量。 单侧齿面工作的齿轮只测工作侧齿面
	<p>波距 根据设计图样确定。在图样未作规 定时,应分别按加工机床分度蜗轮副 的周期误差,机床走刀架丝杠的周期 误差和昼夜自然温度变化产生的齿向 波度计算波距 λ</p> <p>按分度蜗轮副的周期误差计算:</p> $\lambda_1 = \frac{\pi d}{Z_w \sin \beta} \dots\dots\dots (6-70)$ <p>按走刀架丝杠的周期误差计算:</p> $\lambda_2 = \frac{t_p}{\cos \beta} \dots\dots\dots (6-71)$ <p>按昼夜自然温度变化计算:</p> $\lambda_3 = \frac{1.440 S n}{Z \cos \beta} \dots\dots\dots (6-72)$ <p>式中: S — 加工时工件每转进给 量,mm/r; n — 单头滚刀每分钟转数,r/ min; Z_w — 机床分度蜗轮齿数; t_p — 刀架丝杠螺距,mm</p>	测量的不 确定度	<p>波度误差的测量不确定度 $U'f_{fp} \leq \frac{1}{5} f_{fp}$</p> <p>当不能确定测量不确定度是否能满足上述要求 时,应进行测量不确定度 $U'f_{fp}$ 的计算。按下式计算:</p> $U'f_{fp} = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2} \dots\dots\dots (6-73)$ <p>式中: δ_1 — 仪器的示值变动性(见表 6-65,也允 许按仪器检定规程确定),μm; δ_2 — 传感器的示值误差,μm; δ_3 — 仪器测量时定位误差引起的测量误 差,μm; 单面测量法此项误差为零。</p> $\delta_3 = \frac{1}{206} S_0 \cdot \Delta \theta \times 1000 \dots\dots\dots (6-74)$ <p>式中: S_0 — 测微测头球心和两定位测头球心连 线的垂直距离,mm; $\Delta \theta$ — 测量过程中由防转定位测头在齿顶 面定位点的齿顶圆半径变化引起的 仪器在垂直螺旋线的平面上的转 角,(')</p>

12.3 测量结果的处理(见表6-42)

表 6-42 Δf_{fp} 测量结果处理的要求

内容	要 求		内容	要 求	
取值方法	说 明	在12.2所规定的各测量位置中,以不同波距测得的最大误差作为测量结果。 单侧齿面工作的齿轮只计单侧齿面的误差	取值方法	绝对法	测得值从齿向误差曲线上读取。齿向误差曲线上多次重复出现的误差的最大波高为 Δf_{fp}
	相对法	测得值可以从波度误差曲线上读取,也可以从指示表直接读取。波度误差曲线上,多次重复出现的误差的最大波高的二分之一为 Δf_{fp} ;指示表示值的周期性最大摆动值的二分之一为 Δf_c	图示		
			计值方向	在被测齿面的法线方向计值(μm),以其他方向测量时,应对测量结果进行换算,见表6-67	

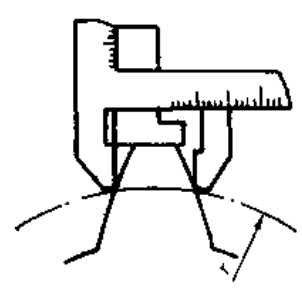
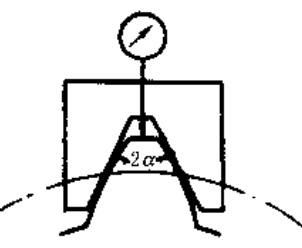
13 齿厚的检验

偏差 ΔE_{wm} 、基本齿廓位移 ΔE_H 、量柱测量距(M 值)偏差 ΔE_M 和双啮中心距偏差 ΔE_c 的检验。

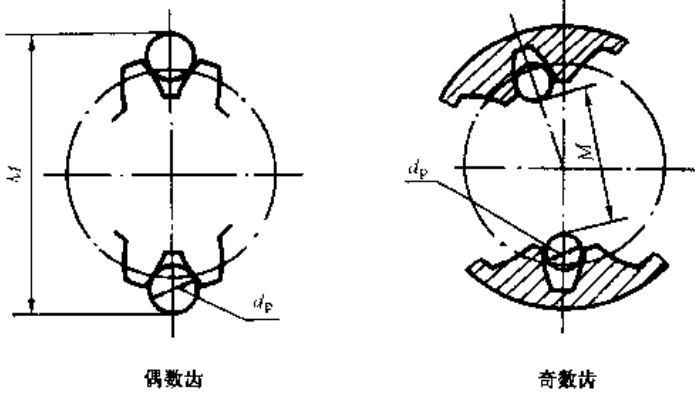
齿厚的检验包括齿厚偏差 ΔE_s 、公法线平均长度

13.1 测量方法、原理和仪器(见表6-43)

表 6-43 齿厚偏差的测量方法、原理和仪器

测量方法	测 量 原 理	测量仪器
直 接 法	 <p>以被测齿轮回转轴线为基准(一般用齿轮外圆代替),测量齿轮分度圆柱上同一齿左右齿面之间的弧长或弦长,实测值与公称值之差即为齿厚偏差。各齿中最大齿厚与公称齿厚之差为齿厚上偏差ΔE_{s+},最小齿厚与公称齿厚之差为齿厚下偏差ΔE_{s-}。</p>	齿厚游标卡尺、光学测齿卡尺、万能工具显微镜等
间 接 法	<p>ΔE_{wm} 测量</p> <p>公法线平均长度偏差的测量原理基本和6.1一样,但公法线长度必须测出绝对长度,按各齿公法线实测长度,通过计算求得平均值,此平均值和公称值之差即为ΔE_{wm}。 由于公法线测量不以齿轮回转轴线为基准,它不反映齿轮径向偏心误差对齿厚偏差的影响(但齿厚偏差包括径向偏心误差的影响)。因此用公法线平均长度偏差来代替齿厚偏差时,除了应按齿轮精度标准压缩齿厚偏差的公差外,还应保证齿圈径向跳动在公差范围内</p> <p>ΔE_H 测量</p>  <p>以被测齿轮回转轴线为基准(一般用齿轮外圆代替),测量被测齿轮齿体或齿槽固定弦相对于回转轴线的径向距离。实际距离与公称距离之差即为基本齿廓位移。其最大距离与公称距离之差为基本齿廓位移上偏差ΔE_{H+},最小距离与公称距离之差为基本齿廓位移下偏差ΔE_{H-}。 基本齿廓位移的测量实际上也就是测量固定弦齿厚偏差在齿轮径向的反映值</p>	公法线千分尺、游标卡尺、万能工具显微镜等 正切齿厚规等

续表 6 43

测量方法	测量原理	测量仪器
<p>ΔE_v 测量</p>  <p>偶数齿 奇数齿</p> <p>量柱测量距偏差的测量不需以齿轮回转轴心线为基准,而是将两个与左右齿面齿高中部接触的精密圆柱(或圆球)放于被测齿轮沿圆周相隔180°(偶数齿)或(1-1ϵ)180°(奇数齿)的两个齿槽内。用千分尺或其他通用长度量仪测量两圆柱外尺寸(内齿轮为内尺寸)之间的距离,即量柱测量距的M值,实测M值的平均值与公称M值之差为量柱测量距偏差,其最大差值即为ΔE_v。</p> <p>由于量柱测量距偏差不反映内轮径向偏心误差的影响(但齿厚偏差包括齿轮径向偏心误差的影响),除了应按齿轮精度标准的规定压缩齿厚偏差的公差外,还应保证齿圈径向跳动在公差范围内</p>	<p>一般用普通千分尺和标准圆柱组合使用</p>	
<p>$\Delta E''$ 测量</p> <p>双啮中心距偏差的测量原理和3.1基本一样,但测量前应按双啮中心距的公称值a'',用量块或其它标准量具将仪器对零(指示表对零或在记录纸上画一条零线),测得的实际中心距与公称中心距之差即为双啮中心距偏差。被测齿轮一转中最大中心距与公称中心距之差为双啮中心距上偏差$\Delta E''_+$,最小中心距与公称中心距之差为双啮中心距下偏差$\Delta E''_-$。</p>	<p>双面啮合检查仪等</p>	

13.2 测量

中心距偏差 $\Delta E''$ 。测量结果可靠性的因素及对其要求,见表6 41~表6 48。

影响齿厚偏差 ΔE_s 、公法线平均长度偏差 ΔE_{fn} 、基本齿廓位移 ΔE_H 、量柱测量距(M值)偏差 ΔE_v 和双啮

表 6 44 影响 ΔE_s 测量结果的因素及要求

影响因素	要 求	影响因素	要 求
仪器的检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格后方可使用	测量的不确定度	<p>齿厚偏差测量的不确定度$UE_s \leq \frac{1}{5} T_s$。</p> <p>当不能确定测量不确定度是否能满足上述要求时,应进行测量不确定度UE_s的计算。</p> $UE_s = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} \dots \dots \dots (6-75)$ <p>式中: δ_1——仪器的示值误差(见表6-66,也允许按仪器检定规程确定),μm;</p> <p>δ_2——测量圆半径的定位误差或外圆定位半径的定位误差所引起的测量误差,μm;</p> $\delta_2 = 2 \times \Delta r \tan(\alpha_n - \frac{90^\circ}{z} \cos \beta) \dots \dots \dots (6-76)$ <p>式中: Δr——定位半径误差,μm;</p> <p>z——被测齿轮齿数</p>
测量基准	选择被测齿轮的设计基准作为测量基准。由测量时的定位误差造成的被测齿轮的径向跳动 $\leq \frac{1}{8} F_r$ 。当以顶圆作测量基准时,顶圆直径即顶圆的径向跳动应符合GB/T 10095中附录B的规定		
测量位置	应对沿圆周均布的至少四个轮齿进行测量,可在被测齿轮分度圆上测量分度圆弧齿厚(或弦齿厚)。也可测量固定弦齿厚。 对于斜齿轮应在法平面测量,也允许在端面测量		

表 6-45 影响 ΔE_{wm} 测量结果的因素及要求

影响因素	要 求	影响因素	要 求
仪器的 检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格后方可使用	测量的不 确定度	公法线平均长度偏差测量的不确定度 $U E_{wm} \leq \frac{1}{5} T_{wm}$ 当不能确定测量不确定度是否能满足上述要求时,应进行测量不确定度 $U E_{wm}$ 的计算。 $U E_{wm} = \delta \dots\dots\dots (6-77)$ 式中: δ — 仪器的示值误差(见表 6-66,也允许按仪器检定规程确定), μm
测量位置	两平行量爪应跨一定齿数,决定跨齿数时应保证两测量面大约于齿高中部与两异侧齿面相切,至少测量被测齿轮沿圆周均布的四个位置的公法线长度		

表 6-46 影响 ΔE_H 测量结果的因素及要求

影响因素	要 求	影响因素	要 求
仪器的 检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格后方可使用	测量位置	应对沿圆周均布的至少四个轮齿进行测量,可测量齿体固定弦,也可测量齿槽固定弦
测头	测头可以是具有标准基本齿廓的齿槽测头,也可以是具有标准基本齿廓的齿体测头或具有标准压力角的圆锥测头。 测头所具有的标准基本齿廓的模数和压力角应和被测齿轮一致。 基本齿廓相对被测齿轮回转轴线(或用外圆代替)的理论径向位置在测量前应先用标准齿轮或标准圆柱或其它标准件校准	测量的不 确定度	基本齿廓位移测量的不确定度 $U E_H \leq \frac{1}{5} T_H$ (T_H 基本齿廓位移公差)。 当不能确定测量不确定度是否满足上述要求时,应进行测量不确定度 $U E_H$ 的计算。 $U E_H = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2} \dots\dots\dots (6-78)$ 式中: δ_1 — 仪器的示值误差(见表 6-66,也允许按仪器检定规程确定), μm ; δ_2 — 传感器的示值误差, μm ; δ_3 — 齿顶圆半径的定值误差, μm ; 不用齿顶圆定位时, $\delta_3 = 0$
测量基准	同齿厚偏差测量基准要求,见表 6-44		

表 6-47 影响 ΔE_M 测量结果的因素和要求

影响因素	要 求	影响因素	要 求
仪器的 检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格后方可使用	测量的不 确定度	$U E_M = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} \dots\dots\dots (6-79)$ 式中: δ_1 — 仪器的示值误差(见表 6-66,也允许按仪器检定规程确定), μm ; δ_2 — 测量圆柱(或圆球)引起的误差, μm ; $\delta_2 = 2 \cdot \Delta R \cdot \left(1 + \frac{1}{\cos \beta_b \sin \alpha_p} \right) \dots\dots\dots (6-80)$ 式中: ΔR — 测量圆柱(或圆球)的半径误差, μm ; α_p — 圆柱(或圆球)中心点的端面压力角, ($^\circ$)
测量圆柱 (或圆球)	测量圆柱(或圆球)的直径按被测齿轮的模数来选择,应保证能与被测齿槽的左右齿面在分度圆附近接触		
测量位置	至少测量圆周上均布的两对齿的 M 值		
测量的不 确定度	量柱测量距偏差测量的不确定度 $U E_V \leq \frac{1}{5} T_H$ 当不能确定测量不确定度是否能满足上述要求时,应进行测量不确定度 $U E_M$ 的计算		

表 6-48 影响 ΔE_s 测量结果的因素和要求

影响因素	要 求	影响因素	要 求
仪器的 检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格后方可使用	测量位置 测量的不 确定度	应在齿高和齿宽中部对所有齿进行测量。 双啮中心距偏差测量的不确定度 $UE_s \leq \frac{1}{3} T_s$ 。 当不能确定测量的不确定度是否满足上述要求时,应进行测量不确定度 UE_s 的计算。按下式计算: $UE_s = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 + \delta_4^2 + \delta_5^2 + \delta_6^2 + \delta_7^2} \dots (6-81)$ 式中 — $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4, \delta_5, \delta_6, \delta_7$ 见 6-6, δ_1 测量齿轮齿厚变动量 ΔS_p (μm) 引起的测量误差, μm ; $\delta_1 = \frac{\Delta S_p}{2 \tan \alpha_n} \dots \dots \dots (6-82)$ δ_7 公称中心距调整误差, μm
测量元件	测量元件应为测量齿轮或测量蜗杆,测量元件的法向模数 m_n 和法向压力角 α_n 应与被测齿轮一致。 测量元件内厚的实际值应标注在测量元件上或专用检验单上。 测量齿轮各齿厚的变动量 $\leq \frac{1}{8} T_s$ 。		
测量基准	a. 选择被测齿轮的设计基准作为测量基准; b. 由测量时的定位误差造成的被测内轮的径向跳动 $\leq \frac{1}{8} F_r$; c. 当选用端面定位时,除上述定位精度的要求外,定位端面的端面跳动 \leq 在齿宽等于跳动圆直径时同精度的 $\frac{1}{3} F_p$ 。		

13.3 测量结果的处理 量柱测量距(M值)偏差、双啮中心距偏差测量结果的处理要求,见表 6-49~表 6-53。

表 6-49 ΔE_s 测量结果的处理要求

内 容	要 求	内 容	要 求
计值方法	以在 13.2 所规定的各测量位置中测得的最大齿厚偏差和最小齿厚偏差作为测量结果	计值方向	$\Delta E_{s1}, \Delta E_{s2}$ 以被测齿轮双侧齿面分度圆螺旋线的法线方向计值 (μm), 以其他方向测量时,应对测量结果进行换算,见表 6-67

表 6-50 ΔE_{wm} 测量结果的处理要求

内 容	要 求	内 容	要 求
计值方法	以在 13.2 所规定的各测量位置中测得的各个公法线长度偏差的算术平均值作为测量结果。 对公法线平均长度偏差的测量结果 ΔE_{wm} , 应用设计图样规定的公法线平均长度极限偏差 E_{wm1}, E_{wm2} 对其进行评定。当设计图样未作规定时,应将图样规定的齿厚极限偏差 E_{s1}, E_{s2} 按公式 (6-83) - (6-84) 换算为 E_{wm1}, E_{wm2} ; 也可将测得的 ΔE_{wm} 按公式 (6-85), (6-86) 换算为 $\Delta E_{s1}, \Delta E_{s2}$, 用设计图样规定的 E_{s1}, E_{s2} 对其进行评定。 将 E_{s1}, E_{s2} 换算成 E_{wm1}, E_{wm2} 的换算式为: $E_{wm1} = E_{s1} \cos \alpha_n - 0.72 F_r \sin \alpha_n \dots \dots \dots (6-83)$ $E_{wm2} = E_{s2} \cos \alpha_n + 0.72 F_r \sin \alpha_n \dots \dots \dots (6-84)$	计值方法	在使用上述换算式时,应保证被测齿轮的 ΔF_r 在允许公差 F_r 范围内。 将 ΔE_{wm} 换算成 $\Delta E_{s1}, \Delta E_{s2}$ 的换算式为: $\Delta E_{s1} = \frac{\Delta E_{wm1}}{\cos \alpha_n} + \Delta F_r \tan \alpha_n \dots \dots \dots (6-85)$ $\Delta E_{s2} = \frac{\Delta E_{wm2}}{\cos \alpha_n} - \Delta F_r \tan \alpha_n \dots \dots \dots (6-86)$ 若被测齿轮的 ΔF_r 在允许公差 F_r 范围内,上两式中的 ΔF_r 可以用 $0.72 F_r$ 代替
		计值方向	ΔE_{wm} 以被测内面法线方向计值 (μm), 以其他方向测量时,应对测量结果进行换算,见表 6-67

表 6-51 ΔE_H 测量结果的处理要求

内 容	要 求	内 容	要 求
计值方法	<p>以在 13.2 所规定的各测量位置中测得的最大基本齿廓位移和最小基本齿廓位移作为测量结果。</p> <p>对基本齿廓位移的测量结果 $\Delta E_{H1}, \Delta E_{H2}$, 应用设计图样规定的基本齿廓位移极限偏差 E_{H1}, E_{H2} 对其进行评定。当设计图样未作规定时, 应将图样规定的齿厚极限偏差 E_{s1}, E_{s2} 按式 (6-87), (6-88) 换算成 E_{H1}, E_{H2}; 也可以将测得的 $\Delta E_{H1}, \Delta E_{H2}$, 按式 (6-89), (6-90) 换算为 $\Delta E_{s1}, \Delta E_{s2}$, 用设计图样规定的 E_{s1}, E_{s2} 对其进行评定</p>	计值方法	<p>将 E_{s1}, E_{s2} 换算为 E_{H1}, E_{H2} 的换算式为:</p> $E_{H1} = \frac{E_{s1}}{2 \tan \alpha_n} \dots\dots\dots (6-87)$ $E_{H2} = \frac{E_{s2}}{2 \tan \alpha_n} \dots\dots\dots (6-88)$ <p>将 $\Delta E_{H1}, \Delta E_{H2}$ 换算为 $\Delta E_{s1}, \Delta E_{s2}$ 的换算式为:</p> $\Delta E_{s1} = 2 \Delta E_{H1} \tan \alpha_n \dots\dots\dots (6-89)$ $\Delta E_{s2} = 2 \Delta E_{H2} \tan \alpha_n \dots\dots\dots (6-90)$
		计值方向	<p>$\Delta E_{H1}, \Delta E_{H2}$ 以被测齿轮的双侧齿面径向计值 (μm), 以其他方向测量时, 应对测量结果进行换算, 见表 6-67</p>

表 6-52 ΔE_M 测量结果的处理要求

内 容	要 求	内 容	要 求
计值方法	<p>以在 13.2 所规定的各测量位置中测得的各个 M 值的算术平均值作为测量结果。</p> <p>对量柱测量齿距 (M 值) 偏差的测量结果 ΔE_M 应用设计图样规定的量柱测量距极限偏差 E_{M1}, E_{M2} 对其进行评定。当设计图样未作规定时, 应将图样规定的齿厚极限偏差 E_{s1}, E_{s2} 按式 (6-91), (6-92), (6-93), (6-94) 换算为 E_{M1}, E_{M2}; 也可以将测得的 ΔE_M 按式 (6-95), (6-96), (6-97), (6-98) 换算为 $\Delta E_{s1}, \Delta E_{s2}$, 用 E_{s1}, E_{s2} 对其进行评定。</p> <p>将 E_{s1}, E_{s2} 换算成 E_{M1}, E_{M2} 的换算式为:</p> <p>被测齿轮为偶数齿时</p> $E_{M1} = \frac{\cos \alpha_f}{\sin \alpha_{p1}} \left[\frac{E_{s1}}{\cos \beta} - 0.72 F_t \tan \alpha_f \right] \dots\dots\dots (6-91)$ $E_{M2} = \frac{\cos \alpha_f}{\sin \alpha_{p1}} \left[\frac{E_{s2}}{\cos \beta} + 0.72 F_t \tan \alpha_f \right] \dots\dots\dots (6-92)$ <p>被测齿轮为奇数齿时</p> $E_{M1} = \frac{\cos \alpha_f}{\sin \alpha_{p1}} \left[\frac{E_{s1}}{\cos \beta} - 0.72 F_t \tan \alpha_f \right] \cos \frac{90^\circ}{z} \dots\dots\dots (6-93)$ $E_{M2} = \frac{\cos \alpha_f}{\sin \alpha_{p1}} \left[\frac{E_{s2}}{\cos \beta} + 0.72 F_t \tan \alpha_f \right] \cos \frac{90^\circ}{z} \dots\dots\dots (6-94)$	计值方法	<p>在使用上述换算式时, 应保证被测齿轮的 ΔF_t 在允许公差 F_t 范围内。</p> <p>将 ΔE_M 换算成 $\Delta E_{s1}, \Delta E_{s2}$ 的换算式为:</p> <p>被测齿轮为偶数齿时</p> $\Delta E_{s1} = \frac{\Delta E_M \sin \alpha_{p1} \cos \beta}{\cos \alpha_f} + \Delta F_t \tan \alpha_n \dots\dots\dots (6-95)$ $\Delta E_{s2} = \frac{\Delta E_M \sin \alpha_{p1} \cos \beta}{\cos \alpha_f} - \Delta F_t \tan \alpha_n \dots\dots\dots (6-96)$ <p>被测齿轮为奇数齿时</p> $\Delta E_{s1} = \frac{\Delta E_M \sin \alpha_{p1} \cos \beta}{\cos \alpha_f \cos \frac{90^\circ}{z}} + \Delta F_t \tan \alpha_n \dots\dots\dots (6-97)$ $\Delta E_{s2} = \frac{\Delta E_M \sin \alpha_{p1} \cos \beta}{\cos \alpha_f \cos \frac{90^\circ}{z}} - \Delta F_t \tan \alpha_n \dots\dots\dots (6-98)$ <p>若被测齿轮的 ΔF_t 在允许公差 F_t 范围内, ΔF_t 可以用 $0.72 F_t$ 代替</p>
		计值方向	<p>ΔE_M 以被测齿轮的双侧齿面径向计值 (μm), 以其他方向测量时, 应对测量结果进行换算, 见表 6-67</p>

表 6-53 $\Delta E''_a$ 测量结果的处理要求

内 容	要 求	内 容	要 求
取值方法	<p>以在 13.2 所规定的各测量位置中测得的双啮中心距最大时的中心距偏差作为上偏差 $\Delta E''_{a1}$, 双啮中心距最小时的中心距偏差作为下偏差 $\Delta E''_{a2}$。</p> <p>对双啮中心距偏差测量结果 $\Delta E''_{a1}, \Delta E''_{a2}$ 应用设计图样规定的双啮中心距极限偏差 E''_{a1}, E''_{a2} 对其进行评定。当设计图样未作规定时, 应将图样规定的 E_{s1}, E_{s2} 按式 (6-99), (6-100) 换算成 E''_{a1}, E''_{a2}; 也可以将测得的 $\Delta E''_{a1}, \Delta E''_{a2}$ 按式 (6-101), (6-102) 换算为 $\Delta E_{s1}, \Delta E_{s2}$, 用 E_{s1}, E_{s2} 对其进行评定。</p> <p>将 E_{s1}, E_{s2} 换算为 E''_{a1}, E''_{a2} 的换算式为:</p> $E''_{a1} = \frac{E_{s1} \cos \alpha}{2 \sin \alpha''_1 \cos \beta} \dots\dots\dots (6-99)$	取值方法	$E''_{a1} = \frac{E_{s1} \cos \alpha}{2 \sin \alpha''_1 \cos \beta} \dots\dots\dots (6-100)$ <p>将 $\Delta E''_{a1}, \Delta E''_{a2}$ 换算为 $\Delta E_{s1}, \Delta E_{s2}$ 的换算式为:</p> $\Delta E_{s1} = \frac{\Delta E''_{a1} 2 \sin \alpha''_1 \cos \beta}{\cos \alpha} \dots\dots\dots (6-101)$ $\Delta E_{s2} = \frac{\Delta E''_{a2} 2 \sin \alpha''_1 \cos \beta}{\cos \alpha} \dots\dots\dots (6-102)$ <p>以上各式中 α''_1 为双面啮合时的端面啮合角, (°)</p>
		计值方向	<p>$\Delta E''_{a1}, \Delta E''_{a2}$ 应在被测齿轮双侧齿面的径向计值 (μm), 以其他方向测量时, 应对测量结果进行换算, 见表 6-67</p>

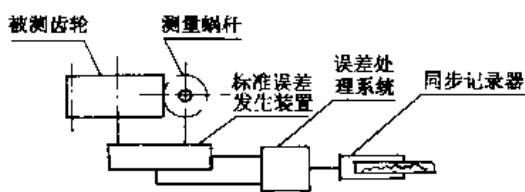
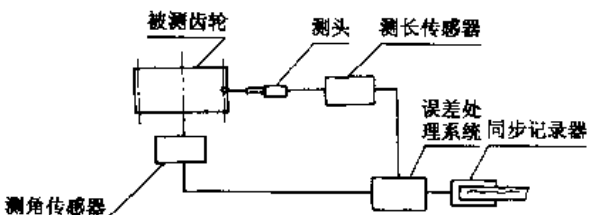
14 整体误差的检验

整体误差的检验包括切向综合误差 $\Delta F'_t$ 、一齿切向综合误差 $\Delta f'_t$ 、齿距累积误差 ΔF_p 、 k 个齿距累积误

差 ΔF_{pk} 、齿圈径向跳动 ΔF_r 、齿距偏差 Δf_{pt} 、基节偏差 Δf_{pb} 、齿形误差 Δf_f 、齿向误差 ΔF_β 、接触线误差 ΔF_b 和轴向齿距偏差 ΔF_{pv} 等的检验。

14.1 测量方法、原理和仪器(见表 6-54)

表 6-54 整体误差的测量方法、原理和仪器

测量方法	测量原理	测量仪器
啮合法	 <p>以被测齿轮回转轴线为基准,使被测齿轮与间内测量齿轮或间内测量蜗杆作单面啮合传动,将此传动与标准传动发生装置所发生的标准传动相比较,通过误差处理系统测量出被测齿轮的实际回转角与理论回转角的差值,由同步记录器将其记录成整体误差曲线。对被测齿轮某一截面测得的上述曲线称作截面整体误差曲线,它是由各内齿形误差曲线按啮合时的相对角坐标位置排列组成。左右齿面的截面整体误差曲线按啮合时的相对角坐标位置排列组成双向截面整体误差曲线。全齿宽不同截面的整体误差曲线按啮合时的相对角坐标位置排列组成全齿宽整体误差曲线。在上述三种整体误差曲线上按误差定义取出各种误差</p>	齿轮单面啮合整体误差测量仪等
坐标法	 <p>以被测齿轮回转轴线为基准,测头与被测齿轮的齿面接触,被测齿轮回转,接触点沿被测齿轮的基圆切线移动,由测长传感器和测角传感器测量出测头的直线位移量和被测齿轮的角位移量,经误差处理系统与理论位移量进行比较,其差值即为单齿齿形误差,再经测角传感器测出各内齿距偏差,由同步记录器将其记录成整体误差曲线(包括截面整体误差曲线、双向截面整体误差曲线、全齿宽整体误差曲线),在该曲线上按误差定义取出各种误差</p>	万能齿轮测量机等

14.2 测量

求,见表 6-55。

影响整体误差测量结果可靠性的因素及对其要

表 6-55 影响整体误差测量的因素及要求

影响因素	要 求				
测量温度	被测齿轮精度等级	测量室温度 / (°C)		被测齿轮与测量仪器(或测量元件)的温差 / °C	
		啮合法	坐标法	啮合法	坐标法
	4~5	20±4	20+2	≤2	≤2
	6~7	20±6	20±3	≤4	≤3
	≥8	20±10	20±5	≤6	≤4

续表 6-55

影响因素		要 求		
仪器的检定		按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格后方可使用		
测 量 元 件	啮 合 法	形 式	间齿测量蜗杆、间齿测量齿轮	
		m_n, a_n	与被测齿轮一致	
		工作高度	\geq 被测齿轮的工作齿高	
	精度、参数	符合 JB/T 3887 或 JB/T 10008 的规定		
件	坐 标 法	测头的形状	球形、倒锥形、锥形或圆柱形。在保证不与另侧齿面和齿底面发生干涉和碰撞的情况下,宜选择直径较大的测头	
		测头的工作点	应位于被测齿轮的基圆切平面上,其偏离量 $\leq \pm 0.02$ mm	
仪器的校准		仪器用于检测齿轮的误差项目	应校准的误差项目	说 明
		Δf_t ΔF_t ΔF_b $\Delta F_{t,s}$ Δf_p $\Delta F'_t$ $\Delta f'_t$ $\Delta F_{p,s}$ Δf_{pb}	Δf_t ΔF_β ΔF_p ΔF_p $\Delta f_{p,s}$ $\Delta F_p, \Delta f_t, \Delta f_p$ $\Delta f_t, \Delta f_{p,s}$ $\Delta F_t, \Delta f_{p,s}$ $\Delta f_t, \Delta f_{p,s}$	测量5级和高于5级精度的齿轮时,测量前必须用经法定部门检定的标准元件(标准齿轮或样板)对仪器(包括测量元件)进行校准
		标准元件的检定误差 $\leq \frac{1}{6}$ 被测齿轮允许公差		
测量基准		a. 选择被测齿轮的设计基准作为测量基准; b. 由测量时的定位误差造成的被测齿轮的径向跳动 $\leq \frac{1}{8} F_t$; c. 当选用端面定位时,除上述定位精度的要求外,定位端面的端面跳动 \leq 在齿宽等于跳动圆直径时同精度的 $\frac{1}{5} F_\beta$		
测量位置	项 目	应测误差曲线名称	测量位置	要 求
	$\Delta f_t, \Delta f_{pb}, \Delta f_{pt}, \Delta F_t, \Delta F_{t,s}$ 和直齿轮的 $\Delta F'_t$ 和 $\Delta f'_t$	截面整体误差曲线	齿宽 ≤ 160 mm时,测量截面应大致位于齿宽中部; 齿宽 > 160 mm时,应至少测量上、中、下三个截面,上、下截面各距端面约15%齿宽	测量 $\Delta f_t, \Delta f_{pb}, \Delta F_b, \Delta F'_t$ 和 $\Delta f'_t$ 时,被测齿高 \geq 图纸规定的工作齿高,当图纸未作规定时,按被测齿轮与基齿条啮合计算工作齿高
	ΔF_t	双向截面整体误差曲线		除 ΔF_t 外,其他各项误差均应分别对左、右侧齿面进行测量,单侧齿面工作的齿轮只测工作齿面
	斜齿轮的 $\Delta F_p, \Delta F_b, \Delta F'_t$ 和 $\Delta f'_t$	全齿宽整体误差曲线(至少由5条截面整体误差曲线组成)	截面间距应全齿宽均有	测量 $\Delta F'_t$ 时,截面间距应等于被测齿轮的公称轴向齿距
	直齿轮的 $\Delta F_p, \Delta F_b$	全齿宽整体误差曲线(至少由3条截面整体误差曲线组成)		

续表 6-55

影响因素	要 求											
	不确定度	UF'	UF_f	UF_p	UF_{pb}	UF_T	Uf_{pt}	Uf_{pb}	Uf_t	UF_g	UF_b	UF_{px}
被测齿轮 精度等级	6~12	$\leq \frac{1}{3} F'$	$\leq \frac{1}{3} f'$	$\leq \frac{1}{3} F_p$	$\leq \frac{1}{3} F_{pb}$	$\leq \frac{1}{3} F_T$	$\leq \frac{1}{3} f_{pt}$	$\leq \frac{1}{3} f_{pb}$	$\leq \frac{1}{3} f_t$	$\leq \frac{1}{3} F_g$	$\leq \frac{1}{3} F_b$	$\leq \frac{1}{3} F_{px}$
	≤ 5	$\leq \frac{1}{2} F'$	$\leq \frac{1}{2} f'$	$\leq \frac{1}{2} F_p$	$\leq \frac{1}{2} F_{pb}$	$\leq \frac{1}{2} F_T$	$\leq \frac{1}{2} f_{pt}$	$\leq \frac{1}{2} f_{pb}$	$\leq \frac{1}{2} f_t$	$\leq \frac{1}{2} F_g$	$\leq \frac{1}{2} F_b$	$\leq \frac{1}{2} F_{px}$
说明	当被测齿轮精度等级 ≤ 5 时,以五次以上重复测量结果的平均值作为测量结果。 当不能确定测量不确定度是否能满足上面要求时,应对其进行计算											
测 量 的 不 确 定 度	Δf_t	齿形误差的测量不确定度 Uf_t 按下式计算: $Uf_t = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 + \delta_4^2 + \delta_5^2} \dots\dots\dots (6-103)$ 式中: δ_1 ——仪器测量齿形误差时的示值误差(见表 6-65,也允许按仪器检定规程确定), μm ; δ_2 ——测量元件制造误差引起的测量误差, μm ; 测量元件为测量蜗杆时, $\delta_2 = \Delta T_c$; 测量元件为测量齿轮时, $\delta_2 = \Delta f_{to}$; 测量元件为测量头时, $\delta_2 = 0$; δ_3 ——温度误差引起的测量误差, μm ; $\delta_3 = I_a [\alpha(t-20) \cdot a_0(t_0-20)] \times 1000 \dots\dots\dots (6-104)$ δ_4 ——被测齿轮测量时的安装偏心引起的测量误差, μm ; $\delta_4 = 2e \sin \left(\frac{\phi_{st}}{2} \right) \dots\dots\dots (6-105)$ δ_5 ——测量元件的定位误差引起的测量误差, μm ; 测量元件为测量齿轮时, $\delta_5 = 2e_0 \sin \left(\frac{\epsilon 180^\circ}{z_0} \right) \dots\dots\dots (6-106)$ 测量元件为测量蜗杆时, $\delta_5 = \sqrt{\delta_{51}^2 + \delta_{52}^2} \dots\dots\dots (6-107)$ 式中: δ_{51} ——测量蜗杆安装偏心引起的测量误差, μm ; $\delta_{51} = 2e_0 \sin \alpha_1 \dots\dots\dots (6-108)$ δ_{52} ——测量蜗杆轴向窜动引起的测量误差, μm 。 $\delta_{52} = \Delta U_v \cos \alpha_1 \dots\dots\dots (6-109)$ 若 δ_1 是在测量前用标准齿轮校准测量蜗杆时测得的,即 δ_1 中已包括 δ_2 和 δ_3 ,则 $\delta_2 = 0, \delta_3 = 0$ 。若 δ_2 式中的 ΔT_c 是在测量前用标准齿轮校准测量蜗杆时测得的,即 δ_2 中已包括 δ_3 ,则 $\delta_3 = 0$										
	ΔF_p	齿距累积误差测量不确定度 UF_p 按下式计算: $UF_p = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} \dots\dots\dots (6-110)$ 式中: δ_1 ——仪器测量齿距累积误差时的示值误差(见表 6-65,也允许按仪器检定规程确定), μm ; δ_2 ——被测齿轮测量时的安装偏心引起的测量误差, μm 。 $\delta_2 = \frac{2e}{\cos \alpha_1} \dots\dots\dots (6-111)$										
	Δf_{pt}	齿距偏差测量不确定度 Uf_{pt} 按下式计算: $Uf_{pt} = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} \dots\dots\dots (6-112)$ 式中: δ_1 ——仪器测量齿距偏差时的示值误差(见表 6-65,也允许按仪器检定规程确定), μm ; δ_2 ——被测齿轮测量时安装偏心引起的测量误差, μm 。 $\delta_2 = \frac{2e \sin \left(\frac{180^\circ}{z} \right)}{\cos \alpha_1} \dots\dots\dots (6-113)$										

续表 6-55

影响因素	要 求																			
测 量 的 不 确 定 度	ΔF_p 齿向误差的测量不确定度 UF_p 按下式计算: $UF_p = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 + \delta_4^2} \dots\dots\dots (6-114)$ 式中: δ_1 — 仪器测量齿向误差时的示值误差〔见表 6-65, 也允许按仪器检定规程确定〕, μm ; δ_2 — 被测齿轮测量时的安装偏心引起的测量误差, μm ; $\delta_2 = 2e \sin \left \frac{\theta}{2} \right \cdot \cos \alpha \dots\dots\dots (6-115)$ 式中: θ — 齿线在分度圆柱面上所占的圆周角, ($^\circ$). δ_3 — 温度误差引起的测量误差, μm ; $\delta_3 = b_{\text{ad}} \cdot \alpha (t - 20) - a_0 (t_0 - 20) \tan \beta \times 1000 \dots\dots\dots (6-116)$ δ_4 — 被测齿轮测量时的安装倾斜引起的测量误差, μm . $\delta_4 = \Delta S_t / \cos \alpha_i \dots\dots\dots (6-117)$ 式中: ΔS_t — 是被测齿宽范围内的倾斜量, μm																			
	其他	其他各项误差的测量不确定度均是由上述四项基本误差中某几项的测量不确定度组合成的																		
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>其他各项误差名称与代号</th> <th>测量不确定度代号</th> <th>参与组合的误差项目的测量不确定度</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>切向综合误差 $\Delta F'_t$</td> <td>UF'_t</td> <td>UF_p, Uf_t, Uf_{pt}</td> </tr> <tr> <td>一齿切向综合误差 $\Delta f'$</td> <td>Uf'</td> <td>Uf_t, Uf_{pt}</td> </tr> <tr> <td>接触线误差 ΔF_t</td> <td>UF_t</td> <td>UF_p, Uf_t</td> </tr> <tr> <td>轴向齿距偏差 ΔF_{px}</td> <td>UF_{px}</td> <td>UF_p, Uf_{pt}</td> </tr> <tr> <td>基节偏差 Δf_{pb}</td> <td>Uf_{pb}</td> <td>Uf_t, Uf_{pt}</td> </tr> </tbody> </table>	其他各项误差名称与代号	测量不确定度代号	参与组合的误差项目的测量不确定度	切向综合误差 $\Delta F'_t$	UF'_t	UF_p, Uf_t, Uf_{pt}	一齿切向综合误差 $\Delta f'$	Uf'	Uf_t, Uf_{pt}	接触线误差 ΔF_t	UF_t	UF_p, Uf_t	轴向齿距偏差 ΔF_{px}	UF_{px}	UF_p, Uf_{pt}	基节偏差 Δf_{pb}	Uf_{pb}	Uf_t, Uf_{pt}
	其他各项误差名称与代号	测量不确定度代号	参与组合的误差项目的测量不确定度																	
	切向综合误差 $\Delta F'_t$	UF'_t	UF_p, Uf_t, Uf_{pt}																	
一齿切向综合误差 $\Delta f'$	Uf'	Uf_t, Uf_{pt}																		
接触线误差 ΔF_t	UF_t	UF_p, Uf_t																		
轴向齿距偏差 ΔF_{px}	UF_{px}	UF_p, Uf_{pt}																		
基节偏差 Δf_{pb}	Uf_{pb}	Uf_t, Uf_{pt}																		
	上面左边所列误差项目的测量不确定度不需再作计算, 而是要求列于右边参与组合的误差项目的测量不确定度 \leq 该项误差在与左边的误差项目的精度级相同时的 $1/3$ 公差, 测量 5 级和高于 5 级精度的齿轮时, $\leq \frac{1}{2}$ 公差, 但此时应以五次以上重复测量结果的平均值作为测量结果																			

14.3 测量结果的处理

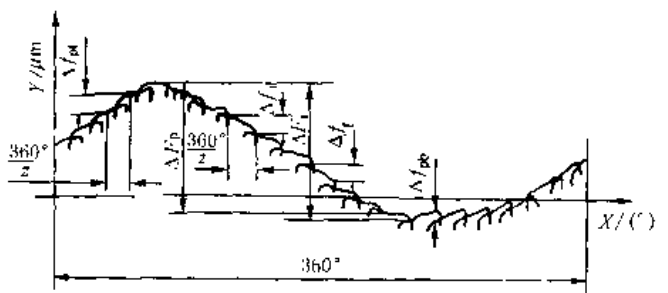
(或偏差)作为测量结果。

整体误差曲线的 X 坐标代表被测齿轮的回转角, Y 坐标代表被测齿轮的误差。

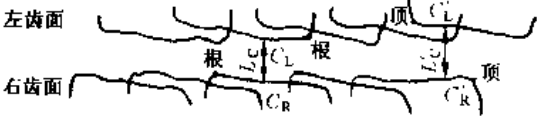
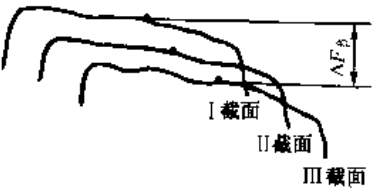
整体误差曲线上各项误差测量结果的处理要求, 见表 6-56。

以在 14.2 规定的各测量位置中测得的最大误差

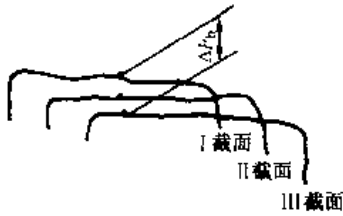
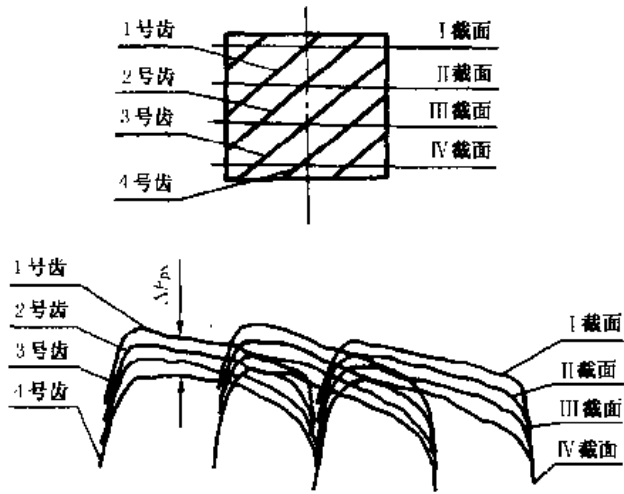
表 6-56 整体误差测量结果的处理要求

误差名称	取值曲线	取值方法	计值方向
截面切向综合误差 $\Delta F'_t$ 截面一齿切向综合误差 $\Delta f'_t$	截面整体误差曲线	应在截面切向综合误差曲线上取值。截面整体误差曲线的外轮廓线就是截面切向综合误差曲线 	在被测齿轮分度圆的切线方向计值
		截面切向综合误差曲线沿 X 坐标 360° 范围内 Y 坐标的最大变化量为 $\Delta F'_t$, 沿 X 坐标 $360^\circ/2$ 范围内 Y 坐标的最大变化量为 $\Delta f'_t$	

续表 6-56

误差名称	取值曲线	取值方法	计值方向
齿距偏差 Δf_p 齿距累积误差 ΔF_p k 个齿距累积误差 ΔF_{pk}	截面整体误差曲线	各齿齿形误差曲线上,大致位于误差曲线中部, X 坐标间隔 $360^\circ/z$ 的误差点为齿距误差的取值点。 所有齿距误差取值点 Y 坐标的最大变化量为 ΔF_p 。 相隔 k 个齿距 ($k=360^\circ/z$) 两个误差取值点 Y 坐标的最大变化量为 ΔF_{pk} 。 相邻两个误差取值点 Y 坐标的最大变化量为 Δf_{pk} 。 Δf_p 的“+”、“-”按下述方法确定,后测齿面上的误差取值点较先测齿面上的误差取值点正,则为 $+\Delta f_p$,反之则为 $-\Delta f_p$,以绝对值最大的齿距偏差作为齿距偏差的测量结果	在被测齿轮分度圆的切线方向计值
齿形误差 Δf_f		X 坐标在齿形工作范围 ϕ_m (或 L_{af}) 内, Y 坐标的最大变化量为 Δf_f	在被测齿轮的基圆切线方向计值
基节偏差 Δf_{pb}		在相邻两条齿形误差曲线上,位于同一坐标的两个齿形工作范围内误差点的 Y 坐标的最大差值为 Δf_{pb} (齿形修形部分不计值)。 在上述的两个误差点中, Y 坐标偏正的位于齿形误差曲线的顶部时为 $+\Delta f_{pb}$,反之则为 $-\Delta f_{pb}$ 。以绝对值最大的基节偏差作为基节偏差的测量结果	在被测齿轮的齿面法线方向计值
齿圈径向跳动 ΔF_r	双向截面整体误差曲线	在左右齿面的截面整体误差曲线上,代表轮齿(或齿槽)固定弦位置的--对误差取值点为 C_L, C_R (或 C'_L, C'_R), C_L 与 C_R (或 C'_L 与 C'_R) 应位于同一 X 坐标上,且到各自齿形误差曲线的齿顶(或齿根)点的展开角相等。 C_L 与 C_R (或 C'_L 或 C'_R) 间的 Y 坐标距离为 L_C (或 L'_C),被测齿轮所有轮齿(或齿槽)的 L_C (或 L'_C) 的最大变化量为 ΔF_r 。 	在被测齿轮双侧齿面的径向计值
切向综合误差 $\Delta F'_i$ 一齿切向综合误差 $\Delta f'_i$	全齿宽整体误差曲线	全齿宽整体误差曲线的外轮廓线沿 X 坐标 360° 范围内 Y 坐标的最大变化量为 $\Delta F'_i$,沿 X 坐标 $360^\circ/z$ 范围内 Y 坐标的最大变化量为 $\Delta f'_i$	在被测齿轮分度圆的切线方向计值
齿向误差 ΔF_β		 <p>同一齿面的各截面齿形误差曲线上,大约位于齿形误差曲线的中部且距各自的齿顶点(或齿根点)的展开角相等的点为齿向误差取值点。 同一齿面的各齿向误差取值点的 Y 坐标最大差值为该齿面的齿向误差,以所有齿面的最大齿向误差作为齿向误差的测量结果</p>	在被测齿轮的分度圆切线方向计值

续表 6-56

误差名称	取值曲线	取值方法	计值方向
接触线误差 ΔF_b	全齿宽整体误差曲线	<p>同一齿面的各截面齿形误差曲线上, X 坐标相同的各误差点为接触线误差的取值点。</p> <p>各取值点的 Y 坐标最大差值为该接触线的接触线误差, 以各齿面及各 X 坐标上测得的最大接触线误差作为接触线误差的测量结果(齿形或齿向的修形部分不计值)</p>  <p style="text-align: center;">ΔF_b 取值示意图</p>	在被测齿轮的齿面法线方向计值
轴向齿距偏差 ΔF_{px}		<p>轴向齿距偏差 ΔF_{px} 应在截面间距等于轴向齿距的全齿宽整体误差曲线上取值。</p> <p>在此误差曲线图上, 当截面变化一个轴向齿距时, 相邻二齿的齿形误差曲线的 X 坐标完全重合, X 坐标完全重合的各齿面的齿形误差曲线的中点为轴向齿距偏差取值点。</p> <p>各取值点 Y 坐标的最大差值为 ΔF_{px}。</p>  <p style="text-align: center;">ΔF_{px} 取值示意图</p>	在被测齿轮的齿面法线方向计值

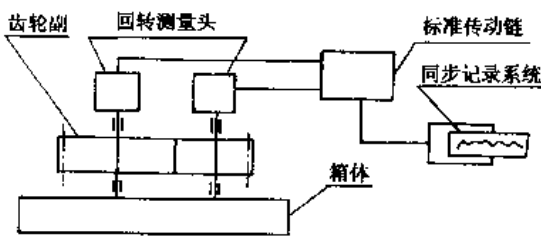
15 齿轮副单啮综合误差的检验

齿轮副单啮综合误差的检验包括齿轮副的切向综

合误差 $\Delta F'_{pv}$ 和齿轮副的一齿切向综合误差 $\Delta f'_{vt}$ 的检验。

15.1 测量方法、原理和仪器(见表 6-56)

表 6-57 齿轮副单啮综合误差的测量方法、原理和仪器

测量方法	测量原理	测量仪器
传动链法	 <p>在安装好齿轮副的箱体上用传动链测量仪测量。传动链测量仪有两个回转测量头,分别同轴安装在一对被测齿轮副的两个内轮的轴端,并分别与两个被测齿轮同步回转,通过与标准传动链进行比较,连续测出被测齿轮实际回转角与理论回转角的差值,通过同步记录系统将其记录成齿轮副单啮综合误差曲线,在该曲线上按误差定义取出$\Delta F'_{ic}$和$\Delta f'_{ic}$。</p>	光栅式传动链测量仪、地震式传动链测量仪和磁分度式传动链测量仪等
成对法	将一对被测齿轮副安装在齿轮式单面啮合检查仪上进行单面啮合成对测量(详见2.1)。也允许分别测量两个齿轮的 $\Delta F'_i$ 和 $\Delta f'_i$,经计算合成 $\Delta F'_{ic}$ 和 $\Delta f'_{ic}$ 。	齿轮式单面啮合检查仪等

15.2 测量

其要求,见表 6-58。

a. 影响 $\Delta F'_{ic}$ 、 $\Delta f'_{ic}$ 测量结果可靠性的因素及对

表 6-58 影响 $\Delta F'_{ic}$ 、 $\Delta f'_{ic}$ 测量结果的因素和要求

影响因素	要 求	影响因素	要 求										
仪器的检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格后方准使用	啮合圈数	在啮合传动足够多的圈数内测量齿轮副的单啮综合误差。若小齿轮(齿数为 z_1)为主动齿轮,大齿轮(齿数为 z_2)为被动齿轮,则大齿轮的转动圈数 n_2 可按下式计算: $n_2 = \frac{z_1}{X} \dots\dots\dots (6-118)$ 式中: X — z_1 和 z_2 的公因数。 当 z_1 和 z_2 互为质数时,可认为 $X=1$,故 $n_2 = z_1$ (转)										
测量基准	a. 选择被测齿轮的设计基准作为测量基准; b. 由测量时的定位误差造成的被测齿轮的径向跳动 $\leq \frac{1}{8} F_r$; c. 当选用端面定位时,除上述定位精度的要求外,定位端面的端面跳动 \leq 在齿宽等于跳动圆直径时同精度 $\frac{1}{5} F_p$	测量的不确定度	<table border="1"> <tr> <td>被测齿轮精度等级</td> <td>UF'_{ic}</td> <td>Uf'_{ic}</td> <td rowspan="3">当精度等级≤ 5时,应以五次以上重复测量结果的平均值作为测量结果</td> </tr> <tr> <td>6~12</td> <td>$\leq \frac{1}{3} F'_i$</td> <td>$\leq \frac{1}{3} f'_i$</td> </tr> <tr> <td>≤ 5</td> <td>$\leq \frac{1}{2} F'_i$</td> <td>$\leq \frac{1}{2} f'_i$</td> </tr> </table>	被测齿轮精度等级	UF'_{ic}	Uf'_{ic}	当精度等级 ≤ 5 时,应以五次以上重复测量结果的平均值作为测量结果	6~12	$\leq \frac{1}{3} F'_i$	$\leq \frac{1}{3} f'_i$	≤ 5	$\leq \frac{1}{2} F'_i$	$\leq \frac{1}{2} f'_i$
被测齿轮精度等级	UF'_{ic}	Uf'_{ic}	当精度等级 ≤ 5 时,应以五次以上重复测量结果的平均值作为测量结果										
6~12	$\leq \frac{1}{3} F'_i$	$\leq \frac{1}{3} f'_i$											
≤ 5	$\leq \frac{1}{2} F'_i$	$\leq \frac{1}{2} f'_i$											
测量位置	在中心距和使用时中心距相同的情况下,分别对左右侧面进行测量。单侧齿面工作的齿轮只测工作面												

b. 当不能确定测量不确定度是否能满足表 6-58 要求时,应进行测量不确定度的计算。

1) 齿轮副 UF'_{ic} 按下式计算:

$$UF'_{ic} = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2} \dots\dots\dots (6-119)$$

式中: δ_1 — 仪器测量齿轮副切向综合误差时的示值误差(见表 6-66,也允许按仪器检定规程确定), μm ;

δ_2 — 主动齿轮测量时的安装偏心 $e_1(\mu m)$ 引起的测量误差, μm ;

$$\delta_2 = 2e_1 / \cos\alpha_1 \dots\dots\dots (6-120)$$

传动链测量时 $\delta_3 = 0$ 。

δ_3 — 被动齿轮测量时的安装偏心 $e_2(\mu m)$ 引起的测量误差, μm 。

$$\delta_3 = 2e_2 / \cos\alpha_1 \dots\dots\dots (6-121)$$

传动链测量时 $\delta_3 = 0$ 。

2) 齿轮副 Uf'_{ic} 按下式计算:

$$Uf'_{ic} = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2} \dots\dots\dots (6-122)$$

式中: δ_1 — 仪器测量一齿切向综合误差时的示值误差(见表 6-66,也允许按仪器检定规程确定), μm ;

δ_2 — 主动内轮测量时的安装偏心 $e_1(\mu m)$ 引起

的测量误差, μm ;

$$\delta_2 = \frac{2e_1 \sin\left|\frac{180^\circ}{z_1}\right|}{\cos\alpha_{a1}} \dots\dots\dots (6-123)$$

传动链测量时 $\delta_2 = 0$ 。

δ_3 -- 被动齿轮测量时的安装偏心 e_2 (μm) 引起的测量误差, μm 。

$$\delta_3 = \frac{2e_2 \sin\left|\frac{180^\circ}{z_2}\right|}{\cos\alpha_{a2}} \dots\dots\dots (6-124)$$

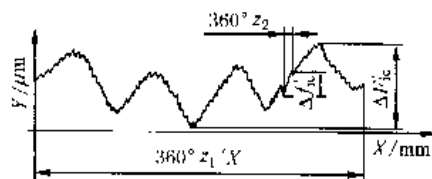
传动链测量时 $\delta_3 = 0$ 。

15.3 测量结果的处理

$\Delta F'_{ic}$ 、 $\Delta f'_{ic}$ 测量结果的处理要求见表 6-59。

表 6-59 $\Delta F'_{ic}$ 、 $\Delta f'_{ic}$ 测量结果的处理要求

内 容	要 求
取值方法	<p>从齿轮副的单啮综合误差曲线上取值。也允许以单个齿轮的 $\Delta F'_i$ 之和及 $\Delta f'_i$ 之和作为测量结果。</p> <p>单啮综合误差曲线的 X 坐标代表被测齿轮的回转角, Y 坐标代表被测内轮回转角误差。</p> <p>单啮综合误差曲线在 X 坐标 $n \cdot 360^\circ$ 范围内, Y 坐标的最大变化量为 $\Delta F'_{ic}$; 在 X 坐标 $360^\circ z_2$ 范围内, Y 坐标的最大变化量为 $\Delta f'_{ic}$。</p> <p>以左右侧面测得值中的最大误差作为测量结果, 单侧齿面工作的齿轮只计 1 作侧内面的误差</p>
计值方向	<p>$\Delta F'_{ic}$ 和 $\Delta f'_{ic}$ 应在分度圆切线方向计值 (μm)。以其他方向测量时, 应对测量结果进行换算, 见表 6-67</p>



齿轮副单啮综合误差曲线

16 齿轮副接触斑点的检验

16.1 测量方法、原理和仪器 (见表 6-60)

表 6 60 齿轮副接触斑点的测量方法、原理和仪器

测量方法	测 量 原 理	测量仪器
光泽法	在被测齿轮副齿面上不涂涂料进行测量, 经足够时间的啮合运转, 使齿面能见到清晰的擦亮痕迹	齿轮副接触斑点的检验应安装在箱体中进行, 也可以在齿轮副滚动试验机上或齿轮式单面啮合检查仪上进行
着色法	先在被测齿轮副中的小齿轮部分齿面上涂以适当厚度的涂料, 攀动小齿轮轴使齿轮副作工作齿面的啮合, 直至齿面上出现清晰的涂料被擦掉的痕迹	

16.2 测量

其要求, 见表 6-61。

影响齿轮副接触斑点测量结果可靠性的因素及对

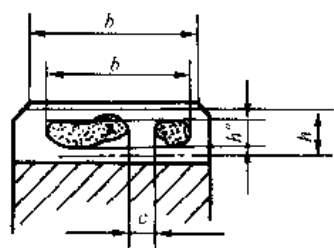
表 6 61 影响齿轮副接触斑点测量的因素和要求

影响因素	要 求	影响因素	要 求	
仪器的检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定, 经法定部门检定合格后方可使用	着色法的涂层	涂层应涂于小齿轮的不少于 5 个齿的工作齿面上。涂层应均匀, 其厚度 $\leq 6 \mu\text{m}$	
测量基准	<p>a. 选择被测齿轮的设计基准作为测量基准;</p> <p>b. 由测量时的定位误差造成的被测齿轮的径向跳动 $\leq \frac{1}{8} F_r$;</p> <p>c. 当选用端面定位时, 除上述定位精度的要求外, 定位端面的端面跳动 \leq 在齿宽等于跳动圆直径时同精度的 $\frac{1}{5} F_{\beta}$</p>	测量力和啮合转数	测量力	在轻微制动的条件下进行测量
			啮合转数	<p>需进行连续回转, 直至齿面上的接触擦亮痕迹充分呈现出来</p>
测量位置	应在中心距和使用时中心距相同的情况下对左右齿面进行测量, 单侧齿面工作的齿轮允许只测 1 作侧齿面	着色法	小齿轮可正反转反复转动也可作连续回转, 直至齿面上接触斑点充分呈现出来	

16.3 测量结果的处理

齿轮副接触斑点测量结果的处理要求见表6-62。

表 6-62 齿轮副接触斑点测量结果的处理要求

内 容	要 求	内 容	要 求
计 值	以小齿轮齿面上的斑点为准,并以小齿轮齿面上接触斑点面积最小的齿面所计算的接触斑点的大小,作为测量结果	取 接 触 斑 点 大 小	式 中: h'' 接触痕迹的平均高度,mm; h' 工作高度,mm
取 接 触 斑 点 大 小 方 法	<p>接触斑点的大小是以在齿面上接触痕迹沿齿长方向的长度(扣除超过模数值的断开部分)和沿齿高方向的平均高度分别相对于工作长度和工作高度之比的百分比来确定。</p> <p>a. 沿齿长方向接触痕迹的百分比为:</p> $\frac{b'' \cdot c}{b'} \times 100\% \dots\dots (6-125)$ <p>式 中: b'' 接触痕迹的总长度(包括断开部分),mm; c 超过模数值的断开部分的长度,mm; b' 工作长度,mm。</p> <p>b. 沿齿高方向接触痕迹的百分比为:</p> $\frac{h''}{h'} \times 100\% \dots\dots (6-126)$	接 触 斑 点 大 小 方 法	 <p>接触斑点图</p>
		位 置	<p>齿面不修形的齿轮: 接触斑点的分布位置应趋近齿面中部,齿顶和两端部棱边不允许接触</p> <p>修形齿轮: 接触斑点的位置按设计规定</p>

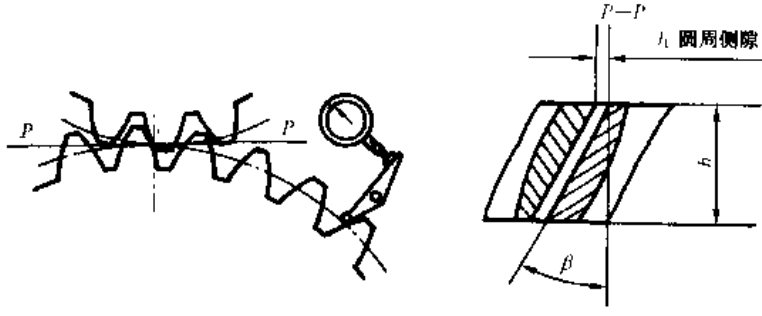
17 齿轮副侧隙的检验

侧隙 j_n 的检验

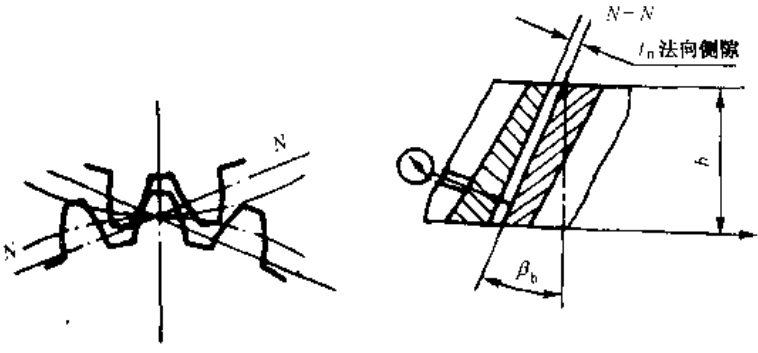
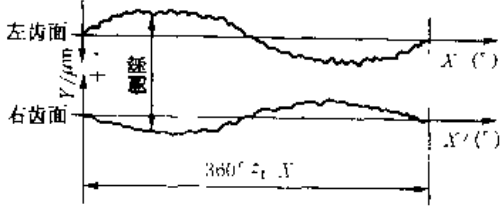
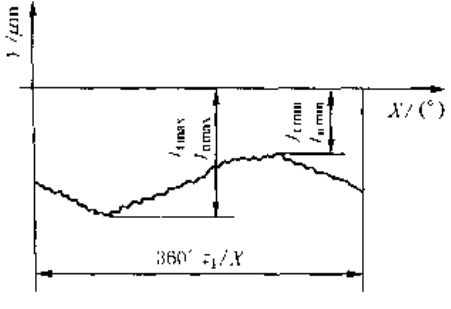
17.1 测量方法、原理和仪器(见表6-63)

齿轮副侧隙的检验包括齿轮副圆周侧隙 j_1 和法向

表 6-63 齿轮副侧隙的测量方法、原理和仪器

测量方法	测 量 原 理	测量仪器
单 圆 周 侧 隙 法	 <p>单点测量圆周侧隙时,在中心距和使用时中心距相同的情况下,将齿轮副的一个齿轮固定,在另一个齿轮的分度圆切线方向上置百分表然后晃动此齿轮,其晃动量由百分表读出,即为圆周侧隙值</p>	<p>单点法在箱体上对安装好的齿轮副进行测量,也可在滚动试验机上进行测量</p>

续表 6-63

测量方法	测量原理	测量仪器
单 点 法 向 侧 隙 法	 <p>单点测量法向侧隙时,在中心距和使用中心距相同的情况下,可用测片或塞片进行测量,也可和测量圆周侧隙相似使用百分表,但要使百分表测头放置在与齿面垂直的方向上,此时从百分表上读出的晃动量即为法向侧隙值</p>	单点法在箱体上对安装好的齿轮副进行测量,也可在滚动试验机上进行测量
单 啮 法	 <p>在中心距和使用中心距相同的情况下,按 15.1 的测量原理,以同一零位测出左、右齿面的齿轮副切向综合误差曲线,左右齿面的齿轮副切向综合误差曲线之间的距离即为齿轮副侧隙</p>	齿轮式单面啮合检查仪和传动链测量仪
双 啮 法	<p>测量原理参见表 6-5 它是在一般双啮测量的基础上扩展的。双啮法测量侧隙需先按齿轮副实际使用时的公称中心距来校准双啮仪的测量中心距并使测微装置置零,并在记录纸上画出零线,然后再按 3.1 的测量方法测出带零线的径向综合误差曲线,曲线和零线之间的距离即为侧隙在双啮中心距方向的反映值,在该曲线上按误差定义取出 $J_{n\max}$ 和 J_n</p>  <p>带零线的径向综合误差曲线</p>	双面啮合检查仪

17.2 测量

求,见表 6-64。

影响齿轮副侧隙测量结果可靠性的因素及其要

表 6-64 影响齿轮副侧隙测量结果的因素和要求

影响因素	要 求	影响因素	要 求
仪器的 检定	按检定规程或其他有关技术文件的规定进行检定,经法定部门检定合格后方准使用	测量基准	c. 当选用端面定位时,除上述定位精度的要求外,定位端面的端面跳动 \leq 在齿宽等于跳动圆直径时同精度的 $\frac{1}{5}F_p$
测量基准	a. 选择被测齿轮的设计基准作为测量基准。 b. 由测量时的定位误差造成的被测齿轮的径向跳动 $\leq \frac{1}{8}F_r$	测量位置 (单点法)	应对大齿轮每转过大约 60° 的位置进行齿轮副侧隙的测量
		啮合圈数 (单啮法, 双啮法)	应在大齿轮一圈的范围内进行齿轮副侧隙的测量

17.3 测量结果的处理(见 6-65)

表 6-65 齿轮副侧隙测量结果的处理要求

内 容		要 求
取值 方法	单点法	可直接在指示表上读出或根据测片或塞片的厚度定值。以在 17.2 所规定的各测量位置中,测得的最大侧隙和最小侧隙作为测量结果
	单啮法	以同零位测出的左右齿面的单啮综合曲线之间的距离来定值(参见表 6-63 中图)
	双啮法	在带零线的径向综合误差曲线(表 6-63 中图)上取值。X 轴就是零线,X 坐标代表大齿轮的回转角,Y 坐标代表侧隙。曲线在 X 坐标 360° 范围内,Y 坐标的最小负值为 $j_{n \min}$ (或 $j_{r \min}$),最大负值为 $j_{n \max}$ (或 $j_{r \max}$)
计 值 方 向	$j_n/\mu\text{m}$	在被测齿轮齿面法线方向计值
	$j_r/\mu\text{m}$	在被测齿轮分度圆切线方向计值
	其他	以其他方向测量时应对测得值进行换算,见表 6-67

表 6-66 测量仪器示值误差及示值变动性的确定

项 目	确 定 方 法	项 目	确 定 方 法
量仪示 值误差	仪器的示值误差用经法定部门检定过的标准元件(标准块或标准样板或标准齿轮)来确定: a. 仪器经校准后,应在仪器的测量范围内用两个和两个以上不同规格的标准元件进行仪器示值误差的确定 b. 对每个标准元件,在被检定仪器上进行 n 次重复测量($n \geq 5$),将每次测得值(或曲线)与标准值(或曲线)进行比较,其差值为 $\Delta X_1, \Delta X_2, \dots, \Delta X_n$,仪器的示值误差 ϕ 为:	量仪示 值误差	$\phi = \overline{\Delta X} = 3 \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n V_i^2}{n-1}} \dots\dots (6-127)$ 式中: $\overline{\Delta X} = (\Delta X_1 + \Delta X_2 + \dots + \Delta X_n) / n$; $V_i = \Delta X_i - \overline{\Delta X}$ c. 以对不同规格标准元件所测得的最大 ϕ_{\max} 作为仪器的示值误差
		量仪示 值变动性	对被测齿轮进行 n 次重复测量($n=5 \sim 10$), n 次测得值的最大差值即为仪器的示值变动性

表 6-67 不同传感方向测量时误差值的换算

换 算 式	式 中 代 号	单 位	换 算 式	式 中 代 号	单 位
$\Delta t = \frac{1}{206} r \Delta r$	$\Delta \phi$ ——齿轮回转角误差	"	$\Delta n = \Delta r \sin \beta \cos \alpha_n$	Δr ——齿轮轴线方向的误差	μm
$\Delta b = \Delta t \cos \alpha_t$	Δr ——内轮分度圆切线方向的误差	μm	$\Delta z = \Delta r \cos \beta$	Δz ——齿轮分度圆螺旋线法线方向的误差	μm
$\Delta n = \Delta b \cos \beta_b$	Δb ——齿轮基圆切线方向的误差	μm	$\Delta s = (\Delta n_L + \Delta n_R) \cos \beta$	Δs ——齿轮双侧齿面分度圆螺旋线法线方向的误差	μm
$\Delta n = \Delta t \cos \alpha_t \cos \beta_b - \Delta t \cos \alpha_n \cos \beta$	Δn ——齿面法线方向的误差	μm	$\Delta \alpha = \frac{\Delta b_L + \Delta b_R}{2 \sin \alpha''} = \frac{\Delta n_L + \Delta n_R}{2 \sin \alpha''}$	$\Delta \alpha$ ——齿轮双侧齿面的径向误差	μm

第7章

齿轮轮齿磨损和损伤术语 及失效判据

本章涉及GB/T 3481—1997《齿轮轮齿磨损和损伤术语》和JB/T 3664—1994《重载齿轮失效判据》两部分内容。

1 齿轮轮齿磨损和损伤术语、特征、起因及预防措施

GB/T 3481—1997《齿轮轮齿磨损和损伤术语》规定了用于描述齿面的形貌和齿轮上可观察到的损伤的术语。对每条术语都给出其相应齿面的简明描述,包括指明所观察到的显著特征,以便识别所指状况的类型。

在标准中仅给出了术语、特征,用来帮助辨别和记录齿轮的形貌和经过一段时期后齿轮的状况,却未详述所描述各种状况的起因和预防措施。

在本章中还给出一些损伤的起因和预防措施,以便使用者参考。

1.1 齿面耗损的迹象

齿面耗损是指齿面材料的消耗与损失。根据耗损的主要机理,齿面耗损可分为滑动磨损(机械)、腐蚀(化学)、过热(热过程)、侵蚀(流体)和电蚀(电弧)等五类。

滑动磨损就是通常所指的机械磨损,或称为磨损。滑动磨损是当两个轮齿表面作相对滑动时出现的轮齿表面材料移失。滑动磨损也包括黏着磨损,即先局部焊合,随即分离,从而导致轮齿上的材料微粒转移。

齿面耗损的迹象的特征、起因及预防措施见表7-1。

表7-1 齿面耗损的迹象

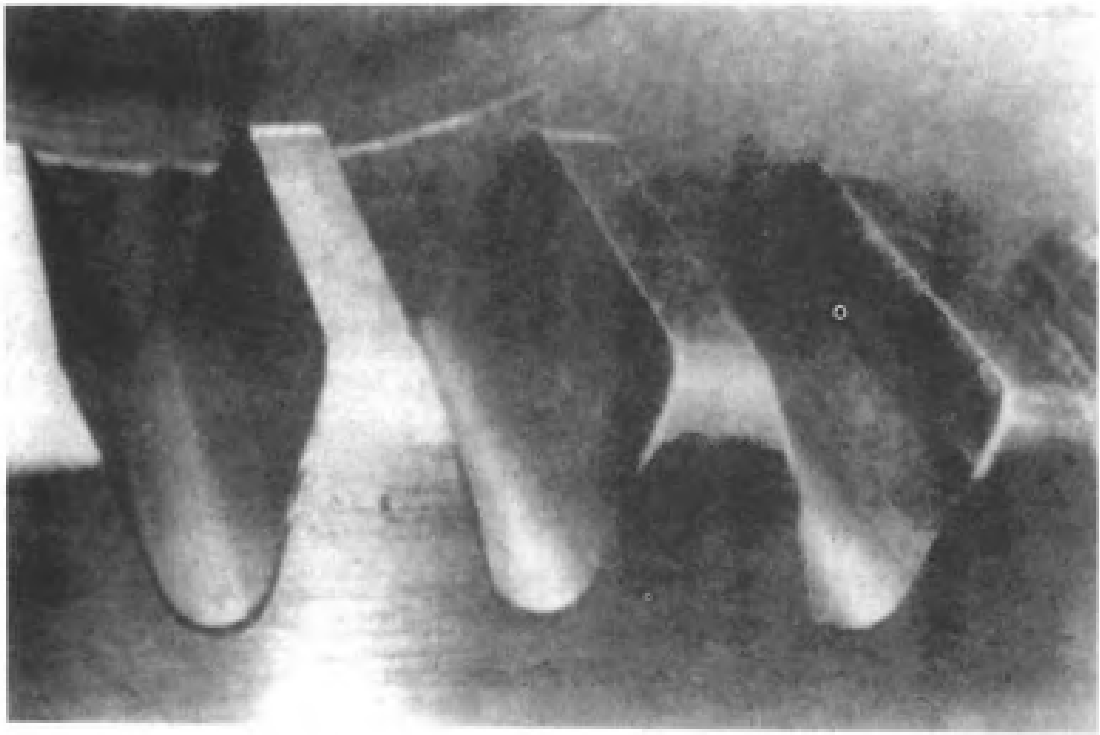
术 语	特 征	起 因	预 防 措 施
正常磨损 (跑合磨损)	发生于齿轮运转寿命的早期阶段,齿面的机加工痕迹磨失,常呈现光亮状态(见图7-1)。正常磨损包括中等磨损和磨光	正常磨损实际上是两接触齿面的一种相互磨合过程,所以又可称为跑合磨损,因此,正常磨损通常是一种齿面材料的良性移失过程,而不是一种齿面损伤	
滑动磨损 中等磨损	齿面的上齿面和下齿面都有金属移失,而在齿面上节曲面附近的表面上开始呈现出一条连续的可见而不可及(摸不着)的线带,见图7-2		
磨光	是一种非常缓慢的磨合过程,两接触齿面的凹凸不平的微凸体被逐步磨去,直到产生光滑镜面的齿面,见图7-3		

续表 7-1

术 语	特 征	起 因	预 防 措 施
磨料磨损	<p>轮齿接触表面上沿滑动方向常有较均匀的条痕,这种条痕一般具有重叠性,见图 7-4 和图 7-5</p>	<p>由于悬浮在润滑油中或嵌入啮合齿面上的坚硬微粒,如金属碎屑、氧化皮、锈蚀物、砂粒、研磨粉或类似物等的颗粒起着磨料作用,使齿面材料移失或错位</p>	<p>对开式齿轮传动,应采用防护措施,选用合适的润滑剂,磨料磨损对开式齿轮传动,磨损更严重;对采用飞溅润滑的闭式传动,要及时换油并清洗有关零件;对循环润滑系统,要采用过滤装置。对运转初期产生的磨粒磨损应及时换油和清洗。对由于细颗粒造成的磨料磨损,应采用较高粘度的润滑油</p>
过度磨损	<p>形貌类似于中等磨损或磨料磨损,但发展较快,齿面有大量的材料移失,齿厚明显减薄,会使齿轮达不到设计寿命。轮齿的接触部分和非接触部分的交界处有明显的磨损台阶,见图 7-6。过渡磨损常伴有其他的轮齿损伤(如断齿、节线附近的点蚀等),且会导致齿轮严重的噪声和系统的振动</p>	<p>润滑系统和密封装置不良,轮内齿面的油膜建立不起来,系统有严重的振动、冲击载荷等</p> <p>注意:当轮齿几何形状改变过大时,磨光也可能引起过度磨损</p>	<p>改善润滑条件,增加油膜厚度;提高润滑油粘度,降低油温,加入适当的添加剂,改善润滑方式;如果工作速度和载荷可变,则可提高工作速度、减小载荷。至于润滑系统中的污染杂质,可增设过滤装置或换油来排除</p>
滑动磨损 中等擦伤	<p>在齿面滑动方向上形成间隔不均匀、长短不一、且常常是散布在齿面上的细微沟槽,见图 7-7</p>	<p>啮合齿面上存在软硬不同的细小微凸体,在齿面滑动方向上相对运动而擦伤,或是由于较细小的硬粒嵌入某一齿面后,两齿面磨损而造成的</p>	<p>控制齿面粗糙度,提高精度和材质,适当改善齿轮的几何参数,或控制润滑、密封和过滤系数,以免杂质进入啮合区</p>
严重擦伤	<p>磨料磨损的一种形式,其特点为在轮齿滑动方向有直线型沟槽,这些沟槽光滑,类似于“起脊”(见表 7-3)产生的沟槽,但它是由啮合齿面本身的凸凹不平或其间嵌入的坚硬微粒划伤所致,不是塑性变形。见图 7-8</p>	<p>与中等擦伤相同,只不过齿面上的微凸体和嵌入齿面的硬粒比中等擦伤时粗大的多</p>	<p>与中等擦伤时相同</p>
干涉磨损	<p>轮齿齿顶或与其啮合轮齿齿根的磨损,是由齿顶或另一轮齿齿根的过多材料引起,其结果是刮去和磨去两齿轮轮齿的齿根和齿顶的材料,导致在齿根部挖出沟槽,齿顶部滚圆,见图 7-9</p>	<p>啮合参数设计不合理,加工齿形误差过大。安装中心距过小、工作中热变形过大等,都可造成轮齿不正常啮合而引起干涉损伤。相啮合的轮齿顶部和根部载荷过大或啮合过紧,有可能使润滑油膜失效,造成齿顶、齿根部金属急剧移动,导致整个齿面损伤</p>	<p>在设计时正确选择参数;加工时严格控制轮齿的误差及刀具误差;安装时确保安装精度;选择适当的润滑油和冷却措施</p>

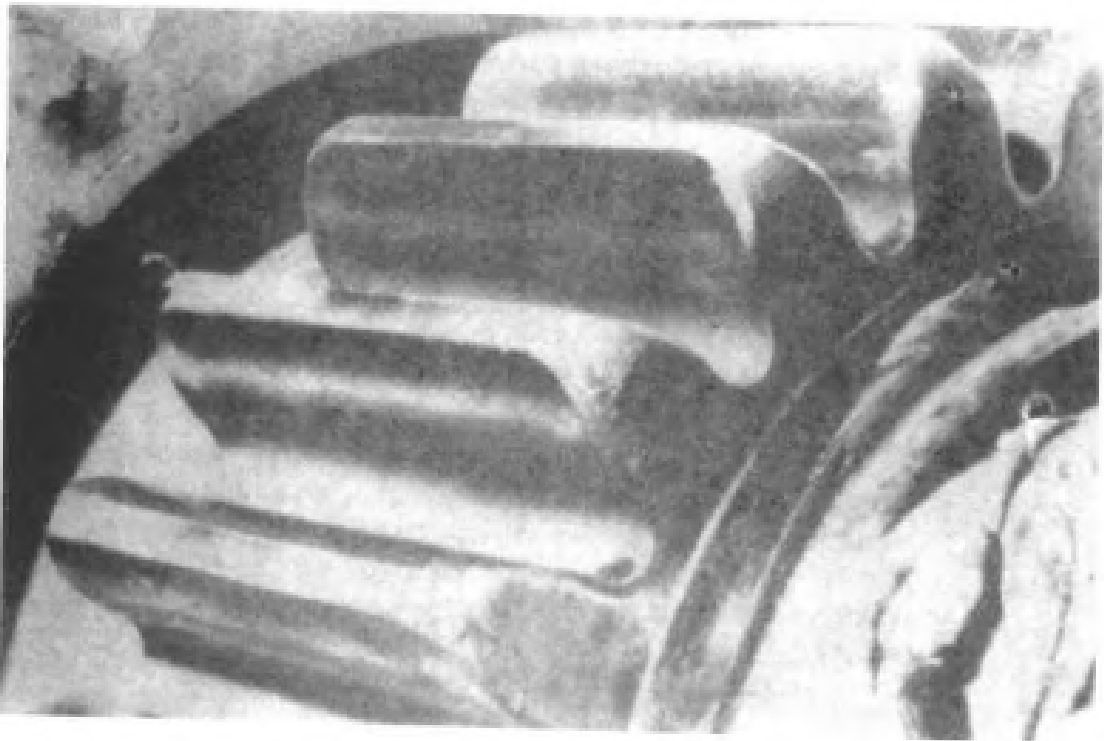
续表 7-1

术 语	特 征	起 因	预 防 措 施	
腐 蚀	化学腐蚀	由化学侵蚀引起的齿面剥蚀,一般迹象是在整个齿面布满微小凹痕和晶界被氧化。在齿面有效部分有时可看到红棕色锈迹,见图 7-10	由水、酸或润滑油中不合适化学添加剂引起。润滑油中的杂质也会促使轮齿材料发生化学反应	避免水、酸等腐蚀介质进入润滑油中,控制化学添加剂的成分和含量。在润滑油中加入适量的阻蚀剂以降低电极反应速率
	微动腐蚀	由一个接触面相对于另一个接触面的反复微小运动而引起的齿面损伤。这种微小运动的结果导致产生细微的红棕色氧化微粒。 这些微粒滞留在接触区域内,它们的磨损作用加速了齿面的损坏进程。见图 7-11	非运转状态的齿轮装置如果受到结构振动的影响,如齿轮装置在运输过程中受到振动,促使接触齿面及润滑油(包括添加剂)产生铁的氧化物等从而形成微动腐蚀	改善振动状态,控制未运动状态下的润滑油中的腐蚀介质
	鳞蚀	由于热处理过程中的氧化作用,在齿面上产生的一些不规则凸起面。齿轮在载荷下运转,最初是由齿面上这些凸起部分传递动力,很快凸起面就呈现出金属光泽,如鳞状。见图 7-12	控制热处理过程中的化学腐蚀因素可控制鳞蚀	
过热	通常,由于不适当的润滑或过小的齿轮副侧隙会使齿轮温度过高。在后一种情况下轮齿工作面和非工作面都有承受过重的痕迹,齿面出现回火色,也可常看到胶合区和塑性变形。见图 7-13		保证良好的润滑状态与合适的齿轮副侧隙,防止过载和速度过高,控制其他的过热因素	
侵 蚀	气蚀	齿轮所有齿面呈现出均匀分布的局部凹痕,即轮齿的整个齿面好像喷砂处理过一样,见图 7-14	当有高频振动,或润滑剂混有水、空气或其他气体时,会出现这种损伤过程	控制振动载荷,保证润滑剂的清洁度
	冲蚀	常在齿轮所有齿面上呈现出有规律的均匀分布的凹痕,见图 7-15	由于喷射液体、或含空气或细小微粒的液体的作用而引起	保证喷射液体的清洁度,如有可能可定时变换喷嘴的喷射位置
电 蚀	由于齿轮啮合齿面间放射出的电弧或电火花的作用在齿轮齿面上形成的许多边缘光滑的小弧坑,见图 7-16。齿面有时出现较大面积灼伤,其边缘呈现出回火色,见图 7-17	当电流通过轻微接触或快速离合的啮合齿面向接地零电位流动时,齿面间产生很高的电位差造成火花放电,使齿面电蚀。引起电蚀的电流可来自电器设备,如电动机、电磁离合器等。这种杂散(漏)电流也可能来自带传动或其他与传动有关零件的静电电流。有时,附近的电器设备(如电焊机)通过齿轮装置不适当地接地,也会造成电蚀	有关电设备或可能通过漏电流的齿轮装置应严格绝缘,适当地放置接地线	



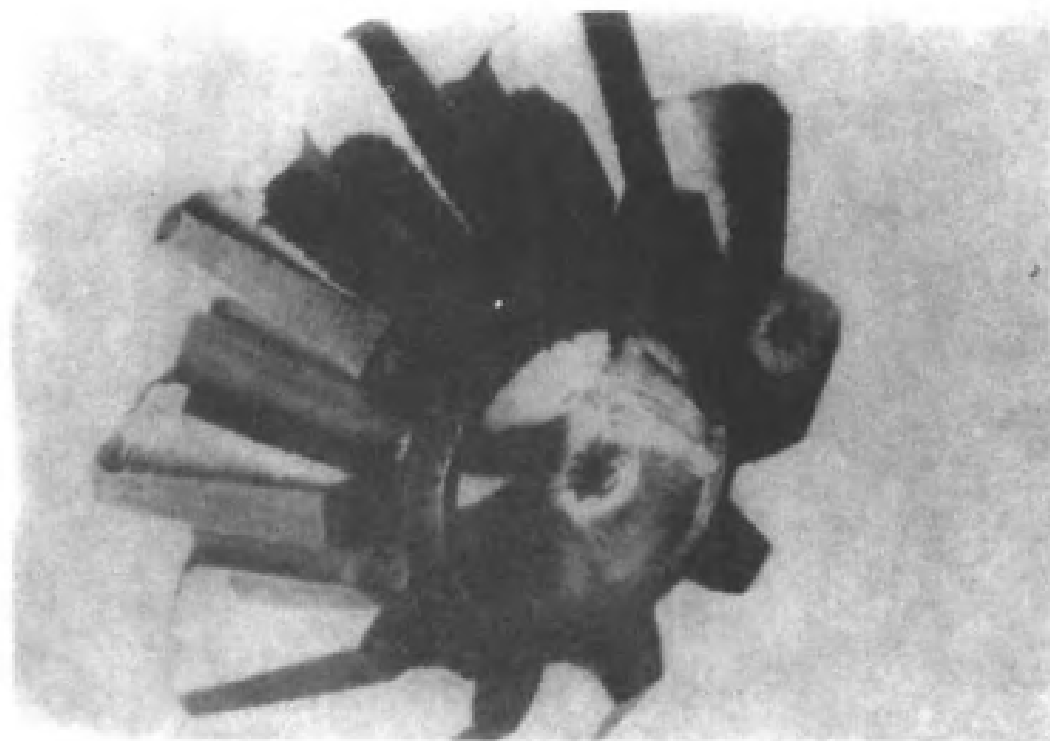
大齿轮齿面上的正常磨损。在图中，可看到齿面上的光亮区域以及带细微沟槽的区域。

图 7-1 正常磨损



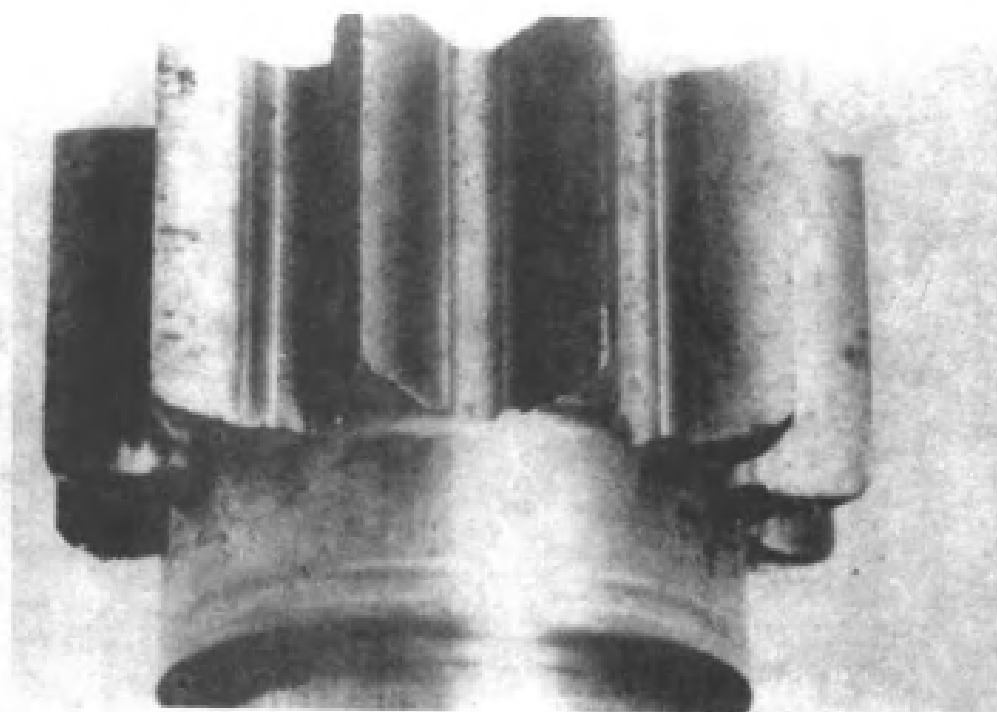
具有中等磨损的小齿轮齿面。齿面上工作节曲面的位置清晰可辨。

图 7-2 中等磨损



汽车差速器锥齿轮副的小齿轮所有轮齿的有效齿面都磨光了。

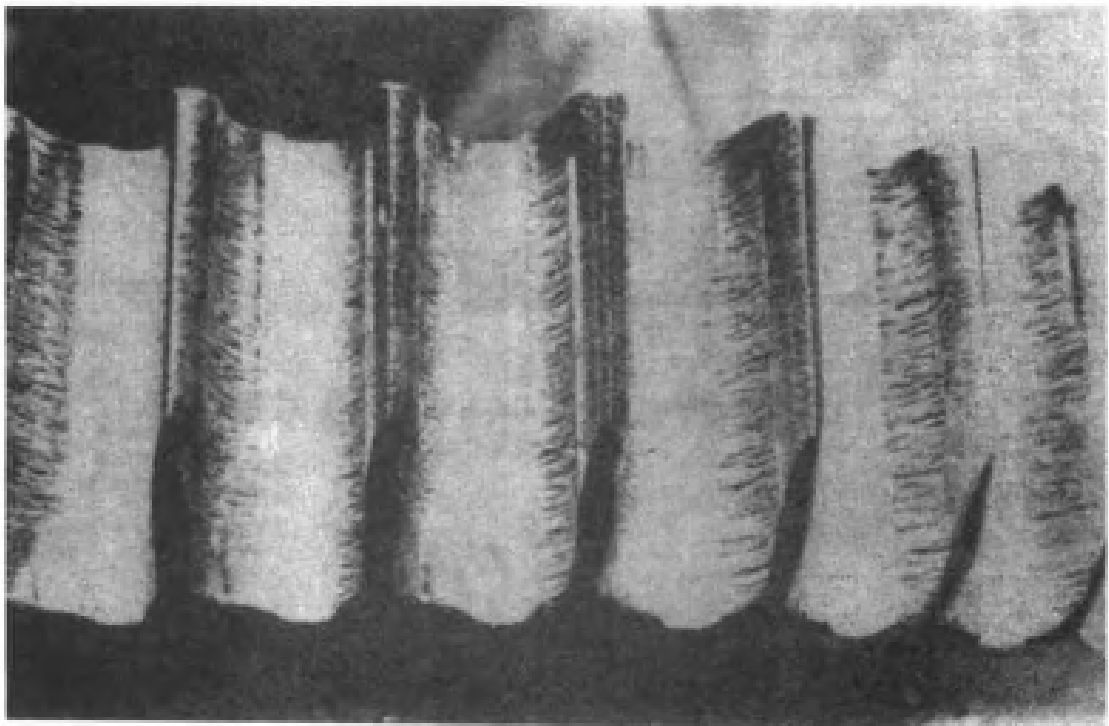
图 7-3 磨光



小齿轮正反齿面由于磨料磨损齿顶被磨尖。轮齿的有效齿面是光磨的,但由于相啮齿轮的齿面上嵌入坚硬微粒使齿面也出现径向划痕。

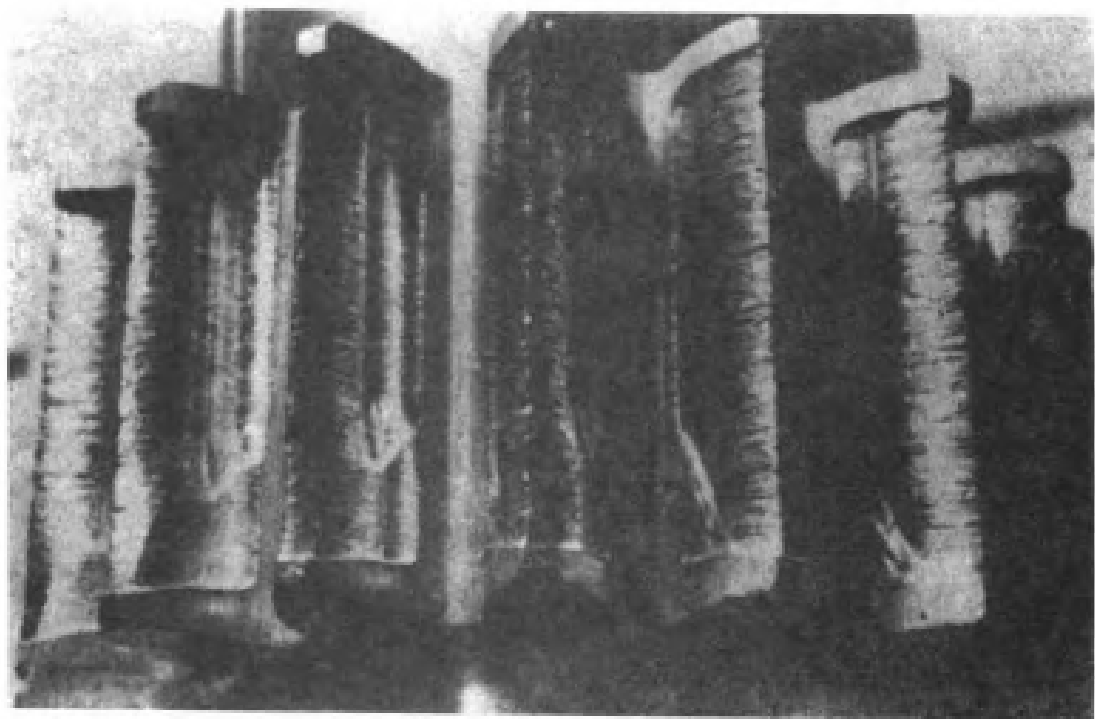
在各轮齿根部可见塑性变形。

图 7-4 磨料磨损



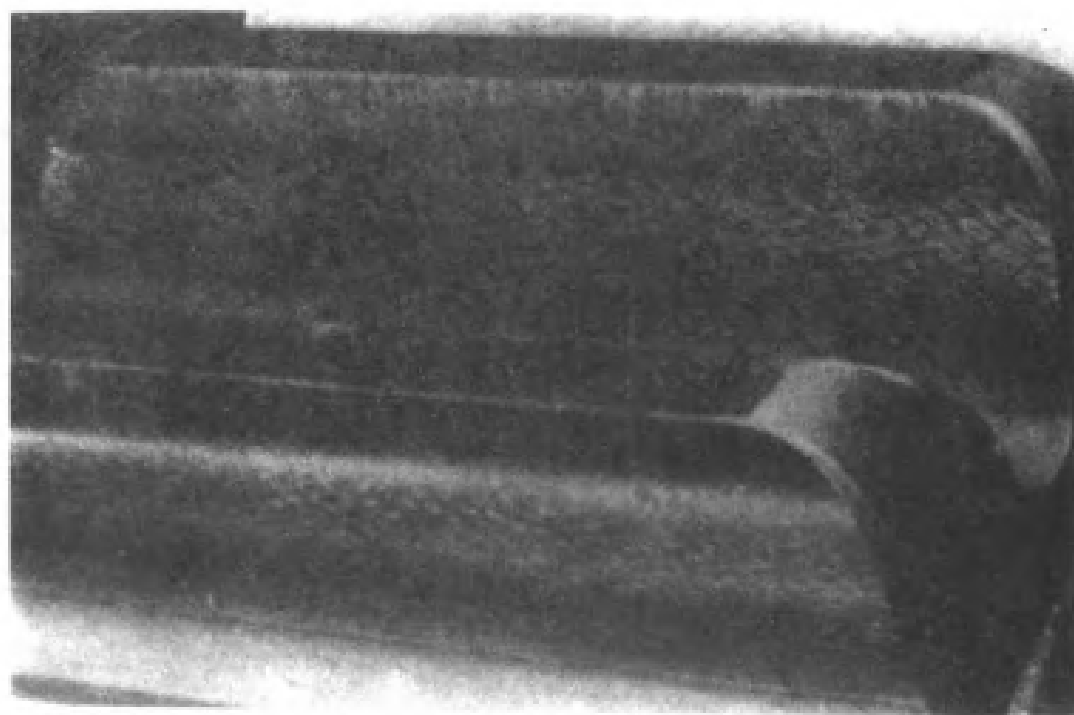
磨料磨蚀使齿轮轮齿正反齿面上有明显的材料移失，
在齿面的齿根高部分可见深的径向沟槽。

图 7-5 磨料磨蚀



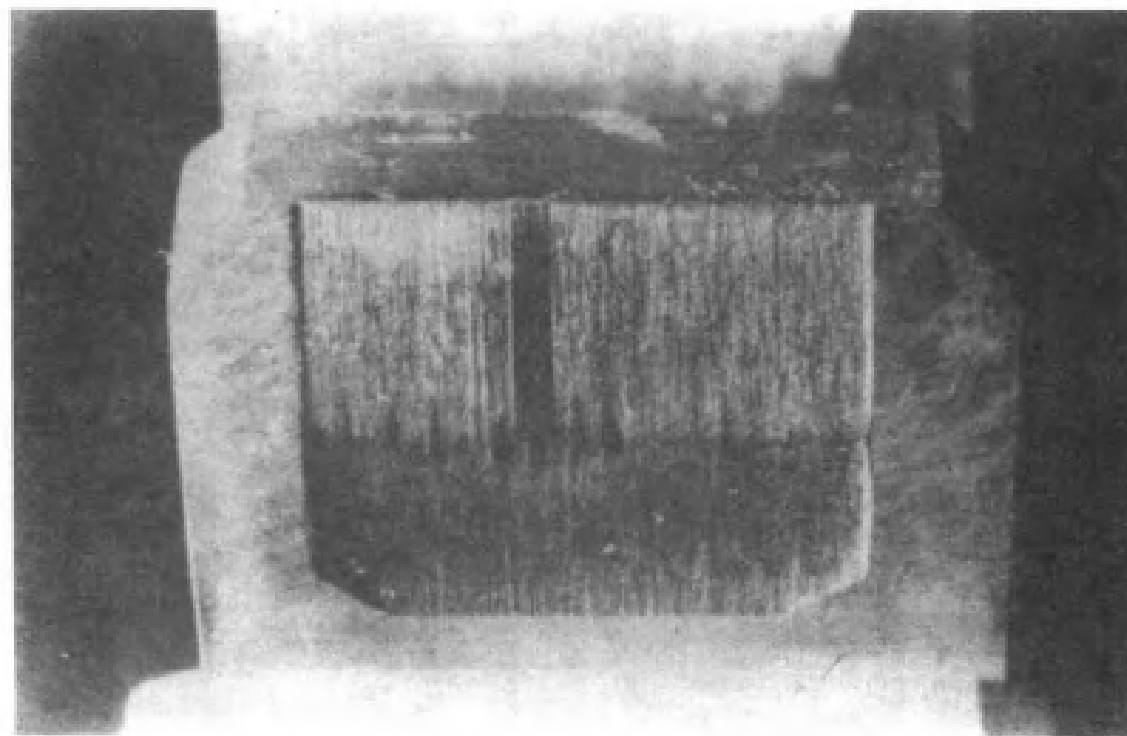
小齿轮正反齿面由于磨料磨蚀而出现的过度磨损。

图 7-6 过度磨损



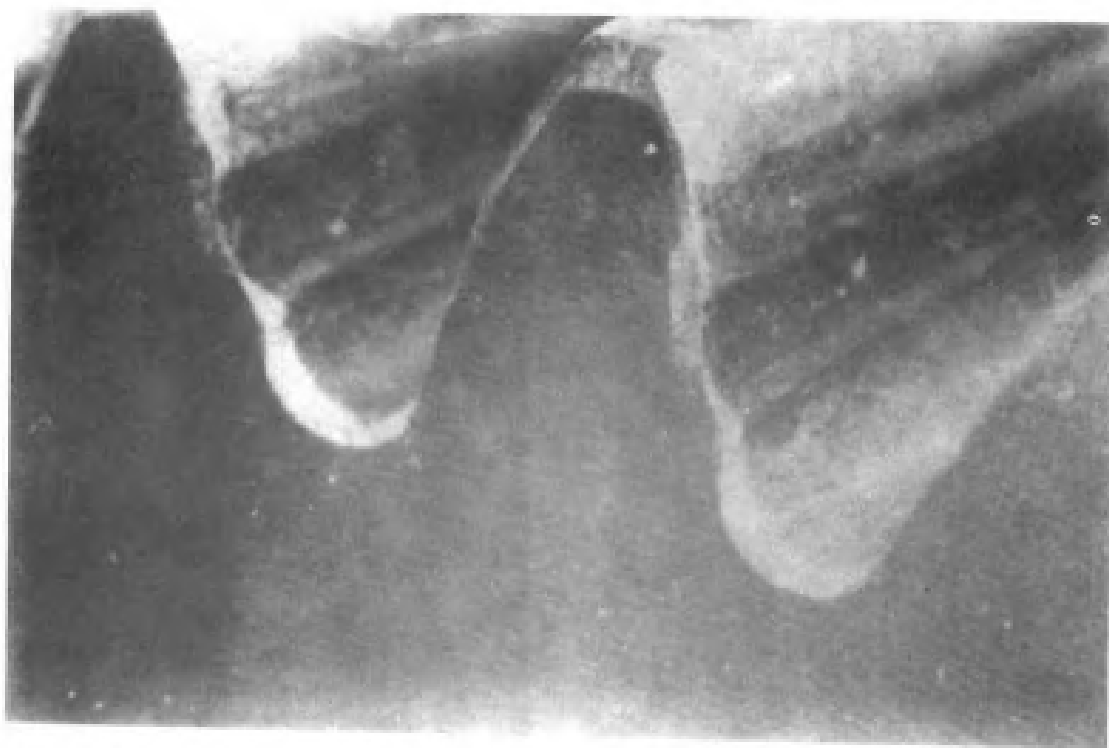
可看到的细微沟槽分布在啮合小齿轮的齿面顶部附近。在此例中擦痕在各轮齿上呈规律分布,也见图7-1~7-3中。注意下齿面上的磨齿痕迹。

图 7-7 中等擦伤



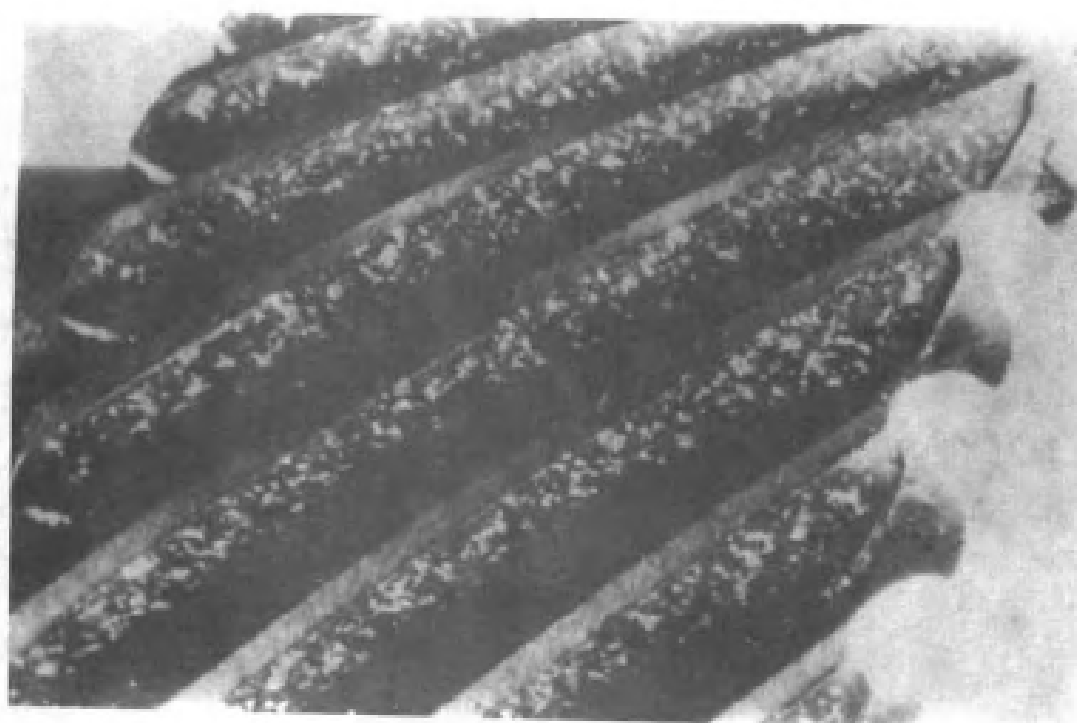
轮齿整个接触面的严重擦伤。在工作节曲面附近表面磨损不太严重。严重擦伤的另一类型见图7-5。

图 7-8 严重擦伤



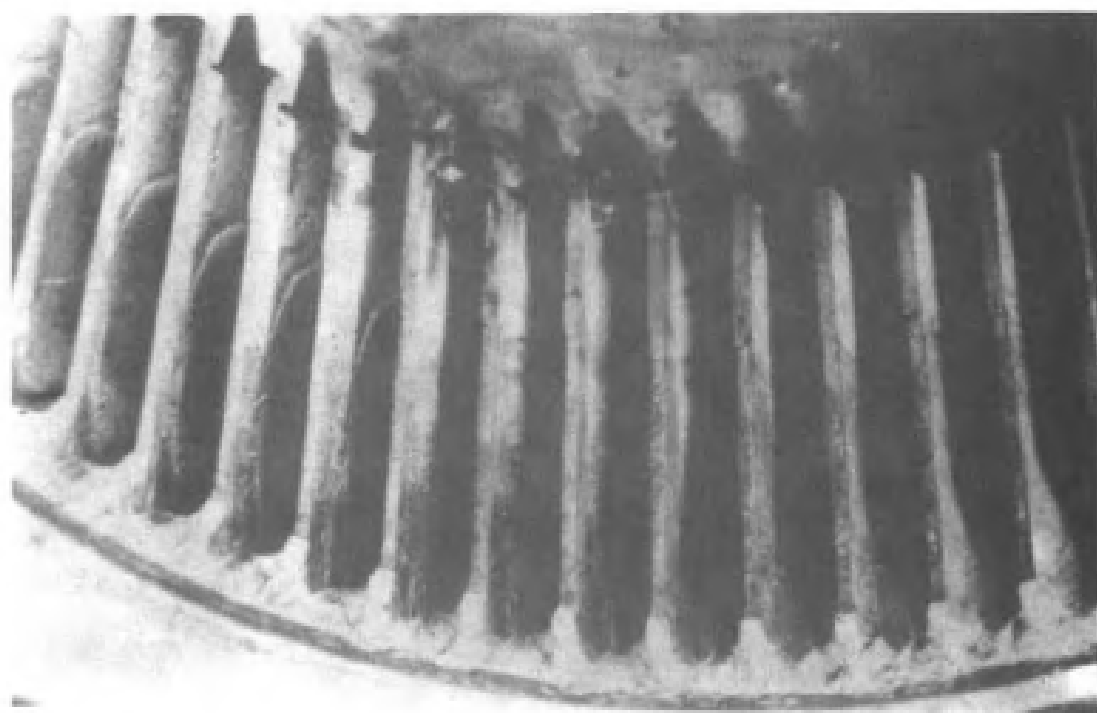
大齿轮齿面的干涉磨损。

图 7-9 干涉磨损



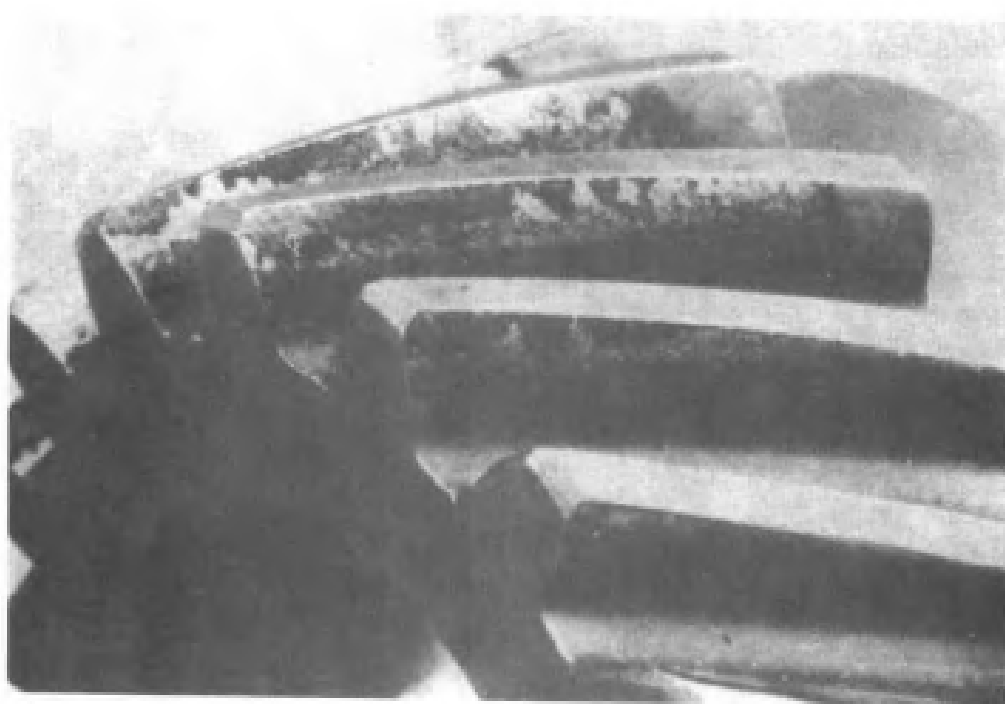
由于化学侵蚀而导致齿轮齿面的大面积腐蚀。
这种性质的损伤可以一直延续下去,直到齿轮不能再使用。

图 7-10 化学腐蚀



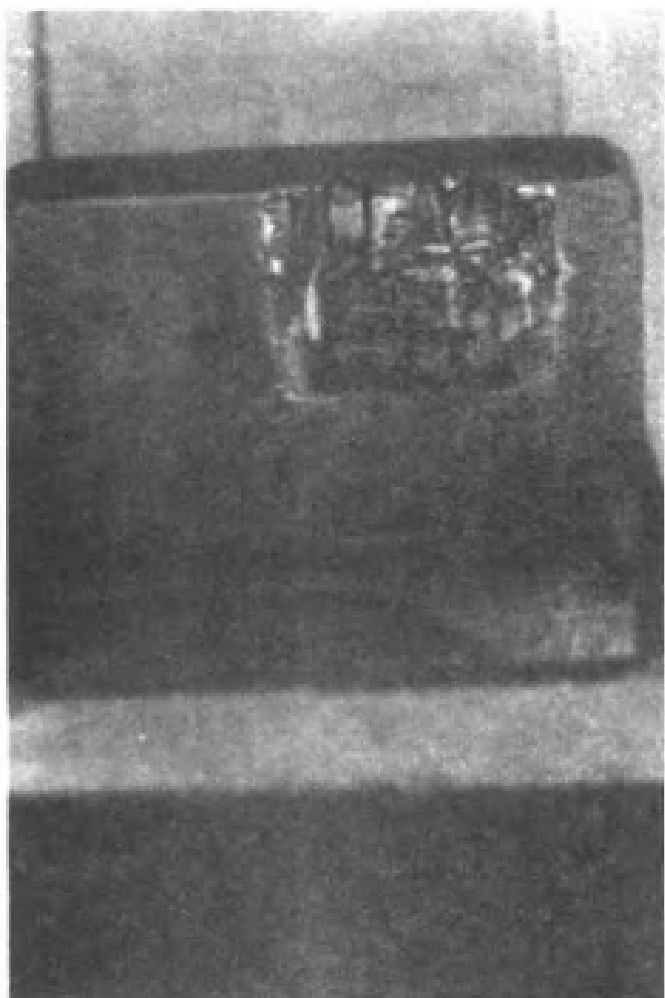
齿轮联轴器的内齿轮齿面上的微动腐蚀。

图 7-11 微动腐蚀



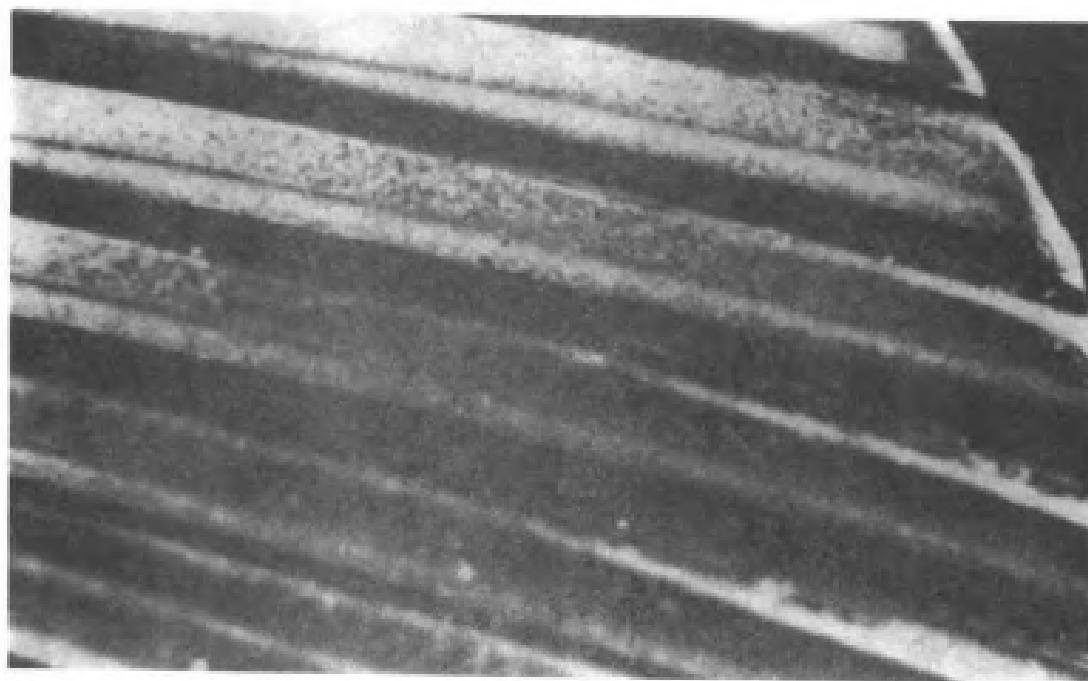
斜齿小齿轮轮齿上的鳞蚀。

图 7-12 鳞蚀



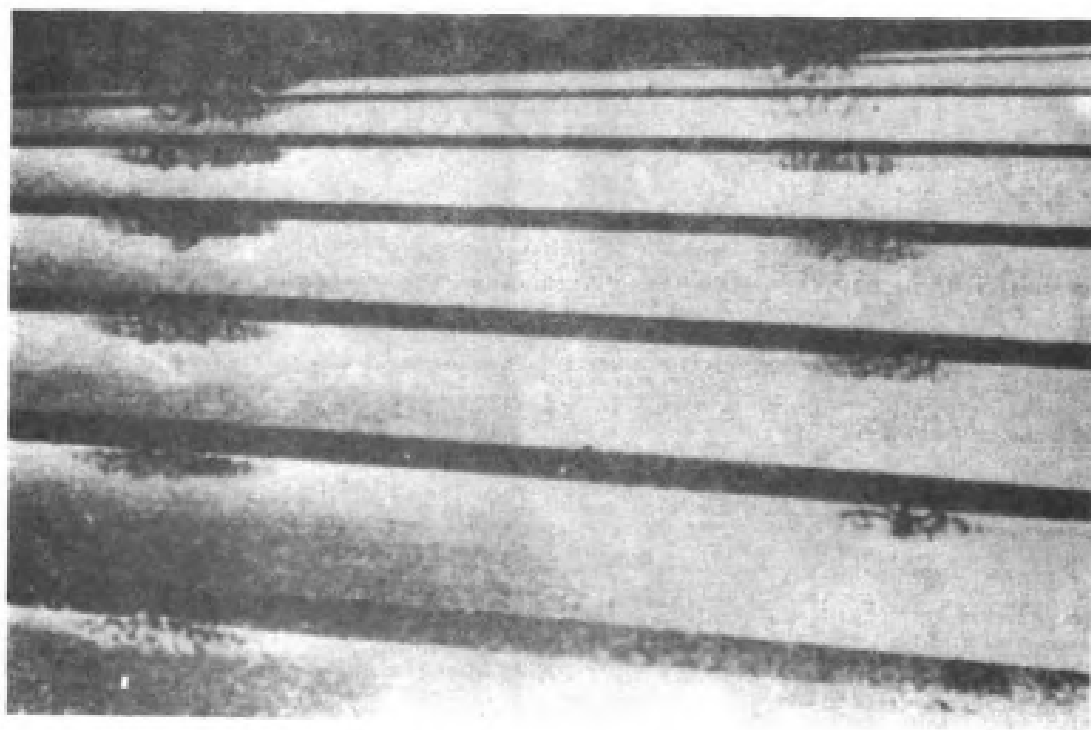
在齿轮轮齿有效齿面上由于运转中突然严重过载而产生的过热。

图 7-13 过热



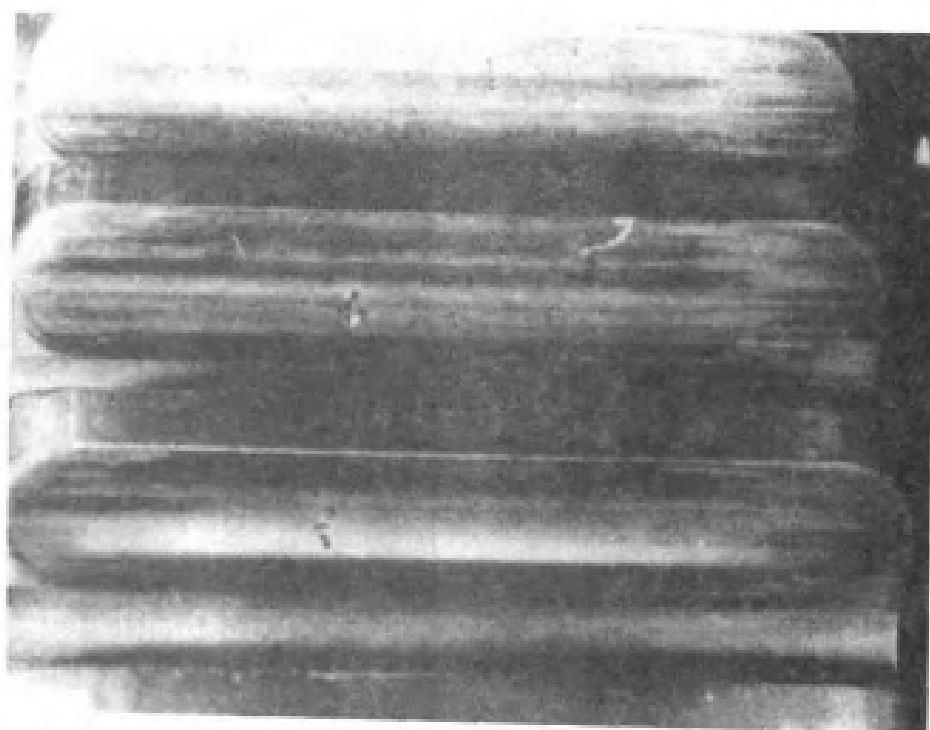
齿轮齿面上的气蚀。

图 7-14 气蚀



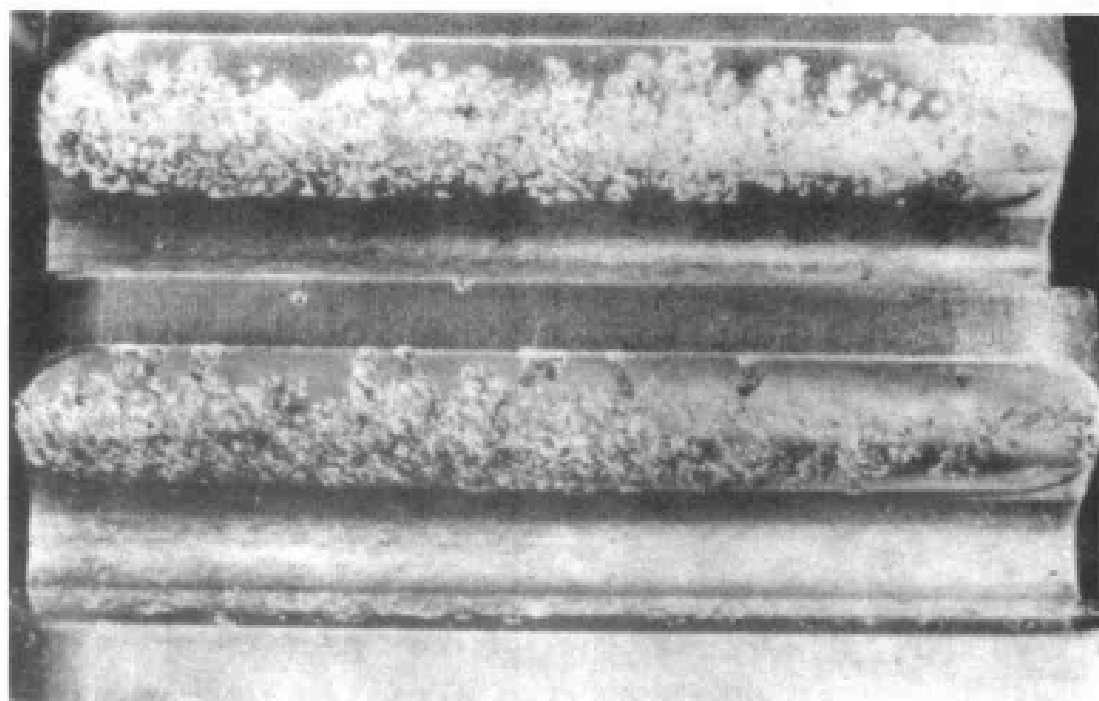
高速运转齿轮齿面顶部的冲蚀,其部位与润滑油喷嘴的方向一致。

图 7-15 冲蚀



由于小电流引起的电蚀。

图 7-16 电蚀



由于大电流引起的严重电蚀。

图 7-17 电蚀

1.2 胶合

轮齿齿面在滑动方向上形成的带状粗糙部分。它的粗糙度随轻度胶合至严重胶合而变化。齿面间润滑油膜的破裂能导致齿面间局部焊合,并伴有齿面材料迁移。

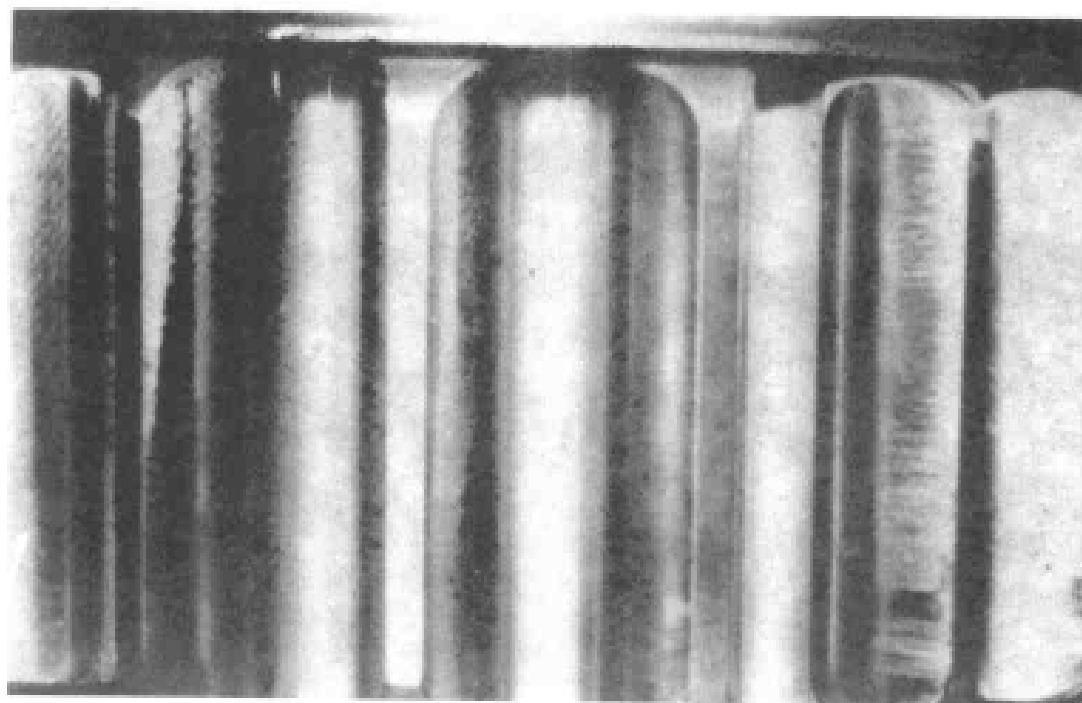
在 GB/T 3481—1997 中,仅给出了四幅图表示轻微胶合、局部胶合、严重胶合(热胶合和冷胶合)。对这几类胶合的特征、起因和预防措施未分别叙述,在本条中将对这几类胶合形式予以较详细的描述,见表 7-2。

表 7-2 胶合

术 语	特 征	起 因	预 防 措 施
轻微胶合	常呈现为在靠近齿顶或靠近齿根的齿面上沿滑动方向极轻微而细密的伤痕(一条暗带),有时要借助于显微镜才能见到其粘着痕迹。通常可随运转的进行而自行恢复。见图 7-18	可能是由于在运转初期啮合齿面的润滑条件与工作情况不甚协调,但材质条件较好而造成的,它也可能是由于轻微干涉而引起的	控制起动过程中的载荷和保证良好的润滑条件,可避免产生轻微胶合。如由轻微干涉引起的损伤,则应及时排除产生干涉的起因

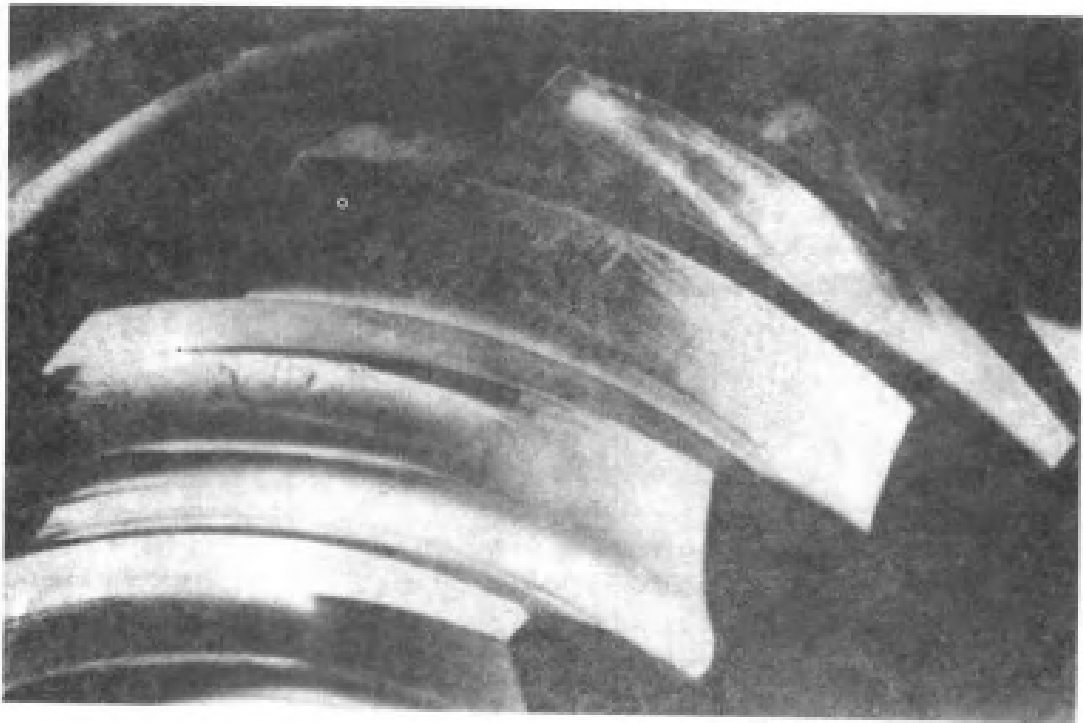
续表 7-2

术 语	特 征	起 因	预 防 措 施
局部胶合	在形貌上与中等胶合有相似之处,但仅发生于相接触齿面的局部区域上,并不沿相接触的全部齿面延伸,扩展。如果引发胶合的原因不再发生,通常这类胶合可随运转的进行而自行恢复。见图 7-19	通常局部胶合是由于载荷集中造成的,载荷集中可能是设计不当引起的,也可能是制造误差、安装误差,外载荷引起的轴斜或齿面不均匀冷却形成的。在鼓形齿中,当鼓形量过大时,在凸起部分上也会形成载荷集中而引起局部胶合。齿轮热膨胀不均匀也会形成凸起效应而导致载荷集中,尤其齿宽较大时,齿轮的中部比两端温升高,热膨胀量大,这种毛病易于出现	可通过消除局部载荷集中来避免发生局部胶合。齿轮箱体轴孔中心线的形位公差和齿轮齿向误差应选择适当。高速齿轮应注意使啮合区宽度散热均匀,冷却流量和供油部位要适当。鼓形齿的鼓形量也不能选得过大
严重胶合 热胶合严重胶合 冷胶合严重胶合	沿滑动方向呈现明显的粘撕沟痕。整个齿面尤其是齿顶部有明显的材料移失迹象,相对滑动速度为零的工作节线明显,齿廓几乎完全破坏,振动噪声增大,齿轮很快失效。热胶合部位常呈回火色,冷胶合部位常呈现明显擦伤划痕。见图 7-20 和图 7-21	由于润滑不充分,工作温度过高,齿面接触应力或速度过高等原因引起过热,导致热胶合。在低速下,特别是润滑脂润滑条件下,由于啮合压力过高,轮齿表面的油膜被破坏,使得表面的金属微凸体直接接触,划出明显沟槽,即冷胶合	保证齿轮传动在一定载荷、速度、温度等条件下,始终具有良好的润滑。对在较高温度下工作的齿轮可采用含极压添加剂的合成油;在低速重载条件下工作的齿轮可采用含极压添加剂和高黏度复合齿轮油



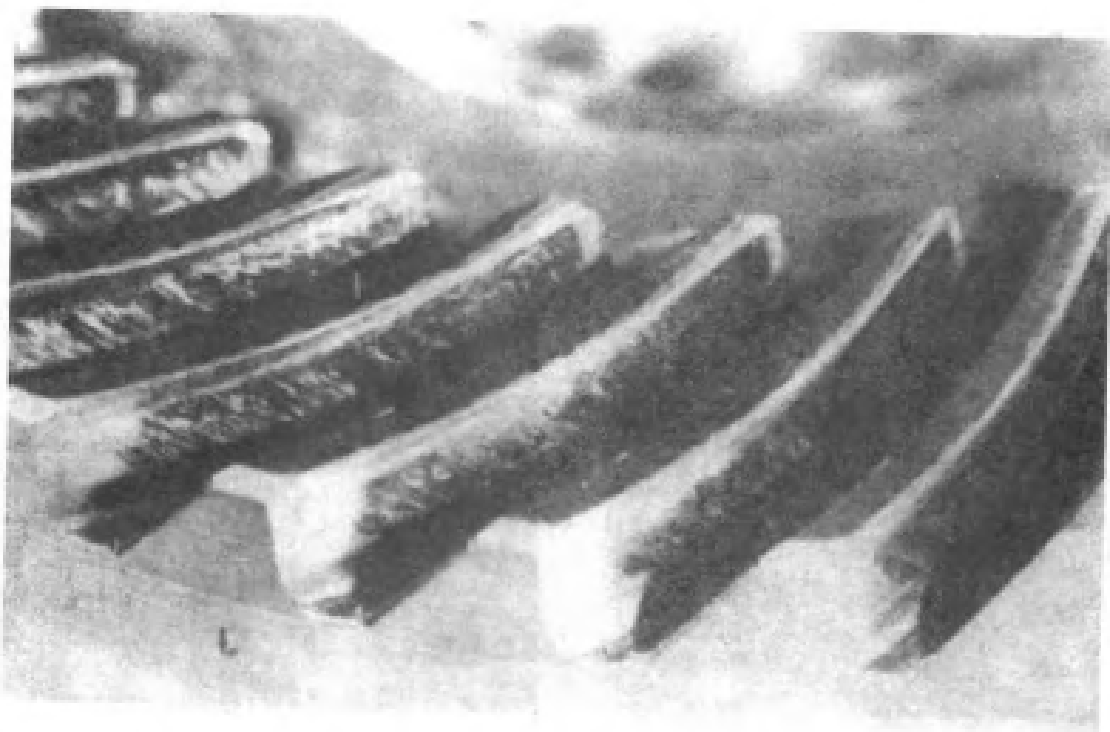
磨齿小齿轮齿面顶部的轻微胶合。通常在良好工况下这类胶合在运转期间会自行恢复正常。

图 7-18 轻微胶合



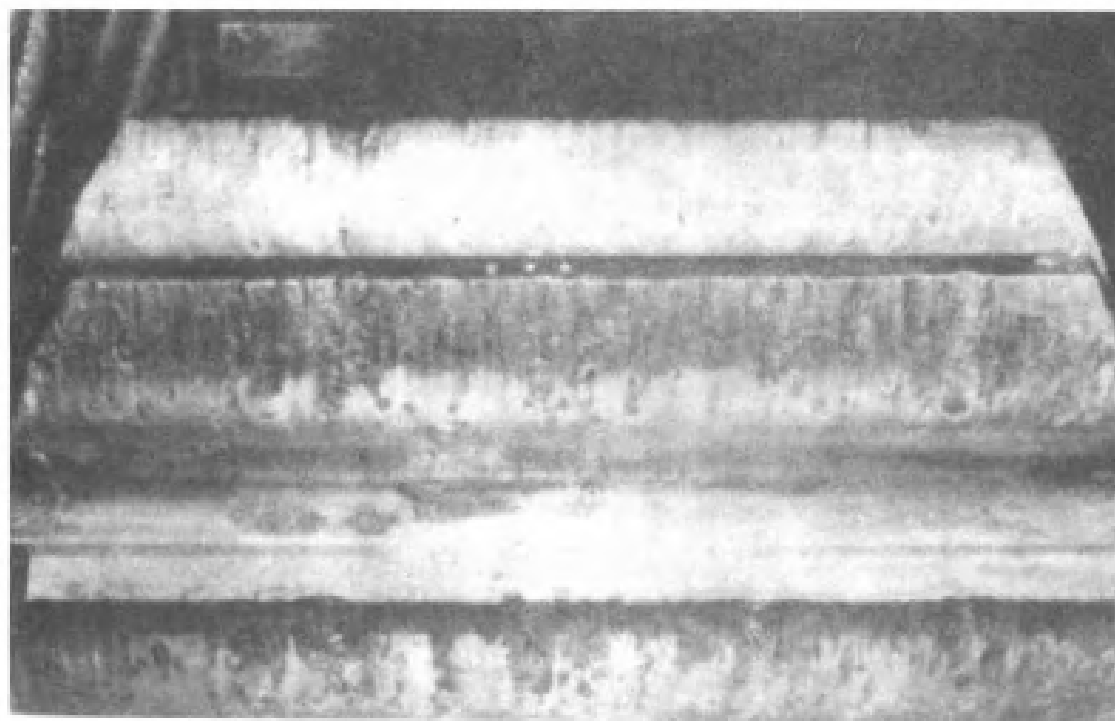
弧齿锥齿轮齿面顶部的局部胶合。若引发胶合的机制不再发生,这类损伤往往可自行恢复正常。

图 7-19 局部胶合



弧齿锥齿轮轮齿上的严重胶合。有时这种损伤会引起工作温度升高。

图 7-20 严重胶合



在低速、黏稠条件下运转的小齿轮轮齿上的严重胶合。
这类损伤通常称为“冷胶合”。

图 7-21 严重胶合

1.3 永久变形

永久变形包括压痕、塑性变形、起皱、起脊和飞边五类，每类损伤的特征、起因和预防措施见表 7-3。

表 7-3 永久变形

术 语	特 征	起 因	预 防 措 施
压痕		由于外来物或从轮齿上掉下来的金属碎片通过啮合过程而引起的齿面凹陷，见图 7-22	防止外界异物掉进齿轮传动装置中，尤其在检修时更应注意，及时清理传动装置，排除金属碎片等外界异物，轻度的压痕，经修整齿形后，仍可使用
塑性变形	卸去施加的载荷后不能恢复的变形。轮齿撞击可使齿轮轮齿弯曲、压陷，或在超高载荷和摩擦条件下运转的齿轮副由于轮齿的滚动和滑动作用可使齿面材料流动。塑性变形包括滚压型变和轮齿撞击型变		

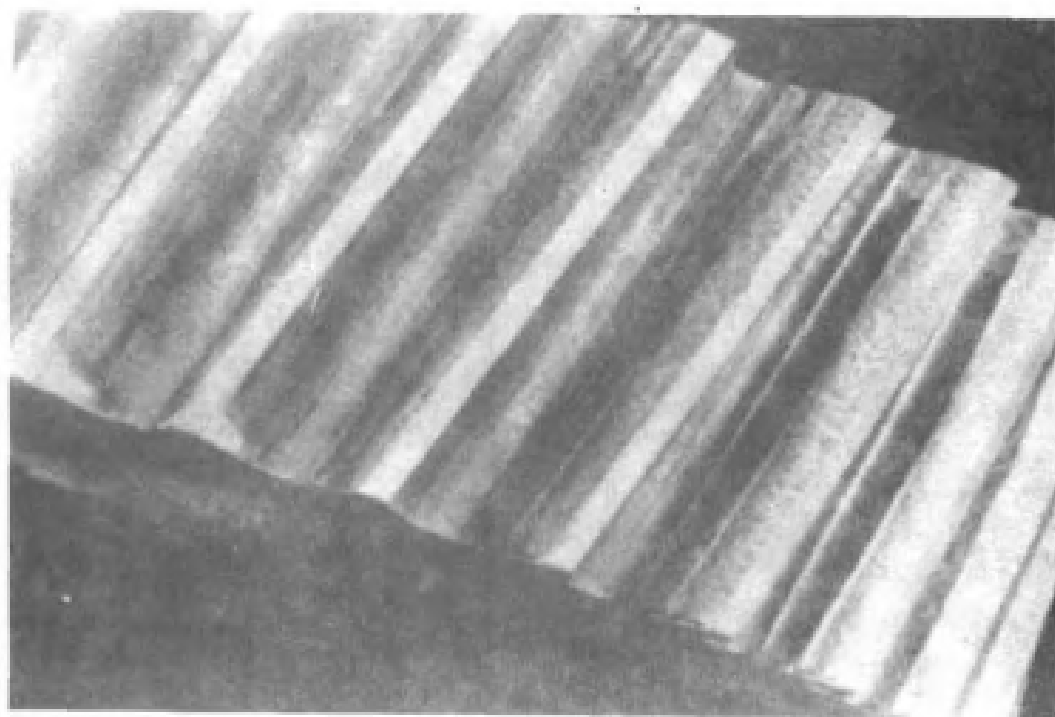
续表 7-3

术 语	特 征	起 因	预 防 措 施
滚压塑变	主动齿轮齿面上节圆柱面附近的材料向齿根和齿顶流动,并在齿根和齿顶常看到飞边,而从动齿轮齿面上相应材料向节圆柱面附近流动,因此,在主动齿轮齿面上产生沟槽,相应在从动齿轮齿面上出现起脊,见图 7-23	主要有轮齿材料硬度过低,接触应力过高,传动啮合不良,动载荷太大以及润滑不良等	减小接触应力和增加接触表面及次表面材料的硬度,可以消除这种损伤。提高齿距精度和减小齿形误差会改善轮齿工作情况,并降低动载荷;采用极压添加剂和高粘度的润滑油以改善齿轮的润滑情况、降低摩擦力。保证安装精度,控制齿向误差,以避免载荷集中,也是一般常采取的措施
轮齿锤击塑变	在齿面上易看到浅沟槽,沟槽与啮合轮齿间的接触线一致。见图 7-24	由于啮合冲击引起齿面沟槽	与滚压塑变的相同,但尤其应保证轮齿的几何精度以免产生啮合冲击
起皱	齿面上垂直了滑动方向的微小皱纹。这些小皱纹本身也是波状的,而不是真的,看上去其形状如同风吹沙上,水冲泥浆一样,只是规模小得多而已。见图 7-25。 它一般发生在硬齿面上,但在较软的齿面上有时也能发生。轻度的起皱,只要不任其发展,对齿轮传动没有明显的影响。但严重的起皱会使齿廓破坏,并引起其他型式的严重损伤	起皱通常是在齿轮运转过程中,由于润滑不良及高压力的作用下,工作齿面间产生“爬行”(粘附滑动现象)的结果。它往往与低速(或中速)条件下油膜厚度不足、振动等因素有关。虽然发生起皱的某些条件与发生磨损相类似,但它是一种齿面塑性流动	增加齿面硬度、减少接触应力、改善润滑状况,都可防止起皱的发生。采用极压添加剂粘度的润滑油、提高速度、控制齿轮的振动等办法,都可改善润滑状况
起脊	在齿轮齿面上由于塑性变形,有时是由于磨损,而形成的明显的隆起和沟槽。这种损伤形式最常见于在轮齿接触线方向上有一显著的滑动分量的低速齿轮齿面上(如蜗杆传动和准双曲面齿轮传动),起脊产生于低硬度齿面上,若接触应力较高,也会产生于高硬度齿面,如车辆驱动桥上用的表面硬化准双曲面齿轮。见图 7-26	起脊是由于高的接触应力、低的滑动速度和齿面间润滑不良,使表面或次表面的材料沿滑动方向发生塑性流动而产生的	降低接触应力、增加材料的硬度和采用带极压添加剂的粘度较大的润滑油能够防止起脊发生,在没有循环润滑系统的传动中,经常更换润滑油并保证润滑剂中没有外来的杂质,也是有益的
飞边	在轮齿边缘形成粗糙几常为尖锐的凸出外延部分。见图 7-27	由于伴有高摩擦的重载荷或由于胶合的作用而产生飞边。有时也会在制造过程中产生	控制产生胶合、塑性变形等的因素,去除机加工产生的飞边



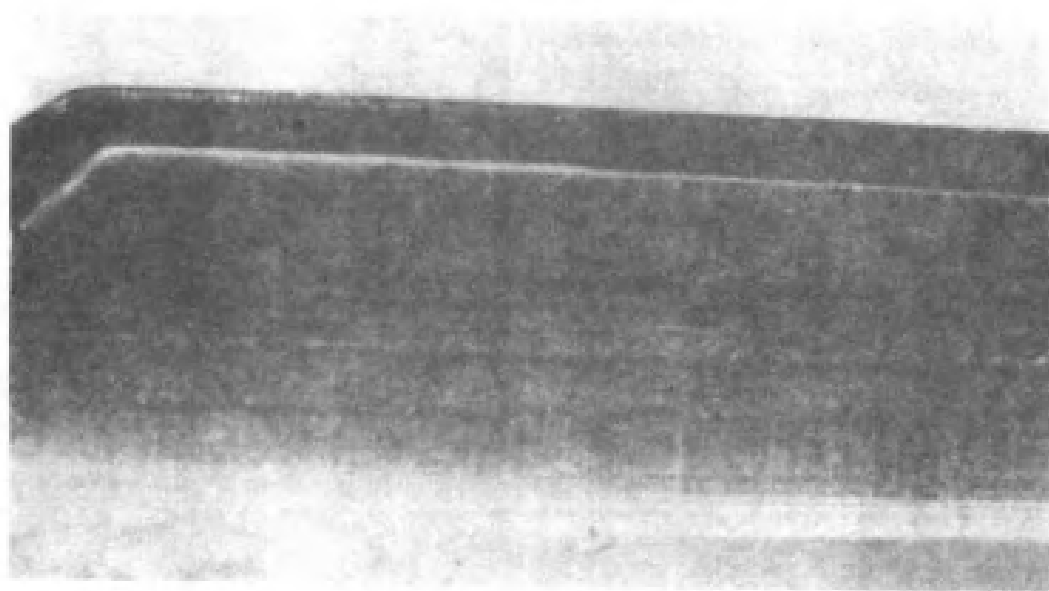
由于金属微粒通过啮合过程而引起的小齿轮几个轮齿上的压痕。

图 7-22 压痕



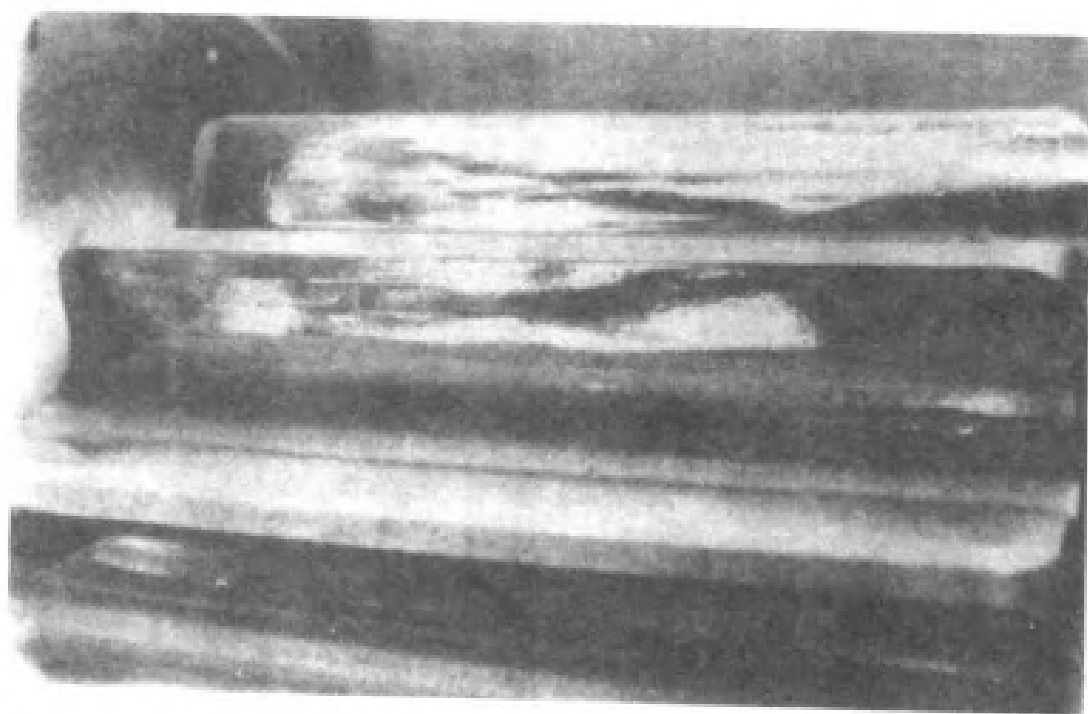
轮齿的滚压型变。图为一从动齿轮，其齿面上工作节曲面附近明显的隆起清晰可见。

图 7-23 滚压型变



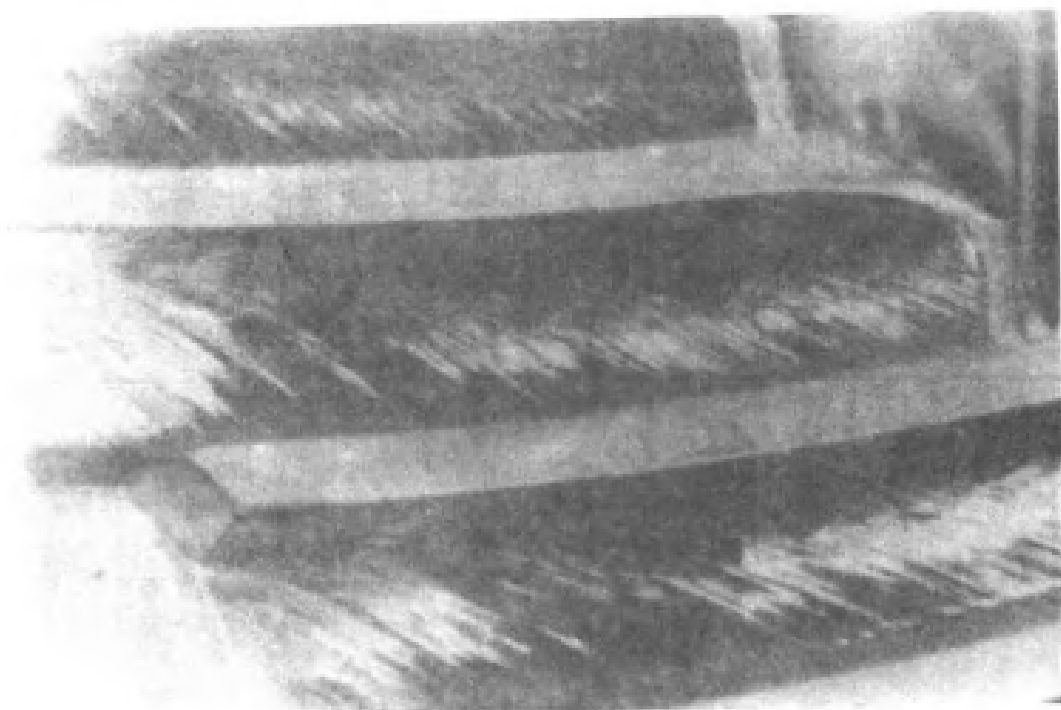
内齿轮工作齿面上由于轮齿撞击产生的塑性变形,在齿顶形成了明显的飞边。

图 7-24 轮齿撞击变形



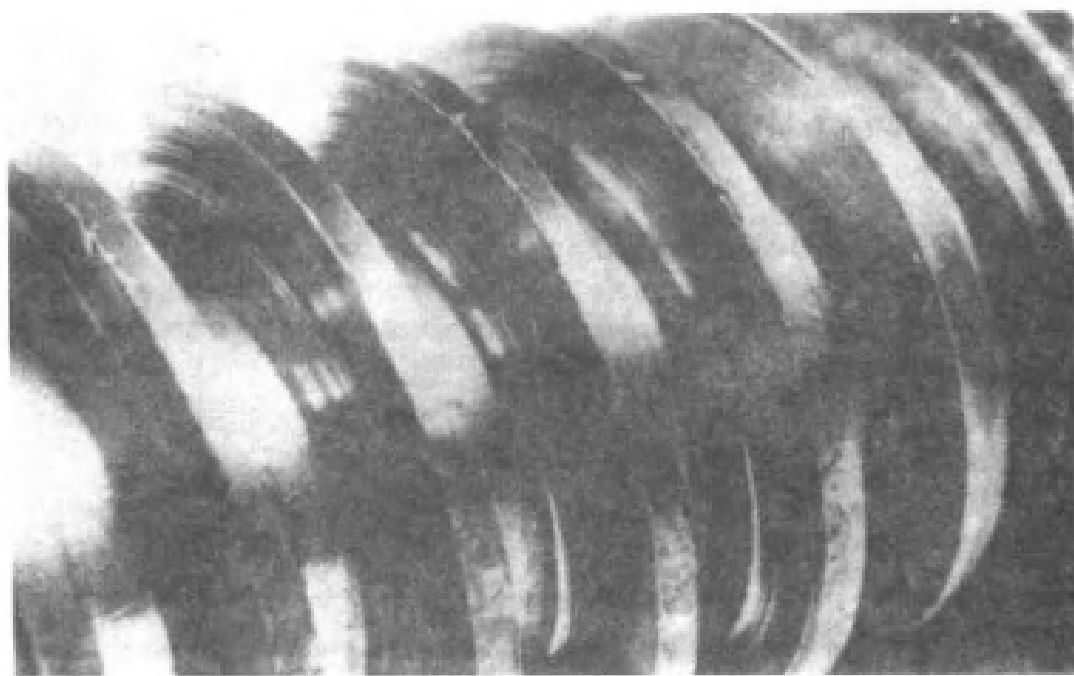
小齿轮轮齿右端载荷最大处的起皱。这种类型的起皱多发生于高度抛光的齿面。

图 7-25 起皱



弧齿锥齿轮有效内面上较明显的起脊。

图 7-26 起脊



蜗杆螺旋工作面顶部的明显飞边，这种飞边是由于压力和沿有效齿面滑动的作用产生塑性变形所致。

图 7-27 飞边

1.4 齿面疲劳现象

由于力的反复作用在表面和次表面产生应力而导致的材料损伤,其特征为齿面金属材料的移失并在齿面上形成一些凹坑。

这类损伤属疲劳损伤,不是磨损。它取决于相啮合齿面的接触应力和应力循环次数。

齿面疲劳裂纹常呈现为不规则的细线状。疲劳裂纹扩展的结果,使齿面金属脱落而形成凹坑。这些凹坑

的大小,视材料性能、载荷大小等因素而定。这些凹坑,有的不再扩,有的则不断扩展而连成一片。

根据损伤程度的不同,齿面疲劳现象可分为点蚀、片蚀、剥落和表层压碎四大类。

其中,点蚀是滚动接触或滚动与滑动混合接触的齿面疲劳现象。损伤面的颗粒脱落使齿面呈散布麻点状。见图 7-28。

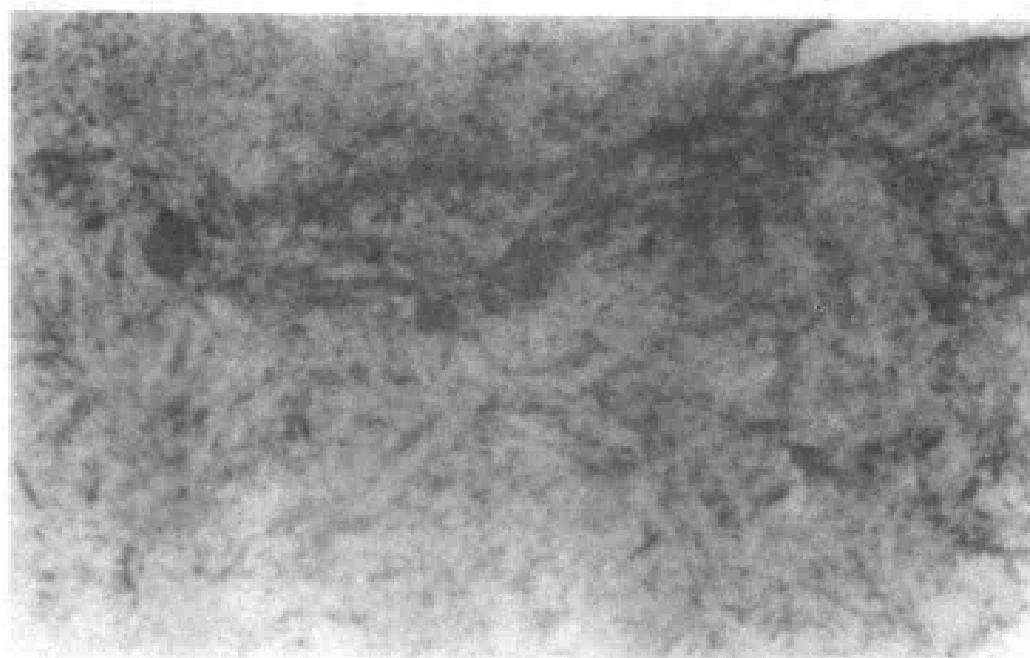
齿面疲劳现象的特征、起因和预防措施见表 7 4。

表 7 4 齿面疲劳现象

术 语	特 征	起 因	预 防 措 施
点 蚀	初期点蚀	主要是由于齿面粗糙度值过大,齿形误差较大或加工和安装产生轴线歪斜引起齿面接触不良、造成局部过载而导致的	轮齿表面光滑和从运转一开始载荷就沿齿宽分布良好,可避免产生这种点蚀。提高齿形精度、采用内廓修形以减小动载荷的办法,在一定程度上可控制产生点蚀。精心跑合,也可改善轮齿的贴合情况,从而减轻早期点蚀
	扩展性点蚀	主要是由于齿面上过高的应力引起的,随着应力循环次数的增多,点蚀不断扩展,从而导致运转不良和噪声增大。 齿面接触强度和硬度不够,动载、偏载严重,润滑和齿面粗糙度不良等是造成扩展性点蚀的因素	保持接触应力低于轮齿材料的疲劳极限,破坏性点蚀就可避免。提高材料的硬度,可提高材料的疲劳极限。有时仅提高主动件的硬度,也能制止这种点蚀。提高润滑油的粘度以及采用适宜的添加剂,对防止齿面点蚀都有明显的效果
	微点蚀	轮齿过载、轮齿精度低及齿面粗糙度过大、散热条件差和润滑不良	防止过载、提高精度、降低齿面粗糙及进行跑合,改善散热条件及润滑条件,采用极压添加剂等
片 蚀	齿面损伤的一种形式。其特征是齿面材料有较大面积的薄片脱落,使齿面出现形似倒三角形的深度大致相同的浅坑。见图 7-35	主要是局部严重过载,其他因素与点蚀时的相同	控制局部严重过载,其他同点蚀

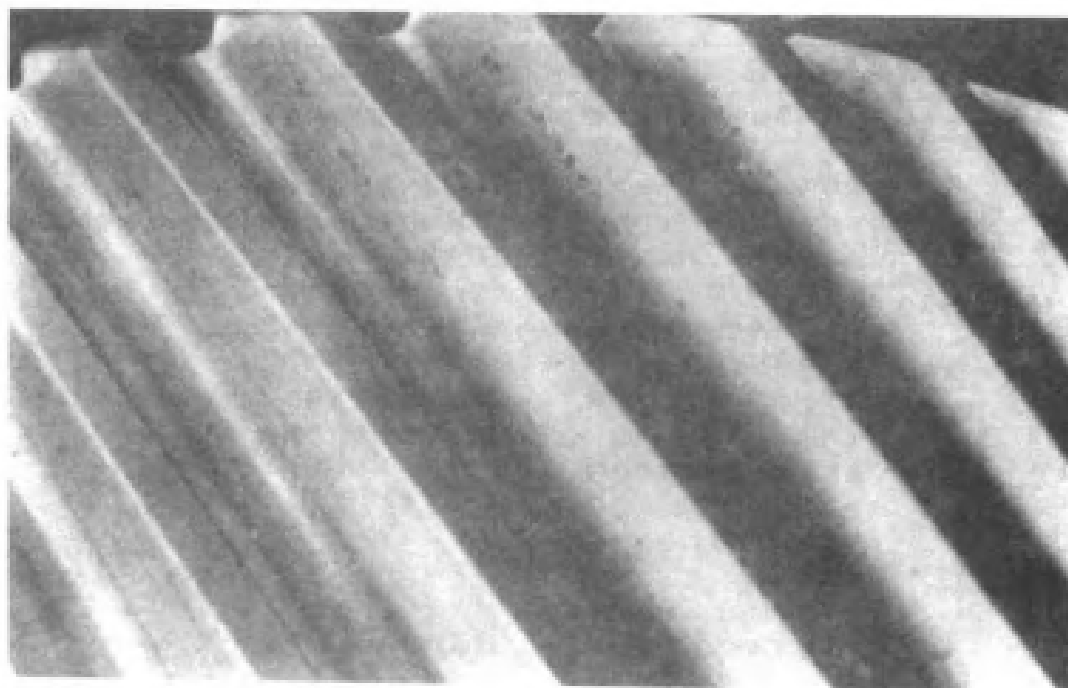
续表 7-4 齿面疲劳现象

术 语	特 征	起 因	预 防 措 施
剥落	<p>术语剥落有时也可用来代替术语片蚀,但剥落特别用来表示脱落的碎片厚于齿面硬化层且形状不规则的类似于片蚀的损伤。见图7-36。剥落坑一般较为浅平,比点蚀坑大些。</p> <p>剥落是一种扩展性微点蚀,当蚀坑聚结并形成覆盖齿面一较大面积的不规则凹坑时,就发生剥落。</p> <p>这种损伤通常都是在过高的接触应力反复作用下,疲劳裂纹发展到一定程度后齿面材料碎裂而形成的。</p> <p>剥落可以在点蚀坑的边缘碎裂扩大连接而成,这种情况一般在中硬材料的轮齿上最为常见,并可在未达到疲劳极限之前发生</p>	<p>表面硬化处理的轮齿,由于材料缺陷,热处理毛病,磨削过热以及载荷过大等原因使齿表层或次表层的应力超过该处材料的极限应力,裂纹应在表层或次表层内产生然后裂纹在表层内或沿着齿表层软硬过渡区延伸和扩展。</p> <p>引起剥落的原因还有局部过载,润滑油黏度过低和齿面质量差等</p>	<p>控制轴线歪斜和齿形误差以消除局部过载,提高材料质量和齿面硬度,保证热处理质量,适当提高润滑油黏度。</p>
表层压碎	<p>由于裂纹通常在表层与心部的过渡区延伸,致使大块表层材料碎片逐渐脱落。</p> <p>这是一种严重的剥落形式,常在硬齿面上发生,剥落坑一般较大,较深,坑边缘有明显的脆裂性。见图7-37</p>	<p>由于表层材料缺陷,热处理不良,磨削过热,局部过载或应力集中引起轮齿表面质量不良,包括硬化层过浅,硬度梯度过大,硬度分布不均等造成表层或表层与心部的过渡区产生裂纹</p>	<p>提高材料质量,在保证强度的条件下提高塑性,消除材料缺陷,改善加工工艺消除残余应力,控制热处理质量,以提高表面硬度,保证硬化层深度,降低过渡区的硬度梯度及硬度不均匀</p>



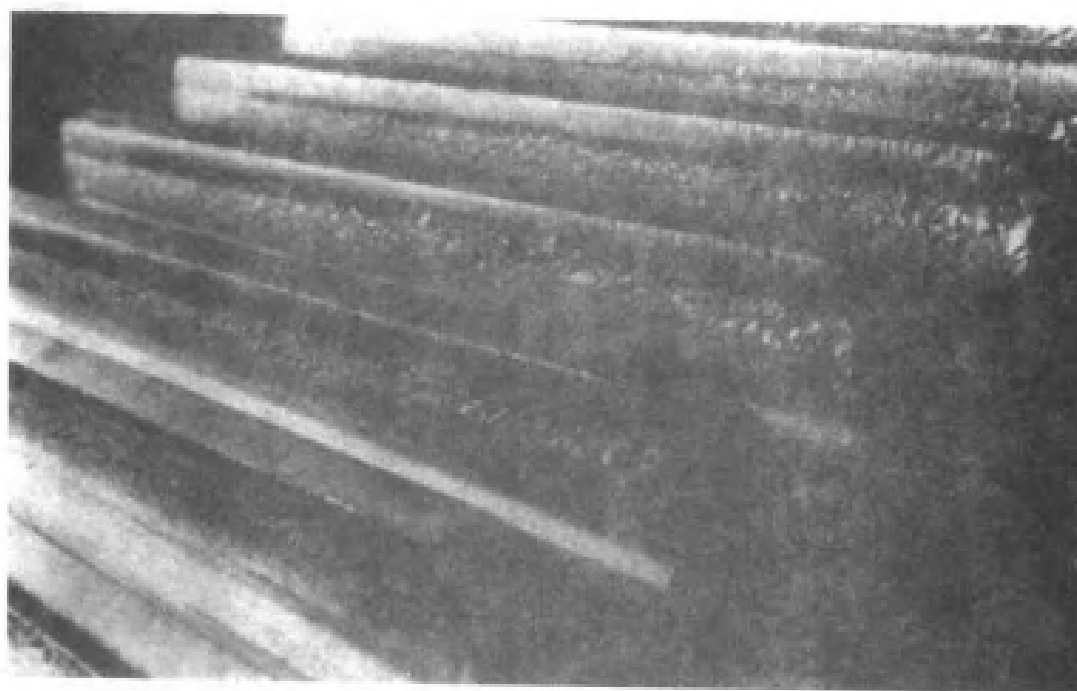
表示齿面一个蚀坑如何在齿面里层发展的一轮齿横截面。放大倍数:1000

图 7-28 点蚀



大齿轮齿面的初期点蚀。点蚀密度最大区与表面载荷最高区相一致。

图 7-29 初期点蚀

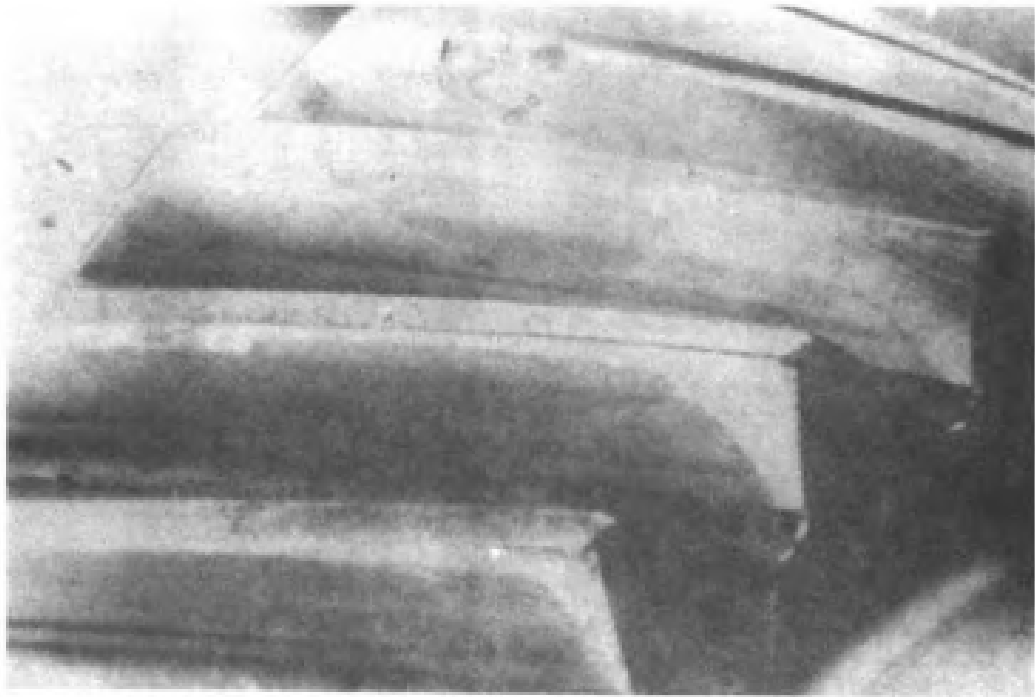


调质齿轮有效齿面上的扩展性点蚀。

最大蚀坑在齿面上节曲面附近,较小的蚀坑在下齿面。

在下齿面,滑动运动的分量和滚动运动的分量方向相反,所以它们的速度相对增大。

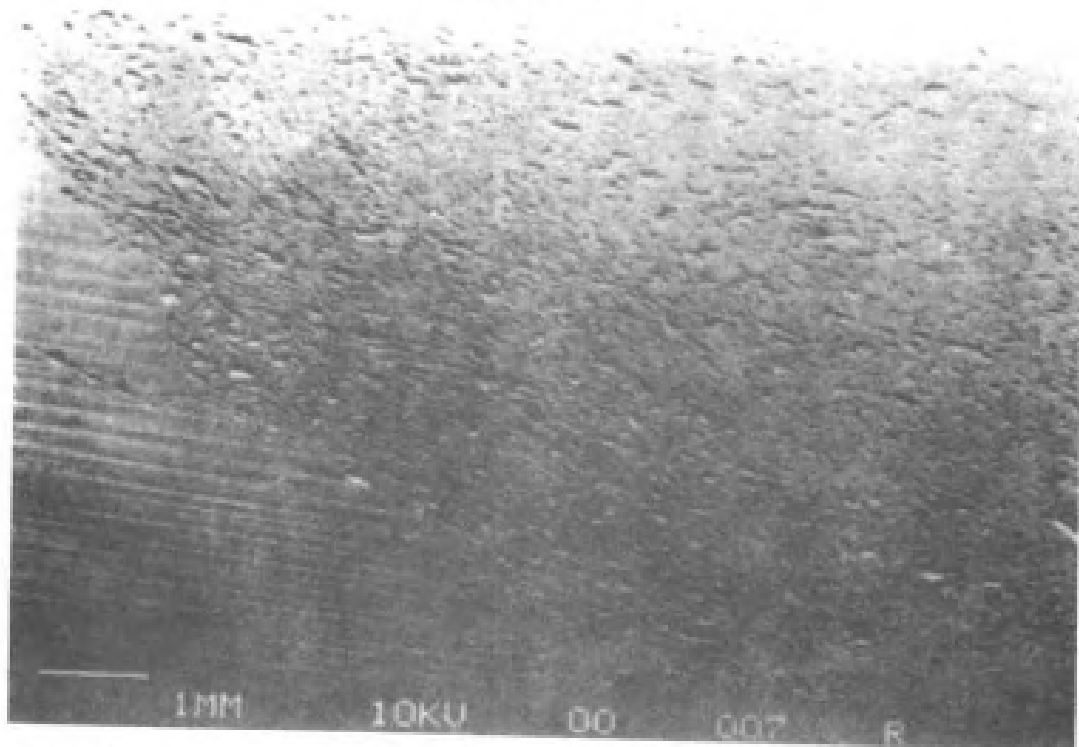
图 7-30 扩展性点蚀



表面硬化小齿轮有效齿面上的微点蚀。
在此例中,由于齿形偏差和螺旋角偏差的影响,微点蚀在整个齿面上呈不规则分布。

图 7-31 微点蚀

滑动方向 ↑ 或 ↓



在低放大倍数显微镜下齿面的微点蚀。
放大倍数:15

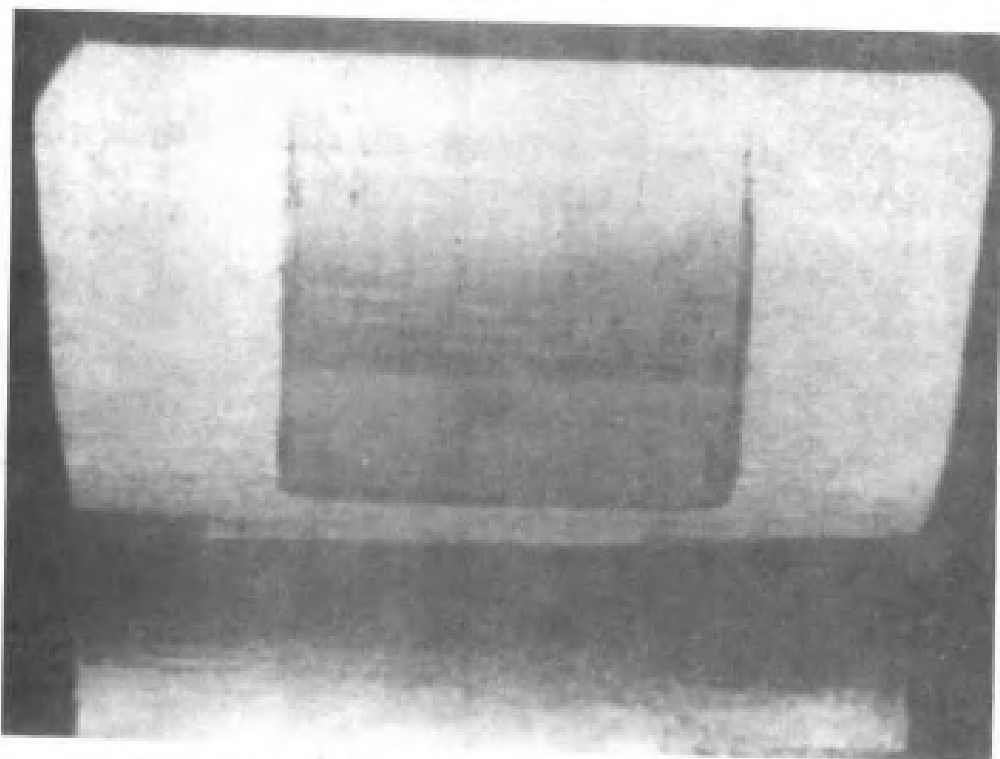
图 7-32 微点蚀

滑动方向←或→



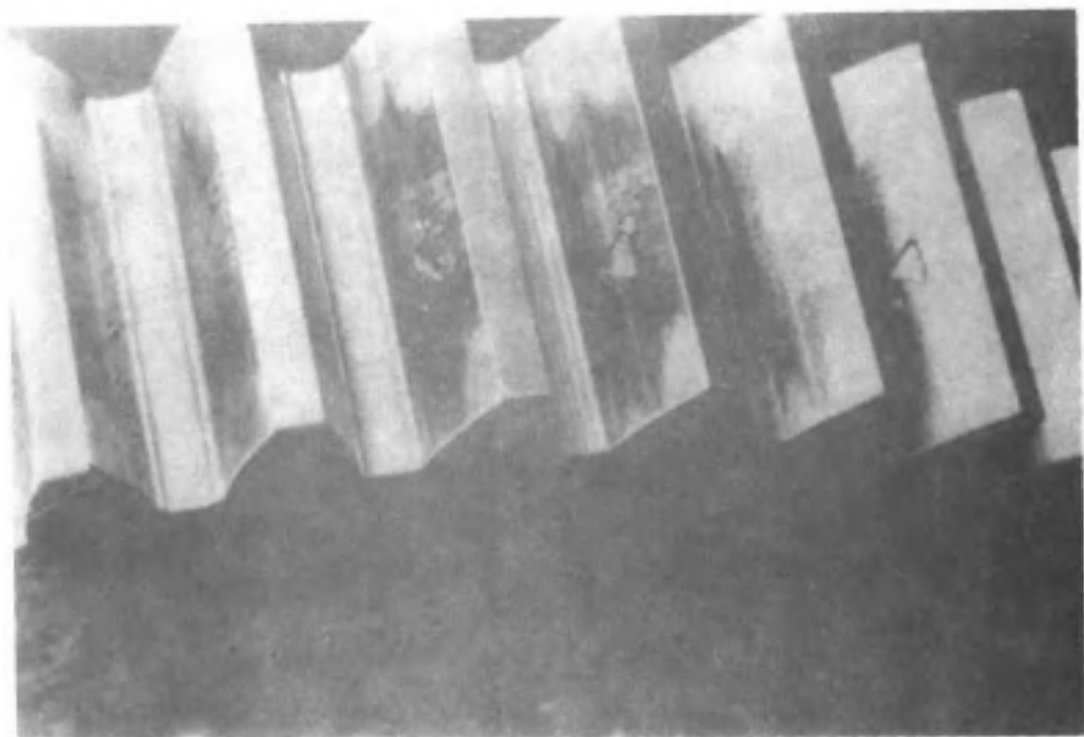
在高放大倍数显微镜下齿面的微点蚀。
放大倍数,1000

图 7-33 微点蚀



均匀分布于表面渗碳小齿轮轮齿下齿面的高密度微小蚀坑。

图 7-34 微点蚀



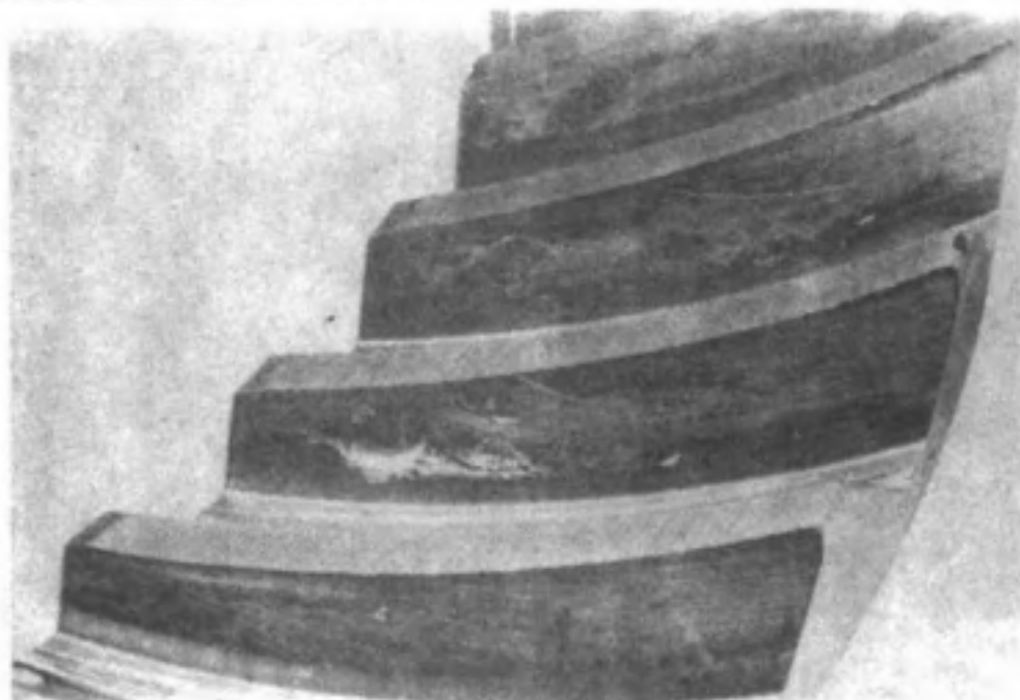
轮齿有较大鼓形量的直齿大齿轮有效齿面上的点蚀。
这种调质齿轮因严重过载而出现损伤。

图 7-35 点蚀



氮化小齿轮几个轮齿上最大负载区域的剥落。

图 7-36 剥落



表面硬化氮化齿轮大轮工作齿面的表层压碎。在轮齿上可看到大量的与小齿轮齿面接触线方向一致的裂纹。一齿面上有大量材料脱落，形成一大的凹坑。

图 7-37 表层压碎

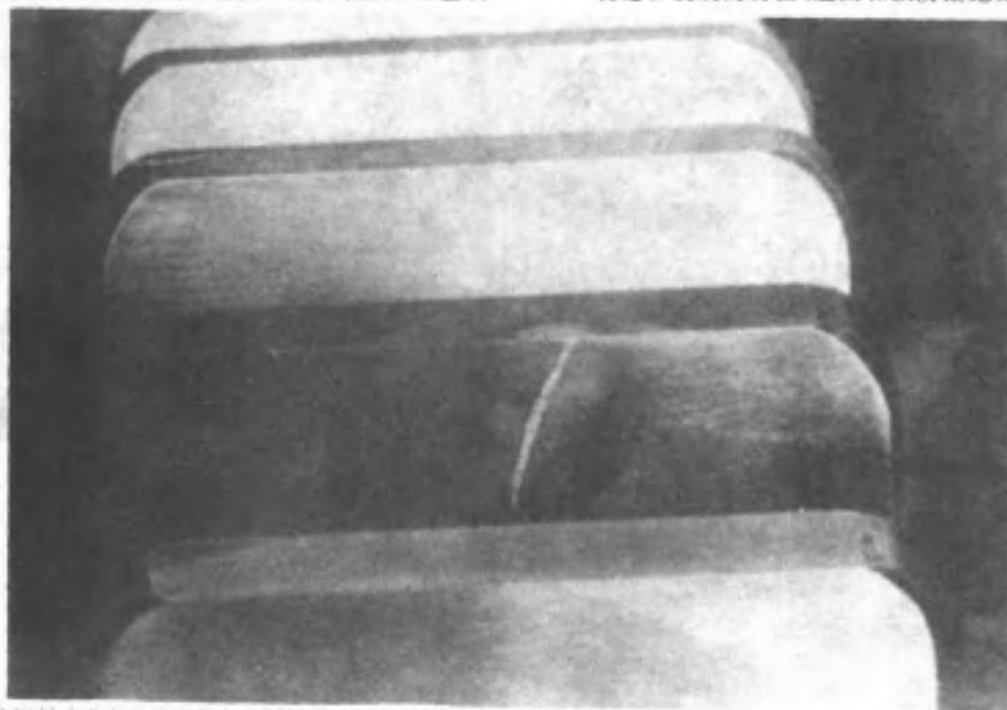
1.5 裂缝和裂纹

由于一个或多个原因，诸如磨削不当、热处理不当、应力过大或材料缺陷等，齿轮上可出现裂缝和裂纹。见图 7-38 和图 7-39。

根据裂缝和裂纹形成的特点，可分为加工工艺裂

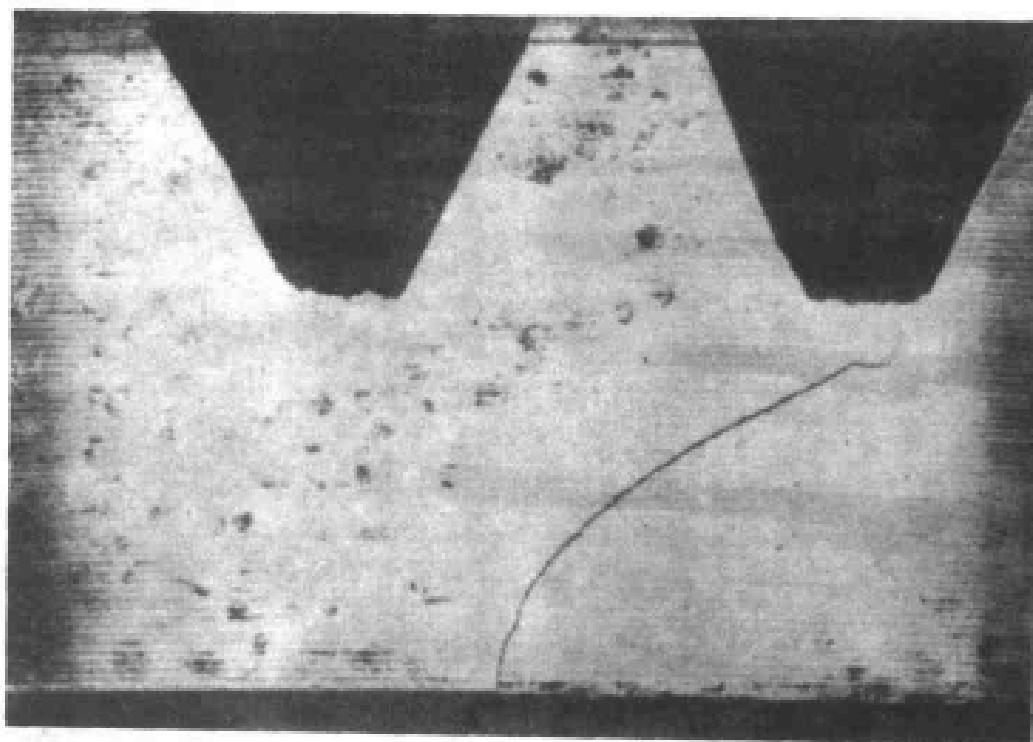
纹和使用裂纹两大类。加工工艺裂纹是在齿轮的加工过程中，所使用的工艺不当而造成的，如淬火裂纹和磨削裂纹；使用裂纹是在齿轮的使用过程中产生的，如疲劳裂纹。

裂缝和裂纹的特征、起因和预防措施见表 7-5。



在齿轮切削过程中显露出的由于制造缺陷引起的裂纹。

图 7-38 裂纹

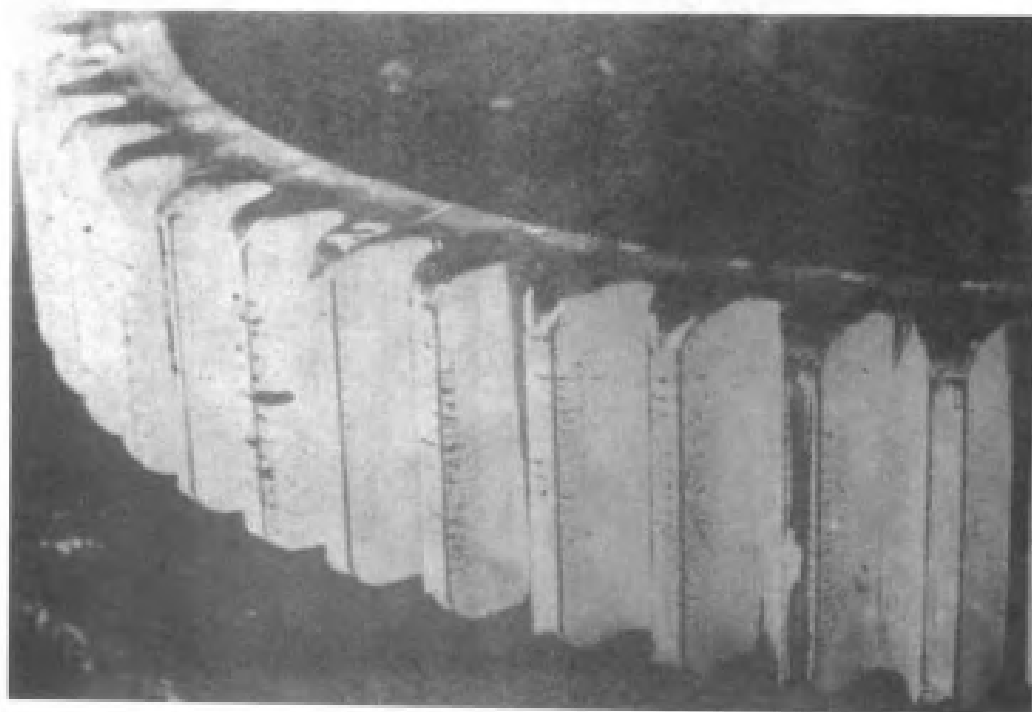


由于轮缘厚度不够在大齿轮轮缘上产生的裂纹。

图 7-39 裂纹

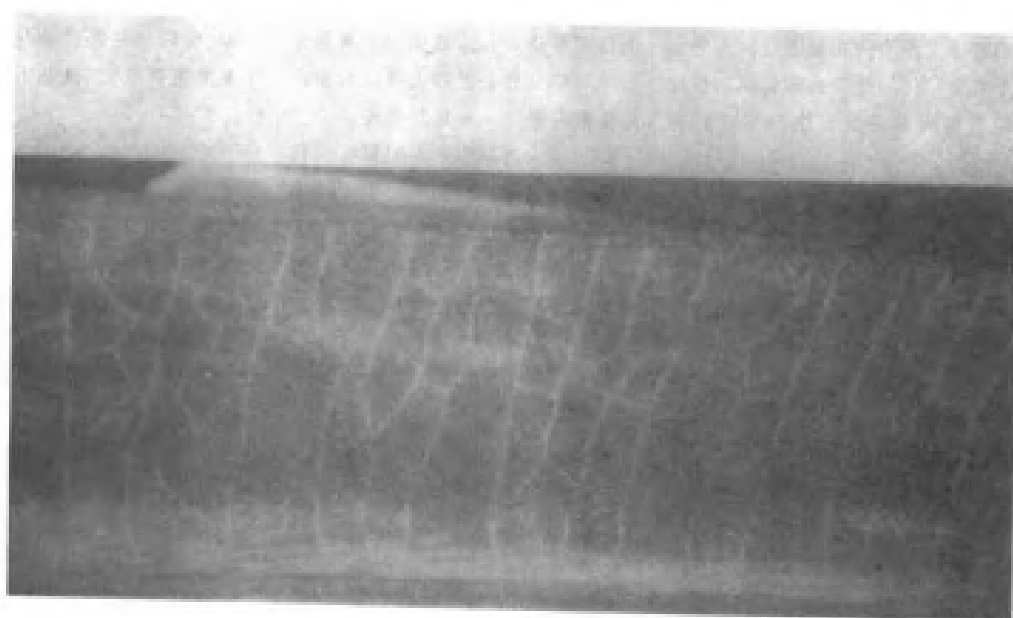
表 7-5 裂缝和裂纹

术语	特征	起因	预防措施
淬火裂纹	齿轮在热处理过程中由于过大内应力引起的裂纹。这种裂纹常在淬火过程中出现,但也可由其他原因引起,由火焰或感应淬火的局部硬化轮齿表面比全齿廓硬化的轮齿表面或调质齿轮的轮齿表面容易出现这种形式的损伤。见图 7-40	淬火裂纹多数呈发丝状,有时能自行扩展。裂纹有的沿齿根圆角半径方向,有的在齿的两个端面,也有穿过齿顶或在齿端面的表面硬化层与芯部交界处。较大裂纹的初始部位常有锈蚀或氧化的痕迹。 有时淬火过程中产生的裂纹只有在经过一段时期后或在磨齿加工时才逐渐显出	根据齿轮材料和对其要求制订合理的淬火工艺规程,并严格控制工艺过程,如淬火速度不应过高或过低等。齿轮的各部尺寸与结构适应淬火工艺要求;应保证工艺设备工作正常
磨削裂纹	在磨齿过程中或磨齿之后,通常以一种多少有些规则的图形显露出的轮齿表面裂纹。这种裂纹短,不很深,大致相互平行,通常垂直于磨轮轨迹,或呈龟裂图形。见图 7-41。磨削裂纹一般很浅,往往肉眼不易发现而需用磁粉探伤或其他专门方法来检测,有时,磨削裂纹是潜在的,并且在闲置若干时间或加载工作后才显示出来	磨削裂纹也会伴有磨削烧伤,用硝酸乙醇液浸蚀后易发现	选择适当的磨削工艺,控制进给量和磨削速度,加强冷却措施,选用不易磨裂的材质和合适的热处理工艺,可防止磨削裂纹的产生
疲劳裂纹	在明显低于材料抗拉强度的重复的交变应力或循环应力作用下扩展的裂纹。有时由于过载而最初产生的裂纹将会像疲劳裂纹一样缓慢扩展。见图 7-42 和图 7-43	材料缺陷,齿面存在应力集中源,如加工刀痕、齿根圆角处	控制交变应力或循环应力水平,提高材料质量,减少齿面应力集中源,如避免过小的齿根圆角,控制加工刀痕等



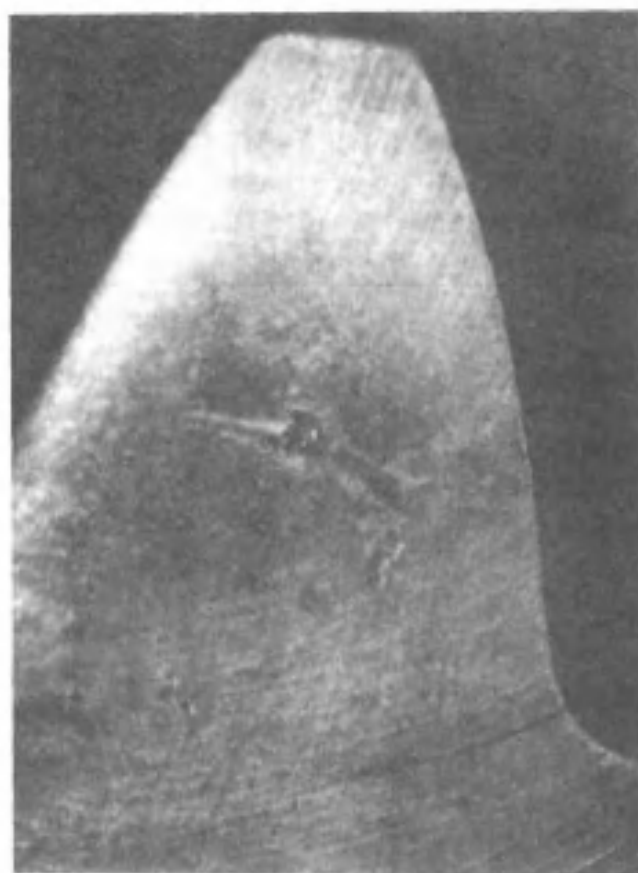
在大齿轮齿顶形成的淬火裂纹(这种裂纹通常都在这个区域出现)。

图 7-40 淬火裂纹



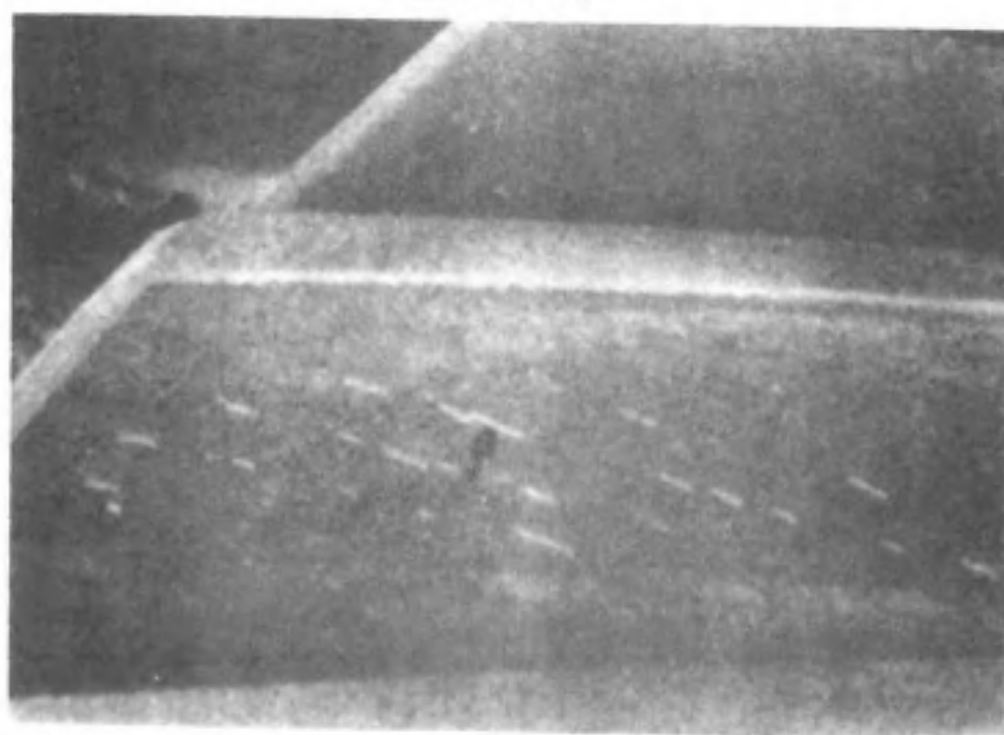
表面硬化和磨削后的小齿轮齿面上呈龟裂图形的磨削裂纹。

图 7-41 磨削裂纹



轮齿承载面下边的齿根过渡曲面处出现的疲劳裂纹

图 7-42 疲劳裂纹



氮化小齿轮表面上沿接触线方向形成的齿面裂纹。

图 7-43 疲劳裂纹

1.6 轮齿折断

轮齿折断是指齿轮一个或多个齿的整体或其局部的断裂。它通常是由于轮齿的交变应力超过了材料的疲劳极限所造成。有时,也可能由短时过载所造成。

轮齿折断包括过载断齿、轮齿剪断、塑性变形后折

断(抹断)和疲劳折断四大类。其中过载折断通常只在一次或很少几次严重过载时发生。有时,由于过载产生的初始裂纹会像疲劳裂纹一样缓慢发展后而折断,这种初始裂纹区域在裂纹发展中通常还存在有微动腐蚀的迹象。

轮齿折断的特征、起因和预防措施见表 7-6。

表 7-6 轮齿折断

术 语		特 征	起 因	预 防 措 施
过载折断	脆性断裂	沿解理面的穿晶断裂或沿晶界的晶间开裂,其特征是没有可见的塑性变形。当发生沿解理面断裂时,断口上常可见光泽的小面。见图 7-44a、b	由于严重的载荷集中、严重冲击过载、其他的零部件损坏(如轴承损坏、轴弯曲变形)或较大的异物进入啮合区等因素引起轮齿的应力超其极限应力,还有齿轮精度太差、齿面粗糙度值过大、材质有缺陷	控制严重的应力集中与冲击,防止异物进入啮合区,保证接触精度,加强对材质、毛坯、半成品、成品的质量控制与检验(如对毛坯的探伤检验,对半成品、成品齿轮齿根部的微裂纹探伤检验等)
	韧性断裂	断口面无光泽,呈纤维状,用肉眼可看到塑性变形。见图 7-44a、b。 有时,由于过载或过载和疲劳综合作用引起的裂纹,其剩余的未开裂的材料在裂纹方向可能因剪切作用而最终折断。这种断齿的剪切区通常呈球状或圆形隆起状(隆起剪切区),该剪切区沿断而最接近了非工作齿面的那一边延伸。 过载折断通常使齿轮的几个齿损伤,而由疲劳裂纹引起的轮齿折断一般是折断一个轮齿	与脆性断裂基本相同	
	半脆性断裂	这种断口上几乎没有塑性变形或没有塑性变形,可见人字形图案,这种图案表明存在一系列交变的脆性和或多或少的韧性断裂。见图 7-45。 通常,当齿轮齿根厚度与齿宽相比显得小时,断口面上就会出现人字形。 人字形的顶尖总是指向断裂源	与脆性断裂相同	
轮齿剪断		轮齿被剪断的断口面类似于机加工过的表面。这种形式的损伤绝大多数限于啮合齿轮副中材料强度相对较低的齿轮轮齿上,且轮齿剪断几乎都是由于一次严重过载所致。见图 7-46 和图 7-47a、b		与脆性折断基本相同,但应特别注意齿轮副材料的选配,避免材料强度相差太大

续表 7-6

术 语	特 征	起 因	预 防 措 施
塑性变形后折断 (抹断)		<p>所有这类断裂都先从轮齿整体塑性变形开始,最后折断。通常,所有轮齿都受到损伤,原因是由于材料不能承受所施加的载荷所致,包括:</p> <p>—— 载荷产生的应力超过材料强度(冷塑变后断裂),见图7-18;</p> <p>—— 运转时的过热引起齿轮材料强度的降低(热塑变后断裂),见图7-19</p>	<p>对于冷塑变后断裂,应提高材料质量,控制载荷使轮齿工作应力不超过许用应力。对于热塑变后断裂,应控制过热因素,如控制热功率等</p>
疲劳折断	弯曲疲劳	<p>轮齿在过高的交变应力多次作用下,从齿根疲劳源起始的疲劳裂纹不断扩展,使轮齿剩余截面上的应力超过其极限应力。传动系统中的动载荷轮齿接触不良、齿根圆角半径过小和齿根表面粗糙度过高、滚切时的拉伤,材料中的夹杂物、热处理产生的微裂纹、磨削烧伤及其他有害残余应力等因素,都会促成轮齿疲劳折断</p>	<p>修改齿轮的几何参数,降低齿根表面粗糙度。对齿根进行正确的喷丸处理,增大齿根圆角半径;对齿根圆角区进行调整以降低齿根危险截面的弯曲疲劳应力;对材料进行适当的热处理以获得较好的金相组织以及尽可能降低有害的残余应力,选择合适的齿轮精度,尤应注意安装精度,以避免或减少过大的动载和偏载等,有助于防止弯曲疲劳折断</p>
	齿端折断	<p>通常由于载荷集中在轮齿端部导致的圆柱齿轮或圆锥齿轮轮齿端部折断。见图7-34</p>	<p>与弯曲疲劳基本相同,但尤应注意轮齿断部的载荷集中及端部的材料缺陷</p>

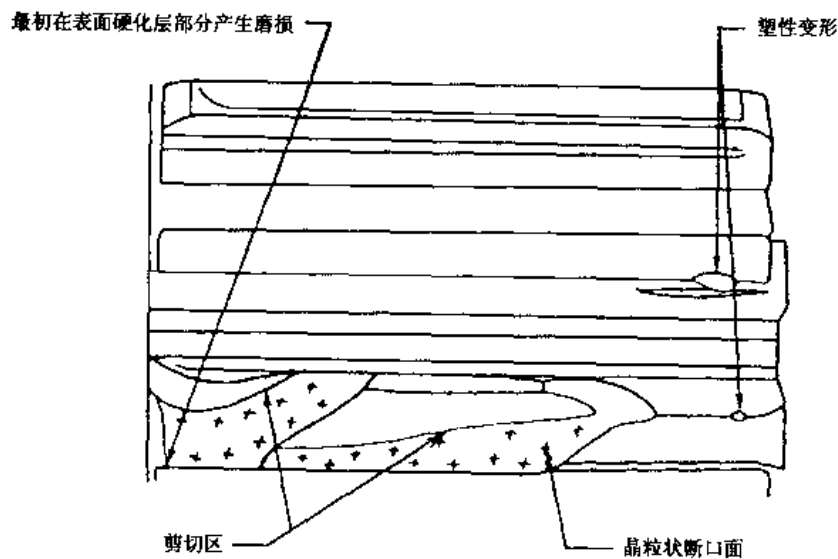
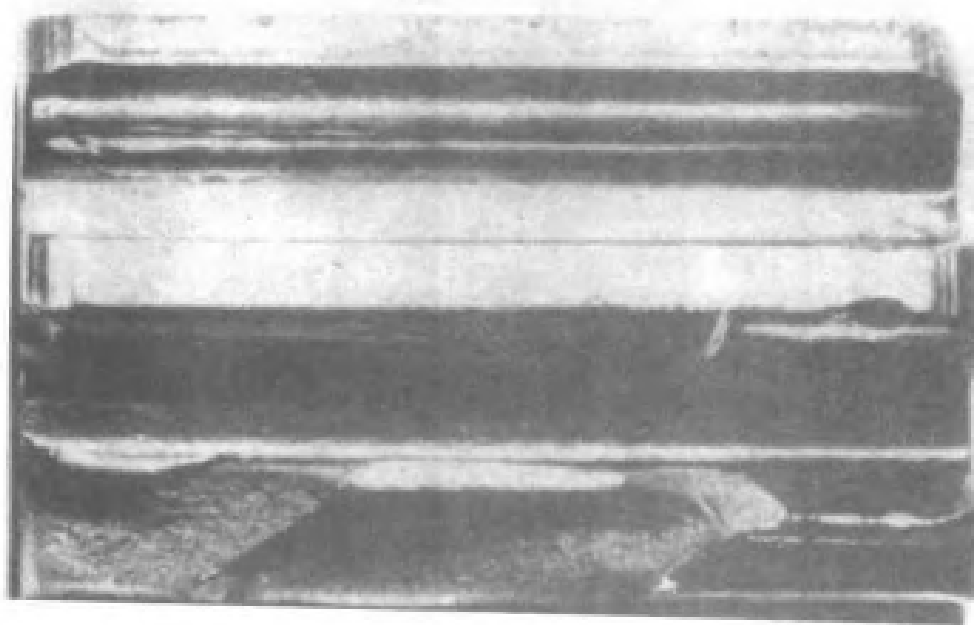


图 7-44 脆性断裂和韧性断裂

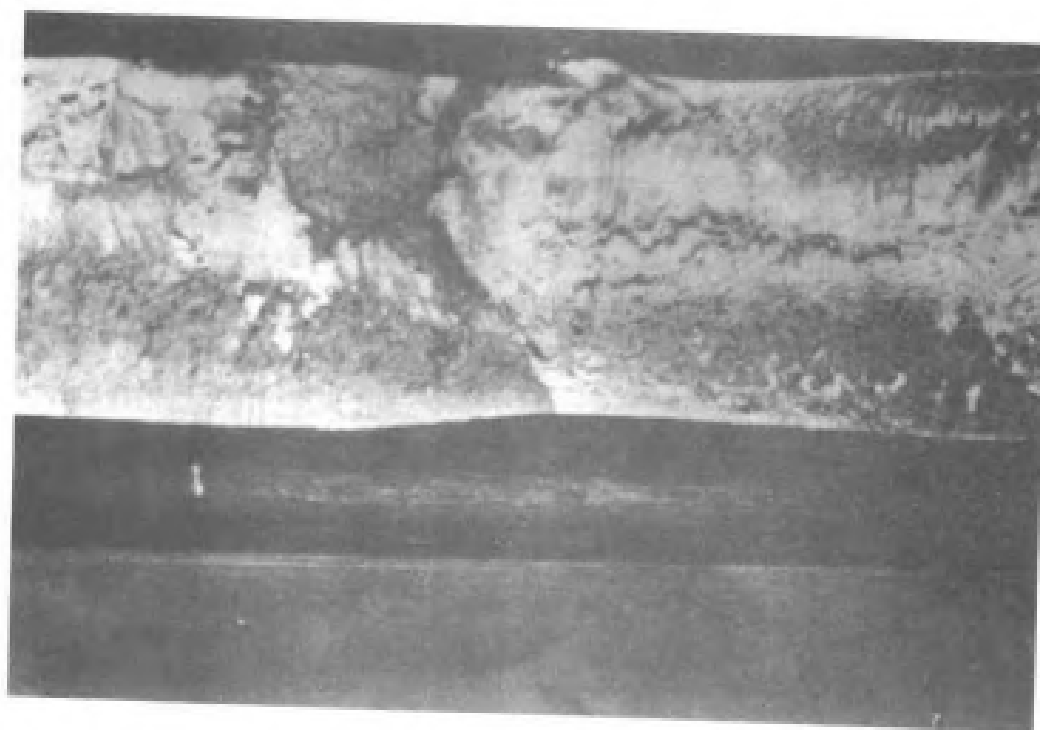


b)

小齿轮轮齿的过载折断。折断面呈现出：

- 由于材料拉应力过大引起轮齿折断后的晶粒状断口面(脆性断裂)。
- 金属材料被剪切后的光滑隆起(韧性剪切)。

续图 7-44



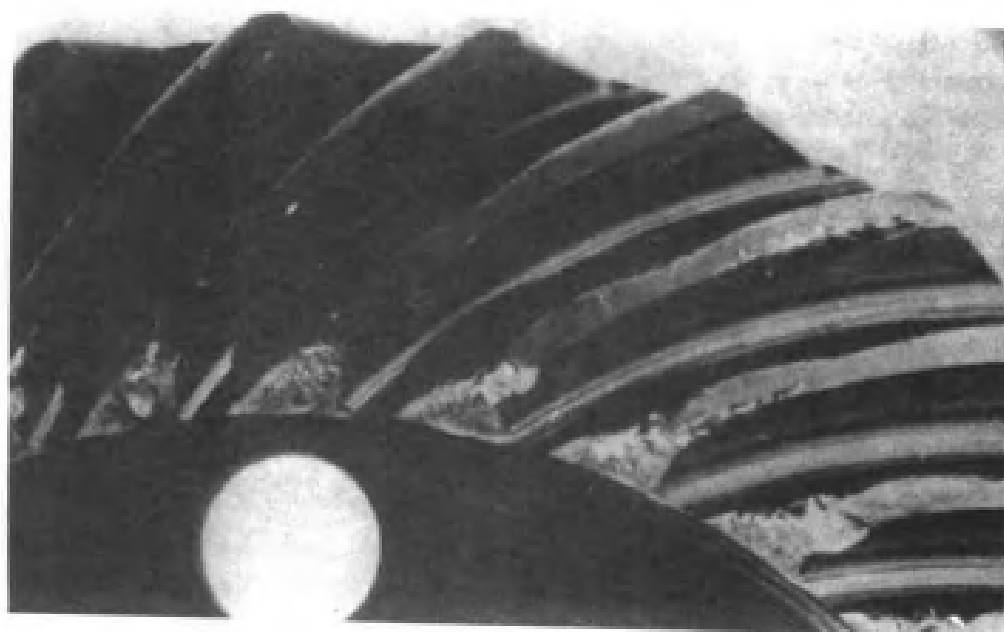
承受很高的交变载荷,低循环次数后出现的轮齿断口面。

图 7-45 半脆性断裂



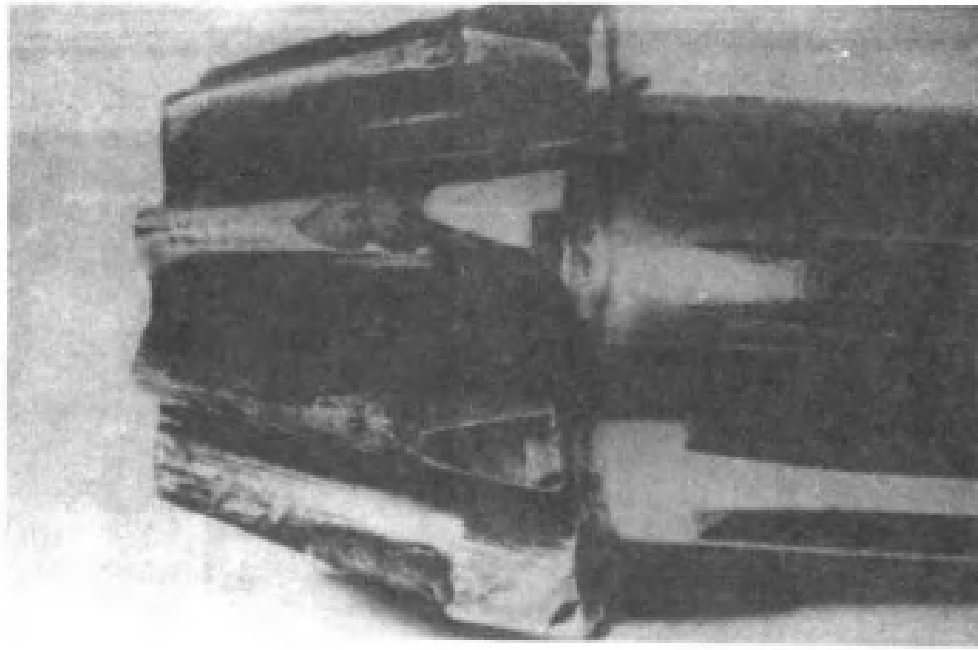
右齿面因一次严重过载的轮齿剪断(弯曲过载)。

图 7-46 轮齿剪断



a)

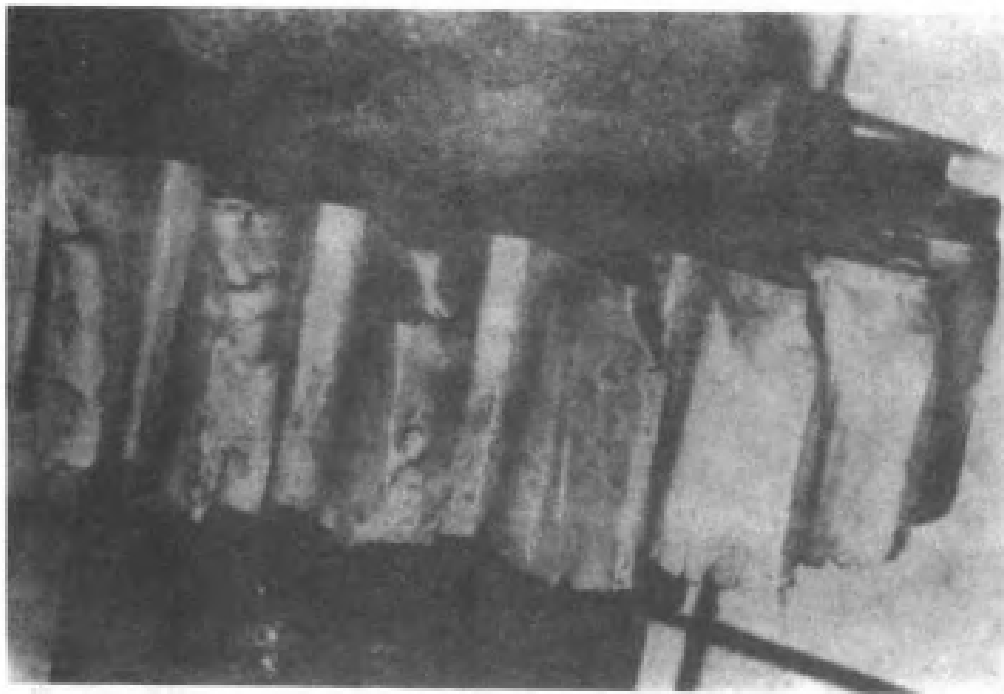
图 7-47 轮齿剪断



b)

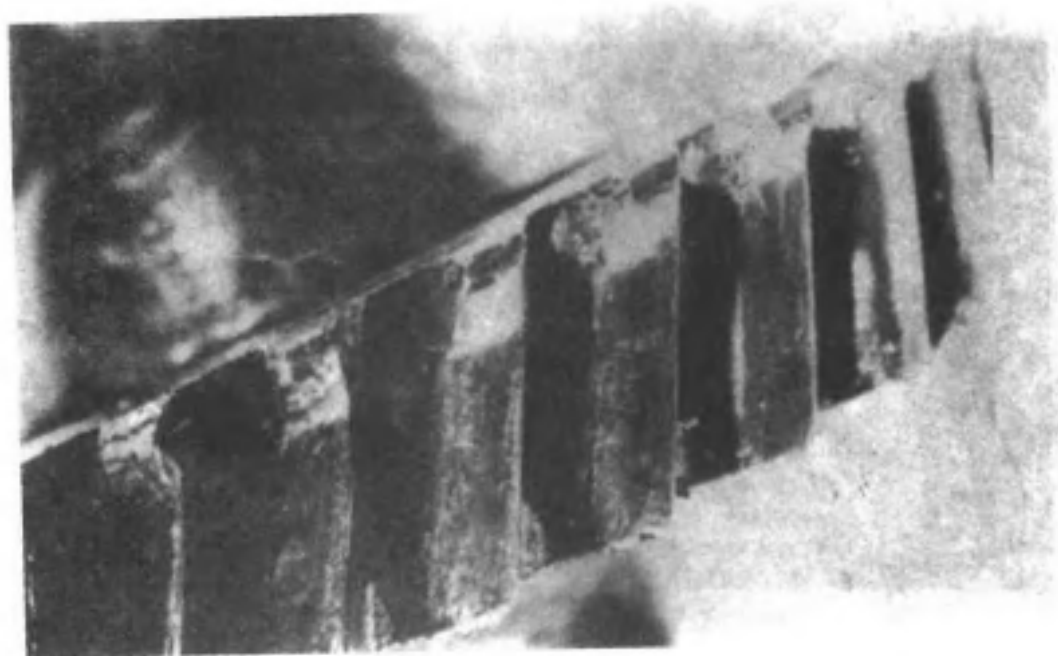
这两幅图表明齿轮所有轮齿的端部或接近齿端的部分被剪掉。
这两个齿轮的损坏是由于一个轴承失效导致齿轮啮合轮齿间载荷分配发生剧烈改变而引起的。

按图 7-47



软钢小齿轮轮齿冷脆变形后断裂。

图 7-18 塑性变形后断裂



大齿轮严重啮合后热型变形断裂。

图 7-49 塑性变形后断裂

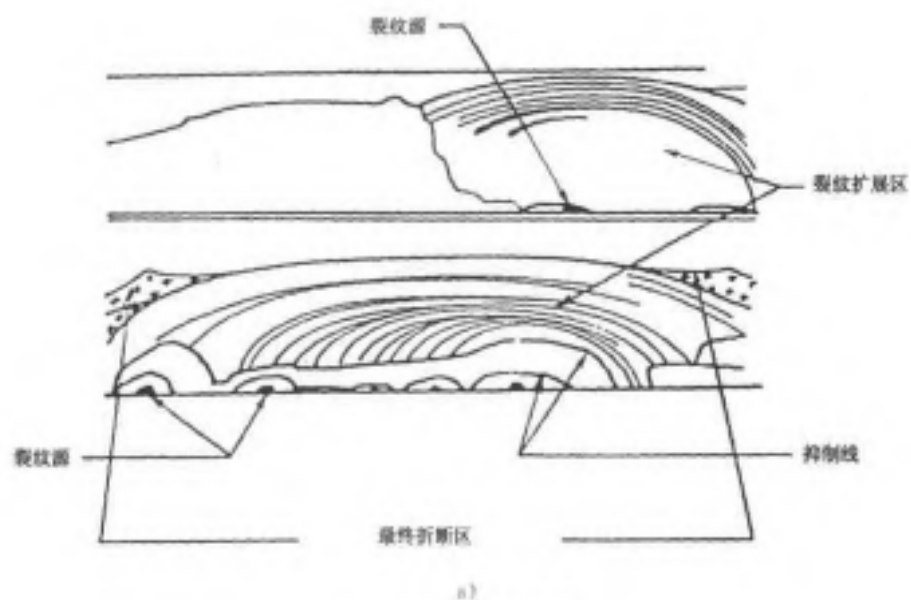
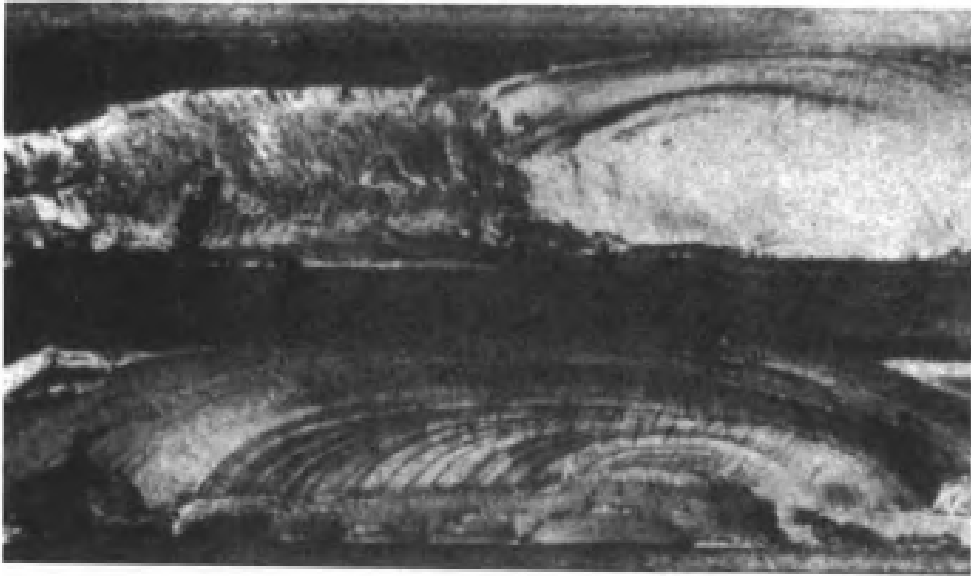


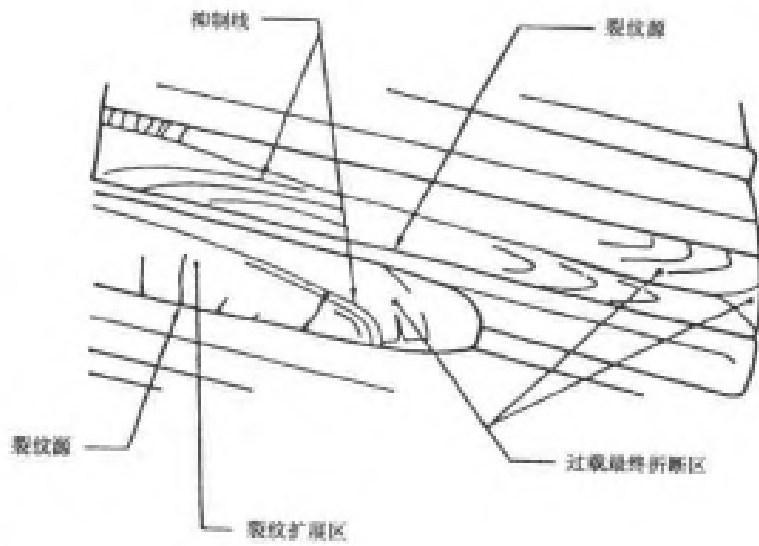
图 7-50 弯曲疲劳折断



b)

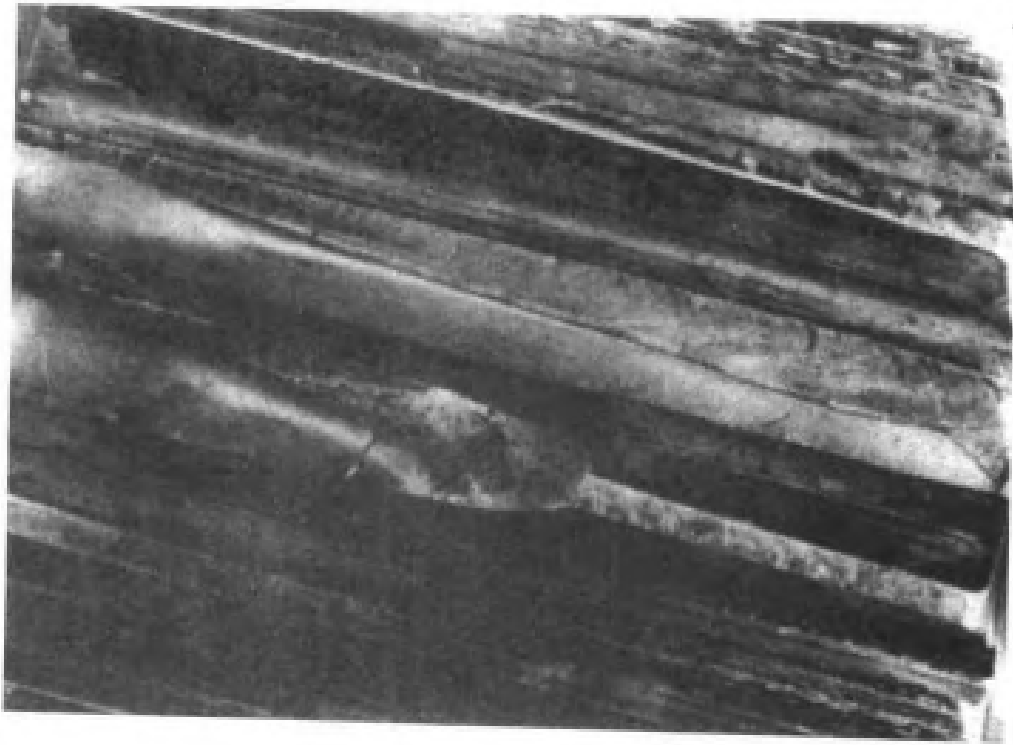
两个轮齿的疲劳折断。

线图 7-50



a)

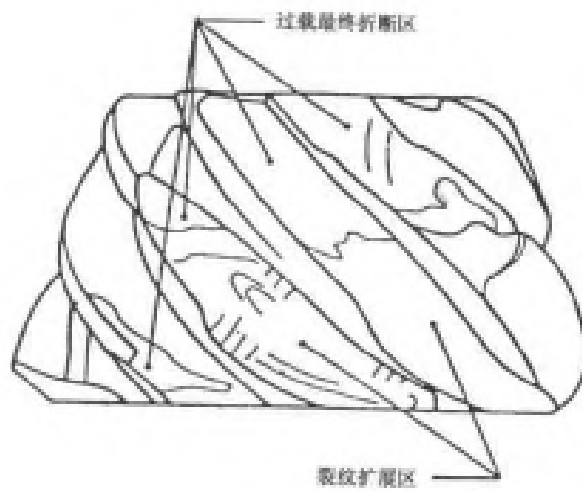
图 7-51 弯曲疲劳折断



b)

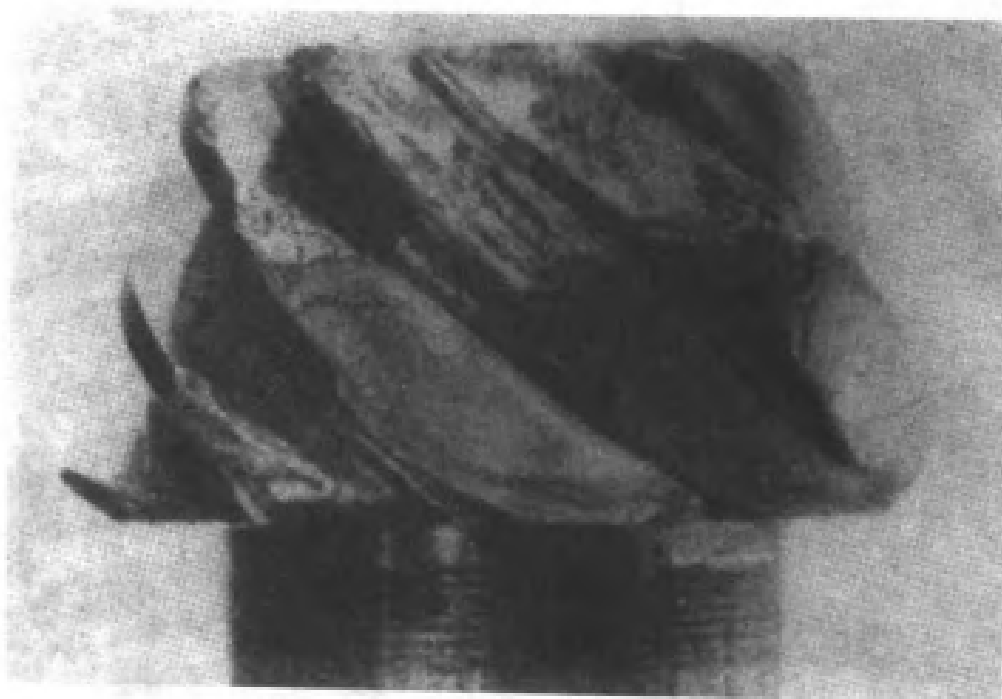
斜齿小齿轮两个轮齿的疲劳折断。

续图 7-51



a)

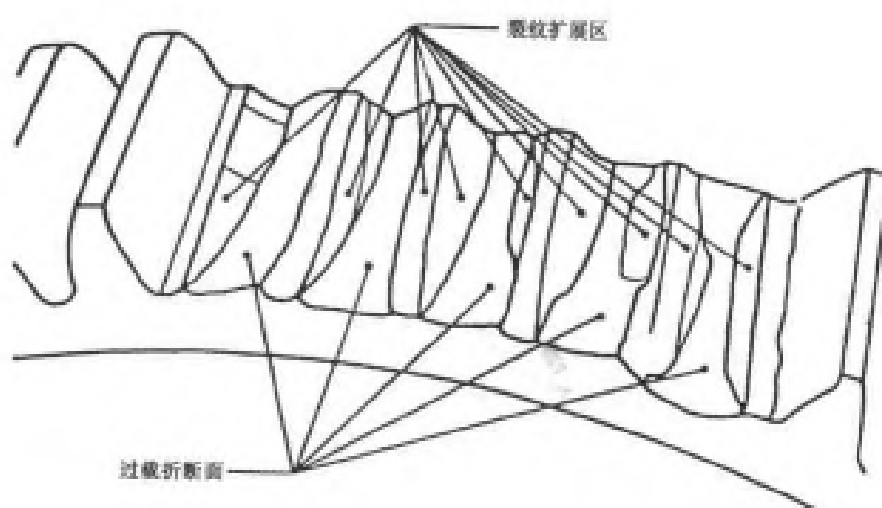
图 7-52 弯曲疲劳折断



b)

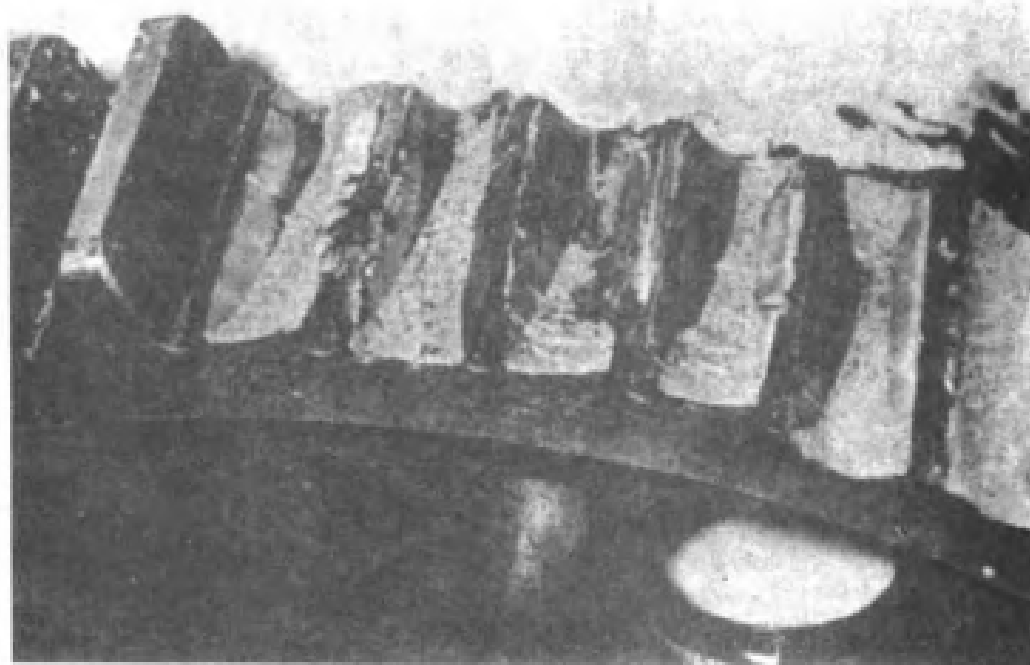
弧齿锥齿轮小齿轮两个轮齿的疲劳折断。

续图 7-52



a)

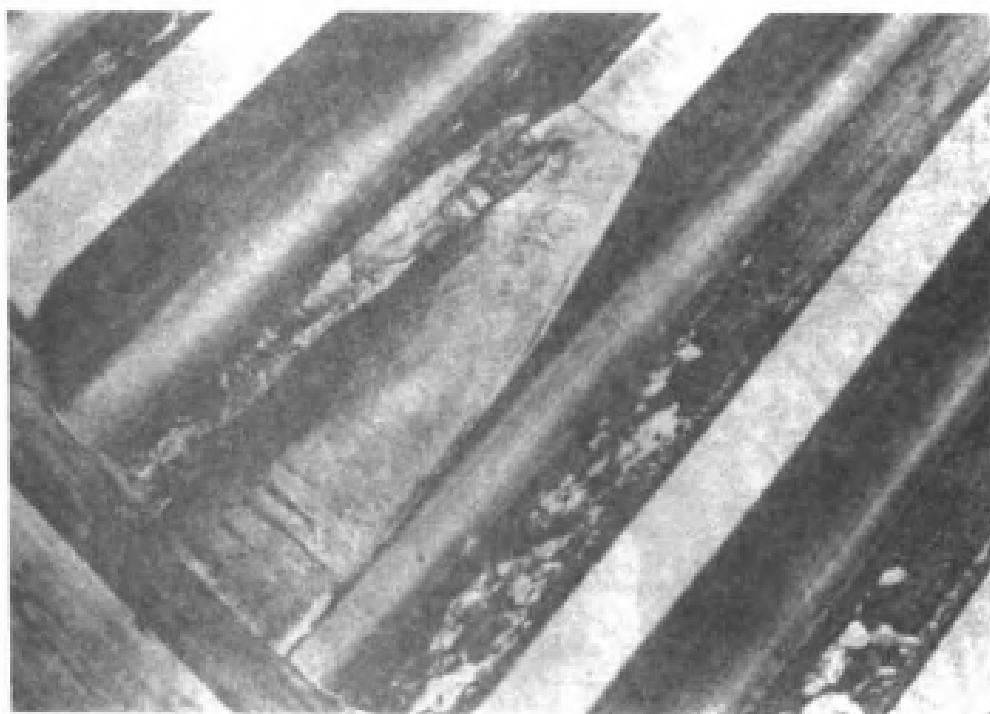
图 7-53 弯曲疲劳折断



b)

几个轮齿的疲劳折断。轮齿系双侧齿面承载，最终折断始于齿宽中部。

续图 7-53



在这几个轮齿上由于齿轮传递的载荷集中于靠近一端的一小部分齿面上，因而造成齿面严重点蚀，从而导致其下一轮齿疲劳折断。

图 7-54 齿端折断

2 重载齿轮失效判据

JB/T 5664—1991《重载齿轮失效判据》规定了圆周速度 $v \leq 20$ m/s 的重载(用于传递动力,承受的工作应力接近或达到许用应力值)齿轮的磨损、点蚀、剥落、胶合、塑性变形、轮齿折断和裂纹的失效判据。

该标准主要用于判别经运转后已出现损伤的重载齿轮是否达到失效的程度,及时预防重大事故,准备备

件。也可用于产品可靠性评定。

该标准不适于做为可靠度、振动或噪声有特殊要求的重载齿轮的失效判据,也不适于做为重载齿轮制造和台架试验合格与否的判据。

根据重载齿轮的类别不同失效判据不同,但对每一类别,轮齿的磨损、点蚀、剥落、胶合、塑性变形、轮齿折断与裂纹中只要有一种失效,则该齿轮判为失效。

2.1 主要代号(见表 7-7)

表 7-7 主要代号

代号	意义	单位
b'	实测未点蚀的当量齿宽	mm
d_{w1}	小齿轮节圆直径	mm
h	轮齿工作齿高	
HB	调质齿轮的齿面实测布氏硬度	
HRC	硬化齿轮的齿面实测洛氏硬度	
i	传动比, $i = \text{大齿轮齿数 } z_2 / \text{小齿轮齿数 } z_1$	
L_{PA}	齿轮副传动的声功率级(按 GB 6404 确定)	dB(A)
m_n	法向模数	mm
N	齿轮副传动的噪声声功率	W
N_0	基准声功率, $N_0 = 10^{-12}$	W
P	齿轮副传递的功率	W
S	轮齿工作齿面面积	mm ²
S_F	磨损后轮齿弯曲强度计算安全系数	
$[S_{Fmin}]$	本标准规定的判别齿轮失效的最小齿根弯曲强度安全系数	
T_1	小齿轮轴输入的工作转矩	N·mm
v	分度圆圆周速度	m/s
σ_H	计算齿面接触应力	N/mm ²
$[a_H]$	许用齿面接触应力	N/mm ²

2.2 重载齿轮的分类

根据齿轮失效后对生产、人身安全等造成的危害程度,重载齿轮可分为三类,见表 7-8。

表 7-8 重载齿轮分类

分 类		说 明
代 号	类 别	
I	一般设备	齿轮失效仅引起单台设备停产。如开式传动齿轮,矿山破碎机齿轮等
II	重要设备	齿轮失效引起机组、生产线或全厂停产、设备损坏。如球磨、烧结、冶金、化工、轻工机械齿轮等
III	高安全要求设备	齿轮失效引起设备、人身事故。如起重设备、载人电梯齿轮等

2.3 磨损失效的判据

磨损失效的判据有 a、b 两种, a、b 两种方法之一判定为失效,则该齿轮被判为失效。优先采用 a 法。

a. 无论何种磨损,或数种磨损同时出现的磨损,其齿根两侧磨损量之和 ΔS (mm) 与齿轮模数 m_n (mm)

的百分比值 $M (M = \Delta S / m_n)$ 达到或超过表 7-9 所列指标,则该齿轮应被判为失效。

齿根两侧磨损量的测量见本章 2.10。

表 7-9 磨损失效判据

重载齿轮分类	M	
	$v < 10$ m/s	$v \geq 10 \sim 20$ m/s
I	40	30
II	30	20
III	15	10

b. 按 GB/T 3480 中轮齿弯曲强度计算方法及实测的磨损后齿轮的各项参数,计算齿轮磨损后的弯曲强度,若 $S_F < [S_{Fmin}]$,则该齿轮应被判为失效。 $[S_{Fmin}]$ 的值见表 7-10。

表 7-10

重载齿轮分类	I	II	III
$[S_{Fmin}]$	1	1.2	1.4

2.4 点蚀失效的判据

点蚀失效的判据有两种,若 a、b 两种方法之一判

定为失效,则该齿轮被判为失效。

a. 齿面点蚀面积与轮齿工作齿面面积的比率 α , 20%以上点蚀的坑最大尺寸与模数值的比率 β , 20%以上的点蚀坑的最大深度与模数值的比率 γ , 第 I 类重

载齿轮点蚀达到或超过表 7-11 中两组指标的任一组, 第 II、III 类重载齿轮点蚀达到或超过表 7-11 中的各自一组指标, 该齿轮应被判为失效。

b. 按表 7-12 中的公式计算判别点蚀失效。

表 7-11 点蚀失效判据

重载齿轮分类	α	β	γ		重载齿轮分类	α	β	γ	
			$v < 10 \text{ m/s}$	$v \geq 10 \sim 20 \text{ m/s}$				$v < 10 \text{ m/s}$	$v \geq 10 \sim 20 \text{ m/s}$
I	55	20	30	20	II	50	30	25	20
	40	40	35	30					
					III	50	20	15	10

- 注: 1 点蚀坑深度包括微裂深度和齿面磨损厚度, 测量方法见本章 2.10。
- 2 当点蚀坑深达到表中值, 其他指标尚未达到表中值, 应建立该齿轮的档案, 跟踪观测。
- 3 点蚀面的测量可仿照 GB/T 10095 测量齿面接触斑点的方法进行测量。

表 7-12 点蚀失效

项 目	计算公式	项 目	计算公式
齿轮判为失效的条件	$\sigma_H > [\sigma_H]$	许用齿面接触应力 $[\sigma_H] / (\text{N/mm}^2)$	$[\sigma_H] = 2 \times HB$ 或 $[\sigma_H] = 18 \times HRC$
计算齿面接触应力 $\sigma_H / (\text{N/mm}^2)$	$\sigma_H = \frac{686}{d w_1} \sqrt{\frac{T_1 (i-1)}{b' i}}$	实测未点蚀的当量齿宽 b' / mm	$b' = \frac{(1-a)S}{h}$

注: α 为齿面点蚀面积与工作齿面面积的比率。

2.5 剥落失效的判据

剥落失效的判据与点蚀失效的判据相同。但对氮化齿轮失效判据应更严格些。一般来说, 齿面氮化层较薄且较脆, 一旦剥落发生其扩展速度较高, 很快会使齿轮失效。

2.6 胶合失效的判据

齿面胶合面积与工作齿面面积的比率 ω 及胶合沟痕的深度与模数的比率 δ , 达到或超过表 7-13 规定的指标, 则该齿轮应被判为失效。

表 7-13 胶合失效判据

重载齿轮分类	$v < 10 \text{ m/s}$		$10 \text{ m/s} \leq v \leq 20 \text{ m/s}$	
	ω	δ	ω	δ
I、II	30	15	20	10
III	20	10		

2.7 塑性变形失效的判据

塑性变形造成齿面的峰或谷比设计齿形高于或低于该齿轮模数的 20%, 该齿轮应被判为失效。

2.8 轮齿折断、裂纹失效的判据

轮齿折断或裂纹达到或超过表 7-14 中所列指标之一, 该齿轮应被判为失效。

表 7-14 轮齿折断、裂纹失效判据

重载齿轮分类	折 断	裂 纹
I、II	\geq 齿宽的 1/4	\geq 齿宽的 1/6
III	\geq 齿宽的 1/5	\geq 齿宽的 1/8

注: I、II 类斜齿、双斜齿齿轮轮齿折断或裂纹发生在齿高中线以上, 折断指标可增为 \geq 齿宽的 1/3, 裂纹可增为 \geq 齿宽的 1/4。轮齿的裂纹部分应设法除掉, 制止发展。

2.9 重载齿轮传动噪声和振动的监测

齿轮任一种形式的损伤, 均引起传动噪声和振动的变化, 齿轮传动噪声和振动的剧增是齿轮严重损伤的表征。

重载齿轮不论何种形式的损伤, 如果其传动的功噪比 N_0 小于启用时功噪比 10 dB 时, 应检查齿轮的损伤, 并按相应的失效判据, 判定齿轮失效与否。

$$N_d = 10 \lg \left(\frac{P}{N} \right)$$

$$N = 10^{(N_d - 10) / 10} N_0$$

不论何种形式的损伤, 测定齿轮箱体的振动速度 (速度评价值) v_R 值达到或超过启用时测量的 v_R 值的 1.6 倍时, 应检查齿轮的损伤, 并按相应的失效判据, 判定齿轮失效与否。 v_R 值见图 7-55。

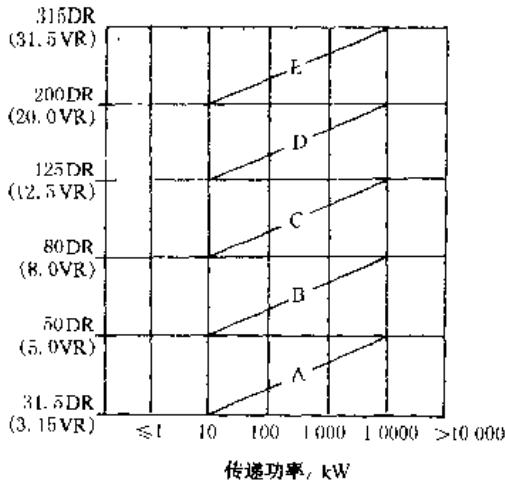


图 7-55 v_R 值

质量等级	说 明
A	海军舰船的齿轮装置等
B	高速(>3 600 r/min)齿轮装置
C	工业、商船的齿轮装置等
D	低速球磨机的齿轮装置等
E	重载齿轮失效判据

2.10 重载齿轮失效的检查方法

本检测方法适用现场在用、或已用出现损伤的重载齿轮,以采取无损宏观检测方法为主。在必要时和有条件时,采取金相、显微分析检测方法。

检测的轮齿应是损伤最严重的轮齿,而且有一个轮齿的损伤检测结果达到失效指标,即可做为判定失效的充分判据。

2.10.1 轮齿磨损的测量

a. 采用精度0.02 mm 以上的齿厚游标卡尺,以齿顶定位,测量齿根磨损前的厚度 S 、磨损后的厚度 S' 及高度 h' ,见图 7-56。磨损量 ΔS 按下式计算:

$$\Delta S = S - S'$$

采用样板测量 ρ_f 。

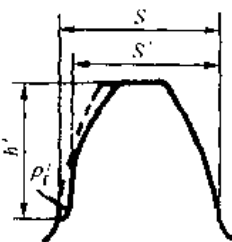


图 7-56

b. 采用精度0.02 mm 以上的游标卡尺,从齿轮端测量 S 、 S' 、 h' ,见图 7-57。

$$\Delta S = S - S'$$

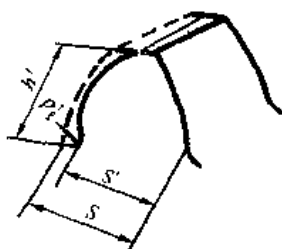


图 7-57

c. 按测量不同齿高的厚度,描绘磨损后的齿形。

2.10.2 轮齿点蚀、剥落、胶合擦伤、烧伤面积和深度的检测

2.10.2.1 面积的测量

a. 用复膜法或照相将齿面的损伤状况取下,在轮廓投影仪或放大镜下计量损伤面积;

b. 直接在齿面上用游标卡尺或直尺测量损伤面积。

2.10.2.2 深度的测量

一般用深度游标卡尺直接测量。当点蚀或剥落坑底有微裂或溃碎不能直接测量到坑底实际深度时,可用刮刀或手电钻平顶钻头清除溃碎和微裂层后,再用深度游标卡尺直接测量深度。当有点蚀又有磨损时,点蚀坑深度应加上磨损量。

2.10.2.3 齿面产生剥落的轮齿硬度检验

对齿面已产生严重剥落的齿轮,可在轮齿端面用手砂轮磨去硬化层,抛光后用4%的硝酸酒精腐蚀,检验显微组织并测量硬化层深度。

2.10.3 塑性变形的测量

测量离齿顶不同高度的齿厚,描绘出塑变后的齿形,并与理论齿形对比,以确定塑变的大小。测量的方法、工具与测量轮齿磨损相同。若为压陷凹坑,测出凹坑的深度即可。

2.10.4 噪声功率的测定按 GB/T 6404 进行。

2.10.5 振动位移峰-峰值与振动速度值的测定按 GB/T 8543 进行。

第8章

渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法

GB/T 3480—1997《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》规定了齿面接触强度和轮齿弯曲强度两种校核计算方法。等效采用ISO 6336.1~6336.3;1996《圆柱直齿轮和斜齿轮承载能力计算》。

适用于钢、铸铁制造的,基本齿廓符合GB/T 1356的内、外啮合直齿、斜齿和人字齿(双斜齿)圆柱齿轮传动的齿面接触强度和轮齿弯曲强度两种校核计算方法。基本齿廓与GB/T 1356相类似,但个别齿廓参数值略有差异的齿轮,亦可参照该标准进行承载能力校核计算。不适用于端面重合度 $\epsilon_a < 1$ 的齿轮副、无侧隙啮合齿轮副、以烧结或锻造为最终加工工序的齿轮。

标准规定了相对应的精度标准为GB/T 10095。对于采用其他精度标准的齿轮,当采用该标准的简化方法计算有关系数(K_V 、 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$ 、 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$)时,应折算成GB/T 10095的相应精度等级。

标准中涉及的影响系数可分为两类:

a. 由几何关系或常规方法确定的系数,如修正计算应力的系数。这些系数按标准提供的公式计算确定。

b. 受多种因素影响但被独立处理的系数。这些因素虽然在一定程度上是相关的,但目前尚难作精确的定量计算。例如,修正载荷的系数以及修正许用应力的诸系数。

对于修正载荷的诸系数,最理想的方法是通过精密实测或对传动系统作全面的力学分析得到,也可从大量的现场经验确定。这时,应对所采用方法的精确度和可靠性加以论证,并要明确其前提条件。

当由于技术或经济上的原因使上述方法难以实现时,可选取该标准提供的两种方法(即一般方法和简化方法)之一来确定 K_V 、 $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$)和 $K_{H\alpha}$ ($K_{F\alpha}$)。简化方法主要用于总体方案设计和非重要齿轮的核算。在对计算结果有争议时,以一般方法为准。对于要求计算精确度较高的齿轮,各系数应优先采用一般方法或更精确的其他方法计算。

1 可靠性与安全系数

齿轮工作的可靠性要求是根据其重要程度、工作

要求、经济性和维修难易程度等方面的因素综合考虑决定的,不同的使用场合对齿轮有不同的可靠度要求。一般可分为下述几类情况:

a. 低可靠度要求 齿轮设计寿命不长,对可靠性要求不高的易于更换的不重要齿轮,或齿轮设计寿命虽不短,但对可靠性要求不高。这类齿轮可靠度可取为90%。如一般车辆齿轮。

b. 一般可靠度要求 通用齿轮和多数的工业应用齿轮,其设计寿命和可靠性均有一定要求。这类齿轮的可靠度一般不大于99%。如一般工业齿轮。

c. 较高可靠度要求 要求长期连续运转和较长的维修间隔,或设计寿命虽不很长但可靠性要求较高的齿轮,一旦失效可能造成较严重的经济损失或安全事故,其可靠度要求高达99.9%。如蒸汽透平齿轮。

d. 高可靠度要求 特殊工作条件下要求可靠性很高的齿轮,其可靠度要求甚至高达99.99%以上。如航空和航天装置传动齿轮。

只用强度安全系数并不能完全反映可靠性水平,但由于在齿轮设计中将各参数作为随机变量处理尚缺乏足够数据,所以,标准中仍将设计参数作为确定值处理,仍然用强度安全系数或许用应力作为判据,通过选取适当的安全系数近似控制传动装置的工作可靠性要求。考虑到计算结果和实际情况有一定偏差,为保证所要求的可靠性,须使计算允许的承载能力有必要的安全裕量。显然,所取的原始数据越准确,计算方法越精确,计算结果与实际情况偏差就越小,所需的安全裕量就可以越小,经济性和可靠性就更加统一。

在选择安全系数时,除考虑可靠性要求外,还应注意以下几点:

a. 标准中推荐的齿轮材料疲劳极限(见本章3.12和4.8)是在失效概率为1%时得到的。可靠度要求高时,安全系数应取大些;反之,则可取小些。

b. 一般情况下弯曲安全系数应大于接触安全系数,由于断齿比点蚀的后果更为严重,所以,要求弯曲强度的安全裕量应大于接触强度的安全裕量。

c. 不同的设计方法推荐的最小安全系数不尽相

同,设计者应根据实际使用经验或适合的资料选定。如无可用资料时,对接触强度和弯曲强度,可分别参考表 8-44 和表 8-64 选取。

d. 对特定工作条件下可靠度要求较高的齿轮安全系数,设计者应作详细分析。

e. 不同的使用场合评定齿轮失效的准则各异,最

小安全系数的选取也应有所不同。

f. 最小安全系数的选取,建议由制造者和用户协商确定。

2 主要代号

本章涉及的主要代号及其意义和单位见表 8-1。

表 8-1 主要代号

代 号	意 义	单 位
a	中心距、标准齿轮及高度变位齿轮的中心距	mm
a'	角度变位齿轮的中心距	mm
b	齿宽	mm
b_{ca}	计算齿宽	mm
C	节点;系数	
C_a	齿顶修缘量	μm
C_{av}	由跑合产生的齿顶修缘量	μm
c_f	轮齿单位齿宽总刚度平均值(啮合刚度)	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
c'	-对轮齿的单位齿宽的最大刚度(单对齿刚度)	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
d	直径	mm
d_1, d_2	小轮、大轮的分度圆直径	mm
d_{a1}, d_{a2}	小轮、大轮的齿顶圆直径	mm
d_{b1}, d_{b2}	小轮、大轮的基圆直径	mm
d_{f1}, d_{f2}	小轮、大轮的齿根圆直径	mm
E	弹性模量(杨氏模量)	N/mm^2
e	辅助量	
F_{bn}	法面内基圆周上的名义切向力	N
F_{bt}	端面内基圆周上的名义切向力	N
F_t	端面内分度圆周上的名义切向力	N
F_p	齿向公差	μm
F_{pa}	初始啮合齿向误差	μm
F_{pv}	跑合后的啮合齿向误差	μm
f_t	齿形公差	μm
f_{pb}	基节极限偏差	μm
G	切变模量	N/mm^2
HB	布氏硬度	
HRC	洛氏硬度	
HV1	$F=9.8\text{ N}$ 时的维氏硬度	
HV10	$F=98.1\text{ N}$ 时的维氏硬度	
h	齿高	mm
h_{Fa}	载荷作用于齿顶时的弯曲力臂	mm
h_{Fe}	载荷作用于单对齿啮合区外界点时的弯曲力臂	mm
h_a	齿顶高	mm
h_{aF}, h_{FP}	刀具基本齿廓齿顶高和齿根高	mm

续表 8-1

代 号	意 义	单 位
K_A	使用系数	
$K_{F\alpha}$	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数	
$K_{F\beta}$	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数	
$K_{H\alpha}$	接触强度计算的齿间载荷分配系数	
$K_{H\beta}$	接触强度计算的齿向载荷分布系数	
K_v	动载系数	
L	长度	mm
M	弯矩	$N \cdot m$
m	模数; 当量质量	mm; kg/mm
m_n	法向模数	mm
m_{red}	诱导质量	kg/mm
m_a	端面模数	mm
N	临界转速比; 指数	
N_1	应力循环次数	
n_1, n_2	小轮、大轮的转速	r/min
n_{E1}	小轮的临界转速	r/min
P	功率	kW
P_{bn}	法向基节	mm
P_{bt}	端面基节	mm
q	辅助系数	
	单位齿宽柔度	$\mu m \cdot mm/N$
q_s	齿根圆角参数	
R_a	轮廓表面算术平均偏差	μm
R_z	表面微观不平度十点高度	μm
r	半径, 分度圆半径	mm
S_F	弯曲强度的计算安全系数	
S_{Fmin}	弯曲强度的最小安全系数	
S_H	接触强度的计算安全系数	
S_{Hmin}	接触强度的最小安全系数	
s	齿厚; 尺寸	mm
s_{Fn}	危险截面上的齿厚	mm
T_1, T_2	小轮、大轮的名义转矩	$N \cdot m$
u	齿数比 $u = z_2/z_1 > 1$	
v	线速度、分度圆圆周速度	m/s
w_m	单位齿宽平均载荷	N/mm
w_{max}	单位齿宽最大载荷	N/mm
x_1, x_2	小轮、大轮的法向变位系数	
Y_F	载荷作用于单对齿啮合区外界点时的齿形系数	
Y_{Fa}	载荷作用于齿顶时的齿形系数	
Y_{S-T}	弯曲强度计算的寿命系数	
Y_{Rm}	相对齿根表面状况系数	
Y_S	载荷作用于单对齿啮合区外界点时的应力修正系数	

续表 8-1

代 号	意 义	单 位
Y_{Sa}	载荷作用于内顶时的应力修正系数	
Y_{St}	试验齿轮的应力修正系数	
Y_N	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_{Fa}	相对齿根圆角敏感系数	
Y_ϵ	弯曲强度计算的重合度系数	
y_v	齿廓跑合量	μm
y_d	齿向跑合量	μm
Z_1, Z_2	小轮、大轮单对齿啮合系数	
Z_E	弹性系数	$\sqrt{\text{N}/\text{mm}^2}$
Z_H	节点区域系数	
Z_L	润滑剂系数	
Z_{N1}	接触强度计算的寿命系数	
Z_R	粗糙度系数	
Z_V	速度系数	
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_1, z_2	小轮、大轮的齿数	
z_n	斜齿轮的当量齿数	
$\alpha_{t,1}$	齿顶法向载荷作用角	$^\circ, \text{rad}$
$\alpha_{t,2}$	内顶端面载荷作用角	$^\circ, \text{rad}$
α_{per}	单对齿啮合区外界点处法向载荷作用角	$^\circ, \text{rad}$
α_{pe}	单对齿啮合区外界点处端面载荷作用角	$^\circ, \text{rad}$
α_{an}	齿顶法向压力角	$^\circ, \text{rad}$
α_{at}	齿顶端面压力角	$^\circ, \text{rad}$
α_{er}	单对齿啮合区外界点处的法向压力角	$^\circ, \text{rad}$
α_{er}	单对齿啮合区外界点处的端面压力角	$^\circ, \text{rad}$
α_e	法向分度圆压力角	$^\circ, \text{rad}$
α_t	端面分度圆压力角	$^\circ, \text{rad}$
α'_t	端面分度圆啮合角	$^\circ, \text{rad}$
β	分度圆螺旋角	$^\circ, \text{rad}$
β_b	基圆螺旋角	$^\circ, \text{rad}$
β_e	单对齿啮合区外界点处螺旋角	$^\circ, \text{rad}$
γ	辅助角	$^\circ, \text{rad}$
ϵ_a	端面重合度	
ϵ_β	纵向重合度	
ϵ_γ	总重合度	

续表 8-1

代 号	意 义	单 位
$\theta_{1,2}$	小轮、大轮的转动惯量	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
ν	润滑油运动黏度 泊桑比	$\text{mm}^2/\text{s}(\text{cSt})$
ρ	密度	kg/mm^3
ρ_{21}	基本齿条齿根过渡圆角半径	mm
ρ_1	危险截面处齿根圆角半径	mm
σ_b	抗拉伸强度	N/mm^2
σ_F	计算齿根应力	N/mm^2
σ_{Fn}	计算齿根应力基本值	N/mm^2
σ_{FP}	许用齿根应力	N/mm^2
$\sigma_{F \text{ lim}}$	试验齿轮的弯曲疲劳极限	N/mm^2
σ_H	计算接触应力	N/mm^2
σ_{Hn}	计算接触应力基本值	N/mm^2
σ_{HP}	许用接触应力	N/mm^2
$\sigma_{H \text{ lim}}$	试验齿轮的接触疲劳极限	N/mm^2

3 齿面接触强度校核计算

齿轮工作齿面在接触应力的长期反复作用下,使其表层金属小块剥落而形成的点蚀,称为齿面疲劳点蚀。标准中的齿面接触强度校核计算也就是抗疲劳点蚀校核计算。

有些齿轮在正常工作一段时间后,齿面上会产生金属剥落的点蚀坑,齿轮再继续运转,这些点蚀坑不扩展变大,也不增多,甚至逐渐消失,这种点蚀称为非扩展性点蚀。另一类齿轮,齿面一旦出点蚀坑,随着运转时间延续,点蚀坑的量逐渐增多,金属剥落越趋严重,乃至由小块金属屑的剥落发展成成片的金属剥落,直至损坏整个工作齿面,这种点蚀称为破坏性点蚀。由此可见,非扩展性点蚀不是危险性点蚀,它总是出现在齿轮的初期运转阶段,随着齿轮的继续运转点蚀不再发生(即受到抑制),甚至减少或消失,而破坏性点蚀则是危险性点蚀,一般情况下是不允许的,本章中所述的接触强度均是指破坏性点蚀。

本章把赫兹应力作为齿面接触应力的计算基础,并用来评价接触强度。赫兹应力是齿面间应力的主要指标,但不是产生点蚀的唯一原因。例如在应力计算中未考虑滑动的大小和方向、磨擦系数及润滑状态等,这些都会影响齿面的实际接触应力。

齿面接触强度核算时,取节点和单对齿啮合区内界点的接触应力中的较大值。在任何啮合瞬间,大、小齿轮的接触应力总是相等的。齿面最大接触应力一般出现在小轮单对齿啮合区内界点B、节点C及大轮单对齿啮合区内界点D这三个特征点之一处上(B、C、D三点见图8-11)。由于上述除赫兹应力外的其他因素影响,产生点蚀的危险的实际接触应力通常出现在C、D点或其间(对大齿轮),或在C、B点或其间(对小齿轮)。接触应力基本值 σ_{Hn} 是基于节点C处计算的,当单对齿啮合区内界点处的应力超过节点处的应力时,即 Z_b 或 Z_{1b} 大于1.0时,在确定大、小齿轮计算接触应力 σ_H 时应乘以 Z_D 、 Z_b 予以修正;当 Z_b 或 Z_{1b} 不大于1.0时,取其值为1.0。

表8-2中的公式,适用于端面重合度 $\epsilon_a < 2.5$ 的齿轮副;对斜齿轮,当纵向重合度 $\epsilon_b \geq 1$ 时,一般来说节点处接触应力较大,按节点处计算 σ_H ,即取 $Z_D = Z_b = 1$;当纵向重合度 $\epsilon_b < 1$ 时, Z_b 或 Z_{1b} 由与斜齿轮齿数相同的直齿轮的 Z_D 或 Z_b 和 $\epsilon_b \geq 1$ 时的斜齿轮的 Z_b 或 Z_D 按 ϵ_b 作线性插值确定(见表8-34)。

3.1 计算公式

齿面接触强度校核计算的强度条件和计算公式见表8-2。

表 8-2 齿面接触强度校核计算公式

项 目	计 算 公 式		备 注
强度条件	$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ 或 $S_H \leq S_{H \min}$		大小齿轮的 σ_H 分别计算, 并取其较大的值。 σ_{H0} 式中“+”号用于外啮合, “-”号用于内啮合, b 取一对齿轮中的较小者
计算接触应力 $\sigma_H/(N/mm^2)$	小轮	$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_H K_{H\beta} K_{H\alpha}}$	
	大轮	$\sigma_{H2} = Z_1 \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_H K_{H\beta} K_{H\alpha}}$	
节点处计算接触应力的基本值 $\sigma_{H0}/(N/mm^2)$	$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}$		
许用接触应力 $\sigma_{HP}/(N/mm^2)$	$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \min} Z_\nu Z_1 Z_2 Z_R Z_W Z_X}{S_{H \min}}$		
接触强度的计算安全系数 S_H	$S_{H1} = \frac{\sigma_{H \min} Z_\nu Z_1 Z_2 Z_R Z_W Z_X}{\sigma_H}$		

3.2 切向力、转矩、功率

当确定作用在轮齿上载荷时, 影响齿轮传动的所有的力都应考虑。

对双斜齿轮传动, 假定载荷等分作用于两个单斜齿上。如若不然, 例如有外部轴向力时, 也应予以考虑。双斜齿轮应按两个同轴布置的单斜齿轮来处理。

对多分支传动, 总切向载荷并不一定是平均分配到每一分支上。此时, 应通过精密测量或根据经验数据来确定分配到每一分支上的载荷。

3.2.1 名义值

名义切向力 F_t 作用于齿轮端面并切于分度圆, 它由所计算的齿轮副传递的名义转矩或名义功率确定。

通常, 名义转矩或名义功率是指从动机械的额定转矩或额定功率。从动机械的额定转矩或额定功率是标定的。这一转矩或功率是作为最繁重的连续的正常工作条件下使用的工作转矩或功率。例如, 最大连续轧制转矩或功率、最大起重载荷引起的转矩等。

当原动机的额定转矩或额定功率与从动机的一致时, 亦可作为确定名义转矩或名义功率的依据。

名义切向力的计算如下:

$$F_t = \frac{2000T}{d}$$

$$T = 9549 \frac{P}{n}$$

式中: T ——名义转矩, $N \cdot m$;

d ——齿轮分度圆直径, mm ;

P ——名义功率, kW ;

n ——齿轮转速, r/min 。

如需更精确计算时, 可在考虑了前级或后级效率造成的功率损失后, 再确定名义切向力。

当从动机一直在满负荷条件下工作时, 就不应再以额定转矩或额定功率作为计算名义切向力的依据。

3.2.2 当量切向力 F_{teq} 、当量转矩 T_{eq} 和当量功率 P_{eq}

内轮在变动载荷工况下工作时, 可按第 6 节给出的方法进行强度校核计算, 也可按当量载荷进行强度校核计算。当量载荷 (F_{teq} 、 T_{eq} 、 P_{eq}) 是指与载荷图谱 (参见图 8-1) 具有相同作用效果的恒定载荷, 也就是在当量载荷的作用下, 与按载荷图谱加载, 齿轮具有同样的寿命和可靠度。当已知载荷图谱时, 当量载荷的计算见 3.3; 当仅知名义载荷时, 当量载荷可按下列公式计算:

$$F_{teq} = K_A F_t$$

$$T_{eq} = K_A T$$

$$P_{eq} = K_A P$$

式中: K_A ——使用系数, 见 3.3。

3.2.3 最大切向力 $F_{t \max}$ 、最大转矩 T_{\max} 和最大功率 P_{\max}

最大切向力 $F_{t \max}$ 、最大转矩 T_{\max} 和最大功率 P_{\max} 由载荷图谱或实测得出。当无上述数据可用时, 可取预期的最大载荷值, 如起动转矩、堵转转矩、短路或其他最大转矩。静强度校核时用 $F_{t \max}$ 代入相应公式进行计算。

3.3 使用系数 K_A

使用系数 K_A 是考虑由于齿轮啮合外部因素引起附加动载荷影响的系数。这种外部附加动载荷取决于原动机和从动机的特性、轴和联轴器系统的质量和刚

度以及运行状态。

K_A 应通过精密测量或对传动系统的全面分析来确定,当上述方法不能实现时,用查表法确定。

3.3.1 K_A 及当量载荷 T_{eq} 的精确确定方法

图8-1 是以对数坐标得到的齿轮的整个工作寿命的载荷图谱。图中 T_1, T_2, T_3, \dots 为经整理后的实测的各级载荷; N_1, N_2, N_3, \dots 为与 T_1, T_2, T_3, \dots 对应的应力循环次数。

K_A 及 T_{eq} 的计算见表8-3。

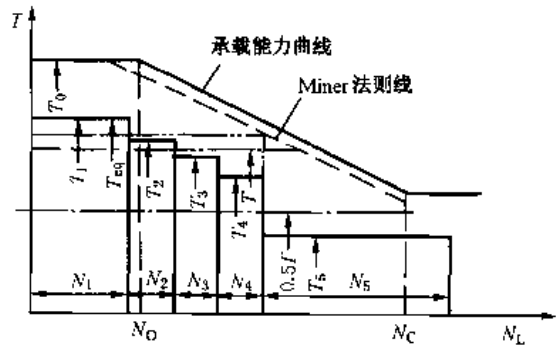


图8-1 工作载荷图谱示意图

表8-3 当量载荷 T_{eq} 和使用系数 K_A 的计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
第 i 级载荷下的应力循环次数 N_{Li}	$N_{Li} = 60n_i k h_i$	n_i 第 i 级载荷下的齿轮转速, r/min; k 齿轮每转一周, 同侧齿面的接触次数; h_i 第 i 级载荷下齿轮的工作小时数;
当量应力循环次数 N_{eq}	$N_{eq} = \sum N_{Li} = N_{L1} + N_{L2} + N_{L3} + N_{L4} + N_{L5}$	P_i 材料指数, 见表8-73;
当量转矩 $T_{eq}/(N \cdot m)$	$T_{eq} = \sum \left[\frac{N_{Li} T_i^{P_i}}{N_{eq}} \right]^{\frac{1}{P_i}} = \left[\frac{N_{L1} T_1^{P_1} + N_{L2} T_2^{P_2} + N_{L3} T_3^{P_3} + N_{L4} T_4^{P_4} + N_{L5} T_5^{P_5}}{N_{eq}} \right]^{\frac{1}{P_i}}$	计算 T_{eq} 时, 若 $N_{eq} < N_0$, 取 $N_{eq} = N_0$; 若 $N_{eq} > N_c$, 取 $N_{eq} = N_c$ 。接触和弯曲强度的 N_0, N_c , 分别见图8-22和图8-48
使用系数 K_A	$K_A = \frac{T_{eq}}{T}$	

3.3.2 K_A 的查表法

当无其他资料可用时, K_A 可参考表8-4查取。其

中原动机和工作机的工作特性示例可参考表8-5、表8-6和表8-7。

表8-4 使用系数 K_A

原动机工作特性	工作机工作特性			
	均匀平稳	轻微冲击	中等冲击	严重冲击
均匀平稳	1.00	1.25	1.50	1.75
轻微冲击	1.10	1.35	1.60	1.85
中等冲击	1.25	1.50	1.75	2.00
严重冲击	1.50	1.75	2.00	2.25 或更大

注: 1 表中数据主要适用于在非共振区运行的工业齿轮和高速齿轮, 采用表荐值时, 至少应取最小弯曲强度安全系数 $S_{Fmin} = 1.25$;

2 某些应用场合的 K_A 值可能远高于表中示值(甚至高达10), 选用时应全面分析工况和联接结构。如在运行中存在非正常的重载、大的起动转矩、重复的中等或严重冲击, 应当核算其有限寿命下承载能力和静强度。

3 对于增速传动, 根据经验, 建议取上表值的1.1倍。

1 当外部机械与齿轮装置之间挠性联接时, 通常 K_A 可适当减小。

表 8-5 原动机工作特性

工作机特性	原 动 机	工作机特性	原 动 机
均匀平稳	电机(如自流电机)、平稳运行的蒸汽机或燃气机(起动力矩小,启动次数很少) ¹⁾	中等冲击	多缸内燃机
轻微冲击	蒸汽机、燃气轮机、液压马达或电机(具有大的、频繁的启动转矩) ²⁾	严重冲击	单缸内燃机

1) 可根据振动试验或类似设备确定。

2) 考虑到瞬时过载的影响,应当核算齿轮有限寿命下的承载能力和静强度。

表 8-6 工业齿轮工作机的工作特性示例

工作特性	工 作 机	工作特性	工 作 机
均匀平稳	载荷平稳的发电机、载荷平稳的带式或板式输送机、螺杆输送机、轻型升降机、包装机、机床进给机构、通风机、轻型离心机、离心泵、用于轻质液体或均匀密度物料的搅拌机混料机、剪切机、压力机、冲压机 ¹⁾ 、立式传动装置和机车行走齿轮装置 ²⁾	中等冲击	橡胶挤压机,连续工作的橡胶和塑料混料机,轻型球磨机、木工机械(排锯和车床)、钢坯轧机 ³⁾ 、起重装置、单缸活塞泵
轻微冲击	载荷非均匀平稳的带式或板式输送机、机床主传动装置、重型提升机、起重机回转齿轮装置、工业或矿山通风机、重型离心机、离心泵、黏性介质和非均匀密度物料的搅拌机、混料机、多缸活塞泵、分配泵、通用挤压机、压延机、回转窑、轧机座(连续的铸带、铅带轧机、线材和棒材轧机) ⁴⁾	严重冲击	挖掘机(斗轮驱动)、斗链驱动、筛分驱动、挖土机、重型球磨机、橡胶压轧机、破碎机(石头、矿石)、铸造机械、重型分配泵、钻机、压砖机、卸载机、落砂机、冷轧机 ⁵⁾ 、压坯机、轧碎机

1) 额定载荷为最大转矩;

2) 额定载荷为最大启动转矩;

3) 额定载荷为最大轧制转矩;

4) 转矩受限流器限制;

5) 带钢的频繁破碎会导致 K_v 上升到2.0。

表 8-7 高速齿轮及其类似齿轮工作机工作特性示例

工作特性	工 作 机	工作特性	工 作 机
均匀平稳	离心式空气压缩机或气体压缩机、功率测试台架、载荷发电机和励磁机、造纸机主传动装置	中等冲击	罗茨鼓风机、径向流动的罗茨压缩机、活塞压缩机(3缸或更多)、矿山和工业上大型频繁启起的吸气机、锅炉离心供水泵、罗茨泵、活塞泵(3缸或更多)
轻微冲击	管线离心式空气压缩机、轴流式压缩机、离心式风扇、载荷峰值发电机和励磁机、离心泵、旋转式轴流泵、造纸工业、精研机、机床辅助驱动、压印机	严重冲击	活塞压缩机(2缸)、离心泵(带水箱)、泥浆泵、活塞泵(2缸)

3.4 动载系数 K_v

动载系数 K_v 是考虑齿轮制造精度、运转速度对轮齿内部附加动载荷影响的系数。齿轮的精度越高其影响越小,也即 K_v 值越小。 K_v 定义为:

$$K_v = \frac{\text{传递的切向载荷} \cdot \text{内部附加动载荷}}{\text{传递的切向载荷}}$$

影响动载系数的主要因素有:由基节和齿形误差

产生的传动误差;节线速度;转动件的惯量和刚度;轮齿载荷;轮齿啮合刚度在啮合循环中的变化。其他的影响因素还有:跑合效果;润滑油特性;轴承及箱体支承刚度以及动平衡精度等。

如能通过实测或对所有影响因素作全面的动力学分析来确定包括内部动载荷在内的最大切向载荷,则

可取 K_v 等于 1; 但此时需对所采用方法的精度和可靠性加以论证, 并明确给出前提条件

当上述要求不能实现时, 可用下述三种方法之一确定 K_v 。这三种方法为: 一般方法、简化方法(一)和简化方法(二)(这种方法为 ISO 6336 中的 C 法, 在 GB/T 3480—1997 中未给出)。一般方法可用于各种齿轮, 但在主共振区计算值偏大; 当 $(v_{z1}/100) \times \sqrt{u^2/(1+u^2)} < 3 \text{ m/s}$ 时可用简化方法(一)计算。简化方法(二)是在一般方法的基础上简化而来(具体简化条件见 3.4.3), 适用于 $(v_{z1}/100) \times \sqrt{u^2/(1+u^2)} < 3 \text{ m/s}$ 的所有类型的圆柱齿轮。简化方法(一)是基于经

验数据得出的方法, 主要考虑齿轮制造精度和节线速度的影响, 没有考虑主共振区的影响。

一般方法的力学模型为: 将大、小齿轮的质量转化到啮合线上, 并由弹簧联结所形成的弹性振动系统。弹簧的刚度即为轮齿啮合刚度, 啮合中的阻尼取为一个名义平均值, 忽略滞后现象和轴承、联轴器等附加阻尼因素, 也忽略了轴、轴承和箱体变形的影响。由于未考虑上述各种附加阻尼, 除在主共振区外, 按本法求得 K_v 值通常比实际的略大一些。

3.4.1 一般方法

K_v 的计算公式见表 8-8。

表 8-8 运行转速区间及其动载系数 K_v 的计算公式

运行转速区间	临界转速比 N	对运行的齿轮装置的要求	K_v 计算公式	备注
亚临界区	$N \leq N_s$	多数通用齿轮在此区工作	$K_v = 1 + N \{ C_{v1} B_p + C_{v2} B_l + C_{v3} B_k \} - 1$	在 $N=1.2$ 或 2.3 时可能出现共振现象, K_v 大大超过计算值, 直齿轮尤甚, 此时应修改设计。在 $N=1.4$ 或 1.5 时共振影响很小
主共振区	$N_s < N \leq 1.15$	一般精度不高的齿轮(尤其是未修缘的直齿轮)不宜在此区运行。 $\epsilon_7 > 2$ 的高精度斜齿轮可在此区工作	$K_v = C_{v1} B_p + C_{v2} B_l + C_{v3} B_k + 1$	在此区内 K_v 受阻尼影响极大, 实际动载与按此式计算所得值相差可达 40%, 尤其是对未修缘的直齿轮
过渡区	$1.15 < N < 1.5$		$K_v = K_{v(N=1.15)} - \frac{K_{v(N=1.15)} - K_{v(N=1.5)}}{0.35} (1.5 - N)$	$K_{v(N=1.15)}$ 按超临界—界区公式计算。 $K_{v(N=1.5)}$ 按主共振区公式计算
超临界区	$N \geq 1.5$	绝大多数透平齿轮及其他高速齿轮在此区工作	$K_v = C_{v1} B_p + C_{v2} B_l + C_{v3} B_k$	a. 可能在 $N=2$ 或 3 时出现共振, 但影响不大。 b. 当轴内齿轮系统的横向振动固有频率与运行的啮合频率接近或相等时, 实际动载与按此式计算所得值可相差 100%, 应避免此情况

注: 1 表中各式均将每一齿轮副按单级传动处理, 略去多级传动的其他各级的影响。非刚性联结的同轴齿轮, 可以这样简化, 否则应按表 8-11 中第 2 类型处理。

2 亚临界区中, 当 $F_t K_A / b < 100 \text{ N/mm}$ 时, $N_s = 0.5 + 0.35 \sqrt{F_t K_A / (100b)}$, 其他情况时, $N_s = 0.85$ 。

3 表中代号如下:

N ——临界转速比, 见表 8-9;

C_{v1}, C_{v3} ——分别考虑齿距偏差、齿形误差的影响系数;

C_{v2}, C_{v4}, C_{v5} ——分别考虑啮合刚度变化、周期性变化、周期性变化引起齿轮副扭转共振的影响系数;

C_{v1}, C_{v3} ——在超临界区内考虑齿距偏差、齿形误差的影响系数;

$C_{v1} \sim C_{v5}$ 按表 8-12 计算或按图 8-5 查取;

B_p, B_l, B_k ——分别考虑齿距偏差、齿形误差、轮齿修缘对动载荷影响的系数, 见表 8-13。

表 8-9 临界转速比 N

项 目	单 位	计 算 公 式	备 注
临界转速比 N		$N = \frac{n_1}{n_{E1}}$	b_1, b_2 ——小轮、大轮齿宽, mm, 这里取各自的实际齿宽;
临界转速 n_{E1}	r/min	$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c\gamma}{m_{red}}}$	ρ_1, ρ_2 ——小轮、大轮的材料密度, kg/mm ³ ;
诱导质量 m_{red}	kg/mm	$m_{red} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$ 对一般啮合传动, 可按下列式近似计算: $m_{red} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{d_{m1}}{d_{b1}} \right)^2 \frac{d_{b1}^3}{(1-q_1^4)\rho_1 + (1-q_2^4)\rho_2 u^2}$ 对行星传动和其他较特殊的齿轮的 m_{red} 见表 8-10 和表 8-11	r_{b1}, r_{b2} ——小轮、大轮的基圆半径, mm; D_{i1}, D_{i2} ——小轮、大轮的轮缘内腔直径, mm, 见图 8-2
小、大轮转化到啮合线上的单位齿宽当量质量 m	kg/mm	$m_1 = \frac{I_1}{b_1 r_{b1}^2}$ $m_2 = \frac{I_2}{b_2 r_{b2}^2}$	
转动惯量 I	kg·mm ²	$I_1 = \frac{\pi}{32} \rho_1 b (1-q_1^4) d_{m1}^4$ $I_2 = \frac{\pi}{32} \rho_2 b (1-q_2^4) d_{m2}^4$	
轮缘内腔直径比 q		$q_1 = D_{i1} / d_{m1}$ (对整体结构齿轮 $q=0$) $q_2 = D_{i2} / d_{m2}$	
平均直径 d_m	mm	$d_{m1} = (d_{a1} + d_{f1}) / 2$ $d_{m2} = (d_{a2} + d_{f2}) / 2$	

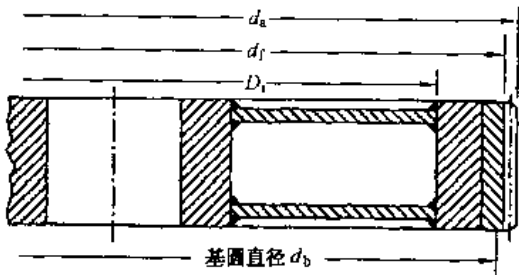


图 8-2 齿轮各直径

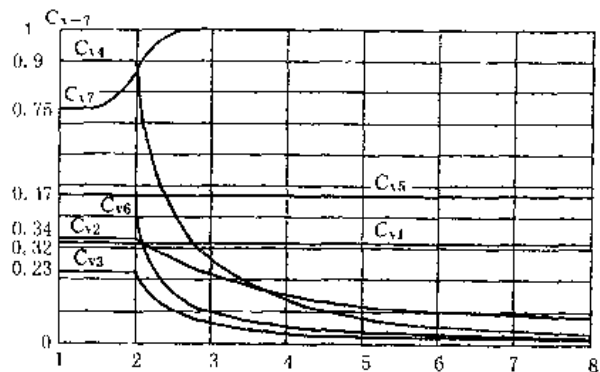


图 8-3 C 系数值

表 8-10 行星传动齿轮的诱导质量 m_{red}

齿轮组合	m_{red} 计算公式或提示	备 注
太阳轮(S) 行星轮(P)	$m_{red} = \frac{m_P m_S}{n_P m_P + m_S}$	n_P ——轮系的行星轮数 m_S, m_P ——太阳轮、行星轮的当量质量, 可按表 8-8 计算
行星轮(P) 固定内齿圈	$m_{red} = m_P = \frac{\pi}{8} \frac{d_{mp}^2}{d_{bp}^2} (1-q_1^4) \rho_P$	把内齿圈质量视为无穷大处理 ρ_P ——行星轮材料密度 d_m, d_b, q 定义及计算参见表 8-8 及图 8-2
行星轮(P) 转动内齿圈	m_{red} 按表 8-8 计算, 有若干个行星轮时可按单个行星轮分别计算	内齿圈的当量质量可当作外齿轮处理

表 8-11 较特殊结构型式的齿轮的诱导质量 m_{red}

齿轮结构型式		计算公式或提示	备注
1	小轮的平均直径与轴颈相近	采用一般的计算公式,见表 8-8 因为结构引起的小轮当量质量增大和扭转刚度增大(使实际啮合刚度 c_{γ} 增大)对计算临界转速 n_{F1} 的影响大体上相互抵消	
2	两刚性联接的同轴齿轮	较大的齿轮质量必须计入,而较小的齿轮质量可以略去	若两个齿轮直径无显著差别时,一起计入
3	两个小轮驱动一个大轮	可分别按小轮 1-大轮 小轮 2-大轮 两个独立齿轮副分别计算	此时的大轮质量总是比小轮质量大得多
4	中间轮	$m_{red} = \frac{2}{\left(\frac{1}{m_1} + \frac{2}{m_2} + \frac{1}{m_3}\right)}$ 等效刚度 $c_{\gamma} = \frac{1}{2}(c_{\gamma-2} + c_{\gamma-3})$	m_1, m_2, m_3 为主动轮、中间轮、从动轮的当量质量 $c_{\gamma-2}$ —— 主动轮、中间轮、啮合刚度 $c_{\gamma-3}$ —— 中间轮、从动轮啮合刚度

表 8-12 C_v 系数值

系数代号	总 重 合 度		
	$1 < \epsilon_{\gamma} \leq 2$	$1.5 < \epsilon_{\gamma} \leq 2.5$	$\epsilon_{\gamma} > 2.5$
C_{v1}	0.32		$\epsilon_{\gamma} > 2$ 0.32
C_{v2}	0.34		$\frac{0.57}{\epsilon_{\gamma} - 0.3}$
C_{v3}	0.23		$\frac{0.096}{\epsilon_{\gamma} - 1.56}$
C_{v4}	0.90		$\frac{0.57 - 0.05\epsilon_{\gamma}}{\epsilon_{\gamma} - 1.44}$
C_{v5}	0.47		0.47
C_{v6}	0.47		$\frac{0.12}{\epsilon_{\gamma} - 1.74}$
	$1 < \epsilon_{\gamma} \leq 1.5$	$1.5 < \epsilon_{\gamma} \leq 2.5$	$\epsilon_{\gamma} > 2.5$
C_{v7}	0.75	$0.125 \sin[\pi(\epsilon_{\gamma} - 2)] + 0.875$	1.0

表 8-13 系数 B_p, B_f, B_k 的计算公式

项目	计算公式	备注
B_p	$B_p = \frac{c' f_{pbelt}}{F_t K_A / b}$	f_{pbelt}, f_{teff} —— 有效基节偏差和有效齿形误差, μm , $f_{pbelt} = f_{pb} - y_r \cdot f_{teff} = f_1 - y_r f_2$; f_{pb}, f_t —— 基节偏差和齿形误差, μm , 按大轮取值;
B_f	$B_f = \frac{c' f_{teff}}{F_t K_A / b}$	y_p, y_f —— 基节和齿形跑合量, μm , 如无可靠数据时,可取 $y_p = y_1 - y_2, y_f = y_2$ 为齿廓跑合量, 见表 8-31;
B_k	$B_k = \left 1 - \frac{c' C_{av}}{F_t K_A / b} \right $	C_{av} —— 设计修缘量, μm , 沿齿廓法向计量, 无修缘时,可取跑合产生的齿顶磨合量 C_{av} 值代替。两轮材料相同时: $C_{av} = \frac{1}{18} \left(\frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} - 18.45 \right)^2 + 1.5$, 两轮材料不同时,取两轮 C_{av} 的平均值; c' —— 单对齿刚度, $\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$, 见 3.7; 齿轮精度低于 5 级时,取 $B_k = 1$

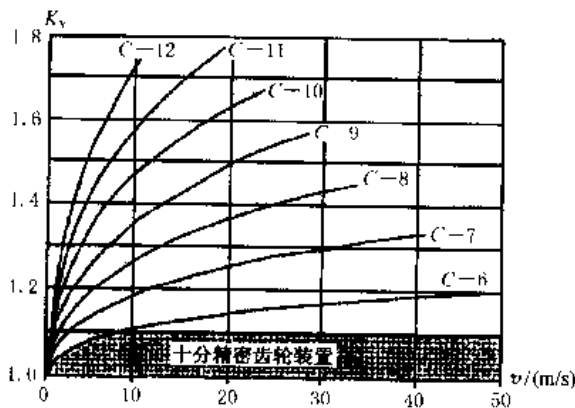
3.4.2 简化方法(一)

可由图 8-4 查取。

K_v 的简化方法(一)的计算公式见表 8-14, K_v 也

表 8-14 K_v 的简化方法(一)的计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注	
传动精度系数 C	$C = -0.5048 \ln z - 1.144 \ln m_n - 2.852 \ln f_{p01} - 3.32$	先用 z_1, f_{p01} 代入计算,再用 z_2, f_{p02} 代入计算,取其中较大值, C 应圆整成整数	
$C \leq 5$ 的高精度齿轮的 K_v	$K_v = 1.0 \sim 1.1$	齿轮具有良好的安装和对中精度以及合适的润滑条件	
其他齿轮的 K_v	$K_v = \left(\frac{A}{A - \sqrt{200V}} \right)^B$	限制条件: 1. $25 \leq m_n \leq 50$; 2. $6 \leq z \leq (1200, 10000/m_n)$, 取 1200 与 10000/ m_n 中的小值; $6 \leq C \leq 12$	
	系数 A		$A = 50 + 56(1 - B)$
	系数 B		$B = 0.25(C - 5)^{0.667}$
	节线速度 v' (r/min)		$v' \leq \frac{[A + (14 - C)]^2}{200}$



图中 C 为齿轮传动精度系数而不是齿轮精度等级
图 8-4 动载系数 K_v

3.4.3 简化方法(二)

简化方法(二)是基于一般计算方法简化得出的,

表 8-15 系数 K_1 和 K_2 的值

项 目	K_1										K_2	
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
精度等级												所有等级
直齿轮	2.1	3.9	7.5	14.9	26.8	39.1	52.8	76.6	102.6	146.3	0.0193	
斜齿轮	1.9	3.5	6.7	13.3	23.9	34.8	47.0	68.2	91.4	130.3	0.0087	

3.5 接触强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$

齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 是考虑沿齿宽方向载荷分布不均匀对齿面接触应力影响的系数。

在接触强度计算中引入这一系数的意义在于,按最恶劣的情况(即按沿齿长载荷分布状况最不利时产

适用于满足下列条件的工业齿轮传动和类似传动。

$(v z_1 / 100) \sqrt{u^2 / (1 + u^2)} < 3$ m/s, 基本齿廓符合 GB/T 1356 的内、外啮合的直齿轮和 $\beta \leq 30^\circ$ 的斜齿轮, $z_1 < 50$, 实体盘状齿轮或厚轮缘的钢质齿轮。

对于薄轮缘齿轮或 $\beta > 30^\circ$ 的斜齿轮或铸铁齿轮也可按此方法计算,但计算值偏于安全。

K_v 的计算公式如下:

a. 直齿轮和 $\epsilon_\beta \geq 1$ 的斜齿轮(也可以近似限制为 $\epsilon_\beta > 0.9$)

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A F_1 / b} + K_2 \right) \frac{v z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}}$$

式中,当 $K_A F_1 / b < 100$ N/mm 时,取 $K_A F_1 / b = 100$ N/mm; K_1 和 K_2 的值见表 8-15。

b. $\epsilon_\beta < 1$ 的斜齿轮

K_v 由按 a 计算的直齿轮的 K_v 值 K_{v0} 和 $\epsilon_\beta \geq 1$ 的斜齿轮的 K_v 值。 K_v 根据 ϵ_β 插值计算:

$$K_v = K_{v0} - \epsilon_\beta (K_{v0} - K_{v1})$$

生的最大应力)来确定接触计算应力。

标准中的 $K_{H\beta}$ 计算方法(一般方法)是采用 ISO 6336-1:1996 中 C2 法,在计算时应注意下列问题:一是设计者对结构参数影响齿轮承载能力的程度应有足够的了解,如果采用过大的齿宽使 b/d 值超过 1.2 甚

至1.5以上,又无高精度制造和修形补偿措施,单位齿宽载荷又较小,从而会导至 $K_{H\beta}$ 过大;二是 $K_{H\beta}$ 公式本身的局限性,致使在一些情况下,如制造精度较低、单位齿宽载荷 W_m 较小、齿宽 b 较大以及结构上偏心距 y'/l 较大甚至采用悬臂结构,计算得的 $K_{H\beta}$ 值可能会相当大

针对ISO 6336.1中 $K_{H\beta}$ 计算公式的局限性,我国的齿轮传动工作者提出了一些有价值的计算公式,在此给出一种(见表8-17)供参考使用。但由于我国在这方面仍缺乏系统的研究与验证,标准中仍采用了ISO 6336.1中的C2法。

$K_{H\beta}$ 的定义为:

$$K_{H\beta} = \frac{W_{max}}{W_m} = \frac{(F_t/b)_{max}}{F_m/b}$$

式中: W_{max} — 单位齿宽最大载荷, N/mm;

W_m — 单位齿宽平均载荷, N/mm;

F_m — 分度圆上平均计算切向力, N。

$$F_m = F_t K_A K_v$$

$$W_m = \frac{F_t K_A K_v}{b} = \frac{F_m}{b}$$

式中: b — 齿宽, mm, 对人字齿轮或双斜齿轮, 应取两个斜齿轮宽度之和。

影响齿向载荷分布的主要因素有:

a. 齿轮副的接触精度(GB/T 10095 第Ⅱ公差组精度), 它主要取决于齿轮加工误差、箱体孔偏差、轴承的间隙和误差、大小轮轴的平行度、跑合情况等;

b. 轮齿啮合刚度、齿轮的尺寸结构及支承型式及轮缘、轴、箱体及机座的刚度;

c. 轮齿、轴、轴承的变形, 热膨胀和热变形(这对

高速宽齿轮尤其重要);

d. 切向、轴向载荷及轴上的附加载荷(例如带或链传动);

e. 设计中有无元件变形补偿措施(例如齿向修形)。

由于影响因素众多, 确切的载荷分布系数应通过实际的精密测量和全面分析已知的各影响因素的量值综合确定。这时, 要论证应用方法的精确度和可靠性, 并明确其前提条件。这种方法特别适用于调质小齿轮宽径比 $(b/d) > 1.5$ 或硬齿面小齿轮 $(b/d) > 1.2$ 的重要齿轮装置的校核计算

各影响因素引起轮齿沿齿宽的综合变形、位移和制造误差的合成量称初始啮合齿向误差(跑合前轮齿啮合齿向误差)以 $F_{\beta 0}$ 表示。它是决定齿向载荷分布系数的重要依据。在通过实测或综合的精确计算得到初始啮合齿向误差 $F_{\beta 0}$ 时, 可按表8-16中的公式求得齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 值。

当按上述方法得到的啮合齿向误差由齿向修形补偿的高精度齿轮副, 在给定的运行条件下, 其齿向载荷接近均匀分布, $K_{H\beta}$ 接近于1。

在无法按上述方法确定 $K_{H\beta}$ 时, 可按本标准提供的下述两种方法——一般方法或简化方法近似计算齿向载荷分布系数。

3.5.1 一般方法

3.5.1.1 基本假定和适用范围

a. 沿齿宽将轮齿视为具有啮合刚度 c_r 的弹性体, 载荷和变形都呈线性分布(见图8-5);

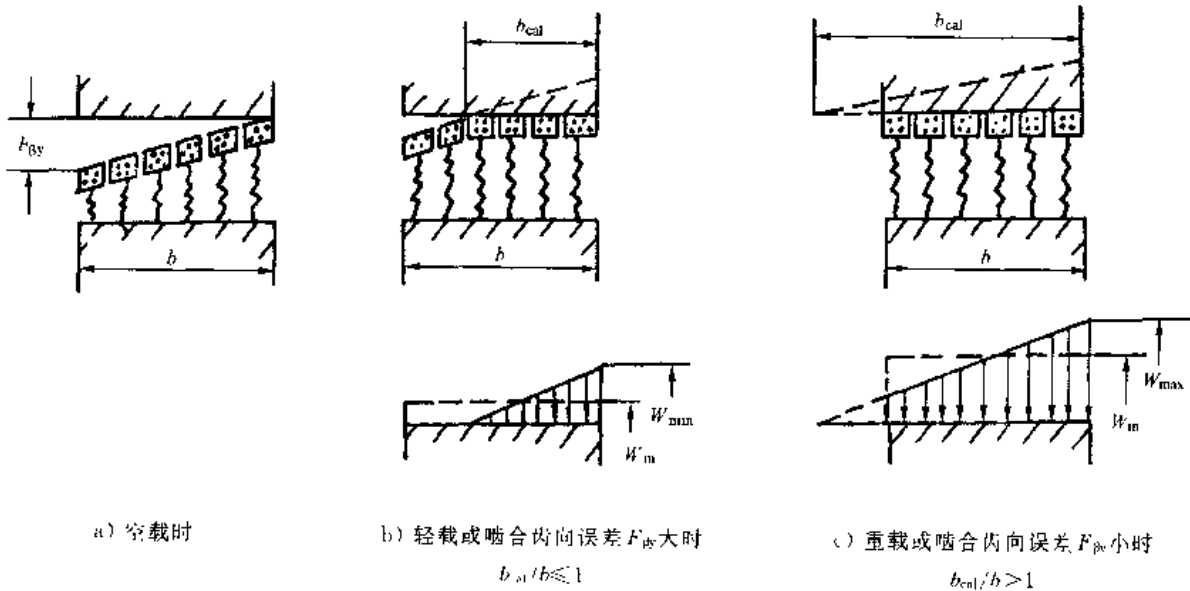


图8-5 齿向载荷分布原理

- b. 轴齿轮的扭转变形按载荷沿齿宽均布计算, 弯曲变形按载荷集中作用于齿宽中点计算, 没有其他额外的附加载荷;
- c. 箱体、轴承、大齿轮及其轴的刚度足够大, 其变形可忽略;
- d. 等直径轴或阶梯轴, d_{sh} 为与实际轴产生同样弯

曲变形量的当量轴径:

- e. 轴和小齿轮的材料都为钢; 小齿轮轴可以是实心轴或空心轴(其内径应 $< 0.5d_{sh}$), 齿轮的结构支承形式见表 8-20 偏心距 $s/l \leq 0.3$.

3.5.1.2 $K_{H\beta}$ 的计算公式

$K_{H\beta}$ 的计算公式见表 8-16.

表 8-16 $K_{H\beta}$ 一般方法的计算公式

项 目		计 算 公 式	备 注
$F_{\beta\alpha}/\mu\text{m}$	受载时接触不良	$F_{\beta\alpha} = 1.33f_{sh} + f_{m\alpha} \geq F_{\beta\alpha \min}$	$f_{m\alpha}$ —— 加工、安装误差产生的啮合齿向误差分量, μm , 见表 8-18; $f_{H\beta\alpha}$ —— 6 级精度齿轮的齿向位置误差, μm ; $F_{\beta\alpha \min}$ —— 取 $0.005F_t K_A K_v K_\beta / b$ 和 $0.5f_{H\beta\alpha}$ 中的大值;
	受载时接触良好	$F_{\beta\alpha} = 1.33f_{sh} + f_{H\beta\alpha} \geq F_{\beta\alpha \min}$	
	受载时理想接触	$F_{\beta\alpha} = F_{\beta\alpha \min}$	
综合变形产生的啮合齿向误差分量 $f_{sh}/\mu\text{m}$		$f_{sh} = (F_t K_A K_v / b) f_{sh\alpha}$	$f_{sh\alpha}$ —— 单位载荷作用下的啮合齿向误差, $\mu\text{m} \cdot \text{mm}/\text{N}$, 见表 8-19;
跑合后啮合齿向误差 $F_{\beta\gamma}/\mu\text{m}$		$F_{\beta\gamma} = F_{\beta\alpha} - \gamma_\beta = F_{\beta\alpha} \gamma_\beta$	γ_β —— 齿向跑合量, μm , 见表 8-22;
$K_{H\beta}$	$\sqrt{\frac{2F_t K_A K_v / b}{F_{\beta\gamma} c_\gamma}} \leq 1$ 时	$K_{H\beta} = 2(b/h_{cat}) = \sqrt{\frac{2F_{\beta\gamma} c_\gamma}{W_m}}$	c_γ —— 啮合刚度, 见 3.7
	$\sqrt{\frac{2F_t K_A K_v / b}{F_{\beta\gamma} c_\gamma}} > 1$ 时	$K_{H\beta} = \frac{2(b_{cat}/b)}{2(b_{cat}/b) - 1} = 1 + 0.5 \frac{F_{\beta\gamma} c_\gamma}{W_m}$	γ_β —— 跑合系数, 见表 8-22;

表 8-17 我国学者提出的 $K_{H\beta}$ 计算公式

项 目		计 算 公 式	备 注
对 $f_{m\alpha}$ 的跑合量 $\gamma_{\beta\alpha}/\mu\text{m}$		$\gamma_{\beta\alpha} = (f_{m\alpha}/F_{\beta\alpha}) \gamma_\beta$	本表的计算公式适用于各种载荷情况。 b_c —— 跑合后空载时啮合齿轮齿初始齿向接触斑点长度, mm , 可按 GB/T 10095 精度标准的规定或按实测得到的接触斑点长度的 80% 取值
有效啮合接触长度 $b_{c\gamma}/\text{mm}$		$b_{c\gamma} = [(f_{m\alpha} - \gamma_{\beta\alpha})/F_{\beta\gamma}] b_{c0}$	
$K_{H\beta}$	$b_{cat}/b = \sqrt{\frac{2F_m/b}{F_{\beta\gamma} c_\gamma} \left(1 - \frac{b_{c\gamma}}{b}\right) + \left(\frac{b_{c\gamma}}{b}\right)^2} \leq 1$ 时	$K_{H\beta} = 2b/(b_{cat} + b_{c\gamma})$	
	$b_{cat}/b = \frac{F_m/b}{F_{\beta\gamma} c_\gamma} \left(1 - \frac{b_{c\gamma}}{b}\right) + 0.5 \left(\frac{b_{c\gamma}}{b}\right)^2 + 0.5 > 1$ 时	$K_{H\beta} = \frac{2(b_{cat}/b - b_{c\gamma}/b)}{2b_{cat}/b - (b_{c\gamma}/b)^2 - 1}$	

表 8-18 $f_{m\alpha}$ 计算公式

类 别		确定方法或公式	类 别	确定方法或公式
粗略数值	某些高精度的高速齿轮	$f_{m\alpha} = 0$	给定空载下接触斑点长度 b_c	$f_{m\alpha} = \frac{b}{b_{c0}} S_c$
	一般工业齿轮	$f_{m\alpha} = 15$		S_c —— 涂色层厚度, 一般为 $2 \sim 20 \mu\text{m}$, 计算时可取 $S_c = 6 \mu\text{m}$
给定精度等级	装配时无检验调整	$f_{m\alpha} = 1.0F_\beta$		如按最小接触斑点长度 $b_{c0 \min}$ 计算
	装配时进行检验调整(对研, 轻载跑合, 调整轴承, 螺旋线修形, 鼓形齿等)	$f_{m\alpha} = 0.5F_\beta$		$f_{m\alpha} = \frac{2}{3} \frac{b}{b_{c0 \min}} S_c$
	齿端修薄	$f_{m\alpha} = 0.7F_\beta$	如测得最长和最短的接触斑点长度	
				$f_{m\alpha} = \frac{1}{2} \left(\frac{b}{b_{c0 \min}} + \frac{b}{b_{c0 \max}} \right) S_c$

表 8-19 f_{sh0} 计算公式

齿轮类型	计算公式	备 注
一般齿轮	$f_{sh0} = 0.023\gamma$	γ — 小齿轮结构尺寸系数,可按表 8-20 选取 K' 值后,按表 8-21 的公式计算
齿端修薄的齿轮	$f_{sh0} = 0.016\gamma$	
修形或鼓形修整的齿轮	$f_{sh0} = 0.012\gamma$	

表 8-20 小齿轮结构系数 k'

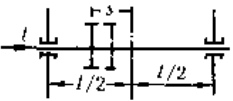
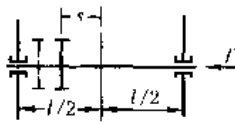
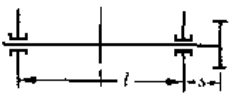
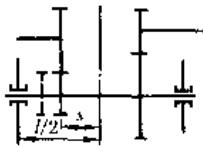
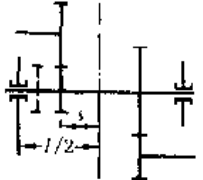
结构布局类型	条件	k'		备 注
		刚性	非刚性	
a 	$s/l < 0.3$	0.48	0.8	对人字齿轮或双斜齿轮,实线、虚线各代表半边斜齿轮中点的位置, s 按用实线表示的变形大的半边斜齿轮的位置计算。 $d_1/d_{sh} \geq 1.15$ 为刚性轴, $d_1/d_{sh} < 1.15$ 为非刚性轴,通常采用的键联接的套装齿轮属非刚性轴。 齿轮位于轴承跨距中心时 ($s \approx 0$),最好按表 8-23 至表 8-25 中的公式计算
b 	$s/l < 0.3$	-0.48	-0.8	
c 	$s/l < 0.5$	1.33	1.33	
d 	$s/l < 0.3$	-0.36	-0.6	
e 	$s/l < 0.3$	0.6	-1.0	

表 8-21 小齿轮结构尺寸系数 γ

齿轮类型	计算公式	B'		备 注
		功率不分流	功率分流,通过该对齿轮 $k\%$ 的功率	
直齿轮及单斜齿轮	$\gamma = \left[\left B' + k' \frac{l_s}{d_f^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0.3 \right + 0.3 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2$	$B' = 1$	$B' = 1 + 2(100 - k)/k$	l — 轴承跨距, mm; s — 小轮齿宽中点至轴承跨距中点的距离, mm; d_1 — 小轮分度圆直径, mm; d_{sh} — 小轮轴弯曲变形当量直径, mm, 见 3.5.1.4; b_B — 单边斜齿轮宽度, mm
人字齿轮或双斜齿轮	$\gamma = 2 \left[\left B' + k' \frac{l_s}{d_f^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0.3 \right + 0.3 \right] \left(\frac{b_B}{d_1} \right)^2$	$B' = 1.5$	$B' = 0.5 + (200 - k)/k$	

表 8-22 y_{β}, x_{β} 计算公式

齿轮材料	y_{β}, x_{β}	适用范围及限制条件	备注
结构钢、调质钢、珠光体或贝氏体球墨铸铁	$y_{\beta} = \frac{320}{\sigma_{H \lim}} F_{\beta\alpha}$ $x_{\beta} = 1 - \frac{320}{\sigma_{H \lim}}$	$v > 10$ m/s 时, $y_{\beta} \leq 12800/\sigma_{H \lim}, F_{\beta\alpha} \leq 40 \mu\text{m};$ $5 < v \leq 10$ m/s 时, $y_{\beta} \leq 27600/\sigma_{H \lim}, F_{\beta\alpha} \leq 80 \mu\text{m};$ $v \leq 5$ m/s 时, y_{β} 无限制	y_{β} 齿向跑合量, $\mu\text{m};$ x_{β} 跑合系数。 当大小齿轮材料不同时, $y_{\beta} = (y_{\beta 1} + y_{\beta 2})/2;$ $x_{\beta} = (x_{\beta 1} + x_{\beta 2})/2.$ 式中下标 1、2 分别表示小齿轮和大齿轮。 $\sigma_{H \lim}$ - 齿轮接触疲劳极限值, N/mm^2 , 见 3.12
灰铸铁、铁素体球墨铸铁	$y_{\beta} = 0.55 F_{\beta\alpha}$ $x_{\beta} = 0.45$	$v > 10$ m/s 时, $y_{\beta} \leq 22 \mu\text{m}, F_{\beta\alpha} \leq 40 \mu\text{m};$ $5 < v \leq 10$ m/s 时, $y_{\beta} \leq 45 \mu\text{m}, F_{\beta\alpha} \leq 80 \mu\text{m};$ $v \leq 5$ m/s 时, y_{β} 无限制	
渗碳淬火钢、表面硬化钢、氮化钢、氮碳共渗钢、表面硬化球墨铸铁	$y_{\beta} = 0.15 F_{\beta\alpha}$ $x_{\beta} = 0.85$	$y_{\beta} \leq 6 \mu\text{m}, F_{\beta\alpha} \leq 40 \mu\text{m}$	

3.5.1.3 典型结构齿轮的 $K_{H\beta}$

适用条件:小齿轮直径和轴径相近,对称布置在两轴承之间($s/l=0$);非对称布置时,应把估算出的附加弯曲变形量加到 f_{ms} 上;其他条件同 3.5.1.1。

符合上述条件的单对齿轮、轧机齿轮和简单行星传动的 $K_{H\beta}$ 可按表 8-23 至表 8-25 中的公式计算。

应注意:按表 8-24 计算轧机齿轮的 $K_{H\beta}$ 时,轧机齿轮箱的结构应为采用一对轴齿轮,齿数比 $u=1$,功率分

流,被动齿轮传递 $k\%$ 的转矩,另外 $(100-k)\%$ 的转矩由主动齿轮的轴端输出,两齿轮皆对称布置在两端的轴承之间,否则只能按表 8-16 计算 $K_{H\beta}$ 。按表 8-25 计算简单行星传动齿轮的 $K_{H\beta}$ 时,应取:

$$W_m = \frac{F_t K_A K_V K_V}{n_p b}$$

式中: K_V —— 不均载系数;

n_p —— 行星轮个数。

表 8-23 单对齿轮的 $K_{H\beta}$ 计算公式

齿轮类型	修形情况	计算公式	备注
直齿轮、斜齿轮	不修形	$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} x_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \left[5.12 + \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{x_{\beta} c_{\gamma} f_{ms}}{2F_m/b}$	本表公式适用于全部转矩从轴的一端输入的情况,对其他情况则应作更详细的分析。 部分修形指只补偿扭转变形的螺旋线修形; 完全修形指同时可补偿弯曲、扭转变形的螺旋线修形。 B ——包括空刀槽在内的双斜齿轮全齿宽,mm; b_n ——单边斜齿轮宽度,mm; 对因结构要求而采用超过一般工艺需要的大齿槽宽度的双斜齿轮,应采用表 8-16 的公式计算
	部分修形	$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} x_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right) + \frac{x_{\beta} c_{\gamma} f_{ms}}{2F_m/b}$	
	完全修形	$K_{H\beta} = 1 + \frac{x_{\beta} c_{\gamma} f_{ms}}{2F_m/b}$, 且 $K_{H\beta} \geq 1.05$	
人字齿轮或双斜齿轮	不修形	$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} x_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left[3.2 \left(\frac{2b_n}{d_1} \right)^2 + \left(\frac{B}{d_1} \right)^2 \left(\frac{l}{B} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{x_{\beta} c_{\gamma} f_{ms}}{F_m/b_n}$	
	完全修形	$K_{H\beta} = 1 + \frac{x_{\beta} c_{\gamma} f_{ms}}{F_m/b_n}$, 且 $K_{H\beta} \geq 1.05$	

表 8-24 轧机齿轮的 K_{HP} 计算公式

是否修形	齿轮类型	K_{HP} 计算公式	备注
不修形	直齿轮、斜齿轮	$1 + \frac{4000}{3\pi} x_p \frac{c_Y}{E} \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \left[5.12 \cdot 7.68 \frac{100-k}{k} + \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{x_p c_Y f_{ma}}{2F_m/b}$	对不修形的人字齿轮或双斜齿轮按本表公式计算的 K_{HP} 值不应超过 2, 否则应调整设计参数或按更精确的方法计算
	双斜齿轮或人字齿轮	$1 + \frac{4000}{3\pi} x_p \frac{c_Y}{E} \left(\frac{2b_B}{d_1} \right)^2 (1.28 + 1.92 \frac{100-k/2}{k/2} + \left(\frac{B}{d_1} \right)^4 \left(\frac{l}{B} - \frac{7}{12} \right)) + \frac{x_p c_Y f_{ma}}{F_m/b_B}$	
完全修形	直齿轮、斜齿轮	按表 8-23 公式计算	
	双斜齿轮或人字齿轮	按表 8-23 公式计算	

表 8-25 行星结构齿轮的 K_{HP} 计算公式

齿副	轴承型式	修形情况	K_{HP} 计算公式	备注	
直齿轮、单斜齿轮	太阳轮(S)	不修形	$1 + \frac{4000}{3\pi} n_p x_p \frac{c_Y}{E} 5.12 \left(\frac{b}{d_s} \right)^2 + \frac{x_p c_Y f_{ma}}{2F_m/b}$	I、II 表示行星轮及轴承在行星架上的安装型式, I—轴承装在行星轮上, 转轴刚性固定在行星架上; II—行星轮两端带轴颈的轴齿轮, 轴承装在转架上。 $F_m = F_t K_A K_V K_T / n_p$; K_T 不均载系数; n_p —行星轮个数; d_s —太阳轮分度圆直径, mm; d_p —行星轮分度圆直径, mm; l_p —行星轮轴承跨距, mm	
		修形(仅补偿扭转变形)	按表 8-23 公式计算		
	行星轮(P)	不修形	$1 + \frac{4000}{3\pi} x_p \frac{c_Y}{E} \left[5.12 n_p \left(\frac{b}{d_s} \right)^2 + 2 \left(\frac{b}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{b} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{x_p c_Y f_{ma}}{2F_m/b}$		
		完全修形(弯曲和扭转变形完全补偿)	按表 8-23 公式计算		
	内齿轮(H)——行星轮(P)	I	修形或不修形		按表 8-23 公式计算
		II	不修形		$1 + \frac{8000}{3\pi} x_p \frac{c_Y}{E} \left(\frac{b}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{b} - \frac{7}{12} \right) + \frac{x_p c_Y f_{ma}}{2F_m/b}$
人字齿轮或双斜齿轮	太阳轮(S)	不修形	$1 + \frac{4000}{3\pi} n_p x_p \frac{c_Y}{E} 3.2 \left(\frac{2b_B}{d_s} \right)^2 + \frac{x_p c_Y f_{ma}}{F_m/b_B}$	B, b_B 的含义同表 8-23	
		修形(仅补偿扭转变形)	按表 8-23 公式计算		
	行星轮(P)	不修形	$1 + \frac{4000}{3\pi} x_p \frac{c_Y}{E} \left[3.2 n_p \left(\frac{2b_B}{d_s} \right)^2 + 2 \left(\frac{B}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{B} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{x_p c_Y f_{ma}}{F_m/b_B}$		
		完全修形(弯曲和扭转变形完全补偿)	按表 8-23 公式计算		
	内齿轮(H)——行星轮(P)	I	修形或不修形		按表 8-23 公式计算
		II	不修形		$1 + \frac{8000}{3\pi} x_p \frac{c_Y}{E} \left(\frac{B}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{B} - \frac{7}{12} \right) + \frac{x_p c_Y f_{ma}}{2F_m/b}$
		修形(仅补偿弯曲变形)	按表 8-23 公式计算		

3.5.1.4 小轮轴弯曲变形当量直径 d_{sh}

小轮轴弯曲变形当量直径 d_{sh} 可按下述方法求得。

a. 求实际小轮轴某截面的弯曲变形量

——绘出实际小轮轴的外形及弯矩图 [见图 8-6 (a)、(b)];

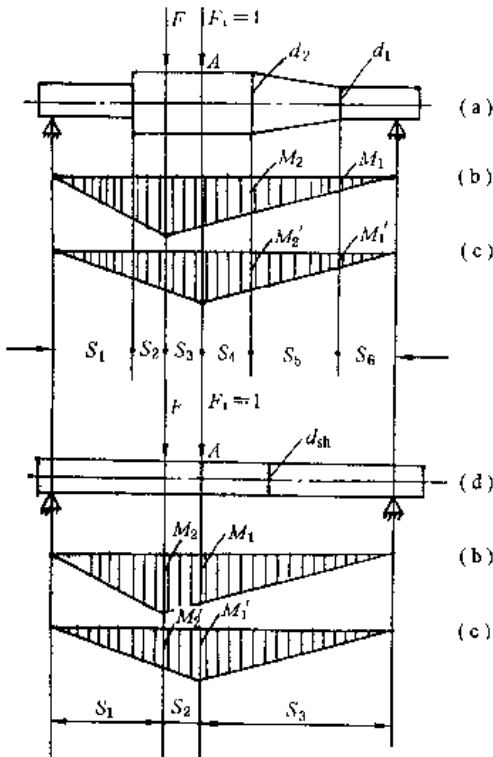


图 8-6 计算轴弯曲变形图

——在所求截面上(图 8-6 中 A 点处)加一单位力 $F_1=1$ (与变形方向相同), 并绘出弯矩图 M' [图 8-6 (c)];

——根据实际轴的形状变化及受力点将轴及弯矩图分为若干段 [图 8-6 中上半部分 (a)、(b)、(c) 分为 6 段];

——计算各段 $(MM')/(EI)$ 对 S 的积分之和, 即得实际轴上某截面的弯曲变形量 Δ ;

$$\Delta = \sum \int_{(S)} \frac{MM'}{EI} dS$$

式中: M ——实际轴上载荷产生的弯矩, $N \cdot m$;

M' ——在某截面上加单位载荷轴上产生的弯矩, $N \cdot m$;

I ——截面的惯性矩, $N \cdot m^2$;

S ——将轴分为若干段后, 每段的长度, m ;

E ——弹性模量, N/m^2 。

各种状况轴段的积分值见表 8-26。

b. 求当量轴与实际轴相应截面的弯曲变形量

其步骤与求实际轴的弯曲变形量步骤相同, 只是由于当量轴是直径为 d_{sh} 的等径轴, 弯矩图的分段仅于受力点有关 [图 8-6 中下半部分 (d)、(e)、(f) 分为 3 段]。

计算出当量轴各段积分之和, 即得与实际轴相对应的当量轴某断面上的弯曲变形量 Δ_{sh} ;

$$\Delta_{sh} = \sum \int_{(S)} \frac{MM'}{EI} dS$$

由于当量轴为等径轴, 各段积分值见表 8-26 中的状况 1, 3, 5, 7, 9。

观察表 8-26 中的状况 1, 3, 5, 7, 9 的积分值可知, 轴颈 d_{sh} (此时 $d=d_{sh}$) 均在分母上, 且为常数; E 为常数, 因此, 各段积分值可表示为 S, M, M' 的函数, 则 Δ_{sh} 可表示为:

$$\Delta_{sh} = \frac{1}{d_{sh}^4} \sum f(S, M, M')$$

c. 求当量直径 d_{sh}

令 $\Delta = \Delta_{sh}$

即 $\Delta = \frac{1}{d_{sh}^4} \sum f(S, M, M')$


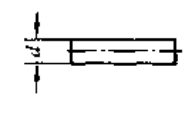
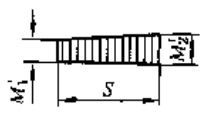
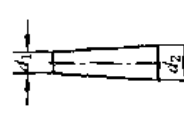

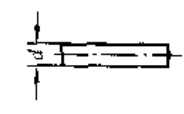
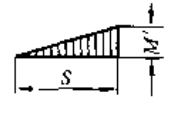
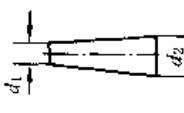
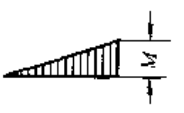
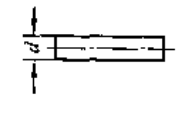
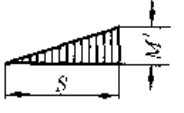
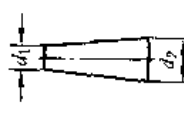

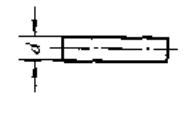
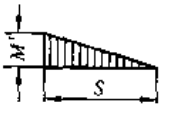
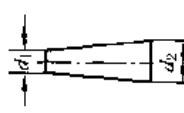
则得: $d_{sh} = \left[\frac{\sum f(S, M, M')}{\Delta} \right]^{\frac{1}{4}}$

应当注意, 如果作用力不在同一平面内, 应将作用力分解为水平面及垂直面上的力, 分别求出水平面与垂直面的变形, 然后按向量合成, 再求 d_{sh} 。

表 8-26 各轴段 M 和 M' 弯矩图的积分值

弯矩图	轴段状况	状况号	$\int_{(S)} \frac{MM'}{EI} dS$
		1	$\frac{S}{0.294Ed^4} [M_1(2M'_1 + M'_2) + M_2(2M'_2 + M'_1)]$
		2	$\frac{S}{0.294Ed_1^3d_2^3} [2d_2^2M_1M'_1 + d_1d_2(M_1M'_2 + M'_1M'_2) + 2d_1^2M'_2M_2]$

续表 8-26

弯矩图	轴段状况	状况号	$\int_{(S)} \frac{MM'}{EI} dS$
		3	$\frac{S}{0.098Ed^4}(M'_1+M'_2)M$
		4	$\frac{S}{0.294Ed_1^3d_2^3}M(2d_2^3M'_1+d_1d_2(M'_1+M'_2)+2d_1^3M'_2)$
		5	$\frac{S}{0.291Ed^4}M'(M_1+2M_2)$
		6	$\frac{S}{0.291Ed_1^3d_2^3}(d_2M_1M'_1+2d_1M_2M'_1)$
		7	$\frac{S}{0.147Ed^4}MM'$
		8	$\frac{S}{0.147Ed_1^3d_2^3}MM'$
		9	$\frac{S}{0.294Ed^4}MM'$
		10	$\frac{S}{0.294Ed_1^3d_2^3}MM'$

注: 1 弯矩图中,其一选为载荷引起的,另一则作为单位载荷所引起的。
 2 若M和M'方向相反,则其中之一取为“正”,另一为“负”。
 3 若空心圆柱形轴段时,则用 $d^4-d_0^4$ 代替表中 d^4 ; d_0 —孔径。

3.5.2 简化方法

3.5.2.1 适用范围

a. 单位齿宽载荷:对调质齿轮 $400 \leq F_m/b \leq 1000$ N/mm,对硬齿面齿轮 $800 \leq F_m/b \leq 1500$ N/mm。

b. 齿宽: $50 \leq b \leq 400$ mm; 齿宽与齿高比: $3 \leq b/h \leq 12$; 小轮宽径比:对调质齿轮 $b/d_1 < 2$,对硬齿面齿轮 $b/d_1 < 1.5$; 齿向不修形。

c. 齿轮精度等级(第Ⅲ公差组):对调质齿轮:5级

$\leq Q \leq 8$ 级,对硬齿面齿轮:5级 $\leq Q \leq 6$ 级;满载时全齿宽或接近全齿宽接触。

d. 刚性结构和刚性支承,受载时两轴承变形较小可忽略;齿宽偏置度 s/l 符合表8-27和表8-28中的限定。

e. 轮齿啮合刚度: $15 \leq c_f \leq 25$ N/(mm·μm)。

f. 矿物油润滑。

3.5.2.2 计算公式

调质齿轮和硬齿面齿轮的 $K_{H\beta}$ 简化计算公式分别见表8-27和表8-28。

表 8-27 调质齿轮 $K_{H\beta}$ 的简化计算公式

调整情况	精度等级	结构布局及限制条件		
		对称支承 ($\frac{s}{l} < 0.1$)	非对称支承 ($0.1 < \frac{s}{l} < 0.3$)	悬臂支承 ($\frac{s}{l} < 0.3$)
装配时不作检验调整	5	$1.14 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	$1.14 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	$1.14 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$
	6	$1.15 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.3 \times 10^{-3}b$	$1.15 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.3 \times 10^{-3}b$	$1.15 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.3 \times 10^{-3}b$
	7	$1.17 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.47 \times 10^{-3}b$	$1.17 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.47 \times 10^{-3}b$	$1.17 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.47 \times 10^{-3}b$
	8	$1.23 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.61 \times 10^{-3}b$	$1.23 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.61 \times 10^{-3}b$	$1.23 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.61 \times 10^{-3}b$
装配时检验调整或对研跑合	5	$1.10 - 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$	$1.10 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$	$1.10 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$
	6	$1.11 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.15 \times 10^{-3}b$	$1.11 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.15 \times 10^{-3}b$	$1.11 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.15 \times 10^{-3}b$
	7	$1.12 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	$1.12 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	$1.12 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$
	8	$1.15 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.31 \times 10^{-3}b$	$1.15 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.31 \times 10^{-3}b$	$1.15 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.31 \times 10^{-3}b$

表 8-28 硬齿面齿轮 $K_{H\beta}$ 的简化计算公式

调整情况	精度等级	结构布局及限制条件	对称支承	非对称支承	悬臂支承
			($\frac{s}{l} < 0.1$)	($0.1 < \frac{s}{l} < 0.3$)	($\frac{s}{l} < 0.3$)
装配时不作检验调整	5	$K_{H\beta} \leq 1.34$	$1.09 + 0.26 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.20 \times 10^{-3}b$	$1.09 + 0.26 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.20 \times 10^{-3}b$	$1.09 + 0.26 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.20 \times 10^{-3}b$
		$K_{H\beta} > 1.34$	$1.05 + 0.31 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	$1.05 + 0.31 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	$1.05 + 0.31 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$
	6	$K_{H\beta} \leq 1.34$	$1.09 + 0.26 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.33 \times 10^{-3}b$	$1.09 + 0.26 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.33 \times 10^{-3}b$	$1.09 + 0.26 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.47 \times 10^{-3}b$
		$K_{H\beta} > 1.34$	$1.05 + 0.31 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.38 \times 10^{-3}b$	$1.05 + 0.31 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.38 \times 10^{-3}b$	$1.05 + 0.31 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.38 \times 10^{-3}b$

续表 8-28

调整情况	精度等级	结构布局及限制条件	对称支承 ($\frac{s}{l} \leq 0.1$)		非对称支承 ($0.1 < \frac{s}{l} < 0.3$)		悬臂支承 ($\frac{s}{l} < 0.3$)	
			K_{HB}	K_{HB}	K_{HB}	K_{HB}	K_{HB}	K_{HB}
装配时	5	≤ 1.34	$1.05 + 0.26 \left[\frac{b}{d_1} \right]^2 - 0.10 \times 10^{-3} b$	$1.05 - 0.26 \left[1 - 0.6 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 - 0.10 \times 10^{-3} b$	$1.05 - 0.26 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.10 \times 10^{-3} b$			
		> 1.34	$0.99 + 0.31 \left[\frac{b}{d_1} \right]^2 + 0.12 \times 10^{-3} b$	$0.99 + 0.31 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 - 0.12 \times 10^{-3} b$	$0.99 + 0.31 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.12 \times 10^{-3} b$			
检验调整	6	≤ 1.34	$1.05 + 0.26 \left[\frac{b}{d_1} \right]^2 + 0.16 \times 10^{-3} b$	$1.05 - 0.26 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.16 \times 10^{-3} b$	$1.05 + 0.26 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.16 \times 10^{-3} b$			
		> 1.34	$1.0 + 0.31 \left[\frac{b}{d_1} \right]^2 - 0.19 \times 10^{-3} b$	$1.0 + 0.31 \left[1 - 0.6 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 - 0.19 \times 10^{-3} b$	$1.0 + 0.31 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.19 \times 10^{-3} b$			

3.6 接触强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$

接触强度计算的齿间载荷分配系数是考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀影响的系数。

齿间载荷分配系数的定义为：在无任何动载荷的情况下，一对齿轮在啮合区内轮齿上的最大载荷与相同的一对精确齿轮轮齿的相应最大载荷之比。

影响 $K_{H\alpha}$ 的主要因素有：受载后轮齿变形；轮齿制造误差，特别是基节偏差；齿廓修形；跑合效果。

齿间载荷分配系数如能通过精密实测或对所有影响因素的精确分析得到，则应优先采用；但此时应对其测量或分析方法的精度和可靠性进行论证。在一般情况下，可按下述方法之一确定 $K_{H\alpha}$ 。

3.6.1 一般方法

$K_{H\alpha}$ 按表 8-29 中的公式计算。

表 8-29 中还给出了 $K_{H\alpha}$ 的最小值与最大值的限制条件，最小值与最大值是按下述情况考虑的。

a. 最小值：在理想状态下，载荷均匀地分配在同时啮合的几对轮齿上，此时，用以考虑载荷分配不均匀

效应的齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 就失去了存在的必要，取其为 1，就意味着在强度计算公式中消去了这一系数。因此 $K_{H\alpha}$ 的最小值是 1，小于 1 就没有意义了。

b. 最大值：由于齿距误差过大，轮齿产生变形之后仍不足以使理论上应该同时啮合的其余齿对进入啮合，载荷实际上仅由一对轮齿承担。在标准中，以这种最恶劣条件下的 $K_{H\alpha}$ 的数值，作为最大的极限值。

上述最大值的规定仅是按物理意义规定的，但仍需要考虑其实际意义，如对于斜齿轮，当 $K_{H\alpha}$ 较大时，与同样端面重合度、同样齿宽的直齿轮相比，会使其承载能力比相应的直齿轮还要低，这样的设计就失去了意义，还不如做成直齿轮。尤其是齿宽越大的斜齿轮（总重合度越大），承载能力降低的程度越厉害，不仅造成了原材料的浪费，而且使其实际的承载能力大大降低，这是设计者一定要注意的一个问题。

因此，对斜齿轮，如果计算得出的 $K_{H\alpha}$ 值过大（即使不大于极限值），应调整设计参数和选择合适的精度等级，使 $K_{H\alpha}$ 的值不大于端面重合度 ϵ_α 。

表 8-29 $K_{H\alpha}$ 计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
计算 $K_{H\alpha}$ 时的切向力 F_{tH}/N	$F_{tH} = F_t K_A K_V K_{H\beta}$	
齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$	$\epsilon_\gamma \leq 2$ $K_{H\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{2} \left[0.9 + 0.4 \frac{\epsilon_\gamma (f_{pb} - y_a)}{F_{tH}/b} \right]$	对于斜齿轮，如计算的 $K_{H\alpha}$ 值过大，应调整设计参数，使 $K_{H\alpha}$ 不大于 ϵ_α ； ϵ_γ ——总重合度； ϵ_γ ——啮合刚度，见 3.7； f_{pb} ——基节极限偏差， μm ，通常以大齿轮的基节极限偏差计算。当有适宜的修缘时，按此值的一半计算；
	$\epsilon_\gamma > 2$ $K_{H\alpha} = 0.9 + 0.4 \sqrt{\frac{2(\epsilon_\gamma - 1)\epsilon_\gamma (f_{pb} - y_a)}{\epsilon_\gamma F_{tH}/b}}$	y_a ——齿廓跑合量， μm ，见 3.6.3； Z_c ——接触强度计算的重合度系数，见 3.10
限制条件	若 $K_{H\alpha} > \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Z_c^2}$ ，取 $K_{H\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Z_c^2}$ 若 $K_{H\alpha} < 1.0$ ，取 $K_{H\alpha} = 1$	

3.6.2 简化方法

简化方法是基于一般计算方法经简化得出的,适用于满足下列条件的工业齿轮传动和类似的齿轮传动。

- a. 钢制的外啮合和内啮合齿轮;
- b. 基本齿廓符合 GB/T 1356;
- c. 直齿轮和 $\beta \leq 30^\circ$ 的斜齿轮;
- d. 单位齿宽载荷 $F_{tH}/b \geq 350 \text{ N/mm}$ 。符合上述条件时, $K_{H\alpha}$ 可按表 8-30 查取。

应当指出,当 $F_{tH}/b \geq 350 \text{ N/mm}$ 时,计算结果偏于安全;当 $F_{tH}/b < 350 \text{ N/mm}$ 时,因为 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$ 的实际值较表值大,计算结果偏于不安全。

如果是硬齿面和软齿面相啮合的齿轮副,齿间载荷分配系数取平均值。

如果小齿轮和大齿轮精度等级不同时,则按精度等级较低的取值。

表 8-30 的载荷分配系数也可以用于灰铸铁和球墨铸铁齿轮的计算。

表 8-30 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$

$K_A F_t/b$	$\geq 100 \text{ N/mm}$							$< 100 \text{ N/mm}$	备注
	5	6	7	8	9	10	11~12		
精度等级(I组)								5级及更低	经修形的6级精度硬齿面斜齿轮,取 $K_{H\alpha} = 1$
硬齿面直齿轮	1.0		1.1	1.2	$1/Z_v^2 \geq 1.2$				
硬齿面斜齿轮	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$				
非硬齿面直齿轮	1.0			1.1	1.2	$1/Z_v^2 \geq 1.2$			
非硬齿面斜齿轮	1.0		1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$			

3.6.3 齿廓跑合量 y_a

齿廓跑合量是在齿轮运转初期,由于跑合使初始

基节极限偏差减小的量;其值沿齿廓法线方向计量。

y_a 可按表 8-31 中的公式近似计算。

表 8-31 齿廓跑合量 y_a

齿轮材料	齿廓跑合量 $y_a/\mu\text{m}$	限制条件	备注
结构钢、调质钢、珠光体和贝氏体球墨铸铁	$y_a = \frac{160}{\sigma_{Hlim}} f_{pb}$	$v > 10 \text{ m/s}$ 时: $y_a \leq \frac{6400}{\sigma_{Hlim}} \mu\text{m}, f_{pb} \leq 40 \mu\text{m}$ $5 < v \leq 10 \text{ m/s}$ 时: $y_a \leq \frac{12800}{\sigma_{Hlim}} \mu\text{m}, f_{pb} \leq 80 \mu\text{m}$ $v \leq 5 \text{ m/s}$ 时: y_a 无限制	当大、小齿轮的材料和热处理不同时,其齿廓跑合量可取为两种材料齿轮副跑合量的平均值; f_{pb} ——基节极限偏差, μm ; σ_{Hlim} ——接触疲劳极限, N/mm^2 , 见 3.12
铸铁、素体球墨铸铁	$y_a = 0.275 f_{pb}$	$v > 10 \text{ m/s}$ 时: $y_a \leq 11 \mu\text{m}, f_{pb} \leq 40 \mu\text{m}$ $5 < v \leq 10 \text{ m/s}$ 时: $y_a \leq 22 \mu\text{m}, f_{pb} \leq 80 \mu\text{m}$ $v \leq 5 \text{ m/s}$ 时: y_a 无限制	
渗碳淬火钢或氮化钢、氮碳共渗钢	$y_a = 0.075 f_{pb}$	$y_a \leq 3 \mu\text{m}$	

3.7 轮齿刚度 c' 、 c_r

轮齿刚度定义为使一对或几对同时啮合的精确轮齿在 1 mm 齿宽上产生 1 μm 挠度所需的啮合线上的载荷。

直齿轮的“单对齿刚度” c' 是指一对轮齿的最大刚度,大致等于单齿啮合状态下一对轮齿的刚度。斜齿轮

的 c' 是指一对轮齿在法截面内的最大刚度。 c_r 是端面内轮齿总刚度的平均值,简称“啮合刚度”。

影响轮齿刚度的主要因素有:

- a. 轮齿参数,如齿数、基本齿廓、齿高修正、螺旋角、端面重合度;
- b. 轮体结构,如轮缘厚度和辐板厚度;

- c. 法截面内单位齿宽载荷;
- d. 轴毂联接结构和形式;
- e. 齿面粗糙度和齿面波度;
- f. 齿向误差;
- g. 齿轮材料的弹性模量。

轮齿刚度的精确值应考虑所有影响因素经全面分析而确定。可以由实验结果直接得到,也可以由基于弹性理论的有限元法计算确定。在上述方法由于理论和技術上的困难而难以实现时,可按下述方法之一确定轮齿刚度。

3.7.1 一般方法

对于基本齿廓符合 GB/T 1356、单位齿宽载荷 $K_A F_t/b \geq 100 \text{ N/mm}$ 、轴毂处周围方向传力均匀(小齿轮为轴齿轮形式、大轮过盈联接或花键联接)、钢质的

直齿轮和斜齿轮(对于 $c', \beta \leq 45^\circ$; 对于 $c_Y, \beta \leq 30^\circ$)的外啮合齿轮, c' 和 c_Y 可按表 8-32 中的公式计算。

对于不符合上述条件的齿轮, c' 和 c_Y 也可按表 8-32 中的公式近似计算。

表 8-32 中:单对齿刚度的理论值 c'_{th} 是在单位齿宽载荷 $F_t/b = 300 \text{ N/mm}$ 条件下的刚制齿轮分析得到的,在 $100 \text{ N/mm} \leq F_t/b \leq 1600 \text{ N/mm}$ 范围内,误差在 $+5\% \sim -8\%$ 之间;理论修正系数 C_M 是考虑实验齿轮的值对理论值的修正;轮坯结构系数 C_R 是考虑齿轮的轮缘和幅板结构的影响;基本齿廓系数 C_B 是考虑实际基本齿廓与标准基本齿廓的差别对单对齿刚度的影响;对于变位系数 x , 应为 $x_1 \geq x_2, -0.5 \leq x_1 + x_2 \leq 2.0$ 。

表 8-32 c', c_Y 计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
小、大轮的当量齿数 z_{n1}, z_{n2}	$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos^2 \beta_b \cos \beta} \quad z_{n2} = \frac{z_2}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}$ 对内齿轮 $z_{n2} = -z_2$	
理论修正值 C_M	$C_M = 0.8$	计算 C_R 时:若 $b_s/b \leq 0.2$, 取 $b_s/b = 0.2$; 若 $b_s/b > 1.2$, 取 $b_s/b = 1.2$; 若 $S_R/m_n < 1$, 取 $S_R/m_n - 1$; b_s, b, S_R 的意义见图 8-7。
轮坯结构系数 C_R	$C_R = 1 + \frac{\ln(b_s/b)}{5e^{0.1} m_n^{0.1}}$ 对实心齿轮 $C_R = 1$	对非钢对钢配对齿轮 C' 的计算值, 应再乘以 $\xi, \xi = E/E_1, E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2), E_s$ 为钢的 E, E_1, E_2 , 见表 8-35, 对钢与铸铁配对的齿轮取 $\xi = 0.74$, 对铸铁与铸铁配对的齿轮取 $\xi = 0.59$ 。
基本齿廓系数 C_B	$C_B = (1 + 0.5(1.2 - h_{f0}/m_n))(1 - 0.02(20^\circ - \alpha_n))$ 当大、小齿轮的齿根高不同时, 取: $C_B = 0.5(C_{B1} + C_{B2})$	当 $K_A F_t/b < 100 \text{ N/mm}$ 时, c' 的计算值应再乘以 $(K_A F_t / (100b))^{0.1}$ 。
单对齿刚度理论值 $c'_{th} / [N / (\text{mm} \cdot \mu\text{m})]$	$c'_{th} = \frac{1}{q'}$	一对齿轮副中, 若一个齿轮为平键联接, 另一齿轮为过盈或花键联接, c' 的计算值应再增大 5%; 两个齿轮均为平键联接, c' 的计算值应再增大 10%。
齿轮柔度的最小值 $q' / (\text{mm} \cdot \mu\text{m}/N)$	$q' = 0.04723 + \frac{0.15551}{z_{n1}} + \frac{0.25791}{z_{n2}}$ $0.00635r_1 - 0.11654 \frac{x}{z_{n1}} + 0.00193x_2 =$ $0.24188 \frac{x_2}{z_{n2}} - 0.00529r_1^2 + 0.00182x_2^2$	β, β_b — 分别为螺旋角和基圆螺旋角, ($^\circ$); x_1, x_2 — 分别为小、大轮的变位系数。 q' 计算式中, “+”号用于内啮合, “-”号用于外啮合; h_{f0} — 齿根高, mm
单对齿刚度 $c' / [N / (\text{mm} \cdot \mu\text{m})]$	$c' = c'_{th} C_M C_R C_B \cos \beta$	
啮合刚度 $c_Y / [N / (\text{mm} \cdot \mu\text{m})]$	$c_Y = (0.75\epsilon_a + 0.25)c'$	对 $\epsilon_a < 1.2$ 的直齿轮, 应将 c_Y 的计算值减小 10%

3.7.2 简化方法

基本齿廓符合 GB/T 1356 的钢制刚性盘状齿轮, 当 $\beta \leq 30^\circ, 1.2 < \epsilon_a < 1.9$ 且 $F_t K_A / b \geq 100 \text{ N/mm}$ 时, 可取:

- 单对齿刚度 $c' = 14 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
- 啮合刚度 $c_Y = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$

非实心齿轮的 c', c_Y 可用轮坯结构系数 C_R 折算。

其他的基本齿廓的齿轮的 c', c_Y 可用基本齿廓系数 C_B 折算。

非钢对钢配对的齿轮的 c', c_Y 可用表 8-32 备注中的方法折算。

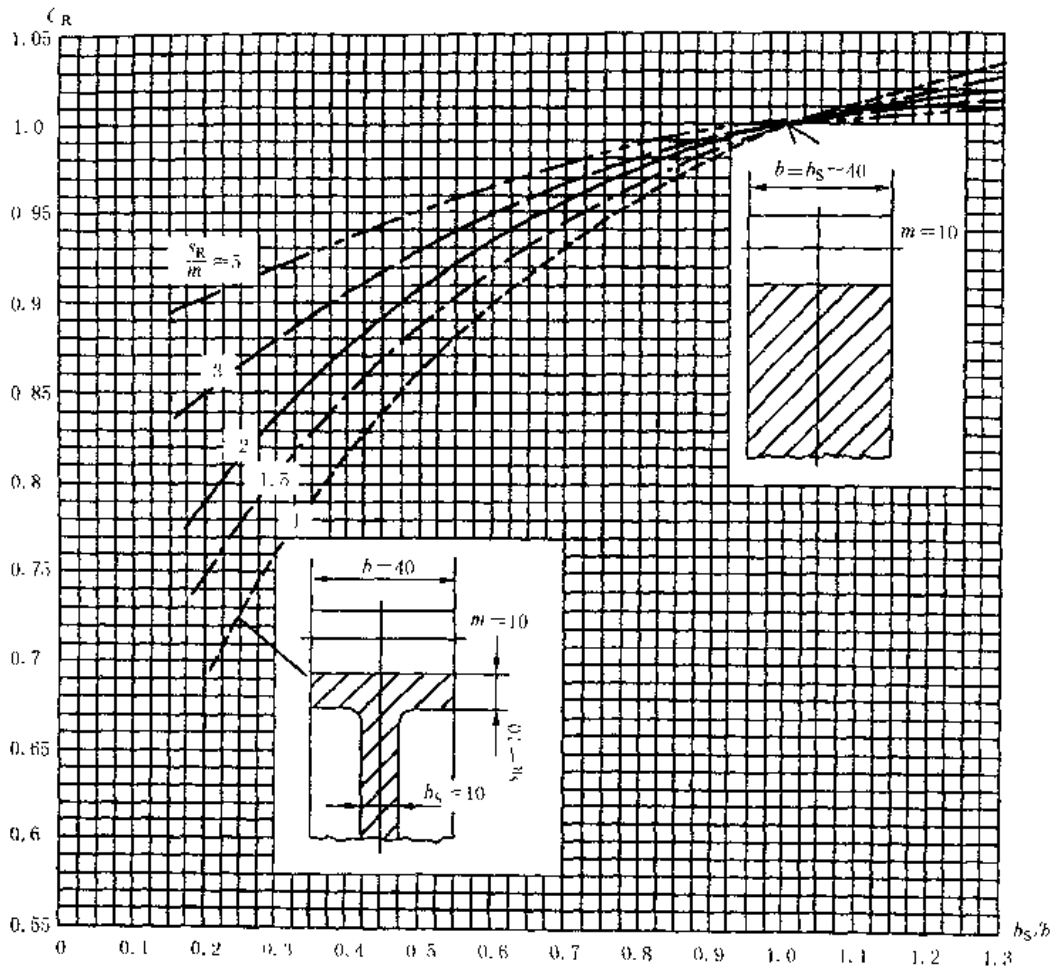


图 8-7 轮坯结构系数

3.8 节点区域系数 Z_H 、单对齿啮合系数 Z_a 、 Z_D

力的系数。

3.8.1 节点区域系数 Z_H

节点区域系数 Z_H 是考虑节点处齿廓曲率对接触应力的影响,并将分度圆上切向力折算为节圆上法向

Z_H 的值可按表8-33计算得出。对法向齿形角 α_n 为 20° 、 22.5° 、 25° 的内、外啮合齿轮, Z_H 也可由图 8-8 至图 8-10 根据 $(z_2 + z_1)$ ($z_2 - z_1$) 及螺旋角 β 查得。

表 8-33 节点区域系数 Z_H

项 目	计 算 公 式	备 注
基圆螺旋角 $\beta_b / (^\circ)$	$\beta_b = \arctan(\tan\beta \cos\alpha_n)$	
端面啮合角 $\alpha'_1 / (^\circ)$	$\text{inv}\alpha'_1 - \text{inv}\alpha_n = \frac{2(z_2 + z_1)}{z_2 z_1} \tan\alpha_n$	“+”中“+”号用于外啮合, “-”号用于内啮合
端面分度圆齿形角 $\alpha'_n / (^\circ)$	$\alpha'_n = \arctan \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$	
节点区域系数 Z_H	$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta \cos\alpha'_1}{\cos^2\alpha_n \sin\alpha'_1}}$	

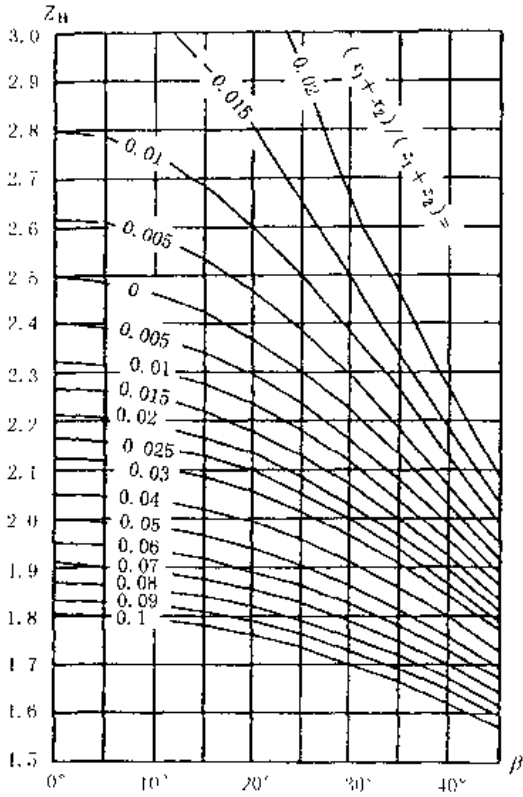


图 8-8 $\alpha_n = 20^\circ$ 时的节点区域系数 Z_H

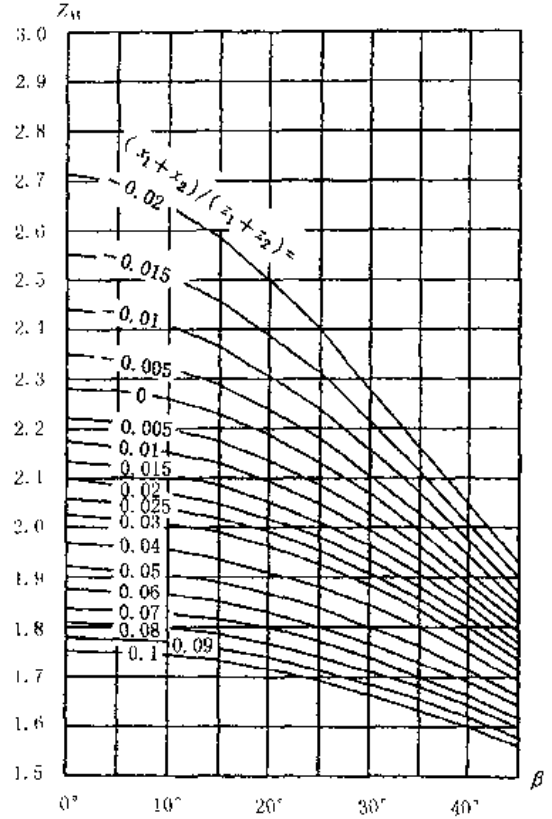


图 8-10 $\alpha_n = 25^\circ$ 时的节点区域系数 Z_H

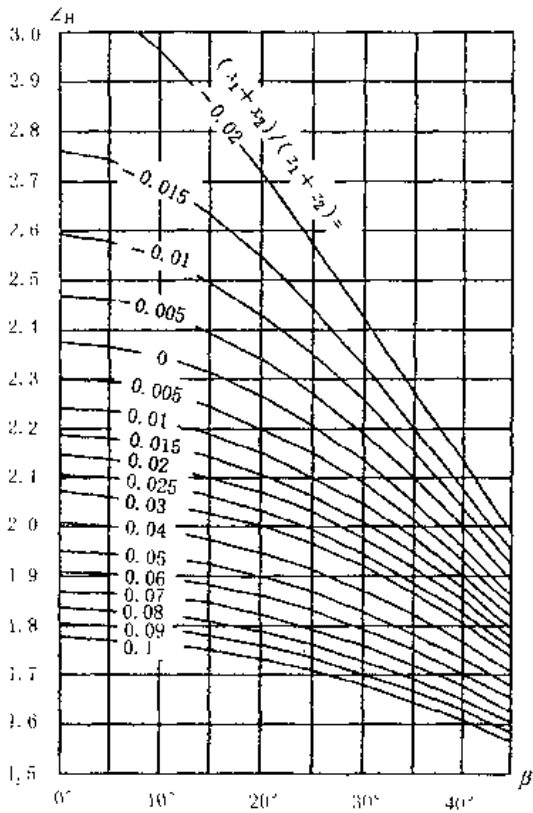


图 8-9 $\alpha_n = 22.5^\circ$ 时的节点区域系数 Z_H

3.8.2 单对齿啮合系数 Z_B, Z_D

a. 当 $\epsilon_n \leq 2$ 时

Z_B 是把小齿轮节点 C 处的接触应力转化到小轮单对齿啮合区内界点 B 处的接触应力的系数; Z_D 是把大齿轮节点 C 处的接触应力转化到大轮单对齿啮合区内界点 D 处的接触应力的系数。参见图 8-11。

对于当节点 C 位于啮合线上的外啮合齿轮的 Z_B 和 Z_D 按表 8-34 计算。对于当节点 C 不在啮合线上的外啮合齿轮 Z_B 和 Z_D 按邻近的顶圆接触确定。对于内啮合齿轮, 取 Z_B, Z_D 为 1。

通常, 仅确定齿数比 $u < 1.5$ 时的 Z_D , 当 $u > 1.5$ 时, 表 8-34 中的 M_2 通常小于 1, 此时取 $Z_D = 1$ 。

b. 当 $\epsilon_n > 2$ 时

对于 $2 < \epsilon_n \leq 3$ 的高精度齿轮副, 任何端截面内的总切向力由连续啮合的两对或三对轮齿共同承担。对于这样的齿轮副, 取双对齿啮合外界点计算其接触应力。可用表 8-34 中的公式计算 M_1 和 M_2 , 但此时用表 8-2 中的公式计算 σ_{H0} 时, 应用总切向力 $F_{t\alpha}$ 来代替式中的 F_t 。这样计算的接触应力偏大, 因此安全系数偏于保守。

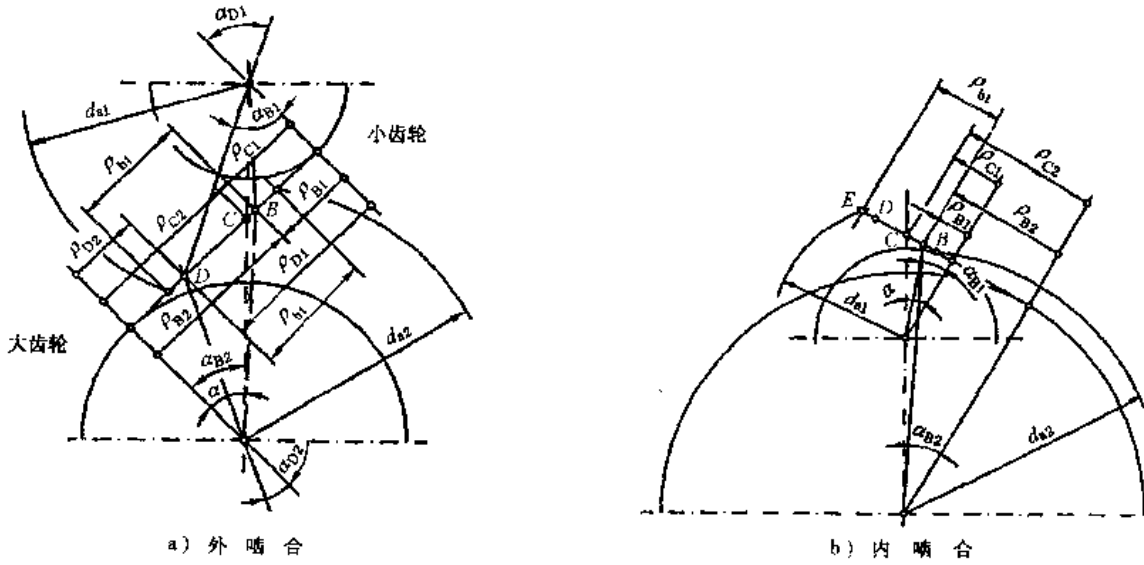


图 8-11 节点C及单对齿啮合区B、D处的曲率半径

表 8-34 Z_H 和 Z_D 的计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注	
直齿轮参数 M_1	$M_1 = \sqrt{\frac{\rho_{C1}\rho_{D2}}{\rho_{B1}\rho_{B2}}} \frac{\tan\alpha'_{12}}{\sqrt{\left \sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2}-1}-\frac{2\pi}{z_1}\right } \left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2}-1}-(\epsilon_a-1)\frac{2\pi}{z_2}\right]}$	$d_{a1}, d_{a2}, d_{b1}, d_{b2}$ 、分别为小轮、大轮的齿顶圆直径、基圆直径，mm。 $\rho_{C1}, \rho_{C2}, \rho_{B1}, \rho_{B2}, \rho_{D1}, \rho_{D2}$ 的意义见图 8-11	
直齿轮参数 M_2	$M_2 = \sqrt{\frac{\rho_{C1}\rho_{C2}}{\rho_{D1}\rho_{D2}}} \frac{\tan\alpha'_{12}}{\sqrt{\left \sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2}-1}-\frac{2\pi}{z_2}\right } \left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2}-1}-(\epsilon_a-1)\frac{2\pi}{z_1}\right]}$		
直齿轮	Z_H	当 $M_1 > 1$ 时, $Z_H = M_1$; 当 $M_1 \leq 1$ 时, $Z_H = 1$	
	Z_D	当 $M_2 > 1$ 时, $Z_D = M_2$; 当 $M_2 \leq 1$ 时, $Z_D = 1$	
斜齿轮	Z_H	$\epsilon_{\beta} \geq 1$	$Z_H = 1$
		$\epsilon_{\beta} < 1$	在直齿轮和 $\epsilon_{\beta} \geq 1$ 的斜齿轮的值之间线性插值确定; $Z_H = M_1 - \epsilon_{\beta}(M_1 - 1)$, 当 $Z_H < 1$ 时取 $Z_H = 1$
	Z_D	$\epsilon_{\beta} \geq 1$	$Z_D = 1$
		$\epsilon_{\beta} < 1$	在直齿轮和 $\epsilon_{\beta} \geq 1$ 的斜齿轮的值之间线性插值确定; $Z_D = M_2 - \epsilon_{\beta}(M_2 - 1)$, 当 $Z_D < 1$ 时取 $Z_D = 1$

3.9 弹性系数 Z_E

弹性系数 Z_E 是用以考虑材料弹性模量 E 和泊桑比 ν 对赫兹应力的影响。其数值可按实际材料弹性模量 E 和泊桑比 ν 由下列公式计算得出。对于某些常用材料组合的 Z_E 可按表 8-35 查取。

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]}}$$

当两齿轮材料均为钢时, $E_1 = E_2 = E, \nu_1 = \nu_2 = \nu$, 则

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

当两齿轮材料的弹性模量不同时, 其当量弹性模量为:

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$$

表 8-35 弹性系数 Z_E

内 轮 1			齿 轮 2			Z_E
材 料	弹性模量 $E_1/(N/mm^2)$	泊桑比 ν_1	材 料	弹性模量 $E_2/(N/mm^2)$	泊桑比 ν_2	$\sqrt{N/mm^2}$
钢	206 000	0.3	钢	206 000	0.3	189.8
			铸 钢	202 000		188.9
			球墨铸铁	173 000		181.4
			灰铸铁	118 000~126 000		162.0~165.4
铸钢	202 000	0.3	铸 钢	202 000	0.3	188.0
			球墨铸铁	173 000		180.5
			灰铸铁	118 000		161.4
球墨铸铁	173 000	0.3	球墨铸铁	173 000	0.3	173.9
			灰铸铁	118 000		156.6
灰铸铁	118 000~126 000	0.3	灰铸铁	118 000	0.3	143.7~146.70

3.10 接触强度计算的重合度系数 Z_ϵ

重合度系数 Z_ϵ 是考虑重合度对单位齿宽载影响的系数。

重合度增加,意味着齿面接触线总长度的加长,单

位接触线长度上的平均载荷降低。当 d, z_1, z_2 等参数变化时,单对齿啮合区大小不同,内外界点位置发生变化,从而对接触强度有不同影响。

Z_ϵ 可按表 8-36 中的公式计算或按图 8-12 查取。

表 8-36 重合度系数 Z_ϵ

项 目	计 算 公 式	备 注
端面重合度 ϵ_α	$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2} \left(\frac{\sqrt{d_{a1}'^2 - d_{b1}'^2} + \sqrt{d_{a2}'^2 - d_{b2}'^2}}{\pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_n'} \right) \mp a' \cdot \sin \alpha_n'$	<p>ϵ_β 计算式中,当大小齿轮的齿宽 b 不一样时,采用其中较小值。对人字齿, $b = 2b_B$, b_B 为单个斜齿宽度。</p> <p>ϵ_α 计算式中,符号“\pm”和“\mp”,上面的用于外啮合,下面的用于内啮合</p>
纵向重合度 ϵ_β	$\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}$	
直齿轮的 Z_ϵ	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$	
斜齿轮的 Z_ϵ	$\epsilon_\beta < 1$	
	$\epsilon_\beta \geq 1$	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$

3.11 接触强度计算的螺旋角系数 Z_β

螺旋角系数 Z_β 是考虑螺旋角造成的接触线倾斜对接触应力影响的系数。

Z_β 可由下式计算,也可根据分度圆螺旋角 β 由图 8-13 查取。

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$$

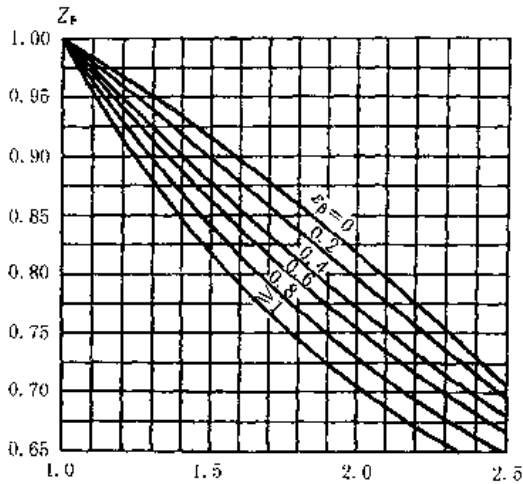


图 8-12 重合度系数 Z_ϵ

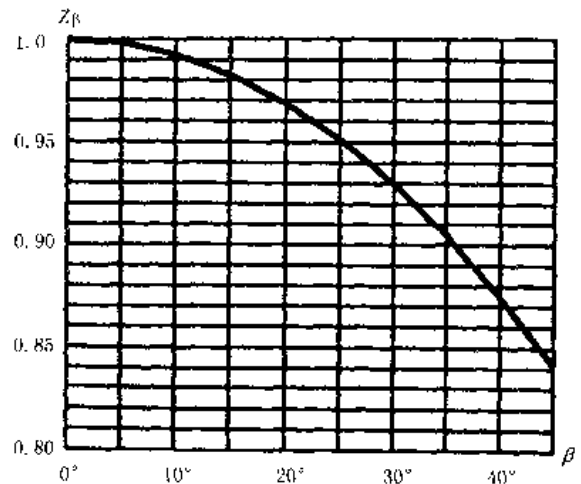


图 8-13 螺旋角系数 Z_β

3.12 试验齿轮的接触疲劳极限 σ_{Hlim}

σ_{Hlim} 是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用后(对大多数材料其应力循环为 5×10^7),齿面不出现进展性点蚀时的极限应力。

影响 σ_{Hlim} 的主要因素:材料成分、力学性能、热处理及硬化层深度、硬度梯度、结构(锻、轧、铸)、残余应力,材料的纯度和缺陷等。

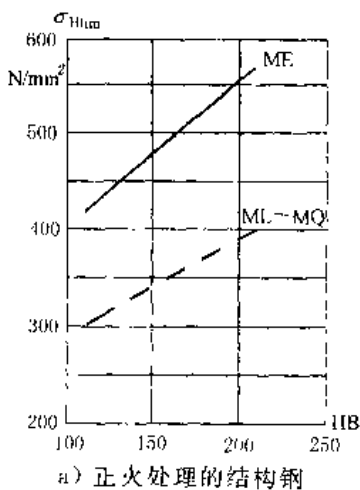
σ_{Hlim} 可由齿轮的负荷运转试验或使用经验的统计数据得出。

无资料时, σ_{Hlim} 的值可由图8-14至图8-18查取。图中的 σ_{Hlim} 值是在试验齿轮的失效概率为1%时得出的。图中硬化齿轮的 σ_{Hlim} 值对渗碳齿轮适用于有效硬化层深度(加工后) $\delta \geq 0.15m_n$,对氮化齿轮有效硬化层深度为 $\delta = 0.4 \sim 0.6 \text{ mm}$ 。

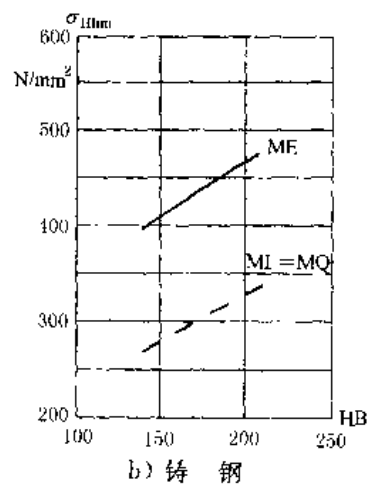
在 σ_{Hlim} 图中,代表材料质量等级的ML、MQ、ME和MX四条线所对应的材料热处理要求见GB/T 8539

《齿轮材料热处理质量检验的一般规定》,ML表示对齿轮加工过程中材料质量及热处理工艺的一般要求;MQ表示有经验的制造者在一般成本下可达到要求的等级;ME表示必须具有高可靠度制造过程控制才能达到的等级;MX表示对淬透性及金相组织有特殊考虑的调质合金钢的质量要求。

图中的 σ_{Hlim} 值是试验齿轮在下列条件下得出的:中心距 $a = 100 \text{ mm}$,螺旋角 $\beta = 0 (Z_\beta = 1)$,模数 $m = 3 \sim 5 \text{ mm}$,齿面微观不平度十点高度 $R_z = 3 \mu\text{m} (Z_R = 1)$,圆周线速度 $v = 10 \text{ m/s} (Z_v = 1)$,润滑剂黏度 $\nu_{30} = 100 \text{ mm}^2/\text{s} (Z_\nu = 1)$,相啮合的齿轮材料相同 ($Z_w = 1$),齿轮精度等级为4~6级(GB/T 10095),载荷系数 $K_A = K_v = K_{H\beta} = K_{H\alpha} = 1$,试验齿轮的失效判据为:对于非硬化齿轮,其大小齿轮点蚀面积占全部工作齿面的2%,或单齿占4%;对硬化齿轮,其大小齿轮点蚀面积占全部工作齿面的0.5%,或单齿占4%。



a) 正火处理的结构钢



b) 铸钢

图 8-14 正火处理的结构钢和铸钢的 σ_{Hlim}

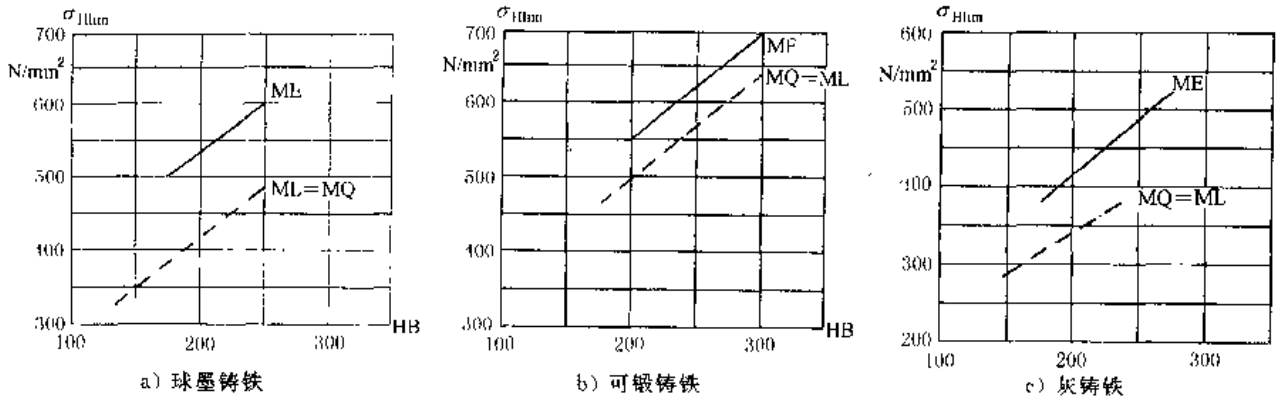


图 8-15 铸铁的 σ_{Hlim}

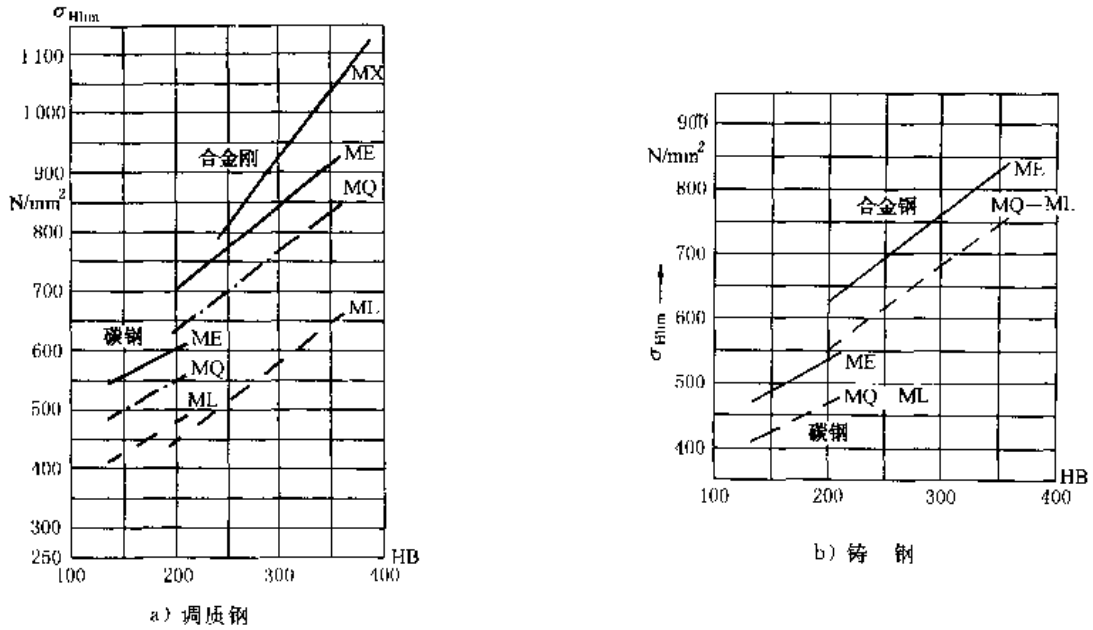


图 8-16 调质处理的碳钢、合金钢及铸钢的 σ_{Hlim}

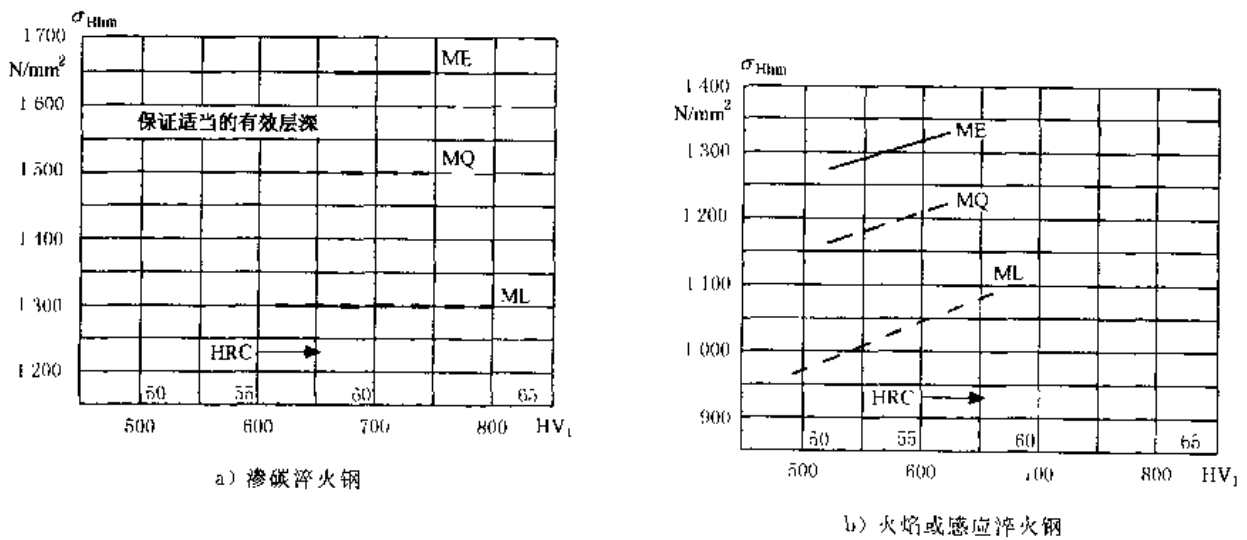
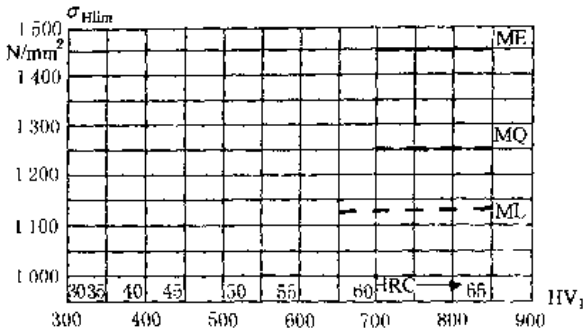
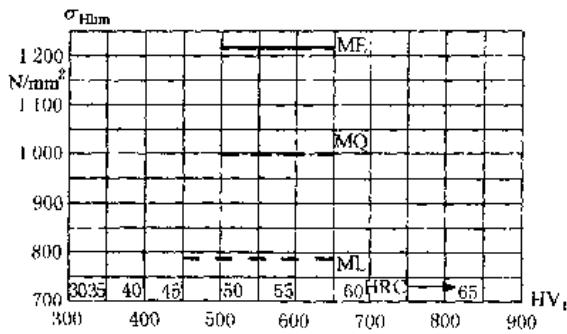


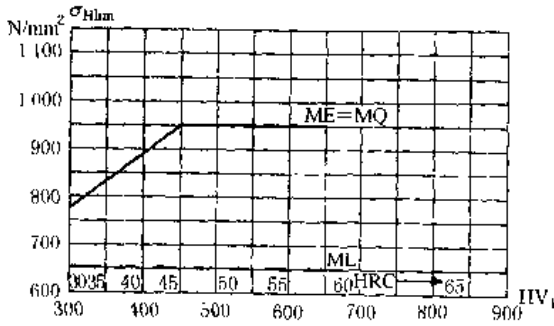
图 8-17 渗碳淬火钢和表面硬化(火焰或感应淬火)钢的 σ_{Hlim}



a) 调质后经气体渗氮处理的渗氮钢



b) 调质后经气体渗氮处理的调质钢



c) 调质或正火后经氮碳共渗处理的调质钢

图 8-18 渗氮和氮碳共渗钢的 σ_{Hlim}

3.13 润滑油膜影响系数 Z_L, Z_V, Z_R

齿面间的润滑油膜影响齿面承载能力,影响齿面间润滑油膜状况的因素有:

润滑区的油黏度——其影响用润滑剂系数 Z_L 来考虑:

相啮面间的相对速度——其影响用速度系数 Z_V 来考虑:

齿面粗糙度——其影响用粗糙度系数 Z_R 来考虑。

影响齿面间润滑油膜状况的还有齿面载荷和齿面相对曲率半径等。

确定润滑油膜影响系数数值的理想方法是总结现场使用经验或用具有可类比的尺寸、材料、润滑剂及运行条件的齿轮箱实验。当采用与设计的齿轮完全相同的参数、材料和条件实验决定其承载能力或寿命系数时,应取润滑油膜影响系数 Z_L, Z_V, Z_R 的值均等于 1.0。

当无合适的上述实验或经验数据可用时,可按本标准的一般方法或简化方法确定润滑油膜影响系数值。

3.13.1 一般方法

a. 持久寿命时的 Z_L, Z_V, Z_R

持久寿命(即应力循环次数 $N_f \geq N_c, N_c$ 见表 8-42)时, Z_V, Z_L 的值可由表 8-37 中的公式计算或由图 8-19 和图 8-20 查取; Z_R 的值可由表 8-38 中的公式计算或由图 8-21 查取。

表 8-37 持久寿命的 Z_L, Z_V 计算公式

Z_L 的计算公式	Z_V 的计算公式	备注
$C_{ZL} = \frac{\sigma_{Hlim}}{4375} + 0.6357$ $Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1.0 - C_{ZL})}{(1.2 + \frac{80}{v_{50}})^2}$ $C_{ZL} + \frac{4(1.0 - C_{ZL})}{(1.2 + \frac{134}{v_{40}})^2}$	$C_{ZV} = 0.85 + \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \times 0.08$ $Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1.0 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{v}}}$	<p>Z_L 与 C_{ZL} 公式及图 8-19 适用于加或不加添加剂的矿物油。在用摩擦系数较小的合成油(如由聚乙二醇等配制的齿轮油)时,对于渗碳钢齿轮 Z_L 应再乘以 1.1,对于调质钢齿轮 Z_L 应再乘以 1.4。</p> <p>C_{ZL}, C_{ZV} 式适用的疲劳极限范围为: $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$。当 $\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2$ 时,取 $\sigma_{Hlim} = 850 \text{ N/mm}^2$,当 $\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ 时,取 $\sigma_{Hlim} = 1200 \text{ N/mm}^2$。</p> <p>$v$——节线速度, m/s。</p> <p>$v_{40}, v_{50}$——在 40 °C 和 50 °C 时润滑油的名义运动黏度, mm^2/s</p>

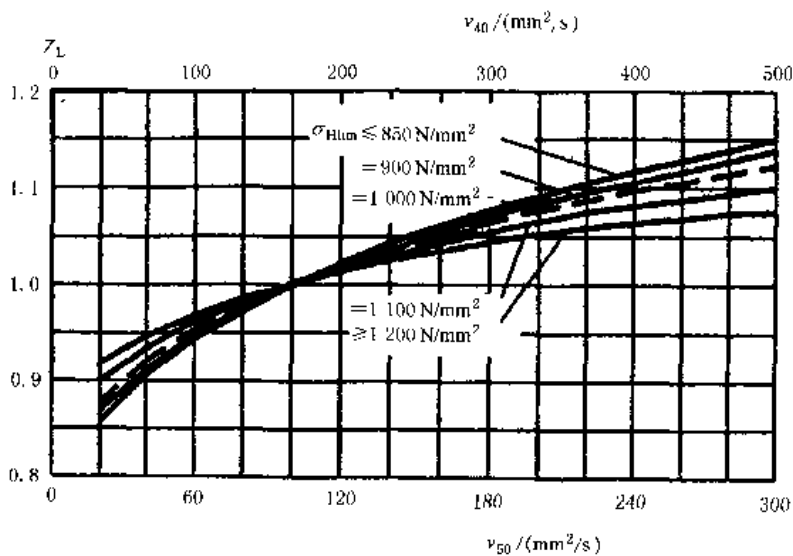


图 8-19 润滑剂系数 Z_L

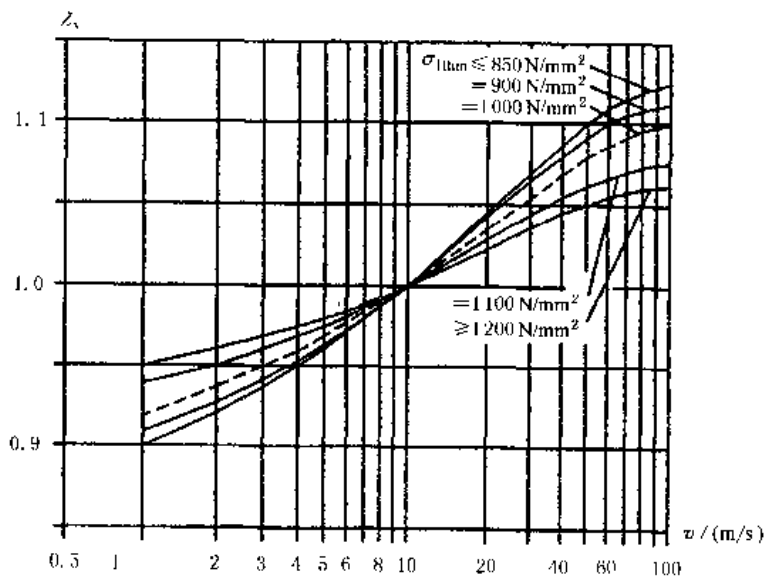


图 8-20 速度系数 Z_v

表 8-38 持久寿命的 Z_R 计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
小轮节点处曲率半径 ρ_1/mm	$\rho_1 = 0.5d_{h1}\tan\alpha'$	C_{ZR} 式适用的疲劳极限范围为: $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$, 当 $\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2$ 时, 取 $\sigma_{Hlim} = 850 \text{ N/mm}^2$, 当 $\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ 时, 取 $\sigma_{Hlim} = 1200 \text{ N/mm}^2$ 。 ρ_{red} 式中, 符号“+”“-”号用于外啮合, “-”号用于内啮合。 R_{z1}, R_{z2} ——小、大齿轮的齿面微观不平度十点高度, μm 。当以 R_a 值 ($R_a = \text{CLA 值} = \text{AA 值}$) 给出时, 取 $R_z \approx 6R_a$ 。如事先跑合时, 则 R_{z1}, R_{z2} 应取跑合后的值
大轮节点处曲率半径 ρ_2/mm	$\rho_2 = 0.5d_{h2}\tan\alpha'$	
节点处诱导曲率半径 ρ_{red}/mm	$\rho_{red} = \rho_1\rho_2 / (\rho_1 \pm \rho_2)$ 对小齿轮与齿条啮合时: $\rho_{red} = \rho$	
相对平均粗糙度 $R_{z1\sigma}$	$R_{z1\sigma} = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \sqrt{\frac{10}{\rho_{red}}}$	
系数 C_{ZR}	$C_{ZR} = 0.32 - 0.0002\sigma_{Hlim}$	
粗糙度系数 Z_R	$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z1\sigma}} \right)^{C_{ZR}}$ 极限条件为: $Z_R \leq 1.5$	

b. 静强度时的 Z_V, Z_L, Z_R

静强度(循环次数 $N_L \leq N_f$)时:

$$Z_L = Z_V = Z_R = 1$$

c. 有限寿命时的 Z_L, Z_V, Z_R

有限寿命(循环次数 $N_0 < N_L < N_C$)时, Z_L, Z_V 和 Z_R 的值可由表 8-37 和表 8-38 得到的持久强度时的值 Z_{LC}, Z_{VC}, Z_{RC} 和静强度时的值插值计算, 计算公式见表 8-39 或表 8-40.

3.13.2 简化方法

Z_L, Z_V 和 Z_R 的乘积在持久寿命和静强度设计时由表 8-41 查得, 在有限寿命设计时(Z_L, Z_V, Z_R)的值由持久寿命和静强度时的值参照表 8-39 或表 8-40 插值计算.

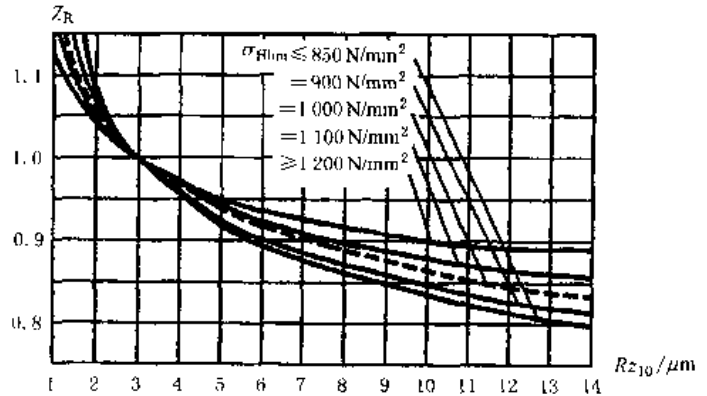


图 8-21 粗糙度系数 Z_R

表 8-39 有限寿命的 Z_L, Z_V, Z_R 计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
K_n	$K_n = \log(N_f/N_C)$	常用材料的 K_n 值也可按如下取值: 对结构钢, 调质钢, 球墨铸铁(珠光体、贝氏体), 珠光体可锻铸铁, 渗碳淬火钢感应淬火或火焰淬火的钢, 球墨铸铁 $K_n = -3.222$ (允许一定点蚀) $K_n = -2.699$ (不允许点蚀) 对可锻铸铁, 球墨铸铁(铁素体), 渗氮处理的渗氮钢, 调质钢, 渗碳钢、氮碳共渗的调质钢, 渗碳钢 $K_n = -1.301$ Z_{LC}, Z_{VC}, Z_{RC} 分别为持久寿命时的润滑剂系数、速度系数和粗糙度系数。 N_0, N_C 的值见表 8-42
Z_L	$Z_L = Z_{LC} + \frac{\log(N_L/N_C)}{K_n} (1 - Z_{LC})$	
Z_V	$Z_V = Z_{VC} + \frac{\log(N_L/N_C)}{K_n} (1 - Z_{VC})$	
Z_R	$Z_R = Z_{RC} + \frac{\log(N_L/N_C)}{K_n} (1 - Z_{RC})$	

表 8-40 有限寿命的 Z_L, Z_V, Z_R 计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
Z_L	$\log Z_L = \frac{\log(N_L/N_0)}{\log(N_C/N_0)} \log Z_{LC}$	Z_{LC}, Z_{VC}, Z_{RC} 分别为持久寿命时的润滑剂系数、速度系数和粗糙度系数。 N_0, N_C 的值见表 8-42
Z_V	$\log Z_V = \frac{\log(N_L/N_0)}{\log(N_C/N_0)} \log Z_{VC}$	
Z_R	$\log Z_R = \frac{\log(N_L/N_0)}{\log(N_C/N_0)} \log Z_{RC}$	

表 8-41 简化计算的 (Z_L, Z_V, Z_R) 值

计算类型	加工工艺及齿面粗糙度 Rz_{10}	$(Z_L, Z_V, Z_R)_{N_0, N_C}$
持久强度 ($N_L \geq N_C$)	$Rz_{10} > 4 \mu m$ 经展成法滚、插或刨削加工的齿轮副	0.85
	研、磨或剃齿的齿轮副 ($Rz_{10} > 4 \mu m$); 滚、插、研磨的齿轮与 $Rz_{10} \leq 4 \mu m$ 的磨或剃齿齿轮啮合	0.92
	$Rz_{10} < 4 \mu m$ 的磨削或剃的齿轮副	1.00
静强度 ($N_L \leq N_C$)	各种加工方法	1.00

3.14 接触强度计算的寿命系数 Z_{NT}

寿命系数 Z_{NT} 是考虑齿轮寿命小于或大于持久寿命条件循环次数 N_C 时(见图 8-22), 其可承受的接触应力值与其相应的条件循环次数 N_C 时接触疲劳极限应力的比例的系数。

当齿轮在定载荷工况下工作时, 应力循环次数 N_L

为齿轮设计寿命期内单侧齿面的啮合次数, 如双向工作时, 按啮合次数较多的一侧计算。当齿轮在变载荷工况下工作并有载荷图谱时, 按第 5 节中的方法核算强度; 当齿轮在变载荷工况下工作无载荷图谱时, 可近似地按名义载荷乘以使用系数 K_A 来核算其强度。

持久寿命条件循环次数 N_C 是齿轮材料 S-N(应力

-循环次数)曲线上一个特征拐点的循环次数,并取该点的寿命系数为1.0,相应的S-N曲线上的应力称为疲劳极限应力。

Z_{NT} 应根据实际齿轮实验或经验统计数据得出S-N曲线求得。当直接采用S-N曲线确定和S-N曲线实

验条件完全相同的齿轮寿命系数 Z_{NT} 时,应取有关的影响系数 Z_1, Z_2, Z_R, Z_W, Z_X 的值均为1.0。

当无可用资料时, Z_{NT} 的值可按表8-42中的公式计算或由图8-22。

表 8-42 接触强度的寿命系数 Z_{NT}

材料及热处理	静强度最大循环次数 N_0	持久寿命条件循环次数 N_C	应力循环次数 N_L	Z_{NT} 计算公式
调质钢 结构钢 球墨铸铁(珠光体、贝氏体)、珠光体可锻铸铁;渗碳淬火的渗碳钢;感应淬火或火焰淬火的钢和球墨铸铁	$N_0 = 6 \times 10^7$	$N_C = 10^8$	$N_L \leq 6 \times 10^7$	$Z_{NT} = 1.6$
			$6 \times 10^7 < N_L \leq 10^7$	$Z_{NT} = 1.3 \left(\frac{10^7}{N_L} \right)^{0.0738}$
			$10^7 < N_L \leq 10^8$	$Z_{NT} = \left(\frac{10^8}{N_L} \right)^{0.057}$
			$10^8 < N_L \leq 10^{10}$	$Z_{NT} = \left(\frac{10^8}{N_L} \right)^{0.0226}$
灰铸铁、球墨铸铁(铁素体);渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢	$N_0 = 10^7$	$N_C = 5 \times 10^7$	$N_L \leq 10^7$	$Z_{NT} = 1.6$
			$10^7 < N_L \leq 5 \times 10^7$	$Z_{NT} = \left(\frac{5 \times 10^7}{N_L} \right)^{0.0756}$
			$5 \times 10^7 < N_L \leq 10^{10}$	$Z_{NT} = \left(\frac{5 \times 10^7}{N_L} \right)^{0.0306}$
			$N_L \leq 10$	$Z_{NT} = 1.3$
氮碳共渗处理的调质钢、渗碳钢	$N_0 = 2 \times 10^7$	$N_C = 2 \times 10^8$	$10^7 < N_L \leq 2 \times 10^8$	$Z_{NT} = \left(\frac{2 \times 10^8}{N_L} \right)^{0.0575}$
			$2 \times 10^8 < N_L \leq 10^{10}$	$Z_{NT} = \left(\frac{2 \times 10^8}{N_L} \right)^{0.0191}$
			$N_L \leq 10^3$	$Z_{NT} = 1.1$
			$10^3 < N_L \leq 2 \times 10^8$	$Z_{NT} = \left(\frac{2 \times 10^8}{N_L} \right)^{0.0328}$
			$2 \times 10^8 < N_L \leq 10^{10}$	$Z_{NT} = \left(\frac{2 \times 10^8}{N_L} \right)^{0.0191}$

注:当优选材料、制造工艺和润滑剂,并经生产实践验证时,对于表中 $10^3 < N_L \leq 10^{10}, 5 \times 10^7 < N_L \leq 10^{10}, 2 \times 10^8 < N_L \leq 10^{10}$ 时的 Z_{NT} 可取为1。

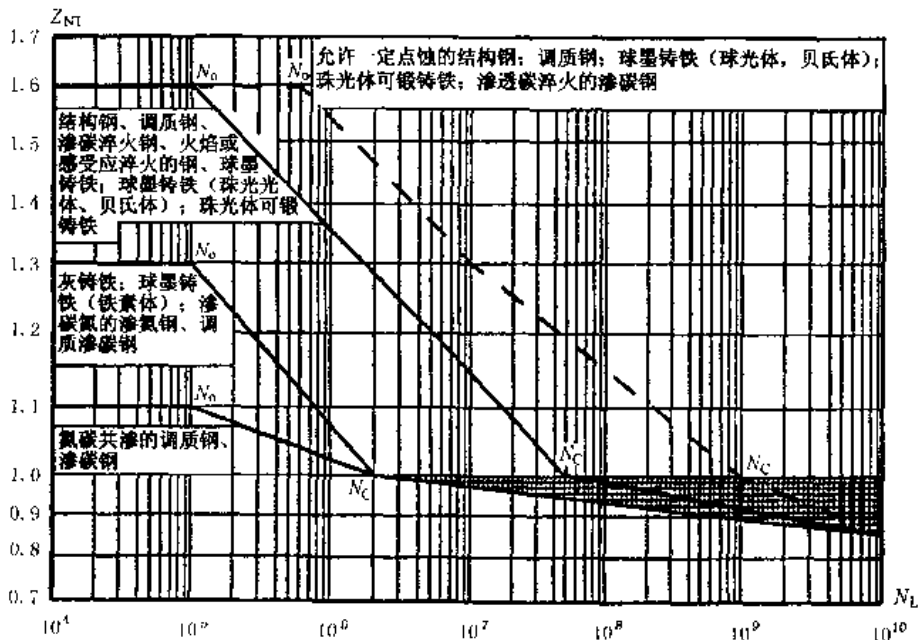


图 8-22 接触强度计算的寿命系数 Z_{NT}

3.15 齿面工作硬化系数 Z_w

工作硬化系数 Z_w 是考虑经光整加工的硬齿面小齿轮在运转过程中对调质大齿轮齿面产生冷作硬化, 从而使大齿轮的许用接触应力得以提高的系数。

当小齿轮的齿面粗糙度为 $R_z < 6 \mu\text{m}$ 、大齿轮齿面硬度为 130~470 HB 时, 持久寿命、有限寿命和静强度时的 Z_w 均可按下式计算, 或由图 8-23 查取。

$$Z_w = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700}$$

式中 HB——大齿轮布氏硬度值; 当布氏硬度小于

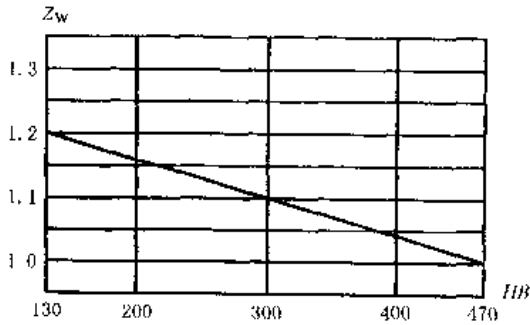


图 8-23 工作硬化系数 Z_w

130 HB 时, 取 $Z_w = 1.2$; 当布氏硬度大于 470 HB 时, 取 $Z_w = 1$ 。

3.16 接触强度计算的尺寸系数 Z_x

尺寸系数 Z_x 是考虑因尺寸增大材料强度降低的系数。

确定尺寸系数 Z_x 最理想的方法是通过实验或经验总结

当无合适的实验或经验数据可用时, Z_x 的值可按表 8-43 中的公式计算或由图 8-24 查取。

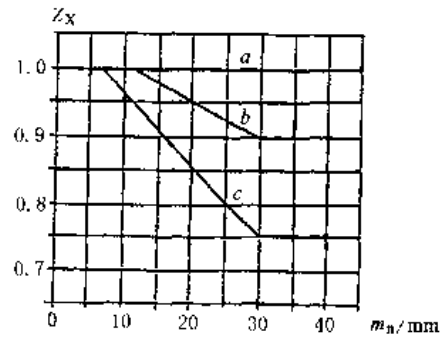


图 8-24 接触强度的尺寸系数 Z_x

表 8-43 接触强度的尺寸系数 Z_x

项 目	计 算 公 式	备 注	
持久寿命 ($N_L \geq N_C$) 时的 Z_x	调质钢、结构钢	$Z_x = 1.0$	
	短时间、液体渗氮钢、气体渗氮钢	$Z_x = 1.067 - 0.0056m_n$	当 $m_n < 12$ 时, 取 $m_n = 12$ 当 $m_n > 30$ 时, 取 $m_n = 30$
	渗碳淬火钢、感应或火焰淬火表面硬化钢	$Z_x = 1.076 - 0.0109m_n$	当 $m_n < 7$ 时, 取 $m_n = 7$ 当 $m_n > 30$ 时, 取 $m_n = 30$
有限寿命 ($N_b < N_L < N_C$) 时的 Z_x	$Z_x = Z_{xc} + \frac{\log(N_L/N_C)}{K_n} (1 - Z_{xc})$ 或 $\log Z_x = \frac{\log(N_L/N_b)}{\log(N_C/N_C)} \log Z_{xc}$		
静强度 ($N_L \leq N_b$) 时的 Z_x	$Z_x = 1.0$		

3.17 接触强度的最小安全系数 S_{Hmin}

安全系数的选取原则见第 1 节, 当无可用数据时, 接触强度的最小安全系数 S_{Hmin} 可按表 8-44 选取。

为供使用者参考, 在此列出几种文献给出的接触

强度的最小安全系数 S_{Hmin} 值, 见表 8-45。

表 8-44 和表 8-45 中, 可靠度高、较高、一般和低相应的失效概率不大于 10^{-4} 、 10^{-3} 、 10^{-2} 和 10^{-1} 。

表 8-44 接触强度的最小安全系数 S_{Hmin}

使 用 要 求	S_{Hmin}	使 用 要 求	S_{Hmin}
高可靠度	1.50~1.60	一般可靠度	1.00~1.10
较高可靠度	1.25~1.30	低可靠度	0.85

注: 1. 在经过使用验证或对材料强度、载荷工况及制造精度具有较准确的数据时, 可取表中 S_{Hmin} 下限值。

2. 一般齿轮传动不推荐采用低可靠度的安全系数值。

3. 采用低可靠度的接触安全系数值时, 可能在点蚀前出现齿面塑性变形。

表 8-45 几种文献给出的最小安全系数 S_{Hmin}

使用要求	正态分布强度 - 应力分析	高速齿轮优化与CAD (“七五”攻关成果)	德国 Dubell 手册
高可靠度	1.30	1.60	1.30~1.60
较高可靠度	1.22	1.30	1.0~1.30
一般可靠度	1.10	1.00	1.0~1.30

4 轮齿弯曲强度校核计算

标准中齿轮的弯曲强度是以Hofer的30°切线法决定的危险截面来计算的,即以与齿廓中线成30°夹角的两条直线,且与齿根过渡曲线相切得到的两个切点所在的截面,作为齿轮的危险截面。

标准中是以载荷作用侧的齿廓根部的最大拉应力作为名义弯曲应力,并考虑了切应力、压应力等,经相应的系数修正后作为计算齿根应力。许用齿根应力是以齿轮试件的弯曲疲劳极限应力为基础,考虑到所计算齿轮的使用条件、要求、尺寸等与试验条件的差异而引入一系列修正系数进行修正后得出的。

同时,标准还允许以任何适宜的方法,来确定齿根

应力,如用有限元法、积分法、保角变换法进行计算,或用光弹测量、应变测量确定。使用这些方法时,应考虑同时啮合的各对轮齿间的载荷分配,同时对所采用方法的可靠性应加以证明,并明确其前提条件。

标准中的轮齿弯曲强度计算式适用于齿根以内轮缘厚度不小于 $3.5m_n$ 的圆柱齿轮。对于不符合前述条件的薄轮缘齿轮,应作进一步应力分析、实验或根据经验数据确定其齿根应力的增大率。在无法采用上述方法时,可参考第7节近似确定。

4.1 计算公式

轮齿弯曲强度校核计算的强度条件和计算公式见表8-46。

表 8-46 轮齿弯曲强度的校核计算公式

项 目	计 算 公 式	项 目	计 算 公 式
强度条件	$\sigma_1 \leq \sigma_{FP}$ 或 $S_F \geq S_{Fmin}$	计算齿根应力 $\sigma_F/(N/mm^2)$	$\sigma_F = \sigma_T \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_F$
齿根应力的基本值 $\sigma_{F0}/(N/mm^2)$	方法一 $\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S < Y_p$	许用齿根应力 $\sigma_{FP}/(N/mm^2)$	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\beta rel} \cdot Y_{Rrel1} \cdot Y_X}{S_{Fmin}}$
	方法二 $\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_r \cdot Y_z$	弯曲强度的计算安全系数 S_F	$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{S1} \cdot Y_{\beta rel1} \cdot Y_{Rrel1} \cdot Y_X}{\sigma_F}$

注:1 大、小齿轮应分别计算。

2 方法一 是以载荷作用于单对齿啮合区外界点为基础进行计算的,对于计算精度要求高的齿轮应优先采用方法一。在对计算结果有争议时,以方法一为准。对于 $2 \leq \varepsilon_a < 3$ 的高精度齿轮亦可用方法一计算,不过此时应以双对齿啮合区内界点作为载荷作用点,结果偏安全。

3 方法二 是以载荷作用于齿顶为基础进行计算的,仅适用于 $\varepsilon_a < 2$ 的齿轮传动。

4 对工作齿宽 b (齿根圆处),当大、小齿轮宽度不同时,最多把窄齿轮的齿宽加上一个模数作为宽齿轮的工作齿宽;对双斜齿或人字齿轮 $b = 2b_n$, b_n 为单个斜齿轮的宽度;当轮齿齿端修薄或鼓形修整时, b 应取比实际齿宽较小的值。

5 Y_{ST} 为试验齿轮的应力修正系数,如用本章所给的 σ_{Flim} 值计算时,取 $Y_{ST} = 2.0$ 。

4.2 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$

齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$ 是考虑沿齿宽载荷分布不均匀对齿根弯曲应力影响的系数。

$K_{F\beta}$ 可按下列公式计算或按图8-25查取。

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^2$$

$$N = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2}$$

式中: b ——齿宽,mm,对人字齿或双斜齿轮,用单个斜齿轮的齿宽;

b/h 轮齿宽高比,取大、小齿轮中的小值。

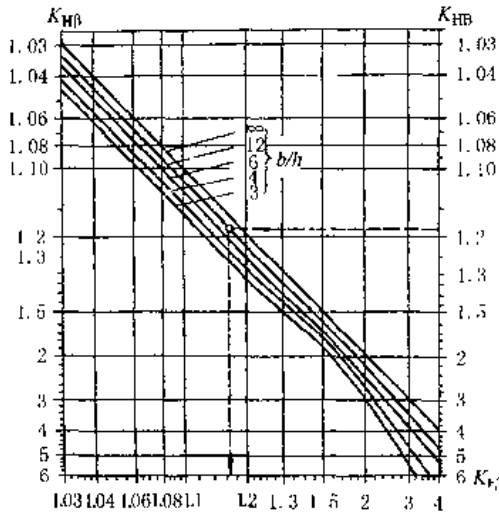


图 8-25 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$

4.3 弯曲强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$

齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$ 是考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀对齿根弯曲应力影响的系数

影响 $K_{F\alpha}$ 的因素与影响 $K_{H\beta}$ 的因素相同, 见 3.6.

$K_{F\alpha}$ 应通过实测或对影响因素的精确分析得到, 在无可靠数据时, 按一般方法或简化方法确定。

4.3.1 一般方法

$K_{F\alpha}$ 可按表 8-47 中的公式计算。

4.3.2 简化方法

$K_{F\alpha}$ 的简化条件与 $K_{H\beta}$ 的简化条件相同, 见 3.6.2.

$K_{F\alpha}$ 的值可按表 8-48 查取。

表 8-47 $K_{F\alpha}$ 计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
计算 $K_{F\alpha}$ 时的切向力 F_{tF}/N	$F_{tF} = F_t K_A K_{H\beta}$	
齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$	$\epsilon_\gamma \leq 2$ $K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{2} \left[0.9 + 0.1 \sqrt{\frac{f_{pb} - y_a}{F_{tF}/b}} \right]$	对于斜齿轮, 如计算的 $K_{F\alpha}$ 值过大, 应调整设计参数使 $K_{F\alpha}$ 不大于 ϵ_α 。 f_{pb} — 基节极限偏差, f_{pm} : 通常以大齿轮的基节极限偏差计算。当有适宜的修缘时, 按此值的一半计算
	$\epsilon_\gamma > 2$ $K_{F\alpha} = 0.9 + 0.1 \sqrt{\frac{2(\epsilon_\gamma - 1)\epsilon_\gamma(f_{pb} - y_a)}{\epsilon_\gamma F_{tF}/b}}$	
限制条件	若 $K_{F\alpha} > \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Y_c}$, 取 $K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Y_c}$ 若 $K_{F\alpha} < 1.0$, 取 $K_{F\alpha} = 1$	

表 8-48 齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$

$K_A F_t / b$	$\geq 100 \text{ N/mm}$							$< 100 \text{ N/mm}$	备 注
	5	6	7	8	9	10	11-12		
精度等级 (I 组)								5 级及更低	经修形的 6 级精度硬齿面直齿轮, 取 $K_{F\alpha} = 1$
硬齿面直齿轮	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	$1/Y_c \geq 1.2$	
硬齿面斜齿轮	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	$\epsilon_\alpha \cos^2 \beta_h \geq 1.4$	按 $\epsilon_\alpha \cos^2 \beta_h$ 计算的 $K_{F\alpha} > \epsilon_\gamma / (\epsilon_\gamma Y_c)$ 时, 取 $K_{F\alpha} = \epsilon_\gamma / (\epsilon_\gamma Y_c)$
非硬齿面直齿轮	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	$1/Y_c \geq 1.2$	
非硬齿面斜齿轮	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	$\epsilon_\alpha \cos^2 \beta_h \geq 1.4$	

4.4 齿形系数 Y_F, Y_{Fa}

齿形系数是考虑齿形对名义弯曲应力影响的系数, 以过齿根部齿廓左右两过渡曲线与 30° 切线相切点的截面作为危险截面 (见图 8-26) 进行计算。

4.4.1 齿形系数 Y_F

齿形系数 Y_F 是考虑载荷作用于单对齿啮合区外界点时齿形对名义弯曲应力的影响。

a. 外齿轮的齿形系数 Y_F

对于 30° 切线的切点位于由刀具齿顶圆角所展成的齿根过渡曲线上, 且刀具齿顶圆角 $\rho_{tF} \neq 0$ (刀具的基本齿廓尺寸见图 8-27) 的由齿条刀具加工的外齿轮, 齿形系数 Y_F 可按表 8-49 中的公式计算。

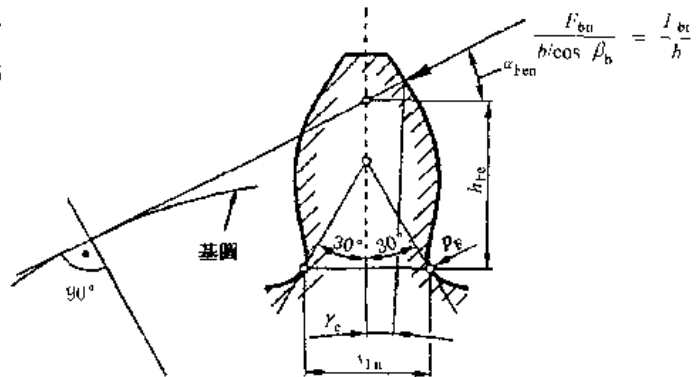


图 8-26 影响外齿轮齿形系数 Y_F 的各参数

表 8-49 外齿轮齿形系数 Y_F 的有关公式

序号	名称	代号	计算公式	备注
1	刀尖圆心至刀齿对称线的距离	E	$\frac{\pi m_n}{4} - h_{fp} \tan a_n + \frac{\rho_{fp}}{\cos a_n} (1 - \sin a_n) \frac{\rho_{fp}}{\cos a_n}$	h_{fp} —— 基本齿廓齿根高 $\rho_{fp} = \rho_r - q$, 见图 8-27
2	辅助值	G	$\frac{\rho_{fp}}{m_n} - \frac{h_{fp}}{m_n} + x$	x —— 法向变位系数
3	基圆螺旋角	β_b	$\arccos \left[\sqrt{1 - (\sin \beta \cos a_n)^2} \right]$	
4	当量齿数	z_n	$\frac{z}{\cos^3 \beta_b \cos \beta} \approx \frac{z}{\cos^2 \beta}$	
5	辅助值	H	$\frac{2}{z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3}$	
6	辅助角	θ	$(2G/z_n) \tan \theta - H$	用牛顿法解时可取初始值 $\theta = -H(1 - 2G/z_n)$
7	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_n}{m_n}$	$z_n \sin \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right)$	
8	30°切点处曲率半径与模数之比	$\frac{\rho_t}{m_n}$	$\frac{\rho_{fp}}{m_n} \frac{2G^2}{\cos \theta (z_n \cos^2 \theta - 2G)}$	
9	当量直齿轮端面重合度	ϵ_{an}	$\frac{\epsilon_a}{\cos^3 \beta_b}$	
10	当量直齿轮分度圆直径	d_n	$\frac{d}{\cos^2 \beta_b} = m_n z_n$	
11	当量直齿轮基圆直径	d_{bn}	$d_n \cos a_n$	
12	当量直齿轮顶圆直径	d_{v_n}	$d_n + d_n \cdot d$	d_v —— 齿顶圆直径 d —— 分度圆直径
13	当量直齿轮单对齿啮合区外界点直径	d_{en}	$2 \sqrt{\left(\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2} \cdot \pi m_n \cos a_n (\epsilon_{an} - 1) \right)^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2}$ 注: 式中“干”处对外啮合取“-”, 对内啮合取“+”	
14	当量齿轮单齿啮合外界点压力角	α_{en}	$\arccos \left(\frac{d_{bn}}{d_{en}} \right)$	
15	外界点处的齿厚半角	γ_e	$\frac{1}{z_n} \left(\frac{\pi}{2} + 2r \tan a_n \right) + \text{inv } a_n - \text{inv } \alpha_{en}$	
16	当量齿轮单齿啮合外界点载荷作用角	α_{per}	$\alpha_{en} - \gamma_e$	
17	弯曲力臂与模数比	$\frac{h_{fc}}{m_n}$	$\frac{1}{2} (\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \tan \alpha_{per}) \frac{d_{en}}{m_n} - \left[z_n \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) - \frac{G}{\cos \theta} + \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right]$	
18	齿形系数	Y_F	$\frac{6 \left(\frac{h_{fc}}{m_n} \right) \cos \alpha_{per}}{\left(\frac{s_n}{m_n} \right)^2 \cos a_n}$	

注: 表中长度单位为 mm; 角度单位为 rad。

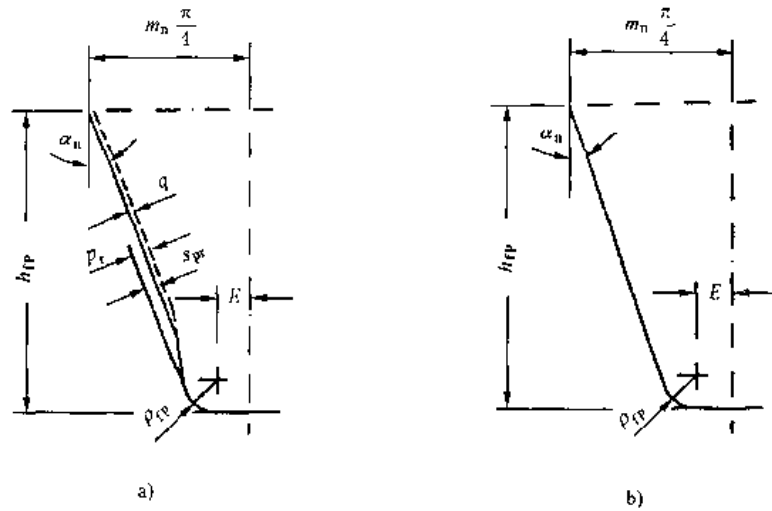


图 8-27 刀具基本齿廓尺寸

b. 内齿轮的齿形系数 Y_F

内齿轮的齿形系数不仅与齿数和变位系数有关，且与插齿刀的参数有关。为了简化计算，可近似地按替代齿条计算(见图 8-28)。替代齿条的法向齿廓与基本

齿条相似，齿高与内齿轮相同，法向载荷作用角 α_{Fn} 等于 α_r ，并以脚标 2 表示内齿轮， Y_F 可按表 8-50 中的公式计算。表适用于 $z_2 > 70$ 的内齿轮。

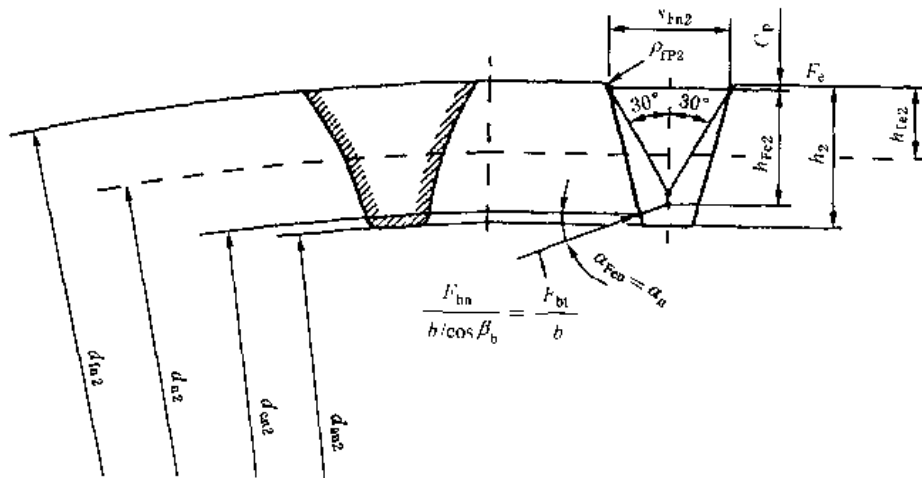


图 8-28 影响内齿轮齿形系数 Y_F 的各参数

表 8-50 内齿轮齿形系数 Y_F 的有关公式

序号	名称	代号	计算公式	备注
1	当量内齿轮分度圆直径	d_{v2}	$\frac{d_2}{\cos^2 \beta_b} - m_n z_n$	d_2 ——内齿轮分度圆直径
2	当量内齿轮根圆直径	d_{fn2}	$d_{fn} - d_{f2} - d_f$	d_{fn} ——内齿轮根圆直径
3	当量齿轮单齿啮合区外界点直径	d_{ca2}	同表 8-19 中 d_{ca}	式中“+”、“-”符号应采用内啮合的
4	当量内齿轮齿根高	h_{TP2}	$\frac{d_{fn2} - d_{n2}}{2}$	
5	内齿轮齿根过渡圆半径	ρ_{r2}	当 ρ_{r2} 已知时取已知值； 当 ρ_{r2} 未知时取为 $0.15m_n$	

续表 8-50

序号	名称	代号	计算公式	备注
6	刀具圆角半径	ρ_{F2}	当齿轮型插齿刀顶端 ρ_{F2} 已知时 取已知值;当 ρ_{F2} 未知时,取 $\rho_{F2} \approx \rho_{F1}$	
7	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fn2}}{m_n}$	$2 \left[\frac{\pi}{4} + \frac{h_{F2} - \rho_{F2} \tan \alpha_n}{m_n} \right]$ $\left[\frac{\rho_{F2} - s_{F1}}{m_n \cos \alpha_n} - \frac{\rho_{F2}}{m_n} \cos \frac{\pi}{6} \right]$	$s_{F1} = p_1 - q$ 见图 8-27
8	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{F2}}{m_n}$	$\frac{d_{Fn2} - d_{Fn1}}{2m_n} - \left[\frac{\pi}{4} - \left(\frac{d_{Fn2} - d_{Fn1}}{2m_n} - \frac{h_{F2}}{m_n} \right) \right]$ $\tan \alpha_n \left[\tan \alpha_n - \frac{\rho_{F2}}{m_n} \left(1 - \sin \frac{\pi}{6} \right) \right]$	
9	齿形系数	Y_{Fa}	$\left(\frac{6h_{F2}}{m_n} \right) / \left(\frac{s_{Fn2}^2}{m_n} \right)$	

注:表中长度单位为mm;角度单位为rad.

4.4.2 载荷作用于齿顶时的齿形系数 Y_{Fa}

齿形系数 Y_{Fa} 是考虑当载荷作用于齿顶时齿形对名义弯曲应力影响的系数。

a. 外齿轮的齿形系数 Y_{Fa} (见图 8-29)

用齿条刀具加工的 $\varepsilon_{\alpha n} < 2$ 的外齿轮的 Y_{Fa} 可按

表 8-51 中的公式计算,或由图 8-30 至图 8-34 查取。

图 8-30 至图 8-34 适用于齿顶不缩短的齿轮,对于齿顶缩短的齿轮,实际弯曲力臂比不缩短时稍小一些,因此用以上图查取的 Y_{Fa} 值偏于安全。

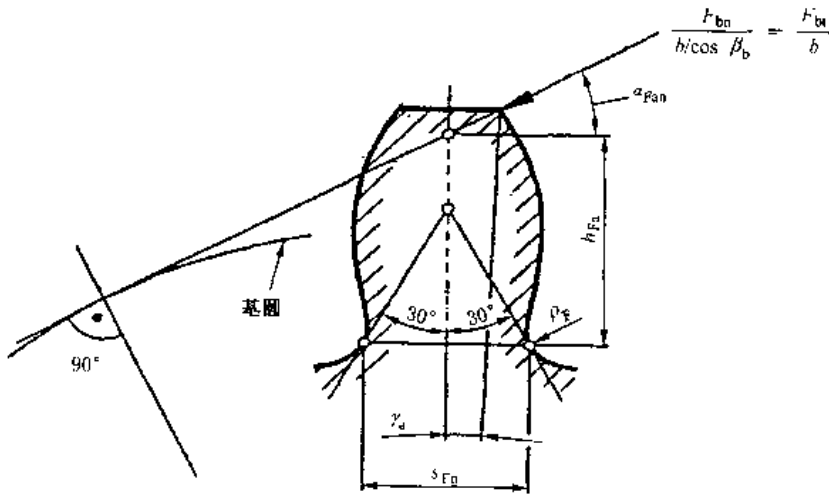


图 8-29 影响外齿轮齿形系数的 Y_{Fa} 的各参数

表 8-51 外齿轮齿形系数 Y_{Fa} 的有关公式

序号	名称	代号	计算公式	备注
1	刀尖圆心至刀齿对称线的距离	E	$\frac{\pi m_n}{4} - h_{F1} \tan \alpha_n + \frac{s_{F1}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{F1}}{\cos \alpha_n}$	h_{F1} ——基本齿廓齿根高 $s_{F1} = p_1 - q$, 见图 8-27
2	辅助值	G	$\frac{\rho_{F1}}{m_n} - \frac{h_{F1}}{m_n} + x$	x ——法向变位系数
3	基圆螺旋角	β_b	$\arccos \sqrt{1 - (\sin \alpha_n \cos \alpha_n)^2}$	
4	当量齿数	z_v	$\frac{z}{\cos^3 \beta_b \cos \beta}$	
5	辅助值	H	$\frac{2}{z_v} \left[\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right] - \frac{\pi}{3}$	

续表 8-51

序号	名称	代号	计算公式	备注
6	辅助角	θ	$(2G/z_1)\tan\theta - H$	用牛顿法解时可取初始值 $\theta = \pi/(1-2G/z_n)$
7	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{f_n}{m_n}$	$z_n \sin\left[\frac{\pi}{3} - \theta\right] + \sqrt{3} \left[\frac{G}{\cos\theta} - \frac{\rho_{fp}}{m_n}\right]$	ρ_{fp}/m_n 按表 8-49 计算
8	当量齿轮齿顶压力角	α_{an}	$\arccos\left[\frac{\cos\alpha_n}{1 + \frac{(d_a - d)}{m_n z_n}}\right]$	d_a — 齿顶圆直径 d — 齿分圆直径
9	齿顶厚半角	γ	$\frac{0.5\pi + 2x \tan\alpha_n + \text{inv}\alpha_n - \text{inv}\alpha_{an}}{z_n}$	
10	当量齿轮齿顶载荷作用角	α_{pan}	$\alpha_{an} - \gamma_n - \tan\alpha_{an} \cdot \text{inv}\alpha_n - \frac{0.5\pi + 2x \tan\alpha_n}{z_n}$	
11	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{fs}}{m_n}$	$0.5z_n \left[\frac{\cos\alpha_n}{\cos\alpha_{pan}} - \cos\left[\frac{\pi}{3} - \theta\right] \right] + 0.5 \left[\frac{\rho_{fp}}{m_n} - \frac{G}{\cos\theta} \right]$	
12	齿形系数	Y_{Fa}	$\left 6 \frac{h_{fs}}{m_n} \cos\alpha_{pan} \right / \left[\left(\frac{s_{fn}}{m_n} \right)^2 \cos\alpha_n \right]$	

注：表中长度单位为 mm；角度单位为 rad。

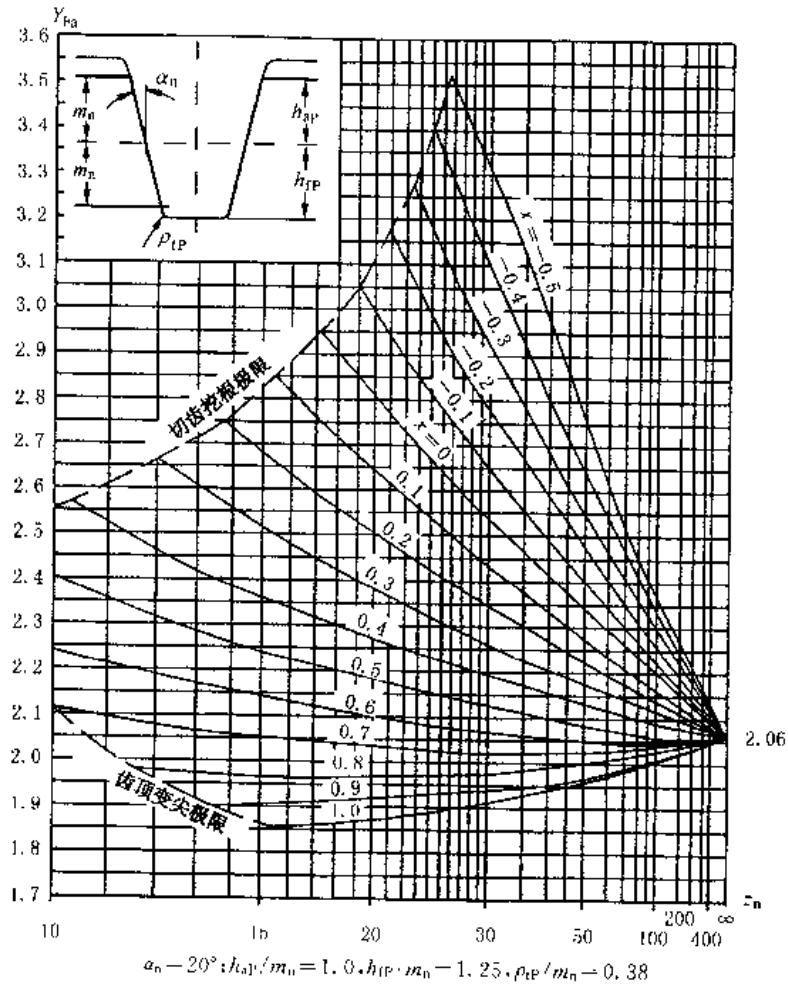


图 8-30 外齿轮齿形系数 Y_{Fa}

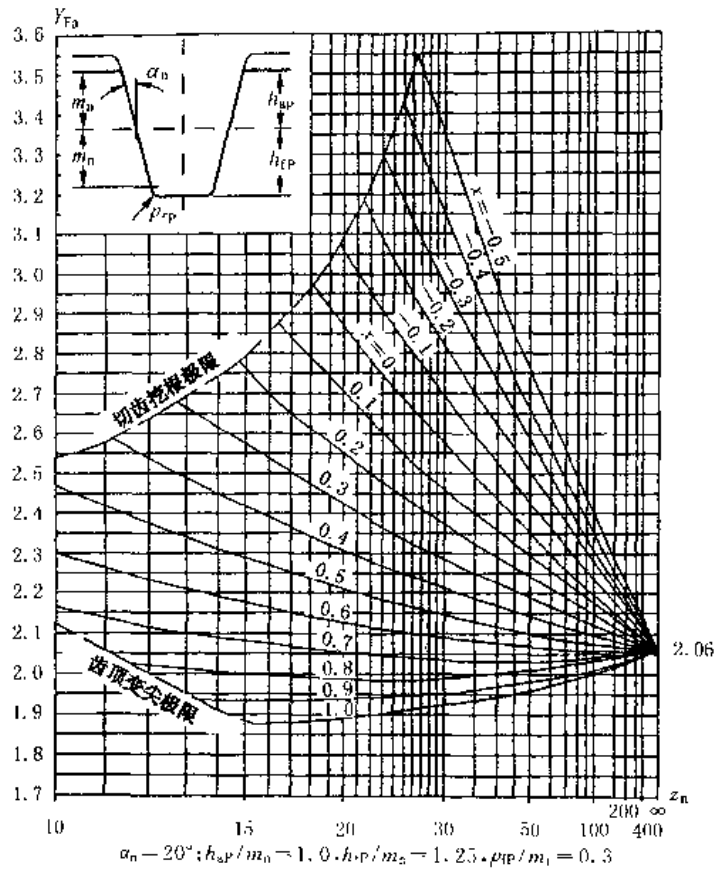


图 8-31 外齿轮齿形系数 Y_{Fa}

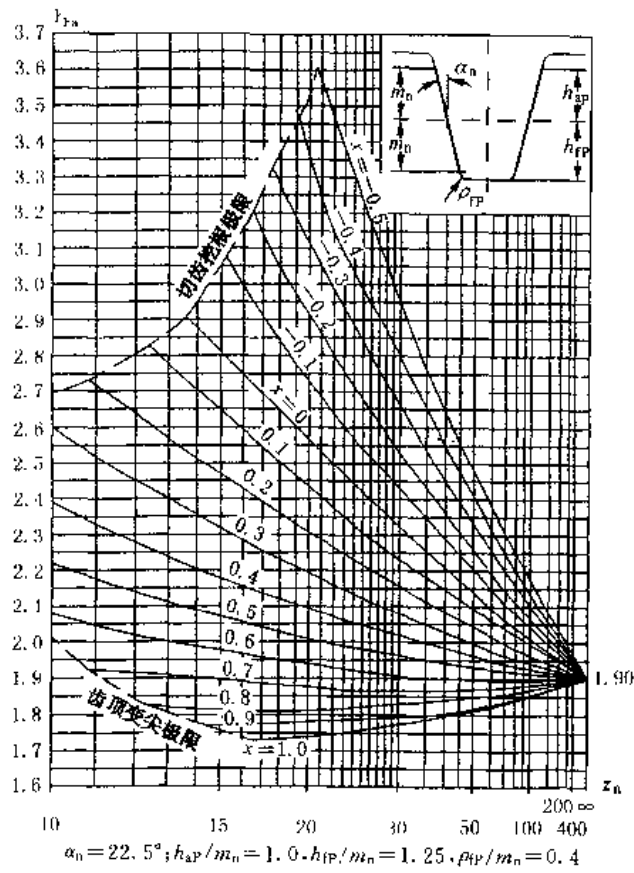


图 8-32 外齿轮齿形系数 Y_{Fa}

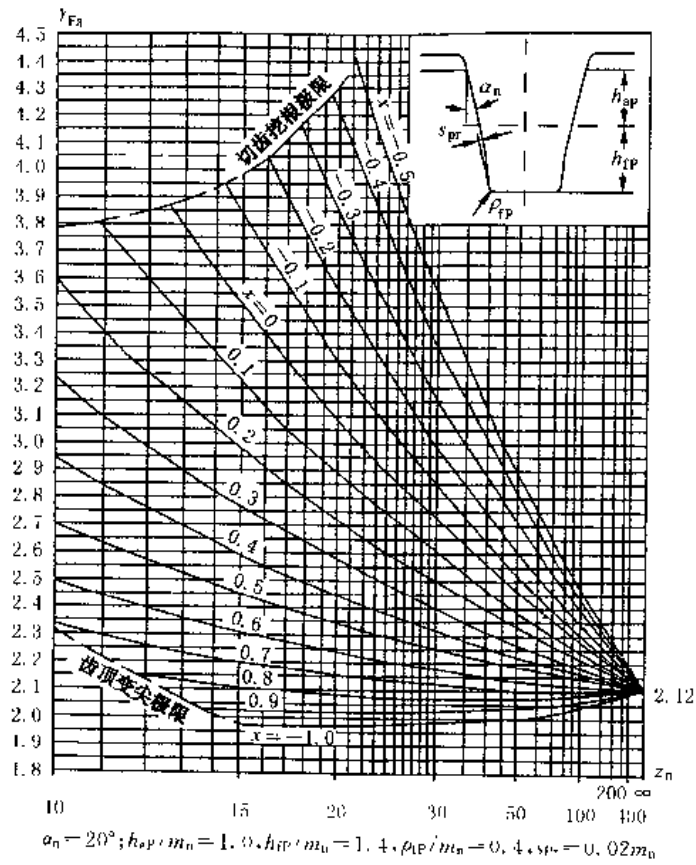


图 8-33 外齿轮齿形系数 Y_{Fa}

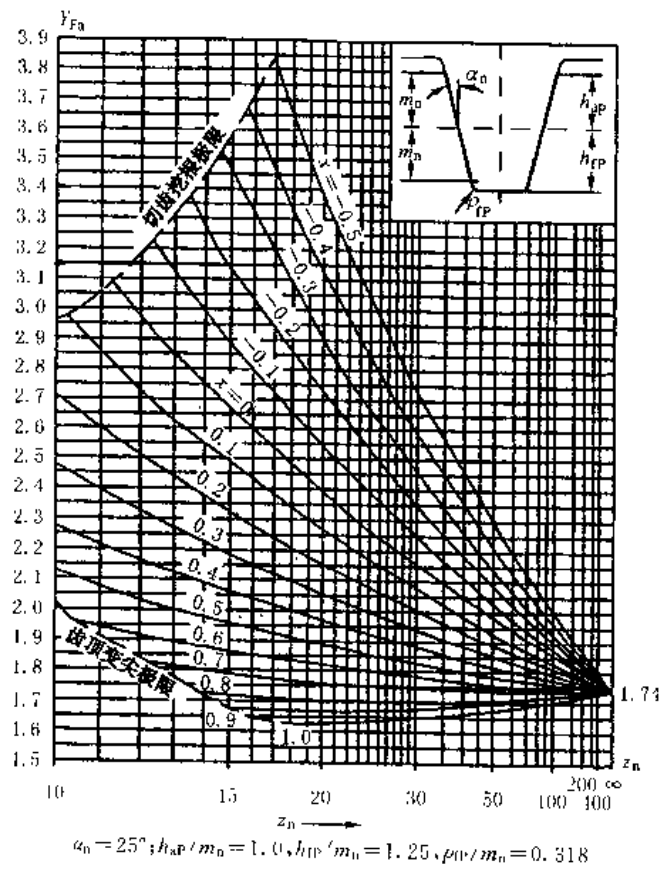


图 8-34 外齿轮齿形系数 Y_{Fa}

b. 内齿轮的齿形系数 Y_{Fa} (见图 8-35)

内齿轮的齿形系数 Y_{Fa} 可近似地按替代齿条计算。替代齿条的法向齿廓与基本齿条相似, 齿高与内齿轮

相同。 Y_{Fa} 可按表 8-52 中的公式计算或按表 8-53 查取表 8-52 适用于 $z_2 > 70$ 的内齿轮。

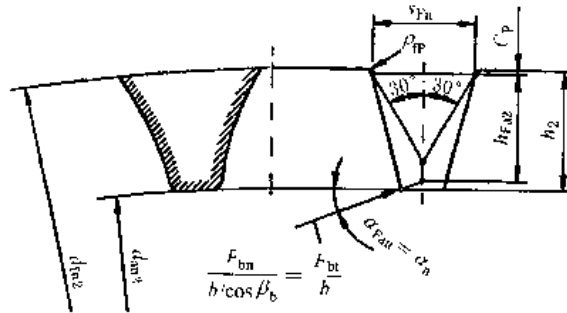


图 8-35 影响内齿轮齿形系数 Y_{Fa} 的各参数

表 8-52 内齿轮齿形系数 Y_{Fa} 的有关公式

序号	名称	代号	计算公式	备注
1	当量内齿轮分圆直径	d_{n2}	$\frac{d_2}{\cos^2 \beta_0} = m_n z_n$	d_2 - 内齿轮分圆直径
2	当量内齿轮根圆直径	d_{t2}	$d_{n2} - d_{f2} - d_2$	d_{f2} - 内齿轮根圆直径
3	当量内齿轮顶圆直径	d_{a2}	$d_{n2} + d_{s2} - d_2$	d_{s2} - 内齿轮顶圆直径
4	当量内齿轮齿根高	h_{F2}	$\frac{d_{t2} - d_{n2}}{2}$	
5	内齿轮齿根过渡圆半径	ρ_F	当 ρ_{F2} 已知时取已知值; 当 ρ_{F2} 未知时取为 $0.15m_n$	
6	刀具圆角半径	ρ_{F2}	当齿轮型插齿刀顶端 ρ_{F2} 已知时取已知值; 当 ρ_{F2} 未知时取 $\rho_{F2} \approx \rho_F$	
7	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{F02}}{m_n}$	$2 \left[\frac{\pi}{4} + \frac{h_{F2} - \rho_{F2}}{m_n} \tan \alpha_n \right] \frac{\rho_{F2} - \rho_F}{m_n \cos \alpha_n} - \frac{\rho_{F2}}{m_n} \cos \frac{\pi}{6}$	$s_{F02} = \rho_F - q$, 见图 8-27
8	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{F2}}{m_n}$	$\frac{d_{n2} - d_{s2}}{2m_n} - \left[\frac{\pi}{4} - \left(\frac{d_{t2} - d_{n2}}{2m_n} - \frac{h_{F2}}{m_n} \right) \tan \alpha_n \right] \tan \alpha_n - \frac{\rho_{F2}}{m_n} \left(1 - \sin \frac{\pi}{6} \right)$	
9	齿形系数	Y_{Fa}	$(6h_{F2}/m_n) \cdot (s_{F02}/m_n)^2$	

注: 1 对变位齿轮, 仍取标准齿高。

2 表中长度单位为 mm; 角度单位为 rad。

表 8-53 内齿轮的 Y_{Fa} 和 Y_{Sa}

基本齿廓				Y_{Fa}	Y_{Sa}	基本齿廓				Y_{Fa}	Y_{Sa}		
α_n	$\frac{h_{aP}}{m_n}$	$\frac{h_{fP}}{m_n}$	$\frac{\rho_{fP}}{m_n}$	$\rho_F = 0.15m_n, h = h_{aP} + h_{fP}$	2.053	2.65	α_n	$\frac{h_{aP}}{m_n}$	$\frac{h_{fP}}{m_n}$	$\frac{\rho_{fP}}{m_n}$	$\rho_F = 0.15m_n, h = h_{aP} + h_{fP}$	1.71	2.87
20°	1	1.25	0.38				20°	1	1.1	0.4			
20°	1	1.25	0.3				25°	1	1.25	0.318			
22.5°	1	1.25	0.4										

4.5 应力修正系数 Y_s, Y_{Sa}

应力修正系数 Y_s 和 Y_{Sa} 是将名义弯曲应力换算成齿根局部应力的系数。它考虑了齿根过渡曲线处的应

力集中效应, 以及弯曲应力以外的其他应力对齿根应力的影响。

应力修正系数不仅取决于齿根过渡曲线的曲率,

还和载荷作用点的位置有关。

4.5.1 应力修正系数 Y_s

应力修正系数 Y_s 用于载荷作用于单对齿啮合区外界点的计算方法(方法一), Y_s 只能与 Y_F 联用。对于齿形角为 20° 、 $1 \leq q_s < 8$ 的齿轮, Y_s 可按下式计算, 对其他齿形角的齿轮, 也可按此式近似计算。

$$Y_s = (1.2 + 0.13L)q_s \left(\sqrt[2]{\frac{1}{2.337}} \right)$$

式中: L ——齿根危险截面处齿厚与弯曲力臂的比值,

$$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fc}}$$

s_{Fn} ——齿根危险截面齿厚, 外齿轮按表 8-49 中序号 7 的公式计算, 内齿轮按表 8-50 中序号 7 的公式计算;

h_{Fc} ——弯曲力臂, 外齿轮按表 8-49 中序号 17 的公式计算, 内齿轮按表 8-50 中序号 8 的公式计算;

q_s ——齿根圆角参数:

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F}$$

ρ_F —— 30° 切线切点处的曲率半径, 外齿轮按表 8-49 中序号 8 的公式计算, 内齿轮按表 8-50 中序号 5 的公式计算。

4.5.2 应力修正系数 Y_{Sa}

应力修正系数 Y_{Sa} 用于载荷作用于齿顶的计算方法(方法二), Y_{Sa} 只能与 Y_{Fa} 联用, 并只适用于 $\epsilon_{an} < 2$ 的齿轮传动。

对于齿形角 α_n 为 20° 、 $1 \leq q_s < 8$ 的齿轮, Y_{Sa} 可按下式计算, 对于其他齿形角的齿轮, 也可按此式近似计算。

$$Y_{Sa} = (1.2 + 0.13L_{sa})q_s \left(\sqrt[2]{\frac{1}{2.337}} \right)$$

式中: L_{sa} ——齿根危险截面处齿厚与弯曲力臂的比值:

$$L_{sa} = \frac{s_{Fn}}{h_{Fs}}$$

h_{Fs} ——弯曲力臂, 外齿轮按表 8-51 中序号 11 的公式计算, 内齿轮按表 8-52 中序号 8 的公式计算;

s_{Fn} ——见 4.4.1;

q_s ——见 4.5.1。

对于用齿条刀具加工的外齿轮, Y_{Sa} 值也可由图 8-36 至图 8-40 查取, 图中的值适用于齿顶不倒角的齿轮, 对于齿顶缩短和有齿顶倒角的齿轮, 用以上图查取的 Y_{Sa} 值偏于安全。

对于内齿轮, Y_{Sa} 值也可由表 8-53 查取。

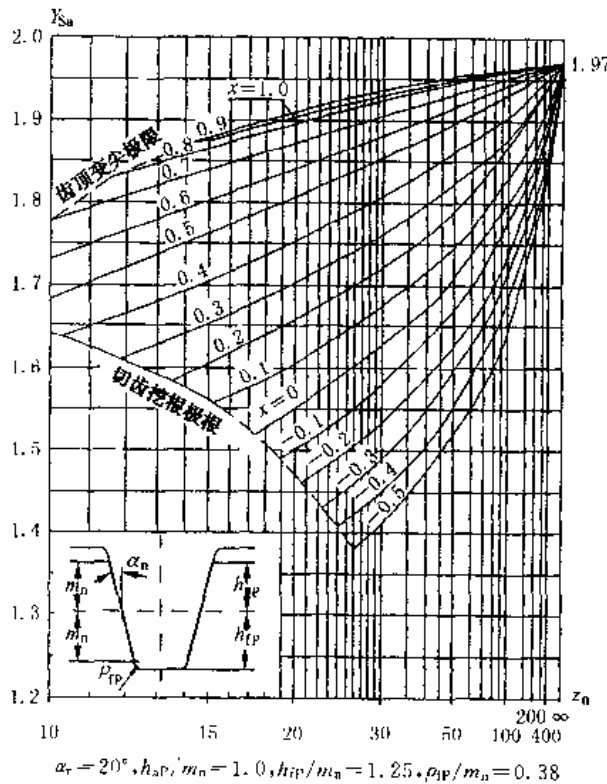
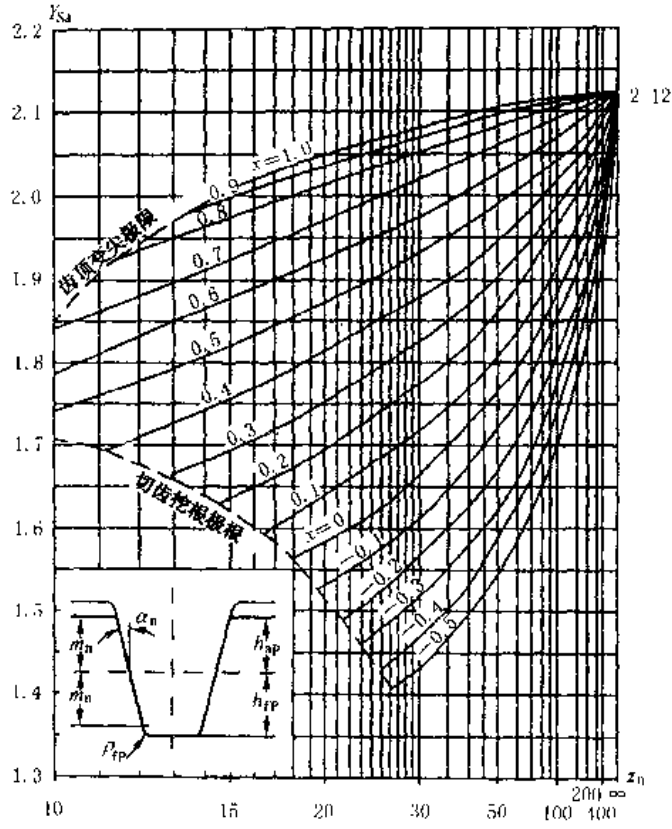
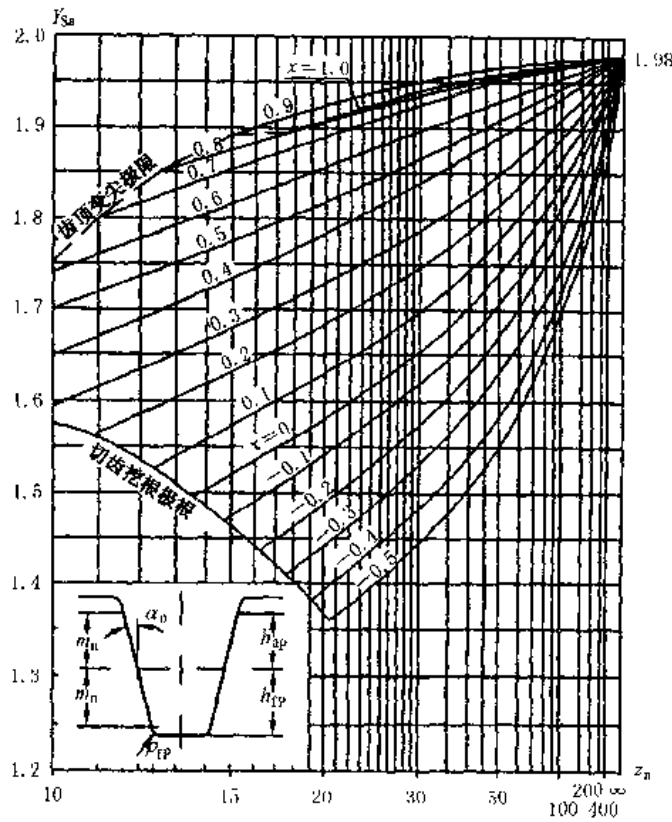


图 8-36 外齿轮应力修正系数 Y_{Sa}



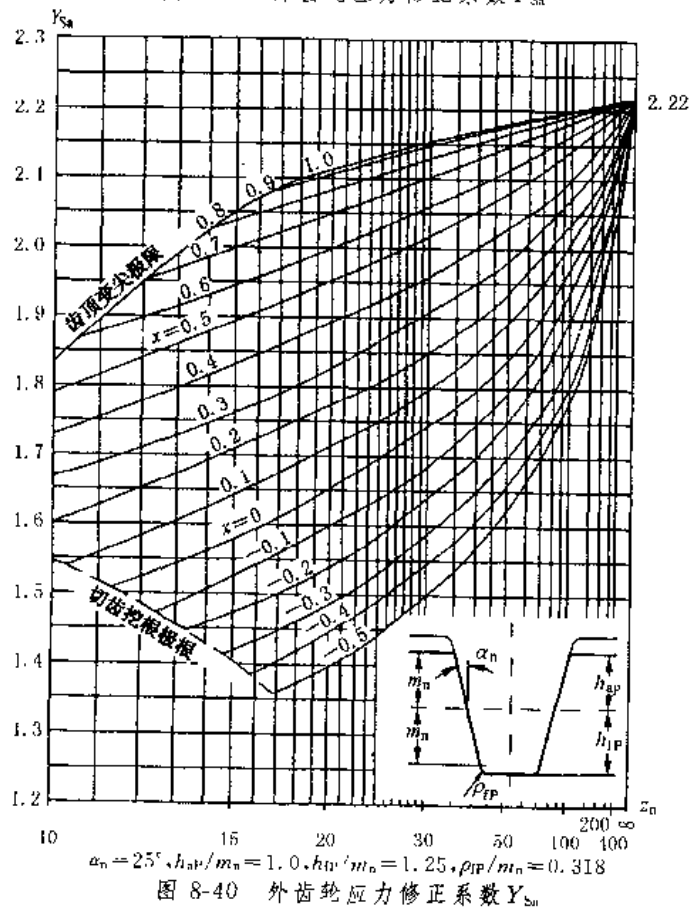
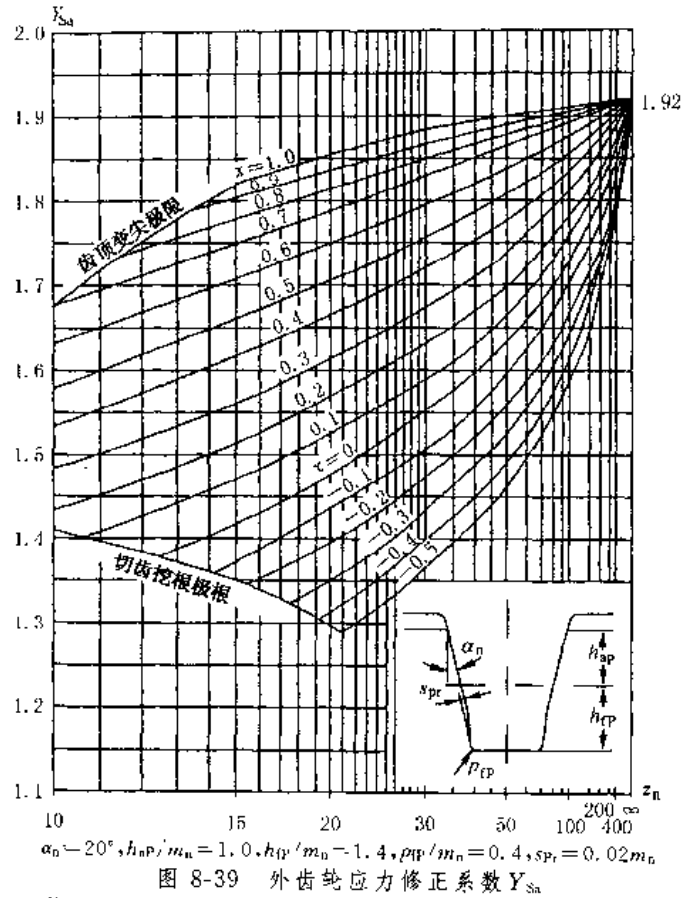
$\alpha_n = 20^\circ, h_{ap}/m_n = 1.0, h_{fp}/m_n = 1.25, \rho_{fp}/m_n = 0.3$

图 8-37 外齿轮应力修正系数 Y_{Sa}



$\alpha_n = 22.5^\circ, h_{ap}/m_n = 1.0, h_{fp}/m_n = 1.25, \rho_{fp}/m_n = 0.4$

图 8-38 外齿轮应力修正系数 Y_{Sa}



4.5.3 齿根有磨削台阶齿轮的应力修正系数 Y_{Sr} 、 Y_{Ssr}

靠近齿根危险截面处有磨削台阶(见图8-41)时,将使齿根的应力集中增加很多,其应力集中系数相应地要增加,此时的应力修正系数 Y_{Sr} 、 Y_{Ssr} 可由表8-54中的公式计算。

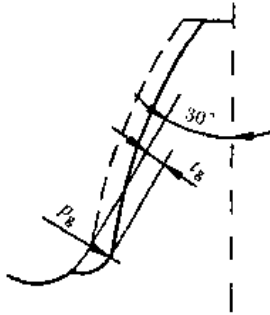


图 8-41 齿根磨削台阶

表 8-54 应力修正系数 Y_{Sr} 、 Y_{Ssr} 计算公式

项目	计算公式	备注
适用条件	$\sqrt{t_g/\rho_r} > 0$	
Y_{Sr}	$Y_{Sr} = \frac{1.3Y_S}{1.3 - 0.6\sqrt{t_g/\rho_r}}$	Y_{Sr} 代替 Y_S 用于载荷作用于单对齿啮合区外界点的计算方法, Y_{Ssr} 代替 Y_{Sg} 用于载荷作用于齿顶的计算方法。 Y_{Sg} 和 Y_{Ssr} 的公式中, 考虑了齿根厚度的减薄对弯曲应力的影响。
Y_{Ssr}	$Y_{Ssr} = \frac{1.3Y_{Ssr}}{1.3 - 0.6\sqrt{t_g/\rho_r}}$	

4.6 弯曲强度计算的重合度系数 Y_e

重合度系数 Y_e 是将载荷由齿顶转换到单对齿啮合区外界点的系数。

Y_e 可按表8-55中的公式计算。

4.7 弯曲强度计算的螺旋角系数 Y_β

螺旋角系数 Y_β 是考虑螺旋角造成的接触线倾斜对齿根应力产生影响的系数。

Y_β 值可按表8-55中的公式计算,或由图8-42查取。

表 8-55 Y_e 和 Y_β 计算公式

项目	计算公式	备注
ϵ_{an}	$\epsilon_{an} = \frac{\epsilon_a}{\cos^2 \beta_1}$	当 $\epsilon_a > 1$ 时, 取 $\epsilon_a = 1$; 当 $\beta > 30^\circ$ 时, 取 $\beta = 30^\circ$; 当 $Y_\beta < 0.75$ 时, 取 $Y_\beta = 0.75$ 。
Y_e	$Y_e = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{an}}$	
Y_β	$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \geq Y_{\beta min}$ $Y_{\beta min} = 1 - 0.25\epsilon_\beta \geq 0.75$	ϵ_{an} 当量齿轮的端面重合度

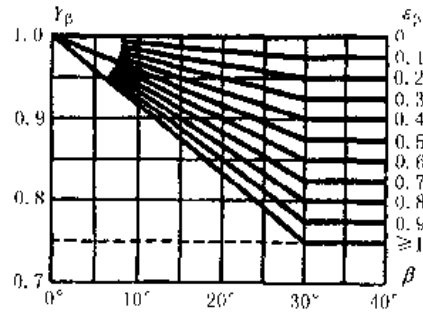


图 8-42 螺旋角系数 Y_β

4.8 试验齿轮的弯曲疲劳极限 σ_{FLim}

σ_{FLim} 是指某种材料的齿轮经长期的重复载荷作用(对大多数材料其应力循环数为 3×10^6)后,齿根保持不破坏时的极限应力。其主要影响因素有:材料成分,力学性能,热处理及硬化层深度,硬度梯度,结构(锻、轧、铸),残余应力,材料的纯度和缺陷等。

σ_{FLim} 可由齿轮的负荷运转试验或使用的统计数据得出。

无资料时, σ_{FLim} 的值可由图8-43至图8-47查取。图中的值是在试验齿轮的失效概率为1%时得出的。图中硬化齿轮的 σ_{FLim} 值对渗碳齿轮适用于有效硬化层深度(加工后的) $\sigma \geq 0.15m_n$, 对于氮化齿轮,其有效硬化层深度 $\sigma = 0.4 \sim 0.6 \text{ mm}$ 。

在 σ_{FLim} 图中,代表材料质量等级的三条线 ML、MQ、ME 的意义见 3.12。

在选取 σ_{FLim} 时,还应注意材料的性能、质量的稳定性以及一些影响弯曲强度的因素,如实际加工刀具圆角的控制,齿根过渡圆角表面质量及因脱碳造成的硬度下降等。有可能出现齿根磨削台阶而计算中又未计 Y_{Sr} 时,在选取 σ_{FLim} 时也应予以考虑。

图中的 σ_{FLim} 值是试验齿轮在下列条件下得出的:螺旋角 $\beta = 0$ ($Y_\beta = 1$),模数 $m = 3 \sim 5 \text{ mm}$ ($Y_X = 1$),应力修正系数 $Y_{ST} = 2$,齿根圆角参数 $q_s = 2.5$ ($Y_{RetT} = 1$),齿根圆角表面的微观不平度十点高度 $R_z = 10 \mu\text{m}$ ($Y_{RetR} = 1$),齿轮精度等级为 4~7 级(GB/T 10095),基本齿廓符合 GB/T 1356,齿宽 $b = 10 \sim 50 \text{ mm}$,载荷系数 $K_A = K_V = K_{FB} = K_{FX} = 1$ 。

图中的 σ_{FLim} 值适用轮齿单向弯曲的受载状况,对于受对称双向弯曲的齿轮(如中间轮、行星轮),应由图查得的 σ_{FLim} 值乘上系数 0.7;对于双向运转工作的齿轮,应由图查得的 σ_{FLim} 值乘上稍大于 0.7 的系数。

图中 σ_{FP} 为齿轮材料的弯曲疲劳强度基本值,它是同齿轮材料制成的无缺口试件,在完全弹性范围内经受脉动载荷作用时的名义弯曲疲劳极限。 $\sigma_{FP} = \sigma_{FLim} \cdot Y_{S1} \cdot Y_{ST} = 2.0$ 。

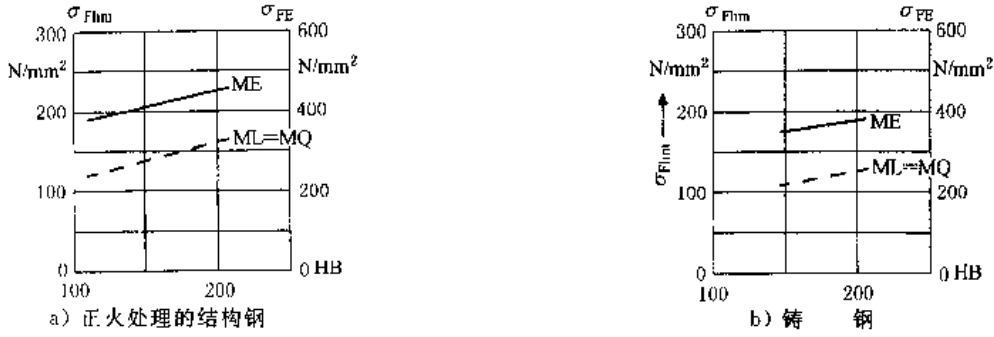


图 8-43 正火处理的结构钢和铸钢的 σ_{Flim} 和 σ_{FE}

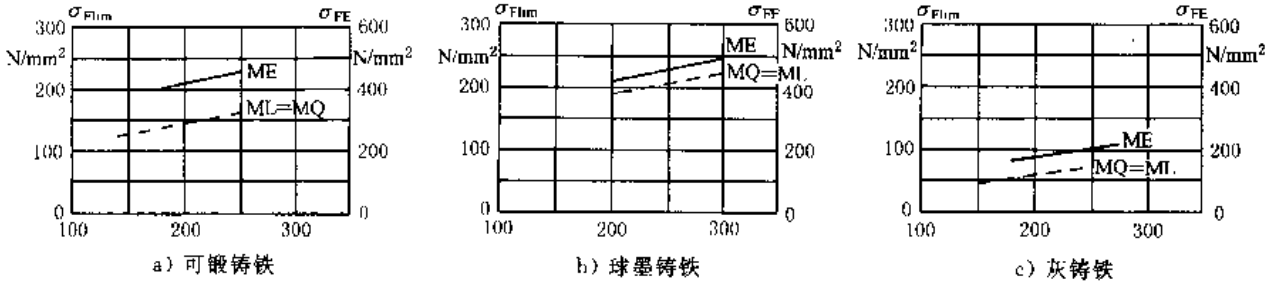


图 8-44 铸铁的 σ_{Flim} 和 σ_{FE}

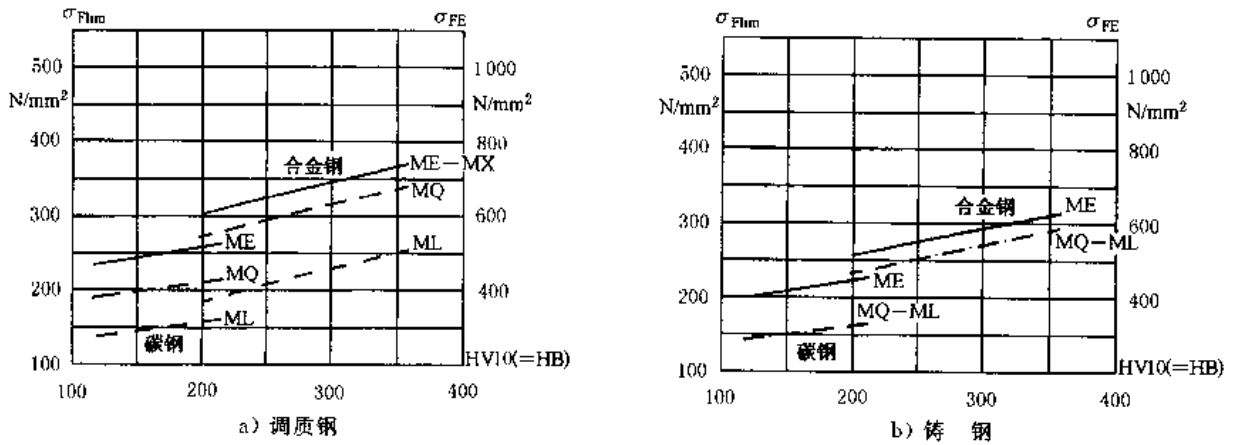


图 8-45 调质处理的碳钢、合金钢及铸钢的 σ_{Flim} 和 σ_{FE}

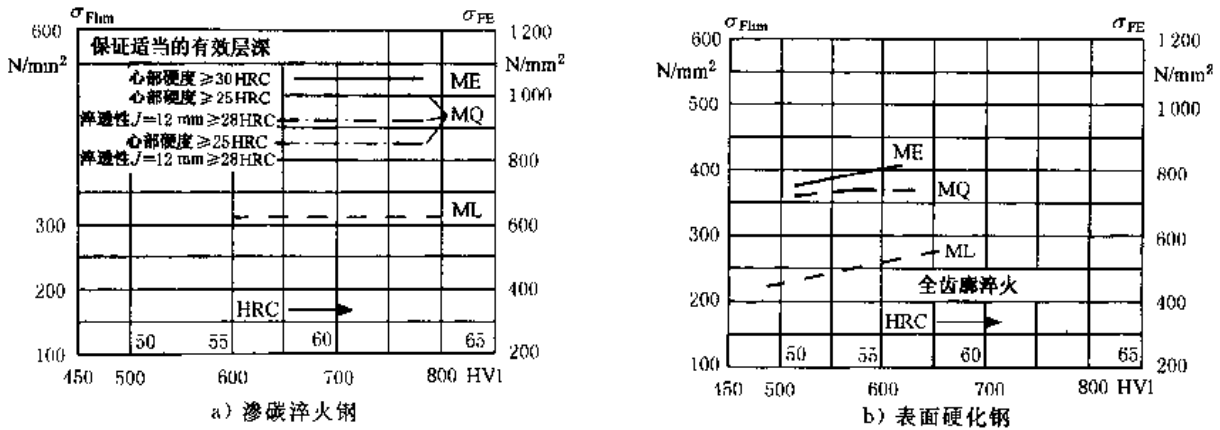


图 8-46 渗碳淬火钢和表面硬化(火焰或感应淬火)钢的 σ_{Flim} 和 σ_{FE}

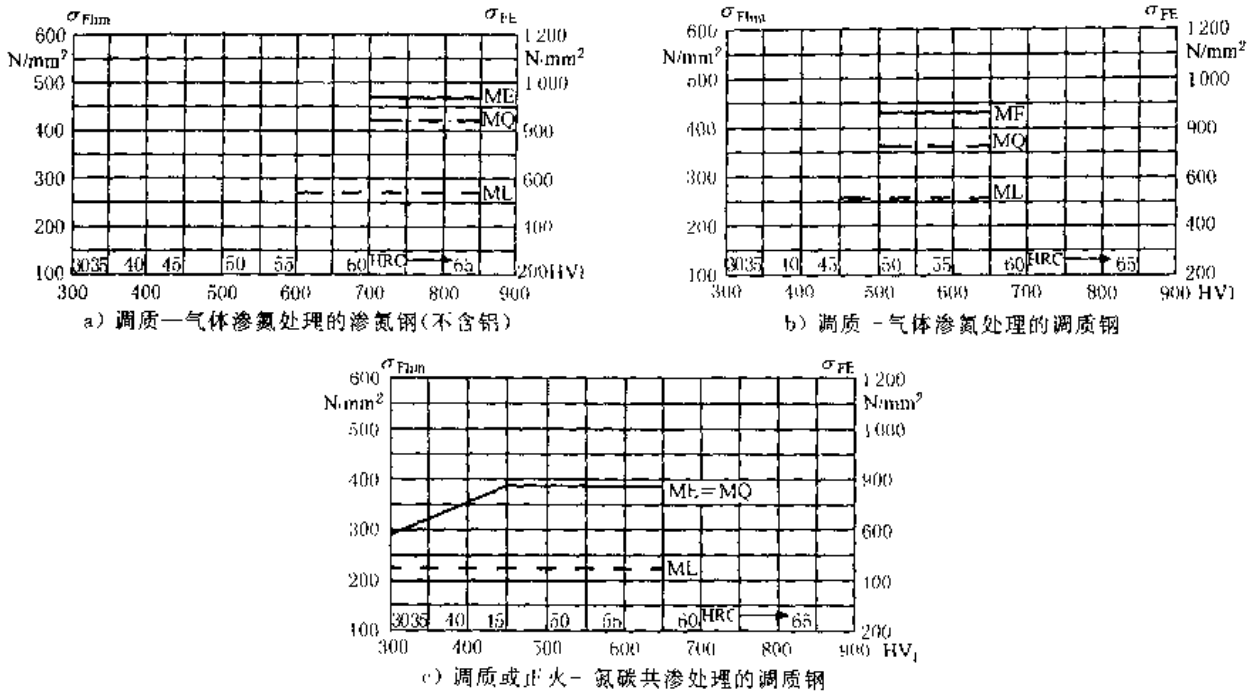


图 8-47 氮化及碳氮共渗钢的 σ_{Flim} 和 σ_{FE}

4.9 弯曲强度计算的寿命系数 Y_{NT}

寿命系数 Y_{NT} 是考虑齿轮寿命小于或大于持久寿命条件循环次数 N_i 时(见图 8-48),其可承受的弯曲应力值与其相应的条件循环次数 N_0 时疲劳极限应力的比例的系数。

Y_{NT} 应根据实际齿轮实验或经验统计数据得出的 $S-N$ 曲线求得,它与材料、热处理、载荷平稳程度、轮

齿尺寸及残余应力有关。当直接采用 $S-N$ 曲线确定和 $S-N$ 曲线实验条件完全相同的齿轮寿命系数 Y_{NT} 时,应取系数 Y_{Srel1} 、 Y_{Rrel1} 、 Y_k 的值为 1.0。

计算 Y_{NT} 时,对 N_i 的取值参见 3.14。

当无可用资料时, Y_{NT} 的值可按表 8-56 中的公式计算或按图 8-48 查取。

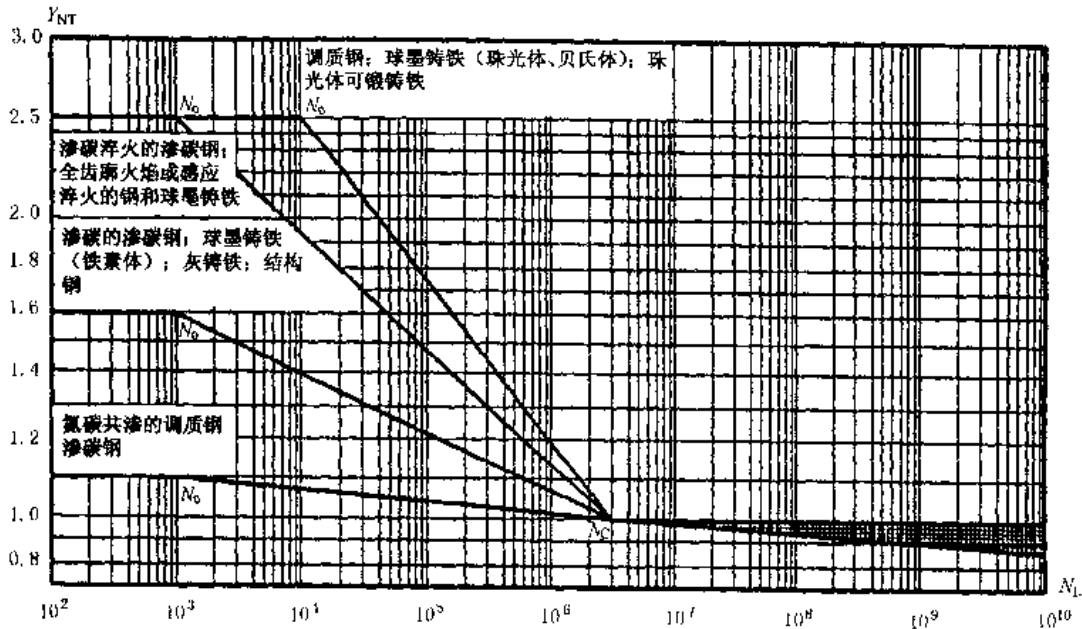


图 8-48 弯曲强度计算的寿命系数 Y_{NT}

表 8-56 弯曲强度的寿命系数 Y_{NT}

材料及热处理	静强度最大循环次数 N_c	持久寿命条件循环次数 N_c	应力循环次数 N_L	Y_{NT} 计算公式
球墨铸铁(珠光体、贝氏体); 珠光体可锻铸铁; 调质钢	$N_c = 10^7$		$N_L \leq 10^4$ $10^4 < N_L \leq 3 \times 10^6$ $3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Y_{NT} = 2.5$ $Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.16}$ $Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.02}$
渗碳淬火的渗碳钢; 火焰淬火、全齿廓感应淬火的钢、球墨铸铁		$N_c = 3 \times 10^6$	$N_L \leq 10^4$ $10^4 < N_L \leq 3 \times 10^6$ $3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Y_{NT} = 2.5$ $Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.115}$ $Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.02}$
结构钢; 渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢; 灰铸铁、球墨铸铁(铁素体)	$N_c = 10^7$		$N_L \leq 10^4$ $10^4 < N_L \leq 3 \times 10^6$ $3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Y_{NT} = 1.6$ $Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.05}$ $Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.02}$
氮碳共渗的调质钢、渗碳钢			$N_L \leq 10^3$ $10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$ $3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Y_{NT} = 1.1$ $Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.012}$ $Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.02}$

注: 当优选材料、制造工艺和润滑剂, 并经生产实践验证, 且当 $3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$ 时, 可取 $Y_{NT} = 1.0$ 。

4.10 相对齿根圆角敏感系数 Y_{SrelT}

齿根圆角敏感系数表示在轮齿折断时, 齿根处的理论应力集中超过实际应力集中的程度。

相对齿根圆角敏感系数 Y_{Srel} 是考虑所计算齿轮的材料、几何尺寸等对齿根应力的敏感性与试验齿轮不同而引进的系数。它是所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。

4.10.1 持久寿命时的相对齿根圆角敏感系数 Y_{SrelT}

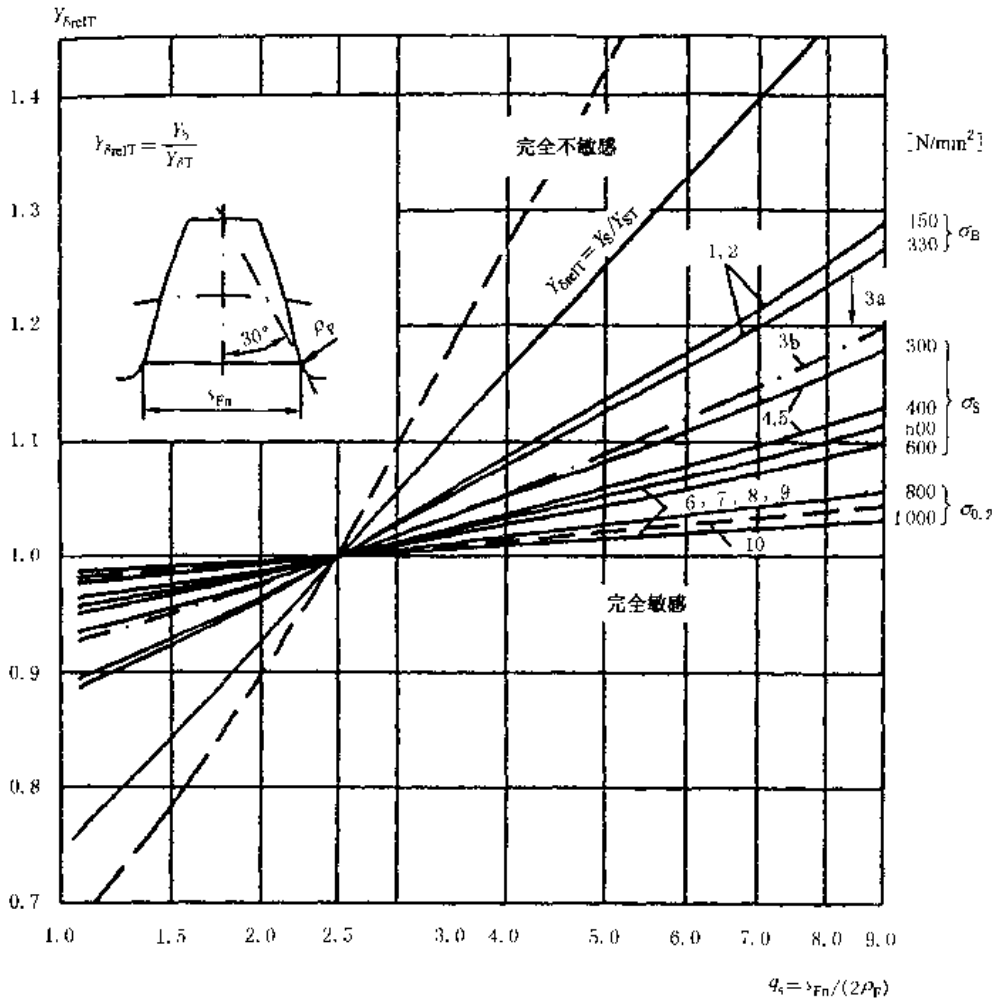
持久寿命时的相对齿根圆角敏感系数 Y_{SrelT} 值可按表 8-57 中的公式计算, 也可由图 8-49 查取。

4.10.2 有限寿命时的相对齿根圆角敏感系数 Y_{Srel}

有限寿命时的 Y_{SrelT} 值可在持久寿命的 Y_{SrelT} 和静强度的 Y_{SrelT} 值之间用线性插值法计算得出, 计算公式见表 8-57。

表 8-57 持久寿命和有限寿命时的相对齿根圆角敏感系数 Y_{SrelT}

项 目	计 算 公 式	备 注
齿根危险截面处的应力梯度与最大应力比值	$X^* \approx \frac{1}{5}(1+2q_s)$	当齿根圆角参数 $1.5 < q_s < 4$ 时, Y_{SrelT} 可近似地取为 1, 其误差不超过 5%; q_s —— 试验齿轮的齿根圆角参数, 取 $q_{st} = 2.5$; ρ' —— 材料滑移层厚度, mm, 见表 8-58; Y_{SrelTC}, Y_{SrelT0} —— 分别为持久寿命和静强度的相对齿根圆角敏感系数; N_c, N_0 —— 见表 8-56
试验齿轮齿根危险截面处的应力梯度与最大应力的比值	$X_f \approx \frac{1}{5}(1+2q_{st})$	
持久寿命时的 Y_{SrelT}	$Y_{SrelT} = \frac{1 + \sqrt{\rho' X^*}}{1 + \sqrt{\rho' X_f}}$	
有限寿命时的 Y_{SrelT}	$Y_{SrelT} = Y_{SrelTC} + \frac{\log(N_L/N_c)}{\log(N_0/N_c)}(Y_{SrelT0} - Y_{SrelTC})$ 或 $\log Y_{SrelT} = \log Y_{SrelTC} + \frac{\log(N_L/N_0)}{\log(N_c/N_0)}(\log Y_{SrelT0} - \log Y_{SrelTC})$	



图中材料数字代号的意义同表 8-58 序号
 图 8-49 持久寿命时的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\sigma_{relT}}$

表 8-58 不同材料的滑移层厚度 ρ'

序号	材 料	滑移层厚度 ρ' / mm	序号	材 料	滑移层厚度 ρ' / mm
1	灰铸铁 $\sigma_b = 150 N/mm^2$	0.312 4	6	调质钢, 球墨铸铁(珠光体, 贝氏体) $\sigma_s = 500 N/mm^2$	0.028 1
2	灰铸铁, 球墨铸铁(铁素体) $\sigma_b = 300 N/mm^2$	0.309 5	7	调质钢, 球墨铸铁(珠光体, 贝氏体) $\sigma_s = 600 N/mm^2$	0.019 4
3a	球墨铸铁(珠光体)	0.100 5	8	调质钢, 球墨铸铁(珠光体, 贝氏体) $\sigma_s = 800 N/mm^2$	0.006 1
3b	渗氮处理的渗氮钢, 调质钢		9	调质钢, 球墨铸铁(珠光体, 贝氏体) $\sigma_s = 1000 N/mm^2$	0.001 1
4	结构钢 $\sigma_s = 300 N/mm^2$	0.083 3	10	渗碳淬火钢, 火焰淬火或全齿廓感应淬火的钢和球墨铸铁	0.003 0
5	结构钢 $\sigma_s = 400 N/mm^2$	0.044 5			

4.10.3 静强度时的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\sigma_{relT}}$

静强度时的 $Y_{\sigma_{relT}}$ 值可按表 8-59 中的公式计算。

表 8-59 静强度时的相对齿根圆角敏感系数 Y_{St1}

材 料	计 算 公 式	备 注
结构钢	$Y_{St1} = \frac{1 + 0.93(Y_S - 1) \sqrt{\frac{200}{\sigma_s}}}{1 + 0.93 \sqrt{\frac{200}{\sigma_s}}}$	σ_s — 屈服强度
调质钢、铸铁和球墨铸铁(珠光体、贝氏体)	$Y_{St1} = \frac{1 + 0.82(Y_S - 1) \sqrt{\frac{300}{\sigma_{0.2}}}}{1 + 0.82 \sqrt{\frac{300}{\sigma_{0.2}}}}$	$\sigma_{0.2}$ — 发生残余变形 0.2% 时的条件屈服强度
渗碳淬火钢, 火焰淬火和全齿廓感应淬火的钢、球墨铸铁	$Y_{St1} = 0.41Y_S - 0.12$	以产生初始裂纹时的应力为极限应力
渗氮处理的渗氮钢、调质钢	$Y_{St1} = 0.29Y_S - 0.60$	以产生初始裂纹时的应力为极限应力
灰铸铁和球墨铸铁(铁素体)	$Y_{St1} = 1.0$	以断裂极限为极限应力
所有材料(除氮化的调质钢和灰铸铁外), 当 $1.5 < Y_S < 3$ 时	$Y_{St1} \approx \frac{Y_S}{Y_{S_0}}$	

4.11 相对齿根表面状况系数 Y_{RrelT}

比值。

齿根表面状况系数是考虑齿廓根部的表面状况, 主要是齿根圆角处的粗度对齿根弯曲强度的影响

4.11.1 持久寿命时的相对齿根表面状况系数 Y_{RrelT}

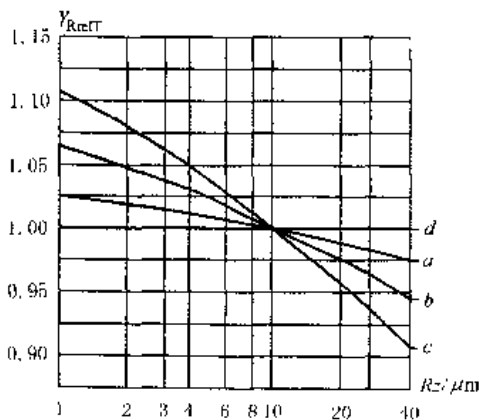
持久寿命时的 Y_{RrelT} 值可按表 8-60 中的公式计算,

相对齿根表面状况系数 Y_{Rrel} 为所计算齿轮的齿根表面状况系数与试验齿轮的齿根表面状况系数的

或按图 8-50 查取。

表 8-60 持久寿命时的相对齿根表面状况系数 Y_{RrelT}

材 料	计 算 公 式 或 取 值		备 注
	$Rz < 1 \mu m$	$1 \mu m \leq Rz < 40 \mu m$	
调质钢, 球墨铸铁(珠光体、贝氏体), 渗碳淬火钢, 火焰和全齿廓感应淬火的钢和球墨铸铁	$Y_{RrelT} = 1.120$	$Y_{RrelT} = 1.671 - 0.529(Rz - 1)^{0.1}$	对于强化处理(如喷丸)的齿轮 Y_{RrelT} 值要稍大于本表及图 8-50 确定的值, 对于表面氧化或化学腐蚀的齿轮 Y_{RrelT} 值要稍小于本表及图 8-50 确定的值; Rz — 齿根表面微观不平度十点高度
结构钢	$Y_{RrelT} = 1.070$	$Y_{RrelT} = 5.306 - 4.203(Rz + 1)^{0.02}$	
灰铸铁, 球墨铸铁(铁素体), 渗氮的渗氮钢、调质钢	$Y_{RrelT} = 1.025$	$Y_{RrelT} = 4.299 - 3.259(Rz + 1)^{0.025}$	



- a — 灰铸铁; 铁素体球墨铸铁; 渗氮处理的渗氮钢、调质钢
- b — 结构钢
- c — 调质钢, 球墨铸铁(珠光体、铁素体); 渗碳淬火钢; 全齿廓感应或火焰淬火钢
- d — 所有材料的静强度

图 8-50 持久寿命时的相对齿根表面状况系数 Y_{RrelT}

4.11.2 有限寿命时的相对齿根表面状况系数 Y_{RrelT}
有限寿命时的 Y_{RrelT} 值可在持久寿命时的 Y_{RrelT} 和静强度时的 Y_{RrelJ} 之间用线性插值法得出。计算公式见表 8-61。

4.11.3 静强度时的相对齿根表面状况系数 Y_{RrelJ}
静强度时的相对齿根表面状况系数 Y_{RrelJ} 值见表 8-61。

表 8-61 有限寿命和静强度时的相对齿根表面状况系数 Y_{RrelT}

项 目	计 算 公 式	备 注
有限寿命时的 Y_{RrelT}	$Y_{RrelT} = Y_{RrelJ} + \frac{\log(N_L/N_C)}{\log(N_0/N_C)}(Y_{RrelL} - Y_{RrelJ})$ 或 $\log Y_{RrelT} = \frac{\log(N_L/N_0)}{\log(N_C/N_0)} \log Y_{RrelL}$	Y_{RrelJ}, Y_{RrelL} 分别为持久寿命和静强度时的相对齿根圆角敏感系数
静强度时的 Y_{RrelJ}	$Y_{RrelJ} = 1$	

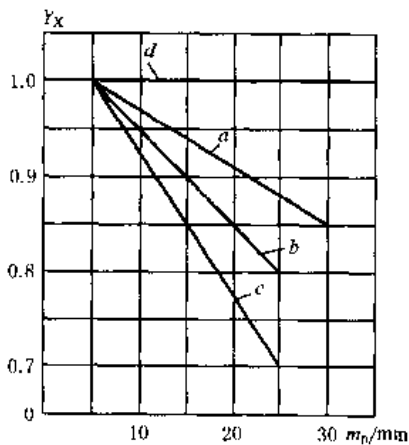
4.12 弯曲强度计算的尺寸系数 Y_X
尺寸系数 Y_X 是考虑因尺寸增大使材料强度降低的系数。
确定尺寸系数最理想的方法是通过实验或经验总结。当用与设计齿轮完全相同尺寸、材料和工艺的齿轮进行实验得到齿面承载能力或寿命系数时，应取 Y_X 值

为 1.0。
当无合适的实验或经验数据可用时，持久强度 ($N_L \geq N_C$) 的尺寸系数 Y_X 可由表 8-62 中的公式计算，也可由图 8-51 查取；有限寿命 ($N_0 < N_L < N_C$) 时和静强度时的尺寸系数 Y_X 可由表 8-63 的公式计算确定。

表 8-62 持久寿命时的尺寸系数 Y_X

材 料	计 算 公 式	备 注
结构钢、调质钢、球墨铸铁(珠光体、贝氏体)、珠光体可锻铸铁	$Y_X = 1.03 - 0.006m_n$	当 $m_n < 5$ 时，取 $m_n = 5$ 当 $m_n > 30$ 时，取 $m_n = 30$
渗碳淬火钢和全齿廓感应或火焰淬火钢、渗氮钢或氮碳共渗钢	$Y_X = 1.05 - 0.01m_n$	当 $m_n < 5$ 时，取 $m_n = 5$ 当 $m_n > 25$ 时，取 $m_n = 25$
灰铸铁、球墨铸铁(铁素体)	$Y_X = 1.075 - 0.015m_n$	当 $m_n < 5$ 时，取 $m_n = 5$ 当 $m_n > 25$ 时，取 $m_n = 25$

注： m_n 为齿轮法向模数值。



a—结构钢、调质钢、球墨铸铁(珠光体、贝氏体)、珠光体可锻铸铁；
b—渗碳淬火钢和全齿廓感应或火焰淬火钢；渗氮或氮碳共渗钢
c—灰铸铁；球墨铸铁(铁素体)
d 所有材料静强度

图 8-51 弯曲强度计算的尺寸系数 Y_X

表 8-63 有限寿命和静强度时的尺寸系数 Y_X

项 目	计 算 公 式	备 注
有限寿命时的 Y_X	$Y_X = Y_{Xc} \sqrt{\frac{\log(N_f / N_c)}{\log(N_c / N_0)}} (1 - Y_{Vc})$ 或 $\log Y_X = \frac{\log(N_f / N_c)}{\log(N_c / N_0)} \log Y_{Xc}$	Y_{Xc} 为持久寿命时的尺寸系数 Y_X
静强度时的 Y_X	$Y_X = 1$	

4.13 弯曲强度的最小安全系数 S_{Fmin}

为供使用者参考,表 8-65 列出几种文献给出的弯曲强度的最小安全系数 S_{Fmin} 值。

安全系数的选取原则见第 1 节,当无可用数据时,

弯曲强度的最小安全系数 S_{Fmin} 可按表 8-64 选取。

表 8-64 弯曲强度计算的最小安全系数 S_{Fmin}

使用要求	S_{Fmin}	使用要求	S_{Fmin}
高可靠度	2.00	一般可靠度	1.25
较高可靠度	1.60	低可靠度	1.00

注:一般齿轮传动不推荐采用低可靠度的安全系数值。

表 8-65 几种文献给出的最小安全系数 S_{Fmin}

使用要求	正态分布强度 — 应力分析	高速齿轮优化与 CAD (“七五”攻关成果)	德国 Dubell 手 册	使用要求	正态分布强度 — 应力分析	高速齿轮优化与 CAD (“七五”攻关成果)	德国 Dubell 手 册
高可靠度	1.75	2.00	1.6~2.0	一般可靠度	1.20	1.25	1.4~1.6
较高可靠度	1.50	1.60	1.4~1.6				

5 轮齿静强度核算

适用范围、载荷及其修正系数的取值见表 8-66。

5.1 适用范围、载荷及其修正系数

表 8-66 静强度核算的适用范围、载荷及其修正系数的取值

项 目	内 容	备 注	
适用范围	当齿轮工作可能出现短时间、少次数(不大于表 8-42 和表 8-56 中规定的 N_f 值)的超过额定工况的大负荷,如使用大起动转矩电机,在运行中出现异常的重载荷或有重复性的中等甚至严重冲击时应进行静强度核算	载荷作用次数超过 N_0 时应按疲劳强度进行校核计算	
载荷	应取载荷谱中或实测的最大载荷来确定计算切向力。当无数据可用时,可取预期的最大载荷 T_{max} (如起动转矩、堵转转矩、短路或其他最大过载转矩等)为静强度计算载荷。 计算切向力和最大转矩的关系式如下: $F_{cal} = \frac{2000T_{max}}{d}$	T_{max} —— 最大转矩, $N \cdot m$; F_{cal} —— 计算切向力, N	
修正载荷的系数	K_A	$K_A = 1$	
	K_V	对在起动或堵转时产生的最大载荷或低速工况时; $K_V = 1$ 其余情况时; K_V 按 3.4 确定	取 $K_A F_t = F_{cal}$
	$K_{H\beta}$	按 3.5 和 3.6 确定	
	$K_{F\beta}$	按 4.2 和 4.3 确定	
	K_{Fa}		单位齿宽载荷应取: $w_m = K_V F_{cal} / b$

5.2 齿面静强度核算

齿面静强度核算的基本公式、强度条件见表 8-67。

表 8-67 齿面静强度核算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
强度条件	$\sigma_{Hst} \leq \sigma_{HPst}$	
静强度最大齿面应力 $\sigma_{Hst} / (N/mm^2)$	$\sigma_{Hst} = \sqrt{K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta} \sqrt{\frac{F_{tal}}{d_1 b} \frac{u \pm 1}{u}}$	$Z_H, Z_F, Z_\epsilon, Z_\beta$ 的确定方法同第 3 节
静强度许用齿面接触应力 $\sigma_{HPst} / (N/mm^2)$	$\sigma_{HPst} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_W$	当大、小齿轮的材料不同时， σ_{HPst} 按小者确定； Z_{NT} 取 $N_L = N_0$ 时的值

5.3 弯曲静强度核算

弯曲静强度核算的基本公式、强度条件见表 8-68。

表 8-68 弯曲静强度核算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
强度条件	$\sigma_{Fst} \leq \sigma_{FPst}$	
静强度最大齿根弯曲应力 $\sigma_{Fst} / (N/mm^2)$	$\sigma_{Fst} = K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \frac{F_{tal}}{b m} Y_F Y_S Y_\beta$ 或 $\sigma_{Fst} = K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \frac{F_{tal}}{b m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\beta$	$Y_F, Y_S, Y_\beta, F_{Fa}, Y_{Fa}, Y_{Sa}, Y_\beta$ 的确定方法同第 4 节
静强度许用齿根弯曲应力 $\sigma_{FPst} / (N/mm^2)$	$\sigma_{FPst} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\beta relT}$	Y_{NT} 取 $N_L = N_0$ 时的值； 如用本标准确定的 σ_{Flim} 值计算时，取 $Y_{St} = 2.0$ $Y_{\beta relT}$ 的确定方法同第 4 节

6 在变动载荷下工作的齿轮强度核算

6.1 有载荷图谱时的强度核算

当齿轮在变动载荷下工作且有载荷图谱(见图 8-52)可用时，应按 Palmgreen-Miner 定则核算其不同载荷水平下的应力及其疲劳累积损伤计算的强度安全系数。上述定则假定：齿轮在一系列不同的重复应力水平下工作所造成的疲劳累积损伤度，等于每一个应力水平的应力循环次数与材料应力—循环次数特性线(S-N 曲线)上该应力水平对应的循环次数的比值之和。为了偏于安全，这里所谓的每一应力水平应取每一应力水平区间中的最大应力值。

齿轮疲劳累积损伤度的计算见表 8-69。

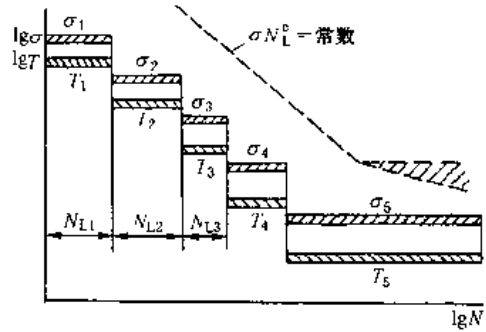


图 8-52 工作载荷图谱示意图
各应力水平区间的接触应力 σ_{Ht} 和弯曲应力 σ_{Ft} 按表 8-70 计算。

表 8-69 齿轮疲劳累积损伤度

项 目	计 算 公 式	备 注
第 i 级应力水平下的疲劳损伤度	$U_i = \frac{N_{Li}}{N_i}$	N_i —— 第 i 级应力水平下工作的循环次数； N_i —— 第 i 级应力水平所对应的 S-N 曲线上的应力循环次数， $i = 1, 2, 3, \dots$
齿轮累积疲劳损伤度	$U = \sum U_i = \sum \frac{N_{Li}}{N_i}$	

表 8-70 σ_{Ht} 和 σ_{Ft} 的计算

项 目	计 算 公 式	备 注
各应力水平区间的接触应力 σ_{Ht} (N/mm ²)	$\sigma_{Ht} = Z_H(Z_1 Z_2 Z_3 Z_4) \sqrt{\frac{2000 T_L}{d b} \frac{u+1}{u} K_{Vt} K_{H\beta} K_{H\alpha}}$	T_L 应力水平区内最大的小轮转矩, N·m; $Z_{H\beta}$ 取单对齿啮合系数 Z_H 与 Z_{β} 中的大值;
各应力水平区间的弯曲应力 σ_{Ft} (N/mm ²)	$\sigma_{Ft} = \frac{2000 T_L}{d b m_t} Y_F Y_S Y_{\beta} Y_{\alpha} K_{F\beta t} K_{F\alpha t}$	K_{Vt} 、 $K_{H\beta}$ 、 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\beta t}$ 、 $K_{F\alpha t}$ 是指在 T_L 载荷下的 K_v 、 $K_{H\beta}$ 、 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\beta}$ 、 $K_{F\alpha}$

S-N 曲线上的应力计算见表 8-71。

齿轮的安全系数计算及强度条件见表 8-72。

表 8-71 S-N 曲线上的应力计算

项 目	计 算 公 式	备 注
材料指数 e	接触强度 $e = \frac{1}{2 p_1}$	σ_{1n} 、 σ_{2n} - S-N 曲线上点 1、点 2 处的应力; N_1 、 N_2 - S-N 曲线上点 1、点 2 处的应力循环次数;
	弯曲强度 $e = \frac{1}{p_1}$	
应力 σ_n (N/mm ²)	$\sigma_{1n} = \sigma_{1t} \left(\frac{N_1}{N_1'} \right)^e$	p_1 - 材料疲劳曲线指数, 见表 8-73

表 8-72 安全系数计算及强度条件

项 目	计 算 公 式	备 注
强度条件	$S_H \geq S_{Hmin}, S_F \geq S_{Fmin}$	S_{Hmin} 和 S_{Fmin} 分别是接触强度和弯曲强度的最小安全系数, 分别见表 8-44 和表 8-61
接触强度的安全系数 S_H	$S_H = \frac{1}{\sqrt{f_1 f_2 p_1}}$	
弯曲强度的安全系数 S_F	$S_F = \frac{1}{f_1 p}$	

表 8-73 材料疲劳曲线指数 p_1

计算类别	材料及其热处理	工作循环次数 N_L	p_1	
接 触 强 度	结构钢: 调质钢; 球墨铸铁(珠光体、贝氏体); 珠光体可锻铸铁;	允许有 定点蚀时	$6 \times 10^5 < N_L \leq 10^7$	6.77
			$10^7 < N_L \leq 10^8$	8.78
	渗碳淬火的渗碳钢; 感应淬火或火焰淬火的钢、球墨铸铁	不允许出 现点蚀	$10^7 < N_L \leq 5 \times 10^7$	6.61
			$5 \times 10^7 < N_L \leq 10^{10}$	16.30
	灰铸铁、球墨铸铁(铁素体); 渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢		$10^3 < N_L \leq 2 \times 10^6$	5.71
			$2 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	26.20
			$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$	17.72
		氮碳共渗的调质钢、渗碳钢	$2 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	26.20

续表 8-73

计算类别	材料及其热处理	工作循环次数 N_L	P_s
弯曲强度	球墨铸铁(珠光体、贝氏体); 珠光体可锻铸铁; 调质钢	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	6.23
		$3 < 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91
	渗碳淬火的渗碳钢; 火焰淬火、全齿廓感应淬火的钢、球墨铸铁	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	8.74
		$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91
	灰铸铁、球墨铸铁(铁素体); 结构钢; 渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	17.03
		$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91
	氮碳共渗的调质钢、渗碳钢	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	84.00
		$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91

6.2 无载荷图谱时的强度核算

在变动载荷下工作的齿轮又缺乏载荷图谱可用时,可近似地用常规的方法即用名义载荷乘以使用系数 K_A 来确定计算载荷。这样将变动载荷工况转化为非变动载荷工况来处理,并按本章第3节和第4节的有关公式核算齿轮强度。

7 轮缘系数 Y_B

计算分析表明,当齿轮的轮缘厚度 S_R 相对地小于轮齿全齿高 h 时(S_R 和 h 的意义见图 8-53),轮齿的齿根弯曲应力将明显增大。光弹实验和有限元分析均指出:当轮缘齿高比 $m_B = S_R/h \geq 2.0$ 时, m_B 对齿根弯曲应力没有影响。在 $m_B = 1.0 \sim 2.0$ 区间,齿根弯曲应力开始增大,图 8-53 是经分析归纳得出的轮缘齿高比 m_B 与轮缘系数 Y_B 的关系曲线,它由以 $m_B = 1.0$ 和 1.56 为折点的三段直线组成。

需指出:在此给出的轮缘系数 Y_B 没有考虑加工台阶、缺口、箍环、键槽等结构影响对齿根弯曲应力的影响。

轮缘系数的值可按表 8-74 计算或按图 8-53 查取。

表 8-74 轮缘系数的计算公式

项 目	计算公式
$m_B < 1.0$ 时的轮缘系数 Y_B	$Y_B = 1.6 \ln \left(\frac{2.242}{m_B} \right)$
$1.0 \leq m_B < 1.56$ 时的轮缘系数 Y_B	$Y_B = 0.656 \ln \left(\frac{7.161}{m_B} \right)$
$m_B \geq 1.56$ 时的轮缘系数 Y_B	$Y_B = 1.0$

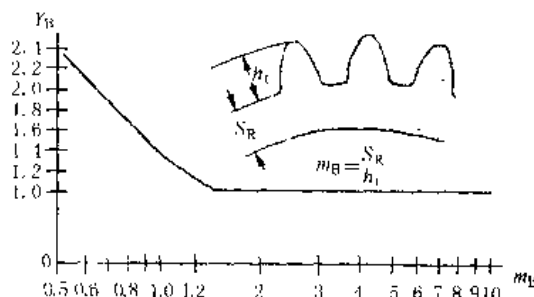


图 8-53 轮缘系数 Y_B

在薄轮缘齿轮齿根应力基本值 σ_{F0} 计算时,应增加一项轮缘系数 Y_B ,用以考虑轮缘齿高比 m_B 对齿根弯曲应力的影响。薄轮缘齿轮的 σ_F 计算公式见表 8-75。

表 8-75 薄轮缘齿轮齿根应力基本值 σ_{F0}

方 法	计 算 公 式
方法一	$\sigma_{F0} = \frac{F}{bm_a} Y_F Y_S Y_\beta Y_B$
方法二	$\sigma_{F0} = \frac{F}{bm_a} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\beta Y_B$

第 9 章

通用机械渐开线圆柱齿 轮承载能力简化计算方法

GB/T 10063—1988《通用机械渐开线圆柱齿轮承载能力简化计算方法》规定了通用机械渐开线圆柱齿轮齿面接触强度和齿根弯曲强度两种简化校核计算方法。

1 适用范围(见表 9-1)

表 9-1 适用范围

项 目	适 用 范 围	项 目	适 用 范 围
材料	钢、铸铁	载荷	$K_A F_t / b \geq 100 \text{ N/mm}$
基本齿廓	符合 GB/T 1356 的内、外啮合的直齿、斜齿和人字齿渐开线圆柱齿轮传动	精度等级	GB/T 10095 的 5、6、7、8、9 级精度
速度	齿轮转速 $n \leq 3\,600 \text{ r/min}$	重合度 ϵ_a	$1.2 \leq \epsilon_a \leq 1.9$
	分度圆圆周速度 $1 \text{ m/s} < v < 35 \text{ m/s}$		

2 代号、术语、单位(见表 9-2)

表 9-2 代号、术语、单位

代 号	术 语	单 位	代 号	术 语	单 位
a	中心距	mm	N	应力循环基数	
b	齿宽	mm	n_1, n_2	小轮、大轮转速	r/min
d	分度圆直径	mm	P	名义功率	kW
d_1, d_2	小轮、大轮的分度圆直径	mm	P_{eq}	当量功率	kW
F_t	端面内分度圆上的名义切向力	N	P_{1F}	弯曲强度计算的许用功率	kW
F_{te}	端面内分度圆上的当量切向力	N	P_{1H}	接触强度计算的许用功率	kW
HB	布氏硬度		q_v	齿根圆角参数	
HBC	洛氏硬度		Ra	轮廓算术平均偏差	μm
HV1	$F=9.8 \text{ N}$ 时的维氏硬度		Rz	微观不平度十点高度	μm
HV10	$F=98.1 \text{ N}$ 时的维氏硬度		S_{Fmin}	弯曲强度计算的最小安全系数	
h_a	齿顶高	mm	S_{Hmin}	接触强度计算的最小安全系数	
h_{a0}	刀具基本齿廓的齿顶高	mm	T	名义转矩	$\text{N} \cdot \text{m}$
K_A	使用系数		T_1, T_2	小轮、大轮的名义转矩	$\text{N} \cdot \text{m}$
$K_{F\alpha}$	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数		T_{eq}	当量转矩	$\text{N} \cdot \text{m}$
$K_{F\beta}$	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数		u	齿数比, $u = z_2/z_1 \geq 1$	
$K_{H\alpha}$	接触强度计算的齿间载荷分配系数		v	线速度、分度圆圆周速度	m/s
$K_{H\beta}$	接触强度计算的齿向载荷分布系数		x_1, x_2	小轮、大轮的齿向变位系数	
K_v	动载系数		Y_{Fa}	力作用于齿顶时的齿形系数	
m_n	法向模数	mm	Y_{Fa}	力作用于齿顶时的复合齿形系数	
N_1	应力循环次数		Y_{Sa}	力作用于齿顶时的应力修正系数	
N_{eq}	当量应力循环次数		Y_{NT}	弯曲强度计算的寿命系数	
N_0	材料疲劳破坏最少应力循环次数		Y_{RelT}	相对齿根表面状况系数	

续表 9-2

代号	术语	单位	代号	术语	单位
Y_{Fa}	试验齿轮的应力修正系数	$\sqrt{N/mm^2}$	α_s	当量齿数	
Y_{Fa}	弯曲强度计算的尺寸系数		α_n	法向分度圆压力角	(°)
Y_{β}	弯曲强度计算的螺旋角系数		β	分度圆螺旋角	(°)
Y_{SavT}	相对齿根圆角敏感系数		ε_s	端面重合度	
Y_{σ}	弯曲强度计算的重合度系数		ε_{α}	法向重合度	
Z_E	弹性系数		ε_{β}	纵向重合度	
Z_{Ht}	节点区域系数		ν_{40}, ν_{50}	40 °C、50 °C时润滑油运动粘度	mm ² /s
Z_l	润滑油系数		ν	泊松比	
Z_{N1}	接触强度计算的寿命系数		ρ_s	基本齿廓齿顶圆角半径	mm
Z_R	粗糙度系数		ρ_f	齿根圆角半径	mm
Z_v	速度系数		σ_{1E}	齿轮材料的弯曲疲劳强度基本值	N/mm ²
Z_w	齿面工作硬化系数		σ_{1F}	许用齿根应力	N/mm ²
Z_x	接触强度计算的尺寸系数		σ_{FLim}	试验齿轮的弯曲疲劳极限	N/mm ²
Z_{β}	接触强度计算的螺旋角系数		σ_{HLim}	试验齿轮的接触疲劳极限	N/mm ²
Z_e	接触强度计算的重合度系数		σ_{HP}	许用接触应力	N/mm ²
z	齿数	ω	角速度	rad/s	
z_1, z_2	小轮、大轮的齿数				

3 载荷(切向力、转矩、功率)

由所计算的齿轮副传递的名义转矩 T 或名义功率 P 确定。通常,名义转矩或名义功率是指从动机械的额定转矩或额定功率。名义切向力 F_t 、名义转矩 T 和名义功率 P 之间的关系式见表 9-3。

3.1 名义载荷

名义切向力 F_t 作用于齿轮端面并切于分度圆,它

表 9-3 切向力、转矩和功率的关系式

项 目	计算公式	项 目	计算公式
名义切向力 F_t/N	$F_t = \frac{2000T}{d} = \frac{1000P}{v}$	当量切向力 F_{teq}/N	$F_{teq} = K_A F_t$
名义转矩 $T/(m \cdot N)$	$T = \frac{F_t d}{2000} = \frac{1000P}{\omega} = \frac{9549P}{n}$	当量转矩 $T_{teq}/(m \cdot N)$	$T_{teq} = K_A T$
名义功率 P/kW	$P = \frac{F_t v}{1000} = \frac{T\omega}{1000} = \frac{Tn}{9549}$	当量功率 P_{teq}/kW	$P_{teq} = K_A P$

3.2 当量载荷

当量载荷(当量切向力 F_{teq} 、当量转矩 T_{teq} 和当量功率 P_{teq})是指与载荷图谱具有相同作用效果的恒定载荷,也就是在当量载荷的作用下,与按载荷图谱加载,齿轮具有同样的寿命和可靠性。

当已知载荷图谱时,当量载荷的计算见第 8 章表 8-2。当仅知名义载荷时,当量载荷可按表 9-3 中的公式计算,式中使用系数 K_A 按第 4 节确定。

4 使用系数

使用系数 K_A 是考虑由于啮合外部因素引起的动力过载影响的系数。这种过载取决于原动机和工作机的特性、质量比、联轴器类型及运行状态。

当以实测或分析方法确定齿轮的当量载荷时,取 $K_A = 1$ 。当上述方法不能实现时,可参考表 9-4 选取 K_A 。表 9-4 中原动机的工作特性可参考表 9-5,工作机的工作特性可参考表 9-6。

表 9-4 使用系数 K_A

原动机工作特性	工作机工作特性				原动机工作特性	工作机工作特性			
	均匀平稳	轻微振动	中等振动	强烈振动		均匀平稳	轻微振动	中等振动	强烈振动
均匀平稳	1.00	1.25	1.50	1.75	中等振动	1.25	1.50	1.75	2.0
轻微振动	1.10	1.35	1.60	1.85	强烈振动	1.50	1.75	2.0	2.25

注:1 表中数值仅适用于在非共振速度区运转的齿轮装置。对于在重载运转、启动力矩大、间歇运行以及有反复振动载荷等情况,就需要校核静强度和有限寿命强度。

2 对于增速传动,根据经验建议取上表值的 1.1 倍。

3 当外部机械与齿轮装置之间有挠性联接时,通常 K_A 值可适当减小。

表 9-5 原动机工作特性示例

工作特性	原 动 机	工作特性	原 动 机
均匀平稳	电动机(例如直流电动机)、均匀运转的蒸汽轮机、燃气轮机(小的,启动力矩很小)	中等振动	多缸内燃机
轻微振动	蒸汽轮机、燃气轮机、液压装置、电动机(经常启动,启动扭矩较大)	强烈振动	单缸内燃机

表 9-6 工作机工作特性示例

工作特性	工 作 机	工作特性	工 作 机
均匀平稳	发电机、均匀传送的带式输送机或板式输送机、螺旋输送机、轻型升降机、包装机、机床进刀传动装置、通风机、轻型离心机、离心泵、轻质液体拌和机或均匀密度材料拌和机、剪切机、冲压机 ¹⁾ 、回转齿轮传动装置、往复移动齿轮装置 ²⁾	中等振动	橡胶挤压机、橡胶和塑料作间断工作的拌和机、球磨机(轻型)、木工机械(锯片、木车床)、钢坯初轧机 ³⁾ 、提升装置、单缸活塞泵
轻微振动	不均匀传动(例如包装件)的带式输送机或板式输送机、机床的主驱动装置、重型升降机、起重机中回转齿轮装置、工业与矿用风机、重型离心机、离心泵、稠粘液体或变密度材料的拌和机、多缸活塞泵、给水泵、挤压机(普通型)、压延机、转炉、轧机 ³⁾ (连续锌条、铝条以及线材和棒料轧机)	强烈振动	挖掘机(铲斗传动装置、多斗传动装置、筛分传动装置、动力铲)、球磨机(重型)、橡胶揉合机、破碎机(石料、矿石)、重型给水泵、旋转式钻探装置、压砖机、剥皮滚筒、落砂机、带材冷轧机 ⁴⁾ 、压坯机、轮碾机

- 1) 额定转矩=最大切削、压制、冲击转矩。
- 2) 额定转矩=最大启动转矩。
- 3) 额定转矩=长时工作的最大轧制转矩。
- 4) 用电流控制力矩限制器。
- 5) 由于轧制带材经常断裂,可提高 K_A 至2.0。

5 动载系数

动载系数 K_v 是考虑大、小齿轮啮合振动产生的内部附加动载荷影响的系数,其值可由下式计算:

$$K_v = [K_1 / (K_A F_1 / b) + K_2] (z_2 v / 100) \sqrt{u^2 / (1 + a^2)} + 1$$

式中, K_1 和 K_2 值查表 9-7。

表 9-7 常数表 K_1, K_2

齿轮种类	K_1					K_2
	齿轮精度(Ⅱ组)					
	5	6	7	8	9	
直齿	7.51	14.94	26.81	39.07	52.85	0.0193
斜齿	6.68	13.30	23.87	34.79	47.06	0.0087

6 齿面接触强度校核计算

6.1 基本公式

齿面接触强度校核计算的基本公式见表 9-8。

表 9-9 系数 C_{H1}, C_{H2}, C_{H3} 和 C_{H4} 的表达式

系数	表达式	系数	表达式
C_{H1}	$C_{H1} = 52.4 \times 10^{-3} m u / (u \pm 1)$	C_{H3}	$C_{H3} = b d^2 10^{-2} / (K_{H\beta} K_{H\alpha})$
C_{H2}	$C_{H2} = 1 / (Z_H Z_\epsilon Z_\beta)^2$	C_{H4}	$C_{H4} = (Z_E Z_\beta Z_R)^2$

注: 1 C_{H1} 表达式中,“+”用于外啮合,“-”用于内啮合。

表 9-8 齿面接触强度校核计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
强度条件	$P_{HP} \leq K_A P$	大、小齿轮的许用传递功率应分别计算
许用传递功率 P_{HP}/kW	$P_{HP} = C_{H1} C_{H2} C_{H3} C_{H4} \sigma_{Hlim} \cdot Z_w^2 Z_X^2 Z_\epsilon^2 / (K_v Z_E^2 S_{Hmin})$	
注: 1 $C_{H1}, C_{H2}, C_{H3}, C_{H4}$ ——系数,见本章 6.2; 2 $\sigma_{Hlim}, Z_w, Z_X, Z_\epsilon, Z_E, S_{Hmin}$ ——见本章 6.3 ~ 6.8。		

6.2 系数 C_{H1}, C_{H2}, C_{H3} 和 C_{H4}

系数 C_{H1}, C_{H2}, C_{H3} 和 C_{H4} 的表达式见表 9-9。表 9-9 中的公式一般不用来确定 C_{H1}, C_{H2}, C_{H3} 和 C_{H4} 的值。 C_{H1}, C_{H2}, C_{H3} 和 C_{H4} 的值可由图 9-1 至图 9-11 查取,图 9-1 至图 9-11 的使用说明见表 9-10。

表 9-10 图 9-1 至图 9-11 的使用说明

系数	对应图号	使用说明	系数	对应图号	使用说明
C_{H1}	图 9-1、图 9-2	图 9-1 用于外啮合, 图 9-2 用于内啮合	C_{K1}	图 9-8	适用于软齿面和软硬齿面配对齿轮
C_{H2}	图 9-3	适用于 $\alpha_n = 20^\circ$ 的齿轮	C_{K2}	图 9-9	适用于硬齿面齿轮
C_{H3}	图 9-4、图 9-5 图 9-6 和 图 9-7	图 9-4 和图 9-5 适用于 $K_A K_V F_t / b \geq 400 \text{ N/mm}$ 的软齿面齿轮及软硬齿面配对齿轮; 当 $K_A K_V F_t / b < 400 \text{ N/mm}$ 时, 应将图中查得的 C_{H3} 值乘以 C_{K1} 。 图 9-6 和图 9-7 适用于 $K_A K_V F_t / b \geq 800 \text{ N/mm}$ 的硬齿面齿轮; 当 $K_A K_V F_t / b < 800 \text{ N/mm}$ 时, 应将由图查得的 C_{H3} 值乘以 C_{K2} 。	$K_{H\alpha}$		由表 9-11 查取
			C_{N1}	图 9-10、 图 9-11	图 9-10 适用于硬面齿轮; 图 9-11 适用于软齿面和短时气体或液体氮化齿轮

注: 图 9-4 至图 9-11 中的齿轮精度等级 5、6、7、8、9 均指第 I 公差组精度等级。

表 9-11 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$

精度等级 (I 组)	5	6	7	8	9
经表面硬化的直齿轮	1.0		1.1	1.2	$\frac{3}{1-\epsilon_\alpha} \geq 1.2$
经表面硬化的斜齿轮	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$
未经表面硬化的直齿轮	1.0			1.1	1.2
未经表面硬化的斜齿轮	1.0		1.1	1.2	1.4

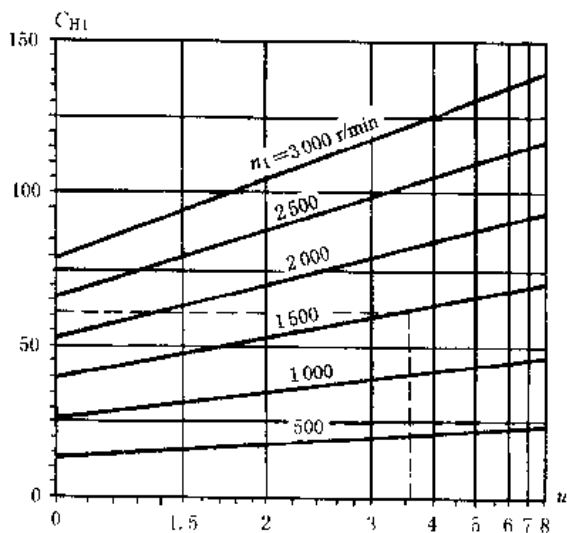


图 9-1 系数 C_{H1} (外啮合)

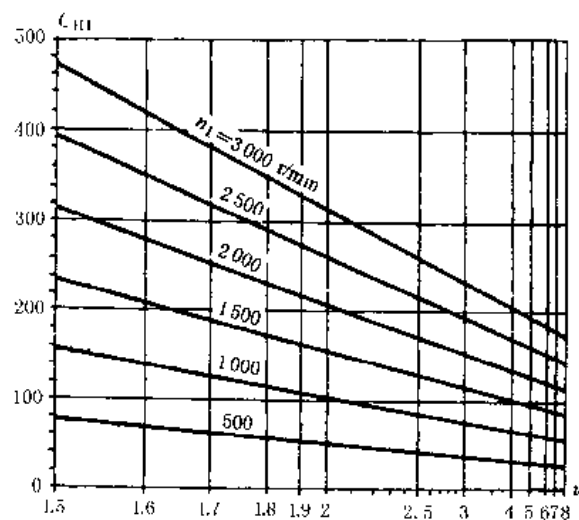


图 9-2 系数 C_{H1} (内啮合)

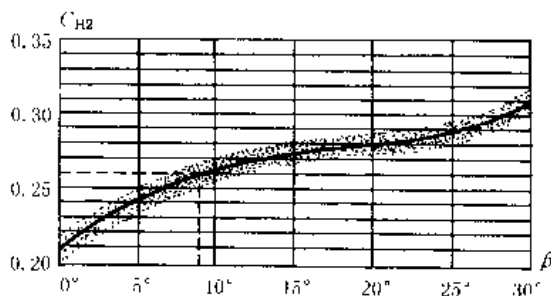
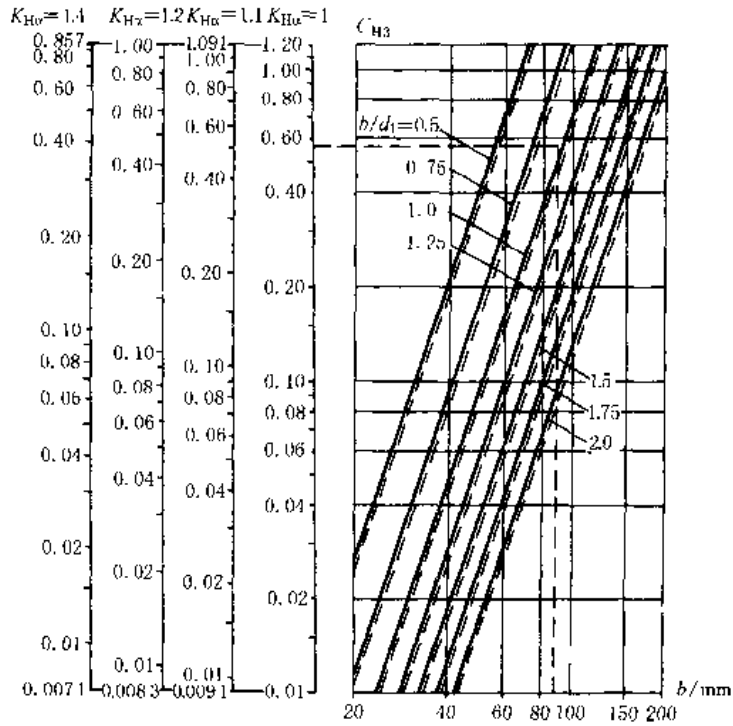
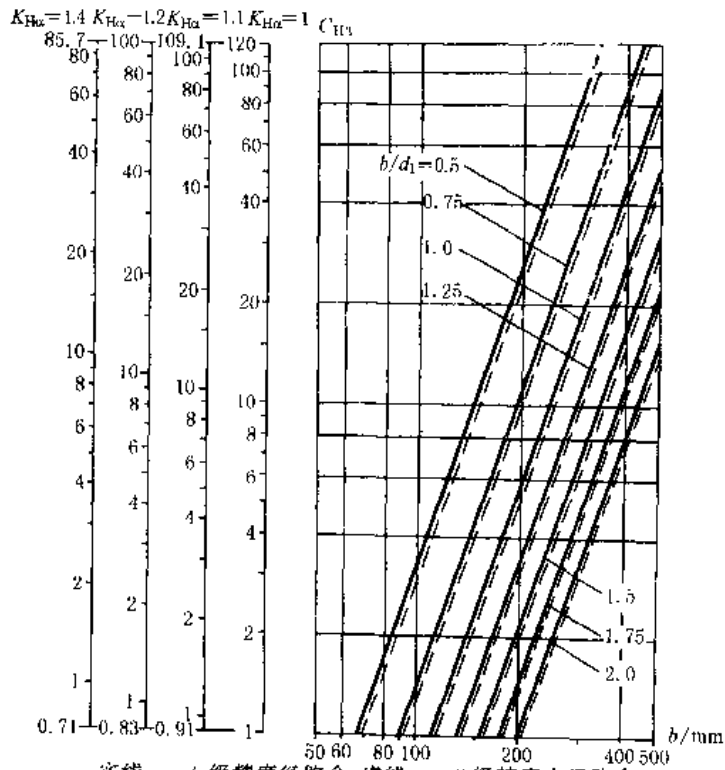


图 9-3 系数 C_{H2}



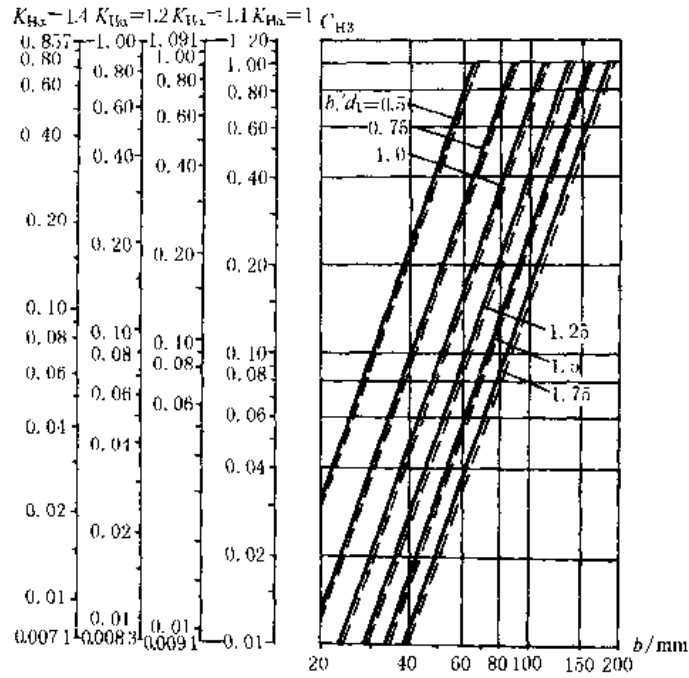
实线——5级精度经跑合；虚线——8级精度未经跑合；
其他精度等级的齿轮需用插值法确定；若大、小齿轮精度等级不同，则按两者中较低的精度等级查图

图9-4 用于软齿面齿轮及软、硬齿面配对齿轮的 $C_{H\beta}$



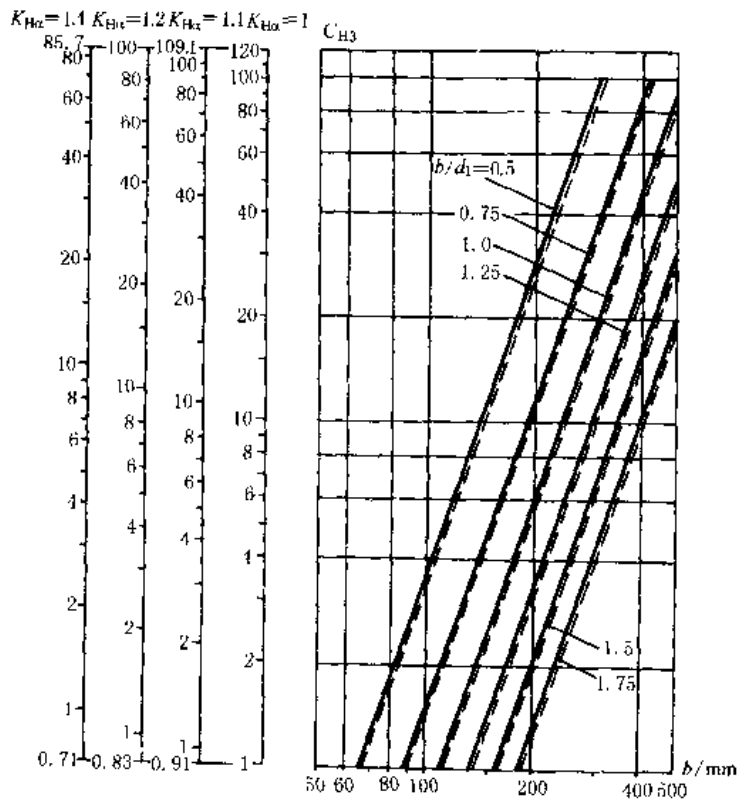
实线——5级精度经跑合；虚线——8级精度未经跑合；
其他精度等级的齿轮需用插值法确定；若大、小齿轮精度等级不同，则按两者中较低的精度等级查图

图9-5 用于软齿面齿轮及软、硬齿面配对齿轮的 $C_{H\beta}$ 值



实线——5级精度经跑合；虚线——6级精度未经跑合；
其他精度等级的齿轮需用插值法确定；若大、小齿轮精度
等级不同，则按两者中较低的精度等级查图

图9-6 硬齿面齿轮的 C_{H2} 值



实线——5级精度经跑合；虚线——6级精度未经跑合；
其他精度等级的齿轮需用插值法确定；若大、小齿轮精度
等级不同，则按两者中较低的精度等级查图

图9-7 硬齿面齿轮的 C_{H3} 值

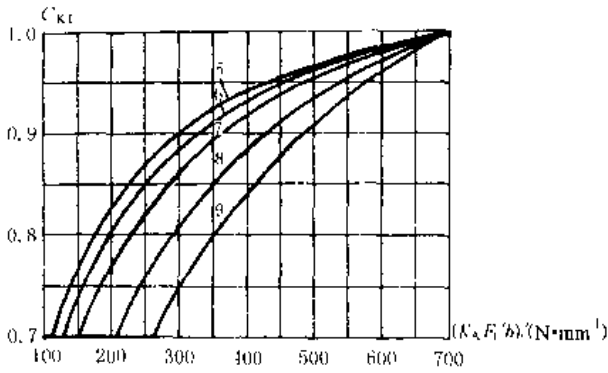


图 9-8 $C_{H\alpha}$ 的修正系数 C_K (软齿面及软硬齿面配对齿轮)

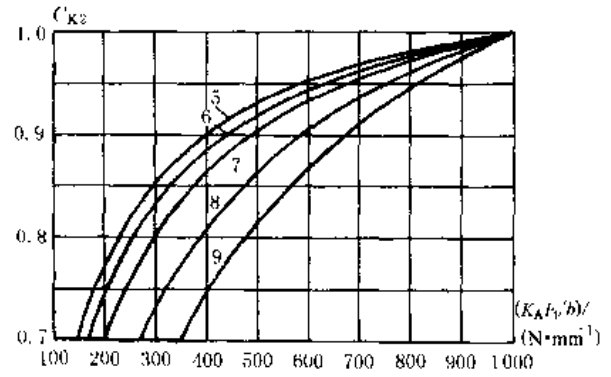


图 9-9 $C_{H\beta}$ 的修正系数 C_K (硬齿面齿轮)

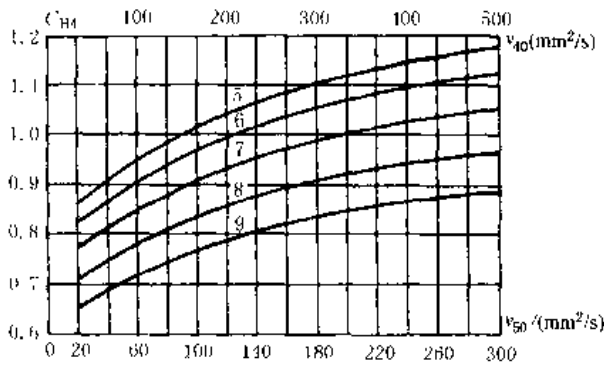


图 9-10 硬齿面齿轮的 C_{H4} 值

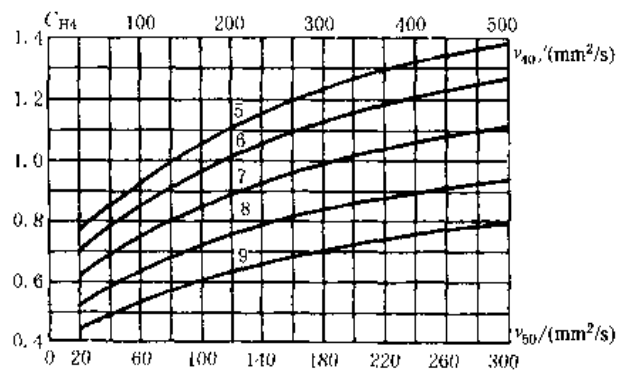


图 9-11 软齿面和短时气体或液体氮化齿轮的 C_{H4} 值

6.3 试验齿轮的接触疲劳极限 σ_{Hlim}

试验内轮的接触疲劳极限 σ_{Hlim} 可按本篇第 8 章图 8-14 至图 8-18 查取。图中的 σ_{Hlim} 值是试验齿轮在持久寿命期内失效概率为 1% 时的齿面接触疲劳极限。对工业齿轮，通常按 MQ 级质量要求选取 σ_{Hlim} 值。

6.4 齿面工作硬化系数 Z_w

Z_w 是考虑经光整加工的硬齿面小齿轮在运转过程中对调质钢大齿轮齿面产生冷作硬化，从而使大齿轮的许用接触应力得到提高的系数

对硬度范围为 130~470 HB 的调质钢或结构钢的齿轮与齿面光滑 ($Ra \le 1 \mu m$ 或 $Rz \le 6.3 \mu m$) 的硬化小齿轮相啮合时， Z_w 按下式计算，

$$Z_w = 1.2 - (HB - 130) / 1700$$

当不符合上述条件时，取 $Z_w = 1$ 。

6.5 接触强度计算的尺寸系数 Z_x

Z_x 是考虑齿轮的尺寸大小等因素对齿面接触强度的影响。 Z_x 的值由图 9-12 查取。

6.6 接触强度计算的寿命系数 Z_N

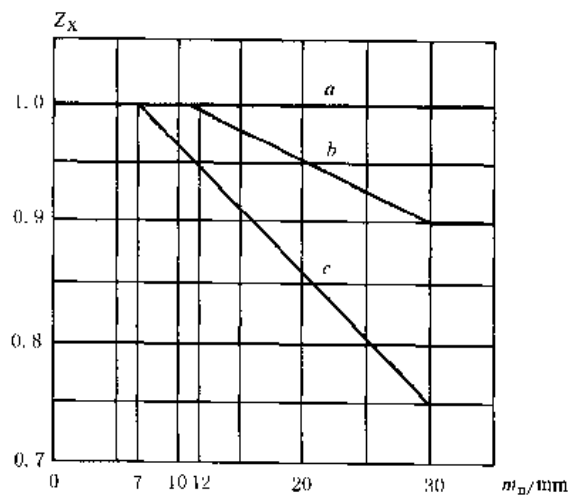
Z_N 是考虑当齿轮只要求有限寿命 ($N_1 < N_2$) 时，内轮许用接触应力可以提高的系数。 Z_N 的值由图 9-13 查取。

对变载荷，应力循环次数 N_1 应为当量应力循环次

数 N_{eq} 。 N_{eq} 的计算见本篇第 8 章表 8-3。

6.7 弹性系数 Z_E

Z_E 是考虑材料弹性模量 E 和泊松比 ν 对赫兹应力的影响。 Z_E 的值由表 9-12 查取。



a—调质钢、正火钢疲劳强度，静强度所有材料；
b—短时间液体或气体氮化，长时间气体氮化钢；
c—渗碳淬火、感应或火焰淬火表面硬化钢

图 9-12 接触强度计算的尺寸系数 Z_x

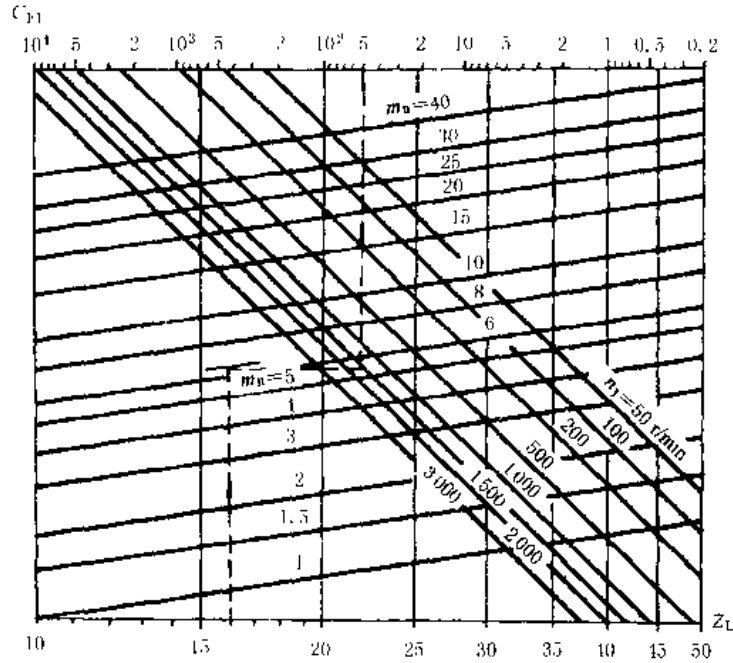


图 9-13 寿命系数 Z_L

表 9-12 常用齿轮材料配对的 Z_E 值

齿 轮 1	齿 轮 2	$Z_E / \sqrt{N/mm^2}$	齿 轮 1	齿 轮 2	$Z_E / \sqrt{N/mm^2}$
钢	钢	189.8	铸 钢	球墨铸铁	180.5
	铸钢	188.9		灰铸铁	161.4
	球墨铸铁	181.4	球墨铸铁	球墨铸铁	173.9
	灰铸铁	162.0~165.4		灰铸铁	156.6
铸 钢	铸钢	188.0	灰铸铁	灰铸铁	143.7~146.0

6.8 接触强度的最小安全系数 S_{Hmin} (见表 9-13)

表 9-13 最小安全系数 S_{Hmin} 的选取

项 目	内 容	项 目	内 容
本方法推荐值	$S_{Hmin} = 1$	S_{Hmin} 的选取原则	在危险性较大及可靠性要求较高的情况下应选取较大的安全系数;反之,选取较小的安全系数。 S_{Hmin} 的确定,建议由供需双方商定
使用 $S_{Hmin} = 1$ 时应满足的条件	齿轮应符合质量要求(如齿轮质量、材料质量及热处理质量)。 应清楚使用条件(如实际载荷、装配精度、驱动与被驱动之间的联接、润滑及维修保养、控制装置)。 齿轮的失效概率为1%		

7 齿根弯曲强度校核计算

系数 C_{F1} 、 C_{F2} 、 C_{F3} 和 C_{F4} 可按表 9-15 中的公式计算。
 C_{F1} 和 C_{F2} 也可由图 9-14 和图 9-15 查取。

7.1 基本公式(见表 9-14)

7.2 系数 C_{F1} 、 C_{F2} 、 C_{F3} 和 C_{F4}

表 9-14 齿根弯曲强度校核计算公式

项目	计算公式	
强度条件	$P_{FP} \geq K_A P$	人、小齿轮的许用传递功率应分别计算
许用传递功率 P_{FP}/kW	$P_{FP} = C_{F1} C_{F2} C_{F3} C_{F4} \sigma_{FE} Y_{NT}$ (K, Y_F, S_{Fmin})	
注: $C_{F1}, C_{F2}, C_{F3}, C_{F4}$ ——系数, 见本章 7.2; $\sigma_{FE}, Y_{NT}, Y_F, S_{Fmin}$ 分别见本章 7.3~7.6。		

表 9-15 系数 C_{F1}, C_{F2}, C_{F3} 和 C_{F4} 的计算公式

系数	计算公式	备注
C_{F1}	$C_{F1} = 52.4 \times 10^{-3} \sigma_s m_n \leq n_1$	确定 C_{F3} 时, 取 $K_{tH} = K_{tHb}, K_{tHc} - K_{tHd}$, 这样取值偏于安全。 确定 C_{F4} 时, 疲劳强度及静强度应分别确定。 Y_{SrelT}, Y_{SrelH} 和 Y_X 分别按表 9-16 和图 9-16 查取
C_{F2}	$C_{F2} = 1 / (Y_e Y_{\beta} \cos \beta)$	
C_{F3}	$C_{F3} = 10^{-3} \cdot b / (K_{F\beta} K_{F\alpha}) = 10^{-3} \cdot C_{H\beta} / d^3$	
C_{F4}	$C_{F4} = Y_{SrelT} Y_{SrelH} Y_X$	

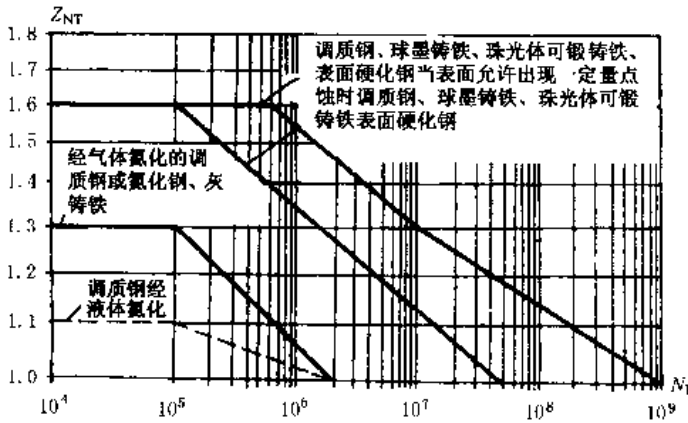


图 9-14 系数 C_{F1}

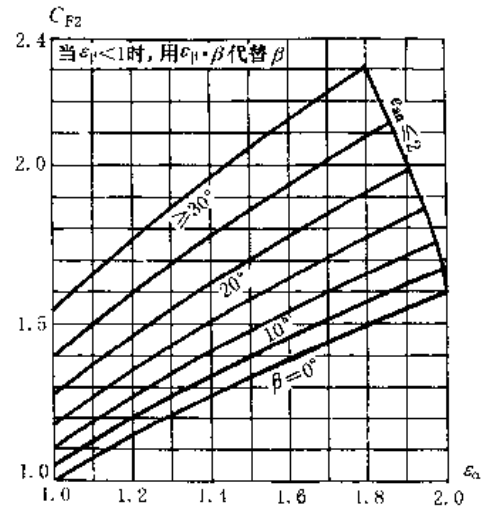
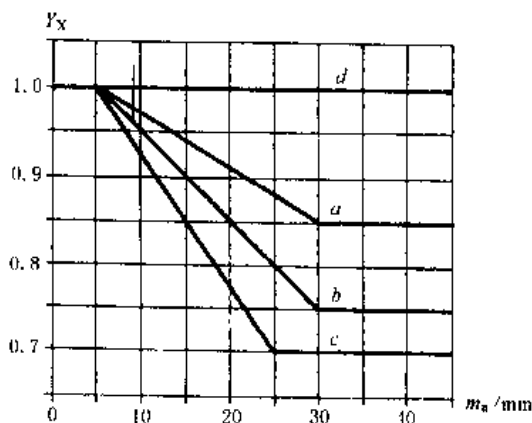


图 9-15 系数 C_{F2}

表 9-16 相对齿根圆角敏感系数 Y_{SrelT} 和相对齿根表面状况系数 Y_{SrelH}

系数代号	齿根圆角参数 q_s 和粗糙度 R_z 的范围	疲劳强度计算	静强度计算	系数代号	齿根圆角参数 q_s 和粗糙度 R_z 的范围	疲劳强度计算	静强度计算
Y_{SrelT}	$q_s \geq 1.5$	1	1	Y_{SrelH}	$R_z \leq 16 \mu m$	1	1
	$q_s < 1.5$	0.95	0.7		$R_z > 16 \mu m$	0.95	1

注: $q_s = \frac{5r_n}{2\rho_t}$, r_n 为齿根危险截面处齿厚, ρ_t 为齿根过渡曲线与 30° 切线切点处的曲率半径。 q_s 取值范围见图 9-18 和图 9-19。



a—结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁；
b—表面硬化钢；
c—灰铸铁；d—静载下的所有材料

图 9-16 弯曲强度计算的尺寸系数 Y_X

7.3 齿轮材料的弯曲疲劳强度基本值 σ_{FE}

齿轮材料的弯曲疲劳强度基本值 σ_{FE} 是用齿轮材料制成的无缺口试件, 在完全弹性范围内经受脉动载荷作用时的名义弯曲疲劳极限。

$$\sigma_{FL} = \sigma_{Flim} Y_{ST} = 2\sigma_{FL0}$$

σ_{FE} 可按本篇第 8 章图 8-43~图 8-47 查取。对工业齿轮, 通常按 MQ 级质量要求选取 σ_{FL} 值。

对于在对称循环载荷下工作的齿轮(如行星轮、中间齿轮), 应将从图中查得的 σ_{FL} 值乘以系数 0.7; 对于双向运转工作的齿轮, 其 σ_{FL} 值所乘系数可以稍大于 0.7。

7.4 齿根弯曲强度计算的寿命系数 Y_{NT}

Y_{NT} 是考虑当齿轮只要求有限寿命 ($N_L < 3 \times 10^6$) 时, 齿根弯曲强度可以提高的系数。

对持久寿命的齿轮 $Y_{NT} = 1.0$ 。

对有限寿命的齿轮 $Y_{\sigma r}$ 值可由图9-17查得。

对于在变载荷下工作的齿轮,在已知载荷图谱时,应力循环次数 N_L 应为其当量应力循环次数 N_e ,见本篇第8章表8-3。

7.5 复合齿形系数 Y_{Fa}

复合齿形系数 $Y_{Fa} = Y_{Fa} Y_{Fa}$,它是考虑力作用于齿顶时,齿形和齿根圆角引起的应力集中,以及压应力、剪应力等对齿根应力的影响。其中 Y_{Fa} 为力作用于齿顶时的齿形系数, Y_{Fa} 为力作用于齿顶时的应力修正系数。

Y_{Fa} 可根据齿数 $z(z_2)$ 、变位系数 x 由图9-18和

图9-19查得。

内齿轮的复合齿形系数 Y_{Fi} 用替代齿条($z = \infty$)来确定,见图9-18和图9-19。

Y_{Sa} 可根据齿数 $z(z_2)$ 及变位系数 x 由图9-20和图9-21查得。 Y_{Sa} 仅用于齿根静强度计算。在进行静强度计算时,应把按图9-18和图9-19查得的复合齿形系数 Y_{Fa} 除以 Y_{Sa} 。

7.6 齿根弯曲强度的最小安全系数 S_{Fmin}

安全系数的选用原则,见表9-13。

本方法推荐取最小安全系数 $S_{Fmin} = 1.4$ 。

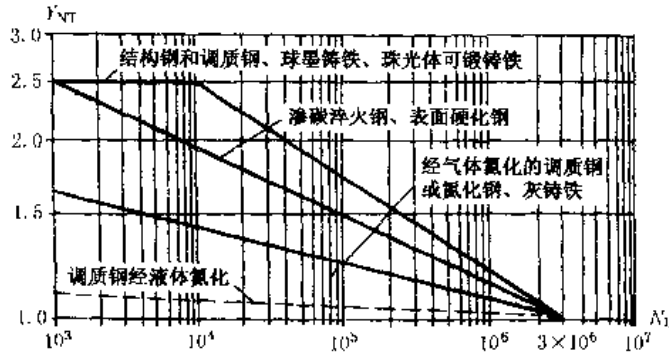
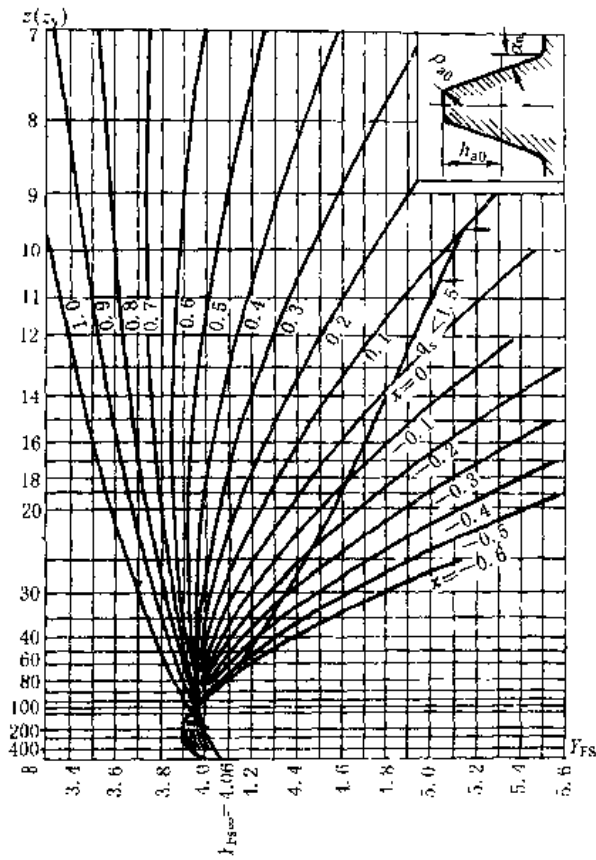
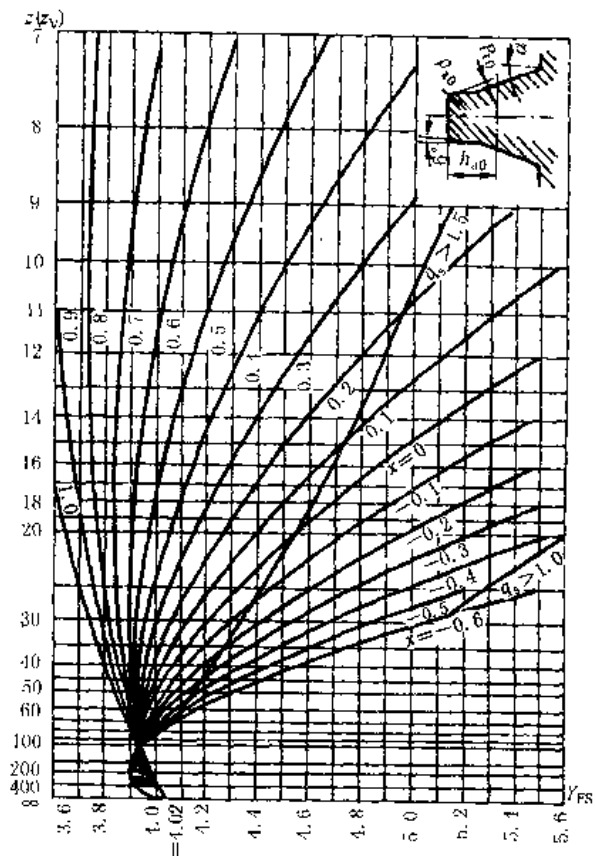


图9-17 寿命系数 $Y_{\sigma r}$



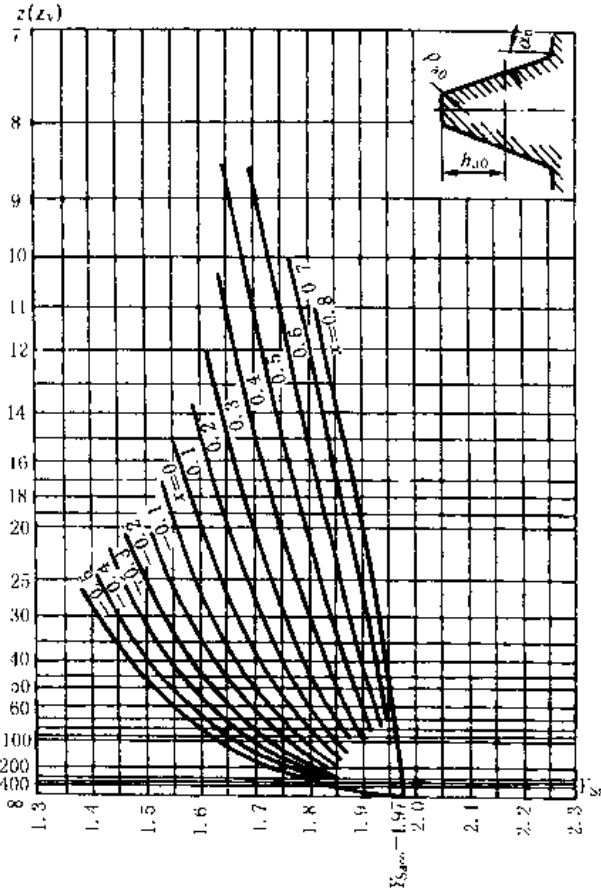
$\alpha_n = 20^\circ; h_a/m_n = 1; h_{a0}/m_n = 1.2; \rho_{a0}/m_n = 0.38$
 对 $\rho_1 = \rho_{a0}/2$,齿高 $h = h_{a0} + h_a$ 的内齿轮, $Y_{Fi} = 5.10$,
 当 $\rho_1 = \rho_{a0}$ 时, $Y_{Fi} = Y_{Fa}$

图9-18 外齿轮的复合齿形系数 Y_{Fa}



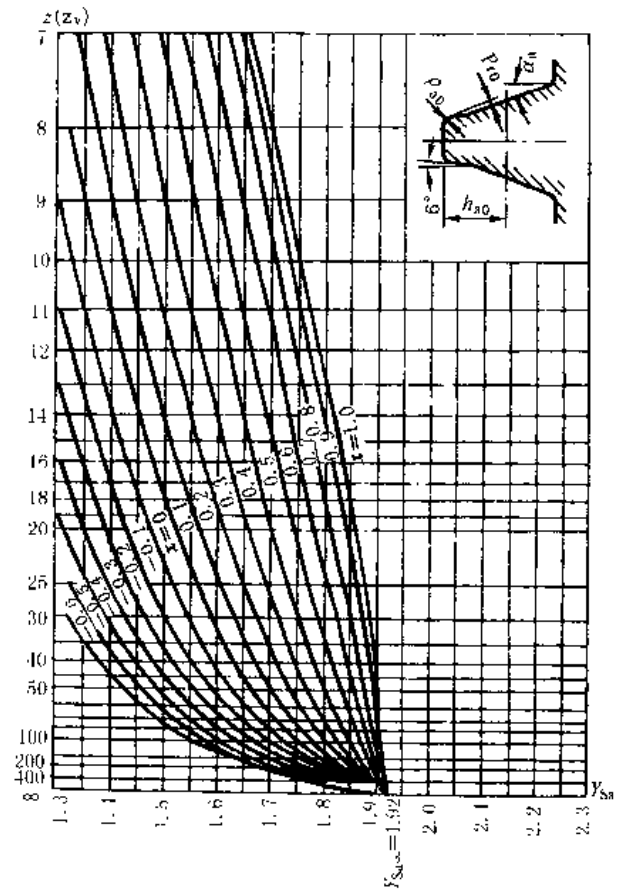
$\alpha_n = 20^\circ; h_a/m_n = 1; h_{a0}/m_n = 1; \rho_{a0}/m_n = 0.4$
 剩余凸台量 $0.02m_n$;刀具凸台量 $\rho_{r0} = 0.02m_n + q$,
 q —磨削量

图9-19 外齿轮的复合齿形系数 Y_{Fa}



$\alpha_n = 20^\circ; h_a/m_n = 1.0; h_{a0}/m_n = 1.25; \rho_n/m_n = 0.38$
 对 $\rho_n = \rho_{a0}/2$, 齿高 $h = h_{a0} + h_n$ 的内齿轮: $Y_{Sa} = 2.174$;
 当 $\rho_n = \rho_{a0}$ 时, $Y_{Sa} = Y_{Sa}$

图 9-20 外齿轮的应力修正系数 Y_{Sa}



$\alpha_n = 20^\circ; h_a/m_n = 1.0; h_{a0}/m_n = 1.1; \rho_n/m_n = 0.4$;
 剩余凸台量 $0.02m_n$, 刀具凸台量 $P_{a0} = 0.02m_n + q$,
 q —磨削量

图 9-21 外齿轮的应力修正系数 Y_{Sa}

8 齿轮的设计公式

8.1 齿面接触强度的设计公式

在初步设计齿轮时,根据齿面接触强度,可按表 9-17 中的中心距 a 或小齿轮分度圆直径 d_1 公式之一,估算齿轮传动的尺寸。

表 9-17 齿面接触强度的设计公式

项目	计算公式	备注			
		钢对钢配对的齿轮副			非钢对钢配对的齿轮副
中心距 a/mm	$a \geq A_s(u \pm 1) \sqrt{\frac{KT_1}{\phi_d u \sigma_{H\text{P}}^2}}$	常系数值	螺旋角 β		
			0°	$8^\circ \sim 15^\circ$	$25^\circ \sim 35^\circ$
小齿轮分度圆直径 d_1/mm	$d_1 \geq A_d \sqrt{\frac{KT_1}{\phi_d \sigma_{H\text{P}}^2}} \cdot \frac{u+1}{u}$	A_s	483	476	447
		A_d	766	756	709
ϕ_d	$\phi_d = \phi_n(u \pm 1)/2$	齿宽系数 ϕ_d 值为: 0.2, 0.25, 0.3, 0.35, 0.4, 0.45, 0.5, 0.6。对人字齿轮应为前面值的 2 倍			
载荷系数 K	$K = 1.2 \sim 2$	当载荷平稳, 齿宽系数较小, 轴承对称布置, 轴的刚性较大, 齿轮精度较高(6 级以上)以及螺旋角较大的 K 取较小值, 反之取较大值			
$\sigma_{H\text{P}}/(\text{N}/\text{mm}^2)$	$\sigma_{H\text{P}} \approx 0.9\sigma_{H\text{lim}}$				

将左边值乘以修正系数, 修正系数列于表 9-18

表 9-18 修正系数

小齿轮	钢			铸 钢			球墨铸铁		灰铸铁
大齿轮	铸钢	球墨铸铁	灰铸铁	铸钢	球墨铸铁	灰铸铁	球墨铸铁	灰铸铁	灰铸铁
修正系数	0.997	0.970	0.906	0.994	0.967	0.898	0.943	0.880	0.836

8.2 齿根弯曲强度的设计公式

9-19中的公式估算齿轮的法向模数。

在初步设计齿轮时,根据齿根弯曲强度,可按表

表 9-19 齿根弯曲强度的设计公式

项 目	计 算 公 式	
法向模数 m_n / mm	$m_n \geq A_m \sqrt{\frac{KT_1 Y_{1\epsilon}}{\psi_{d\epsilon}^2 \sigma_{FP}}}$	螺旋角 β A_m
		0° 12.6
		$8^\circ \sim 15^\circ$ 12.4
		$25^\circ \sim 35^\circ$ 11.5
σ_{FP} / (N/mm ²)	轮齿单向受力	$\sigma_{FP} \approx 0.7\sigma_{1H}$
	轮齿双向受力或开式齿轮	$\sigma_{1H} \approx 0.5\sigma_{FE} = \sigma_{1Hn}$

第 10 章

高速渐开线圆柱齿轮
承载能力计算方法

JB/T 8830—2001《高速渐开线圆柱齿轮和类似要求齿轮承载能力计算方法》规定了高速渐开线圆柱齿轮齿面接触强度和轮齿弯曲强度的校核计算方法

1 适用范围

标准适用范围见表 10-1。

表 10-1 适用范围

项 目	适 用 范 围	项 目	适 用 范 围
齿轮材料	钢	转 速	$n_1 \geq 3000$ r/min 的高速运行的齿轮装置,也适用于在较低转速时但有类似要求的齿轮装置
结构	闭式平行定轴高速渐开线圆柱齿轮传动和类似要求的齿轮传动装置	载 荷	$K_A F_t / b \geq 50$ N/mm
基本齿廓	符合 GB/T 1356 的外啮合的直齿、斜齿或人字齿渐开线圆柱齿轮	精度等级	GB/T 10095.1 的 5 级和 5 级以上
		其他	齿轮材料和热处理应符合 GB/T 6413

2 代号、术语、单位(见表 10-2)

表 10-2 代号、术语、单位

代 号	术 语	单 位	代 号	术 语	单 位
a	标准齿轮及高度变位齿轮的中心距	mm	f_i	齿形公差	μm
a'	角度变位齿轮的中心距	mm	f_{ms}	加工、安装误差产生的啮合齿向误差	μm
B	人字齿轮的总齿宽(包括空刀槽)	mm	f_{pb}	基节极限偏差	μm
b	齿 宽	mm	HB	布氏硬度	
b_B	人字齿轮单侧齿宽	mm	HRC	洛氏硬度	
C_s	齿顶修缘量	μm	HV1	$F=9.8$ N 时的维氏硬度	
c_r	轮齿单位齿宽总刚度平均值(啮合刚度)	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$	HV10	$F=98.1$ N 时的维氏硬度	
c'	一对轮齿的单位齿宽的最大刚度(单对齿刚度)	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$	h_1, h_2	小轮、大轮的齿高	mm
d_1, d_2	小轮、大轮的分度圆直径	mm	h_F	弯曲力臂	mm
d_{a1}, d_{a2}	小轮、大轮的齿顶圆直径	mm	K_A	使用系数	
d_{b1}, d_{b2}	小轮、大轮的基圆直径	mm	$K_{F\beta}$	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数	
d_{f1}, d_{f2}	小轮、大轮的齿根圆直径	mm	$K_{H\beta}$	接触强度计算的齿向载荷分布系数	
d_{i1}, d_{i2}	小轮、大轮的轮缘内径	mm	K_V	动载系数	
E	弹性模量	N/mm^2	m_n	法向模数	mm
F_t	端面内分度圆周上的名义切向力	N	m_{red}	诱导质量	kg/mm
F_β	齿向公差	μm	m_c	端面模数	mm
$F_{\beta x}$	初始啮合齿向误差	μm	N	临界转速比;指数	
$F_{\beta y}$	跑合后的啮合齿向误差	μm	N_1	应力循环系数	
			n_1, n_2	小轮、大轮的转数	r/min

续表 10-2

代号	术 语	单 位	代号	术 语	单 位	
P	功 率	kW	Z_r	弹性系数	$\sqrt{N/mm^2}$	
q_s	齿根圆角参数		Z_H	节点区域系数		
			Z_L	润滑油系数		
R_a	粗糙度算术平均值(轮廓算术平均偏差)	μm	Z_R	粗糙度系数		
R_z	平均粗糙度(微观不平度十点高度)	μm	Z_v	速度系数		
S_F	弯曲强度的计算安全系数		Z_w	齿面工作硬化系数		
S_{Fmin}	弯曲强度的最小安全系数		Z_s	接触强度计算的螺旋角系数		
S_H	接触强度的计算安全系数		Z_I	接触强度计算的重合度系数		
S_{Hmin}	接触强度的最小安全系数		z_1, z_2	小轮、大轮的齿数		
ΔF_n	危险截面上的齿厚	mm	α_n	法向分度圆压力角		$(^\circ), rad$
T_1, T_2	小轮、大轮的名义转矩	$N \cdot m$	α_t	端面分度圆压力角		$(^\circ), rad$
u	齿数比($u = z_2/z_1 \geq 1$)		α_c	端面啮合角		$(^\circ), rad$
v	线速度、分度圆周速度	m/s	β	分度圆螺旋角		$(^\circ), rad$
ϵ_1, ϵ_2	小轮、大轮的径向变位系数		β_b	基圆螺旋角	$(^\circ), rad$	
f_a	齿廓跑合系数		ϵ_a	端面重合度		
f_β	齿向跑合系数		ϵ_l	纵向重合度		
			ϵ_γ	总重合度		
Y_F	载荷作用于单对齿啮合区上界点时的齿形系数		ρ_f	危险截面处齿根圆角半径	mm	
Y_S	载荷作用于单对齿啮合区上界点时应力修正系数		σ_b	抗拉伸强度	N/mm^2	
			σ_F	计算齿根应力	N/mm^2	
Y_x	弯曲强度计算的尺寸系数		σ_{Flim}	试验齿轮的弯曲疲劳极限	N/mm^2	
Y_β	弯曲强度计算的螺旋角系数		σ_{FP}	许用齿根应力	N/mm^2	
y_β	齿向跑合量	μm	σ_H	计算接触应力	N/mm^2	
			σ_{Hlim}	试验齿轮的接触疲劳极限	N/mm^2	
			σ_{HP}	许用接触应力	N/mm^2	

3 可靠性与安全系数

可靠性要求、安全系数的选取原则及最小安全系

表 10-3 可靠性要求、安全系数的选取原则及 S_{Hmin} 、 S_{Fmin}

项 目	内 容	项 目	内 容
可靠性要求	在齿轮设计时,不同的使用场合,对齿轮有不同的可靠性要求,齿轮工作的可靠性要求是根据其重程度、工作要求和维修难易等方面的因素综合考虑决定的。高速齿轮传动要求较高的可靠性	安全系数的选取原则	本标准用安全系数作为设计时强度通过与否的判据。在选取安全系数时,应考虑可靠性要求。且当计算所用的原始数据和附加变量(如载荷情况、制造误差、材料及其热处理质量和润滑条件等)愈接近实际,则安全系数可取得小些;反之,应取得大些。安全系数的具体数值应由供需双方协商确定
		S_{Hmin}	≥ 1.3
		S_{Fmin}	≥ 1.6

4 载荷

名义切向力 F_t 作用于齿轮端面并切于分度圆,且由齿轮副传递的名义功率确定。通常名义功率是指从动机械的额定功率。 F_t 的计算公式见表 10-1。

当量切向力 F_{te} 是指与载荷图谱具有相同作用效

数的推荐值见表 10-3。表 10-3 中推荐的安全系数的最小值仅供在无可靠数据时参考。

果的恒定载荷,即在当量载荷作用下,与按载荷图谱加载,齿轮具有同样的寿命和可靠度。

当已知载荷图谱时,当量载荷的计算见第 8 章表 8-2。当已知名义切向力时,当量切向力 F_{te} 可按表 10-4 中的公式计算,表中 K_s 的值见第 5 节。

表 10-4 名义切向力、当量切向力

项 目		计 算 公 式	项 目		计 算 公 式
名义切向力 F_t/N		$F_t = \frac{2000T}{d}$	名义转矩 $T/(N \cdot m)$	$P/\text{马力}$	$T = 7.024 \frac{P}{n}$
名义转矩 $T/(N \cdot m)$	P/kW	$T = 9.549 \frac{P}{n}$	当量切向力 F_{teq}/N		$F_{teq} = K_A F_t$
			当量转矩 $T_{eq}/(N \cdot m)$		$T_{eq} = K_A T$

5 使用系数

使用系数 K_A 是考虑由于啮合外部因素引起的动力过载影响的系数。这种动力过载取决于原动机和从

动机械的工作特性、传动零件惯性质量的大小和分布、联轴器类型以及运行状态。

当以实测或分析方法确定齿轮的当量载荷时,取 $K_A = 1$ 。当无可靠数据时, K_A 的值可参考表10-5 选取。

表 10-5 减速齿轮装置的使用系数 K_A

原动机工作特性及其示例	从动机械工作特性及其示例			
	均匀平稳 如离心式空调压缩机、试验台、测功器、发动机及励磁机(正常载荷时)卷纸机等	中等振动 如离心式气体压缩机、管路用离心式空压机、轴流式旋转压缩机、离心式通风机、发动机及励磁机(尖峰载荷时)离心泵、齿轮泵、切纸机等	较重冲击 如叶瓣式鼓风机、径向柱塞旋转压缩机、工业及矿山通风机和大型的频繁运动的离心式锅炉给水泵、凸轮泵、多缸柱塞泵(二缸及三缸以上)糖业机械等	严重冲击 如双缸活塞压缩机、双缸柱塞泵、污水处理用离心泵泥浆泵等
均匀平稳 如电动机;稳定运行的蒸汽轮机、燃气轮机	1.00	1.25	1.50	1.75
比较平稳 如液压马达;经常起动的蒸汽轮机、燃气轮机、电动机	1.10	1.35	1.60	1.85
轻微振动 如多缸内燃机	1.25	1.50	1.75	2.00 或更大
中等振动 如单缸内燃机	1.50	1.75	2.00	2.25 或更大

- 注: 1 表中数值仅适用于在非共振速度区运转的齿轮装置。
 2 对于增速传动,根据经验建议 K_A 取上表值的1.1倍。
 3 当外部机械与齿轮装置之间有挠性连接或有吸振性阻尼式联轴器时, K_A 值可适当减小。

6 动载系数

动载系数 K_v 是考虑大、小齿轮啮合振动产生的内部附加动载荷影响的系数。

影响动载系数 K_v 的主要因素:

- a. 齿轮的基节偏差和齿形误差;
- b. 大、小齿轮的转动惯量;

c. 啮合刚度,特别是在轮齿啮合循环中的刚度变化;

d. 计及了 K_v 后的切向力。

标准将每一对齿轮副按单级传动处理,忽略多级传动时其他各级传动的影响。

K_v 的计算公式见表10-6。其中的临界转速比 N 的计算见表10-7。

表 10-6 运行转速区间及其动载系数 K_V 的计算式

运行转速区间	临界转速比 N	对运行的齿轮装置的要求	K_V 的计算式	备注
亚临界区	≤ 0.85	多数通用齿轮在此区工作	$K_V = N^2 [(C_{V1} B_P + C_{V2} B_i) + C_{V3} \cdot B_K] + 1$	在 $N = \frac{1}{2}$ 或 $\frac{1}{3}$ 时可能出现共振现象, K_V 大大超过计算值, 首齿轮尤甚, 此时应修改设计, 在 $N = \frac{1}{4}$ 或 $\frac{1}{5}$ 时共振影响很小
主共振区	$> 0.85 \sim 1.15$	未修缘的直齿轮不宜在此区运行 $\varepsilon_r > 2$ 的高精度斜齿轮可在此区工作	$K_V = c [(C_{V1} B_P + C_{V2} B_i) + C_{V3} B_K] + 1$	在此区内 K_V 受阻尼影响很大, 实际动载与按该式计算所得值相差可达 10%, 尤其是对未修缘的直齿轮
过渡区	$> 1.15 \sim < 1.5$		$K_V = K_{V(N=1.5)} + \frac{K_{V(N=1.5)} - K_{V(N=1.33)}}{0.35} \cdot (1.5 - N)$	$K_{V(N=1.5)}$ 按超临界区计算 $K_{V(N=1.33)}$ 按主共振区计算
超临界区	≥ 1.5	绝大多数透平齿轮及其他高速齿轮在此区工作	$K_V = c [(C_{V1} G_P + C_{V2} G_i) + C_{V3}]$	a. 可能在 $N=2$ 或 3 时出现共振, 但影响不大。 b. 当轴—齿轮系统的横向振动固有频率与运行的啮合频率接近或相等时, 实际动载与按该式计算所得值可相差 100%, 应避免此情况

注: K_V 计算式中的符号见表 10-7。

表 10-7 K_V 计算式中的系数

名称	计算公式
临界转速比 N	$N = \frac{n_1}{n_{c1}} = \frac{n_1}{\frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_T}{m_{red}}}}$ c_T 轮齿啮合刚度, $N/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$, 见 7.3
诱导质量 $m_{red}/(\text{kg}/\text{mm})$	精确计算 $m_{red} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}, m_1 = \frac{I_1}{br_{b1}}, m_2 = \frac{I_2}{br_{b2}}$ m_1, m_2 — 小轮及大轮转化到啮合线上的单位齿宽当量质量, kg/mm ; I_1, I_2 — 小轮及大轮的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
	近似计算 $m_{red} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{d_{m1}}{d_{b1}} \right)^2 \cdot \frac{d_m^2}{(1-q^2)\rho_1 + (1-q^2)\rho_2}$ $d_m = 0.5(d_o + d_i)$ $q = \frac{d_i}{d_m}$ (对整体结构的齿轮, 可取 $q=0$) ρ — 材料密度, kg/mm^3 ; d_m — 平均直径, mm ; d_i — 轮缘内腔直径, mm ; 各代号的角标 1, 2 分别表示小轮和大轮。 各直径的含义见图 10-1
单对齿刚度 c'	见 7.3
考虑基节偏差对 K_V 影响的系数	$B_P = \frac{f_{phelt}}{F_1 \cdot K_A / b}$
考虑齿形误差对 K_V 影响的系数	$B_i = \frac{f_{ielt}}{F_1 \cdot K_A / b}$

续表10-7

名称		计算公式	
跑合后的有效基节偏差 $f_{pbef}/\mu\text{m}$		$f_{pbef} = \alpha_a f_{pb}$	
跑合后的有效齿形误差 $f_{tef}/\mu\text{m}$		$f_{tef} = \alpha_a f_t$	
与 f_{pbef} 和 f_{tef} 相应的跑合量 $y_1/\mu\text{m}$ 和齿廓跑合量 $y_2/\mu\text{m}$	对调质钢	$y_1 = (160/\sigma_{Hlim}) f_{pb}$ $y_2 = y_0 = (160/\sigma_{Hlim}) f_{pb}$	
	对渗碳淬火钢或氮化钢	$y_1 = 0.075 f_{pb}$ $y_2 = y_0 = 0.075 f_{pb}$	
轮齿修缘对 K_v 影响的系数 B_K		$B_K = \left 1 - \frac{C_a}{F_t \cdot K_A \cdot b} \right $	
齿顶修缘量 $C_a/\mu\text{m}$	有修缘时	取实际修缘量	
	无修缘时	$C_a = C_{ay}$	
由跑合产生的齿顶修缘量 $C_{ay}/\mu\text{m}$		$C_{ay} = \frac{1}{18} \left(\frac{\sigma_{Hlim}}{97} - 18.45 \right)^2 + 1.5$	
总重合度 ϵ_α	$1 < \epsilon_\alpha \leq 2$	$\epsilon_\alpha > 2$	
考虑基节偏差的影响系数 C_v1		0.32	
考虑齿形误差的影响系数 C_v2	0.51	$\frac{0.37}{\epsilon_\alpha - 0.3}$	
考虑啮合刚度周期性变化的影响系数 C_v3	0.23	$\frac{0.096}{\epsilon_\alpha - 1.56}$	
考虑啮合刚度周期性变化引起齿轮副扭转共振的影响系数 C_v4	0.90	$\frac{0.57 - 0.05\epsilon_\alpha}{\epsilon_\alpha - 1.44}$	
考虑在超临界速度区内基节偏差的影响系数 C_v5		0.47	
考虑在超临界速度区内齿形误差的影响系数 C_v6	0.47	$\frac{0.12}{\epsilon_\alpha - 1.74}$	
总重合度 ϵ_α	$1 < \epsilon_\alpha \leq 1.5$	$1.5 < \epsilon_\alpha \leq 2.5$	$\epsilon_\alpha > 2.5$
考虑实际内轮在超临界速度区内最大外加载荷与理想精密齿轮的最大载荷的关系系数 C_v7	0.75	$0.125 \sin[\pi(\epsilon_\alpha - 2)] + 0.875$	

注：大、小齿轮材料和热处理不同时， $y_1 = 0.5(y_{11} - y_{22})$ ， $y_2 = 0.5(y_{21} - y_{12})$ ， $C_{ay} = 0.5(C_{ay1} + C_{ay2})$

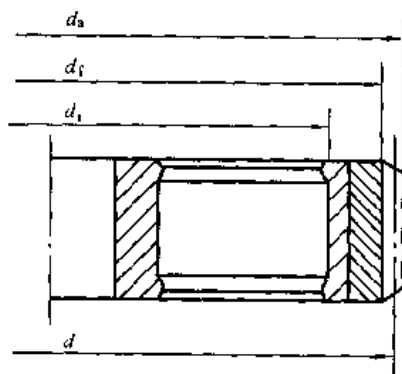


图10-1 齿轮各直径

7 齿面接触强度校核计算

7.1 基本公式

齿面接触强度校核计算的基本公式见表10-8。

表 10-8 齿面接触强度校核计算公式

项目	计算公式
强度条件	$S_H \geq S_{Hlim}$
计算接触应力 $\sigma_{H1}/(\text{N}/\text{mm}^2)$	$\sigma_{H1} = Z_H Z_E Z_\beta Z_\alpha \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \sqrt{K_A K_V K_{H\beta}}}$
许用接触应力 $\sigma_{HP}/(\text{N}/\text{mm}^2)$	$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hlim}} Z_1 Z_V Z_R Z_W$
计算安全系数 S_H	$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_1 Z_V Z_R Z_W}{Z_H Z_E Z_\beta Z_\alpha \sqrt{\frac{F_t}{d b} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \sqrt{K_A K_V K_{H\beta}}}}$

注：1 大、小齿轮的许用接触应力 σ_{HP} 和计算安全系数 S_H 应分别计算。
2 在计算 σ_H 时应取一对齿轮中的较小齿宽。

7.2 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$

接触强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 是考虑沿齿宽方向载荷分布不均匀的影响系数。

7.2.1 计算 $K_{H\beta}$ 的基本假定与前提

- a. 沿齿宽将轮齿视为具有啮合刚度 c_f 的弹性体, 载荷和变形都呈线性分布(参见图 10-2);
- b. 轴齿轮的扭转变形按载荷沿齿宽均布计算, 弯曲变形按载荷集中作用于齿宽中点计算, 没有其他额外的附加载荷;
- c. 箱体、轴承、大齿轮及其轴的刚度足够大, 其变形可忽略, 未考虑轴承间隙及热变形的影响;
- d. 等直径轴或阶梯轴, d_{in} 为与实际轴产生同样弯曲变形量的当量轴径;
- e. 轴和小齿轮的材料都为钢; 小齿轮轴可以是实心轴或空心轴(其内径应 $< 0.5d_a$), 齿轮的结构支承形式见表 8-20, 偏心距 $s/l \leq 0.3$;

f. $b_{cal}/b > 1, b_{cal}/b$ 的计算公式为: $b_{cal}/b = 0.5 + \frac{W_m}{F_{\beta} c_f}$, W_m 见表 10-9, F_{β} 见表 8-22。

7.2.2 计算 $K_{H\beta}$ 的影响因素

- a. 小齿轮及其轴的弹性变形;
- b. 齿向的加工误差和安装中心线的平行度误差;
- c. 轮齿啮合刚度;
- d. 齿向修形(包括鼓形齿、齿端修薄);
- e. 齿向跑合量。

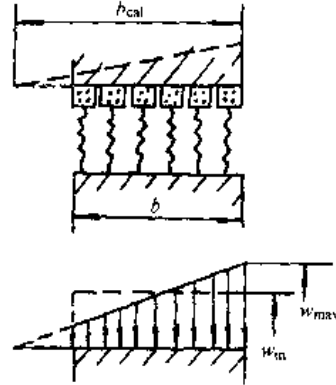


图 10-2 齿向载荷分布原理

7.2.3 $K_{H\beta}$ 的计算

$K_{H\beta}$ 的计算公式见表 10-9。

表 10-9 $K_{H\beta}$ 计算公式

项 目		计 算 公 式	备 注
直齿和单斜齿轮	轴承对称布置	$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \cdot \epsilon_{\beta} \cdot \frac{c_f}{E} \left[\frac{b}{d_1} \right]^2 \left[5.12 + \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \cdot \left \frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right \right] + \frac{\pi \cdot c_f \cdot f_{ms}}{4W_m}$	修正系数 φ , 如图 10-3 结构的轴齿轮, 轴承非对称布置, 齿轮远离 B 端, 载荷作用下的轮齿部分的最大弯曲变形为 f_{bmax} , 轴承为对称布置时, $s=0$, 相应的轮齿部分最大弯曲变形为 f_{bsmax} , 则修正系数 φ 定义为: $\varphi = f_{bmax}/f_{bsmax}$, φ 的值可由图 10-4 查取。 φ 的正负号确定: 联轴器所在端为 A 端时, 弯曲变形方向与扭转变形方向相同, 二者迭加, φ 取正号。联轴器所在端为 B 端时, 弯曲变形与扭转变形可部分相互抵消, 这种设计合理, φ 取负号。 对人字齿轮或双斜齿轮, 实现完全齿向修形比较困难, 用完全的齿向修形的 $K_{H\beta}$ 公式计算 $K_{H\beta}$ 时应慎重。 l 为小齿轮的计算轴承跨距, mm; B 为人字齿轮总齿宽, 包括空刀槽宽度, mm
	部分齿向修形	$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \cdot \epsilon_{\beta} \cdot \frac{c_f}{E} \left[\frac{b}{d_1} \right]^2 \cdot \left[\frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right] + \frac{\pi \cdot c_f \cdot f_{ms}}{4W_m}$	
	鼓形齿	$K_{H\beta} = 1 + 0.5 \times \frac{4000}{3\pi} \cdot \epsilon_{\beta} \cdot \frac{c_f}{E} \left[\frac{b}{d_1} \right]^2 \left[5.12 + \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \cdot \left \frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right \right] + \frac{\pi \cdot c_f \cdot f_{ms}}{2W_m}$	
	完全的齿向修形	$K_{H\beta} = 1 + \frac{\pi \cdot c_f \cdot f_{ms}}{4W_m} (K_{H\beta} = 1.05)$	
轴承非对称布置	无齿向修形	$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \cdot \epsilon_{\beta} \cdot \frac{c_f}{E} \left[\frac{b}{d_1} \right]^2 \left[5.12 + \varphi \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \cdot \left \frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right \right] + \frac{\pi \cdot c_f \cdot f_{ms}}{4W_m}$	
	适当的齿端修薄	$K_{H\beta} = 1 + 0.75 \times \frac{4000}{3\pi} \cdot \epsilon_{\beta} \cdot \frac{c_f}{E} \left[\frac{b}{d_1} \right]^2 \left[5.12 + \varphi \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \cdot \left \frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right \right] + \frac{\pi \cdot c_f \cdot f_{ms}}{2W_m}$	

续表 10-9

项 目		计 算 公 式	备 注	
直齿和单斜齿轮	轴承非对称布置	鼓形齿	修正系数 φ , 如图 10-3 结构的轴齿轮, 轴承非对称布置, 齿轮远离 B 端, 载荷作用下的轮齿部分的最大弯曲变形为 f_{bmax} 。轴承为对称布置时, $s=0$, 相应的轮齿部分最大弯曲变形为 f_{b0max} , 则修正系数 φ 定义为: $\varphi=f_{bmax}/f_{b0max}$, φ 的值可由图 10-4 查取。 φ 的正负号确定: 联轴器所在端为 A 端时, 弯曲变形方向与扭转变形方向相同, 二者迭加, φ 取正号。联轴器所在端为 B 端时, 弯曲变形与扭转变形可部分相互抵消, 这种设计合理, φ 取负号。 对人字齿轮或双斜齿轮, 实现完全齿向修形比较困难, 用完全的齿向修形的 $K_{H\beta}$ 公式计算 $K_{H\beta}$ 时应慎重。 l 为小齿轮的计算轴承跨距, mm; B 为人字齿轮总齿宽, 包括空刀槽宽度, mm	
		完全的齿向修形		$K_{H\beta}=1+\frac{x_{\beta}c_{\gamma}f_{ma}}{4W_m} (K_{H\beta}\geq 1.05)$
		修正系数 φ		见图 10-3 和图 10-4
	单位齿宽载荷 $W_m/(N/mm)$	$W_m=\frac{F_t K_A K_V}{6}$		
人字齿轮或双斜齿轮	无齿向修形	$K_{H\beta}=1+\frac{4000}{3\pi}x_{\beta}\frac{c_{\gamma}}{E}\left[3.2\left(\frac{2b_B}{d_1}\right)^2+\left(\frac{B}{d_1}\right)^4\left(\frac{l}{B}-\frac{7}{12}\right)\right]+\frac{x_{\beta}c_{\gamma}f_{ma}}{2W_m}$		
	有完全的齿向修形	$K_{H\beta}=1+\frac{x_{\beta}c_{\gamma}f_{ma}}{4W_m} (K_{H\beta}\geq 1.05)$		
	单位齿宽载荷 $W_m/(N/mm)$	$W_m=\frac{F_t K_A K_V}{2b_B}$		

表中 f_{ma} 是加工误差和安装误差的综合量, 一般情况下, 各种误差彼此能部分地相互补偿。 f_{ma} 和 x_{β} 的计算公式见表 10-10。

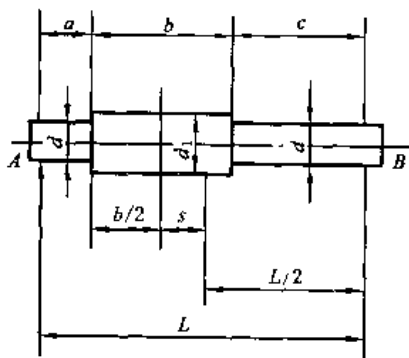
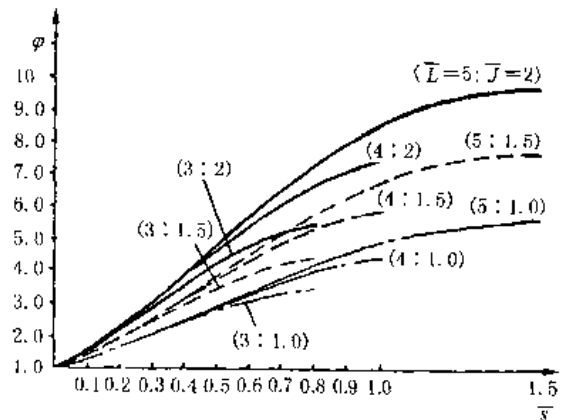


图 10-3



$$\bar{L} = \frac{L}{b}, \bar{J} = \left(\frac{d_1}{d}\right)^4, \bar{s} = \frac{s}{b}$$

图 10-4 轴承非对称布置的修正系数 φ

表 10-10 f_{ma} 和 x_{β} 的计算公式

项 目	计 算 公 式			备 注
f_{ma}	无齿向修形或无适当的安装调整	适当的齿端修薄	鼓形齿	完全的齿向修形, 能补偿全部弹性变形
	$f_{ma}=1.0F_{\beta}$	$f_{ma}=0.7F_{\beta}$	$f_{ma}=0.5F_{\beta}$	$f_{ma}=0.5F_{\beta}$
齿向跑合量 y_{β} 、跑合系数 x_{β}	对调质钢: $y_{\beta} = \frac{320}{\sigma_{Hlim}} F_{\beta}, x_{\beta} = 1 - \frac{320}{\sigma_{Hlim}}$ 对渗碳淬火、表面硬化、氮化钢: $y_{\beta} = 6, x_{\beta} = 0.85$			初始啮合齿向误差 F_{β} 的取值如下: $v=5$ m/s, F_{β} 无限制; 5 m/s $< v \leq 10$ m/s, $F_{\beta} \leq 80$ μ m; $v > 10$ m/s, $F_{\beta} \leq 40$ μ m。当大、小齿轮的材料或热处理不同时, x_{β} 应取大、小齿轮的算术平均值

7.3 轮齿刚度 c', c_s

轮齿刚度 c', c_s 的计算公式及计算公式应满足的

条件见表 10-11。

表 10-11 中的 $B_1 \sim B_4$ 的值见表 10-12。

表 10-11 c', c_Y 的计算公式

项 目	计算公式及适用条件	项 目	计算公式及适用条件
c', c_Y 计算公式的适用条件	齿轮轮齿的基本齿廓符合 GB/T 1356; 径向变位系数 $x_1 \geq x_2$, 且 $-0.5 \leq x_1 - x_2 \leq 2.0$; 单位齿宽平均载荷 $F_t/b = 300 \text{ N/mm}$; c_Y 的计算公式适用于 $\beta \leq 45^\circ$	单位齿宽柔度 $q' / (\text{mm} \cdot \mu\text{m}/\text{N})$	$q + C_1 + \frac{C_2}{z_{n1}} + \frac{C_3}{z_{n2}} - C_4 x_1 - \frac{C_5 x_1}{z_{n1}} \pm C_6 x_2 + \frac{C_7 x_2}{z_{n2}} + C_8 x_1^2 + C_9 x_2^2$
单对齿啮合刚度 $c' / (\text{N/mm} \cdot \mu\text{m})$	$c' = 0.8 C_R \cdot C_B \cdot \frac{1}{q} \cdot \cos \beta$	系数 $C_1 \sim C_9$	见表 10-12
轮齿啮合刚度 $c_Y / (\text{N/mm} \cdot \mu\text{m})$	$c_Y = c' (0.75 \epsilon_\alpha + 0.25)$	基本齿条系数 C_B	$C_{B1} = 1$ (标准齿廓), $C_{B2} = [1 + 0.5(1.2 \cdot h_{fp}/m_n)] [1 - 0.02(20^\circ - \alpha_n)]$ (其他齿廓)
齿圈、腹板结构尺寸对轮齿刚度的影响系数 C_R	$C_R = 1 + \frac{\ln(bs/b)}{5e^{S_R/m_n}}$	小轮的当量齿数 z_{n1}	$z_{n1} = z_1 / (\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta) \approx z_1 / \cos^3 \beta$
		大轮的当量齿数 z_{n2}	$z_{n2} = z_2 / (\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta) \approx z_2 / \cos^3 \beta$

- 注: 1 在 $100 \text{ N/mm} \leq F_t/b \leq 1600 \text{ N/mm}$ 范围内, 按表中公式求得 c' 值误差在 $+5\% \sim -8\%$ 之间。
 2 当大、小齿轮的 C_R 值不同时, 取其算术平均值。
 3 S_R 为轮缘厚度, mm, 见图 10-5。
 4 C_R 式中: $bs/b < 0.2$, 取 $bs/b = 0.2$; $bs/b \geq 1.2$, 取 $bs/b = 1.2$; $S_R/m_n < 1$, 取 $S_R/m_n = 1$

表 10-12 系数 $C_1 \sim C_9$ 的值

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9
0.047 23	0.155 51	0.237 91	0.006 33	0.116 54	0.001 93	0.241 88	0.005 29	0.001 82

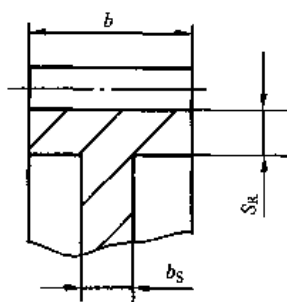


图 10-5

7.4 节点区域系数 Z_H

节点区域系数 Z_H 是考虑节点处齿廓曲率对接触应力的影响, 并将分度圆上切向力折算为节圆上法向力的系数。

计算接触应力是基于节点 C 处计算的, 当单对齿啮合区内界点处的应力超过节点处的应力时, 即单对

齿啮合系数 Z_H 或 Z_D 大于 1.0 时, 在确定大、小轮计算接触应力 σ_H 时应再乘以 Z_D 或 Z_B 予以修正, 当 Z_B 或 Z_D 不大于 1.0 时, 只考虑 Z_H 即可。

Z_B 是把小齿轮节点 C 处的接触应力转化到小轮单对齿啮合区内界点 B 处的接触应力的系数; Z_D 是把大齿轮节点 C 处的接触应力转化到大轮单对齿啮合区内界点 D 处的接触应力的系数。B、C、D 点的位置见图 8-11。

Z_H 的计算公式见表 10-13, Z_B 和 Z_D 值的确定见第 8 章 3.8.2。

7.5 弹性系数 Z_E 、重合度系数 Z_ϵ 、螺旋角系数 Z_β

弹性系数是用以考虑材料弹性模量 E 和泊桑比 ν 对赫兹应力的影响。

重合度系数 Z_ϵ 是在接触强度计算中用以考虑重合度对单位齿宽载荷的影响。

螺旋角系数 Z_β 是考虑螺旋角造成的接触线倾斜对接触应力产生影响的系数。

Z_E 、 Z_ϵ 和 Z_β 的计算公式见表 10-13。

表 10-13 Z_H, Z_E, Z_ϵ 和 Z_β 的计算公式

项 目	计 算 公 式	项 目	计 算 公 式
节点区域系数 Z_H	$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta_b \cdot \cos\alpha_t}{\cos^2\alpha_t \cdot \sin\alpha_t}}$	端面分度圆压力角 α_t / (°)	$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}\right)$
弹性系数 $Z_E / \sqrt{N/mm^2}$	$Z_E = 189.8$	基圆螺旋角 β_b / (°)	$\beta_b = \arctan(\tan\beta \cdot \cos\alpha_n)$
重合度系数 Z_ϵ	直齿轮 $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1-\epsilon_\alpha}{3}}$	端面啮合角 α_t' / (°)	$\text{inv}\alpha_t' = \text{inv}\alpha_t + \frac{2(r_2+r_1)}{z_2+z_1} \cdot \tan\alpha_n$
	斜齿轮 $\epsilon_\beta < 1$ $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1-\epsilon_\alpha}{3}(1-\epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$	端面重合度 ϵ_α	$\epsilon_\alpha = \frac{0.5(\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \pm \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2})}{\pi m_t \cdot \cos\alpha_t} F\alpha \cdot \sin\alpha_t'$ 式中外齿轮取上排符号,内齿轮取下排符号
	斜齿轮 $\epsilon_\beta \geq 1$ $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$	纵向重合度 ϵ_β	$\epsilon_\beta = \frac{b \sin\beta}{\pi m_t}$
螺旋角系数 Z_β	$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}$		

注: 1 由于高速齿轮传动绝大部分为钢对钢齿轮配对,因此本表仅给出了钢对钢配对齿轮的 Z_ϵ ,其他材料配对的齿轮的 Z_ϵ 见第 8 章 3.9。

2 表中 b 取大、小齿轮齿宽中的较小者。

7.6 试验齿轮的接触疲劳极限 σ_{Hlim}

接触疲劳极限 σ_{Hlim} 是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用后(通常不少于 50×10^6 次),齿面保持不破坏时的极限应力。其主要影响因素有:材料的化学成分、力学性能、热处理及硬化层深度、硬度梯度、残余应力、材料的纯度和缺陷等。

σ_{Hlim} 可由齿轮的负荷运转试验或使用经验的统计数据得出。此时需阐明线速度、润滑油黏度、表面粗糙度、材料组织等变化对许用应力的影响所引起的误差。

无资料时,可按图 8-16 至图 8-18 根据材料和齿面硬度查取 σ_{Hlim} 值。图中 MX、ME、MQ、ML 为齿轮材料及热处理质量检验不同要求的等级代号,具体选取

MX、ME、MQ、ML 时,应满足 GB/T 8539 中关于齿轮材料及热处理质量检验的相应要求,一般情况可按区域图中 MQ 等级选取 σ_{Hlim} 值。

图中的 σ_{Hlim} 值是试验齿轮在持久寿命期内失效概率为 1% 时的齿面接触疲劳极限应力,其余的试验条件为:齿面平均粗糙度 R_L 为 $3\mu\text{m}$ ($Z_R = 1$),线速度 v 为 10m/s ($Z_V = 1$),矿物油润滑,其黏度 ν 为 $100\text{mm}^2/\text{s}$ ($Z_\nu = 1$)。

7.7 润滑油膜影响系数 Z_L, Z_V, Z_R

7.7.1 持久寿命时的 Z_L, Z_V, Z_R

持久寿命时的 Z_L, Z_V, Z_R 计算公式见表 10-14。

表 10-14 持久寿命时的 Z_L, Z_V, Z_R 计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
润滑油系数 Z_L	$Z_L = C_{71} + \frac{4(1.0 - C_{2L})}{\left(1.2 + \frac{80}{\nu_{30}}\right)^2} = C_{2L} + \frac{4(1.0 - C_{2L})}{\left(1.2 + \frac{134}{\nu_{40}}\right)^2} \cdot C_{2L}$	系数 C_{71}, C_{7V}, C_{2R} 的适用范围为 $850\text{N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200\text{N/mm}^2$; 当 $\sigma_{Hlim} < 850\text{N/mm}^2$ 时,取 $C_{2L} = 0.83, C_{2R} = 0.15$; 当 $\sigma_{Hlim} > 1200\text{N/mm}^2$ 时,取 $C_{2L} = 0.91, C_{7R} = 0.08$ 。 ρ_{red} 为节点处诱导曲率半径, $\rho_{red} = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$ ρ_1, ρ_2 分别为小轮及大轮节点处的曲率半径, $\rho_1 = 0.5d_{b1} \tan\alpha'$, $\rho_2 = 0.5d_{b2} \tan\alpha'$ 如经事先跑合,则 $R_{\alpha 1}, R_{\alpha 2}$ 应为跑合后的数值。 ν_{40} 和 ν_2 分别为 40C 和 50C 时润滑油的名义运动黏度 mm^2/s 。
系数 C_{2L}	$C_{2L} = 0.83 - \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \times 0.03$	
速度系数 Z_V	$Z_V = C_{7V} + \frac{2(1.0 - C_{7V})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{v}}}$	
系数 C_{7V}	$C_{7V} = 0.85 + \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \times 0.08$	
粗糙度系数 Z_R	$Z_R = \left(\frac{3}{R_{\alpha 10}}\right)^{C_{2R}}$	
系数 C_{2R}	$C_{2R} = 0.32 - 0.0002 \sigma_{Hlim}$	
相对峰谷平均粗糙度 $R_{\alpha 10}$	$R_{\alpha 10} = \frac{R_{\alpha 1} + R_{\alpha 2}}{2} \cdot \sqrt{\frac{10}{\rho_{red}}}$	

7.7.2 静强度时的 Z_L, Z_V, Z_R

静强度时,取 $Z_L = Z_V = Z_R = 1$ 。

7.7.3 有限寿命时的 Z_L, Z_V, Z_R

有限寿命时, Z_L, Z_V, Z_R 按持久寿命和静强度时的值插值计算,计算公式见表 10-15。

7.8 工作硬化系数 Z_w

工作硬化系数 Z_w 是用以考虑光整加工的硬齿面小齿轮在运行过程中对调质钢大齿轮齿面产生冷作硬化,从而使大齿轮的许用接触应力得到提高的系数,其

值可由试验和经验数据来确定。如无试验和经验数据时, Z_w 可由下式计算得出:

$$Z_w = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700}$$

此公式使用的条件为:小齿轮齿面的粗糙度算术平均值 $Ra \leq 1 \mu m$ 或平均粗糙度 $Rz \leq 6 \mu m$;大齿轮齿面硬度在 130 HB~400 HB 的范围以内。当不符合上述条件时,取 $Z_w = 1$ 。

表 10-15 有限寿命时的 Z_L, Z_V, Z_R 计算公式

项目	计算公式	备注
Z_L	$\log Z_L = \frac{\log(N_1/N_0)}{\log(N_C/N_5)} \log Z_{LC}$	Z_{LC}, Z_{VC}, Z_{RC} 分别为持久寿命时的润滑油系数、速度系数和粗糙度系数。 N_0, N_C 的值见表 8-42
Z_V	$\log Z_V = \frac{\log(N_1/N_0)}{\log(N_C/N_5)} \log Z_{VC}$	
Z_R	$\log Z_R = \frac{\log(N_L/N_0)}{\log(N_C/N_5)} \log Z_{RC}$	

8 轮齿弯曲强度校核计算

轮齿弯曲强度校核计算的基本公式见表 10-16。

8.1 基本公式

表 10-16 轮齿弯曲强度校核计算公式

项目	计算公式	备注
强度条件	$S_F \geq S_{Fmin}$	大、小齿轮 σ_{FP} 和 S_F 应分别计算。
计算齿根应力 σ_F (N/mm ²)	$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} Y_1 Y_2 Y_\beta K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}$	Y_{ST} 为试验齿轮的应力修正数,用本章所给的 σ_{Flim} 计算时, $Y_{ST} = 2.0$
许用齿根应力 σ_{FP} (N/mm ²)	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST}}{S_{Fmin}} Y_{rel1} Y_{relT} Y_X$	
计算安全系数 S_F	$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{rel1} Y_{relT} Y_X}{F_t Y_1 Y_2 Y_\beta K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}}$	

8.2 齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$

齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$ 是考虑沿齿宽方向载荷分布不均匀对齿根弯曲强度影响的系数, $K_{F\beta}$ 的计算公式见表 10-17。

8.3 螺旋角系数 Y_β

螺旋角系数 Y_β 是考虑螺旋角造成的接触线倾斜对齿根弯曲强度产生影响的系数, Y_β 的计算公式见表 10-17。

表 10-17 $K_{F\beta}$ 和 Y_β 的计算公式

项目	计算公式	备注	项目	计算公式	备注
$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N$	(b/h) 应取大、小齿轮中的较大者,计算人字齿时, b 应取为 b_n , h 为齿高, $b/h < 3$ 时,取 $b/h = 3$	Y_β	$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ}$	当 $\epsilon_\beta > 1$ 时,按 $\epsilon_\beta = 1$ 计算;当 $\beta > 30^\circ$ 时按 $\beta = 30^\circ$ 计算
N	$N = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} \cdot \frac{1}{1 - (b/h) + (b/h)^2}$				

8.4 试验齿轮的弯曲疲劳极限 σ_{Flim}

σ_{Flim} 是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用后(至少 3×10^6 次)齿根保持不破坏时的极限应

力。其主要影响因素有:材料的化学成分、力学性能、热处理及硬化层深度、硬度梯度、残余应力、材料的纯度和缺陷等。

σ_{Flim} 可由脉动试验或齿轮负荷运转试验,或由使用经验的统计数据得出。此时应阐明模数、齿根圆角、齿根圆角表面粗糙度等变化时对许用应力的影响所引起的误差。

无上述数据时,可按图8-15至图8-47根据材料和齿面硬度查取 σ_{Flim} 值,取值原则与 σ_{Hlim} 相同,图中的 σ_{Flim} 是试验齿轮在持久寿命期内失效概率为1%时的齿根弯曲疲劳极限应力,是通过齿轮单侧受力的脉动试验或加载运转试验获得;其余的条件为:模数 m 为3~5 mm;螺旋角 β 为 0° ;应力修正系数 Y_{ST} 为2.0;齿根圆角参数 q_r 为2.5;齿根圆角表面平均粗糙度 Rz 为10 μm ;齿宽 b 为10~15 mm,基本齿廓按GB/T 1356;高精度;线速度 v 为10 m/s。在上述条件下,试验结果处于标准状态中,即:

$$K_A = K_V \cdot K_{F\beta} = Y_{drift} = Y_{Krel1} = Y_X = 1$$

对于受对称双向弯曲的齿轮(如中间轮),其 σ_{Flim} 取图中数值的70%,对于双向运转工作的齿轮,其 σ_{Flim} 值可取比图中数值的70%稍大些。

8.5 尺寸系数 Y_X

弯曲强度计算中的尺寸系数 Y_X 是考虑计算齿轮的轮齿尺寸大于试验齿轮的轮齿尺寸($m_n > 5$ mm)时,使材料强度降低的尺寸效应。主要影响因素为材料及其硬度和结构尺寸。

在无可靠的试验数据或经证实的经验数据时,持久寿命时 Y_X 可按表10-18中的公式确定。静强度时取 $Y_X = 1$,有限寿命时的 Y_X 由持久寿命和静强度时的 Y_X 值参照表10-19的方法插值确定。

表 10-18 持久寿命时的 Y_X

材 料	公 式	备 注
调质钢	$Y_X = 1.03 - 0.006m_n$	限制条件: $0.85 \leq Y_X \leq 1.0$
表面硬化钢、渗碳淬火钢、氮化钢	$Y_X = 1.05 - 0.01m_n$	限制条件: $0.80 \leq Y_X \leq 1.0$

8.6 齿形系数 Y_F

齿形系数 Y_F 是考虑齿形对名义弯曲应力的影响的系数(参见图10-6)。

按图10-6所示定义,齿形系数 Y_F 可由下式确定:

$$Y_F = \frac{6 \times \left\{ \frac{h_{Fn}}{m_n} \right\} \cdot \cos \alpha_{Fn}}{\left\{ \frac{r_{Fn}}{m_n} \right\}^2 \cdot \cos \alpha_n}$$

式中: α_n ——法向分度圆压力角;

$\alpha_{Fn}, h_{Fn}, r_{Fn}$ ——定义见图10-6

对于斜齿轮,齿形系数按法截面确定,即按当量齿数 z_v 进行计算。

用齿条刀具加工的齿轮的齿形系数 Y_F 可用表

10-19中的公式计算。

本计算方法需满足下列条件:

a. 30° 切线的切点应位于由刀具齿顶圆角所展成的齿根过渡曲线上;

b. 刀具齿顶必须有一定大小的圆角,即 $\rho_a \neq 0$ 。刀具的基本齿廓尺寸见图10-7。

8.7 应力修正系数 Y_S

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。它考虑了齿根过渡曲线处的应力集中效应,以及弯曲应力以外的其他应力对齿根应力的影响。

对于齿形角 α_n 为 20° 的齿轮, Y_S 按表10-20中的公式计算。

表 10-19 齿形系数 Y_F 的有关公式

序号	名 称	代号	计 算 公 式	备 注
1	刀具齿廓凸台的起点高度	h_K	$\frac{\rho_{pn} \cdot \cos \alpha_{pn}}{\sin(\alpha_n - \alpha_{pn})} - \rho_n \cdot \left[1 - \frac{\sin \frac{\alpha_n + \alpha_{pn}}{2}}{\cos \frac{\alpha_n - \alpha_{pn}}{2}} \right]$	刀具无凸台时取 $h_K = 0$
2	刀尖圆心至刀齿对称线的距离	E	$\frac{\pi m_n}{4} - h_n \cdot \tan \alpha_n - h_K \cdot (\tan \alpha_n - \tan \alpha_{pn}) \cdot (1 - \sin \alpha_{pn}) \cdot \frac{\rho_n}{\cos \alpha_{pn}}$	刀具无凸台时 $\alpha_{pn} = \alpha_n$
3	辅助值	G	$\frac{\rho_{pn}}{m} - \frac{h_{pn}}{m_n} + r$	r ——法面变位系数
4	基圆螺旋角	β_b	$\arccos \left[\sqrt{1 - (\sin \beta \cdot \cos \alpha_n)^2} \right]$	

续表 10-19

序号	名称	代号	计算公式	备注
5	当量齿数	z_v	$\frac{z}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos^3 \beta}$	
6	辅助值	H	$\frac{2}{z_n} \cdot \left\{ \frac{\pi}{2} - \frac{K}{m_n} \right\} - \frac{\pi}{3}$	
7	辅助角	θ	$(2G/z_n) \cdot \tan \theta - H$	用牛顿法解时可取 初始值 $\theta = H/(1 - 2G/z_n)$
8	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fn}}{m_n}$	$z_n \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) + \sqrt{3} \left\{ \frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{s0}}{m_n} \right\}$	
9	30°切点处曲率半径与模数之比	$\frac{\rho_t}{m_n}$	$\frac{\rho_{s0}}{m_n} + \frac{G^2}{\cos \theta \cdot (z_n \cdot \cos^2 \theta - 2G)}$	
10	上界点处直径	d_t	$2 \sqrt{\left[\rho_{s0}(1 - \epsilon_s) + \sqrt{\left(\left \frac{d_a}{2} \right ^2 - \left \frac{d_b}{2} \right ^2 \right)^2} \right]^2 + \left(\frac{d_b}{2} \right)^2}$	ρ_{s0} ——端面基节 d_s ——齿顶圆直径
11	上界点处的端面压力角	α_{et}	$\arccos \left(\frac{d_b}{d_t} \right)$	
12	上界点处的齿厚半角	γ_{et}	$\frac{1}{z} \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2x \cdot \tan \alpha_n \right) + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha_n$	
13	端面载荷作用角	α_{Fet}	$\alpha_{et} - \gamma_{et}$	
14	弯曲力臂与模数比	$\frac{h_{Fe}}{m_n}$	$\frac{1}{2} \left\{ \frac{z_n}{\cos^3 \beta} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{Fet}} - 1 \right) + z_n \cdot \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) \right] \right\} - \frac{G}{\cos \theta} + \frac{\rho_{s0}}{m_n}$	
15	辅助角	β_{Fe}	$\arctan \left(\frac{d_b}{d \cdot \cos \alpha_{Fet}} \cdot \tan \beta \right)$	β_{Fe} 载荷作用线与 轮齿对称线交点 处所在圆柱面上的 螺旋角
16	法向载荷作用角	α_{Fen}	$\arctan(\tan \alpha_{Fet} \cdot \cos \beta_{Fe})$	
17	齿形系数	Y_F	$\frac{6 \left(\frac{h_{Fe}}{m_n} \right) \cdot \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cdot \cos \alpha_n}$	

注：表中长度单位为 mm，角度单位为 rad。

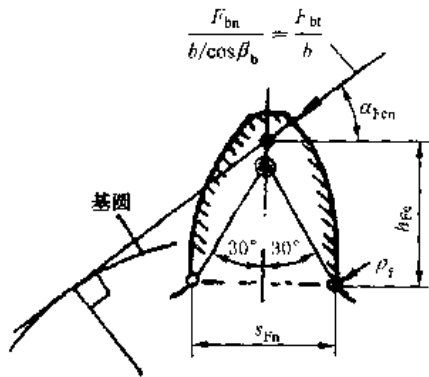


图 10-6 影响齿轮齿形系数 Y_F 的各个因素

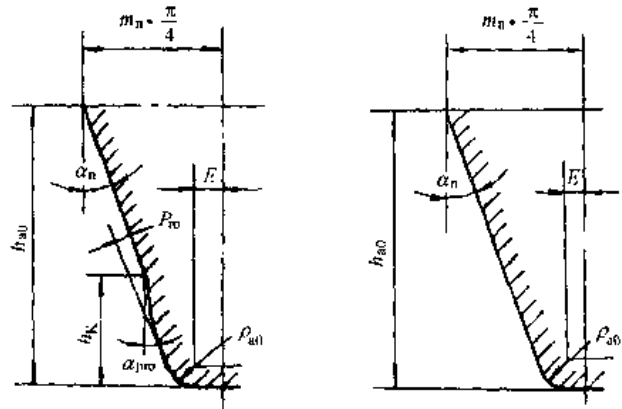


图 10-7 刀具基本齿廓尺寸

表 10-20 应力修正系数 Y_S 的计算公式

项 目	计 算 公 式
应力修正系数 Y_S	$Y_S = (1.2 + 0.13L) \cdot q_s \left(\frac{1}{1.21 + 2.37L} \right) \quad (1 \leq q_s \leq 8)$
轮齿危险截面处齿厚与弯曲力臂的比值 L	$L = \frac{5r_n}{h_{rc}}$
齿根圆角参数 q_s	$q_s = \frac{5r_n}{2\rho_f}$

8.8 相对齿根圆角敏感系数 Y_{RelT}

Y_{RelT} 是考虑所计算齿轮的材料、几何尺寸等对齿根应力的敏感度与试验齿轮不同而引入的系数。定义为所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。

当 $q_s < 1.5$ 时, $Y_{RelT} = 0.95$;

当 $q_s \geq 1.5$ 时, $Y_{RelT} = 1$ 。

静强度和有限寿命时的 Y_{RelT} 见第 8 章中 4.11。

8.9 相对齿根表面状况系数 Y_{RelZ}

齿根表面状况系数是考虑表面状况, 主要是齿根圆角处的粗糙度对齿根弯曲强度的影响。 Y_{RelZ} 定义为计算齿轮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。

a. 所有材料: 当 $Rz < 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 1.0$;

b. 调质和渗碳淬火齿轮: 当 $Rz \geq 1 \mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 1.674 - 0.529(Rz + 1)^{0.1}$;

c. 渗氮的渗氮钢、调质钢, 氮碳共渗的调质钢、渗碳钢齿轮: 当 $Rz \geq 1$ 时, $Y_{RelT} = 4.299 - 3.259(Rz + 1)^{0.003}$

有限寿命时的 Y_{RelT} 可从持久寿命的 Y_{RelT} 和静强度的 Y_{RelT} ($Y_{RelT} = 1$) 之间用线性插入法得到。

9 轮齿静强度校核计算

轮齿静强度校核计算见第 8 章第 5 节。

第 11 章

渐开线圆柱齿轮胶合承载能力计算方法

GB/T 6413—1986《渐开线圆柱齿轮胶合承载能力计算方法》给出了基本齿廓符合 GB/T 1356 的钢制齿轮抗热胶合能力的计算准则。

标准采用积分温度法,即以齿面本体温度与加权后的各啮合点瞬时温升的积分平均值之和作为计算齿面温度,然后与发生胶合时的试验结果或统计结果在同条件下确定出的齿面温度相比较来评定设计齿轮的胶合承载能力。

1 可靠性与安全系数

在设计齿轮时,不同的使用场合,对齿轮有着不同的可靠性要求。齿轮工作的可靠性要求是根据其重要程度、工作要求和维修难易等方面的因素综合考虑决定的。

目前,可靠性理论已开始用于机械设计,并且表明只用安全系数并不反映可靠性水平。但是将各设计参

数作为随机变量处理,尚缺乏必要的资料。因此本标准中还是将设计参数作为确定值处理,仍然用安全系数或温度作为判据,而在选取安全系数时,应考虑可靠性要求。

当产品的可靠性要求高时(例如航空齿轮),安全系数应取大一些。反之,则可取小一些。

此外,在选取安全系数时,还应该考虑计算的可靠性。当计算所用的原始参数和附加变量(如载荷情况、制造偏差、材料及其表面处理质量和性能、润滑条件等)愈可靠,则安全系数可取得小一些,反之则应取得大一些。

安全系数的确定应根据用户要求,或由设计制造部门与用户协商确定。

2 主要代号

本章主要代号、意义及单位见表 11-1。

表 11-1 主要代号

代号	意 义	单 位	代号	意 义	单 位
a	标准中心距(非变位齿轮及高变位齿轮的中心距)	mm	F_t	端面内分度圆周上的名义切向力	N
a'	名义中心距(角变位齿轮中心距)	mm	K_A	使用系数	
b	齿宽	mm	$K_{H\alpha}$	胶合承载能力计算的齿向载荷分配系数	
c_t	轮齿单位齿宽总刚度平均值(啮合刚度)	$N/(mm \cdot \mu m)$	$K_{H\beta}$	胶合承载能力计算的齿向载荷分布系数	
c'	一对轮齿的单位齿宽的最大刚度(单对齿刚度)	$N/(mm \cdot \mu m)$	$K_{H\gamma}$	螺旋线系数	
C_u	齿顶修缘量	μm	R_a	沿齿廓方向的齿面轮廓算术平均偏差	μm
C_{eff}	有效修缘量	μm	S_B	胶合承载能力的计算安全系数	
d	分度圆直径	mm	S_{Bmin}	胶合承载能力的最小安全系数	
d'	节圆直径	mm	u	齿数比 $u = z_2/z_1 \geq 1$	
d_a	顶圆直径	mm	v	节圆圆周速度	m/s
d_b	基圆直径	mm	v_{Σ}	两轮在啮合点处沿齿廓切线方向速度之和	m/s
E	弹性模量	N/mm^2	w_1	单位齿宽载荷	N/mm
E_{red}	综合弹性模量	N/mm^2	X_{BE}	小轮齿顶 E 点的几何系数	

续表 11-1

代号	意义	单位	代号	意义	单位
X_{ca}	齿顶修缘系数	$K \cdot N^{-0.7} \cdot S^{0.1}$ $m^{0.5} \cdot mm$	ϵ_2	大轮齿顶重合度	
X_M	热闪系数		η_M	润滑油在本体温度下的动力黏度	$mPa \cdot s$
X_Q	啮入冲击系数		θ_{fls}	啮合点瞬时温升	$^{\circ}C$
X_S	润滑系数		$\theta_{fls E}$	假定载荷全部作用在小轮齿顶E点时该点的瞬时温升	$^{\circ}C$
X_w	材料焊合系数		$\theta_{fls int}$	沿啮合线的积分平均温升	$^{\circ}C$
X_z	重合度系数		θ_{int}	积分温度	$^{\circ}C$
z	齿数		$\theta_{S int}$	胶合温度	$^{\circ}C$
α_e	端面分度圆压力角		θ_{M1}	本体温度	$^{\circ}C$
α'	端面啮合角		ν	润滑油运动黏度 泊松比	mm^2/s
β_b	基圆螺旋角		μ_m	平均摩擦因数	
ϵ_a	端面重合度		ρ_{rad}	啮合点处的综合曲率半径	mm
ϵ_7	总重合度				
ϵ_1	小轮齿顶重合度				

3 基本公式

作为判据的齿面温度原则上可以用任何适宜的方法来确定,然后与发生胶合时的试验结果或统计结果在同条件下确定出的齿面温度相比较来评定设计齿轮的胶合承载能力。

考虑到设计齿轮的材料及表面处理不同,本标准以修正后的试件齿面积分温度作为极限齿面温度(胶合温度)。

齿面胶合承载能力校核计算的强度条件和计算公式见表11-2。用本方法时,轮齿的载荷分配和沿啮合线的温度分布见图11-1。

表 11-2 胶合承载能力校核计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
强度条件	$\theta_{int} \leq \theta_{int} / S_{H min}$ 或 $S_H \geq S_{H min}$	$\theta_{fls int}$ 是指齿面各啮合点瞬时温升 θ_{fls} 沿啮合线的积分平均值。
载荷全部作用于小轮齿顶E点时的瞬时温升 $\theta_{fls E} / ^{\circ}C$	$\theta_{fls E} = \mu_m X_M X_{BE} \frac{w_H^{0.7} v^{0.7}}{(a')^{0.25}} \frac{1}{X_Q X_{ca}}$	θ_M 是指即将进入啮合时的齿面温度。 θ_M 可用任何适宜的精确方法(如热网络法、精确测量等)来确定。表中所给公式为近似计算公式,但可保证必要的计算精度。
积分平均温升 $\theta_{fls int} / ^{\circ}C$	$\theta_{fls int} = \frac{\int_{g_s} \theta_{fls} d_{ax}}{g_s}$, 或用简化公式 $\theta_{fls int} = \theta_{fls E} X_1$	$\theta_{S int}$ 是指齿面出现胶合失效时的极限积分温度。通常是根据试验得出的,试验证明,对一种“油-材料”组合, $\theta_{S int}$ 为常数,不随运转条件改变。
本体温度 $\theta_M / ^{\circ}C$	$\theta_M = (\theta_{oil} + C_1 \theta_{fls int}) X_2$	θ_{fls} ——齿面各啮合点瞬时温升, $^{\circ}C$,由试验得出; g_s ——啮合线长度, mm ; C_1 ——加权系数,根据试验结果取其平均值为: $C_1 = 0.7$;
积分温度 $\theta_{int} / ^{\circ}C$	$\theta_{int} = \theta_M + C_2 \theta_{fls int}$	X_2 ——润滑系数,是考虑润滑方式对传热的影响,由试验得出; 油浴润滑时: $X_2 = 1.0$; 喷油润滑时: $X_2 = 1.2$;
胶合温度 $\theta_{S int} / ^{\circ}C$	$\theta_{S int} = \theta_{MT} + C_2 X_w \theta_{fls int}$	C_2 ——加权系数,是考虑积分平均温升 $\theta_{fls int}$ 和本体温度 θ_M 对胶合损伤的影响程度不同而引入的系数,由试验得出。通常可近似取为: $C_2 = 1.5$;
胶合承载能力计算的安全系数 S_H	$S_H = \frac{\theta_{S int}}{\theta_{int}}$	θ_{MT} 、 $\theta_{fls int}$ ——试验齿轮的本体温度和积分平均温升, $^{\circ}C$ 。

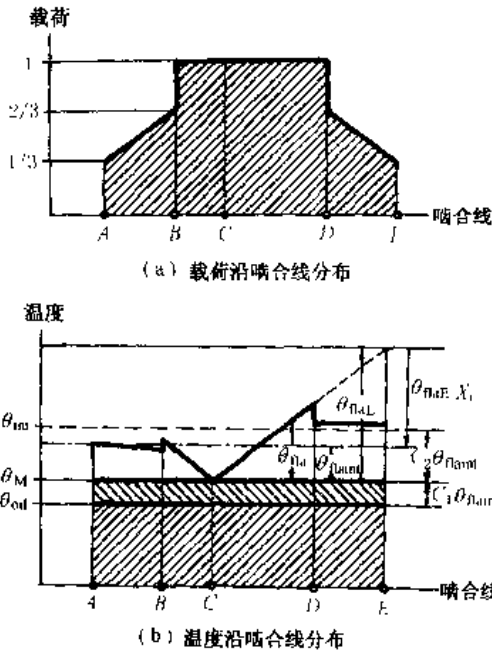


图 11-1 载荷与温度沿啮合线分布示意图

单位齿宽载荷是考虑了工况、齿轮加工和安装误差等引起的动载、齿向载荷分布和齿间载荷分配影响后的单位齿宽的圆周力。

4.2 螺旋线系数 $K_{\beta\gamma}$

螺旋线系数 $K_{\beta\gamma}$ 是考虑到当总重合度 ϵ_γ 增大时发生胶合的趋向增大而引入的修正系数。其值由试验得出,可按根据试验数据所绘制的图 11-2 查取。

为便于计算机计算,图 11-2 中的曲线可近似用表 11-4 中的公式计算。

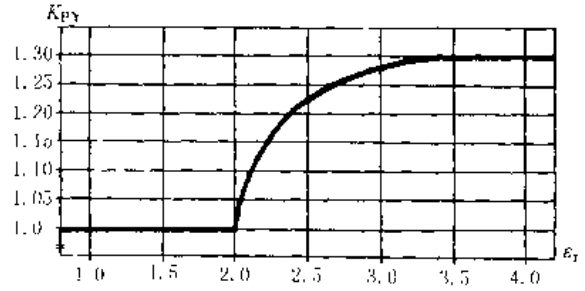


图 11-2 螺旋线系数 $K_{\beta\gamma}$

4 有关参数和系数

4.1 单位齿宽载荷 w_t

单位齿宽载荷 w_t 由表 11-3 中的公式计算。

表 11-3 单位齿宽载荷

项 目	计 算 公 式
单位齿宽载荷 $w_t/(N/mm)$	$w_t = K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{F_t}{b}$
胶合承载能力计算的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$	$K_{H\beta} = K_{H\beta}$
胶合承载能力计算的齿间载荷分布系数 $K_{H\alpha}$	$K_{H\alpha} = K_{H\alpha}$
注: $F_t, K_A, K_{H\beta}, K_{H\alpha}$ 的确定见第 8 章。	

表 11-4 螺旋线系数 $K_{\beta\gamma}$

条 件	计 算 公 式
$\epsilon_\gamma \leq 2$	$K_{\beta\gamma} = 1$
$2 < \epsilon_\gamma \leq 3.5$	$K_{\beta\gamma} = 1 + 0.2 \sqrt{(\epsilon_\gamma - 2)(5 - \epsilon_\gamma)}$
$\epsilon_\gamma \geq 3.5$	$K_{\beta\gamma} = 1.3$

4.3 平均摩擦因数 μ_m

平均摩擦因数 μ_m 是指齿廓各啮合点处的摩擦因数的平均值。可近似用节点处的摩擦因数。

平均摩擦因数 μ_m 的计算公式见表 11-5。

表 11-5 平均摩擦因数 μ_m

项 目	计 算 公 式	项 目	计 算 公 式
平均摩擦因数 μ_m	$\mu_m = 0.12 \left(\frac{w_t R_a}{\eta_M v_{\Sigma} \rho_{red}} \right)^{0.25}$	两轮在啮合点处沿齿廓切线方向速度之和 v_{Σ} (m/s)	在节点处: $v_{\Sigma} = 2v \sin \alpha'$
沿齿廓方向的齿面轮廓算术平均偏差 $R_a/\mu m$	$R_a = 0.5(R_{a1} + R_{a2})$	两轮齿廓在啮合点处的综合曲率半径 ρ_{red}/mm	在节点处: $\rho_{red} = \frac{u}{(u \pm 1)^2} a' \frac{\sin \alpha'}{\cos \beta_1}$
润滑油在本地温度下的动力黏度 $\eta_m/(MPa \cdot s)$	可近似取为工作油温下的动力黏度,也可用迭代法进行精确计算		

注:表中“+”、“-”号用于外啮合,“-”号用于内啮合。

4.4 热闪系数 X_M

热闪系数 X_M 是考虑材料特性(弹性模量 E 、泊松比 ν 、热接触系数 B_M)和两轮在啮合点处沿齿廓切线方向速度 v_{v1} 、 v_{v2} 之影响的系数。

热闪系数 X_M 的计算公式见表 11-6。

4.5 小轮齿顶几何系数 X_{RE}

几何系数 X_{RE} 是考虑小轮齿顶 E 点处的几何参数对赫兹应力和滑动速度影响的系数。

小轮齿顶几何系数 X_{BF} 的计算公式见表 11-6。

表 11-6 热闪系数 X_M 和小轮齿顶几何系数 X_{BE}

项 目	计 算 公 式	备 注
热闪系数 $X_M / (K \cdot N^{0.75} \cdot s^{0.5} \cdot m^{-0.5} \cdot mm)$	$X_M = \left(\frac{2}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}} \right)^{0.25} \frac{v_{b1}^{0.5} + v_{b2}^{0.5}}{B_{M1} v_{b1}^{0.5} + B_{M2} v_{b2}^{0.5}}$	也可近似按节点计算, 此时 $v_{b1} = v_{b2}$
热接触系数 $B_M / (N / (mm \cdot s^{0.5} \cdot K))$	$B_M = \sqrt{\lambda_M C \rho}$	
简化计算的热闪系数 X_M	$X_M = \frac{E^{0.25}}{(1-\nu^2)^{0.25} B_M}$	简化条件: $E_1 = E_2 = E, \nu_1 = \nu_2 = \nu, B_{M1} = B_{M2} = B_M$
通用钢制齿轮副(马氏体钢)的 X_M	$X_M = 50$	条件: $\lambda_m = 41 \sim 52 N / (K \cdot s),$ $c = 4.87 \times 10^2 J / (kg \cdot K),$ $\rho = 7.8 \times 10^3 kg / m^3,$ $B_M = 13.6,$ $E = 206\ 000 N / mm^2, \nu = 0.3$
小轮齿顶几何系数 X_{BF}	$X_{BF} = 0.5 \sqrt{u \pm 1} \frac{\sqrt{1 + \Gamma_F} - \sqrt{1 + \Gamma_E} / u}{[(1 + \Gamma_F)(u \mp \Gamma_E)]^{0.25}}$	式中: \mp 排符号用于外啮合, 下排符号用于内啮合
小轮齿顶 E 点的无量纲参数 Γ_E	$\Gamma_E = \frac{\sqrt{(d_{a1} / d_{b1})^2 - 1} - 1}{\tan \alpha'_1}$	

4.6 啮入冲击系数 X_Q

齿顶啮入冲击载荷之影响的系数, 按表 11-7 取值。

啮入冲击系数 X_Q 是考虑滑动速度较大的从动轮

表 11-7 啮入冲击系数 X_Q

驱动方式	齿顶重合度 ϵ	X_Q	备 注	方式	齿顶重合度 ϵ	X_Q	备 注
小轮驱动大轮	$\epsilon_2 \geq 1.5\epsilon_1$	0.6	ϵ_1 —小轮齿顶重合度, $\epsilon_1 = \frac{z_1}{2\pi} (\sqrt{(d_{a1}/d_{b1})^2 - 1} - \tan \alpha'_1)$	大轮驱动小轮	$\epsilon_1 < 1.5\epsilon_2$	1	ϵ_2 —大轮齿顶重合度, $\epsilon_2 = \frac{z_2}{2\pi} \sqrt{(d_{a2}/d_{b2})^2 - 1} - \tan \alpha'_2 $
	$\epsilon_2 < 1.5\epsilon_1$	1			$\epsilon_1 \geq 1.5\epsilon_2$	0.6	

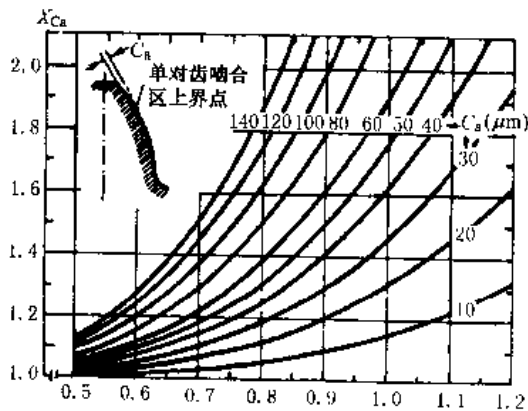


图 11-3 齿顶修缘系数 X_{Ca}

4.7 齿顶修缘系数 X_{Ca}

齿顶修缘系数 X_{Ca} 是用来考虑齿顶修缘(或修根)对胶合的影响系数, 由图 11-3 查取。

为便于计算机计算, 图 11-3 中的曲线可近似用下式表示:

$$X_{Ca} = 1 + 1.55 \times 10^{-2} \epsilon^4 C_s$$

式中: ϵ — 齿顶重合度, 取 ϵ_1 或 ϵ_2 中的较大者,

C_s — 计算用齿顶修缘量, μm , 由表 11-8 查取。

表 11-8 计算用齿顶修缘量 C_a

驱动方式	齿顶重合度 ϵ	条 件	C_a	备 注
小轮 驱动 大轮	$\epsilon_1 > 1.5\epsilon_2$	$C_{a1} \leq C_{eff}$	C_{a1}	ϵ_1, ϵ_2 —— 小轮、大轮的齿顶重合度, 见表 11-7; C_{a1}, C_{a2} —— 小轮、大轮的实际齿顶修缘量(法向值), μm , 当相啮合的轮齿有修根时, 应取修缘量与修根量之和; C_{eff} —— 有效修缘量, μm , 指恰好能补偿轮齿弹性变形所 需的修缘量, 可按下式计算: $C_{eff} = (K_A F_t / b) / (\epsilon_a c_Y)$ c_Y —— 啮合刚度, $\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$, 见第 8 章, 对直齿轮可用 单对齿刚度 c' 代替 c_Y
		$C_{a1} > C_{eff}$	C_{eff}	
	$\epsilon_1 \leq 1.5\epsilon_2$	$C_{a2} \leq C_{eff}$	C_{a2}	
		$C_{a2} > C_{eff}$	C_{eff}	
大轮 驱动 小轮	$\epsilon_2 \leq 1.5\epsilon_1$	$C_{a1} \leq C_{eff}$	C_{a1}	
		$C_{a1} > C_{eff}$	C_{eff}	
	$\epsilon_2 > 1.5\epsilon_1$	$C_{a2} \leq C_{eff}$	C_{a2}	
		$C_{a2} > C_{eff}$	C_{eff}	

4.8 重合度系数 X_c

重合度系数 X_c 是将假定载荷全部作用于小轮齿顶时的局部瞬时温升 $\theta_{n,sk}$ 折算成沿啮合线的积分平均温升 $\theta_{n,sm}$ 的系数。

X_c 的值可按表 11-9 中的公式计算。

表 11-9 中的公式是在假定载荷及温度沿啮合线呈线性分布的前提下建立的(见图 11-1), 这是一种近似处理。对模数 $m < 10 \text{ mm}$ 的齿轮, X_c 的误差不超过 5%, 计算出的积分温度 $\theta_{n,sm}$ 比精确积分得出的温度高, 计算偏于安全。

表 11-9 重合度系数 X_c

条 件	计 算 公 式	备 注
$\epsilon_1 < 1, \epsilon_2 < 1$	$X_c = \frac{1}{2\epsilon_a \epsilon_1} [0.7(\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) - 0.22\epsilon_a + 0.52 - 0.6\epsilon_1 \epsilon_2]$	$\epsilon_1 < 1, \epsilon_2 < 1$ 节点在单对齿啮合区; $\epsilon_1 \geq 1, \epsilon_2 \geq 1$ 节点在双对齿啮合区
$\epsilon_1 \geq 1$	$X_c = \frac{1}{2\epsilon_a \epsilon_1} [0.18\epsilon_1^2 + 0.7\epsilon_2^2 + 0.82\epsilon_1 - 0.52\epsilon_2 - 0.3\epsilon_1 \epsilon_2]$	
$\epsilon_2 \geq 1$	$X_c = \frac{1}{2\epsilon_a \epsilon_1} [0.18\epsilon_2^2 + 0.7\epsilon_1^2 + 0.82\epsilon_2 - 0.52\epsilon_1 - 0.3\epsilon_1 \epsilon_2]$	

4.9 材料焊合系数 X_w

材料焊合系数 X_w 是考虑设计齿轮与试验齿轮的材料及表面处理不同而引入的修正系数, 它是一个相

对的比值, 由不同材料及表面处理的试验齿轮与标准试验齿轮进行对比试验得出。其值由表 11-10 查取。

表 11-10 材料焊合系数 X_w

材料及表面处理	X_w	材料及表面处理	X_w
奥氏体钢(不锈钢)	0.45	表面氮化钢	1.50
渗碳淬硬钢	残余奥氏体含量高于正常值	表面磷化钢	1.25
	残余奥氏体含量正常(约 20% 左右)	表面镀铜	1.50
	残余奥氏体含量低于正常值	其他情况(如调质钢)	1.00

4.10 试验齿轮的本体温度 θ_{MT} 和积分平均温升 $\theta_{\Sigma, mt}$

$\theta_{\Sigma, mt}$

试验齿轮的本体温度 θ_{MT} 和积分平均温升 $\theta_{\Sigma, mt}$ 是根据齿轮试验的数据, 用表 11-2 中的公式计算得出的。

当油品的承载能力是按照 GB/T 3142-1982《润滑剂承载能力测定法》的 FZG(A/8.3/90) 试验得出时, 则 θ_{MT} 和 $\theta_{\Sigma, mt}$ 与载荷的关系曲线如图 11-4 所示。此时, θ_{MT} 和 $\theta_{\Sigma, mt}$ 的值可根据设计齿轮所选用润滑油的黏度 ν_n 和 FZG 胶合载荷级由图 11-4 查取。

润滑油的 FZG 胶合载荷级作为油品的性能指标, 由油品的生产厂家提供。

为便于计算机计算, 图 11-4 中的曲线可近似用下述公式表示:

$$\theta_{MT} = 0.032T_{1T}^{1.1} + 90$$

$$\theta_{\Sigma, mt} = -0.08T_{1T}^{1.2} \left[\frac{100}{\nu_n} \right]^{0.45}$$

式中: T_{1T} —— FZG 胶合载荷级相应的试验齿轮小轮扭矩, $N \cdot m$, 见图 11-4。

ν_n —— 润滑油在 40 (时的名义运动黏度, mm^2/s 。

5 胶合承载能力最小安全系数 S_{Bmin}

胶合承载能力最小安全系数 S_{Bmin} 的选取原则见第 1 节。当无可靠数据时, S_{Bmin} 可按表 11-11 选取。

表 11-11 最小安全系数 S_{Bmin}

计算依据或使用要求	S_{Bmin}	备注
依据尖峰载荷计算时(如剪床、冲床)	1.5	
依据名义载荷计算时(如工业汽轮机)	1.5~1.8	有实测载荷谱为依据精确确定 K_A 时, 可取为 1.5
高可靠性要求(如飞机、汽轮机)	2~2.5	有实测载荷谱为依据精确确定 K_A 时, 可取为 1.8

注: 经逐级加载跑合时取小值, 不经跑合者取大值。

6 常用油品的 FZG 胶合载荷级 (见表 11-12)

表 11-12 常用油品的 FZG 胶合载荷级

油 类		机械油 液压油	汽轮机油	工业用 齿轮油	轧钢机油	汽缸油	柴油机油	航空用 齿轮油	准双曲面 齿轮油
FZG 胶合载荷级	矿物油	2~4	3~5	5~7	6~8	6~8	6~8	5~8	
	加极压抗 磨添加剂 矿物油	5~8	6~9	中极压 >9 全极压 >11					>12
	高性能 合成油	9~11	10~12	>12				8~11	

注: 油品的胶合载荷级随原油产地、生产厂家的不同而有所不同, 应以油品生产厂家提供的指标为准; 重要场合应经专门试验确定。

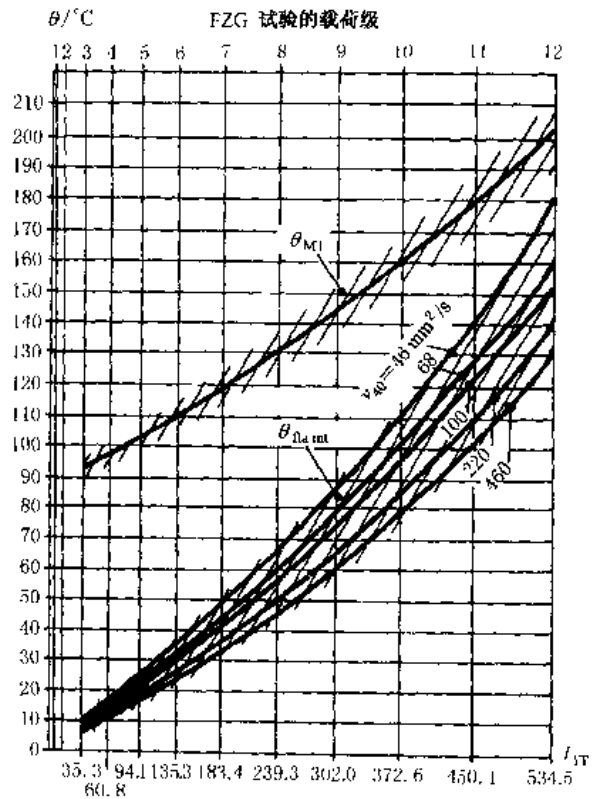


图 11-4 FZG(A/8.3/90) 试验齿轮的本体温度 θ_{MT} 和积分平均温升 $\theta_{\Sigma, mt}$

第 12 章

齿轮承载能力试验测试方法

影响齿轮轮面接触强度、齿根弯曲强度和齿面胶合承载能力的因素有很多,通常将这些因素分为四大类,即齿轮及装配的结构参数(如齿形、齿轮的尺寸、齿根过渡圆角、对称布置安装结构、悬臂安装等);加工工艺和材料质量(如齿轮的加工和安装精度、热处理工艺、材料成分、硬度匹配等);运动和动力参数(如齿轮的转速、工作条件、载荷、振动、噪声及齿面滑动速度等);润滑油参数(如润滑油的种类、性能等)。

为确定这些因素对齿轮承载能力的影响,需要在

齿轮的使用过程中积累大量的实践经验。同时,进行齿轮承载能力试验测试也是很有有效的方法。

本章内容涉及GB/T 14229—1993《齿轮接触疲劳强度试验方法》、GB/T 14230—1993《齿轮弯曲疲劳强度试验方法》和GB/T 13672—1992《齿轮胶合承载能力试验方法》。

1 主要代号

本章所使用的主要代号、意义及单位见表12-1。

表 12-1 主要代号

代号	意 义	单 位	代号	意 义	单 位
A_s	试验齿轮单个齿面上点蚀面积之和	mm^2	k	威布尔分布函数的形状参数	kg
A_{sw}	试验齿轮单个齿面的工作表面积	mm^2	K	砝码吊盘的质量	kg
A_{1T}	试验齿轮副主动轮全部点蚀面积之和	mm^2	K_A	使用系数	
A_{2T}	试验齿轮副被动轮全部点蚀面积之和	mm^2	$K_{H\alpha}$	接触强度计算的齿间载荷分配系数	
A_{1Tw}	试验齿轮副主动轮各齿工作表面积之和	mm^2	K_{Fa}	弯曲疲劳计算的齿间载荷分配系数	
A_{2Tw}	试验齿轮副被动轮各齿工作表面积之和	mm^2	$K_{F\beta}$	弯曲疲劳计算的齿间载荷分配系数	
a	试验齿轮箱中心距	mm	K_v	动载系数	
b	工作齿宽	mm	m	齿轮模数	
	威布尔分布函数的尺度参数			$S-N$ 曲线方程指数	
C	$S-N$ 曲线方程常数		m'	修正后的 $S-N$ 曲线方程指数	
C'	修正后的 $S-N$ 曲线方程常数		N	应力循环次数	
d	分度圆直径	mm	n	试验点总数;B法试验夹具跨齿数	
d'	节圆直径	mm	n_1	小齿轮转速	r/min
d_1	试齿轮小轮分度圆直径	mm	N_1	齿轮接触疲劳区上临界点的循环次数	
d_a	顶圆直径	mm	N_L	试验齿轮齿面应力循环次数	
d_b	基圆直径	mm	N_0	齿面应力循环基数	
d_F	脉动试验载荷作用点的直径	mm	R	可靠度	
E	脉动试验载荷作用点		R_a	齿面粗糙度	μm
F_{\max}	脉动试验载荷最大值	N	R_F	载荷作用点E的向径	mm
F_{\min}	脉动试验载荷最小值	N	R_s	单齿点蚀面积率	%
F_t	端面内分度圆周上的名义切向力	N	R_1	齿轮副点蚀面积率	%
g_{a1}	小齿轮齿顶啮合长度	mm	R_z	微观不平度一点高度	μm
g_{a2}	大齿轮齿顶啮合长度	mm	r	试验有越出点时的失效试验点数	
h_{FE}	载荷作用于E点的弯曲力臂	mm	r_F	循环特性系数	
h_{Fe}	载荷作用于单对齿啮合区上界点时的弯曲力臂	mm	S	应力	N/mm^2
$H_1, 2$	加载杆的质量	kg	T_1	实测试验齿轮箱输入转矩的平均值	$\text{N}\cdot\text{m}$
			$T_{1\max}$	实测试验齿轮箱输入转矩的最大值	$\text{N}\cdot\text{m}$

续表 12-1

代号	意义	单位	代号	意义	单位
T_f	实测试验齿轮箱输出转矩的平均值	$N \cdot m$	α	齿形角	$^\circ$
u	齿数比		α'	啮合角	$^\circ$
v	节圆线速度	m/s	α_E	载荷作用 E 点处的压力角	$^\circ, rad$
v_{max}	最大滑动速度	m/s	α_r	上界点处的压力角	$^\circ, rad$
W_{1-3}	砝码质量	kg	α_F	单对齿啮合区上界点处的载荷作用角	$^\circ, rad$
x	径向变位系数		α_{FE}	载荷作用点 E 处的载荷作用角	$^\circ, rad$
x_1	小试验齿轮变位系数		β	螺旋角	$^\circ, rad$
x_2	大试验齿轮变位系数		γ_E	载荷作用点 E 处的齿厚半角	$^\circ, rad$
Y_F	载荷作用于单对齿啮合区上界点时的齿形系数		γ_r	上界点处的齿厚半角	$^\circ, rad$
Y_{FE}	载荷作用于 E 点时齿形系数		η	试验齿轮箱效率	%
Y_{RelT}	相对齿根表面状况系数		μ_{ln}	对数正态分布函数母体对数平均值	
Y_S	载荷作用于单对齿啮合区上界点时的应力修正系数		μ_N	正态分布函数母体平均值	
Y_{SE}	载荷作用于 E 点时的应力修正系数		σ_b	抗拉强度	N/mm^2
Y_{S1}	齿轮的应力修正系数		σ_F	试验齿轮齿根应力	N/mm^2
Y_X	计算弯曲强度的尺寸系数		σ'_F	循环特性系数 $r \neq 0$ 时的齿根应力	N/mm^2
Y_{nrelT}	相对齿根圆角敏感系数		σ_{Hlim}	GB 3480 的试验齿轮弯曲疲劳极限	N/mm^2
Y_n	计算弯曲强度的螺旋角系数		σ_{Hlm}	GB 3480 的试验齿轮接触疲劳极限	N/mm^2
z	齿数		σ_{H0}	循环次数为 5×10^7 时的 R-S-N 曲线应力计算值	
z_1	小轮齿数		σ_H	试验齿轮齿面接触应力	N/mm^2
z_2	大轮齿数		σ_{ln}	对数正态分布函数的母体对数标准差	
Z_H	节点区域系数		σ_N	正态分布函数的母体标准差	
Z_L	润滑油系数		σ_{N0}	循环数为 N_0 时 R-S-N 曲线应力计算值	N/mm^2
Z_R	粗糙度系数		μ_{ln}	对数正态分布函数的母体对数平均值	
Z_V	速度系数		μ_N	正态分布函数的母体平均值	
Z_W	齿面工作硬化系数		η	试验齿轮箱效率	%
Z_X	接触强度计算的尺寸系数		ΔF_p	齿距累积误差	μm
Z_β	接触强度计算的螺旋角系数		ΔF_f	齿向误差	μm
Z_ϵ	接触强度计算的重合度系数		Δf_t	齿形误差	μm
			Δf_{pb}	基节偏差	μm

2 齿轮接触疲劳强度试验方法

GB/T 14229—1993《齿轮接触疲劳强度试验方法》规定的测定渐开线圆柱齿轮接触疲劳强度的试验方法适用于钢、铸铁制造的渐开线圆柱齿轮由齿面点蚀损伤而失效的试验。对于其他金属齿轮的接触疲劳强度试验可参照此方法。

2.1 试验方法

确定齿轮接触疲劳强度应在齿轮试验机上进行试

验齿轮的负荷运转试验。当齿面出现接触疲劳失效或齿面应力循环次数达到规定的循环基数 N_0 而未失效时(以下简称“越出”),试验终止并获得齿面在试验应力下的一个寿命数据。当试验齿轮及试验过程均无异常时,通常将该数据称为“试验点”。根据不同的试验目的,选择表 12-2 中不同的试验点的组合,经试验数据的统计处理,确定试验齿轮的接触疲劳特性曲线及接触疲劳极限应力。

表 12-2

方法	使用场合	试验内容
常规成组法	测定试验齿轮的可靠度-应力-寿命曲线(即 R-S-N 曲线),求出试验齿轮的接触疲劳极限应力	试验时取 4~5 个应力级,每个应力级不少于 5 个试验点(不包括越出点),最高应力级中的各试验点的齿面应力循环次数不少于 1×10^6 。最高应力级与次高应力级的应力间隔为总试验应力范围的 40%~50%,随着应力的降低,应力间隔逐渐减少。最低应力级至少有一个试验点越出
少试验点组合法	测定 S-N 曲线或仅测定极限应力	试验时试验点总数为 7~16 个。测定 S-N 曲线时,应力级为 4~10 个,每个应力级取 1~4 个试验点。 测定极限应力时可采用升降法,采用正交法进行对比试验时,每个对比因素至少有 3 个试验点

2.2 试验条件及试验齿轮(见表12-3)

表 12-3 试验条件及试验齿轮

设备与器材		要 求				
试验条件	试验机	参数	型式	中心距 a' /mm	试验齿轮线速度 v /(m/s)	试验机精度
			封闭功率流式	90~150	8~16	要求的精度
		功能	注:试验机的性能校核见2.8 a. 齿轮断齿时自动停机; b. 有保证齿轮良好润滑的循环喷油润滑系统; c. 有润滑油温度控制装置,回油温度应控制在60℃以下; d. 有循环次数记录装置,其记录误差不大于±0.1%			
	润滑油	选择	按ZBJ 17003选择和养护			
	检查	一般情况下试验机连续运转三个月应进行润滑油的取样检查				
试验齿轮	参 数	模数 m /mm	3~8	齿面粗糙度 $R_z/\mu\text{m}$	2~5	
		螺旋角 $\beta/(\circ)$	0°	工作齿宽 b /mm	>0.5a	
		齿数比 μ	1.2~1.5(小轮主动)	材 料	试验齿轮副相同	
		精度(GB/T 10095)	4~6	基本齿廓	符合GB/T 1356	
	注意事项	注:试验齿轮的材料、热处理及加工检测见2.9。 试验齿轮模数的选择应保证在试验中不出现弯曲疲劳断齿,在硬齿面齿轮的齿面强度试验中往往会出现这一问题。 齿轮接触疲劳强度试验也可在试验条件和试验齿轮参数与产品齿轮工况和参数一致或相近的条件下进行。此时应注意试验目的不同相应的试验方法也不同,如是确定材料的极限应力还是比较齿形优劣的对比试验在试方法上,就有很大的差异,是采用常规的全寿命试验、截尾试验还是采用加速寿命试验,试验应力水平的确定等在试验前要有充分的考虑				

2.3 接触疲劳失效判据(见表12-4)

表 12-4 接触疲劳失效判据

判别方法与准则		判 据
失效判别方法	单齿点蚀面积率	$R_s = A_s / A_{sw}$
	齿轮副点蚀面积率	$R_1 = A_{1T} / A_{1TW} + A_{2T} / A_{2TW}$
失效判别准则	非表面硬化齿轮	当 $R_1 \geq 2\%$ 时,即判定该齿面失效 当 $N_1^1 \geq N_0 = 5 \times 10^7$ 未失效时,试验停止,判定该试验点越出
	表面硬化齿轮 ²⁾	当 $R_s \geq 4\%$ 或 $R_1 \geq 0.5\%$ 时,即判定该齿面失效 当 $N_1^1 \geq N_0 = 5 \times 10^7$ 未失效时,试验停止,判定该试验点越出

1) N_1^1 为齿面应力循环次数。

2) 表面硬化齿轮包括:渗碳、渗氮、碳氮共渗、火焰或感应淬火的齿轮。

2.4 试验步骤(见表12-5)

表 12-5 试验步骤

步 骤	要 求	步 骤	要 求	
试验前准备	掌握试验机性能	试验前准备	试验齿轮安装后检查 试验齿轮安装后应检查齿面接触情况,按2.2进行试验时,试验机加载至试验载荷,齿面沿工作齿宽方向接触斑点不小于90%,沿齿高方向接触斑点不小于80%。还应在试验齿轮的径向和轴向检验台肩处测量检查同轴度和端面全跳动,并达到规定的要求	
	试验机校验			按2.8规定校验试验机性能
	试验齿轮的准备			清洗试验齿轮后目测检查,内面不得有腐蚀、锈蚀或其他形式的损伤。对试验齿轮、轮齿及齿面进行编号

续表 12-5

步骤	要求	步骤	要求
预备性试验	预备性试验是为了确定试验的应力级,一般可通过测定一条 S-N 曲线来估计疲劳区的应力范围和极限应力,并根据 2.1 的要求确定应力级	点蚀损伤监控	对点蚀损伤的形貌,在齿面上的位置、该齿面的齿序号及应力循环次数进行跟踪检查,并作描述和记录。必要时进行覆膜或照相
试验过程的监控	试验机检查 试验中应经常检查试验机的运转情况(转矩、转速、温度、振动、噪声、润滑油在试验过程中的性能变化等)并控制油温。对静态加载的试验机应根据卸载情况确定重新加载的时间间隔,并作详细记录	其他损伤监控	在试验过程中,若没有出现齿面点蚀而出现了其他损伤,如非正常磨损、胶合等,则应仔细记录它们的变化情况,并应改善润滑条件及运转条件。当出现中等磨损、中等胶合或出现轮齿断齿时,应判为非接触疲劳失效。该数据不能作为试验点
	确定齿面检查的时间间隔 根据试验齿轮的接触应力大小确定齿面检查时间间隔。试验初期可用 10 倍放大镜观察齿面,发现齿面点蚀损伤后应及时根据损伤形貌及扩展趋势缩短检查的时间间隔,以便准确记录达到齿面点蚀损伤极限时的循环次数。若检查齿面时点蚀面积率已超过点蚀损伤极限,则取该段时间间隔的一半作为该间隔达到齿面失效时的时间	补充试验点	同一应力级的试验点做完后应进行分布检验(参见 2.10)。若分布函数的线性相关系数不能满足最小值的要求时,需补充试验点
		失效分析	根据试验数据进行失效分析

2.5 试验齿轮接触应力计算

按下式计算试验齿轮的接触应力:

$$\sigma_H = \frac{Z_{H1} \cdot Z_E \cdot Z_c \cdot Z_\beta}{Z_V \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X} \cdot \sqrt{\frac{F_t(u \pm 1) \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}{d_1 \cdot b \cdot u}}$$

上式中各代号的意义与取值见第 8 章,必要时可引入 Z_B 或 Z_D 。上式计算的接触应力已将试验条件及试验齿轮转换为第 8 章所要求的标准状态。

2.6 试验数据的统计处理(见表 12-6)

表 12-6 试验数据的统计处理

项 目	计 算 公 式	备 注
寿命值排序	无越出点 当试验点总数为 n 的应力级无越出点时: $N_{L1} \leq N_{L2} \leq \dots \leq N_{L,n-1} \leq N_{Ln}$	<p>i 为试验点按寿命值由小到大排列序号,无越出点时 $i=1,2,\dots,n$;有越出点时 $i=1,2,\dots,r$。</p> <p>在试验齿轮的寿命分布函数未知时,一般采用二参数威布尔分布、对数正态分布或正态分布进行分布检验,确定分布类型。</p> <p>分布函数曲线的拟合及 R-S-N 曲线参数的确定见 2.10</p>
	有越出点 当试验点总数为 n 的应力级有越出点,且失效的试验点数为 r 时: $N_{L1} \leq N_{L2} \leq \dots \leq N_{L,r-1} \leq N_{Lr}$	
寿命经验分布函数值	对任一寿命值 N_{Li} 有: $F(N_{Li}) = \frac{i}{n+1}$ 或 $F(N_{Li}) = \frac{i-0.3}{n+0.4}$	
二种分布函数	二参数威布尔分布 $F(N_{Li}) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{N_{Li}}{b}\right)^k\right]$	
	对数正态分布 $F(N_{Li}) = \Phi\left[\frac{\ln N_{Li} - \mu_{\ln N}}{\sigma_{\ln N}}\right]$	
	正态分布 $F(N_{Li}) = \Phi\left[\frac{N_{Li} - \mu_N}{\sigma_N}\right]$	

2.7 试验报告

试验报告应包括以下内容:

- a. 试验目的及要求;
- b. 试验方法;
- c. 试验条件及试验齿轮;
- d. 试验原始数据;
- e. 试验数据的处理结果;
- f. 损伤分析;
- g. 试验单位、报告人、审核人、日期。

2.8 齿轮试验机性能校验

按试验机的技术指标进行检验。

测定试验齿轮箱的输入输出转矩,并按下式计算试验齿轮箱的效率:

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 \cdot u}$$

试验齿轮的使用系数为:

$$K_A = \frac{T_{r,max}}{T}$$

在试验载荷范围内, K_A 值不大于 1.08。

对于静态加载的试验机,还应测量运转过程中的卸载情况。试验机在最高试验载荷级下连续运转,测量和记录输入转矩 T_1 随时间卸载变化情况。当 T_1 的卸载量为该载荷的 5% 时,测定终止,绘出载荷随时间变化的卸载曲线。在试验过程中可根据卸载曲线确定重新加载的时间间隔,使卸载量不大于试验所加载荷的 3%。

转矩测量仪器的测量误差不大于 ±1%。

准确标定加载载荷,其误差不大于规定载荷的 ±2%。

2.9 试验齿轮的材料、热处理及加工检测(见表 12-7)

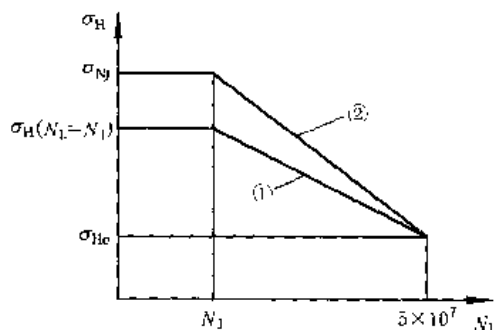
表 12-7 试验齿轮的材料、热处理及加工检测

检验项目	检验内容	检验项目	检验内容
同一性	同批试验齿轮必须具有同一性,一般要求选用同炉冶炼的材料,同炉热处理,机加工时要求使用相同的加工设备,采用相同的加工工艺同批完成	机械加工记录	d. 齿轮加工刀具的精度及参数(如模数、齿数(头数)、压力角、变位、修形、插刀型号、几何形状、砂轮等级等); e. 齿轮精加工留量; f. 加工情况记录及分析。 注:齿部加工时,应保证有效齿廓线与齿根圆弧线的圆滑过渡
原材料及锻造的记录和检验	a. 材料牌号、生产厂家、冶炼方法(如平炉、电炉、氧气吹顶转炉等); b. 锻造工艺及设备; c. 材料的化学成分及力学性能(如 C、Si、Mn、P、S、Cr、Ni、Mo、V、Al 等,拉伸强度、韧性、硬度等); d. 按第 36 章 4.4 条的常规检验项目对原材料及锻造质量进行检验(如金相组织、夹杂物等)	精度检测	按照 GB 10095 检验试验齿轮的精度,并记录以下检测数据: a. 齿距累积误差 ΔF_p ; b. 齿向误差 ΔF_{β} ; c. 齿形误差 Δf_i ; d. 基节偏差 Δf_{pb}
热处理试样记录和检验	齿轮热处理时应设置附加试样同炉处理。试样应能正确反映试验齿轮的热处理质量。 a. 热处理方法及设备(如调质、氮化、渗碳淬火,炉子型号、制造厂家等); b. 热处理工艺规程及执行情况(如介质、温度、时间等); c. 按第 36 章的常规检验项目对热处理质量进行检验(如金相组织、硬度、扩散层、含碳量等)	缺陷	采用适当方法(如腐蚀、磁粉和渗透等方法)检查齿面是否有磨削烧伤、磨削裂纹等缺陷,剔除不合格品
机械加工记录	a. 试验齿轮的加工工艺(如滚齿、插齿、剃齿、磨齿等); b. 齿轮加工机床的型号及参数; c. 齿轮加工机床的调整参数(如剃齿速度、工作台进给量、接触率、走刀距、磨齿上下行程、展成速度、砂轮修整方法、冷却等);	齿面状况检查	渗碳淬火和碳氮共渗的试验齿轮应测量齿高中部的齿面残余应力,抽样数不少于同批齿轮的 20%,必要时测量齿面沿渗碳层深度方向的残余应力分布
		硬度	测量全部试验齿轮的齿面硬度。在试验齿轮上选取 3~4 个齿作为测量齿,测量齿在齿轮上均布,各测量齿的齿面测量位置相同,测量后按第 36 章的规定剔除不合格品

2.10 R-S-N 曲线参数的确定(见表 12-8)

表 12-8 R-S-N 曲线参数的确定

项 目		内 容	
寿命分布函数的拟合与检验	威布尔分布拟合	$\ln \ln \frac{1}{1-F(N_L)} = k(\ln N_L - \ln b)$	
	对数正态分布拟合	$\Phi^{-1}(F(N_L)) = \frac{1}{\sigma_{\ln N}} (\ln N_L - \mu_{\ln N})$	
	正态分布拟合	$\Phi^{-1}(F(N_L)) = \frac{1}{\sigma_N} (N_L - \mu_N)$	
	线性相关系数	分布函数的线性相关系数应满足线性相关系数最小值的要求;当线性相关系数最小值同时满足两种以上分布时,应优先选用线性相关系数绝对值较大的分布	
	注意事项	确定同一组 R-S-N 曲线的各应力级应选取同一类型的分布	
R-S-N 曲线参数的确定	按可靠度 R 计算寿命值	威布尔分布	$N_L = b \left(\ln \frac{1}{R} \right)^{1/k}$
		对数正态分布	$N_L = \exp[\mu_{\ln N} + \sigma_{\ln N} \Phi^{-1}(1-R)]$
		正态分布	$N_L = \mu_N + \sigma_N \Phi^{-1}(1-R)$
	拟合 S-N 曲线公式	$\sigma_{H0}^m \cdot N_1 = C$	
	拟合方法	<p>以各应力级相同可靠度的应力—寿命作为子样,按 $\sigma_{H0}^m \cdot N_1 = C$ 用最小二乘法拟合,可以得到一系列不同可靠度的 S-N 曲线,即 R-S-N 曲线。</p> <p>由于在低应力级有寿命越出点,高可靠度 S-N 曲线通常会失真,此时应根据相关系数出现异常或应用统计学上异常数据判别方法剔除。以余下的 S-N 曲线为基础,选取 4~6 个寿命级,按本表第一项的方法确定寿命下的极限应力分布,求出各寿命级高可靠度的应力值,确定高可靠度 S-N 曲线和高可靠度极限应力值</p>	
R-S-N 曲线斜率的修正	修正条件	按 2.5 计算 σ_H 时,若 $Z_R \neq 1$,则应修正 R-S-N 曲线的斜率	
	修正后的曲线方程参数	m'	$m' = \left \frac{\ln N_j - \ln(5 \times 10^7)}{\ln \sigma_{Hj} - \ln \sigma_{H0}} \right $
		C'	$C' = \sigma_{H0}^m \cdot 5 \times 10^7$
		σ_{Hj}	$\sigma_{Hj} = \left(\frac{C'}{N_j} \right)^{1/m'} \cdot Z_R$
		σ_{H0}	$\sigma_{H0} = \left(\frac{C'}{5 \times 10^7} \right)^{1/m'}$
修正前后的 S-N 曲线	见图 12-1		



① 未修正的 $S-N$ 曲线 $\sigma_H \cdot N_L = C$
 ② 修正后的 $S-N$ 曲线 $\sigma_H \cdot N_L = C'$

图 12-1 $S-N$ 曲线斜率的修正

3 齿轮弯曲疲劳强度试验方法

GB/T 14230—1993 规定了测定渐开线直齿圆柱齿轮轮齿弯曲疲劳强度的试验方法,以确定齿轮弯曲承载能力所需的基础数据。

GB/T 14230—1993 适用于钢、铸铁制造的渐开线直齿圆柱齿轮在载荷作用下造成轮齿弯曲疲劳失效的试验,其他金属齿轮的弯曲疲劳强度试验可参照使用。

3.1 试验方法(见表 12-9)

表 12-9 试验方法

方法	内 容	方法	内 容
A 试验法	将试验齿轮副安装在齿轮试验机上进行负荷运转试验,直至轮齿出现弯曲疲劳失效或因根应力循环次数达到规定的循环基数 N 。而未失效时(以下简称“越出”),试验终止并获得轮齿在试验应力下的一个寿命数据。当试验齿轮及试验过程均无异常时,通常将该数据称为“试验点”	常规成组法	试验时取 4~5 个应力级,每个应力级不少于 5 个试验点(不包括越出点)。最高应力级中的各试验点的弯曲应力循环次数不少于 0.5×10^6 ,最高应力级与次高应力级的应力间隔为总试验应力范围的 40%~50%,随着应力的降低,应力间隔逐渐减小。最低应力级中至少有一个试验点越出
			使用场合
B 试验法	在脉动疲劳试验机上利用专门的夹具,对试验齿轮的轮齿进行脉动加载,直至轮齿出现弯曲疲劳失效或越出,试验终止并获得轮齿在试验应力下的一个寿命数据。试验中,脉动载荷仅施加在试验轮齿上,试验齿轮不作啮合运转,所选取的试验轮齿,与加过载荷的轮齿(包括支承齿)至少应间隔一个轮齿,每个试验齿轮可得若干试验点	试验点的组合	少试验点组合法
试验常规成组使用场合组合法	常规成组法用于测定试验内验的可靠度 应力-寿命曲线(即 $R-S-N$ 曲线),求出试验齿轮的弯曲疲劳极限应力		方法

3.2 试验条件及试验内轮(见表 12-10)

3.3 弯曲疲劳失效判据

试验中,若出现下列情况之一时,均应判为弯曲失效:

a. 轮齿齿根出现可见疲劳裂纹;

b. 载荷或频率下降 5%~10%;

c. 沿齿根断齿。

3.4 试验步骤(见表 12-11)

3.5 试验齿轮齿根应力计算(见表 12-12)

表 12-10 试验条件及试验齿轮

设备与器材			要 求	
试验条件	试验机	功率流封闭式试验机	校验	试验机的校验见 2.8
		参数	中心距 a , mm	90~150
			试验齿的线速度 v , (m/s)	8~16
			试验机精度	满足试验齿轮要求的精度

续表 12-10

设备与器材		要 求				
试验条件	试验机	功率流封闭式试验机	功能			
		脉动疲劳试验机	性能及测定			
	夹具		夹具的设计及技术要求见 3.8			
	润滑油	选择	按 ZB J17 003 进行润滑油的选择和保养			
检查		一般情况下,试验机连续运转三个月,应进行润滑油的取样检查				
试验齿轮	参数	模数 m/mm	3~5	应力修正系数 Y_{σ}	2.0	
		螺旋角 $\beta/(\circ)$	0	齿根圆角参数 q_r	2.5	
		齿宽 b/mm	10~50	齿根圆角粗糙度 $Rz/\mu\text{m}$	≤ 10	
	精度	GB/T 10095 的 4~7 级				
	加工与检测	齿廓线与齿根圆弧线必须是圆滑过渡,检查试验齿轮精度并记录其实测数值,检测全部试验齿轮的表面硬度、基节偏差并剔除不合格的试验齿轮。同一组的试验齿轮,其加工设备 & 加工工艺,必须相同				
	材料及热处理	试验齿轮的材料及热处理见 2.9				
注意事项	齿轮弯曲疲劳强度试验也可在试验条件和试验齿轮参数与产品齿轮工况和参数一致或相近的条件下进行,此时应注意的问题见 2.2					

表 12-11 试验步骤

步 骤	要 求	步 骤	要 求	
试验前准备	掌握试验机性能	试验过程的监控	按所需应力级逐点进行加载试验。试验期间要经常检查试验设备,出现异常应及时排除。准确记录试验点的失效循环寿命,每个试验点均应有完整的试验记录,记录表见 3.10。保留试验齿轮及断齿,以备进行失效分析	
	试验机校验			按 2.8 和表 12-10 的规定校验试验机的性能
	试验齿轮的准备	补充试验点	同一应力级的试验点做完后应进行分布检验(见 3.9)若分布函数的线性相关系数不能满足最小值要求时,需补充试验点	
	试验齿轮的安装			试验齿轮按试验机的规定或夹具的设计要求进行安装
预备性试验	预备性试验是为了确定试验的应力级,一般可通过测定一条 S-N 曲线来估计疲劳区的载荷范围及极限应力,并根据 3.1 的要求确定应力级		失效分析	根据试验数据进行失效分析

表 12-12 试验齿轮齿根应力计算

试验项目		应力确定	试验项目	应力确定
疲劳强度	A 试验法	$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_F \cdot Y_s \cdot Y_B}{b \cdot m \cdot Y_{s1} \cdot Y_{\beta rel1} \cdot Y_{Rrel1} \cdot Y_X}$	静强度	对结构钢和调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁,当 $N_L \leq 10^4$ (其他材料 $N_L \leq 10^7$) 时,其应力可视为静应力
	B 试验法	$\sigma'_F = \frac{F_t \cdot Y_{FE} \cdot Y_{SE}}{b \cdot m \cdot Y_{s1} \cdot Y_{\beta rel1} \cdot Y_{Rrel1T} \cdot Y_X}$		
	注意事项	上述式中代号的意义及取值均按第8章的规定, Y_{FE} 、 Y_{SE} 按第8章给出的公式计算时,公式中的 α_s 、 γ_s 、 α_{Fe} 、 h_{Fe} 分别用 α_E 、 γ_E 、 α_{FE} 、 h_{FE} 代入。 按上述式子计算的齿根弯曲应力已将试验条件及试验齿轮转换成第8章所要求的标准状态	σ'_F 转换为 σ_F	由于试验机的限制,B试验法中,循环特性系数 $r_F = F_{min}/F_{max} \neq 0$,应将实际齿根应力 σ'_F 换算为 $r_F = 0$ 时的脉动循环齿根应力 σ_F , N/mm^2 ,换算公式为: $\sigma_F = \frac{(1-r_F)\sigma'_F}{1-r_F \frac{\sigma'_F}{\sigma_b - 350}}$ 式中: σ_b —抗拉强度, N/mm^2 循环特性系数 r 在试验期间为一常数且 ≤ 0.05
静强度	齿根应力仍按A试验法和B试验法所列公式计算,但此时应取 $Y_{Rrel1} = 1.0$; $Y_{s1} = 1.0$; $Y_{\beta rel1}$ 则由第8章所给的 $Y_{\beta relT}$ 公式计算或通过实测得到			

3.6 试验数据的统计处理(见表12-13)

表 12-13 试验数据的统计处理

项 目		计 算 公 式
寿命值 排 序	无越出点	当试验点总数为 n 的应力级无越出点时: $N_{L1} \leq N_{L2} \leq \dots \leq N_{L(n-1)} \leq N_{Ln}$
	有越出点	当试验点总数为 n 的应力级有越出点,且失效的试验点数为 r 时: $N_{L1} \leq N_{L2} \leq \dots \leq N_{L(r-1)} \leq N_{Lr}$
寿命经验分布函数值		$F(N_i) = \frac{i}{n+1}$ 或 $F(N_i) = \frac{i-0.3}{n+0.4}$
B 试验法 中采用双 齿(p 对 齿)加载	方法 失效齿数 试验轮齿总数 n	其失效顺序用平均顺序法计算 有 r 个齿失效 ($r \leq p$) $n = 2p$
	试验点按寿命值由小到大排列的平均顺序	$A_i = A_{i-1} + \frac{n-1-A_{i-1}}{n+3-2i}$
	寿命经验分布函数值	$F(N_{Li}) = \frac{A_i}{n+1}$ 或 $F(N_{Li}) = \frac{A_i-0.3}{n+0.4}$
三种分 布函数	二参数威布尔分布	$F(N_L) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{N_L}{b}\right)^a\right]$
	对数正态分布	$F(N_L) = \Phi\left(\frac{\ln N_L - \mu_{\ln N}}{\sigma_{\ln N}}\right)$
	正态分布	$F(N_L) = \Phi\left(\frac{N_L - \mu_N}{\sigma_N}\right)$

- 注: 1 为试验点,按寿命值由小到大排列序号,无越出点的 $i=1,2,\dots,n$,有越出点时 $i=1,2,\dots,r$ 。
2 在试验齿轮的寿命分布函数未知时,一般采用表中的三种分布函数进行分布检验,确定分布类型。
3 分布函数曲线的拟合及 $R-S-N$ 曲线参数的确定见 3.9。

3.7 试验报告

试验报告应包括:

- a. 试验目的及要求;
- b. 试验方法;
- c. 试验条件及试验齿轮;

- d. 试验原始数据;
- e. 试验数据的处理结果;
- f. 损伤分析;
- g. 试验单位、报告人、审核人、日期。

3.8 试验夹具的技术要求及设计(见表 12-14)

表 12-14 试验夹具的技术要求及设计

项 目		内 容		
试验夹具的要求		a. 试验夹具应具有足够的刚度,并能可靠地支承试验内轮。 b. 夹具必须保证载荷作用在轮齿接近齿顶的齿面上,并能确定载荷作用点的准确位置。 c. 夹具的安装必须保证施加在轮齿上的载荷作用线与试验齿轮的基圆相切。 d. 夹具的安装必须保证载荷沿齿向均匀分布。 e. 如采用双齿加载形式,夹具的安装必须保证两受力齿的载荷均衡,其测量值相对误差不大于5%		
试验夹具的设计	夹具的形式	试验夹具采用单齿加载形式(见图 12-2)和双齿加载形式(见图 12-3)		
	确定载荷的作用点	单齿加载形式	载荷作用点 选上界点 E 作为载荷作用点。根据 E 点公法线长度 W, 确定支承齿的支承件高度 H (见图 12-4)	
		E 点到试验齿轮中心的垂直高度 h_2 /mm	$h_2 = R_E \cdot \sin \alpha_t$	
		支承齿的支承件高度 H/mm	$H = h_1 - (W - h_2)$	
	双齿加载形式	载荷作用点	选 E 作为载荷作用点, 见图 12-5	
		E 点所在圆的直径 d_E /mm	$d_E = d_b / \cos \alpha_E$	
		E 点的压力角 α_E /(°)	$\tan \alpha_E = \frac{n}{2z} (z - 2n - 1) + \frac{2x \tan \alpha}{z} + \text{inv} \alpha$	
		跨齿数 n (按四舍五入取整)	$n \approx \frac{z}{2\pi} \left[\pi - 2 \tan \alpha_s - \frac{1}{2} (\pi - 4x \tan \alpha) + 2 \text{inv} \alpha \right] + 0.5$	
		上压头内侧距离 L/mm	根据 E 点位置确定	
	上压头内侧高 H/mm			
注意事项		设计夹具时应使上压头宽度大于齿宽,压块硬度应为 60~64HRC		

注: z——试验齿轮的齿数; h_1 ——试验齿轮中心线高度; x——试验齿轮的变位系数。

3.9 R-S-N 曲线参数的确定(见表 12-15)

表 12-15 R-S-N 曲线参数的确定

项 目	公 式 与 方 法	
寿命分布函数的拟合与检验	威布尔分布拟合	$\ln \ln \frac{1}{1 - F(N_L)} = k(\ln N_L - \ln b)$
	对数正态分布拟合	$\Phi^{-1}(F(N_L)) = \frac{1}{\sigma_{\ln N}} (\ln N_L - \mu_{\ln N})$
	正态分布拟合	$\Phi^{-1}(F(N_L)) = \frac{1}{\sigma_N} (N_L - \mu_N)$
	线性相关系数	分布函数的线性相关系数应满足线性相关系数最小值的要求;当线性相关系数最小值同时满足两种以上分布时,应优先选用线性相关系数绝对值较大的分布
	注意事项	确定同一组 R-S-N 曲线的各应力级应选取同一类型的分布

表 12-15

项 目		公 式 与 方 法		
按可靠度R计算寿命值	威布尔分布	$N_L = b \left(\ln \frac{1}{R} \right)^{1/b}$		
	对数正态分布	$N_L = \exp[\mu_{\ln N} + \sigma_{\ln N} \Phi^{-1}(1-R)]$		
	正态分布	$N_L = \mu_N + \sigma_N \Phi^{-1}(1-R)$		
R-S-N 曲线参数	拟合 S-N 曲线公式	$\sigma_F^m \cdot N_L = C$		
拟合方法	<p>以各应力级相同可靠度的应力-寿命作为子样,按 $\sigma_F^m \cdot N_L = C$ 用最小二乘法拟合,可以得到一系列不同可靠度的 S-N 曲线,即 R-S-N 曲线。</p> <p>由于在低应力级有寿命越出点,高可靠度 S-N 曲线通常会失真,此时应根据相关系数出现异常或应用统计学上异常数据判别方法剔除,以余下的 S-N 曲线为基础,选取 4~6 个寿命级,按本表第一项的方法确定寿命下的极限应力分布,求出各寿命级高可靠度的应力值,确定高可靠度 S-N 曲线和高可靠度极限应力值</p>			
R-S-N 曲线斜率的修正	修正原因	按 3.5 计算 σ_F 时,由于某些参数对静强度和疲劳强度有不同影响,故应修正 R-S-N 曲线的斜率		
	修正后的 S-N 曲线方程参数	m'	$m' = \frac{\ln N_j - \ln N_0}{\ln \sigma_{Fj} - \ln \sigma_{F0}}$	$N_{1j}, \sigma_{Fj}, Y_{\text{relT}1j}$ 的下标 j 表示静度时的值
		C'	$C' = \sigma_{F0}^{m'} N_0$	
		σ_{Fj}	$\sigma_{Fj} = \left(\frac{C'}{N_j} \right)^{1/m'} \cdot \frac{Y_{\text{relT}1j} \cdot Y_{\text{RrelT}1j} \cdot Y_N}{Y_{\text{relT}1j}}$	
	σ_{F0}	$\sigma_{F0} = \left(\frac{C'}{N_0} \right)^{1/m'}$		
修正前后的 S-N 曲线	见图 12-6			

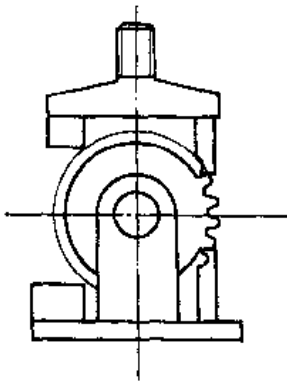


图 12-2 单齿加载形式

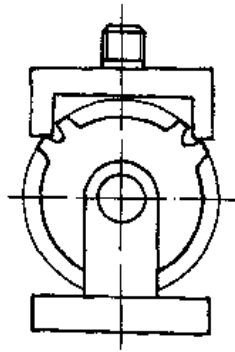


图 12-3 双齿加载形式

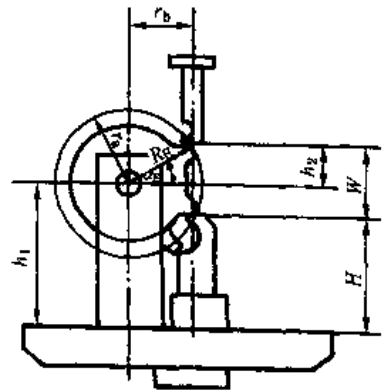


图 12-4 单齿加载夹具几何尺寸关系图

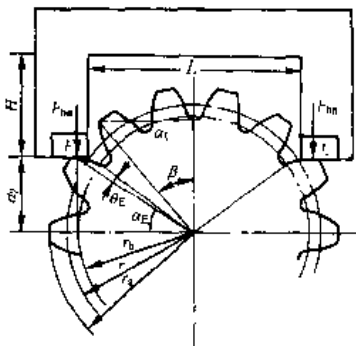
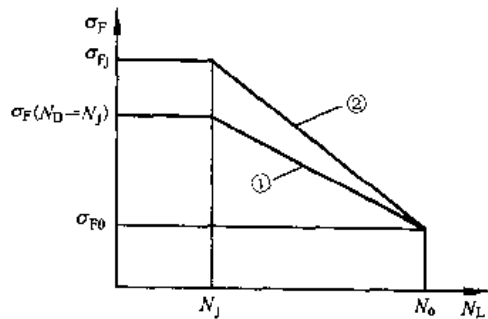


图 12-5 跨齿数 n 与载荷力作用点 E 的几何关系及齿轮与夹具上压头尺寸几何关系图



① -- 未修正的 S-N 曲线 $\sigma_F^m \cdot N_L = C$
 ② -- 修正后的 S-N 曲线 $\sigma_F^{m'} \cdot N_L = C'$

图 12-6 S-N 曲线的修正

3.10 齿轮弯曲疲劳试验记录(见表12-16)

表 12-16 齿轮弯曲疲劳试验记录

试验项目				
试件编号				
试验齿号			损伤齿号	
试验机名称				
加载方式				
试验环境	温 度		湿 度	
转 矩	M			
载 荷	F_{max}		F_{min}	
试验频率/转速				
油 温				
循环次数				
起止时间				
无效试件编号及原因				
试验情况及断齿形貌				
开机时间	年	月	日	时
	分始			
操作试验员	年	月	日	时
	分止			
			本班开机	时
			项目累计	时
			本机累计	时

4 齿轮胶合承载能力试验方法

GB/T 13672—1992《齿轮胶合承载能力试验方法》规定了测定试验齿轮副的胶合承载能力的试验方法。适用于有油润滑的齿轮副,在无良好润滑油膜或虽有良好油膜而因齿面载荷和滑动速度引起齿面高温导致润滑油膜破裂所造成的胶合损伤(热胶合)试验。

标准不适用于因齿面粗糙,润滑无保障及因试验齿轮加工精度过低而造成较大偏载等原因,所造成的从一开始使齿面金属局部直接接触而产生冷胶合的场合。

4.1 试验设备与器材(见表12-6)

表 12-16 试验设备与器材

设备与器材		要 求	设备与器材		要 求		
试验机	型号	CL-100, CL-100 齿轮试验机相当于德国 FZG 齿轮试验机	对比试验对齿形副的要求	c. 不同齿形	法与修形量等不同),两对试验齿轮的材质、加工工艺及热处理工艺应符合上述 a、b 两项中关于材质、加工工艺及热处理工艺的规定		
	性能	见 4.6			d. 不同油品	试验齿轮应采用相同的材质、加工工艺及热处理工艺	
	校验	见 4.7		使用次数		当试验目的和试验条件相同时,每对试验齿轮可以使用两次,即同一轮齿的左、右两个齿面各使用一次。但对于仲裁试验,一对试验齿轮只能使用一次	
试验齿轮	参数		对比试验对齿形副的要求	使用次数	当试验目的和试验条件相同时,每对试验齿轮可以使用两次,即同一轮齿的左、右两个齿面各使用一次。但对于仲裁试验,一对试验齿轮只能使用一次		
	对比试验对齿形副的要求	a. 不同材质			对比的两对试验齿轮分别按需要选定材质,两对试验齿轮的加工工艺及热处理工艺应一致,其表面硬度差不得大于 3HRC,轮齿心部硬度差不得大于 10HRC	润滑油	试验用润滑油应与齿轮箱设计文件中的规定用油一致或由试验者自行选择一合适的润滑油,当进行不同材质的齿轮副胶合承载能力对比试验时,应选用不含极压添加剂的润滑油作为试验用油,以排除其对试验结果的影响(当专门研究极压添加剂对齿轮抗胶合性能的影响除外)
		b. 不同热处理或表面处理工艺			对比的两对试验齿轮分别按需要确定热处理工艺或表面处理方法,两对试验齿轮的材质应为同一炉号且加工工艺应完全一致		器材与溶剂油
c. 不同齿形	对比的两对试验齿轮分别按需要设计齿形(即刀具压力角、变位系数、修形方						

表 12-17 “A”型试验齿轮的参数

名称	符号	数值	单位	名称	符号	数值	单位
齿宽	b	20	mm	节圆线速度	v	$0.00383n_1$	m/s
齿数 小齿轮 大齿轮	z_1	16		小齿轮齿顶啮合长度	g_{a1}	11.550	mm
	z_2	21		大齿轮齿顶啮合长度	g_{a2}	3.104	mm
模数	m	4.5	mm	最大滑动速度 小齿轮 大齿轮	$v_{s,max1}$	0.66 v	m/s
齿形角	α	20	°		$v_{s,max2}$	0.11 v	
啮合角	α'	22°26'20"	'	齿顶圆上的接触应力 小齿轮 大齿轮	$\sigma_{H,1}$	$18.7\sqrt{F_n}$	N/mm ²
变位系数 小齿轮 大齿轮	x_1	0.8532			$\sigma_{H,2}$	$15.5\sqrt{F_n}$	
	x_2	-0.5		齿面粗糙度	R_a	0.32~0.63	μm
节圆直径 小齿轮 大齿轮	d_1	73.2	mm	基本齿廓	符合 GB/T 1356. 齿形图见图 12.7		
	d_2	109.8			精度	5级	
顶圆直径 小齿轮 大齿轮	d_{a1}	88.50	mm	齿面磨纹形式	MAAG 交叉磨纹		
	d_{a2}	112.32					

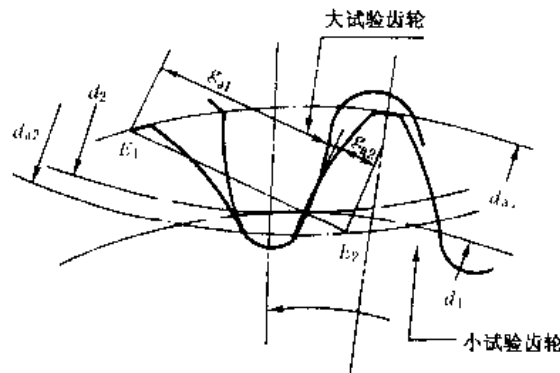


图 12-7 “A”型试验齿轮齿形图

4.2 试验方法(见表12-18)

表 12-18 试验方法

方法	内容	
定义	正常试验法是指试验齿轮为“A”型试验齿轮, 齿轮节圆线速度为8.3 m/s, 初始油温为90 C(±3 C条件下的试验, 以代号A 8.3/90表示)	
正常试验法	电动机转速	约1450 r/min
	每一载荷级运转时间	15 min(电动机累计转数为21900±100)
	主动试验齿轮	小试验齿轮
	润滑方式	油浴润滑
	试验加油量	约1.25 L(或至轴心线)
	第1级载荷初始油温	环境温度
	第4级载荷及以后载荷级的初始油温	90 C±3 C(必须严格控制)
适用范围	正常试验法用于测定某种材料的齿轮副(包括所用润滑油)的胶合承载能力级别和在使用不同材质、不同热处理工艺或表面处理方法及不同油品时的齿轮副胶合承载能力对比试验	
注意事项	从第4级载荷开始, 试验齿轮箱中润滑油的初始油温由加热器和毫伏计控制, 在低载荷级时, 通过加热器保持润滑油温度不低于90 C+3 C, 而在高载荷级时, 当润滑油温度超过93 C时, 则应关闭加热器, 允许油温自由上升	

续表 12-18

方 法		内 容
特殊试验法	定义	特殊试验法是根据实际情况和需要,改变试验条件而进行的齿轮胶合承载能力试验
	形式	a. 改变试验的初始油温。如 A/8.3/60、A/8.3/110 和 A/8.3/140, 初始油温分别为 60、110、140 °C。 b. 改变试验齿轮的节圆线速度。试验条件为 A/16.6/90, 初始油温为 90 °C ± 3 °C, 每一载荷级的运转时间为 7~5 min。 c. 不同齿形的齿轮副胶合承载能力对比试验

4.3 齿面损伤形式及胶合失效载荷级的判定(见表 12-9 中的齿面损伤情况与特征及图 12-8 至图 12-14 来评定。

每级载荷运转结束后,齿面上出现的损伤形式可

表 12-19 齿面损伤形式及胶合失效载荷级的判定

项 目		特 征 与 判 据	
齿面损伤形式	轻微磨损	目测直接观察出比新齿面光滑。特征:齿面磨纹逐渐光滑,粗糙度逐渐减小	当用目测法检查齿面时,观察距离为 250 mm,评定其与原始齿面的变化
	轻微胶合	在齿面的滑动方向出现细微线痕。特征:细微线痕不一定都延伸到齿顶,齿面粗糙度无改变	
	中等胶合	中等胶合沿齿面的滑动方向呈线状或带状,有轻、中、深程度之分。特征:损伤的内槽延伸到齿顶,齿面粗糙度比原始交叉磨纹增大	
	破坏性胶合	破坏性胶合呈线状、带状,大面积或全齿面胶合。特征:胶合处形貌发暗,粗糙度比原始的交叉磨纹大而深,原始交叉磨纹消失	
胶合失效载荷级的判定	准则	齿轮的胶合承载能力以胶合失效载荷级评定。胶合失效载荷级是指从轻微磨损进入中等胶合和破坏性胶合的载荷级	
	方法	在给定的载荷级运转后(例如 10 级),若小试验齿轮齿面上出现中等胶合或破坏性胶合损伤,且其 16 个齿面上的中等胶合和破坏性胶合相加总和的宽度等于或大于一个齿面宽度,则该级(10 级)就作为胶合失效载荷级	

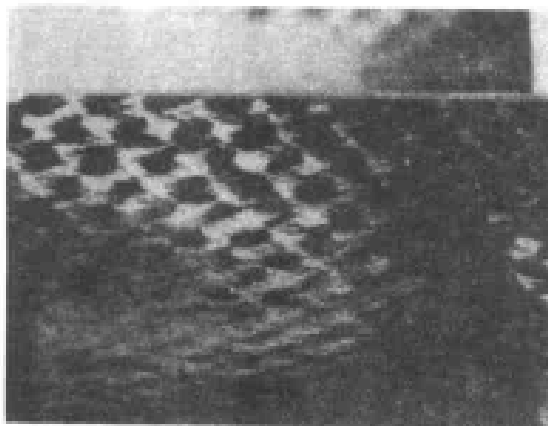


图 12-8 原始齿面

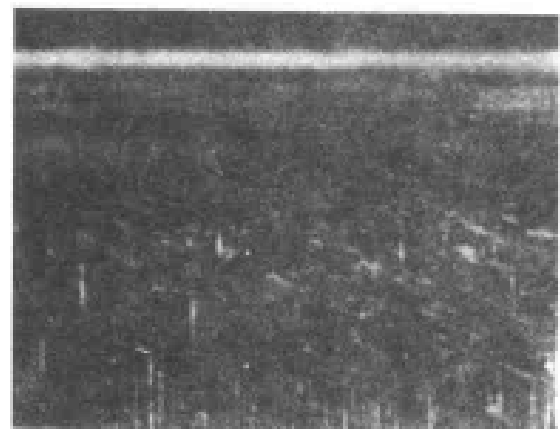


图 12-9 轻微胶合

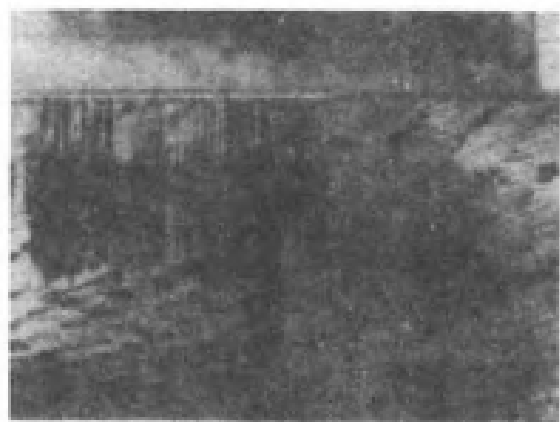


图 12-10 中等胶合带

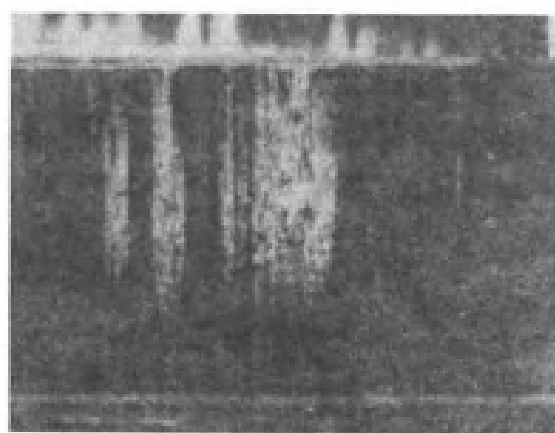


图 12-11 中等胶合带与破坏性胶合带

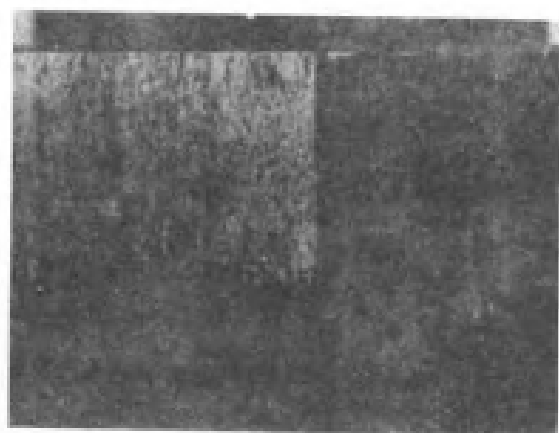


图 12-12 大面积破坏性胶合

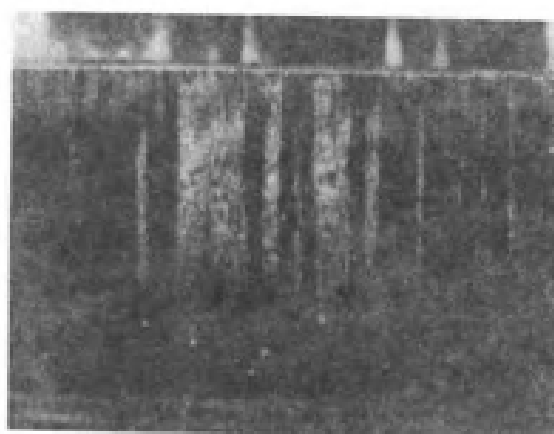


图 12-13 全齿面中等胶合与破坏性胶合

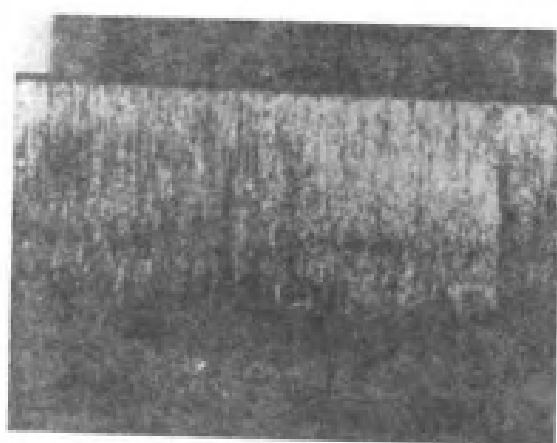


图 12-14 全齿面破坏性胶合

4.4 试验步骤(见表 12-20)

表 12-20 试验步骤

步 骤	要 求	步 骤	要 求
试验前准备	清洗、检查试验齿轮	油温控制	从第 4 级载荷开始,初始油温应控制在 $90\text{ C} \pm 3\text{ C}$ 。在规定的运转时间里,当油温超过 93 C 时,在进行下一级载荷试验前,应使润滑油温度冷却至 $90\text{ C} \pm 3\text{ C}$
	清洗齿轮箱	加载与试验	检查与判别失效
	加热试验齿轮		
	安装齿轮	出现胶合时的现象	当齿面开始出现胶合时,将会发现试验机噪声增加,试验齿轮箱内开始冒白烟等现象,在试验机运转和试验齿轮润滑正常的情况下,不能停机检查齿面胶合情况,必须等规定的运转时间试验完后才能停机检查
	加润滑油封盖	试验后处理	试验结束后,必须先卸载荷后卸内轮,并对胶合失效齿轮进行照相以记录齿面损伤情况
加载与试验	加第 1 级载荷	非常事件处理	a. 试验进行中若由于设备或仪表故障而停机时,在修复后允许按原试验条件继续试验
	加第 2 级到第 12 级载荷		b. 试验早期,当载荷级还很低时,可能由于某些不正常的原因而出现初期胶合现象,此时允许继续加载,直到齿面出现胶合失效为止 c. 试验中当因故失去某一环节时,如在某级载荷运转时漏测某些数据,则试验的其他环节仍然有效

表 12-21 载荷级

载荷级	小试验齿轮上的名义转矩 T_1	试验齿轮的齿面法向力 F_n	计算接触应力 σ_H	各级载荷结束时完成的总功 J	加载联轴器上的载荷 (H, K 和 W 数值见制造厂的使用说明书)
	N·m	N	N/mm ²	MI	kg
1	3.33	99.19	146	0.69	H_1
2	13.70	407.00	295	3.19	H_2
3	35.30	1051.00	474	19.64	$H_2 + K$
4	60.80	1809.00	621	23.19	$H_2 + K + W_1$
5	94.10	2786.00	773	42.40	$H_2 + K + W_1 + W_2$
6	137.30	4007.00	927	70.20	$H_2 + K + W_1 + W_2 + W_3$
7	183.10	5455.00	1080	107.80	$H_2 + K + W_1 + \dots + W_4$
8	239.30	7089.00	1232	156.80	$H_2 + K + W_1 + \dots + W_5$
9	302.00	8919.00	1386	218.70	$H_2 + K + W_1 + \dots + W_6$
10	372.60	11029.00	1538	295.20	$H_2 + K + W_1 + \dots + W_7$
11	450.10	13343.00	1691	387.60	$H_2 + K + W_1 + \dots + W_8$
12	534.50	15826.00	1841	497.30	$H_2 + K + W_1 + \dots + W_9$

表 12-22 齿轮胶合承载能力试验记录表

试验编号:	试验方法:		试验条件:		试验机型号:	
齿轮编号:	齿轮类型:		齿轮工作面(左齿面或右齿面):		齿轮材料及热处理:	
齿面硬度:	润滑油种类及牌号:		重复次数:		环境温度:	
载荷级	扭矩盘刻度 mm		试验油温 C		15 min 内电动机累积转数	齿面损伤情况记录、描绘或照相
	开始	终止	开始	终止		
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						

胶合失效载荷级

操作人: _____ 审核人: _____ 年 月 日

4.5 试验报告

试验报告中应有下述内容:

- a. 试验方法: GB/T 13672-1992;
- b. 试验条件;
- c. 试验机型号及编号;
- d. 试验齿轮的材料、热处理、表面处理及机械加工等原始检验单;
- e. 试验齿轮编号及工作面(左齿面或右齿面);
- f. 试验用润滑油种类及牌号;

- g. 试验结果: ××级胶合失效;
- h. 胶合失效齿面记录;
- i. 报告人姓名及职称;
审核人姓名及职称;
- j. 试验日期;
- k. 试验单位。

4.6 CL-100 齿轮试验机的主要技术性能(见表 12-23)

表 12-23 CL-100 齿轮试验机的主要技术性能

项 目	技术性能	项 目	技术性能
动力传动系统	CL-100 齿轮试验机为杠杆加载封闭功率流式齿轮试验机,其中心距为 91.5 mm,封闭动力传动系统图如图 12-15 所示	温控装置	试验齿轮箱内有一盘管加热器用以加热润滑油。在靠近小试验齿轮的箱体一侧装有温度传感器,可按预选温度对加热器进行控制
组成与转矩	试验机包括一个驱动齿轮箱和一个试验齿轮箱,通过两根扭力轴将其联接,刚性轴上装有一刚性加载联轴器(见图 12-16)。小试验齿轮上的名义转矩 T 等于加载杆自重产生的转矩 T_H 与砝码产生的转矩的总和	驱动电动机	试验机有一台转速约为 1 450 r/min (2 900 r/min)、功率为 5.5 kW (7.5 kW) 的双速交流电动机来驱动
		齿轮转向	试验齿轮的转向应符合图 12-17 的要求

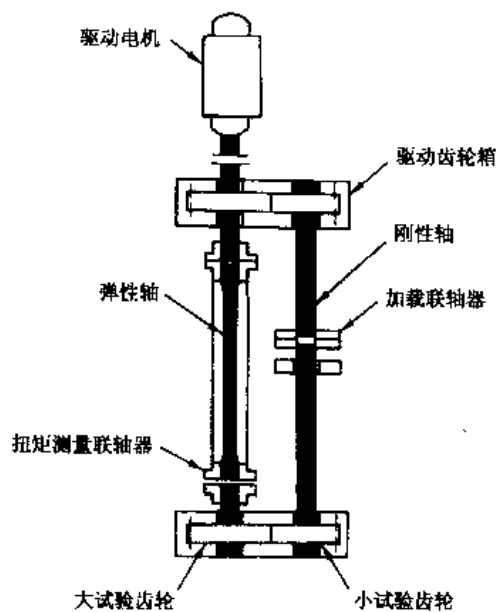


图 12-15 试验机封闭动力传动系统图

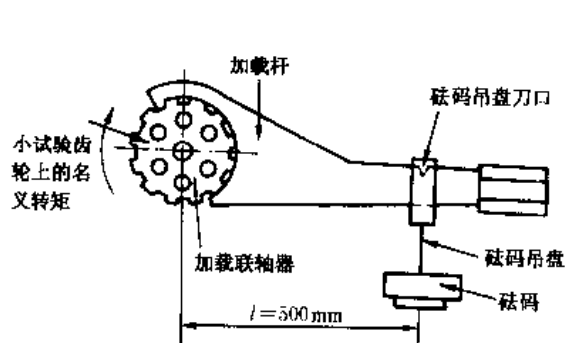
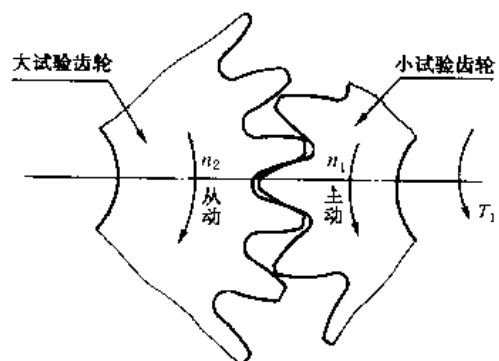


图 12-16 加载示意图

图 12-17 试验齿轮的安装和转向
(从试验齿轮箱端向电动机观察)

4.7 CL-100 齿轮试验机的校验(见表 12-24)

表 12-24 CL-100 齿轮试验机的校验

校 验		校 验 内 容		校 验	校 验 内 容		
新机检验		未经使用的齿轮试验机除进行常规检验外,还应用两对随机所带的标准齿轮和参考油进行四次考机运转试验,满足胶合失效载荷级为 10 级,重复测定的试验结果之差应不大于 1 级的试验机为进行本试验的标准试验机			正向 加载	把加载杆放到加载联轴器上,并把质量为 5.2 kg 的砝码加到砝码托盘上。缓慢地松开被拧紧的加载联轴器螺钉,对工作齿面逐渐加载。检查加载联轴器螺钉,此时,所有的加载联轴器的螺钉都应处于松动状态,将加载杆连同砝码托盘一起稍稍向上抬起,再缓慢地下降对齿面加载	
使用后检验		齿轮试验机在使用一年或进行 40 次试验后,须用参考油进行校验。校验时,应用一对标准齿轮的两个承载面进行重复考机运转试验,其胶合失效载荷级为 10 级,重复测定的试验结果之差应不大于 1 级				卸载	移开加载杆,并反向施加一低载荷于加载联轴器上,然后拧紧一加载联轴器的螺钉,移去固定齿轮支座
熏黑齿面检查	目的	对于一台未经使用的齿轮试验机,除进行新机校验外,如有必要,还可进行熏黑齿面承载部分的检查,以综合检查载荷是否沿整个齿宽均匀分布,为试验结果提供可靠的依据		熏黑齿面检查	步 骤	检验	用木棒将透明胶纸贴到该熏黑齿面上,然后揭下胶带纸,并立即将其贴到记录纸上。对其余熏黑齿面,重复从反向加载到本步的步骤
	器材	一对未经使用的试验齿轮;一支蜡烛;一根木棒;透明胶纸(宽度为 12 mm);一个固定齿轮的支座(见图 12-18)、支座块的材料硬度比齿面硬度稍低,如黄铜				判别	对于良好的试验机,接触线应沿整个齿宽且平行于齿顶。当目测接触线不平行于齿顶或不贯穿整个齿宽,则表明有偏载现象,需分别从试验机和试验齿轮两个方面来检查
	清洗	用未经使用的溶剂油或汽油清洗两试验齿轮,使齿面完全无油(齿轮箱体内也应完全无油)并用干净的棉纱或布块擦干齿面				不平行的原因	<ul style="list-style-type: none"> a. 轴承和箱体孔配合不好; b. 轴承、轴和键本身有缺陷; c. 试验齿轮箱的装配精度不够,特别是两轴线的平行度和倾斜度的影响; d. 齿轮加工精度不够,若由于齿轮加工误差引起偏载,则该批加工的齿轮不符合试验要求,不能用他们来进行试验
	熏黑	沿大齿轮周围均布的几个齿面上,用点燃蜡烛产生的煤烟把这几个齿的工作面熏上均匀而又薄的煤烟层					
	安装	把两试验齿轮安装到试验齿轮箱中,注意保护煤烟层,并装上轴承及箱体侧盖					
反向加载	在加载联轴器上反向施加一低载荷,拧紧一个加载联轴器上的螺钉,使齿轮的非工作齿面接触						
固定小齿轮	转动小齿轮,使某一熏黑的齿面处于单齿啮合的位置,在小齿轮与齿轮箱壁之间安装固定齿轮支座(见图 12-19),以固定小齿轮						

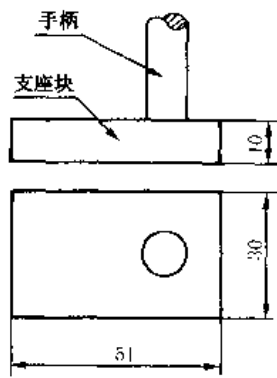


图 12-18 固定齿轮支座

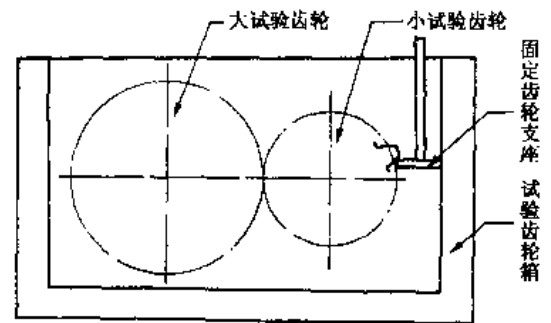


图 12-19 检查齿坎承载部分的装置

- 吕泮功
- 王学武
- 郝满朝
- 张元国

第三篇

锥齿轮及准双曲面齿轮传动

锥齿轮是传递相交轴和交错轴运动的主要零件,在传递两个相交轴运动的元件中,锥齿轮几乎已处垄断地位,与摩擦锥相比,它能以更高的效率、更平稳地传递更大的转矩。它不仅能传递两轴线相交成直角的运动,也能传递两轴线相交成钝角或锐角的运动。

传递两个交错轴运动的准双曲面齿轮,与圆柱螺旋齿轮传动相比,轴间距小,速比大,传动平稳,效率高;而与蜗杆传动或锥蜗杆传动相比,不仅轴间距小,传动效率也高得多。

锥齿轮作为传递两个相交或交错轴运动的主要元件,几乎应用于所有行业的机械传动中。

本篇主要介绍锥齿轮及准双曲面齿轮传动中的基础标准,如术语、代号、齿轮精度、图样及承载能力计算方法等项标准。这些标准大多参照国外先进工业国家或国际标准制订。为帮助读者了解和掌握标准的技术内容,便于贯彻执行,在有关章节还提供了一些参考表格和数据,供参考使用。

第13章

基本规定

本章主要内容有锥齿轮和准双曲面齿轮的术语、基本齿廓、模数系列等。

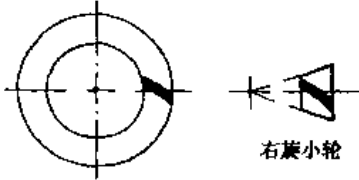
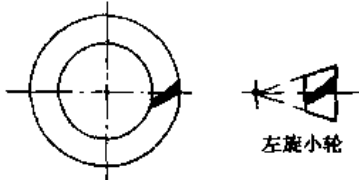
1 术语

GB/T 12370—1990《锥齿轮和准双曲面齿轮 术


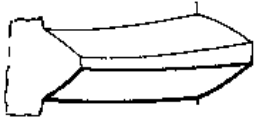
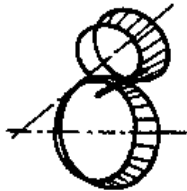
语》，对锥齿轮和准双曲面齿轮除规定了一般术语外，还对其有关分类、基本尺寸参数、设计、调整计算、加工方法、轮齿接触、检查、试验等方面也规定了相关的术语。

1.1 一般术语(见表13-1)

表 13-1 锥齿轮和准双曲面齿轮的一般术语

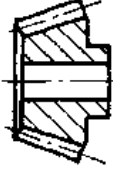
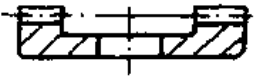
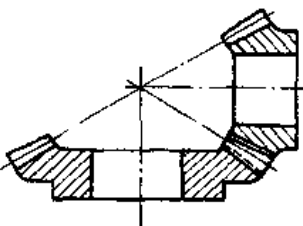
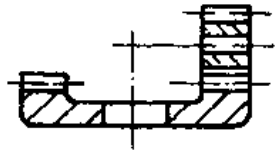
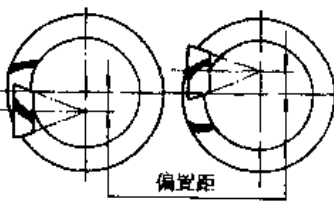

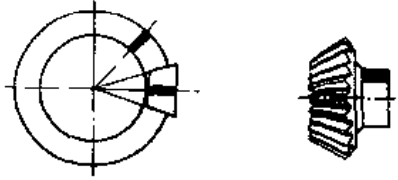
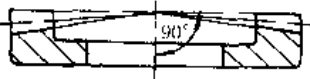
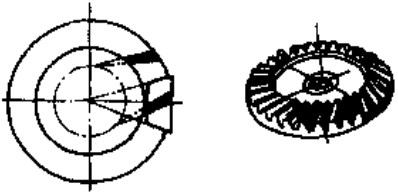
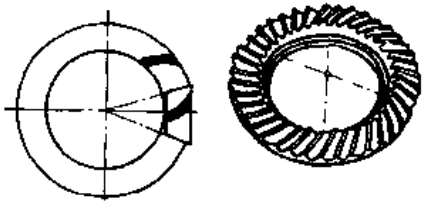
术 语	定 义	术 语	定 义
(1) 运动学定义		产形齿面	产形齿轮的齿面称为产形齿面。在某些切齿工艺中,产形齿面就是切齿刀具的切削刃按照一定的运动条件,在实际空间中描绘的运动轨迹曲面。被着手研究或制造的那个齿轮的可用齿面,就是切齿刀刃运动轨迹曲面族的包络曲面
相交轴齿轮副	两轴线相交的齿轮副	(2) 轮齿特性	
交错轴齿轮副	两轴线不平行,也不相交的齿轮副	右旋齿	 <p>右旋大轮 右旋小轮</p> <p>对于曲线齿锥齿轮,当观察者从锥顶朝大端看过去,轮齿上的背锥齿廓,相对于中间锥面上的齿廓,按顺时针方向转过了一个角度时,此轮齿称为右旋齿</p>
锥齿轮的基本齿廓	8字啮合冠轮的犬端法面假想齿廓	左旋齿	 <p>左旋大轮 左旋小轮</p> <p>对于曲线齿锥内轮,当观察者从锥顶朝大端看过去,轮齿上的背锥齿廓,相对于中间锥面上的齿廓,按反时针方向转过了一个角度时,此轮齿称为左旋齿</p>
8字啮合锥齿轮齿廓	一个锥齿轮,其产形冠轮的齿面形状为平面时,称为8字啮合锥齿轮。其齿廓即为8字啮合锥齿齿廓;其啮合线为球面上呈8字状的空间曲线		
8字啮合冠轮	8字啮合锥齿轮的冠轮,其齿面为一平面		
8字啮合产形内轮	8字啮合锥齿轮的产形齿轮,其产形齿面为一平面		
产形齿轮(产形轮)	假想齿轮,当它被用于确定某一个正着手设计研究或加工制造的齿轮时,就称为产形齿轮		

续表 13-1

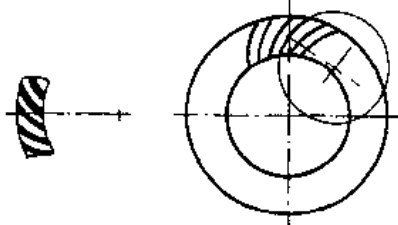
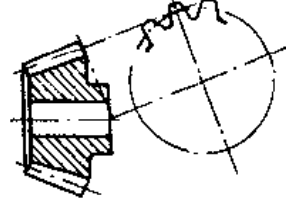
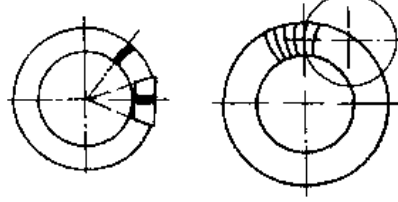
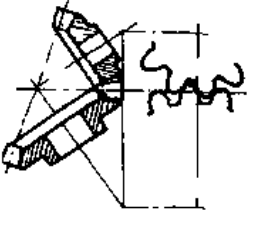
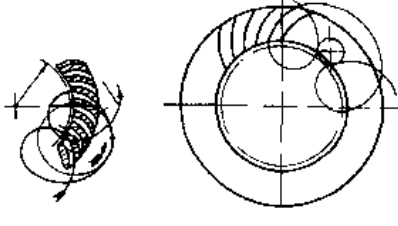
术 语	定 义	术 语	定 义
凹 面	由铣刀盘的外切刀齿切削的齿面,该齿面在齿长方向是凹的。 同义词:凹齿面	总作用弧	齿轮在其啮合过程中,它的一个齿面从啮合开始到啮合终止所转过的分度圆弧
		端面作用弧	对于锥齿轮,指的是背锥齿廓在相应的啮合期间所转过的分度圆弧
凸 面	由铣刀盘的内切刀齿切削的齿面,该齿面在齿长方向是凸的。 同义词:凸齿面	纵向作用弧	分别包含同一条齿线各一个端点的两个轴平面所截取的分度圆弧
		总作用角	总作用弧所对圆心角,称为总作用角。对于锥齿轮,其值应在冠轮上度量
正车齿面	车辆在向前方向开动时,大轮或小轮与相配轮齿面相接触的齿面	端面作用角	端面作用弧所对圆心角,称为端面作用角。对于锥齿轮,其值应在冠轮上度量
倒车齿面	车辆在倒车方向开动时,大轮或小轮与相配轮齿面接触的齿面	纵向作用角	纵向作用弧所对的圆心角,称为纵向作用角。对于锥齿轮,其值应在冠轮上度量
背锥齿廓	锥齿轮的齿面被背锥所截的截线	总重合度	总作用角与齿距角的比值,称为总重合度。对于锥齿轮,其值应在冠轮上度量。 同义词:总接触比
(3) 用于锥齿轮的几何学概念			
长辐外摆线	在平面上,一个动圆(发生圆)沿着一个固定的圆(基圆)的外侧,作外切或内切的纯滚动时,位于作外切的动圆之外或位于作内切的动圆之内并与动圆固连的一点的轨迹,称为长辐外摆线。 同义词:延伸外摆线	端面重合度	端面作用角与齿距角的比值,称为端面重合度。对于锥齿轮,其值应在冠轮上度量。 同义词:端面接触比
球面渐开线	球面上的一个大圆(发生圆)沿着位于同一球面上的一个小圆(基圆)作纯滚动时,位于该大圆上的一个任意点在球面上的运动轨迹,称为球面渐开线	纵向重合度	纵向作用角与齿距角的比值,称为纵向重合度。对于锥齿轮,其值应在冠轮上度量。 同义词:纵向接触比
(4) 齿轮的啮合与变位			
瞬时轴	在相交轴的锥齿轮副中,两齿轮作相对的瞬时回转运动的轴线称为瞬时轴。在交错轴的锥齿轮副中,两齿轮作相对的瞬时螺旋运动的轴线,称为瞬时轴	高变位锥齿轮副	轴交角等于两齿轮分锥角之和的变位锥齿轮副
		角变位锥齿轮副	轴交角不等于两齿轮分锥角之和的变位锥齿轮副
		径向变位量	对于锥齿轮,指的是当量圆柱齿轮的径向变位量。 同义词:变位量

1.2 锥齿轮和准双曲面齿轮的分类(见表13-2)

表 13-2 锥齿轮和准双曲面齿轮分类的术语

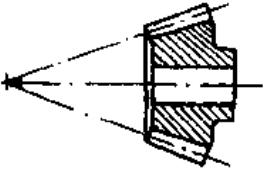
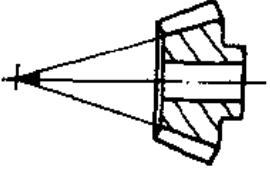
术 语	定 义	术 语	定 义
(1) 按齿轮的外形和轴线的相互关系分类			
锥齿轮	分度曲面为圆锥面的齿轮 	端面齿轮	顶锥角及根锥角均为90°的锥齿轮或准双曲面齿轮 
锥齿轮副	一对轴线相交的锥齿轮 	圆柱齿轮端面齿轮副	由端面齿轮及其配对的圆柱齿轮组成的、轴交角呈90°相交或交错的齿轮副 
准双曲面齿轮副	一对轴线交错的,圆锥形或近似于圆锥形的齿轮 	正交锥齿轮副	一对轴线相交成90°的锥齿轮
		正交锥齿轮	正交锥齿轮副中的任何一个齿轮
		等径正交锥齿轮	直径相等的正交锥齿轮
		斜交锥齿轮副	一对轴线相交成不等于90°的任意角度的锥齿轮
		斜交锥齿轮	斜交锥齿轮副中的任何一个齿轮
(2) 按齿线的形状			
准双曲面齿轮冠轮	准双曲面齿轮副中的任何一个齿轮 分锥角为90°的锥齿轮。 同义词:平面齿轮 	直齿锥齿轮	齿线为分度圆锥面的直母线的锥齿轮 
平顶齿轮	顶锥角为90°的锥齿轮 	斜齿锥齿轮	产形冠轮上的齿线是不通过锥顶的直线的锥齿轮 
		曲线内锥齿轮	产形冠轮的齿线是某种平面曲线的锥齿轮 

续表 13-2

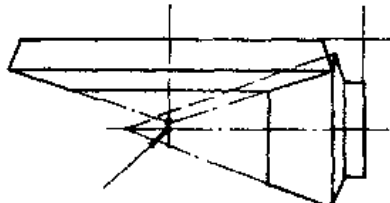
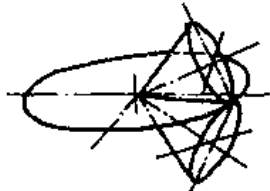
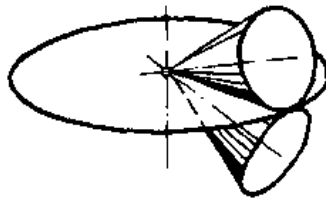
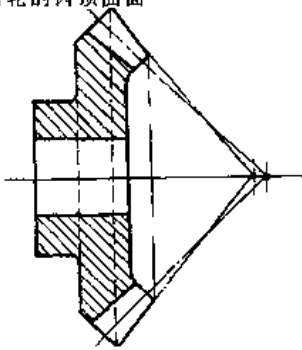
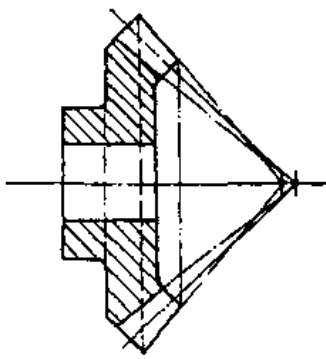
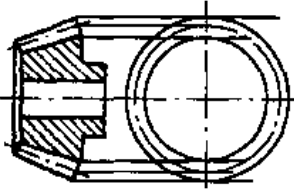
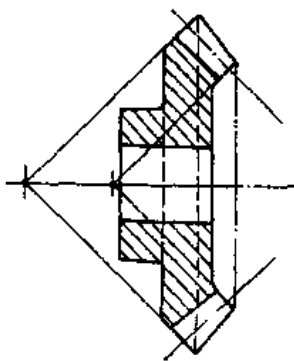
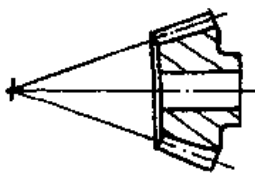
术 语	定 义	术 语	定 义
弧齿锥齿轮	产形冠轮的齿线是圆弧的锥齿轮 	锥齿轮的当量圆柱齿轮	一个假想的圆柱齿轮,其节圆半径等于所研究的锥齿轮的背锥距,并且其端面模数、齿高系数、变位系数等于此锥齿轮的背锥面上的这些参数 
零度齿锥齿轮	中点螺旋角为零度的曲线齿锥齿轮,有时也指中点螺旋角为10°以下的曲线齿锥齿轮 	当量圆柱齿轮副	当锥齿轮副中,它的两个锥齿轮的相啮合的当量圆柱齿轮,称为当量圆柱齿轮副 
摆线齿锥齿轮	产形冠轮的齿线是长辐外摆线的锥齿轮 	(3) 按齿廓形状	
		直线齿廓锥齿轮	法向齿廓为直线的锥齿轮
		圆弧齿廓锥齿轮	法向齿廓为圆弧的锥齿轮
		圆弧齿廓球面锥齿轮	法向齿廓为圆弧,产形冠轮齿面为球面的锥齿轮
		修正展成齿廓锥齿轮	采用修正展成运动加工出的锥齿轮
		(4) 按轮齿锥度	
准渐开线齿锥齿轮	产形冠轮的齿线近似于渐开线的锥齿轮	正常锥度齿锥齿轮	轮齿正常收缩的锥齿轮
左旋齿锥齿轮	具有左旋齿的锥齿轮	双重锥度齿锥齿轮	轮齿双重收缩的锥齿轮
右旋齿锥齿轮	具有右旋齿的锥齿轮	等高齿弧齿锥齿轮	轮齿大小端齿高相等的锥齿轮

1.3 点、曲线和曲面(见表 13-3)

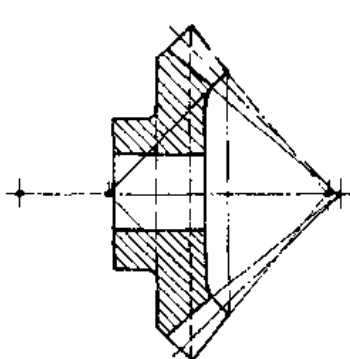
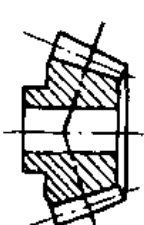
表 13-3 锥齿轮和准双曲面齿轮的点、曲线和曲面方面的术语

术 语	定 义	术 语	定 义
(1) 顶点、交点			
分锥顶点	分度圆锥面的顶点 	根锥顶点	齿轮的轴向剖面内,齿轮轴线和根锥母线的交点 

续表 13-3

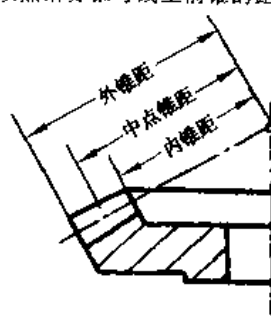

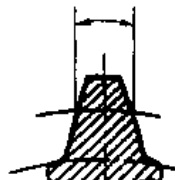

术 语	定 义	术 语	定 义
轴线交点	锥齿轮副的两轴线的交点。对于交错轴齿轮副,指的是在垂直于两轴线的公垂线的平面上投影的交点	节圆锥面(节锥)	相交轴齿轮副中的两个锥齿轮的节曲面
			
公共锥顶	锥齿轮副两节锥的公共顶点,即轴线交点	齿顶圆锥面(顶锥)	锥齿轮的内顶曲面
			
(2) 圆		齿根圆锥面(根锥)	锥齿轮的齿根曲面
分度圆	分度圆锥面被某一个垂直于轴线的平面所截的圆,此圆上的齿距是给定值,通常,分度圆被指定为分锥与背锥的交线		
节圆	节锥与垂直于轴线的平面交线		
齿根圆(根圆)	根锥与背锥的交线		
			
齿顶圆(顶圆)	顶锥与背锥的交线	背锥面(背锥)	锥齿轮上的一个圆锥面,它与节锥同一轴线。其母线与节锥垂直相交,并且交点位于节圆上,也就是说,背锥面是一个包含节圆的圆锥面。通常背锥面被定为锥齿轮轮齿的大端端面
(3) 曲面			
分度圆锥面(分锥)	锥齿轮的分度曲面		
			

续表 13-3

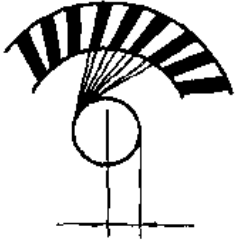
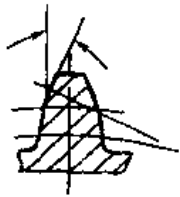
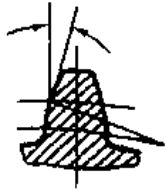
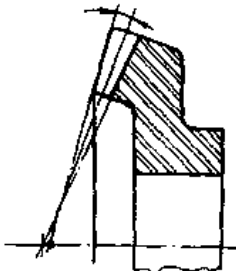
术 语	定 义	术 语	定 义
前锥面(前锥)	锥齿轮上的一个圆锥面,其母线位于轮齿小端,并与节锥垂直相交	中间锥面(中锥)	锥齿轮上的一个假想圆锥面,其母线通过齿宽中点,并与节锥垂直相交
			

1.4 基本尺寸参数(见表 13-4)

表 13-4 锥齿轮和准双曲面齿轮基本尺寸参数方面的术语

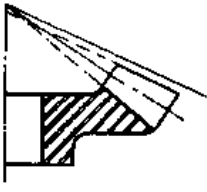
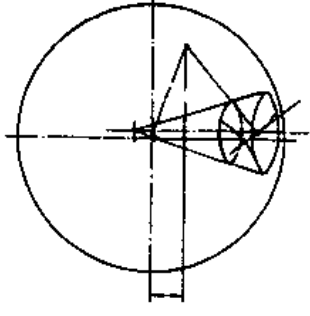
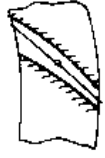
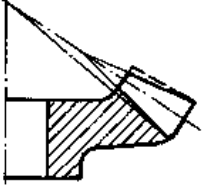
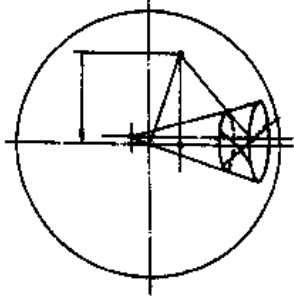
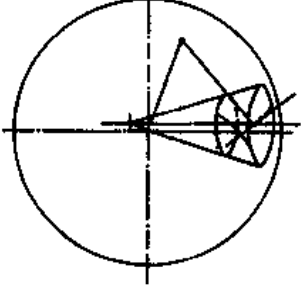
术 语	定 义	术 语	定 义
(1) 锥距		齿根高	分度圆至齿根圆之间沿背锥母线度量的距离
外锥距(锥距)	分锥顶点沿分锥母线至背锥的距离	工作高度	一对锥齿轮相互啮合时,两者的齿顶圆与两背锥的公共母线各有一个交点,这两个交点之间沿上述公共母线度量的最短距离。 同义词:工作齿高
内锥距	分锥顶点沿分锥母线至前锥的距离		
		(4) 齿距、齿厚和齿宽	
中点锥距	分锥顶点沿分锥母线至轮齿齿宽中点的距离	齿距	两个相邻的同侧齿面之间的分度圆弧长
背锥距	背锥顶点沿背锥母线至分锥的距离		
(2) 直径		齿厚	一个轮齿的两侧面之间的分度圆弧长
分度圆直径	分度圆的直径		
齿顶圆直径 (顶圆直径)	齿顶圆的直径	弦齿厚	齿厚所对的弦长
齿根圆直径 (根圆直径)	齿根圆的直径		
节圆直径	节圆的直径		
(3) 齿高			
齿高	齿顶圆至齿根圆之间沿背锥母线度量的距离		
齿顶高	齿顶圆至分度圆之间沿背锥母线度量的距离		

续表 13.4

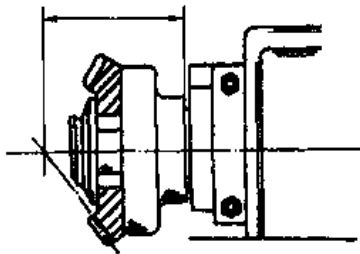
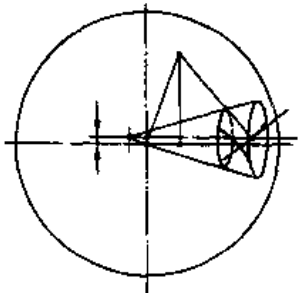
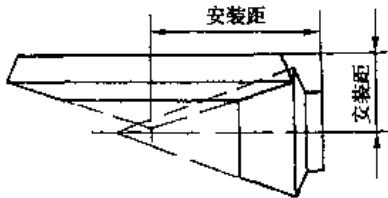
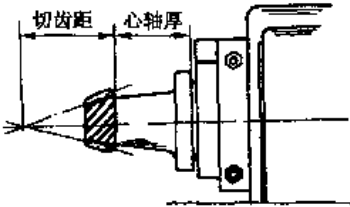
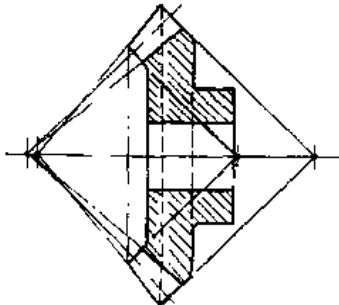
术 语	定 义	术 语	定 义
齿槽宽(槽宽)	在锥齿轮上,一个齿槽的两侧齿面之间的分度圆弧长	根圆锥角(根锥角)	锥齿轮轴线与根锥母线的夹角,轮齿位于根锥角之外
齿宽	锥齿轮的轮齿沿分锥母线度量的宽度	背锥角	锥齿轮轴线与背锥母线之间的夹角,即节锥角的余角。轮齿位于背锥角之内
(5) 其他线性参数		(7) 其他角参数	
齿线偏移量	斜齿锥齿轮的产形冠轮的齿线与锥顶(或冠轮轴线)之间的距离 	齿顶角	顶锥角与分锥角之差
		齿根角	分锥角与根锥角之差
顶隙	锥齿轮的齿顶圆锥面与它的配对齿轮齿根圆锥面之间,沿着两背锥的公共母线度量的距离	任意点压力角	在直齿锥齿轮上,其齿廓在任意点处的切线与通过该切点并且垂直于分度圆锥面的直线之间所夹的锐角 
侧隙	侧隙是在工作节圆上,齿槽宽度大于相啮合轮齿齿厚的量	压力角	直齿锥齿轮背锥齿廓与分度圆交点处的压力角 
圆周侧隙	在一对相啮合的锥齿轮中,固定其中一个齿轮,另一个齿轮所能转过的节圆弧长的最大值		
法向侧隙	两个锥齿轮,当其一侧齿面处于接触状态时,另一侧齿面之间在背锥上量度的最短距离		
(6) 圆锥角			
分度圆锥角(分锥角)	锥齿轮轴线与分锥母线之间的夹角,根锥母线位于此角之内	任意点螺旋角	曲线齿锥齿轮上,齿线任意点处的切线与通过该点的分锥母线之间所夹的锐角
节圆锥角(节锥角)	锥齿轮轴线与节锥母线的夹角,根锥母线位于此角之内	中点螺旋角(螺旋角)	锥齿轮的齿线在齿宽中点处的螺旋角
顶圆锥角(顶锥角)	锥齿轮轴线与顶锥母线的夹角,轮齿位于顶锥角之内 	大端螺旋角	锥齿轮的齿线在轮齿大端端点的螺旋角
		小端螺旋角	锥齿轮的齿线在轮齿小端端点的螺旋角
		齿角	双刨刀刨齿机上的一个调整角度,其值为一个齿的两齿面上的节锥母线所对的角度之半
		齿厚半角	在直齿锥齿轮的分度圆所在平面上,齿厚所对圆心角之半
		齿槽宽半角	在直齿锥齿轮的分度圆所在平面上齿槽宽所对圆心角之半

1.5 设计计算与调整计算(见表13-5)

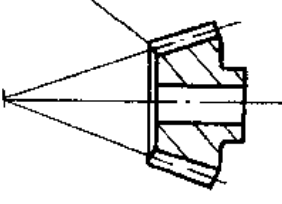
表 13-5 锥齿轮和准双曲面齿轮设计计算与调整计算方面的术语

术 语	定 义	术 语	定 义
(1) 轮齿锥度		内切刀尖直径	由包含刀尖的平面与内切刀齿切削刃旋转圆锥相交圆之直径
轮齿锥度	轮齿大、小端尺寸之差,差值大则表示轮齿锥度大。 同义词:轮齿收缩	外切刀尖直径	由包含刀尖的平面与外切刀齿切削刃旋转圆锥相交圆之直径
正常锥度	当根锥与一平行于顶锥的线相交于节锥顶时,存在的齿深方向轮内的收缩。 同义词:正常锥度	水平刀位	摇台轴线和刀盘轴线间的距离在通过摇台轴线的水平面内的分量
			
自然锥度	通常轮齿大端的齿槽宽度较小端宽,这种锥度叫自然锥度。 同义词:自然收缩	垂直刀位	摇台轴线和刀盘轴线间的距离在通过摇台轴线的铅垂平面内的分量。 同义词:竖立刀位
反向锥度	有时轮齿小端的齿槽宽度较大端宽,这种锥度叫反向锥度。 同义词:反向收缩		
双重锥度	一种齿高方向收缩,使大小两端的齿槽宽度相等或接近相等。 同义词:双重收缩	径向刀位	在没有刀倾机构的机床上,摇台轴线与刀盘轴线在摇台平面内的距离;在具有刀倾机构的机床上,摇台轴线与刀盘回转支点在摇台平面内的距离
			
倾斜根线	一种类型的锥齿轮或准双曲面齿轮的轮齿收缩,改变了大轮齿根角使根锥与大轮轴线不相交于节锥顶。这一改变通常应用于当粗切刀顶距和两倍精切刀顶宽之和小于最大槽宽的正常槽宽收缩		
(2) 长度			
刀盘直径	铣刀盘内切、外切刀尖直径的平均值		

续表 13.5

术语	定义	术语	定义
轴向刀位	一种沿刀盘轴线的调整,以使刀齿的刀尖位于合适的切削平面内,也是一种用在格利森非展成的齿轮加工机床上,刀盘轴向的调整,以使刀齿的刀尖平面位于被切齿轮的根锥平面内。一般来说,这个调整是标准的,即:刀盘的轴向位置是用标准的对刀规来安装的	垂直位移	大轮或小轮的回转轴线在垂直方向的移动量
轴向轮位	通常指从齿轮的根锥顶到工件主轴安装面之间的距离,即为齿轮的安装距加芯轴厚 	(3) 角度	
垂直轮位	工作主轴轴线从通过摇台轴线的水平面向上或向下的垂直位移。 同义词:竖立轮位 	摇台角	铣齿机上的一个摇台调整数据,使刀盘中心调整至一个合适的切削位置
安装距	分锥顶点至定位面的轴向距离 	偏心角	一个使偏心鼓轮绕其轴线,由刀盘轴线与摇台轴线的重合位置旋转至某一所要求的刀盘轴线位置时的机床角度调整值。 同义词:刀位偏心角
切齿距	通常指从根锥顶至轮坯的轴向安装面之间的距离。 同义词:切齿安装距	刀转角	锥齿轮铣齿机上的—种机床调整,用于描述刀盘主轴倾斜相对于被加工齿轮的方向
心轴厚	工件夹具从与工件主轴接触的安装表面至与工件接触的安装表面的总长度 	刀倾转角	—种机床调整,为了使刀盘主轴相对于摇台轴线倾斜
		刀倾角	刀盘主轴倾斜的角度,是带有主轴倾斜机构的机床上的—个调整参数
		机床根锥角	加工齿轮时回转板需调整的角度,即为通过机床中心平行于摇台的平面与包含齿轮轴线和回转板回转中心的平面之间的夹角。 同义词:轮坯安装角,回转板角
		轴面刀倾角	在工件轴平面内刀盘主轴相对于工件倾斜的角度
		法面刀倾角	在轮齿法平面内刀盘主轴倾斜的角度
		小轮齿根角 刀倾	被加工小轮轮齿轴平面内的刀盘倾斜角。 同义词:小轮刀倾角
		大轮齿根角 刀倾	刀盘中心位置的微量修正所产生的刀盘轴线相对于工件的倾角。在刀盘主轴不能倾斜的机床上,加工非展成法大轮时采用。 同义词:大轮刀倾角
		(1) 其他	
		齿尖	齿轮的轴向剖面内顶锥与背锥的交点。 同义词:轮冠 

续表 13-5





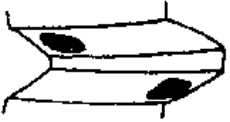
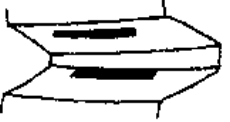

术 语	定 义	术 语	定 义
前锥齿尖	齿轮的轴向剖面内顶锥和前锥形成的交点。 同义词:前轮冠 <div style="text-align: center;">  </div>	滚比挂轮比	以小数表示的滚比交换齿轮之比率。基本的滚比交换齿轮等于被加工轮的齿数乘以滚比,再除以机床常数。 同义词:滚比交换齿轮比
滚比	假设产形齿轮的齿数与被加工齿轮齿数之比	分度跳越齿数	在跳齿分度的机床上,两次连续切削之间跳越的齿数
比例修正量	计算的机床调整数据改变量,用于轮齿接触区的控制和比例修正	配比前调整	未经试切修正的调整卡所示的原始机床调整数据
		尺寸卡	一种记录特定齿轮副设计尺寸的简要表格
		调整卡	在某--锥齿轮机床上,为加工齿轮所需的包括轮坯尺寸、刀盘的参数和计算的机床调整数据的简明表格
		轮齿接触分析 TCA	一种采用数学方法确定一对啮合面接触的理论形状和位置的方法

1.6 加工方法、轮齿接触、检查和试验(见表 13-6)

表 13-6 锥齿轮和准双曲面齿轮加工方法、轮齿接触、检查和试验方面的术语

术 语	定 义	术 语	定 义
(1) 加工方法		双重双面法	采用双面法加工大、小轮的一种加工方法,大、小轮的轮坯必须按此法设计,主要用于小模数齿轮
成形法	一种由切削刀具的形状直接决定工件加工形状的切削方法。对于弧齿锥齿轮是描述非展成法大轮的术语,其齿面为回转表面,其法向截面通常具有直线齿廓。与这种大轮相啮合的展成法加工的小轮称为成形法小轮。 同义词:半展成法(专用于弧齿锥齿轮)	单循环法	一种采用双面圆拉刀盘在刀盘的一次循环中精切非展成大轮齿面的切齿方法
展成法	齿轮的齿面由刀盘或刀具与齿坯间的精确控制的相对滚切而形成的一种加工方法。 同义词:滚切法 范成法	螺旋成形法	一种非展成法大轮加工的方法,其齿面为用双面法加工的螺旋面。螺旋成形法小轮采用固定安装法按展成加工,与螺旋成形法大轮相配
单面法	分别切削齿槽每一侧面的一种切削方法,每一侧面的切削采用不同的机床调整数据	多用刀盘法	一种在大型铣齿机上,只需采用很少数量的刀盘便可加工规格范围很广的齿轮的特殊加工方法
双面法	采用内切和外切交错刀齿的铣刀盘同时切削齿槽两侧的一种切削方法	一次调整法	用一把刀尖距稍小于齿槽宽的双面铣刀盘、一次精切齿槽沿纵向等宽的轮齿一侧面的一种方法,在切削轮齿两侧面时不改变机床的调整
单一刀盘法	一种采用同一刀盘加工弧齿锥齿轮、零度齿锥齿轮或准双曲面齿轮副大小轮的特殊加工方法。 用于这一加工方法的特殊刀盘设计为具有圆弧刀刃的单一刀盘法刀盘	垂直运动法	一种用展成法加工长锥距齿轮的特殊加工方法。使用这一方法,工件除展成运动外,还有一般为垂直方向的直线运动,这种方法只能用于当展成过程中工件箱可以作直线的垂直运动的机床
固定调整法	一种加工小轮的方法,轮齿的每一侧面由一不同的刀盘进行切削,采用两次安装,一把刀盘仅有内切刀齿,另一把刀盘仅有外切刀齿	变滚比粗切	一种小轮粗切方法,采用双面刀盘,摇台向上和向下滚动之间能自动改变滚比
双重螺旋法	采用双面法加工大小轮,用机床的螺旋运动控制轮齿接触区	无滚动粗切	摇台和工件间没有展成运动的粗切

续表 13-6

术 语	定 义	术 语	定 义
补充转位	工件围绕其轴线相对于刀盘的有控制的附加转动,目的是当摇台反向旋转时精切另一齿面,其大小决定切去余量的大小。 同义词:调整转换	对角接触	接触区方向与齿轮的齿线方向成一角度的接触 
补充切入	在一切削循环中,床鞍朝向摇台的一个有控制的附加的移动量	内对角接触	在凸齿面接触为从大端齿顶向小端齿根方向,在凹齿面为从大端齿根向小端齿顶方向倾斜的对角接触 
匀速滚动	切削循环过程中,摇台以不变的速率滚动	正常对角接触	当用不带对角接触修正的机床调整切削齿轮时通常出现的内对角接触 
垂直水平位移法	在滚动检查机上,一种精确测量相对于其规定安装位置的垂直和水平位移量的实践方法,齿轮可以有此位移量而不使轮齿接触集中于轮齿的两端。用此位移量确定内轮的可调整性和配接触区。 同义词:垂直水平检查法	外对角接触	在凸齿面接触为从大端齿根向小端齿顶方向,在凹齿面从大端齿顶向小端齿根倾斜的对角接触 
直齿锥齿轮拉齿法	用圆拉刀盘拉削直齿锥齿轮的方法	大小端接触	一侧面的接触区比另一侧面靠近小端(或大端)时出现的情况。 同义词:内外接触 
研齿	用于淬硬齿面精加工和改善轮齿接触的最后研磨工序,以期在齿轮工作时提高平稳性和降低噪声	菱形接触	轮齿接触区在齿顶长、齿根短或在齿根长、齿顶短的一种轮齿接触
摆动小轮节锥法 SPC	一种特殊的研齿方法,当小轮围绕一通过啮合中心的垂直轴线在水平面内摆动时,小轮锥距自动调整,保持接触区在理想的位置	楔形接触	一种在轮内的一端接触区窄、在另一端接触宽的接触区。 同义词:鱼尾形接触
双向滚动切削	当进行双向滚动切齿时,在向上滚动的过程中切入齿槽,在向上滚动的终点,床鞍不退出;在向下滚动的过程中,刀具切入同一齿槽的一个或两个侧面。在某些情况下,使机床在向下滚动时进行第一次切齿,向上滚动时第二次切齿	内长外短接触	为一种鱼尾形接触区。当进行小端和大端检查时,小端的接触区比大端长而窄。 同义词:小端长大端短接触
试切	为获得理想的轮齿接触区,采用不同的机床调整数据反复切削齿面的一种齿轮切削过程。 同义词:配切	外长内短接触	为一种鱼尾形接触区,当进行小端和大端检查时,大端的接触区比小端长而窄。 同义词:大端长小端短接触
压模淬火	在锥齿轮淬火过程中,为保持工件的正确形状而采用压紧模的一种热处理技术	顶根接触	轮齿接触区在一侧面位于齿顶(或齿根),而在另一侧面位于齿根(或齿顶)的一种接触 
滚动淬火	一种在淬火机床上采用滚子支承工件并允许其旋转的热处理方法,以减少工件在热处理过程中的变形	(2) 轮齿接触	
齿面接触区	所有瞬时接触线之总和,当涂有着色剂的一对齿轮副在滚动检查机上进行运转后,在齿面上可以看出涂的色被去掉了,这就表示轮齿接触区。 同义词:轮齿接触区 		

续表 13-6

术语	定义	术语	定义
纵向桥形接触	在轮齿的大小端接触重而宽,在轮齿中间接触轻的一种接触	窄齿廓接触	沿轮齿节线接触重而很少向齿顶和(或)齿根延伸的接触
齿廓桥形接触	在轮齿的齿顶和齿根接触重而宽,在轮齿中间接触轻的一种接触	(3) 检查与试验	
长接触	在从大端到小端几乎全齿长的接触		
短接触	在从大端到小端的齿长上很小一部分接触		
宽齿廓接触	沿齿顶附近和齿根附近接触重而沿节线接触轻的一种接触		
接触检查	当齿轮副在它们的实际安装位置上并在模拟工作负载下运转时,对所得到的轮齿接触的观察(通常也包括对照片的观察)		
偏移试验	在模拟工作的负载下进行的一种传动装置动态试验,以测量出传动齿轮对于它们的支座和相互之间的位移量	偏移图	一种根据检查力矩负载画出的偏移图表,表示出增加负载时大轮和小轮工作情况的变化类型
偏移计算卡	一种大轮和小轮偏移的数学分析,以得到画偏移图的数据		

2 模数

锥齿轮模数在锥齿轮设计与各种计算中,如强度计算,几何计算及机床调整计算中,只是一个标志轮齿强度及传动的参数。与圆柱齿轮不同,刀具的模数与被加工齿轮严格一致。在锥齿轮的加工中,模数与刀具的参数没有直接关系。

GB/T 12368—1990《锥齿轮模数》对直齿、斜齿及曲线齿(齿线为圆弧线、长幅外摆线及准渐开线)锥齿轮规定了模数系列,见表 13-7。

锥齿轮模数是指大端模数,代号为 m ,单位为 mm。

表 13-7 锥齿轮模数 mm

0.1	0.35	0.9	1.75	3.25	5.5	10	20	36
0.12	0.4	1	2	3.5	6	11	22	40
0.15	0.5	1.125	2.25	3.75	6.5	12	25	45
0.2	0.6	1.25	2.5	4	7	14	28	50
0.25	0.7	1.375	2.75	4.5	8	16	30	—
0.3	0.8	1.5	3	5	9	18	32	—

3 基本齿廓

锥齿轮传动是空间啮合传动。从其啮合原理上看,为获得恒定的传动比,其产形冠轮的齿廓(基本齿廓)应是球面渐开线齿廓形状。显然,这种曲线齿廓在工业上是难以实现的,因为这种齿廓曲线的曲率是随球面半径与啮合角的改变而变化的。

为便于设计与制造,锥齿轮计算中广泛应用当量圆柱齿轮。由当量圆柱齿轮导出的基准齿廓作为锥齿轮的基本齿廓,成为锥齿轮刀具设计和制造的基础。从原理上看,这样的齿廓加工出来的锥齿轮,已不是球面渐开线齿轮,而是近似的,但在工程上是实用的。

GB/T 12369—1990《直齿及斜齿锥齿轮基本齿廓》,对大端端面模数 $m \geq 1$ mm 的直齿及斜齿锥齿轮规定了其基本齿廓的形状和尺寸参数,见表 13-8。

通用机械与重型机械用的直齿及斜齿锥齿轮,成齿高沿齿线方向收缩、顶隙相等的锥齿轮副,或用产形齿面为平面的展成法切削或磨削的锥齿轮都可以使用该标准。

表 13-8 锥齿轮基本齿廓尺寸参数

尺寸参数		图 示
齿形角 α	20° $14^\circ30'$ (根据需要采用) 25° (根据需要采用)	
齿顶高 h_a	$1 m_n$	
工作高度 h'	$2 m_n$	
齿距 p	$\pi m_n / \cos \beta$ (在大端端面基准面上)	
顶隙 c	$0.2 m_n$	
齿根圆角半径 r_f	$0.3 m_n$ $\geq 0.35 m_n$ (在啮合允许时)	

注：齿廓可以修缘，原则上在齿顶修缘，其最大值为：齿高方向 $0.6 m_n$ ；齿厚方向 $0.02 m_n$ 。

第 14 章

锥齿轮和准双曲面齿轮精度

锥齿轮用于轴线相交的两轴间的传动,两轴线成直角的锥齿轮副传动应用最为广泛。

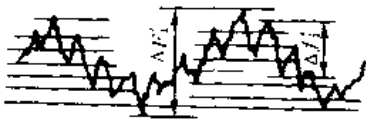
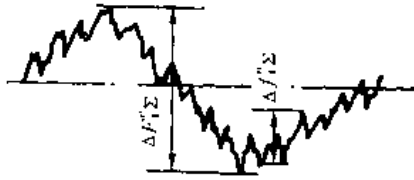
GB/T 11365—1989《锥齿轮和准双曲面齿轮 精度》按照齿轮副的制造程序:两齿坯的机械加工;两齿轮的齿部切削;两齿轮在工作位置上的安装以及相应的检验程序:两齿坯的检验;两齿轮的检验;齿轮副装配条件下的检验,对中点法向模数 $m_n \geq 1 \text{ mm}$ 的直齿、

斜齿、曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮及其齿轮副规定了误差定义、代号、精度等级、齿坯要求、检验与公差、侧隙和图样标注等。

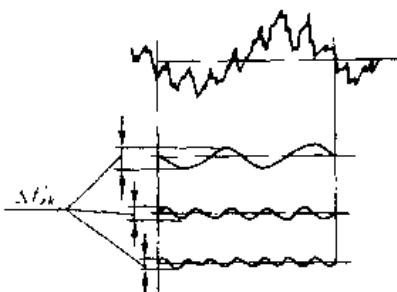

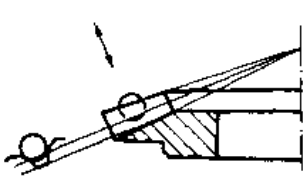

1 定义和代号

齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代号,见表 14-1。

表 14-1 误差及侧隙的定义和代号

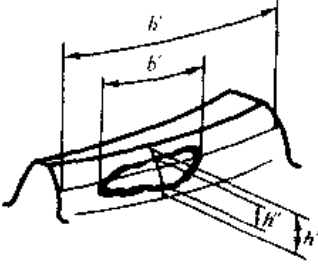
序号	名 称	代号	定 义
1	切向综合误差 	$\Delta F'$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮按规定的安装位置单面啮合时,被测齿轮一转内,实际转角与理论转角之差的总幅度值。以齿宽中点分度圆弧长计
	切向综合公差	F'	
2	一齿切向综合误差	$\Delta f'$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮按规定的安装位置单面啮合时,被测齿轮一齿距角内,实际转角与理论转角之差的总幅度值。以齿宽中点分度圆弧长计
	一齿切向综合公差	f'	
3	轴交角综合误差 	$\Delta F''_{\Sigma}$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮在分锥顶点重合的条件下双面啮合时,被测齿轮一转内,齿轮副轴交角的最大变动量。以齿宽中点处线值计
	轴交角综合公差	F''_{Σ}	
4	一齿轴交角综合误差	$\Delta f''_{\Sigma}$	被测齿轮与理想精确的测量齿轮在分锥顶点重合的条件下双面啮合时,被测齿轮一齿距角内,齿轮副轴交角的最大变动量。以齿宽中点处线值计
	一齿轴交角综合公差	f''_{Σ}	

续表 14-1

序号	名称	代号	定义
5	周期误差 	Δf_a	被测齿轮与理想精确的测量齿轮按规定的安装位置单面啮合时,被测齿轮一转内,二次(包括二次)以上各次谐波的总幅度值
	周期误差的公差	f'_{zk}	
6	齿距累积误差 	ΔF_p	在中点分度圆 ¹⁾ 上,任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值
	齿距累积公差	F_p	
7	k 个齿距累积误差 k 个齿距累积公差	ΔF_{pk} F_{pk}	在中点分度圆 ¹⁾ 上, k 个齿距的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值, k 为2到小于 $z/2$ 的整数
8	齿圈跳动 	ΔF_r	齿轮一转范围内,测头在齿槽内与齿面中部双面接触时,沿分锥法向相对齿轮轴线的最大变动量
	齿圈跳动公差	F_r	
9	齿距偏差 	Δf_{pt}	在中点分度圆 ¹⁾ 上,实际齿距与公称齿距之差
	齿距极限偏差 上偏差 下偏差	$+f_{pt}$ $-f_{pt}$	
10	齿形相对误差 齿形相对误差的公差	Δf_c f_c	齿轮绕工艺轴线旋转时,各轮齿实际齿面相对于基准实际齿面传递运动的转角之差,以齿宽中点处线值计

1) 允许在齿面中部测量。

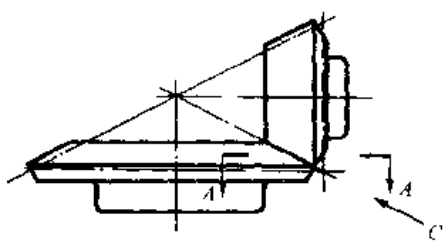
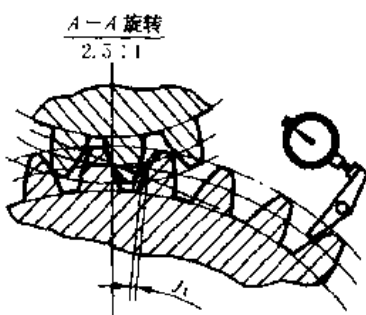
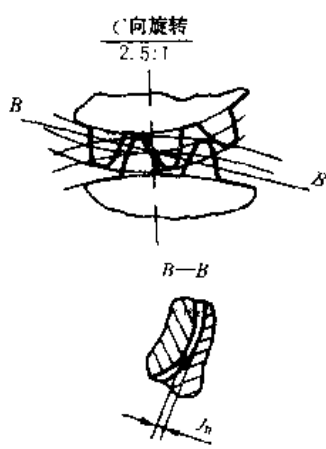
续表 14-1

序号	名 称	代号	定 义
11	齿厚偏差 齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 公差	ΔE_s E_{s2} E_{s1} T_s	齿宽中点法向弦齿厚的实际值与公称值之差
12	齿轮副切向综合误差 齿轮副切向综合公差	ΔF_{ic} F_{ic}	齿轮副按规定的安装位置单面啮合时,在转动的整周期 ²⁾ 内,一个齿轮相对另一个齿轮的实际转角与理论转角之差的总幅度值。以齿宽中点分度圆弧长计
13	齿轮副一齿切向综合误差 齿轮副一齿切向综合公差	Δf_{ic} f_{ic}	齿轮副按规定的安装位置单面啮合时,在一齿距角内,一个齿轮相对另一个齿轮的实际转角与理论转角之差的最大值。在整周期 ²⁾ 内取值,以齿宽中点分度圆弧长计
14	齿轮副轴交角综合误差 齿轮副轴交角综合公差	$\Delta F'_{\Sigma c}$ $F'_{\Sigma c}$	齿轮副在分锥顶点重合条件下双面啮合时,在转动的整周期 ²⁾ 内,轴交角的最大变动量。以齿宽中点处线值计
15	齿轮副一齿轴交角综合误差 齿轮副一齿轴交角综合公差	$\Delta f'_{\Sigma c}$ $f'_{\Sigma c}$	齿轮副在分锥顶点重合条件下双面啮合时,在一齿距角内,轴交角的最大变动量。在整周期 ²⁾ 内取值,以齿宽中点处线值计
16	齿轮副周期误差 齿轮副周期误差的公差	Δf_{pk} f_{pk}	齿轮副按规定的安装位置单面啮合时,在大轮一转范围内,二次(包括二次)以上各次谐波的总幅度值
17	齿轮副齿频周期误差 齿轮副齿频周期误差的公差	Δf_{rc} f_{rc}	齿轮副按规定的安装位置单面啮合时,以齿数为频率的谐波的总幅度值
18	接触斑点 		安装好的齿轮副(或被测齿轮与测量齿轮)在轻微力的制动下运转后,在齿轮工作齿面上得到的接触痕迹。接触斑点包括形状、位置、大小三方面的要求。 接触痕迹的大小按百分比确定: 沿齿长方向——接触痕迹长度 b'' 与工作长度 b' 之比,即 $\frac{b''}{b'} \times 100\%$; 沿齿高方向——接触痕迹高度 h'' 与接触痕迹中部的齿高 h' 之比,即 $\frac{h''}{h'} \times 100\%$

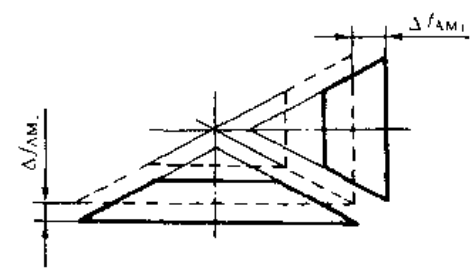
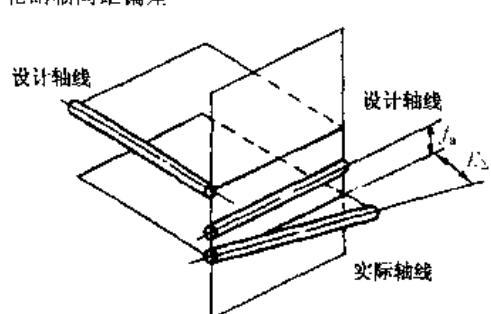
2) 齿轮副转动整周期按下式计算: $n_2 = \frac{z_1}{X}$

其中: n_2 ——大轮转数; z_1 ——小轮齿数; X ——大小轮齿数的最大公约数。

续表 14-1

序号	名称	代号	定义
19	<p>齿轮副侧隙</p>  <p>圆周侧隙</p>  <p>法向侧隙</p>  <p>最小圆周侧隙 最大圆周侧隙 最小法向侧隙 最大法向侧隙</p>	<p>j_t</p> <p>j_n</p> <p>j_{tmin} j_{tmax} j_{nmin} j_{nmax}</p>	<p>齿轮副按规定的位置安装后,其中一个齿轮固定时,另一个齿轮从工作面接触到非工作面接触所转过的齿宽中点分度圆弧长</p> <p>齿轮副按规定的位置安装后,工作面接触时,非工作面间的最小距离。以齿宽中点处计</p> <p>$j_n = j_t \cos \beta \cos \alpha$</p>
20	<p>齿轮副侧隙变动量</p> <p>齿轮副侧隙变动公差</p>	<p>ΔF_{vj}</p> <p>F_{vj}</p>	<p>齿轮副按规定的位置安装后,在转动的整周期²⁾内,法向侧隙的最大值与最小值之差</p>

续表 14-1

序号	名称	代号	定义
21	齿圈轴向位移  齿圈轴向位移极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{AM} $+f_{AM}$ f_{AM}	齿轮装配后,齿圈相对于滚动检查机上确定的最佳啮合位置的轴向位移量
22	齿轮副轴间距偏差  齿轮副轴间距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_c $+f_a$ $-f_a$	齿轮副实际轴间距与公称轴间距之差
23	齿轮副轴交角偏差 齿轮副轴交角极限偏差 上偏差 下偏差	ΔE_Σ $+E_\Sigma$ $-E_\Sigma$	齿轮副实际轴交角与公称轴交角之差。以齿宽中点处线值计

2 公差组、精度等级及其选择

响,将其各项公差划分为三个公差组,见表 14-2。

2.1 精度等级

锥齿轮及其齿轮副有 12 个精度等级,精度由高到低依次用数字 1~12 表示。对单方向传动的齿轮和齿轮副,由于非工作齿面不参予啮合,可以对工作齿面和非工作齿面选用不同的精度等级 ($\Delta E''_{\Sigma}$ 、 $\Delta E'_{\Sigma}$ 、 $\Delta f''_{\Sigma}$ 、 $\Delta f'_{\Sigma}$ 、 ΔF_r 、 ΔF_v 除外)。

2.2 精度等级的选择

选择齿轮或齿轮副精度时,应考虑其使用条件,如圆周速度、功率、传递运动的准确性、传动的平稳性以及寿命等。通常精度等级的选择多采用经验法,也可通过计算确定。

2.3 公差组

标准按齿轮及齿轮副各项误差对传动的主要影

表 14-2 公差组

公差组	公差与极限偏差项目	
	齿 轮	齿 轮 副
I	$F'_1, F''_{1\Sigma}, F_2, F_{pb}, F_f$	$F'_n, F''_{1\Sigma}, F_{v2}$
II	$f'_{1v}, f''_{1\Sigma}, f'_{m}, f_{m1}, f_c$	$f'_{1c}, f''_{1\Sigma}, f'_{dco}, f'_{mc}, f_{AM}$
III	接触斑点	接触斑点 f_a

使用者可根据使用要求,对各公差组选用不同的精度等级。必须注意的是对齿轮副中大、小轮的同一公差组,须选用同一精度等级,同一公差组内的各公差项目应保持相同的精度等级。

3 齿坯要求

齿坯质量直接影响切齿精度,同时影响检验数据的可靠性,还影响齿轮副的安装精度。

标准要求齿轮在加工、检验和安装时的定位基准面应尽量一致,并在齿轮图样上给予标注。

标准对影响切齿精度的齿坯尺寸偏差、基准面的跳动等作出了规定,齿坯公差见表14-24至表14-26。

在使用上述齿坯公差时,有下述几个问题需要注意:

- a. 外径尺寸的上偏差取为0,以防止顶隙过小。
- b. 当齿轮的三个公差组精度等级不同时,顶锥母线跳动公差和基准面跳动公差应按最高的精度等级确定。
- c. 轮冠距的上偏差取为0,以保证设计中所确定

的顶隙。

- d. 顶锥角的下偏差取为0,以免轮齿小端顶隙过小。

4 齿轮的检验与公差

4.1 检验组

没有必要对齿轮的所有误差项目全部检验,这样做是不经济的。通常根据使用要求,对选定的误差项目进行测量以评判齿轮的制造质量。因此,标准在三个公差组中各规定了若干个检验组,见表14-3。使用者应根据齿轮的工作要求和生产规模、测量条件在三个公差组中各任选一个检验组来评定和验收齿轮的精度等级。

检验组的选用也由订货的供需双方协商确定。表14-3还推荐了各检验组适用的精度等级范围。

表 14-3 检验组与适用的精度等级

公差组	检验组	适用的精度等级范围	说 明	
I	齿 轮	$\Delta F'_1$	4~8	
		$\Delta F''_{1\pm}$	7~12	适用于直齿锥齿轮
			9~12	适用于斜齿、曲线齿锥齿轮
		ΔF_{p1} 与 ΔF_{pk}	4~6	
		ΔF_p	7~8	
	ΔF_r	7~12	7~8级用于中点分度圆直径>1 600 mm 的齿轮	
	齿 轮 副	$\Delta F''_{ic}$	4~8	
		$\Delta F''_{1\pm}$	7~12	适用于直齿锥齿轮副
			9~12	适用于斜齿、曲线齿锥齿轮副
	ΔF_{v1}	9~12		
II	齿 轮	$\Delta f'_1$	4~8	
		$\Delta f''_{1\pm}$	7~12	适用于直齿锥齿轮
			9~12	适用于斜齿、曲线齿锥齿轮
		$\Delta f'_{1\pm k}$	4~8	适用于纵向重合度 ϵ_p 大于表 14-4 界限值的齿轮
		Δf_{p1} 与 Δf_r	4~6	
	Δf_{pk}	7~12		
	齿 轮 副	$\Delta f'_{ic}$	4~8	
		$\Delta f''_{1\pm}$	7~12	适用于直齿锥齿轮副
				适用于斜齿、曲线齿锥齿轮副
		$\Delta f'_{1\pm k}$	4~8	适用于纵向重合度 ϵ_p 大于表 14-4 界限值的齿轮副
$\Delta f'_{\pm kc}$		4~8	适用于纵向重合度 ϵ_p 小于表 14-4 界限值的齿轮副	
Δf_{AM}	4~12			
III	齿 轮	接触斑点	4~12	
	齿 轮 副	接触斑点	4~12	
		Δf_a	4~12	

4.2 公差

齿轮各项公差或极限偏差数值： F_p 、 F_{pk} 见表14-8， F_v 见表14-9， f'_{ak} 见表14-10， $\pm f_m$ 见表14-11， f_c 见表14-12， F'_{Σ} 、 F''_{Σ} 、 f'_{Σ} 、 f''_{Σ} 按表14-28中的公差计算式计算求得。

接触斑点的形状、位置和大小，由设计者根据齿轮的用途、载荷和轮齿刚性及齿线形状等条件自行规定。对齿面修形的齿轮，在齿面大端、小端和齿顶边缘处，不允许出现接触斑点。表14-27给出了接触斑点大小与精度等级的关系供参考。

5 齿轮副的检验与公差

5.1 齿轮副的要求

齿轮副的要求包括其中两个齿轮的精度（传递运动的准确性、传动的平稳性、接触斑点）应符合设计者的要求，齿轮副的最小法向侧隙应满足工作条件要求。其次，齿轮副在工作条件下的安装位置正确。

5.2 齿轮副的检验

为满足齿轮副的上述要求，标准对齿轮副规定的检验项目见表14-3。

a. 齿轮副切向综合误差 $\Delta F'_v$ 和齿轮副一齿切向综合误差 $\Delta f'_v$ 是控制齿轮副的运动精度和工作平稳性的两项最直接的指标。

$\Delta F'_v$ 和 $\Delta f'_v$ 是在齿轮副按规定的安装位置安装在单啮仪上测量。定义中的足够多的转数是指大齿轮，其转数 n_2 按下式计算：

$$n_2 = z_1 / x$$

式中： z_1 ——小齿轮齿数；

x ——大、小齿轮齿数的最大公因数。

b. 齿轮副轴交角综合误差 $\Delta F''_{\Sigma}$ 和齿轮副一齿轴交角综合误差 $\Delta f''_{\Sigma}$ 是评定齿轮副径向综合误差的指标。

c. 齿轮副周期误差 $\Delta f'_{ak}$ 为用于评定齿轮副工作平稳性的指标。

d. 齿轮副齿频周期误差 $\Delta f'_{\Sigma}$ 是评定齿轮副工作平稳性的指标，在大齿轮一转范围内的单啮综合误差曲线上经过频谱分析取值。频率取成与大齿轮齿数相同。适用于纵向重合度 ϵ_{β} 小于表14-4界限值的齿轮副。

表 14-4 纵向重合度 ϵ_{β} 值

第Ⅲ公差组精度等级	4~5	6~7	8
纵向重合度 ϵ_{β} 界限值	1.35	1.55	2.0

e. 接触斑点是评定齿轮副接触精度的指标，接触斑点的位置、形状和大小直接影响齿轮副的使用寿命和噪声。

齿轮副的接触斑点在加工过程中在滚动检查机上

进行检验，并将结果取样存档。一般取最小接触斑点面积评定依据。检验应注涂料粒度和涂层厚度。

f. 齿轮副侧隙，通常用压铅法、塞尺法或用千分表测量。用千分表测量时应注意千分表触头的位置和方向是否符合定义的规定。

g. 齿轮副的安装

1) 齿圈轴向位移 Δf_{AM} 是评定齿轮副工作平稳性的指标，也是必检项目。通常是在齿轮副装配时，通过配磨齿轮轴向位置的调整垫来达到公差的要求，其基准位置是该齿轮副在滚动检查机上啮合质量最佳时的安装位置。

2) 齿轮副轴间内距偏差 Δf_s 和齿轮副轴交角偏差 ΔE_{Σ} 是齿轮副安装精度指标，可以作为箱体误差测量。

5.3 公差

a. F'_{Σ} 、 f'_{Σ} 按下式计算：

$$F'_{\Sigma} = F'_{\Sigma 1} + F'_{\Sigma 2}$$

$$f'_{\Sigma} = f'_{\Sigma 1} + f'_{\Sigma 2}$$

当两齿轮的齿数比为不大于3的整数，且采用选配时，应将 F'_{Σ} 压缩25%或更多。

b. F''_{Σ} 、 f''_{Σ} 按下式计算：

$$F''_{\Sigma} = 0.75 F''_{\Sigma 2}$$

$$f''_{\Sigma} = 0.7 f''_{\Sigma 2}$$

c. 齿轮副其他各项公差： f'_{ak} 见表14-10， F''_{Σ} 见表14-13， F_v 见表14-14， f''_{Σ} 见表14-15， f'_{Σ} 见表14-16， $\pm f_{AM}$ 见表14-21， $\pm f_s$ 见表14-22， $\pm E_{\Sigma}$ 见表14-23。

6 齿轮副侧隙

6.1 侧隙种类及选择

标准对齿轮副侧隙规定了两种不同的侧隙，即圆周侧隙 j_c 和法向侧隙 j_n 。两种侧隙可按下式换算：

$$j_n = j_c \cos \beta \cos \alpha$$

设计者应根据齿轮副的规格和工作条件来选择合适的齿轮副侧隙，原则上齿轮副侧隙与精度等级无关，但对精度等级较低的齿轮副一般不采用较小的侧隙。

标准对最小法向侧隙种类规定了6种：a、b、c、d、e和h。最小法向侧隙值以a为最大，h为零（如图14-1所示）。最小法向侧隙 j_{nmin} 值见表14-17。

6.2 侧隙公差

标准将齿轮副的法向侧隙公差种类规定了5种：A、B、C、D和H。法向侧隙公差种类与精度等级有关。允许设计者将不同种类的法向侧隙公差和最小法向侧隙组合使用。一般情况下，推荐法向侧隙公差种类与最小法向侧隙种类的对应关系如图14-1所示。

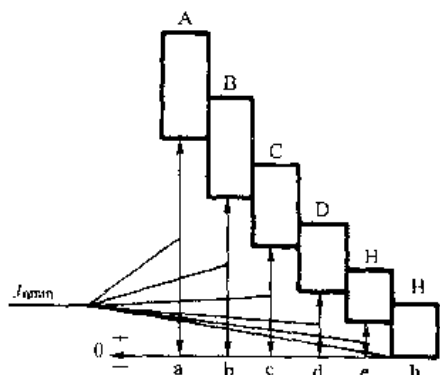


图 14-1

6.3 最大法向侧隙 j_{nmax}

j_{nmax} 按下式计算:

$$j_{nmax} = (\sqrt{E_{s1}^2 + E_{s2}^2} + T_{c1} + T_{c2} + E_{s31} + E_{s32}) \cos \alpha_n$$

式中: E_{s3} —制造误差的补偿部分,按表14-20查取。

6.4 齿厚偏差 E_s 和齿轮副轴交角偏差 E_{Σ}

最小法向侧隙种类确定以后,按表14-18和表14-23查取 E_{s1} 和 $\pm E_{\Sigma}$ 。当 j_{nmin} 有特殊要求时,可不按表14-17所列数值确定。此时,用线性插值法由表14-18和表14-23计算 E_{s1} 和 $\pm E_{\Sigma}$ 。

6.5 齿厚公差 T_s

齿厚公差 T_s ;见表14-19。

7 图样标注与应注明的尺寸数据

7.1 图样标注

齿轮图样上应标注齿轮的精度等级、最小法向侧隙种类和法向侧隙公差种类的字母代号。标注方法见表14-5。

表 14-5 齿轮精度标注方法与示例

齿轮精度、最小法向侧隙种类和法向侧隙公差标注方法	示 例
齿轮的三个公差组精度等级相同,最小法向侧隙种类为b,法向侧隙公差种类为B	7 b GB/T 11365 最小法向侧隙和法向侧隙公差 第 I、II、III 公差组精度等级
齿轮的三个公差组精度等级相同,最小法向侧隙为400 μ m,法向侧隙公差种类为B	7 400 B GB/T 11365 法向侧隙公差种类 最小法向侧隙数值 第 I、II、III 公差组精度等级
齿轮的三个公差组精度等级不同,最小法向侧隙种类为C,法向侧隙公差种类为B	8 - 6 - 7 - c B GB/T 11365 法向侧隙公差种类 最小法向侧隙种类 第 III 公差组精度等级 第 II 公差组精度等级 第 I 公差组精度等级

7.2 图样上应注明的尺寸数据

GB/T 12371—1990《锥齿轮 图样上应注明的尺寸数据》,对直齿及相交轴弧齿锥齿轮规定了在其图样

上应注明的尺寸数据。

a. 需要在图样上标注的一般尺寸数据, (见表14-6)

表 14-6 图样上应注明的尺寸数据

序号	尺寸数据	序号	尺寸数据
1	齿顶圆直径及其公差	6	定位面(安装基准面)
2	齿宽	7	从分锥(或节锥)顶点至定位面的距离及其公差
3	顶锥角	8	从齿尖至定仪面的距离及其公差
4	背锥角	9	从前锥端面至定位面的距离
5	孔(轴)径及其公差	10	齿面粗糙度(若需要,包括齿根表面及齿根圆角处的表面粗糙度)

b. 需要用表格列出的数据及参数(见表14-7)

表 14-8 齿距累积公差 F_p 和 K 个齿距累积公差 F_{pk} 值

μm

L/mm		精度等级										L/mm		精度等级									
大于	到	4	5	6	7	8	9	10	11	12	大于	到	1	3	5	7	8	9	10	11	12		
—	11.2	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90	630	1 000	32	50	80	112	160	224	315	450	630		
11.2	20	6	10	16	22	32	45	63	90	125	1 000	1 600	40	63	100	140	200	280	400	560	800		
20	32	8	12	20	28	40	56	80	112	160	1 600	2 500	45	71	112	160	224	315	450	630	900		
32	50	9	14	22	32	45	63	90	125	180	2 500	3 150	56	90	140	200	280	400	560	800	1 120		
50	80	10	16	25	36	50	71	100	140	200	3 150	4 000	63	100	160	224	315	450	630	900	1 250		
80	160	12	20	32	45	63	90	125	180	250	4 000	5 000	71	112	180	250	355	500	710	1 000	1 400		
160	315	18	28	45	63	90	125	180	250	355	5 000	6 300	80	125	200	280	400	560	800	1 120	1 600		
315	630	25	40	63	90	125	180	250	355	500													

注： F_p 和 F_{pk} 按中点分度圆弧长 L 查表。

查 F_p 时，取 $L = \frac{1}{2} \pi \cdot a - \frac{\pi m \cdot z}{2 \cos \beta}$ ；查 F_{pk} 时，取 $L = \frac{K \pi m}{\cos \beta}$ （没有特殊要求时， K 值取 $z/6$ 或最接近的整数）。

表 14-9 齿圈跳动公差 F_r 值

μm

中点分度圆直径/mm		中点法向模数/mm	精度等级						中点分度圆直径/mm		中点法向模数/mm	精度等级					
大于	到		7	8	9	10	11	12	大于	到		7	8	9	10	11	12
—	125	$\geq 1 \sim 3.5$	36	45	56	71	90	112	800	1 600	$> 10 \sim 16$	100	125	160	200	250	315
		$> 3.5 \sim 6.3$	40	50	63	80	100	125			$> 16 \sim 25$	112	140	180	224	280	360
		$> 6.3 \sim 10$	45	56	71	90	112	140			$> 25 \sim 40$	—	160	200	280	315	420
		$> 10 \sim 16$	50	63	80	100	120	150									
125	400	$\geq 1 \sim 3.5$	50	63	80	100	125	160	1 600	2 500	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	—	—
		$> 3.5 \sim 6.3$	56	71	90	112	140	180			$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	—	—	—
		$> 6.3 \sim 10$	63	80	100	125	160	200			$> 6.3 \sim 10$	100	125	160	200	250	315
		$> 10 \sim 16$	71	90	112	140	180	224			$> 10 \sim 16$	110	140	180	224	280	355
		$> 16 \sim 25$	80	100	125	160	200	250			$> 16 \sim 25$	125	160	200	250	315	400
400	800	$\geq 1 \sim 3.5$	63	80	100	125	160	200	2 500	4 000	$> 25 \sim 40$	160	200	280	380	480	
		$> 3.5 \sim 6.3$	71	90	112	140	180	224			$> 40 \sim 55$	—	220	280	340	450	560
		$> 6.3 \sim 10$	80	100	125	160	200	250			$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	—	—
		$> 10 \sim 16$	90	112	140	180	224	280			$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	—	—	—
		$> 16 \sim 25$	100	125	160	200	250	315			$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	—	—	—
		$> 25 \sim 40$	110	140	180	224	280	360			$> 10 \sim 16$	125	160	200	250	315	400
800	1 600	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	—	2 500	4 000	$> 16 \sim 25$	140	180	224	280	355	450	
		$> 3.5 \sim 6.3$	80	100	125	160	200			250	$> 25 \sim 40$	—	224	280	355	450	560
		$> 6.3 \sim 10$	90	112	140	180	224			280	$> 40 \sim 55$	—	240	300	400	530	630

表 14-10 周期误差的公差 f_{at} 值 (齿轮副周期误差的公差 f_{at} 值)

中点分度 圆直径/ mm	中点法向 模数/ mm	精 度 等 级										μm									
		4					5														
		齿轮在一转(齿轮副在大轮一转)内的周期数																			
大于	到	≥ 4	$\frac{5}{16} \sim \frac{7}{8}$	$\frac{1}{2} \sim \frac{3}{4}$	$\frac{1}{3} \sim \frac{2}{3}$	$\frac{1}{4} \sim \frac{1}{2}$	$\frac{1}{5} \sim \frac{1}{3}$	$\frac{1}{6} \sim \frac{1}{4}$	$\frac{1}{8} \sim \frac{1}{5}$	$\frac{1}{10} \sim \frac{1}{6}$	$\frac{1}{12} \sim \frac{1}{7}$	$\frac{1}{15} \sim \frac{1}{8}$	$\frac{1}{20} \sim \frac{1}{10}$	$\frac{1}{25} \sim \frac{1}{12}$	$\frac{1}{30} \sim \frac{1}{15}$	$\frac{1}{40} \sim \frac{1}{20}$	$\frac{1}{50} \sim \frac{1}{25}$	$\frac{1}{60} \sim \frac{1}{30}$	$\frac{1}{80} \sim \frac{1}{40}$	$\frac{1}{100} \sim \frac{1}{50}$	
—	125	$\geq 1 \sim 6.3$	4.5	3.2	2.4	1.9	1.5	1.3	1.2	1.1	1	7.1	5	3.8	3	2.5	2.1	1.9	1.7	1.6	1.6
		$> 6.3 \sim 10$	5.3	3.8	2.8	2.2	1.8	1.5	1.4	1.2	1.1	8.5	6	4.5	3.6	2.8	2.5	2.1	1.9	1.8	1.8
125	100	$\geq 1 \sim 6.3$	6.3	4.5	3.4	2.8	2.2	1.9	1.8	1.5	1.4	10	7.1	5.6	4.5	3.4	3	2.8	2.4	2.2	2.2
		$> 6.3 \sim 10$	7.1	5	4	3	2.5	2.1	1.9	1.7	1.6	11	8	6.5	4.8	4	3.2	3	2.6	2.5	2.5
400	800	$\geq 1 \sim 6.3$	8.5	6	4.5	3.6	2.8	2.5	2.2	2	1.9	13	9.5	7.1	5.6	4.5	4	3.4	3	2.8	2.8
		$> 6.3 \sim 10$	9	6.7	5	3.8	3	2.6	2.2	2.1	2	14	10.5	8	6	5	4.2	3.6	3.2	3	3
800	1 600	$\geq 1 \sim 6.3$	9	6.7	5	4	3.2	2.6	2.4	2.2	2	14	10.5	8	6.3	5	4.2	3.8	3.4	3.2	3.2
		$> 6.3 \sim 10$	11	8	6	4.8	3.8	3.2	2.5	2.6	2.5	16	15	10	7.5	6.3	5.3	4.8	4.2	4	4
1 600	2 500	$\geq 1 \sim 6.3$	10.5	7.5	5.6	4.5	3.6	3	2.6	2.5	2.2	16	11	8.5	7.1	5.6	4.8	4.2	4	3.6	3.6
		$> 6.3 \sim 10$	12	8.5	6.5	5	4	3.6	3	2.8	2.6	19	14	10.5	8	6.7	5.6	5	4.5	4.2	4.2
2 500	4 000	$\geq 1 \sim 6.3$	11	8	6.3	4.8	4	3.4	3	2.8	2.6	18	13	10	7.5	6.3	5.3	4.8	4.2	4	4
		$> 6.3 \sim 10$	13	9.5	7.1	5.6	4.5	3.8	3.1	3	2.8	21	15	11	9	7.1	6	5.3	5	4.5	4.5

mm

续表 4.10

中点分度圆直径 / mm	精 度 等 级																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																	
	6						7						8																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					
	齿 轮 在 一 转 (齿 轮 副 在 大 轮 一 转) 内 的 周 期 数																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																	
大于	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120	121	122	123	124	125	126	127	128	129	130	131	132	133	134	135	136	137	138	139	140	141	142	143	144	145	146	147	148	149	150	151	152	153	154	155	156	157	158	159	160	161	162	163	164	165	166	167	168	169	170	171	172	173	174	175	176	177	178	179	180	181	182	183	184	185	186	187	188	189	190	191	192	193	194	195	196	197	198	199	200	201	202	203	204	205	206	207	208	209	210	211	212	213	214	215	216	217	218	219	220	221	222	223	224	225	226	227	228	229	230	231	232	233	234	235	236	237	238	239	240	241	242	243	244	245	246	247	248	249	250	251	252	253	254	255	256	257	258	259	260	261	262	263	264	265	266	267	268	269	270	271	272	273	274	275	276	277	278	279	280	281	282	283	284	285	286	287	288	289	290	291	292	293	294	295	296	297	298	299	300	301	302	303	304	305	306	307	308	309	310	311	312	313	314	315	316	317	318	319	320	321	322	323	324	325	326	327	328	329	330	331	332	333	334	335	336	337	338	339	340	341	342	343	344	345	346	347	348	349	350	351	352	353	354	355	356	357	358	359	360	361	362	363	364	365	366	367	368	369	370	371	372	373	374	375	376	377	378	379	380	381	382	383	384	385	386	387	388	389	390	391	392	393	394	395	396	397	398	399	400	401	402	403	404	405	406	407	408	409	410	411	412	413	414	415	416	417	418	419	420	421	422	423	424	425	426	427	428	429	430	431	432	433	434	435	436	437	438	439	440	441	442	443	444	445	446	447	448	449	450	451	452	453	454	455	456	457	458	459	460	461	462	463	464	465	466	467	468	469	470	471	472	473	474	475	476	477	478	479	480	481	482	483	484	485	486	487	488	489	490	491	492	493	494	495	496	497	498	499	500	501	502	503	504	505	506	507	508	509	510	511	512	513	514	515	516	517	518	519	520	521	522	523	524	525	526	527	528	529	530	531	532	533	534	535	536	537	538	539	540	541	542	543	544	545	546	547	548	549	550	551	552	553	554	555	556	557	558	559	560	561	562	563	564	565	566	567	568	569	570	571	572	573	574	575	576	577	578	579	580	581	582	583	584	585	586	587	588	589	590	591	592	593	594	595	596	597	598	599	600	601	602	603	604	605	606	607	608	609	610	611	612	613	614	615	616	617	618	619	620	621	622	623	624	625	626	627	628	629	630	631	632	633	634	635	636	637	638	639	640	641	642	643	644	645	646	647	648	649	650	651	652	653	654	655	656	657	658	659	660	661	662	663	664	665	666	667	668	669	670	671	672	673	674	675	676	677	678	679	680	681	682	683	684	685	686	687	688	689	690	691	692	693	694	695	696	697	698	699	700	701	702	703	704	705	706	707	708	709	710	711	712	713	714	715	716	717	718	719	720	721	722	723	724	725	726	727	728	729	730	731	732	733	734	735	736	737	738	739	740	741	742	743	744	745	746	747	748	749	750	751	752	753	754	755	756	757	758	759	760	761	762	763	764	765	766	767	768	769	770	771	772	773	774	775	776	777	778	779	780	781	782	783	784	785	786	787	788	789	790	791	792	793	794	795	796	797	798	799	800	801	802	803	804	805	806	807	808	809	810	811	812	813	814	815	816	817	818	819	820	821	822	823	824	825	826	827	828	829	830	831	832	833	834	835	836	837	838	839	840	841	842	843	844	845	846	847	848	849	850	851	852	853	854	855	856	857	858	859	860	861	862	863	864	865	866	867	868	869	870	871	872	873	874	875	876	877	878	879	880	881	882	883	884	885	886	887	888	889	890	891	892	893	894	895	896	897	898	899	900	901	902	903	904	905	906	907	908	909	910	911	912	913	914	915	916	917	918	919	920	921	922	923	924	925	926	927	928	929	930	931	932	933	934	935	936	937	938	939	940	941	942	943	944	945	946	947	948	949	950	951	952	953	954	955	956	957	958	959	960	961	962	963	964	965	966	967	968	969	970	971	972	973	974	975	976	977	978	979	980	981	982	983	984	985	986	987	988	989	990	991	992	993	994	995	996	997	998	999	1000	1001	1002	1003	1004	1005	1006	1007	1008	1009	1010	1011	1012	1013	1014	1015	1016	1017	1018	1019	1020	1021	1022	1023	1024	1025	1026	1027	1028	1029	1030	1031	1032	1033	1034	1035	1036	1037	1038	1039	1040	1041	1042	1043	1044	1045	1046	1047	1048	1049	1050	1051	1052	1053	1054	1055	1056	1057	1058	1059	1060	1061	1062	1063	1064	1065	1066	1067	1068	1069	1070	1071	1072	1073	1074	1075	1076	1077	1078	1079	1080	1081	1082	1083	1084	1085	1086	1087	1088	1089	1090	1091	1092	1093	1094	1095	1096	1097	1098	1099	1100	1101	1102	1103	1104	1105	1106	1107	1108	1109	1110	1111	1112	1113	1114	1115	1116	1117	1118	1119	1120	1121	1122	1123	1124	1125	1126	1127	1128	1129	1130	1131	1132	1133	1134	1135	1136	1137	1138	1139	1140	1141	1142	1143	1144	1145	1146	1147	1148	1149	1150	1151	1152	1153	1154	1155	1156	1157	1158	1159	1160	1161	1162	1163	1164	1165	1166	1167	1168	1169	1170	1171	1172	1173	1174	1175	1176	1177	1178	1179	1180	1181	1182	1183	1184	1185	1186	1187	1188	1189	1190	1191	1192	1193	1194	1195	1196	1197	1198	1199	1200	1201	1202	1203	1204	1205	1206	1207	1208	1209	1210	1211	1212	1213	1214	1215	1216	1217	1218	1219	1220	1221	1222	1223	1224	1225	1226	1227	1228	1229	1230	1231	1232	1233	1234	1235	1236	1237	1238	1239	1240	1241	1242	1243	1244	1245	1246	1247	1248	1249	1250	1251	1252	1253	1254	1255	1256	1257	1258	1259	1260	1261	1262	1263	1264	1265	1266	1267	1268	1269	1270	1271	1272	1273	1274	1275	1276	1277	1278	1279	1280	1281	1282	1283	1284	1285	1286	1287	1288	1289	1290	1291	1292	1293	1294	1295	1296	1297	1298	1299	1300	1301	1302	1303	1304	1305	1306	1307	1308	1309	1310	1311	1312	1313	1314	1315	1316	1317	1318	1319	1320	1321	1322	1323	1324	1325	1326	1327	1328	1329	1330	1331	1332	1333	1334	1335	1336	1337	1338	1339	1340	1341	1342	1343	1344	1345	1346	1347	1348	1349	1350	1351	1352	1353	1354	1355	1356	1357	1358	1359	1360	1361	1362	1363	1364	1365	1366	1367	1368	1369	1370	1371	1372	1373	1374	1375	1376	1377	1378	1379	1380	1381	1382	1383	1384	1385	1386	1387	1388	1389	1390	1391	1392	1393	1394	1395	1396	1397	1398	1399	1400	1401	1402	1403	1404	1405	1406	1407	1408	1409	1410	1411	1412	1413	1414	1415	1416	1417	1418	1419	1420	1421	1422	1423	1424	1425	1426	1427	1428	1429	1430	1431	1432	1433	1434	1435	1436	1437	1438	1439	1440	1441	1442	1443	1444	1445	1446	1447	1448	1449	1450	1451	1452	1453	1454	1455	1456	1457	1458	1459	1460	1461	1462	1463	1

表 14-11 齿距极限偏差 f_p 值

μm

中点分度圆直径/mm		中点法向模数/mm	精度等级										中点分度圆直径/mm		中点法向模数/mm	精度等级											
大于	到		1	5	6	7	8	9	10	11	12	大于	到	4		5	6	7	8	9	10	11	12				
—	125	$\geq 1\sim 3.5$	4	6	10	14	20	28	40	56	80	800	1 600	$> 10\sim 16$	—	13	20	28	40	56	80	112	160				
		$> 3.5\sim 6.3$	5	8	13	18	25	36	50	71	100			$> 16\sim 25$	—	—	—	36	50	71	100	140	200				
		$> 6.3\sim 10$	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112			$> 25\sim 40$	—	—	—	—	63	90	125	180	250				
		$> 10\sim 16$	—	11	17	24	34	48	67	100	130			$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
125	400	$\geq 1\sim 3.5$	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90	1 600	2 500	$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
		$> 3.5\sim 6.3$	5.5	9	11	20	28	40	56	80	112			$> 6.3\sim 10$	8	13	20	28	40	56	80	112	160				
		$> 6.3\sim 10$	6	10	16	22	32	45	63	90	125			$> 10\sim 16$	—	14	22	32	45	63	90	125	180				
		$> 10\sim 16$	—	11	18	25	36	50	71	100	140			$> 16\sim 25$	—	—	—	40	56	80	112	160	224				
		$> 16\sim 25$	—	—	—	32	45	63	90	125	180			$> 25\sim 40$	—	—	—	—	71	100	140	200	280				
		$> 16\sim 25$	—	—	—	—	32	45	63	90	125			180	$> 40\sim 55$	—	—	—	—	90	125	180	250	355			
400	800	$\geq 1\sim 3.5$	5	8	13	18	25	36	50	71	100	2 500	4 000	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
		$> 3.5\sim 6.3$	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112			$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
		$> 6.3\sim 10$	7	11	18	25	36	50	71	100	140			$> 6.3\sim 10$	—	—	—	32	—	—	—	—	—				
		$> 10\sim 16$	—	12	20	28	40	56	80	112	160			$> 10\sim 16$	—	16	25	36	50	71	100	140	200				
		$> 16\sim 25$	—	—	—	36	50	71	100	140	200			$> 16\sim 25$	—	—	—	40	56	80	112	160	224				
		$> 25\sim 40$	—	—	—	—	63	90	125	180	250			$> 25\sim 40$	—	—	—	—	71	100	140	200	280				
800	1 600	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	$> 40\sim 55$	—	—	—	—	95	140	180	280	400					
		$> 3.5\sim 6.3$	—	10	16	22	32	45	63	90			125	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
		$> 6.3\sim 10$	7	11	18	25	36	50	71	100			140	$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	—	—	—	—	—	—				

表 14-12 齿形相对误差的公差 f_f 值

μm

中点分度圆直径/mm		中点法向模数/mm	精度等级					中点分度圆直径/mm		中点法向模数/mm	精度等级				
大于	到		4	5	6	7	8	大于	到		4	5	6	7	8
—	125	$\geq 1\sim 3.5$	3	4	5	8	10	800	1 600	$> 10\sim 16$	—	11	16	25	38
		$> 3.5\sim 6.3$	4	5	6	9	13			$> 16\sim 25$	—	—	—	30	48
		$> 6.3\sim 10$	4	6	8	11	17			$> 25\sim 40$	—	—	—	—	60
		$> 10\sim 16$	—	7	10	15	22			$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	—	—
125	400	$\geq 1\sim 3.5$	4	5	7	9	13	1 600	2 500	$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	—	—
		$> 3.5\sim 6.3$	4	6	8	11	15			$> 6.3\sim 10$	9	13	19	28	45
		$> 6.3\sim 10$	5	7	9	13	19			$> 10\sim 16$	—	14	21	32	50
		$> 10\sim 16$	—	8	11	17	25			$> 16\sim 25$	—	—	—	38	56
		$> 16\sim 25$	—	—	—	22	34			$> 25\sim 40$	—	—	—	—	71
		$> 16\sim 25$	—	—	—	—	22			34	$> 40\sim 55$	—	—	—	—
400	800	$\geq 1\sim 3.5$	5	6	9	12	18	2 500	4 000	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	—	—
		$> 3.5\sim 6.3$	5	7	10	14	20			$> 3.5\sim 6.3$	—	—	—	—	—
		$> 6.3\sim 10$	6	8	11	16	24			$> 6.3\sim 10$	—	—	—	—	—
		$> 10\sim 16$	—	9	13	20	30			$> 10\sim 16$	—	18	28	42	61
		$> 16\sim 25$	—	—	—	25	38			$> 16\sim 25$	—	—	—	48	75
		$> 25\sim 40$	—	—	—	—	53			$> 25\sim 40$	—	—	—	—	90
800	1 600	$\geq 1\sim 3.5$	—	—	—	—	—	—	—	$> 40\sim 55$	—	—	—	—	105
		$> 3.5\sim 6.3$	6	9	13	19	28								
		$> 6.3\sim 10$	7	10	14	21	32								

表 14-13 齿轮副轴交角综合公差 F''_{izc} 值

μm

中点分度圆直径 mm		中点法向模数 mm	精度等级						中点分度圆直径/ mm		中点法向模数/ mm	精度等级					
大于	到		7	8	9	10	11	12	大于	到		7	8	9	10	11	12
125	125	$\geq 1 \sim 3.5$	67	85	110	130	170	200	800	1 600	$> 10 \sim 16$	200	250	320	400	500	600
		$> 3.5 \sim 6.3$	75	95	120	150	190	240			$> 16 \sim 25$	—	280	340	450	560	670
		$> 6.3 \sim 10$	85	105	130	170	220	260			$> 25 \sim 40$	—	320	400	500	630	800
		$> 10 \sim 16$	100	120	150	190	240	300			$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	—	—
125	400	$\geq 1 \sim 3.5$	100	125	160	190	250	300	1 600	2 500	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	—	—	—
		$> 3.5 \sim 6.3$	105	130	170	200	260	340			$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	—	—	—
		$> 6.3 \sim 10$	120	150	180	220	280	360			$> 10 \sim 16$	—	—	—	—	—	—
		$> 10 \sim 16$	130	160	200	250	320	400			$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	—	—
		$> 16 \sim 25$	150	190	220	280	370	450			$> 25 \sim 40$	—	—	—	—	—	—
400	800	$\geq 1 \sim 3.5$	130	160	200	260	320	400	2 500	4 000	$> 40 \sim 55$	—	—	—	—	—	—
		$> 3.5 \sim 6.3$	140	170	220	280	340	420			$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	—	—
		$> 6.3 \sim 10$	150	190	240	300	360	450			$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	—	—	—
		$> 10 \sim 16$	160	200	260	320	400	500			$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	—	—	—
		$> 16 \sim 25$	180	210	280	360	450	560			$> 10 \sim 16$	—	—	—	—	—	—
		$> 25 \sim 40$	—	280	340	420	530	670			$> 16 \sim 25$	—	—	—	—	—	—
800	1 600	$\geq 1 \sim 3.5$	150	180	210	280	360	450	—	—	$> 25 \sim 40$	—	—	—	—	—	
		$> 3.5 \sim 6.3$	160	200	250	320	400	500			$> 40 \sim 55$	—	—	—	—	—	
		$> 6.3 \sim 10$	180	220	280	360	450	560			—	—	—	—	—	—	

表 14-14 侧隙变动公差 F_v 值

μm

直径/ mm		中点法向模数 mm	精度等级				直径/ mm		中点法向模数/ mm	精度等级			
大于	到		9	10	11	12	大于	到		9	10	11	12
—	125	$\geq 1 \sim 3.5$	75	90	120	150	800	1 600	$> 10 \sim 16$	220	270	340	440
		$> 3.5 \sim 6.3$	80	100	130	160			$> 16 \sim 25$	240	300	380	480
		$> 6.3 \sim 10$	90	120	150	180			$> 25 \sim 40$	280	340	450	530
		$> 10 \sim 16$	105	130	170	200			$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—
125	400	$\geq 1 \sim 3.5$	110	140	170	200	1 600	2 500	$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	—
		$> 3.5 \sim 6.3$	120	150	180	220			$> 6.3 \sim 10$	220	280	340	450
		$> 6.3 \sim 10$	130	160	200	250			$> 10 \sim 16$	250	300	400	500
		$> 10 \sim 16$	140	170	220	280			$> 16 \sim 25$	280	360	450	560
		$> 16 \sim 25$	160	200	250	320			$> 25 \sim 40$	320	400	500	630
400	800	$\geq 1 \sim 3.5$	140	180	220	280	2 500	4 000	$> 40 \sim 55$	360	450	560	710
		$> 3.5 \sim 6.3$	150	190	240	300			$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—
		$> 6.3 \sim 10$	160	200	260	320			$> 3.5 \sim 6.3$	—	—	—	—
		$> 10 \sim 16$	180	220	280	340			$> 6.3 \sim 10$	—	—	—	—
		$> 16 \sim 25$	200	250	300	380			$> 10 \sim 16$	280	340	420	530
		$> 25 \sim 40$	240	300	380	450			$> 16 \sim 25$	320	400	500	630
800	1 600	$\geq 1 \sim 3.5$	—	—	—	—	—	—	$> 25 \sim 40$	370	450	560	710
		$> 3.5 \sim 6.3$	170	220	280	360			$> 40 \sim 55$	420	530	670	800
		$> 6.3 \sim 10$	200	250	320	400			—	—	—	—	—

注：1 取大小轮中点分度圆直径之和的一半作为查表直径

2 对于齿数比为整数，且不大于3(1.2.3)的齿轮副，当采用选配时，可将侧隙变动公差 F_v 值压缩25%或更多。

表 14-15 齿轮副一齿轴交角综合公差 f''_{izc} 值

μm

中点分度圆直径 / mm		中点法向模数 / mm	精 度 等 级					
大于	到		7	8	9	10	11	12
	125	$\geq 1 \sim 3.5$	28	40	53	67	85	100
		$> 3.5 \sim 6.3$	36	50	60	75	95	120
		$> 6.3 \sim 10$	40	56	71	90	110	140
		$> 10 \sim 16$	48	67	85	105	140	170
125	400	$\geq 1 \sim 3.5$	32	45	60	75	95	120
		$> 3.5 \sim 6.3$	40	56	67	80	105	130
		$> 6.3 \sim 10$	45	63	80	100	125	150
		$> 10 \sim 16$	50	71	90	120	150	190
400	800	$\geq 1 \sim 3.5$	36	50	67	80	105	130
		$> 3.5 \sim 6.3$	40	56	75	90	120	150
		$> 6.3 \sim 10$	50	71	85	105	140	170
		$> 10 \sim 16$	56	80	100	130	160	200
800	1 600	$\geq 1 \sim 3.5$	-	-	-	-	-	-
		$> 3.5 \sim 6.3$	45	63	80	105	130	160
		$> 6.3 \sim 10$	50	71	90	120	150	180
		$> 10 \sim 16$	56	80	110	140	170	210
1 600	2 500	$\geq 1 \sim 3.5$	-	-	-	-	-	-
		$> 3.5 \sim 6.3$	-	-	-	-	-	-
		$> 6.3 \sim 10$	56	80	100	130	160	200
		$> 10 \sim 16$	63	110	120	150	180	240
2 500	4 000	$\geq 1 \sim 3.5$	-	-	-	-	-	-
		$> 3.5 \sim 6.3$	-	-	-	-	-	-
		$> 6.3 \sim 10$	-	-	-	-	-	-
		$> 10 \sim 16$	71	100	125	160	200	250

表 14-16 齿轮副齿频周期误差的公差 f''_{pc} 值

μm

齿 数		中点法向 模数 / mm	精 度 等 级					齿 数		中点法向 模数 / mm	精 度 等 级				
大于	到		4	5	6	7	8	大于	到		1	5	6	7	8
-	16	$\geq 1 \sim 3.5$	4.5	6.7	10	15	22	32	63	$> 3.5 \sim 6.3$	6	9	14	20	30
		$> 3.5 \sim 6.3$	5.6	8	12	18	28			$> 6.3 \sim 10$	7.1	11	17	24	36
		$> 6.3 \sim 10$	6.7	10	14	22	32			$> 10 \sim 16$	-	14	20	30	45
16	32	$\geq 1 \sim 3.5$	5	7.1	10	16	24	63	125	$\geq 1 \sim 3.5$	5.3	8	12	18	25
		$> 3.5 \sim 6.3$	5.6	8.5	13	19	28			$> 3.5 \sim 6.3$	6.7	10	15	22	32
		$> 6.3 \sim 10$	7.1	11	16	24	34			$> 6.3 \sim 10$	8	12	18	26	38
		$> 10 \sim 16$	-	13	19	28	42			$> 10 \sim 16$	-	15	22	34	48
32	63	$\geq 1 \sim 3.5$	5	7.5	11	17	24	125	250	$\geq 1 \sim 3.5$	5.6	8.5	13	19	28

续表 14-16

μm

齿数		中点法向模数/mm	精度等级					齿数		中点法向模数/mm	精度等级				
大于	到		4	5	6	7	8	大于	到		4	5	6	7	8
125	250	>3.5~6.3	7.1	11	16	24	34	250	500	>10~16	-	18	28	42	60
		>6.3~10	8.5	13	19	30	42			≥1~3.5	7.1	11	16	24	34
		>10~16	-	16	24	36	53			>3.5~6.3	9	14	21	30	45
250	500	≥1~3.5	6.3	9.5	14	21	30	500	-	>6.3~10	11	14	25	38	56
		>3.5~6.3	8	12	18	28	40			>10~16	-	21	32	48	71
		>6.3~10	9	15	22	34	48								

注：1 表中齿数为齿轮副中大轮齿数。

2 表中数值用于纵向有效重合度 $\epsilon_{R\alpha} \leq 0.45$ 的齿轮副。对 $\epsilon_{R\alpha} > 0.45$ 的齿轮副，表中的 f_{zmc} 值按以下规定压缩：

$\epsilon_{R\alpha} > 0.45 \sim 0.58$ 时，表11中数值乘以0.6；

$\epsilon_{R\alpha} > 0.58 \sim 0.67$ 时，表11中数值乘以0.4；

$\epsilon_{R\alpha} > 0.67$ 时，表11中数值乘以0.3。

纵向有效重合度 $\epsilon_{R\alpha}$ 等于名义纵向重合度 ϵ_{β} 乘以齿长方向接触斑点大小百分比的平均值。

表 14-17 最小法向侧隙 $f_{\alpha min}$ 值

μm

中点锥距/mm		小轮分锥角/(°)		最小法向侧隙种类						中点锥距/mm		小轮分锥角/(°)		最小法向侧隙种类															
大于	到	大于	到	<i>h</i>	<i>e</i>	<i>d</i>	<i>c</i>	<i>b</i>	<i>a</i>	大于	到	大于	到	<i>h</i>	<i>e</i>	<i>d</i>	<i>c</i>	<i>b</i>	<i>a</i>										
-	50	-	15	0	15	22	36	58	90	200	400	25	-	0	52	81	130	210	320	400	800	-	15	0	40	63	100	160	250
		15	25	0	21	33	52	84	130			15	25	0	57	89	140	230	360										
		25	-	0	25	39	62	100	160			25	-	0	70	110	175	280	440										
50	100	-	15	0	21	33	52	84	130	800	1600	-	15	0	52	81	130	210	320	800	1600	-	15	0	80	125	200	320	500
		15	25	0	25	39	62	100	160			15	25	0	80	125	200	320	500										
		25	-	0	30	46	74	120	190			25	-	0	105	165	260	420	660										
100	200	-	15	0	25	39	62	100	160	1600	-	-	15	0	70	110	175	280	440	1600	-	-	15	0	70	110	175	280	440
		15	25	0	35	54	87	140	220			15	25	0	125	195	310	500	780										
		25	-	0	40	63	100	160	250			25	-	0	175	280	440	710	1100										
200	400	-	15	0	30	46	74	120	190	-	-	-	15	0	30	46	74	120	190	-	-	-	15	0	30	46	74	120	190
		15	25	0	46	72	115	185	290			15	25	0	46	72	115	185	290										

注：1 正交齿轮副按中点锥距 R 查表，非正交齿轮副按下式算出的 R' 查表：

$$R' = \frac{R}{2} (\sin 2\delta_1 + \sin 2\delta_2)$$

式中 δ_1 和 δ_2 为大、小轮分锥角。

2 准双曲面齿轮副按大轮中点锥距查表。

表 14-18 齿厚上偏差 E_{sa} 值

μm

基 本 值	中点法向模数/mm	中点分度圆直径/mm											
		≤125			>125~400			>400~800			>800~1600		
		分锥角/(°)											
		≤20	>20~45	>45	≤20	>20~45	>45	≤20	>20~45	>45	≤20	>20~45	>45
	≥1~3.5	-20	-20	-22	-28	-32	-30	-36	-50	-45	-	-	-
	>3.5~6.3	-22	-22	-25	-32	-32	-30	-38	-55	-45	-75	-85	-80
	>6.3~10	-25	-25	-28	-36	-36	-34	-40	-55	-50	-80	-90	-85
	>10~16	-28	-28	-30	-36	-38	-36	-48	-60	-55	-80	-100	-85
	>16~25	-	-	-	-40	-40	-40	-50	-65	-60	-80	-100	-90

续表 14-18

μm

系数	最小法向侧隙种类	第 I 公差组精度等级						
		4~6	7	8	9	10	11	12
	<i>h</i>	0.9	1.0	-	-	-	-	-
<i>e</i>	1.45	1.6	-	-	-	-	-	
<i>d</i>	1.8	2.0	2.2	-	-	-	-	
<i>c</i>	2.4	2.7	3.0	3.2	-	-	-	
<i>b</i>	3.4	3.8	4.2	4.6	4.9	-	-	
<i>a</i>	5.0	5.5	6.0	6.6	7.0	7.8	9.0	

注: 1 各最小法向侧隙种类和各精度等级齿轮的 E_{sa} 值, 由基本值栏查出的数值乘以系数得出。

2 当轴交角公差带相对零线不对称时, E_{sa} 值应作修正, E_{sa} 数值修正如下:

增大轴交角上偏差时, E_{sa} 加上 $(E_{\Sigma s} - |E_{\Sigma s}|) \tan \alpha$;

减小轴交角上偏差时, E_{sa} 减去 $(|E_{\Sigma s}| - |E_{\Sigma s}|) \tan \alpha$ 。

式中: $E_{\Sigma s}$ ——修改后的轴交角上偏差; $E_{\Sigma s}$ ——修改后的轴交角下偏差; $E_{\Sigma s}$ ——表 14-23 中数值; α ——齿形角。

3 允许把大、小轮齿厚上偏差 (E_{sa1} , E_{sa2}) 之和重新分配在两个齿轮上。

表 14-19 齿厚公差 T_s 值

μm

齿圈跳动公差		法向侧隙公差种类					齿圈跳动公差		法向侧隙公差种类					齿圈跳动公差		法向侧隙公差种类										
																					大于	到	H	D	C	B
—	8	21	25	30	40	52	32	40	42	55	70	85	110	160	200	160	200	260	320	400						
8	10	22	28	34	45	55	40	50	50	65	80	100	130	200	250	200	250	320	380	500						
10	12	24	30	36	48	60	50	60	60	75	95	120	150	250	320	240	300	400	480	630						
12	16	26	32	40	52	65	60	80	70	90	110	130	180	320	400	300	380	500	600	750						
16	20	28	36	45	58	75	80	100	90	110	140	170	220	400	500	380	480	600	750	950						
20	25	32	42	52	65	85	100	125	110	130	170	200	260	500	630	450	500	750	950	1 180						
25	32	38	48	60	75	95	125	160	130	160	200	250	320													

表 14-20 最大法向侧隙 (j_{nmax}) 的制造误差补偿部分 $E_{s\Delta}$ 值

μm

第 I 公差组精度等级	中点法向模数/mm	中点分度圆直径/mm											
		≤125			>125~400			>400~800			>800~1 600		
		分锥角/(°)											
		≤20	>20~45	>45	≤20	>20~45	>45	≤20	>20~45	>45	≤20	>20~45	>45
4~6	≥1~3.5	18	18	20	25	28	28	32	45	40	-	-	-
	>3.5~6.3	20	20	22	28	28	28	34	50	40	67	75	72
	>6.3~10	22	22	25	32	32	30	36	50	45	72	80	75
	>10~16	25	25	28	32	34	32	45	55	50	72	90	75
	>16~25	-	-	-	36	36	36	45	56	45	72	90	85
7	≥1~3.5	20	20	22	28	32	30	36	50	45	-	-	-
	>3.5~6.3	22	22	25	32	32	30	38	55	45	75	85	80

续表 14-20

μm

第 1 公差组 精度等级	中点法向 模数/mm	中点分度圆直径/mm											
		≤ 125			$>125 \sim 400$			$>400 \sim 800$			$>800 \sim 1\ 600$		
		分锥角/(°)											
		≤ 20	$>20 \sim 45$	>45	≤ 20	$>20 \sim 45$	>45	≤ 20	$>20 \sim 45$	>45	≤ 20	$>20 \sim 45$	>45
7	$>6.3 \sim 10$	25	25	28	36	36	34	40	55	50	80	90	85
	$>10 \sim 16$	28	28	30	36	38	36	48	60	55	80	100	85
	$>16 \sim 25$	-	-	-	40	40	40	50	65	60	80	100	95
8	$\geq 1 \sim 3.5$	22	22	24	30	36	32	40	55	50	-	-	-
	$>3.5 \sim 6.3$	24	24	28	36	36	32	42	60	50	80	90	85
	$>6.3 \sim 10$	28	28	30	40	40	38	45	60	55	85	100	95
	$>10 \sim 16$	30	30	32	40	42	40	55	65	60	85	110	95
	$>16 \sim 25$	-	-	-	45	45	45	55	72	65	85	110	105
9	$\geq 1 \sim 3.5$	24	24	25	32	38	36	45	65	55	-	-	-
	$>3.5 \sim 6.3$	25	25	30	38	38	36	45	65	55	90	100	95
	$>6.3 \sim 10$	30	30	32	45	45	40	48	65	60	95	110	100
	$>10 \sim 16$	32	32	36	45	45	45	48	70	85	95	120	100
	$>16 \sim 25$	-	-	-	48	48	48	60	75	70	95	120	115
10	$\geq 1 \sim 3.5$	25	25	28	36	42	40	48	65	60	-	-	-
	$>3.5 \sim 6.3$	28	28	32	42	42	40	50	70	60	95	110	105
	$>6.3 \sim 10$	32	32	36	48	48	45	50	70	65	105	115	110
	$>10 \sim 16$	36	36	40	48	50	48	60	80	70	105	130	110
	$>16 \sim 25$	-	-	-	50	50	50	65	85	80	105	130	125
11	$\geq 1 \sim 3.5$	30	30	32	40	45	45	50	70	65	-	-	-
	$>3.5 \sim 6.3$	32	32	36	45	45	45	55	80	65	110	125	115
	$>6.3 \sim 10$	36	36	40	50	50	50	60	80	70	115	130	125
	$>10 \sim 16$	40	40	45	50	55	50	70	85	80	115	145	125
	$>16 \sim 25$	-	-	-	60	60	60	70	95	85	115	145	140
12	$\geq 1 \sim 3.5$	32	32	35	45	50	48	60	80	70	-	-	-
	$>3.5 \sim 6.3$	35	35	40	50	50	48	60	90	70	120	135	130
	$>6.3 \sim 10$	40	40	45	60	60	55	65	90	80	130	145	135
	$>10 \sim 16$	45	45	48	60	60	60	75	95	90	130	160	135
	$>16 \sim 25$	-	-	-	65	65	65	80	105	95	130	160	150

续表 14-21

中点锥距/mm	分锥角/(°)	精度等级														
		9			10			11			12					
		中点法向模数/mm														
		10	12.5	16	12.5	16	20	16	20	25	20	25	32	25	32	40
大于	到	20	40	22	45	28	56	32	71	50	110	105	190	160	210	
50	20	45	34	19	48	26	48	26	150	60	150	105	190	160	210	
45	20	45	14	8	26	11	26	11	190	60	150	105	190	160	210	
50	20	45	120	63	12	30	150	90	150	60	150	105	190	160	210	
45	45	45	48	26	17	13	67	38	67	24	18	67	67	95	53	
100	20	45	300	150	105	80	420	240	420	150	110	85	75	60	25	
200	20	45	260	140	90	67	360	190	360	130	95	75	60	25	25	
45	45	45	105	60	38	28	150	80	150	53	40	30	25	210	120	
200	45	45	670	360	240	170	950	500	950	320	240	190	150	130	340	
400	20	45	560	300	200	150	800	420	800	280	200	150	130	110	500	
45	45	45	240	130	85	60	340	180	340	120	85	67	53	45	260	
800	20	45	1500	800	500	380	2100	1100	2100	710	500	400	320	280	3000	
400	45	45	1300	670	410	300	1700	950	1700	600	440	340	260	240	2500	
45	45	45	530	280	180	130	710	400	710	250	180	140	110	100	1050	
800	1600	20	45	20	45	20	45	20	45	20	45	20	45	20	45	
45	45	45	240	130	85	60	340	180	340	120	85	67	53	45	260	
45	45	45	280	140	90	67	360	190	360	130	95	75	60	25	25	
1600	20	45	2000	1000	600	450	2500	1200	2500	800	500	350	250	200	2500	
45	45	45	1000	500	300	700	3500	1700	3500	1000	600	400	280	200	3500	

注: 1 表中数值用于非修形齿轮, 对修形齿轮允许采用低1级的士/μm值;
 2 表中数值用于α=20°的齿轮, 对α≠20°的齿轮, 将表中数值乘以sin20°/sinα。

表 14-22 轴间距极限偏差 $\pm f_a$ 值

μm

中点锥距/mm		精度等级										中点锥距/mm		精度等级									
大于	到	4	5	6	7	8	9	10	11	12	大于	到	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
	50	10	10	12	18	28	36	67	105	180	400	800	18	25	30	36	60	90	150	250	360		
50	100	12	12	15	20	30	45	75	120	200	800	1 600	25	36	40	50	85	130	200	300	450		
100	200	13	15	18	25	36	55	90	150	240	1 600	—	32	45	56	67	100	160	280	420	630		
200	400	15	18	25	30	45	75	120	190	300													

注: 1 表中数值用于无纵向修形的齿轮副,对纵向修形的齿轮副允许采用低1级的 $\pm f_a$ 值。
2 对准双曲面齿轮副,按大轮中点锥距查表。

表 14-23 轴交角极限偏差 $\pm E_{\Sigma}$ 值

μm

中点锥距/mm		小轮分锥角/(°)		最小法向侧隙种类					中点锥距/mm		小轮分锥角/(°)		最小法向侧隙种类				
大于	到	大于	到	<i>h,e</i>	<i>d</i>	<i>c</i>	<i>b</i>	<i>a</i>	大于	到	大于	到	<i>h,e</i>	<i>d</i>	<i>c</i>	<i>b</i>	<i>a</i>
—	50	—	15	7.5	11	18	30	15	200	400	25	—	26	40	63	100	160
		15	25	10	16	26	42	63	400	800	—	15	20	32	50	80	125
		25	—	12	19	30	50	80			15	25	28	45	71	110	180
50	100	—	15	10	16	26	42	63	800	1 600	—	15	26	40	63	100	160
		15	25	12	19	30	50	80			15	25	40	63	100	160	250
		25	—	15	22	32	60	95	—	—	25	—	53	85	130	210	320
100	200	—	15	12	19	30	50	80	1 600	—	—	15	31	66	85	140	222
		15	25	17	26	45	71	110			15	25	63	95	160	250	380
		25	—	20	32	50	80	125	—	—	25	—	85	140	220	340	530
200	400	—	15	15	22	32	60	95									
		12	25	21	36	56	90	140									

注: 1 $\pm E_{\Sigma}$ 的公差带位置相对于零线,可以不对称或取在一侧。
2 准双曲面齿轮副按大轮中点锥距查表。
3 表中数值用于正交齿轮副,对非正交齿轮副的 $\pm E_{\Sigma}$ 值不按本表查取,规定为 $\pm j_{\text{nom}}/2$ 。
4 表中数值用于 $\alpha=20^\circ$ 的齿轮副,当 $\alpha \neq 20^\circ$ 时,表中的 $\pm E_{\Sigma}$ 值乘以 $\sin 20^\circ / \sin \alpha$ 。

表 14-24 齿坯尺寸公差

精度等级	4	5	6	7	8	9	10	11	12
轴径尺寸公差	IT4	IT5		IT6		IT7			
孔径尺寸公差	IT5	IT6		IT7		IT8			
外径尺寸极限偏差	0 -IT7	0 IT8		0 IT8		0 -IT9			

注: 1 IT为标准公差按GB/T 1800。
2 当三个公差组精度等级不同时,公差值按最高的精度等级查取。

表 14-25 齿坯顶锥母线跳动和基准端面跳动公差

μm

跳动公差	大于	到	精度等级				跳动公差	大于	到	精度等级					
			4	5~6	7~8	9~12				4	5~6	7~8	9~12		
顶锥母线 跳动公差	外 径 / mm	30	10	15	25	50	基准端面 跳动公差	基 准 端 面 直 径 / mm	—	30	4	6	10	15	
		30	50	12	20	30			60	30	50	5	8	12	20
		50	120	15	25	40			80	50	120	6	10	15	25
		120	250	20	30	50			100	120	250	8	12	20	30
		250	500	25	40	60			120	250	500	10	15	25	40
		500	800	30	50	80			150	500	800	12	20	30	50
		800	1 250	40	60	100			200	800	1 250	15	25	40	60
		1 250	2 000	50	80	120			250	1 250	2 000	20	30	50	80
		2 000	3 150	60	100	150			300	2 000	3 150	25	40	60	100
		3 150	5 000	80	120	200			400	3 150	5 000	30	50	80	120

注：当三个公差组精度等级不同时，公差值按最高的精度等级查取。

表 14-26 齿坯轮冠距和顶锥角极限偏差

中点法向模数/mm	轮冠距极限偏差/μm	顶锥角极限偏差/(°)
≤1.2	0 -30	+15 0
>1.2~10	0 -75	+8 0
>10	0 -100	+8 0

表 14-27

精度等级	4~5	6~7	8~9	10~12
沿齿长方向	60%~ 80%	50%~ 70%	35%~ 65%	25%~ 55%
沿齿高方向	65%~ 85%	55%~ 75%	40%~ 70%	30%~ 60%

注：表中数值范围用于齿面修形的齿轮。对齿面不作修形的齿轮，其接触斑点大小不小于其平均值。

表 14-28 极限偏差及公差与齿轮几何参数的关系式

精度等级	F_p		F_r				f_p		f_i		f'_{sk}			f_s	
	$F_p =$		1		2		$Am_n +$		$0.84(Am_n +)$		$Am_n B + 2C$			$A \sqrt{0.3R + C}$	
	$B \sqrt{d} + C$		$B \sqrt{d} + C$		$B \sqrt{d} - C$		$B \sqrt{d} + C$		$Bd + C$						
	$0.8B \sqrt{L} + C$		$B = 0.25A$		$B = 1.4A$		$B = 9.25A$		$B = 0.0125A$						
	R	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	B	C	A	C
4	1.25	2.5	0.9	11.2	0.1	4.8	0.25	3.15	0.21	3.4	2.5	0.315	0.115	0.94	1.7
5	2	4	1.4	18	0.63	7.5	0.4	5	0.34	4.2	3.46	0.349	0.123	1.2	6
6	3.15	6	2.21	28	1	12	0.63	8	0.53	5.3	5.15	0.344	0.126	1.5	7.5
7	4.45	9	3.15	40	1.4	17	0.9	11.2	0.84	6.7	7.69	0.348	0.125	1.87	9.45
8	6.3	12.5	4	50	1.75	21	1.25	16	1.34	8.4	9.27	0.185	0.072	3	15
9	9	18	5	63	2.2	26.5	1.8	22.4	2.1	13.4	—	—	—	4.75	24
10	12.5	25	6.3	80	2.75	33	2.5	31.5	3.35	21	—	—	—	7.5	37.5
11	17.5	35.5	8	100	3.44	41.5	3.55	45	5.3	34	—	—	—	12	60
12	25	50	10	125	4.3	51.5	5	63	8.4	53	—	—	—	19	94.5

$$F'_{sk} = 1.36F_r; f'_{sk} = f'_{sk0} = (K'' + 0.13)F_r \text{ (按高 1 级的 } F_r \text{ 值计算);}$$

$$\frac{1}{f_{sk}} = \frac{R \cos \delta}{8m_n} f_{sk}; f'_{sk0} = 1.96f_{sk}; f'_{sk0} = 1.96f_{sk}$$

注：1 d —中点分度圆直径； m_n —中点法向模数； z —齿数； L —中点分度圆弧长； R —中点锥距； δ —分锥角； K'' —齿轮在一转（齿轮副在大轮一转）内的周期数（适于 f'_{sk}, f'_{sk0} ）。

2 F_r 值，取表中关系式 1 和关系式 2 计算所得的较小值。

第 15 章

锥齿轮承载能力计算方法

GB/T 10062-1988《锥齿轮承载能力计算方法》是以锥齿轮齿宽中点处当量圆柱齿轮为计算基础,给出了适用于钢、铸铁制造的直齿、斜齿和弧齿锥齿轮的齿面接触强度和轮齿弯曲强度两种校核计算方法。

1 安全系数

在设计齿轮时,使用场合(或条件)不同,对齿轮的可靠性要求也不同,而只使用安全系数并不能反映可靠性水平。齿轮运转的可靠性要求是根据其重要程度、工作要求和维修难易及经济性综合考虑决定的。

为保证可靠性要求,并注意到计算结果和实际情况存在一定的误差,必须使计算所允许的承载能力有一定的安全裕量。如考虑的影响因素越精确,计算误差就越小,所需的安全裕量也就越小,经济性和可靠性就更加统一。

在选取安全系数时,应考虑可靠性要求,并应注意

表 15-1 接触强度和弯曲强度的最小安全系数 S_{Hmin} 、 S_{Fmin} 参考值

使用要求	最小安全系数 S_{Hmin} 、 S_{Fmin}	使用要求	最小安全系数 S_{Hmin} 、 S_{Fmin}
失效概率低于 1/10 000	1.50	失效概率低于 1/100	1.00
失效概率低于 1/1 000	1.25	失效概率低于 1/10	0.85 ¹⁾

1) 采用此值时,可能在点蚀前先出现齿面塑性变形。

2 系数的分类与计算顺序

本方法中的影响系数分为两大类:

- 由几何关系或常规确定的系数;
- 受多种因素影响但被独立处理的系数。

对于影响载荷的诸系数,应优先通过精密实测或对传动系统作全面的力学分析得出,也可根据大量的现场经验来确定。

如无可用的可靠数据时,可按本方法来确定系数

以下几点:

a. 本计算方法所推荐的疲劳极限是在可靠度为 99% 时取得的,可靠度要求高时,安全系数应取大些;反之,则可取小些。如可靠度要求远低于 99% 时,安全系数允许选用小于 1 的数值。

b. 计算时所用的原始数据和附加变量(如载荷状况、制造偏差、材料及其表面处理质量和性能以及润滑条件等)越接近实际状况,安全系数就可取得小些;反之,则应取大些。

c. 断齿破坏比点蚀破坏具有更严重的不良后果。一般情况下,弯曲强度的安全系数应大于接触强度的安全系数。

d. 安全系数的确定应根据用户要求,或由设计制造部门与用户协商确定。如无可用资料时,可参考表 15-1 选取。

K_A 、 K_V 、 $K_{H\beta}$ 、 $(K_{F\beta})$ 和 $K_{H\alpha}$ ($K_{F\alpha}$)。

各载荷系数与齿宽中点端面分度圆上切向力 F_{mt} 有关,其计算顺序如下:

- 用 $F_{mt} \cdot K_A$ 求 K_V ;
- 用 $F_{mt} \cdot K_A \cdot K_V$ 求 $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$);
- 用 $F_{mt} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$) 求 $K_{H\alpha}$ ($K_{F\alpha}$)。

3 主要代号

本章主要代号及意义见表 15-2。

表 15-2 主要代号、意义及单位

代号	意义	单位	代号	意义	单位	
a	当量圆柱齿轮中心距	mm	N	临界转速比		
b	齿宽		n_1, n_2	小轮、大轮转速	r/min	
b_{cH}	接触强度计算的有效齿宽	mm	n_{E1}	小轮临界转速	r/min	
b_{cF}	弯曲强度计算的有效齿宽		P	名义功率	kW	
c'	单对齿刚度	N/(mm·μm)	P_{r0}	凸台量	mm	
c_f	啮合刚度		q_s	齿根圆角参数		
d_{a1}, d_{a2}	小轮、大轮大端分度圆直径	mm	R_a	轮廓算术平均偏差	μm	
d_{m1}, d_{m2}	小轮、大轮齿宽中点分度圆直径		R_e	外锥矩	mm	
d_{v1}, d_{v2}	小轮、大轮的当量圆柱内轮分度圆直径		R_m	中点锥矩	mm	
d_{va1}, d_{va2}	小轮、大轮的当量圆柱齿轮齿顶圆直径		R_z	微观不平度十点高度	μm	
d_{var1}, d_{var2}	小轮、大轮的当量圆柱齿轮法向齿顶圆直径		S_F	弯曲强度的计算安全系数		
d_{vb1}, d_{vb2}	小轮、大轮的当量圆柱内轮基圆直径		S_{Fmin}	弯曲强度的最小安全系数		
d_{vb1}, d_{vb2}	小轮、大轮的当量圆柱齿轮法向基圆直径		S_H	接触强度的计算安全系数		
d_{vn1}, d_{vn2}	小轮、大轮的当量圆柱齿轮法向分度圆直径		S_{Hmin}	接触强度的最小安全系数		
F_{m1}	齿宽中点分度圆上的名义切向力		N	s_{Fn}	齿根危险截面弦齿厚	mm
f_{p1}	周节极限偏差		μm	s_{mr}	齿宽中点端面齿厚	mm
g_{vo}	当量圆柱齿轮端面啮合线长度	mm	s_{z01}	无侧隙时齿宽中点端面齿厚	mm	
h_{ae1}, h_{ae2}	小轮、大轮大端齿顶高	mm	s_t	大端端面齿厚	mm	
h_{am1}, h_{am2}	小轮、大轮齿宽中点齿顶高		T_1, T_2	小轮、大轮名义转矩	Nm	
h_{ac}	刀具基本齿廓齿顶高		u	齿数比 $u = z_2/z_1, u \geq 1$		
h_{te1}, h_{te2}	小轮、大轮大端齿根高		u_v	当量圆柱齿轮齿数比		
h_{tm1}, h_{tm2}	小轮、大轮齿宽中点齿根高		v_{m1}	齿宽中点分度圆圆周速度	m/s	
h_{Fn}	载荷作用于齿顶时的弯曲力臂		x_{hm}	高度变位系数		
j_{nr}	齿宽中点端面内侧间隙	mm	x_{sm}	切向变位系数(半齿宽)		
K_A	使用系数	mm	Y_{Fa}	载荷作用于齿顶时的齿形系数		
$K_{F\alpha}$	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数		Y_k	弯曲强度计算的锥齿轮系数		
$K_{F\beta}$	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数		Y_{Kre1}	相对齿根表面状况系数		
$K_{H\alpha}$	接触强度计算的齿间载荷分配系数		Y_{sw}	载荷作用于齿顶时的应力修正系数		
$K_{H\beta}$	接触强度计算的齿向载荷分布系数		Y_{s1}	试验齿轮的应力修正系数		
$K_{H\beta a}$	轴承系数		Y_x	弯曲强度计算的尺寸系数		
K_v	动载系数		Y_β	弯曲强度计算的螺旋角系数		
m_{et}	大端端面模数	mm	Y_ϵ	弯曲强度计算的重合度系数		
m_{mn}	齿宽中点法向模数	mm	Y_{dre1}	相对齿根圆角敏感系数		
m_{bn}	齿宽中点端面模数	mm	z_v	跑合量	μm	
m_{red}	当量圆柱齿轮沿啮合线单位齿宽上的诱导质量	kg/mm	Z_H	单对齿啮合区下界点系数	$\sqrt{N/mm^2}$	
			Z_E	弹性系数		
			Z_H	节点区域系数		
			Z_k	接触强度计算的锥齿轮系数		
			Z_L	润滑剂系数		
			Z_R	粗糙度系数		
			Z_V	速度系数		
			Z_N	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		

续表 15-2

代号	意义	单位	代号	意义	单位
Z_L	接触强度计算的重合度系数		ν_{30}	40℃时润滑油的名义运动粘度	mm^2/s
z, z_2	小轮、大轮齿数		ν_{50}	50℃时润滑油的名义运动粘度	
z_1, z_2	小轮、大轮当量圆柱齿轮齿数		ρ	密度	kg/mm^3
z_{n1}, z_{n2}	小轮、大轮当量圆柱齿轮法截面上的齿数		ρ_1	刀具齿顶圆角半径	mm
α_{han}	当量圆柱齿轮齿顶法向载荷作用角		ρ_2	危险截面处齿根圆角半径	mm
α_n	齿形角		ρ	材料滑移层厚度	mm
α_s	当量圆柱齿轮端面压力角		σ_b	抗拉伸强度	N/mm^2
β_m	齿宽中点分度圆螺旋角		σ_F	计算齿根应力	
β_b	当量圆柱齿轮基圆螺旋角		σ_{Fa}	计算齿根应力基本值	
δ_1, δ_2	小轮、大轮分锥角		σ_{FP}	许用齿根应力	
Σ	轴交角		σ_{Fhm}	试验齿轮的弯曲疲劳极限	
ϵ_{α}	当量圆柱齿轮端面重合度		σ_H	计算接触应力	
$\epsilon_{\alpha n}$	当量圆柱齿轮法截面上的端面重合度		σ_{H_0}	计算接触应力基本值	
$\epsilon_{\alpha s}$	当量圆柱齿轮纵向重合度		σ_{HP}	许用接触应力	
$\epsilon_{\alpha r}$	当量圆柱齿轮总重合度		σ_{Hhm}	试验齿轮的接触疲劳极限	

4 载荷及一般系数的计算

4.1 切向力、转矩、功率

4.1.1 名义值

锥齿轮的名义切向力 F_m 作用于齿宽中点端面分度圆上, 由其所计算齿轮副传递的名义转矩(或名义功率)计算确定的。名义转矩(或名义功率)是指从动机械的额定转矩(或额定功率)。从动机械的额定转矩(或额定功率)是标定的。这一转矩是作为最繁重的、连续的正常工作条件下使用的工作转矩(或功率)。如果原动机的额定转矩(或额定功率)与从动的工作机相匹配的话, 亦可作为确定名义转矩(或名义功率)的根据。

当从动机械一直在满负荷条件下工作时, 就不应再以额定转矩作为计算的名义转矩, 而应以实际工作中连续的、最大工作转矩为依据确定名义转矩。

名义切向力、转矩、功率的计算公式见表 15-3。

表 15-3 切向力、转矩、功率的计算公式

项目	名义值	当量载荷	备注
切向力	$F_m = 2000 \cdot T/d_m$	$F_{meq} = K_A \cdot F$	F_{meq} ——齿宽中点分度圆上的当量切向力, N;
转矩	$T = 9549P/n$	$T_{eq} = K_A \cdot T$	T_{eq} ——当量转矩, N·m;
功率	$P = F_m \cdot v_m / 1000$	$P_{eq} = K_A \cdot P$	P_{eq} ——当量功率, kW

4.1.2 当量载荷

当量载荷(当量切向力 F_{meq} 、当量转矩 T_{eq} 、或当量功率 P_{eq})是指与载荷图谱具有相同作用效果的恒定载荷。也就是在当量载荷的作用下, 与按载荷图谱加载, 齿轮具有同样寿命和可靠度。当已知载荷图谱时, 当量载荷的计算见 4.2。当仅知名义载荷时, 当量载荷可按表 15-3 中公式计算。

4.2 使用系数 K_A

使用系数 K_A 是考虑由于齿轮啮合外部因素引起的动力过载影响的系数。这种过载取决于原动机与工作机的工作特性、质量比、联轴器类型以及运行状态。

使用系数 K_A 可按下述两种方法确定:

4.2.1 使用系数 K_A 及当量载荷 T_{eq} 的精确方法

下面以实际测量得到的载荷图谱来说明使用系数 K_A 及当量载荷的确定, 见图 8-1。

使用系数 K_A 是实测载荷与名义载荷的比值

图 8-1 是实测得到的齿轮的载荷图谱(对数坐标), 图中 T_1, T_2, T_3, \dots 为实测的各级载荷, N_1, N_2, N_3, \dots 为与 T_1, T_2, T_3, \dots 相对应的应力循环次数。小于名义载荷 T 的 50% 的载荷(如图 8-1 中 T_3), 认为对齿轮的疲劳损伤不起作用, 故略去不计。计算公式见表 15-4。常用齿轮材料的 N_b, N, P' 见表 15-5。

表 15-4 使用系数 K_A 及当量载荷的计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
当量应力循环次数	$N_{eq} = N_1 + \lambda_2 \cdot N_2 \cdot N_1$ $N_1 = 60n_1kh$	计算 T_{eq} 时, 若 $N_{eq} < N_0$, 取 $N_{eq} = N_0$; 若 $N_{eq} \geq N_0$, 取 $N_{eq} = N_0$ 。
当量载荷(转矩)	$T_{eq} = \left[\frac{N_1 T_1^p + N_2 T_2^p + N_3 T_3^p + N_4 T_4^p}{N_{eq}} \right]^{1/p}$	N_i 第 i 级载荷下应力循环次数; n_i 第 i 级载荷下齿轮的转速; k ——齿轮每转一周同侧齿面的接触次数;
材料的试验指数	$p = \frac{\log N_0 - N}{\log T_0 - T}$	h_i 在 i 级载荷下齿轮的工作小时数; N_0 ——应力循环基数;
使用系数 K_A	$K_A = \frac{T_{eq}}{T}$	N_0 ——材料疲劳破坏最少应力循环次数

表 15-5 常用齿轮材料的特性系数

项目	齿 轮 的 材 料	N_0	N	P
接触强度	调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁、表面硬化钢	10^6	5×10^6	9.6
	调质钢、氮化钢经气体氮化、灰铸铁	10^5	2×10^6	5.7
	调质钢、经液体氮化	10^7	2×10^6	15.7
弯曲强度	结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁	10^6	3×10^6	6.25
	渗碳淬火钢、表面淬火钢	10^3	3×10^6	8.7
	调质钢、氮化钢经气体氮化、灰铸铁	10^3	3×10^6	17
	调质钢经液体氮化	10^7	3×10^6	83

4.2.2 使用系数 K_A 的一般确定方法

取 K_A 的值, 表 15-6 中原动机的工作特性可参考表 15-

当 4.2.1 所述方法不能实现时, 可参考表 15-6 选

7。工作机的工作特性可参考表 15-8。

表 15-6 使用系数 K_A

原动机工作特性	工 作 机 工 作 特 性				备 注
	均匀平稳	轻微振动	中等振动	强烈振动	
均匀平稳	1.00	1.25	1.50	1.75	a. 表中数值仅适用于在非共振速度区运转的内轮装置, 对于在重载运转起动力矩大, 间歇运行以及有反复振动载荷等情况, 就需要校核静强度和有限寿命强度。 b. 对于增速传动, 根据经验建议取表中值的 1.1 倍。 c. 当外部机械与齿轮装置之间有挠性连接时, 通常 K_A 值可适当减少
轻微振动	1.10	1.35	1.60	1.85	
中等振动	1.25	1.50	1.75	2.00	
强烈振动	1.50	1.75	2.00	2.25	

表 15-7 原动机工作特性示例

工 作 特 性	原 动 机	工 作 特 性	原 动 机
均匀平稳	电动机(例如直流电动机)、均匀运转的蒸汽机、燃气轮机(小的, 启动力矩很小)	中等振动	多缸内燃机
轻微振动	蒸汽轮机、燃气轮机、液压装置、电动机(经常启动, 启动扭矩较大)	强烈振动	单缸内燃机

表 15.8 工作机工作特性示例

工作特性	工 作 机	工作特性	工 作 机
均匀平稳	发电机、均匀传送的带式输送机或板式输送机、螺旋输送机、轻型升降机、包装机、机床进刀传动装置、通风机、轻型离心泵、轻质液体拌和机或均匀密度材料拌和机、剪切机、冲压机 ¹⁾ 、回转齿轮传动装置、往复移动齿轮装置 ²⁾	中等振动	橡胶挤压机、橡胶和塑料作间断工作的拌和机、球磨机(轻型)、木工机械(锯片、木车床)、钢坯初轧机 ³⁾ 、提升装置、单缸活塞泵
轻微振动	不均匀传动(例如包装件)的带式输送机或板式输送机、机床主驱动装置、重型升降机、起重机中回转齿轮装置、工业与矿用风机、重型离心泵、稠粘液体或变密度材料的拌和机、多缸活塞泵、给水泵、挤压机(普通型)、压延机、转炉、转机 ³⁾ (连续铸条、铝条、铝条以及线材和棒料轧机)	强烈振动	挖掘机(铲斗传动装置、多斗传动装置、筛分传动装置、动力铲)、球磨机(重型)、橡胶揉合机、破碎机(石料、矿石)、重型给水泵、旋转式钻探装置、压砖机、剥皮滚筒、落砂机、带材冷轧机 ³⁾ 、压坯机、轮碾机

注: 1) 额定转矩=最大切削、压制、冲击转矩。

2) 额定转矩=最大启动转矩。

3) 额定转矩=长时工作的最大轧制转矩。

4) 用电流控制力矩限制器 77/7。

5) 由于轧制带材经常断裂, 可提高 K_A 至 2.0。

4.3 动载系数 K_v

动载系数 K_v 是考虑大、小齿轮啮合振动而产生的内部附加动载荷影响的系数。

动载系数 K_v 定义为齿轮副啮合中最大作用力与纯由外加载荷所产生的相应作用力的比值。

影响动载系数的主要因素有:

- 齿轮精度(齿距极限偏差);
- 大、小齿轮的回转质量(转动惯量);
- 轮齿刚度;
- 考虑使用系数 K_A 后的切向力;
- 齿面接触状况;
- 轴及轴承的刚度;
- 润滑情况;
- 系统阻尼特性。

如能通过实测或对所有影响因素作全面的动力学分析来确定包括内部动载荷在内的最大切向载荷时, 可取 $K_v=1$ 。

上述方法不能实现时, 可按本章所提供的方法来确定动载系数 K_v 。

由于锥齿轮齿面是非渐开线齿廓, 齿形误差难以测定; 在确定动载系数 K_v 时, 仅以周节极限偏差 f_{pt} 反映齿轮精度对 K_v 的影响。

本章所提供的方法将啮合中阻尼取为一名义平均值, 同时, 忽略了轴承和联轴器等阻尼因素, 并且略去了轴承和箱体变形的影响。故所求得的 K_v 值(除在共振区外), 通常比实际的略大一些。

4.3.1 临界转速比 N

简化了的齿轮啮合振动模型存在一个临界转速

小齿轮的运行转速 n_1 与临界转速 n_{E1} 的比值 N 称为临界转速比, 即

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} \quad (15-1)$$

临界转速 n_{E1} (r/min) 可按式(15-2)计算, 或由图 15-1 查取。

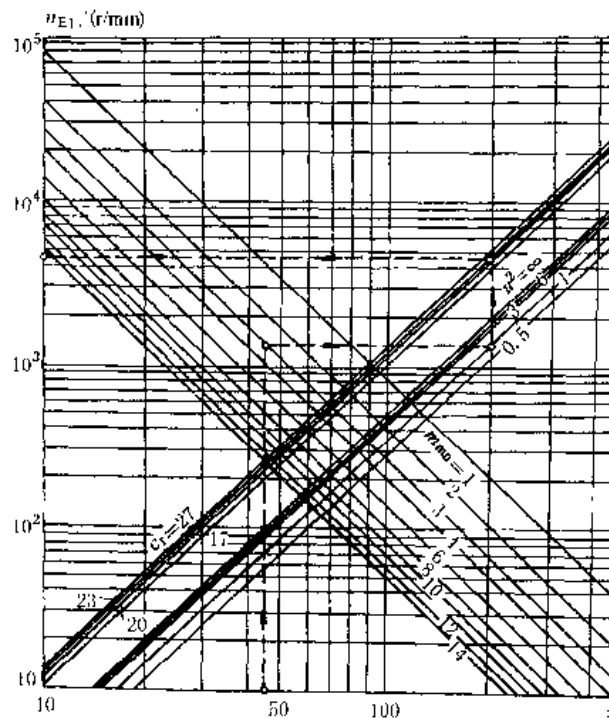


图 15-1 买心齿轮副的临界转速 n_{E1}

$$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi \cdot z_1} \sqrt{\frac{c_Y}{m_{red}}} \quad (15-2)$$

式中: m_{red} ——诱导质量, kg/mm;

$$m_{red} = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$$

式中： m_1, m_2 —小轮、大轮转化到啮合线上的单位齿宽当量质量，kg/mm

当精确确定小、大锥齿轮的当量质量 m_1 及 m_2 有困难时，对常见的锥齿轮结构，可近似地以动力当量圆柱齿轮（见图 15-2）质量来代替。 m_1 和 m_2 可按式 (15-3)、(15-4) 计算。

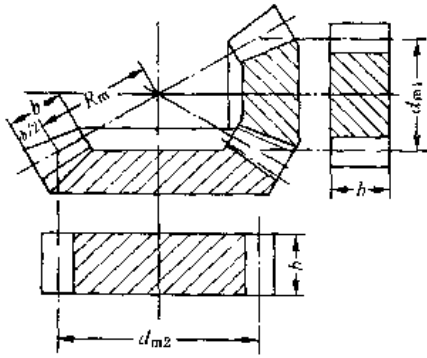


图 15-2 计算 K_v 的近似动力当量圆柱齿轮

$$m_1 = \frac{1}{8} \rho \pi \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_n} \cdot d_{m1}^2 \quad (15-3)$$

$$m_2 = \frac{1}{8} \rho \pi \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_n} \cdot d_{m2}^2 \quad (15-4)$$

则：

$$m_{red} = \frac{1}{8} \rho \pi \cdot \frac{d_{m1}^2}{\cos^2 \alpha_n} \cdot \frac{u^2}{1+u^2} \quad (15-5)$$

对于 $\alpha_n = 20^\circ$ 的钢制齿轮，

材料密度 $\rho = 7.86 \times 10^{-8} \text{ kg/mm}^3$ ，则：

$$m_{red} = 3.5 \times 10^{-10} \cdot d_{m1}^2 \cdot \frac{u^2}{1+u^2}$$

再以 $c_T = 20 \text{ N/(mm} \cdot \mu\text{m)}$ 代入式 (15-1)、(15-2)，

临界转速比为：

$$N = 4.38 \times 10^{-8} n_1 z_1 d_{m1} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} =$$

$$0.084 \times \frac{z_1^2 m}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$$

考虑到振动模型的简化和次要影响因素的忽略所带来的计算结果与实际情况的偏差，将运行转速按 N 划分为四个区段：

- ① 亚临界区： $N \leq 0.85$ ；
- ② 主共振区： $0.85 < N \leq 1.15$ ；
- ③ 过渡区： $1.15 < N < 1.5$ ；
- ④ 超临界区： $N \geq 1.5$ 。

4.3.2 动载系数 K_v 的计算公式

动载系数 K_v 的计算公式见表 15-9。

表 15-9 动载系数 K_v 的计算公式

运行转速区间	临界转速比 N	计算公式	备注
亚临界区	$N \leq 0.85$	$K_v = N \cdot K + 1$ $K_v = \frac{(f_{pr} - y_0) \cdot C''}{K_A \cdot F_{m0}/b_{eH}} \cdot C_{v12} + C_{v3}$	多数工业传动内轮及车辆齿轮在此区间工作。 当 $N = \frac{1}{2}$ 或 $\frac{1}{3}$ 时， K_v 可能大大超过计算值
主共振区	$0.85 < N \leq 1.15$	$K_v = \frac{(f_{pr} - y_0) \cdot C''}{K_A \cdot F_{m0}/b_{eH}} \cdot C_{v12} + C_{v4} + 1$	应尽量避免此区段运行。 K_v 受阻尼影响很大，实际动载与计算结果差异较明显
过渡区	$1.15 < N < 1.5$	$K_v = K_v(N=1.5) + \frac{K_v(N=1) - K_v(N=1.5)}{0.35} \cdot (1.5 - N)$	$K_v(N=1)$ 按主共振区公式计算； $K_v(N=1.5)$ 按超临界区公式计算
超临界区	$N \geq 1.5$	$K_v = \frac{(f_{pr} - y_0) \cdot C''}{K_A \cdot F_{m0}/b_{eH}} \cdot C_{v50} + C_{v1}$	绝大多数透平齿轮及其他高速齿轮在此区间工作。 应避免轴—齿轮系统的横向振动固有频率与运行啮合频率接近或相等，否则 K_v 计算值与实际动载相差很大

注： f_{pr} —周节极限偏差， μm ，通常按大齿轮查取；

$K_A \cdot F_{m0}/b_{eH}$ —单位齿宽载荷，限用条件为： $K_A \cdot F_{m0}/b_{eH} \geq 100 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ；

$C_{v1} \sim C_{v7}$ —系数，按表 15-10 确定，其中 $C_{v12} = C_{v1} + C_{v2}$ ， $C_{v50} = C_{v3} + C_{v6}$ 。

表 15-10 $C_{v1} \sim C_{v7}$ 的计算公式

系数代号	总重合度		系数代号	总重合度		
	$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2$	$\epsilon_{v\gamma} > 2$		$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2$	$\epsilon_{v\gamma} > 2$	
C_{v1}	0.32	0.32	C_{v5}	0.17	0.47	
C_{v2}	0.34	$\frac{0.57}{\epsilon_{v\gamma} - 1.3}$	C_{v6}	0.47	$\frac{0.12}{\epsilon_{v\gamma} - 1.74}$	
C_{v3}	0.23	$\frac{0.096}{\epsilon_{v\gamma} - 1.56}$	C_{v7}	$1 < \epsilon_{v\gamma} \leq 1.5$	$1.5 < \epsilon_{v\gamma} \leq 2.5$	$\epsilon_{v\gamma} > 2.5$
C_{v4}	0.90	$\frac{0.57 - 0.05\epsilon_{v\gamma}}{\epsilon_{v\gamma} - 1.44}$		0.75	$0.125 \sin(\pi \cdot 1.12 \times (\epsilon_{v\gamma} - 1.96)) + 0.875$	

注：对于精度 6 级或 6 级以上修形齿，以 $C_{v3}/3$ 代替 C_{v3} ，以 $C_{v4}/3$ 代替 C_{v4} 。

4.3.3 跑合量 y_a 距误差减小的量。如无实测数据时，可由表 15-11 各式跑合量 y_a 定义为通过跑合使运转之初的啮合齿 计算或由图 15-3、图 15-4 查取。

表 15-11 跑合量 y_a

齿轮材料	跑合量 $y_a/\mu\text{m}$	限制条件	备注
调质钢	$y_a = \frac{160}{\sigma_{HLim}} f_{pr}$	$v_{mr} > 10 \text{ m/s}$ 时： $y_a \leq \frac{6400}{\sigma_{HLim}}$ $5 \text{ m/s} < v_{mr} \leq 10 \text{ m/s}$ 时： $y_a \leq \frac{12800}{\sigma_{HLim}}$ $v_{mr} \leq 5 \text{ m/s}$ 时： y_a 无限制	f_{pr} - 周节极限偏差， μm ，通常按大齿轮查取。 当大、小齿轮的材料和热处理不同时，其齿廓跑合量可取为大、小齿轮跑合量 y_{a1} 、 y_{a2} 的算术平均值，即： $y_a = (y_{a1} + y_{a2})/2$
铸铁	$y_a = 0.275 f_{pr}$	$v_{mr} > 10 \text{ m/s}$ 时： $y_a \leq 11$ $5 \text{ m/s} < v_{mr} \leq 10 \text{ m/s}$ 时： $y_a \leq 22$ $v_{mr} \leq 5 \text{ m/s}$ 时： y_a 无限制	
渗碳淬火钢 或氮化钢	$y_a = 0.075 f_{pr}$	$v_a \leq 3$	

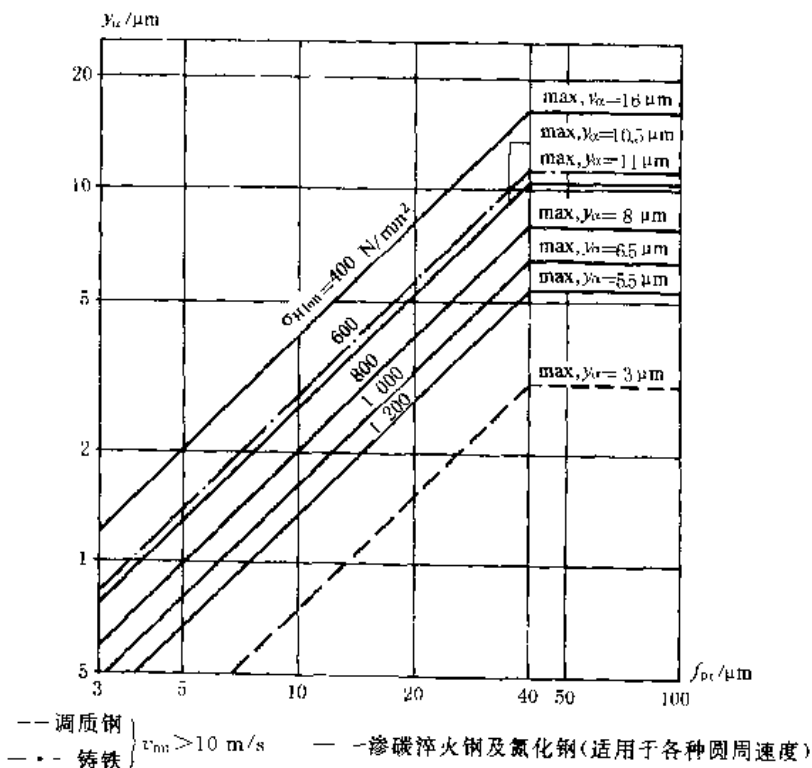


图 15-3 跑合量 y_a

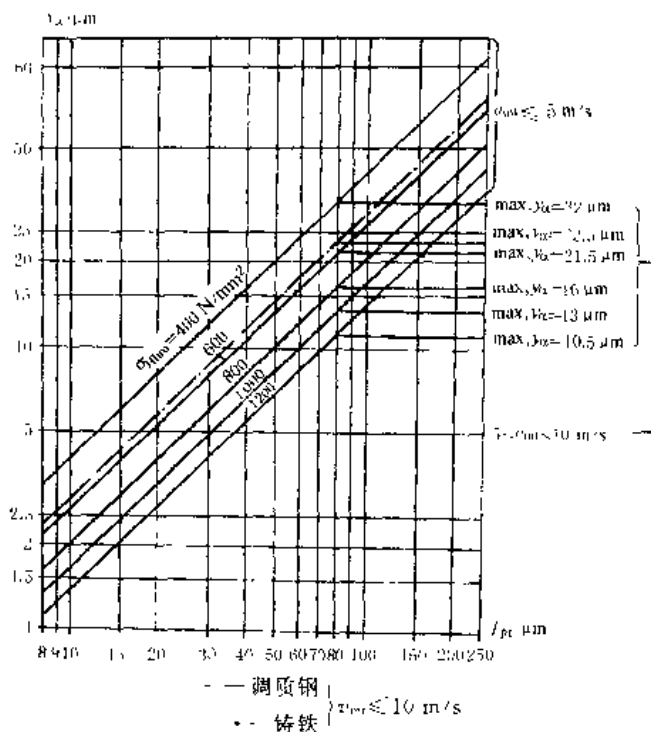


图 15-4 粗糙度 I_{Ra}

4.4 轮齿刚性系数 c' 、 c_Y

轮齿刚度系数(或刚度)定义为使一对或几对同时啮合的轮齿在1 mm 齿宽上产生1 μm 挠度所需的载荷。

c' 为单对齿刚度,是单啮合状态下一对轮齿的刚度。

c_Y 为啮合刚度,是端面内轮齿总刚度的平均值。

在无法实测或精确计算轮齿刚度时,对直齿锥齿轮的 c' 和 c_Y 可取下值:

$$c' = 14 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$$

$$c_Y = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$$

对于斜齿或弧齿锥齿轮,由于螺旋角增大,使刚度降低;但是,其轮齿以螺旋形绕在锥形基体上又使刚度

有所增大。所以,对于斜齿或弧齿锥齿轮,可采用直齿锥齿轮的刚性系数 c' 和 c_Y 。

5 齿面接触强度计算

赫兹应力是影响齿面接触应力的基本因素。标准考虑工作条件将修正后的赫兹应力作为齿面计算接触应力。

考虑到使用条件、要求及尺寸的不同,标准中以修正后的试件接触疲劳极限作为许用接触应力。

5.1 基本计算公式

接触强度校核计算的计算公式见表 15-12。

表 15-12 接触强度的校核计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
强度条件	$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \cdot S_{HT} \geq S_{HT} \text{ mm}$	
计算接触应力 $\sigma_H / (\text{N}/\text{mm}^2)$	$\sigma_H = \sigma_{Hc} \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$	
计算接触应力的基本值 $\sigma_{Hc} / (\text{N}/\text{mm}^2)$	$\sigma_{Hc} = Z_H \cdot Z_F \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_k \sqrt{\frac{F_m}{d_A \cdot b_{c,d}} \cdot \frac{u' + 1}{u}}$	
轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 时计算接触应力的基本值 $\sigma_{Hc} / (\text{N}/\text{mm}^2)$	$\sigma_{Hc} = Z_H \cdot Z_F \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_k \sqrt{\frac{F_m}{d_{m1} \cdot b_{cH}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}}$	
许用接触应力 $\sigma_{HP} / (\text{N}/\text{mm}^2)$	$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{HT}} \cdot Z_N \cdot Z_V \cdot Z_R$	b_{cH} ——接触强度计算的有效齿宽,mm,与齿面接触区长度相当,一般取为 $0.85b$;
接触强度的计算安全系数 S_{HT}	$S_{HT} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \cdot \frac{Z_1 \cdot Z_V \cdot Z_k \cdot Z_\beta}{\sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}}$	b ——工作齿宽,mm,指一对齿轮中的较小齿宽

5.2 接触强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$

接触强度计算的齿向载荷分布系数是考虑齿向载荷分布不均匀对接触应力产生影响的系数。

若不能对齿向载荷分布系数的影响因素,如啮合齿距误差、跑合量、轮齿刚度和轴系变形等作出精确估计时, $K_{H\beta}$ 可按式(15-6)计算:

$$K_{H\beta} = 1.5 K_{H\beta c} \quad (15-6)$$

式中: 1.5 — 常数是鼓形齿啮合(点接触)时局部齿面接触压强相对于非鼓形齿增大的倍数;

$K_{H\beta c}$ — 轴承系数,是考虑轴承布局和轴变形对齿向载荷分布产生影响的系数,见表 15-13。

表 15-13 轴承系数 $K_{H\beta c}$

应用	小轮和大轮的支承		
	两者都是 两端支承	一个两端支承 一个悬臂	两者都是 悬臂
飞机	1.00	1.10	1.25
车辆	1.00	1.15	1.25
工业用、船舶用	1.00	1.25	1.50

注:表中值是在运转条件下齿面有最佳印痕情况下给出的。

表 15-14 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 的计算公式

项目	计算公式	备注
$K_{H\alpha}$	$\epsilon_v \leq 2$ $K_{H\alpha} = \frac{\epsilon_v}{2} \left[0.9 + 0.4 \frac{c_f(f_{H1} - y_a)}{K_{\alpha} \cdot K_{\alpha'} \cdot K_{H\alpha} \cdot F_{m1} / b_{H1}} \right]$	f_{H1} — 周节极限偏差, μm ; 取两轮中较大值,对跑合后的齿轮应按设计精度提高一级确定; $K_{\alpha} K_{\alpha'} K_{H\alpha} F_{m1} / b_{H1}$ — 单位齿宽切向力; 取用条件为: $K_{\alpha} F_{m1} / b_{H1} \geq 100 N/mm$
	$\epsilon_v > 2$ $K_{H\alpha} = 0.9 - 0.1 \sqrt{\frac{2(\epsilon_v - 1)}{\epsilon_v}} \cdot \frac{c_f(f_{H1} - y_a)}{K_{\alpha} \cdot K_{\alpha'} \cdot K_{H\alpha} \cdot F_{m1} / b_{H1}}$	
$K_{H\alpha}$ 的极限值	若 $K_{H\alpha} > \frac{\epsilon_v}{\epsilon_v \cdot Z_{\epsilon}}$, 取 $K_{H\alpha} = \frac{\epsilon_v}{\epsilon_v \cdot Z_{\epsilon}}$ 若 $K_{H\alpha} < 1.0$, 取 $K_{H\alpha} = 1.0$	

表 15-14 中 $K_{H\alpha}$ 的极限值,是在最不利的载荷分配状态下给出的,也就是说是在仅有一对轮齿传递全部切向力的情况下给出的。因此,计算偏于安全。

对于斜齿和弧齿锥齿轮,如计算 $K_{H\alpha}$ 过大时,应调整设计参数及精度,使 $K_{H\alpha}$ 不大于其当量圆柱齿轮法截面上的端面重合度 ϵ_{an} 。

5.4 节点区域系数 Z_H 、单对齿啮合区下界点系数 Z_{β}

5.4.1 节点区域系数 Z_H

节点区域系数 Z_H 是考虑节点处齿廓曲率半径对接触应力的影响,并将分度圆上切向力折算为节圆上法向力的系数。

假定齿廓为渐开线,对零变位和高度变位锥齿轮:

$$Z_H = 2 \sqrt{\frac{\cos \beta_{v1}}{\sin(2\alpha_{v1})}}$$

考虑齿面接触区长短对齿面应力的影响,在设计中通常取有效齿宽 b_{H1} 等于 $0.85b$ (b 为两轮中较小齿宽)。对具有不同偏移敏感性的齿轮,也可以取较大或较小的齿面接触区长度作为有效齿宽进行计算(如取 $b_{H1} = 0.6b$)。例如,对某些实用中的锥齿轮进行验算时,当其满载时齿面接触区不在齿宽中点处,而偏向大端或小端,这时,应取 b_{H1} 等于实际接触区长度。而且,其当量圆柱齿轮和切向力不再在锥齿轮齿宽中点处给出,应以实际接触区中点处的当量圆柱齿轮和切向力进行验算。

考虑到非鼓形直齿锥齿轮的接触状况对接触强度不利,对于非鼓形直齿锥齿轮应将由式(15-6)计算得出的 $K_{H\beta}$ 值适当增大。

5.3 接触强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$

接触强度计算的齿间载荷分配不均匀对接触应力产生影响的系数。

影响接触强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 的因素有:轮齿啮合刚度;齿轮精度;考虑了 K_{α} 、 $K_{\alpha'}$ 和 $K_{H\alpha}$ 后的切向力;轮齿修形及齿廓跑合状况;轮齿尺寸与啮合参数(齿宽、重合度等)。

若无实测数据时,可按表 15-14 中给出的公式确定 $K_{H\alpha}$ 。

式中: β_{v1} — 当量圆柱齿轮基圆螺旋角, ($^{\circ}$);

$$\beta_{v1} = \arcsin(\sin \beta_m \cdot \cos \alpha_{v1})$$

α_{v1} — 当量圆柱齿轮端面压力角, ($^{\circ}$);

$$\alpha_{v1} = \arctan(\tan \alpha_n / \cos \beta_m)$$

对常用齿形角的 Z_H 值,可由图 15-5 查取。

5.4.2 单对齿啮合区下界点系数 Z_{β}

对于小轮当量圆柱齿轮齿数 $Z_{v1} < 20$ 的锥齿轮,应按单对齿啮合区下界点处核算其接触强度,也就是说将锥齿轮节点处的接触应力换算到单对齿啮合区下界点 B 上。因为当小轮齿数小于 20 时,当量曲率半径的影响较为显著,用节点区域系数 Z_H 计算接触强度时误差较大。此时,应以节点区域系数 Z_H 与单对齿啮合区下界点系数 Z_{β} 的乘积 ($Z_H \cdot Z_{\beta}$) 代替 Z_H 。

Z_{β} 可由下式确定:

$$Z_H = \tan \alpha_{ct}$$

$$\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} \cdot \frac{2\pi}{Z_1} \cdot \left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\epsilon_{\alpha} - 1) \cdot \frac{2\pi}{Z_2} \right] \right]}$$

5.5 弹性系数 Z_E

弹性系数 Z_E 是考虑材料弹性模量 E 和泊松比 ν 对赫兹应力的影响。 Z_E 由下式计算：

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]}}$$

对于钢制齿轮副 $Z_E = 189.8 \sqrt{N/mm^2}$

对于钢、铸铁配对齿轮副 $Z_E = 165.4 \sqrt{N/mm^2}$

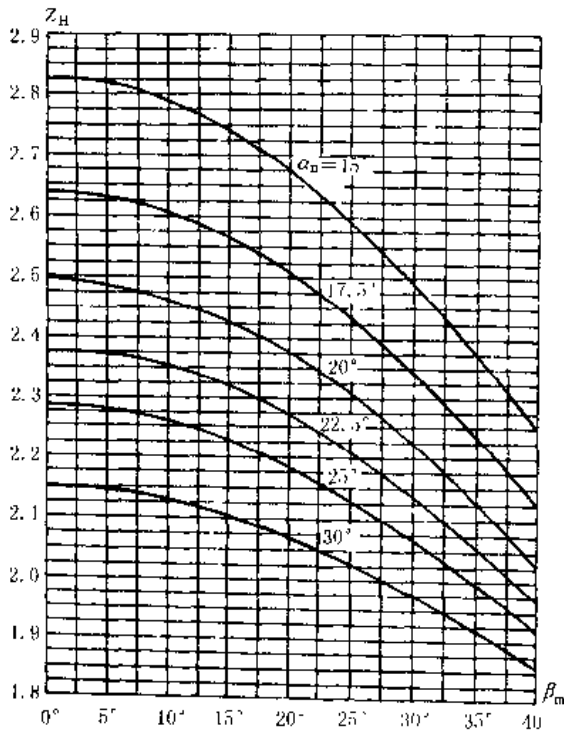


图 15-5 节点区域系数 Z_H

对于铸铁齿轮副 $Z_E = 116.0 \sqrt{N/mm^2}$

5.6 接触强度计算的重合度系数 Z_ϵ

重合度系数 Z_ϵ 是考虑重合度对单位齿宽载荷影响的系数。其值可由下述公式计算，或由图 15-6 查取。

对于直齿锥齿轮：

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4}{3} \epsilon_\alpha}$$

对于斜齿和弧齿锥齿轮：

当 $\epsilon_{\alpha} < 1$ 时

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1-\epsilon_{\alpha}}{3} (1-\epsilon_{\alpha}) + \frac{\epsilon_{\alpha}}{\epsilon_{\alpha}}}$$

当 $\epsilon_{\alpha} \geq 1$ 时

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_{\alpha}}}$$

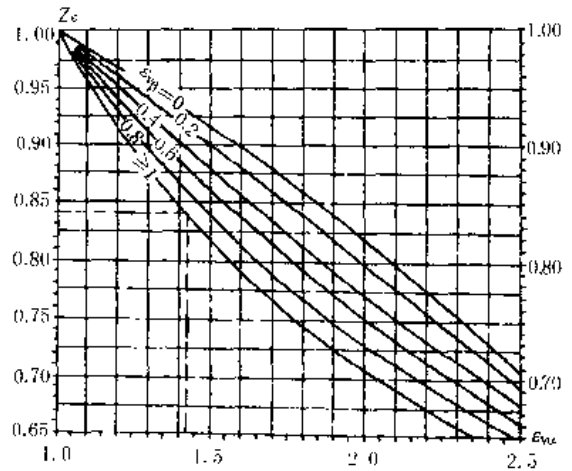


图 15-6 重合度系数 Z_ϵ

5.7 接触强度计算的螺旋角系数 Z_β

螺旋角系数 Z_β 是考虑螺旋角造成的接触线倾斜对齿面接触应力影响的系数。 Z_β 可按下式计算或由图 15-7 查取。

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta_m}$$

5.8 接触强度计算的锥齿轮系数 Z_K

接触强度计算的锥齿轮系数是考虑锥齿轮齿形与渐开线齿形的差异及轮齿刚度沿齿宽变化对齿面接触强度的影响。当齿顶和齿根修形适当时，一般取 $Z_K = 0.85$ ，未进行齿廓修形时，允许取 $Z_K = 1$ 。

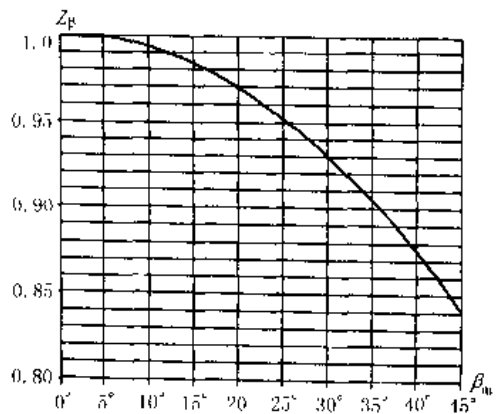


图 15-7 螺旋角系数 Z_β

5.9 润滑油膜影响系数 Z_L 、 Z_V 、 Z_R

润滑油膜影响系数是考虑齿面之间的润滑状况对齿面承载能力产生影响的系数。影响齿面间润滑状态的主要因素有：

润滑油黏度 其影响用润滑剂系数 Z_L 考虑;

Z_L, Z_V, Z_R 的值可由表 15-15 中的公式计算也可

圆周速度——其影响以速度系数 Z_V 考虑;

按图 15-8 至图 15-10 查取。

齿面粗糙度 其影响以粗糙度系数 Z_R 考虑。

表 15-15 Z_L, Z_V, Z_R 的计算公式

符号	计算公式	备注
Z_L	$C_{ZL} = 0.83 - \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \times 0.08$ $Z_L = C_{ZL} \cdot \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{80}{v_{30}}\right)^2} = C_{ZL} \cdot \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1.2 - \frac{134}{v_{30}}\right)^2}$	Rz_{100} ——相对微观不平度十点高度(相对于 $a_v = 100$ mm 的试验齿轮); Rz_1, Rz_2 小轮、大轮的微观不平度十点高度, μm ; $Rz = (4 \sim 5)Ra$; 如齿面经过跑合, 应取跑合后的数值;
Z_V	$C_{ZV} = 0.85 - \frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \times 0.08$ $Z_V = C_{ZV} \cdot \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 \cdot \frac{32}{v_{30}}}}$	C_{ZL}, C_{ZV}, C_{ZR} ——辅助系数, 当 σ_{Hlim} 大于 1200 N/mm^2 时, 按 1200 N/mm^2 计算, 当 σ_{Hlim} 小于 850 N/mm^2 时, 按 850 N/mm^2 计算. 当 850 $N/mm^2 < \sigma_{Hlim} < 1200$ N/mm^2 时表中公式计算
Z_R	$C_{ZR} = 0.12 + \frac{1000 - \sigma_{Hlim}}{5000}$ $Rz_{100} = \frac{Rz_1 + Rz_2}{2} \cdot \sqrt{\frac{100}{a_v}}$ $Z_R = \left(\frac{3}{Rz_{100}}\right)^{C_{ZR}}$	

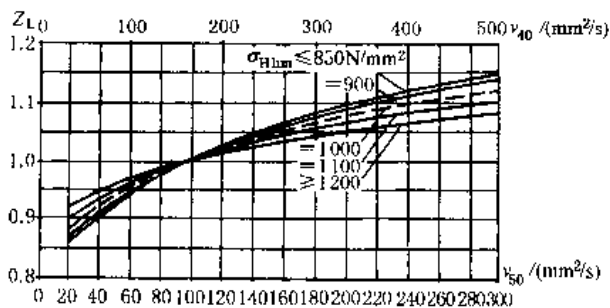


图 15-8 润滑剂系数 Z_L

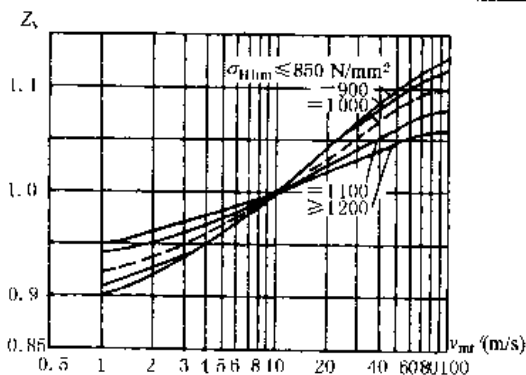


图 15-9 速度系数 Z_V

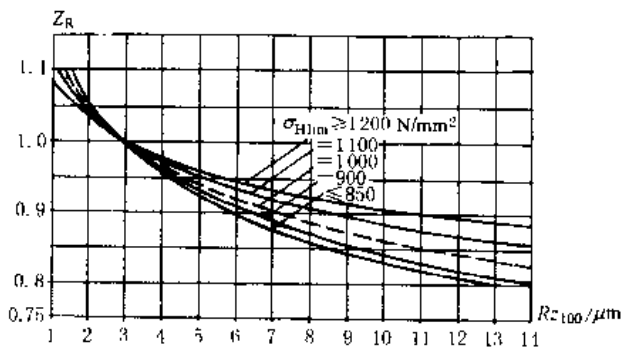


图 15-10 粗糙度系数 Z_R

在确定 Z_L, Z_V, Z_R 时应注意以下问题:

a. 对于采用低摩擦系数合成油(如由聚乙二醇等配制的齿轮油)的传动, 由于润滑油有很高的压力黏度

指数和较小摩擦系数, 对提高接触强度会产生更大的影响. 因此需对基于矿物油试验而建立的 Z_L 图和公式值进行修正:

对于硬齿面齿轮,可对图值或公式计算值乘以 1.1;

对于软齿面齿轮,可以图值或公式计算值乘以 1.4。

b. 润滑剂系数 Z_L 、速度系数 Z_V 对持久寿命、有限寿命和少循环次数的静强度 ($N_L \leq N_0$) 有着相同的影响。其值均按图 15-8 或表 15-15 中公式求得。

c. 粗糙度系数 Z_R 对持久寿命的影响,可按图 15-10 或表 15-15 中公式求得。

Z_R 对少循环次数的静强度计算 ($N_L < N_0$),不产生影响,即 $Z_R = 1$ 。

Z_R 对有限寿命时的情况 ($N_0 < N_L < N_{-1}$) 有着过渡性的影响。对于粗略计算,为安全起见,当持久寿命时的 Z_R 值小于 1 时,有限寿命时的 Z_R 值取为持久寿命时的 Z_R 值,当持久寿命的 Z_R 值大于等于 1 时,有限寿命时的 Z_R 取为 1。如需精确计算有限寿命时 Z_R 值,可用插值法计算如下:

$$\lg Z_R = \frac{\lg N_L - \lg N_0}{\lg N_{-1} - \lg N_0} \cdot \lg Z_{R0} = \frac{\lg(N_L/N_0)}{\lg(N_{-1}/N_0)} \cdot \lg Z_{R0}$$

式中: N_L —— 设计要求寿命;

N_0, N_{-1} —— 根据材料由表 15-5 查得;

Z_{R0} —— 无限寿命时的粗糙度系数,其值可由表 15-15 中的 Z_R 公式计算求得。

5.10 接触强度计算的尺寸系数 Z_X

接触强度计算的尺寸系数 Z_X 是考虑轮齿尺寸增大使材料强度降低的系数。其主要影响因素有尺寸、材料和热处理状况。

Z_X 可按表 15-16 中公式计算得出,也可由图 15-11 查取。

表 15-16 尺寸系数 Z_X 的计算公式

材 料	计 算 公 式	极 限 值
渗碳淬火钢及火焰或感应淬火钢	$Z_X = 1.05 - 0.005m_{mn}$	$0.9 \leq Z_X \leq 1$
氮化钢	$Z_X = 1.08 - 0.011m_{mn}$	$0.75 \leq Z_X \leq 1$
结构钢、调质钢、铸铁	$Z_X = 1$	

5.11 有限寿命时的许用接触应力 σ_{HP}

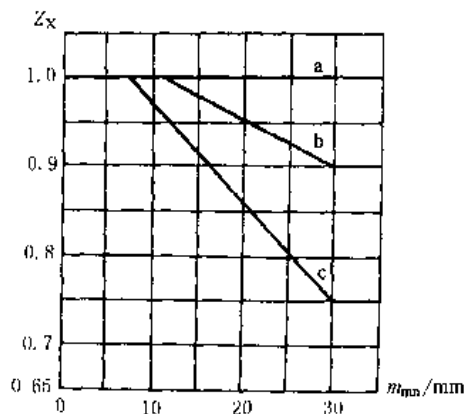
大、小轮有限寿命时的许用接触应力 σ_{HP} 应分别由下式计算:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HLim}}{S_{Hmin}} \cdot Z_X \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_N$$

寿命系数 Z_N 是用以考虑当齿轮只要求有限寿命 ($N_L < 2 \times 10^6 \sim 10^9$, 视材料而异) 时,齿轮的许用接触应力可以提高的系数。

Z_N 可由表 15-17 中公式计算得出,也可由图 15-12 查得。

图中横坐标及表 15-17 中的 N_L 是指所计算齿轮



a—结构钢、调质钢、铸铁; b—渗碳淬火钢、感应淬火或火焰淬火钢; c—氮化钢

图 15-11 尺寸系数 Z_X

的设计寿命(循环次数)。

对于在长期稳定载荷下工作的齿轮来说,是指某一轮齿的同一齿面在设计寿命期内的啮合次数:

$$N_L = 60nkh$$

式中: n —— 齿轮转速;

k —— 齿轮每转一周同侧齿面的接触次数;

h —— 设计寿命期内总工作小时数。

对大、小轮的循环次数 N_L 应分别计算。

对于在非稳定载荷工况下工作的齿轮, N_L 是指其当量循环次数,见表 15-4。

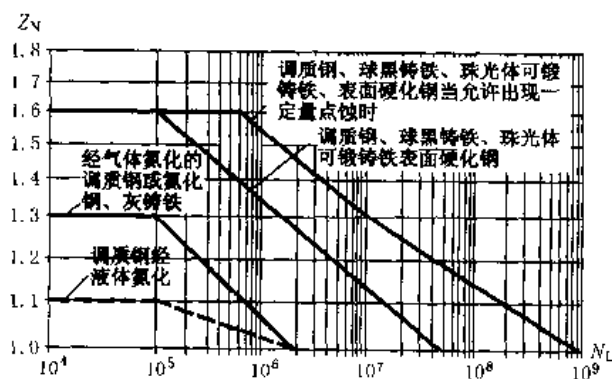


图 15-12 寿命系数 Z_N

表 15-17 寿命系数 Z_N 的计算公式

材 料	循 环 次 数	计 算 公 式
调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁、表面硬化钢、当允许有一定量点蚀时	$N_L \leq 6 \cdot 10^5$	$Z_N = 1.6$
	$6 \cdot 10^5 \leq N_L \leq 10^7$	$Z_N = \left(\frac{3 \cdot 10^8}{N_L} \right)^{0.0756}$
	$10^7 < N_L < 10^9$	$Z_N = \left(\frac{10^8}{N_L} \right)^{0.057}$
	$10^9 \leq N_L$	$Z_N = 1$
调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁、表面硬化钢	$N_L \leq 10^5$	$Z_N = 1.6$
	$10^5 < N_L < 2 \cdot 10^6$	$Z_N = \left(\frac{5 \cdot 10^7}{N_L} \right)^{0.0758}$
	$2 \cdot 10^6 < N_L$	$Z_N = 1$
经气体氮化的调质钢或氮化钢、灰铸铁	$N_L \leq 10^6$	$Z_N = 1.3$
	$10^6 < N_L < 2 \cdot 10^8$	$Z_N = \left(\frac{2 \cdot 10^8}{N_L} \right)^{0.0877}$
	$2 \cdot 10^8 \leq N_L$	$Z_N = 1$
调质钢经液体氮化	$N_L \leq 10^5$	$Z_N = 1.1$
	$10^5 < N_L < 2 \cdot 10^6$	$Z_N = \left(\frac{2 \cdot 10^8}{N_L} \right)^{0.0318}$
	$2 \cdot 10^6 \leq N_L$	$Z_N = 1$

5.12 试验齿轮的接触疲劳极限 σ_{Hlim}

σ_{Hlim} 是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用后(通常不少于 50×10^6 次)齿面保持不破坏时的极限应力。其主要影响因素有:材料成分、机械性能、热处理及硬化层深度、硬度梯度、结构(锻、轧、铸)、残余应力,材料的纯度和缺陷等。

试验齿轮的接触疲劳极限 σ_{Hlim} 可按图 8-14 至图 8-18 查取。图中的 σ_{Hlim} 值是试验齿轮在持久寿命期内失效概率为 1% 时的齿面接触疲劳极限。图中:

ML——对用于齿轮的材料和热处理质量的最低要求;

MQ——可以由经验的工业齿轮制造者以合理的生产成本来达到的中等质量要求;

ME——制造最高承载能力齿轮对材料和热处理的质量要求。

ML、MQ、ME 级质量要求的材料性能及热处理要求,见 GB/T 8539。

对于工业齿轮,通常按 MQ 级质量要求选取 σ_{Hlim} 值。

经研究证明,在正常的生产条件下,我国稀土球墨铁齿轮,其疲劳极限应力 σ_{Hlim} 可在图 8-15 中球墨铸铁区域的上半部取值。

对于图 8-16 中的调质碳钢,当热处理硬度大于 HV10 210(HV10=HB),且检验严格,质量有保证时,可按框图向大于 HV10 210 的方向延伸取值。但是,考虑到当硬度大于 HV10 210 时,质量不易保证,加工性能不良,故推荐用其他材料和热处理方式。

6 轮齿弯曲强度校核计算

以载荷作用侧齿廓根部危险截面上的最大弯曲应力作为名义弯曲应力,并经相应的系数修正后作为计算齿根应力。

考虑到使用条件、要求及尺寸的不同,将修正后的试验齿轮的弯曲疲劳极限作为许用齿根应力。

6.1 基本计算公式

轮齿弯曲强度校核计算公式见表 15-18。

表 15-18 轮齿弯曲强度校核计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
强度条件	$\sigma_F \leq \sigma_{FP}, S_F \geq S_{Fmin}$	(1) 对于 σ_{FP}, S_F , 大、小轮应分别计算,有限寿命时的许用齿根应力 σ_{FP} 的计算见 6.12。 (2) σ_{F0} 是以载荷作用于齿顶基础进行计算。 (3) Y_{ST} 为试验齿轮的应力修正系数,当采用本章所给的 σ_{Flim} 值时,取 $Y_{St} = 2.0$
计算齿根应力 $\sigma_F / (N/mm^2)$	$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{FB} \cdot K_{F\alpha}$	
齿根应力基本值 $\sigma_{F0} / (N/mm^2)$	$\sigma_{F0} = \frac{F_{int}}{b_{eF} \cdot m_{mn}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_K$	
许用齿根应力 $\sigma_{FP} / (N/mm^2)$	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{RelT} \cdot Y_{RelB} \cdot Y_\lambda$	
弯曲强度的计算安全系数 S_F	$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}}{\sigma_{F0}} \cdot \frac{Y_{RelT} \cdot Y_{RelB} \cdot Y_\lambda}{K_A \cdot K_V \cdot K_{FB} \cdot K_{F\alpha}}$	

6.2 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$

$K_{F\beta}$ 按下式计算:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1.5 K_{H\beta e}$$

此时,有效齿宽 b_{eF} 为:

$$b_{eF} = b_{eH}$$

对 $K_{F\beta}$ 的影响因素与对 $K_{H\beta}$ 的影响因素相同,上述

式子中 $K_{H\beta e}$ 、 b_{eH} 及 $K_{H\beta}$ 的意义及确定方法见 5.2。

6.3 弯曲强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$

影响 $K_{F\alpha}$ 的因素与影响 $K_{H\alpha}$ 的因素相同,见 5.3。

$K_{F\alpha}$ 的值按表 15-19 中的公式计算。

表 15-19 中代号的意义同表 15-14。

表 15-19 齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$ 的计算公式

$K_{F\alpha}$	$\epsilon_{v\gamma} \leq 2$	$K_{F\alpha} - K_{H\alpha} = \frac{\epsilon_{v\gamma}}{2} \left[0.9 - 0.4 \frac{c_{\gamma}(f_{p1} - y_{\alpha})}{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot F_{mt}/b_{eH}} \right]$
	$\epsilon_{v\gamma} > 2$	$K_{F\alpha} - K_{H\alpha} = 0.9 + 0.4 \sqrt{\frac{2(\epsilon_{v\gamma} - 1)}{\epsilon_{v\gamma}}} \cdot \frac{c_{\gamma}(f_{p1} - y_{\alpha})}{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot F_{mt}/b_{eH}}$
$K_{F\alpha}$ 的极限值	若 $K_{F\alpha} > \epsilon_{v\gamma}$, 取 $K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_{v\gamma}}{\epsilon_{v\gamma} \cdot Y_t}$ 若 $K_{F\alpha} < 1.0$, 取 $K_{F\alpha} = 1.0$	

注: 1 $K_{F\alpha}$ 的极限值是在仅有一对轮齿传递全部切向力的情况下给出的,因此计算偏于安全。

2 对于斜齿和弧齿锥齿轮,如计算 $K_{F\alpha}$ 过大时,应调整设计参数及精度,使 $K_{F\alpha}$ 不大于其当量圆柱齿轮法截面上的端面重合度 ϵ_{m} 。

6.4 载荷作用于齿顶时的齿形系数 Y_{Fa}

齿形系数 Y_{Fa} 是考虑载荷作用于齿顶时齿形对名义弯曲应力的影响。本标准以过当量圆柱齿轮法向齿廓 30° 切线与齿根过渡曲线切点的截面作为危险截面进行计算,见图 15-13。

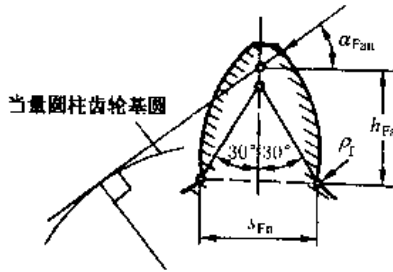


图 15-13 影响齿形系数 Y_{Fa} 的各个因素

小轮及大轮的齿形系数应分别计算,根据加工方法不同,其计算公式分别见表 15-20 和表 15-21。公式中的相应符号的意义见图 15-13 和图 15-14。

6.4.1 展成法加工齿轮的齿形系数 Y_{Fa}

对于展成法加工的齿轮,其齿形系数 Y_{Fa} 的计算

见表 15-20。

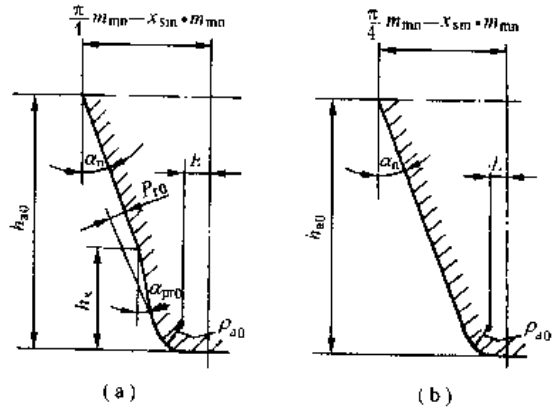


图 15-14 刀具齿廓基本尺寸

用表 15-20 中公式计算 Y_{Fa} 时,应满足下列条件:

a. 30° 切线的切点位于由刀具齿顶圆角所展成的齿根过渡曲线上。

b. 刀具必须带有齿顶圆角,即 $\rho \neq 0$ 。

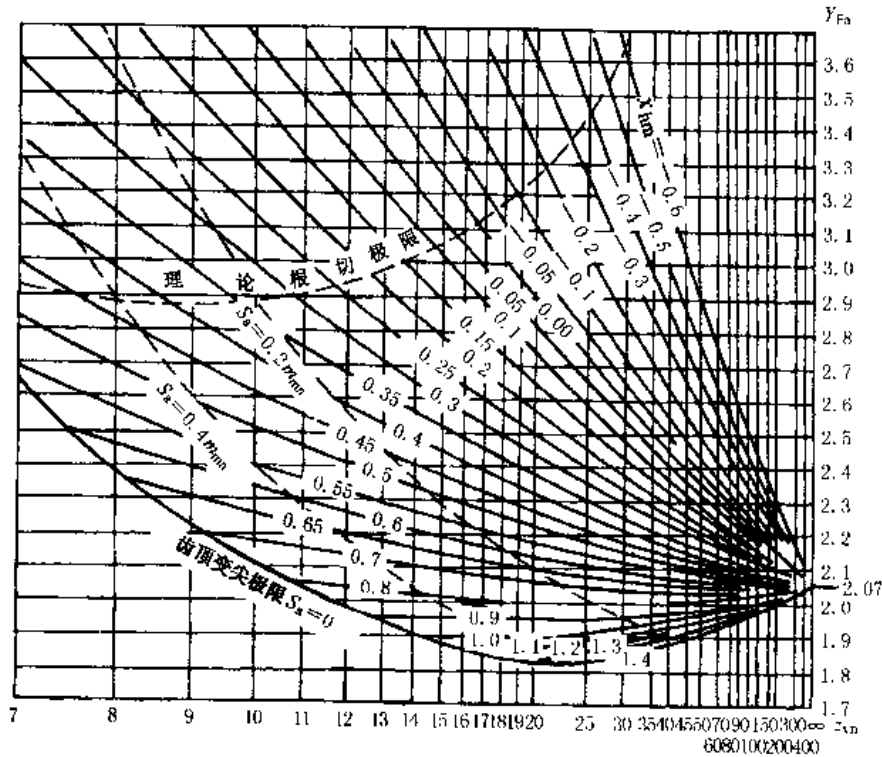
对于刀具齿廓符合 $\alpha_n = 20^\circ$, $h_s/m_{mn} = 1$, $h_{a0}/m_{mn} = 1.25$, $\rho_{a0}/m_{mn} = 0.25$, $x_{sm} = 0$ 的齿轮,其齿形系数也可由图 15-15 查取。

表 15-20 载荷作用于齿顶时齿形系数 Y_{Fa} 的计算公式

序号	名称	代号	计算公式	备注
1	刀具圆心至刀具对称线的距离	E	$\frac{\pi}{4} m_{mn} x_{sm} \cdot m_{mn} - h_{a0} \cdot \tan \alpha_n + \frac{r_{a0}}{\cos \alpha_n} - \rho_{a0} \left(\frac{1 - \sin \alpha_n}{\cos \alpha_n} \right)$	x_{sm} —— 一半齿宽切向变位系数,见图 15-14 及 7.1
2	辅助值	G	$\rho_{a0}/m_{mn} - h_{a0}/m_{mn} + J_{hm}$	
3	辅助值	H	$\frac{2}{z_{v1}} \cdot \left(\frac{\pi}{2} \frac{E}{m_{mn}} \right) - \frac{\pi}{3}$	

续表 15-20

序号	名称	代号	计算公式	备注
4	辅助值	θ	$\frac{2G}{z_{vn}} \cdot \tan\theta - H$	用牛顿叠代法。取 $\theta_0 = 50^\circ$
5	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{\Delta F_n}{m_{mn}}$	$c_{vn} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) + \sqrt{3} \cdot \left(\frac{G}{\cos\theta} - \frac{F_s}{m_{mn}}\right)$	
6	30°切点处曲率半径与模数之比	$\frac{\rho_{\Sigma 0}}{m_{n0}}$	$\frac{\rho_{\Sigma 0}}{m_{mn}} + \frac{2G^2}{\cos\theta(z_{vn} \cdot \cos^2\theta - 2G)}$	
7	辅助角	α_{an}	$\cos^{-1}(d_{bn}/d_{van})$	
8	辅助角	γ_s	$\frac{1}{z_{vn}} \left[\frac{\pi}{2} + 2(X_{bn} \cdot \tan\alpha_n + x_{vn}) \right] + \text{inv}\alpha_n - \text{inv}\alpha_{an}$	
9	当量圆柱齿轮法面载荷作用角	α_{Fa2}	$\alpha_{an} \quad \gamma_s$	
10	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fa}}{m_{mn}}$	$\frac{1}{2} \left[(\cos\gamma_s - \sin\gamma_s \cdot \tan\alpha_{Fa2}) \frac{d_{van}}{m_{mn}} - z_{vn} \cos\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) - \frac{G}{\cos\theta} - \frac{\rho_{an}}{m_{mn}} \right]$	
11	齿形系数	Y_{Fa}	$6 \cdot \left(\frac{h_{Fa}}{m_{mn}} \right) \cdot \cos\alpha_{Fa2} / \left(\frac{\Delta F_n}{m_{mn}} \right)^2 \cdot \cos\alpha_n$	



$\alpha_n = 20^\circ, h_a/m_{mn} = 1, h_{a0}/m_{mn} = 1.25, \rho_{a0}/m_{mn} = 0.25, x_{vm} = 0$

图 15-15 展成齿轮的齿形系数 Y_{Fa}

6.4.2 成型法加工的大齿轮的齿形系数 Y_{Fa2}

对于成型法加工的大齿轮,其齿形系数 Y_{Fa2} 的计算见表 15-21。

当 $u > 3$ 时,与成型法加工的大齿轮啮合的由展成法加工的小齿轮,其齿形系数可近似按表 15-20 计算。

表 15-21 成型法加工的大齿轮的齿形系数 Y_{Fa2}

序号	名称	代号	计算公式	备注
1	齿根厚	s_{Fn2}	$\pi \cdot m_{mn} - 2E - \sqrt{3} \cdot \rho_{a02}$	E 见表 15-20
2	30°切线切点处 齿根圆角半径	ρ_{r2}	ρ_{a02}	
3	弯曲力臂	h_{Fa2}	$h_{a02} - \rho_{a02}/2 \cdot m_{mn} - \left[\frac{\pi}{4} \cdot r_{sm2} - \tan \alpha_n \right] \cdot m_{mn} \cdot \tan \alpha_n$	
4	齿形系数	Y_{Fa2}	$\frac{6 \cdot \left(\frac{h_{Fa2}}{m_{mn}} \right)}{\left(\frac{s_{Fn2}}{m_{mn}} \right)^2}$	

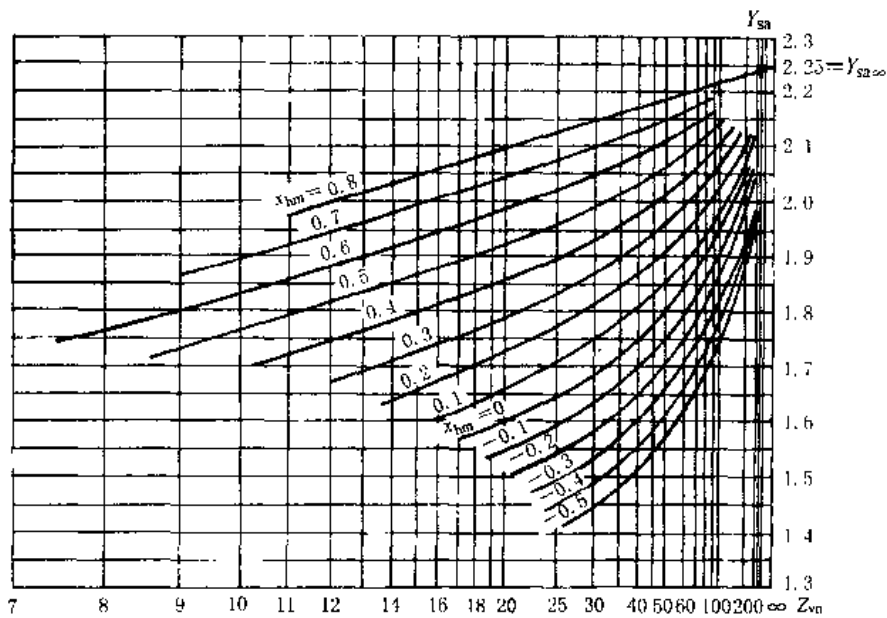
6.5 载荷作用于齿顶时的应力修正系数 Y_{Sa}

应力修正系数是将名义弯曲应力转换成齿根局部应力的系数。它考虑了齿根过渡曲线处的应力集中效应,以及弯曲应力以外的其他应力对齿根应力的影响,计算公式见表 15-22。

对于刀具基本齿廓符合 $\alpha_n = 20^\circ, h_{a0}/m_{mn} = 1.25, \rho_{a0}/m_{mn} = 0.25, x_{sm} = 0$ 的齿轮,其应力修正系数也可由图 15-16 查得。

表 15-22 载荷作用于齿顶时的应力修正系数 Y_{Sa}

序号	名称	代号	计算公式	备注
1	齿根危险截面处弦齿厚与弯曲力臂的比值	L_s	s_{Fn}/h_{Fa}	s_{Fn}, h_{Fa}, ρ 的意义见表 15-20
2	齿根圆角参数	q_s	$s_{Fn}/(2 \cdot \rho_r)$	
3	应力修正系数	Y_{Sa}	$(1.2 + 0.13L_s) \cdot q_s^{1.02(1.2 + 0.13L_s)}$	适用范围为 $1 \leq q_s \leq 8$



$\alpha_n = 20^\circ, h_{a0}/m_{mn} = 1.25, \rho_{a0}/m_{mn} = 0.25, x_{sm} = 0$

图 15-16 载荷作用于齿顶时的应力修正系数 Y_{Sa}

6.6 弯曲强度计算的重合度系数 Y_r

重合度系数 Y_r 是将载荷由齿顶转换到单对齿啮合区上界点的系数。

对于 $1 < \epsilon_{\text{con}} < 2$ 的齿轮副, Y_r 由下式计算,也可由图 15-17 查得。

$Y_r = 0.25 + 0.75/\epsilon_{\text{con}}$

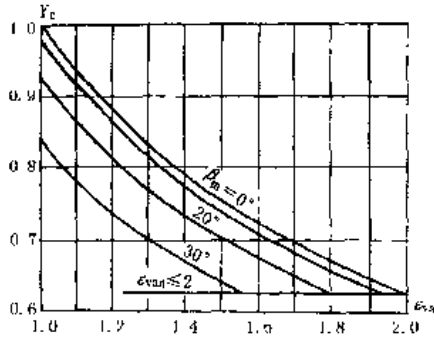


图 15-17 $\alpha_n = 20^\circ$ 时的重合度系数 Y_e

6.7 弯曲强度计算的螺旋角系数 Y_β

螺旋角系数 Y_β 是考虑螺旋角造成的接触线倾斜对齿根应力产生影响的系数。其值可由式(15-7)确定,也可由图 15-18 查取。

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_{v\beta} \cdot \beta_m / 120^\circ \quad (15-7)$$

使用式(15-7)时限制条件为:

$$Y_\beta \geq Y_{\beta min}$$

$$Y_{\beta min} = 1 - 0.25\epsilon_{v\beta} \geq 0.75$$

上面式子中;当 $\epsilon_{v\beta} > 1$ 时,取 $\epsilon_{v\beta} = 1$;当 $Y_\beta < 0.75$ 时,取 $Y_\beta = 0.75$;当 $\beta_m > 30^\circ$ 时,取 $\beta_m = 30^\circ$

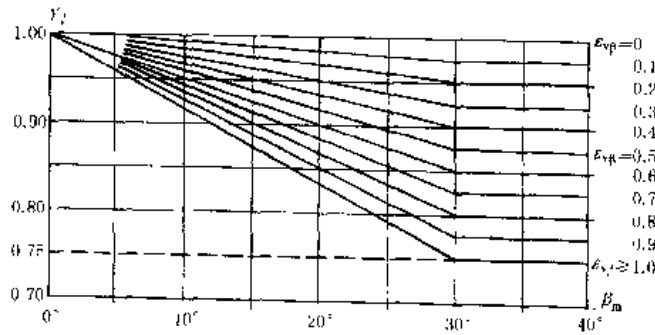


图 15-18 螺旋角系数 Y_β

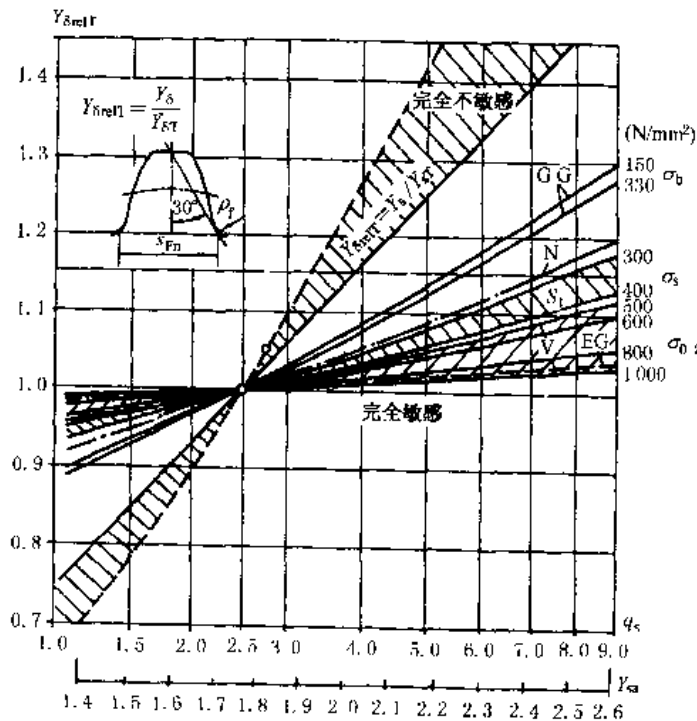
6.8 弯曲强度计算的锥齿轮系数 Y_K

弯曲强度计算的锥齿轮系数 Y_K 是考虑锥齿轮轮齿的齿向曲率、固定状况以及轮齿刚度、齿形等与圆柱齿轮的差异对齿根应力产生影响的系数。这是一个有待于发展的系数,鉴于目前的研究水平,取 $Y_K = 1.0$ 。

6.9 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta relT}$

相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta relT}$ 是考虑所计算齿轮的材料、几何尺寸等对齿根应力的敏感性与试验齿轮不同而引入的系数。该系数为所计算齿轮的齿根圆角敏感系数与试验齿轮圆角敏感系数的比值。

在无精确分析的可用数据时,持久寿命的 $Y_{\delta relT}$ 可按下式确定,也可由图 15-19 查取。



GG—灰铸铁;V—调质钢;EG—渗碳淬火钢;S₁—软钢;N—经气体或液体氮化的调质钢;Y_{δn}是当 $r_{fm}/h_{Fa} \approx 1.1$ 时的数值

图 15-19 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta relT}$

$$Y_{\text{relT}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \cdot X^*}}{1 + \sqrt{\rho' \cdot X_1^*}}$$

$$X^* = \frac{1}{5} (1 + 2q_s)$$

式中： ρ' ——材料滑移层厚度，mm，见表 15-23；

X^* ——齿根危险截面处的应力梯度与最大应力比值；

X_1^* ——试验齿轮齿根危险截面处的应力梯度与最大应力的比值，取 $X_1^* = 1.2$ 。

在确定持久寿命时的相对齿根圆角敏感系 Y_{relT}

时，应注意以下问题：

a. 齿根圆角参数在 $1.5 < q_s < 4$ 范围内时，作为近似计算可取 Y_{relT} 等于 1。此时，当 $q_s < 2.5$ 时，计算会稍偏不安全；而对 $q_s > 2.5$ 时，计算稍偏安全，但最大偏差不超过 5%。

b. 图 15-19 中的两个横坐标 q_s 和 Y_{relT} 之间的关系，是按 $s_{Fn}/h_{Fn} = 1.1$ 建立的。因此，对于正常齿高的齿轮 ($s_{Fn}/h_{Fn} \approx 1.1$)，既可按 q_s ，又可按 Y_{relT} 坐标查取 Y_{relT} 值。而对其他的齿制的齿轮，只能按 q_s 坐标查取。

表 15-23 不同材料的滑移层厚度 ρ'

序 号	材 料	图 15-19 中的材料代号	滑移层厚度 ρ' /mm
1	灰铸铁 $\sigma_b = 150 \text{ N/mm}^2$	GG	0.312 4
2	灰铸铁 $\sigma_b = 300 \text{ N/mm}^2$	GG	0.309 5
3	经气体或液体氮化的调质钢	N	0.100 5
4	软钢 $\sigma_s = 300 \text{ N/mm}^2$	S ₁	0.083 3
5	软钢 $\sigma_s = 400 \text{ N/mm}^2$	S ₁	0.014 5
6	调质钢 $\sigma_{0.2} = 500 \text{ N/mm}^2$	V	0.028 1
7	调质钢 $\sigma_{0.2} = 600 \text{ N/mm}^2$	V	0.019 4
8	调质钢 $\sigma_{0.2} = 800 \text{ N/mm}^2$	V	0.006 4
9	调质钢 $\sigma_{0.2} = 1 000 \text{ N/mm}^2$	V	0.001 4
10	渗碳淬火钢	EG	0.003 0

6.10 相对齿根表面状况系数 Y_{RelT}

相对齿根表面状况系数 Y_{RelT} 是考虑齿廓根部的表面状况，主要是齿根圆角处的粗糙度对齿根弯曲强度的影响。该系数为所计算齿轮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。

在无精确分析数据时，持久寿命时的 Y_{RelT} 可由表 15-24 中公式计算，也可由图 15-20 查取。

6.11 弯曲强度计算的尺寸系数 Y_X

弯曲强度计算的尺寸系数 Y_X 是考虑在尺寸增大 ($m_n > 5 \text{ mm}$) 时，使材料强度降低的尺寸效应。其主要影响因素为材料、热处理状况及工件尺寸。

在无可靠的试验数据或经证实的经验数据时，持久寿命的 Y_X 可由表 15-25 中的公式计算，也可由图 15-21 查取。

表 15-24 相对表面状况系数 Y_{RelT}

材 料	计 算 公 式	
	$R_z < 1 \mu\text{m}$	$1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$
调质钢或渗碳淬火钢	$Y_{\text{RelT}} = 1.120$	$Y_{\text{RelT}} = 1.674 - 0.529 \cdot (R_z + 1)^{0.1}$
软 钢	$Y_{\text{RelT}} = 1.070$	$Y_{\text{RelT}} = 5.306 - 4.203 \cdot (R_z + 1)^{0.1}$
灰铸铁与氮化钢	$Y_{\text{RelT}} = 1.025$	$Y_{\text{RelT}} = 4.299 - 3.259 \cdot (R_z + 1)^{0.065}$

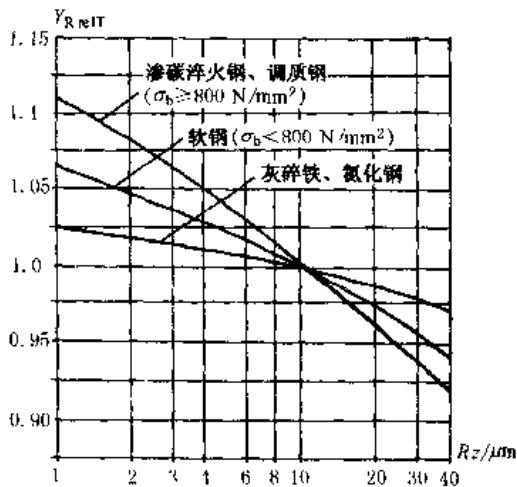
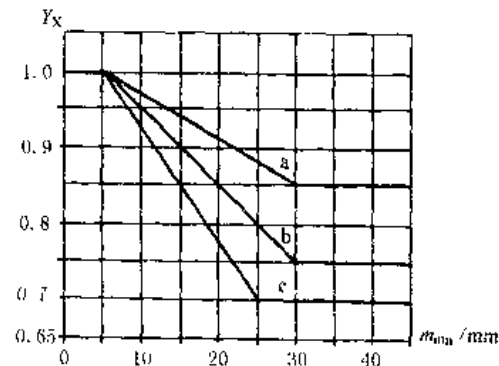


图 15-20 相对齿根表面状况系数 Y_{RrelT}



a--结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁;
b--表面硬化钢;c--灰铸铁

图 15-21 尺寸系数 Y_X

表 15-25 尺寸系数 Y_X

材 料	计 算 式		
	$m_{min} \leq 5 \text{ mm}$	$5 \text{ mm} < m_{min} \leq 30 \text{ mm}$	$m_{min} > 30 \text{ mm}$
结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁	$Y_X = 1$	$Y_X = 1.03 - 0.006 m_{min}$	$Y_X = 0.85$
表面硬化钢		$Y_X = 1.05 - 0.01 m_{min}$	$Y_X = 0.75$
灰铸铁		$5 \text{ mm} < m_{min} \leq 25 \text{ mm}$ $Y_X = 1.075 - 0.015 m_{min}$	$m_{min} > 25 \text{ mm}$ $Y_X = 0.7$

6.12 有限寿命时的许用齿根应力 σ_{FP}

有限寿命时 ($N_f < 3 \times 10^6$) 时, 许用齿根应力 σ_{FP} 用下式计算:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{lim} \cdot Y_{S1} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{RelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$$

式中: Y_{RelT} —— 相对齿根圆角敏感系数, 有限寿命时的 Y_{RelT} 值可近似取为持久寿命时的 Y_{RelT} 值。如需精确计算, 可用插值法求 Y_{RelT} , 见 6.12.2;

Y_{RrelT} —— 相对齿根表面状况系数, 有限寿命时的 Y_{RrelT} 值可近似取为持久寿命时的 Y_{RrelT} 值。如需精确计算可用插值法求 Y_{RrelT} , 见 6.12.2;

Y_X —— 弯曲强度计算的尺寸系数, 有限寿命时的 Y_X 值可近似取为持久寿命时的 Y_X 值, 如需精确计算可用插值法求

Y_X , 见 6.12.2。

6.12.1 弯曲强度计算的寿命系数 Y_{NT}

Y_{NT} 是用以考虑当齿轮只要求有限寿命 ($N_f > 3 \times 10^6$) 时, 齿轮的许用齿根应力可以提高的系数。

Y_{NT} 按表 15-26 中公式计算, 或由图 15-22 查得。

图 15-22 中的横坐标及表中的 N_f 是指所计算齿轮的设计寿命 (循环次数)。

对于在长期稳定载荷下工作的齿轮来说, 是指某一轮齿的同一齿面在设计寿命期内的啮合次数:

$$N_f = 60nkh$$

对于在非稳定载荷工况下工作的齿轮, N_f 是指其当量循环次数, 见表 15.4。

对大、小轮的循环次数 N_f 应分别计算。

6.12.2 有限寿命时的系数 Y_{RelT} 、 Y_{RrelT} 和 Y_X 的插值计算 (见表 15-27)

表 15-26 寿命系数 Y_{NT} 的计算公式

材 料	循环次数	计算公式	材 料	循环次数	计算公式
结构钢和调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁	$N_f \leq 10^4$	$Y_{NT} = 2.5$ (变形极限)	经气体氮化的调质钢或氯化钢、灰铸铁	$N_f \leq 10^3$	$Y_{NT} = 1.6$ (断裂极限)
	$10^4 < N_f \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_f} \right)^{0.75}$		$10^3 < N_f \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_f} \right)^{0.059}$
	$3 \times 10^6 < N_f$	$Y_{NT} = 1$		$3 \times 10^6 < N_f$	$Y_{NT} = 1$
渗碳淬火钢、表面硬化钢	$N_f \leq 10^4$	$Y_{NT} = 2.5$ (断裂极限)	调质钢经液体氮化	$N_f \leq 10^4$	$Y_{NT} = 1.1$ (断裂极限)
	$10^4 < N_f \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_f} \right)^{0.117}$		$10^4 < N_f \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_f} \right)^{0.117}$
	$3 \times 10^6 < N_f$	$Y_{NT} = 1$		$3 \times 10^6 < N_f$	$Y_{NT} = 1$

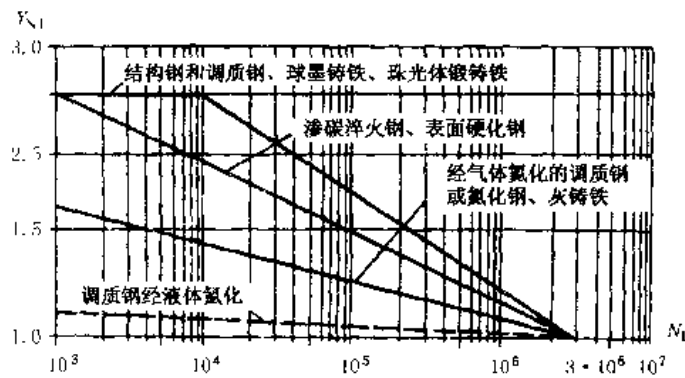


图 15-22 寿命系数 Y_N

表 15-27 有限寿命时的 Y_{SrelT} 、 Y_{RrelT} 、 Y_X 插值计算

名称	符号	计算公式	备注
相对齿根圆角敏感系数	Y_{SrelT}	$\lg Y_{\text{SrelT}} = \frac{\lg \left\{ \frac{Y_{\text{SrelT}}}{Y_{\text{SrelT}0}} \right\}}{\lg \left \frac{3 \times 10^6}{N} \right } \cdot \lg \left \frac{N_1}{N} \right + \lg Y_{\text{SrelT}0}$	$Y_{\text{SrelT}0}$ 、 Y_{RrelT} 、 Y_X —— 持久寿命时的值分别见 6.9、6.10、6.11; $Y_{\text{SrelT}0}$ —— 静强度时的相对齿根圆角敏感系数, 取 $Y_{\text{SrelT}0} = 1$;
相对齿根表面状况系数	Y_{RrelT}	$\lg Y_{\text{RrelT}} = \frac{\lg \left \frac{N_1}{N} \right }{\lg \left \frac{3 \times 10^6}{N} \right } \cdot \lg Y_{\text{RrelT}0}$	N_1 —— 静强度时的最大循环次数, 数值见表 15.5; N —— 要求的设计寿命, 以循环次数计
尺寸系数	Y_X	$\lg Y_X = \frac{\lg \left \frac{N_1}{N} \right }{\lg \left \frac{3 \times 10^6}{N} \right } \cdot \lg Y_{X0}$	

6.13 试验齿轮的弯曲疲劳极限 σ_{Flim}

σ_{Flim} 是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用后(至少 3×10^6 次)齿根保持不破坏时的极限应力。其主要影响因素有:材料成分、机械性能、热处理及硬化层深度、硬度梯度、结构(锻、轧、铸)、残余应力、材料纯度及缺陷等。

试验齿轮的弯曲疲劳极限 σ_{Flim} 可从图 8-43 至图 8-47 查得。图中的 σ_{Flim} 值是试验齿轮在持久寿命期内失效概率为 1% 时的齿根弯曲疲劳极限应力。

图中 ML、MQ、ME 线的意义见 5.12。ML、MQ、ME 级质量要求的材料性能及其热处理要求, 见 GB/T 8539。

对于工业齿轮, 通常按 MQ 级质量要求选取 σ_{Flim} 值。

在选取 σ_{Flim} 时应注意以下几个问题:

a. 图值是在单向弯曲条件下得出的, 对于受双向弯曲的齿轮(如中间轮), 则应取图示值的 0.7 倍; 对于双向运转工作的齿轮, 可取稍大于 0.7 倍的图值进行计算。

b. 正常的热处理工艺下, 从表面到心部硬度逐

渐降低, 否则不论何种材料其 σ_{Flim} 值均应适当降低使用。

c. 图中所指表面硬化齿轮(不包括氮化)系指硬化层深度(加工后的)不小于 0.15mm 的齿轮。气体氮化齿轮系指氮化层深度(加工后的)为 0.4~0.6 mm 的情况。否则, σ_{Flim} 值应适当降低使用。

d. 当气体氮化齿轮的齿面硬度 HV_1 大于 750 时, 由于脆性增加, 其 σ_{Flim} 值应适当降低使用。

e. 齿根圆角表面的材质状况在很大程度上对疲劳极限有着决定性的影响。因此, 不论何种材料, 凡有齿根表面缺陷者(如脱碳、氧化、局部回火、划痕、淬火裂纹等)其 σ_{Flim} 值都会显著降低。

7 当量圆柱齿轮的几何参数

将锥齿轮的背锥及其上所截得的轮齿齿廓在一个平面上展开, 便可得到假想的渐开线齿廓的当量圆柱齿轮。按照这种近似的方法可将锥齿轮转换为当量圆柱齿轮。锥齿轮齿宽中点处的当量圆柱齿轮如图 15-23 所示。

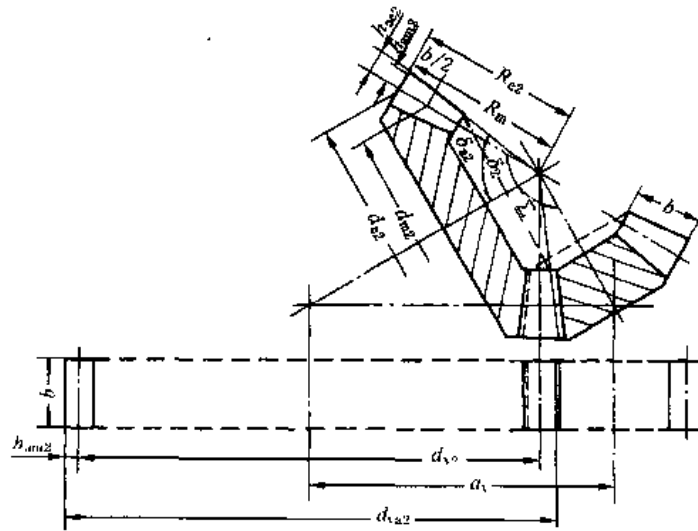


图 15-23 当量圆柱齿轮示意图

对于斜齿和弧齿锥齿轮,利用本方法则转换为斜齿当量圆柱齿轮,在强度计算时涉及端面参数和法向参数。

按本节计算的当量圆柱齿轮参数仅作为本标准进行承载能力计算的依据。

7.1 当量圆柱齿轮端面参数(见表 15-28)

表 15-28 当量圆柱齿轮端面参数

项 目	计 算 公 式	
	小 轮	大 轮
齿数 z_v	$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1$	$z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2$
	$\Sigma = 90^\circ$ 时	
	$z_{v1} = z_1 \cdot \sqrt{\frac{u^2 + 1}{u}}$	$z_{v2} = z_2 \cdot \sqrt{u^2 + 1}$
齿数比 u_v	$u = u \cos \delta_1 / \cos \delta_2 = z_{v2} / z_{v1}, \Sigma = 90^\circ$ 时 $u = (z_2 / z_1)^2 = u^2$	
分度圆直径 d_v / mm	$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{d_{f1}}{\cos \delta_1} \cdot \frac{R_m}{R_e}$	$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \frac{d_{f2}}{\cos \delta_2} \cdot \frac{R_m}{R_e}$
	$\Sigma = 90^\circ$ 时	
	$d_{v1} = d_{m1} \cdot \sqrt{u^2 + 1} / u$	$d_{v2} = u^2 \cdot d_{v1}$
当量圆柱齿轮中心距 a_v / mm	$a_v = (d_{v1} + d_{v2}) / 2$	
齿顶圆直径 d_{va} / mm	$d_{va1} = d_{v1} + 2h_{am1}$	$d_{va2} = d_{v2} + 2h_{am2}$
齿宽中点齿顶高 h_{am} / mm	收缩齿锥齿轮, 已知大端齿顶高 h_{ae}	
	$h_{am1} = h_{ae1} - 0.5b \tan \theta_{a1}$	$h_{am2} = h_{ae2} - 0.5b \tan \theta_{a2}$
	已知高度变位系数 x_{hm} 的锥齿轮	
	$h_{am1} = (h_a^* + x_{hm1}) m_{mn}$	$h_{am2} = (h_a^* + x_{hm2}) m_{mn}$
注: θ_a — 齿顶角, $^\circ$; h_a^* — 齿宽中点齿顶高系数		
齿宽中点法向模数 m_{mn} / mm	$m_{mn} = m_{et} \cdot \cos \beta_m \cdot R_m / R_e$	
高度变位系数 x_{hm}	$x_{hm1} = \frac{h_{am1} - h_{am2}}{2m_{mn}}$	$x_{hm2} = \frac{h_{am2} - h_{am1}}{2m_{mn}}$

续表 15-28

项 目	计 算 公 式	
	小 轮	大 轮
半齿宽切向变位系数 x_{sm}	由总齿厚修正量($\Delta S \cdot m_{mn}$)计算	
	$x_{sm1} = \Delta s / 2$	$x_{sm2} = -x_{sm1}$
	由内厚计算(已知大端齿厚)	
	$x_{sm1} = \frac{s'_{m1} \cdot \cos \beta_m}{2m_{mn}} - \frac{\pi}{4} - x_{hm1} \tan \alpha_n$	$x_{sm2} = \frac{s'_{m2} \cdot \cos \beta_m}{2m_{mn}} - \frac{\pi}{4} - x_{hm2} \tan \alpha_n$
无侧隙啮合时的中点弧齿厚 s'_{m1}/mm	$s'_{m1} = \lambda_{m1} - j_{m1} / 2$	$s'_{m2} = \lambda_{m2} + j_{m2} / 2$
齿宽中点端面齿侧隙 j_m/mm	$j_m = m_{mn} \cdot \pi - \lambda_{m1} - \lambda_{m2}$	
齿宽中点端面模数 m_m/mm	$m_m = m_{et} \cdot \frac{R_{m1}}{R_e}$	
齿宽中点齿厚 s_{m1}/mm	$s_{m1} = s_{e1} \cdot m_{mn} / m_{et} = s_{e1} \cdot R_{m1} / R_e$	$s_{m2} = s_{e2} \cdot m_{mn} / m_{et} = s_{e2} \cdot R_{m2} / R_e$
基圆直径 d_{vb}/mm	$d_{vb1} = d_{v1} \cdot \cos \alpha_v$	$d_{vb2} = d_{v2} \cdot \cos \alpha_v$
	$\alpha_v = \arctan(\tan \alpha_n / \cos \beta_m)$	
端面重合度 ϵ_{va}	$\epsilon_{va} = \frac{g_{va} \cdot \cos \beta_m}{m_{mn} \cdot \pi \cdot \cos \alpha_v}$	
纵向重合度 $\epsilon_{v\beta}$	$\epsilon_{v\beta} = \frac{b \cdot \sin \beta_m}{m_{mn} \cdot \pi} \cdot \frac{b_{eH}}{b}$ 当大、小轮齿宽不等时,用较小齿宽代入	
啮合线长度 g_{va}/mm	$g_{va} = 0.5(\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2}) - a_v \cdot \sin \alpha_v$	
总重合度 $\epsilon_{v\gamma}$	$\epsilon_{v\gamma} = \epsilon_{va} + \epsilon_{v\beta}$	

7.2 当量圆柱齿轮法向参数(见表15-29)

表 15-29 当量圆柱齿轮法向参数

项 目	计 算 公 式	
	小 轮	大 轮
齿数 z_{vn}	$z_{vn1} = \frac{z_{n1}}{\cos^2 \beta_{vb1} \cdot \cos \beta_m}$	$z_{vn2} = u_e \cdot z_{vn1}$
	$\beta_{v1} = \arcsin(\sin \beta_m \cdot \cos \alpha_n)$	
分度圆直径 d_{vn}/mm	$d_{vn1} = d_{v1} \cdot \cos^2 \beta_{vb1} = z_{vn1} \cdot m_{mn}$	$d_{vn2} = u_e \cdot d_{vn1} = z_{vn2} \cdot m_{mn}$
齿顶圆直径 d_{van}/mm	$d_{van1} = d_{vn1} + d_{va1} - d_{v1}$	$d_{van2} = d_{vn2} + d_{va2} - d_{v2}$
基圆直径 d_{vbn}/mm	$d_{vbn1} = d_{v1} \cdot \cos \alpha_n$	$d_{vbn2} = d_{v2} \cdot \cos \alpha_n$
重合度 ϵ_{van}	$\epsilon_{van} = \frac{\epsilon_{va}}{\cos^2 \beta_{vb1}}$	

7.3 刀具参数

对于等高齿锥齿轮,一般取 $\rho_{a0} / m_{mn} = 0.2 \sim 0.3$, $h_{a0} / m_{mn} = 1.25 \sim 1.30$ 。

对于渐缩齿锥齿轮,多数规定刀具齿顶圆角半径,刀具内顶高可如下计算:

$$h_{a01,2} = h_{m1,2} + x_{hm1,2} \cdot m_{mn}$$

$$h_{im1,2} = (h_c + c^* - x_{lm1,2}) m_{mn}$$

式中: c^* —— 齿宽中点间隙系数;

h_{im} —— 齿宽中点齿根高, mm。

第 16 章

锥齿轮胶合承载能力 计算方法

GB/T 11367—1989《锥齿轮胶合承载能力计算方法》给出了由钢制造的直齿、斜齿和弧齿锥齿轮抗热胶合能力的计算准则。

1 可靠性与安全系数

在设计齿轮时,不同的使用场合,对齿轮有着不同的可靠性要求。齿轮工作的可靠性要求是根据其重要程度、工作要求和维修难易等因素综合考虑决定的。

目前,可靠性理论已开始用于机械设计,并且表明只用安全系数并不完全反映可靠性水平。但是将各设计参数作为随机变量处理,尚缺乏必要资料。因此标准中还是将设计参数作为确定值处理,仍然用安全系数或齿面温度作为判据,而在选取安全系数时,考虑了可靠性要求。

当产品的可靠性要求高时(例如航空齿轮),安全系数应取大一些,反之应取小一些。

此外,在选取安全系数时,还应考虑计算的可靠性,当计算所用的原始参数和附加变量(如载荷情况、制造误差、材料及其表面处理质量和性能、润滑条件等)愈可靠,则安全系数可取得小一些,反之则应取得大一些。

安全系数的确定应根据用户要求或由设计制造部门与用户协商确定。

标准中没有给出最小安全系数 S_{Bmin} 。最小安全系数的具体数值,应由设计制造部门与用户之间根据产品可靠性要求及计算参数可靠性或使用经验协商确定,为照顾无实践经验的现场使用情况,标准在附录 A 中参照有关资料,给出了最小安全系数的参考值。

2 主要代号

本章主要参数的代号、意义及单位见表 16-1。

表 16-1 主要代号、意义及单位

代 号	意 义	单 位
a_v	当量圆柱齿轮中心距	mm
b_{H}	接触强度计算的有效齿宽	mm
b_{H}	胶合承载能力计算的有效齿宽	mm
c'	轮齿单位齿宽总刚度平均值(啮合刚度)	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
c'	一对轮齿单位齿宽的最大刚度(单对齿刚度)	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
C_s	齿顶修缘量	μm
C_{H}	有效修缘量	μm
d_{e1}, d_{e2}	小轮、大轮大端分度圆直径	mm
d_{m1}, d_{m2}	小轮、大轮齿宽中点分度圆直径	
d_{v1}, d_{v2}	小轮、大轮的当量圆柱齿轮分度圆直径	
d_{v1}, d_{v2}	小轮、大轮的当量圆柱齿轮齿顶圆直径	
d_{ve1}, d_{ve2}	小轮、大轮的当量圆柱齿轮法截面齿顶圆直径	
d_{vb1}, d_{vb2}	小轮、大轮的当量圆柱齿轮基圆直径	
d_{vb1}, d_{vb2}	小轮、大轮的当量圆柱齿轮法截面基圆直径	
d_{v1}, d_{v2}	小轮、大轮的当量圆柱齿轮法截面分度圆直径	

续表 16-1

代 号	意 义	单 位
E E_{Tvd}	弹性模量 综合弹性模量	N/mm^2
F_{mt}	齿宽中点分度圆上的名义切向力	N
B_{Σ}	当量圆柱齿轮端面啮合线长度	mm
K_A $K_{H\alpha}$ $K_{H\beta}$ $K_{B\gamma}$	使用系数 胶合承载能力计算的齿间载荷分配系数 胶合承载能力计算的齿向载荷分布系数 螺旋线系数	
R_a	轮廓算术平均偏差	μm
S_H S_{Hmin}	胶合承载能力的计算安全系数 胶合承载能力的最小安全系数	
u u_v	齿数比 当量圆柱齿轮齿数比	
v_{mt} $v_{\Sigma C}$	齿宽中点分度圆圆周速度 两轮在啮合点处沿齿廓切线方向速度之和	m/s
ω_{mr}	单位齿宽载荷	N/mm
X_{HE} X_{Cn} X_M X_Q X_s X_W $X_{\alpha\beta}$ X_ϵ	小轮齿顶E点的几何系数 齿顶修缘系数 热闪系数 啮入冲击系数 润滑系数 材料焊接系数 压力角系数 重合度系数	$K \cdot N^{-0.75} \cdot s^{0.6} \cdot m^{-0.5} \cdot mm$
z_1, z_2 z_{v1}, z_{v2} z_{vn1}, z_{vn2}	小轮、大轮齿数 小轮、大轮当量圆柱齿轮端面齿数 小轮、大轮当量圆柱齿轮法截面齿数	
α_n	法向齿形角	°
α_{v1}	当量圆柱齿轮端面压力角	
β_m β_b	齿宽中点分度圆螺旋角 当量圆柱齿轮基圆螺旋角	°
ϵ_{v1} ϵ_{v2} $\epsilon_{v\epsilon}$ $\epsilon_{v\alpha r}$ $\epsilon_{v\beta}$ $\epsilon_{v\gamma}$	小轮当量圆柱齿轮齿顶重合度 大轮当量圆柱齿轮齿顶重合度 当量圆柱齿轮端面重合度 当量圆柱齿轮法截面上的端面重合度 当量圆柱齿轮纵向重合度 当量圆柱齿轮总重合度	
η_a	润滑油在工作温度下的动力黏度	$mPa \cdot s$
θ_{fl} θ_{flE} θ_{flmm}	啮合点瞬时温升 假定载荷全部作用在小轮齿顶E点时该点的瞬时温升 沿啮合线的积分平均温升	C

续表 16-1

代 号	意 义	单 位
θ_{in} θ_{lim}	积分温度 胶合温度	C
θ_M	本体温度	C
ν	润滑油运动黏度 泊松比	mm ² /s
μ_m	平均摩擦因数	
ρ_{ext}	啮合点处的综合曲率半径	mm

3 基本公式

作为判据的齿面温度原则上可以用任何适宜的方法来确定,然后与发生胶合时的试验结果或统计结果在同等条件下确定出的齿面温度相比较来评定设计齿轮的胶合承载能力。

标准中以齿面本体温度与加权后的各啮合点瞬时温升的积分平均值之和作为计算齿面温度(积分温度)。

考虑到设计齿轮的材料及表面处理不同,标准中以修正后的试件齿面积分温度作为极限齿面温度(胶合温度)。

表 16-2 胶合承载能力校核计算公式

项 目	计 算 公 式	备 注
强度条件	$\theta_{int} \leq \theta_{s,cr} / S_{lim}$ 或 $S_B \geq S_{B,lim}$	$\theta_{s,cr}$ 是指齿面各啮合点瞬时温升 θ_{in} 沿啮合线的积分平均值。
载荷全部作用于小轮齿顶 E 点时的瞬时温升 θ_{int}/C	$\theta_{int} = \mu_m X_M X_{DE} \frac{\omega_1^{0.75} \nu^{0.75}}{(a')^{0.75} X_Q X_{LS}}$	θ_M 是指即将进入啮合时的齿面温度, θ_M 可用任何适宜的精确方法(如热网络法,精确测量等)来确定。表中所给公式为近似计算公式,但可保证必要的计算精度。
积分平均温升 θ_{lim}/C	$\theta_{lim} = \frac{\int \theta_{in} dL_a}{L_a}$ 或用简化公式 $\theta_{lim} = \theta_{s,cr} X_s$	$\theta_{s,cr}$ 是指齿面出现胶合失效时的极限积分温度,通常是根椐试验得出的,试验证明,对一种“油—材料”组合, $\theta_{s,cr}$ 为常数,不随运转条件改变。 θ_{in} 由试验得出:
本体温度 θ_M/C	$\theta_M = (\theta_M + C_1 \theta_{lim}) X_s$	A. — 啮合线长度,mm; C_1 — 加权系数,根椐试验结果取其平均值为: $C_1 = 0.7$;
积分温度 θ_{in}/C	$\theta_{in} = \theta_M + C_2 \theta_{lim}$	X. — 润滑系数,是考虑润滑方式对传热的影响,由试验得出: 油浴润滑时: $X_s = 1.0$; 喷油润滑时: $X_s = 1.2$;
胶合温度 θ_{lim}/C	$\theta_{lim} = \theta_M + C_2 X_W \theta_{lim} T$	C_2 — 加权系数,是考虑积分平均温升 θ_{lim} 和本体温度 θ_M 对胶合损伤的影响程度不同而引入的系数,由试验得出。通常可近似取为: $C_2 = 1.5$;
胶合承载能力计算的安全系数 S_B	$S_B = \frac{\theta_{s,cr}}{\theta_{int}}$	θ_M, θ_{lim} — 试验齿轮的本体温度和积分平均温升,C

4 有关参数和系数

4.1 单位齿宽载荷 w_t

单位齿宽载荷 w_t 由表 16-3 中的公式计算。

单位齿宽载荷是考虑了上况、齿轮加工和安装误差等引起的动载、齿向载荷分布和齿间载荷分配影响后的单位齿宽的圆周力。

表 16-3 单位齿宽载荷

项 目	计 算 公 式	项 目	计 算 公 式
单位齿宽载荷 w_{m1} (N/mm)	$w_{m1} = K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{B\beta} K_{B\alpha} \frac{F_{m1}}{b_{rH}}$	胶合承载能力计算的齿间载荷分布系数 $K_{B\alpha}$	$K_{B\alpha} = K_{H\alpha}$
胶合承载能力计算的齿向载荷分布系数 $K_{B\beta}$	$K_{B\beta} = K_{H\beta}$	胶合承载能力计算的有效齿宽 b_{rH}	$b_{rH} = b_{rH}$

注: F_{m1} , K_A , K_V , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$, b_{rH} 见 GB/T 10062.

4.2 螺旋线系数 $K_{H\beta}$

螺旋线系数 $K_{H\beta}$ 是考虑到当总重合度 ϵ_v 增大时发生胶合的趋向增大而引入的修正系数。其值由试验得出,可按根据试验数据所绘制的图 16-1 查取。

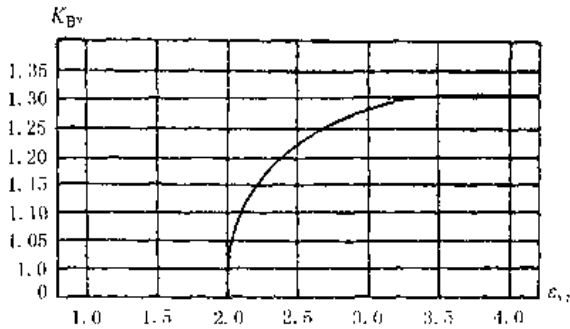


图 16-1 螺旋线系数 $K_{H\beta}$

为便于计算机计算,图 16-1 中的曲线可近似用表 16-4 中的公式计算。

表 16-4 螺旋线系数 $K_{H\beta}$

条 件	计 算 公 式
$\epsilon_v \leq 2$	$K_{H\beta} = 1$
$2 < \epsilon_v \leq 3.5$	$K_{H\beta} = 1 + 0.2 \sqrt{(\epsilon_v - 2)(5 - \epsilon_v)}$
$\epsilon_v \geq 3.5$	$K_{H\beta} = 1.3$

4.3 平均摩擦因数 μ_m

平均摩擦因数 μ_m 是指齿廓各啮合点处摩擦因数的平均值,可近似取节点处的摩擦因数。

μ_m 的计算公式见表 16.5。

表 16-5 平均摩擦因数 μ_m

项 目	计 算 公 式	项 目	计 算 公 式
平均摩擦因数 μ_m	$\mu_m = 0.045 \left[\frac{F_{m1} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\cos \alpha_{v1} b_{rH} \sqrt{2 \rho_{red}}} \right]^{0.2} \eta_1^{0.1} X_R$	两轮在节点处沿齿廓切线方向速度之和 $v_{\Sigma 1}$ (m/s)	$v_{\Sigma 1} = 2v_m \sin \alpha_v$
粗糙度系数 X_R	$X_R = 3.8 (Ra_1 / d_{v1})^{0.2}$	齿宽中点分度圆圆周速度 v_m (m/s)	$v_m = \frac{\pi}{60 \cdot 1000} d_m n$ (1 m/s $\leq v_m \leq$ 50 m/s)
沿齿廓方向的齿面轮廓算术平均偏差 $Ra_1 / \mu m$	$Ra = 0.5 (Ra_1 + Ra_2)$	两齿廓在啮合点处的综合曲率半径 ρ_{red} (mm)	$\rho_{red} = \frac{u_v}{(u_v + 1)^2} a_v \frac{\sin \alpha_v}{\cos \beta_{vb}}$
润滑油在工作温度下的动力黏度 η_1 (mPa·s)	X) 常用齿轮油: $\eta_1 = \rho \cdot \nu_1 (40 / \theta)^2 \cdot 8^{\theta - 1}$ $\rho = 10^{-3} \text{ N/mm}^2$		

4.4 热闪系数 X_M

热闪系数 X_M 是考虑材料特性(弹性模量 E 、泊松比 ν 、热接触系数 B_M)和两轮在啮合点处沿齿廓切线方向速度 v_{p1} 、 v_{p2} 之影响的系数。

X_M 的计算公式见表 16-6。

4.5 小轮齿顶几何系数 X_{RE}

几何系数 X_{RE} 是考虑小轮当量圆柱齿轮齿顶 E 点处的几何参数对赫兹应力和滑动速度影响的系数。

X_{RE} 的计算公式见表 16.6。

表 16-6 热闪系数 X_M 和小轮齿顶几何系数 X_{RE}

项 目	计 算 公 式	备 注
热闪系数 $X_M / (K \cdot N^{-0.15} \cdot s^{0.5} \cdot m^{-0.5} \cdot mm)$	$X_M = \left[\frac{2}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}} \right]^{0.5} \cdot \frac{v_{p1}^3 + v_{p2}^3}{B_M v_{p1}^2 + B_M v_{p2}^2}$	
热接触系数 $B_M / [N / (mm \cdot s^2) \cdot K]$	$B_M = \sqrt{\lambda_M C_0}$	

续表 16-6

项 目	计 算 公 式	备 注
简化计算的热应力系数 X_M	$X_M = \frac{E^{0.25}}{(1-\nu^2)^{0.25} B_M}$	简化条件: $E_1 = E_2 = E$, $\nu_1 = \nu_2 = \nu, B_{M1} = B_{M2} = B_M$
通用钢制齿轮副(马氏体钢)的 X_M	$X_M = 50$	条件: $\lambda_M = 41 \sim 52 \text{ N}/(\text{K} \cdot \text{S})$, $C = 4.87 \times 10^2 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$, $B_M = 13.6, \nu = 0.3$, $E = 206\,000 \text{ N}/\text{mm}^2$
小轮齿顶几何系数 X_{BF}	$X_{BF} = 0.5 \sqrt{u_v + 1} \frac{\sqrt{\rho_{E1}} - \sqrt{\rho_{E2} - u_v}}{(\rho_{E1} \cdot \rho_{E2})^{0.25}}$ $\rho_{F1} = 0.5 \sqrt{d_{vd1}^2 - d_{fb1}^2}$ $\rho_{E1} = a_v \sin \alpha_n \cdot \rho_{F1}$	

注: 通常对钢制齿轮取 $X_M = 50$ 已可保证必要的计算精度。

4.6 啮入冲击系数 X_O

齿顶啮入冲击载荷之影响的系数,按表 16-7 取值。

啮入冲击系数 X_O 是考虑滑动速度较大的从动轮

表 16-7 啮入冲击系数 X_O

驱动方式	齿顶重合度 ϵ_v	X_O	驱动方式	齿顶重合度 ϵ_v	X_O
小轮驱动大轮	$\epsilon_{v2} \leq 1.5\epsilon_{v1}$	1	大轮驱动小轮	$\epsilon_{v1} \leq 1.5\epsilon_{v2}$	1
	$1.5\epsilon_{v1} < \epsilon_{v2} < 3\epsilon_{v1}$	$1.4 - 4\epsilon_{v2}/(15\epsilon_{v1})$		$1.5\epsilon_{v2} < \epsilon_{v1} < 3\epsilon_{v2}$	$1.4 - 4\epsilon_{v1}/(15\epsilon_{v2})$
	$3\epsilon_{v1} \leq \epsilon_{v2}$	0.6		$3\epsilon_{v2} \leq \epsilon_{v1}$	0.6

注: $\epsilon_{v1} = \frac{z_{v1}}{2\pi} (\sqrt{(d_{vd1}/d_{vb1})^2 - 1} - \tan \alpha_{v1})$, $\epsilon_{v2} = \frac{z_{v2}}{2\pi} (\sqrt{(d_{vd2}/d_{vb2})^2 - 1} - \tan \alpha_{v2})$

4.7 齿顶修缘系数 X_{Ca}

齿顶修缘系数 X_{Ca} 是用以考虑齿顶修缘(或修根)对胶合的影响系数,由图 16-2 查取,无修缘(修根)时, X_{Ca} 取值为 1。

图 16-2 中的曲线可近似用下式表示:

$$X_{Ca} = 1 + 1.55 \times 10^{-2} \epsilon_v^2 C_a$$

式中: ϵ_v —— 齿顶重合度,取 ϵ_{v1} 或 ϵ_{v2} 中的较大者; ϵ_{v1} 及 ϵ_{v2} 由表 16-7 中的公式计算。

C_a —— 计算用齿顶修缘量, μm ,由表 16-8 查取,当齿顶修缘或齿顶和齿根修形达到最佳运行状况(有最佳接触区)时,取 $C_a = C_{a, \text{opt}}$ 。不满足表 16-8 中的条件时, $X_{Ca} = 1.0$ 。

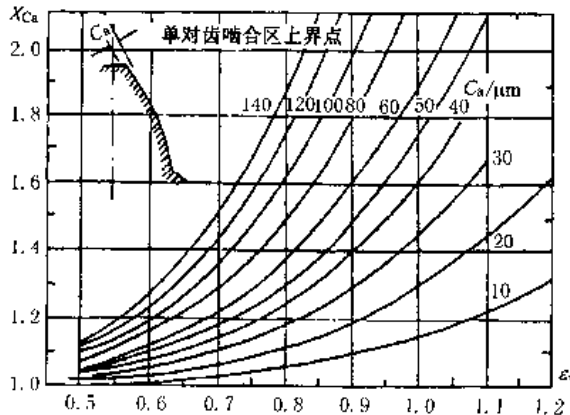


图 16-2 齿顶修缘系数 X_{Ca}

表 16-8 计算用齿顶修缘量 C_v

驱动方式	齿顶重合度	条件	C_v	备注
小轮驱动大轮	$\epsilon_{\alpha 1} > 1.5\epsilon_{\alpha 2}$	$C_{\alpha 1} \leq C_{eff}$	$C_{\alpha 1}$	$C_{\alpha 1}, C_{\alpha 2}$ — 小轮、大轮的实际修缘量(法向值), μm , 当相啮合的轮齿有修根时, 应取为修缘量与修根量之和。 C_{eff} — 有效修缘量, μm , 指恰好能补偿轮齿弹性变形所需要的修缘量, 可按下式估算: ($\beta_m = 0^\circ$ 时, $C_{eff} = K_A \cdot F_{tm} / (b_{eff} \cdot c' \cos \alpha_{v1})$) ($\beta_m > 0^\circ$ 时, $C_{eff} = K_A \cdot F_{tm} / (b_{eff} \cdot c' \gamma \cdot \cos \alpha_{v1})$) 式中: $b_{eff} = b_{eH}$; $c' = 14 \text{N} / (\text{mm} \cdot \mu\text{m})$; $c' \gamma = 20 \text{N} / (\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ 。
		$C_{\alpha 1} > C_{eff}$	C_{eff}	
	$\epsilon_{\alpha 1} \leq 1.5\epsilon_{\alpha 2}$	$C_{\alpha 2} \leq C_{eff}$	$C_{\alpha 2}$	
		$C_{\alpha 2} > C_{eff}$	C_{eff}	
大轮驱动小轮	$\epsilon_{\alpha 2} \leq 1.5\epsilon_{\alpha 1}$	$C_{\alpha 1} \leq C_{eff}$	$C_{\alpha 1}$	
		$C_{\alpha 1} > C_{eff}$	C_{eff}	
	$\epsilon_{\alpha 2} > 1.5\epsilon_{\alpha 1}$	$C_{\alpha 2} \leq C_{eff}$	$C_{\alpha 2}$	
		$C_{\alpha 2} > C_{eff}$	C_{eff}	

4.8 压力角系数 $X_{\alpha\beta}$

压力角系数 $X_{\alpha\beta}$ 是用以考虑压力角和螺旋角对积分温度影响的系数, 对于非变位和零变位锥齿轮传动, 可按下式计算:

$$X_{\alpha\beta} = \frac{1.22(\sin \alpha_0)^{0.75}}{(\cos \alpha_{v1})^{0.75}}$$

4.9 重合度系数 X_ϵ

重合度系数 X_ϵ 是将假定载荷全部作用于小轮齿顶时的局部瞬时温升 θ_{flaE} 折算成沿啮合线的积分平均温升 θ_{flant} 的系数。

X_ϵ 按表 16-9 中的公式确定。

表 16-9 中的公式是在假定载荷及温度沿啮合线呈线性分布等前提下建立的(如图 11-1 和图 16-3)。而实际上这些条件是很难满足的, 因此, 这是一组近似公式。

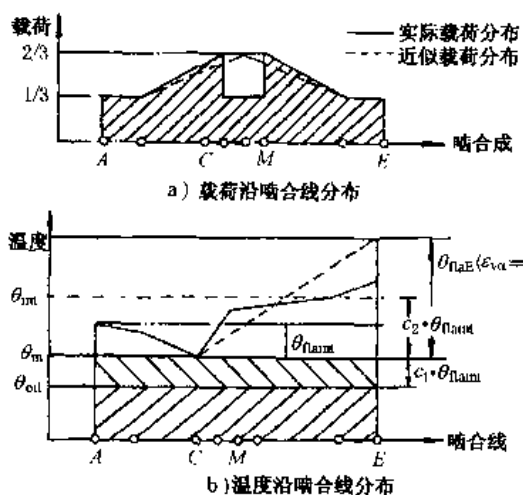


图 16-3 载荷与温度沿啮合线分布示意图 ($2 \leq \epsilon_{va} < 3$)

表 16-9 重合度系数 X_ϵ

$\epsilon_{va}, \epsilon_{v1}, \epsilon_{v2}$	对应图号	计算公式
$\epsilon_{va} < 1$		$X_\epsilon = \frac{1}{2\epsilon_{va}\epsilon_{v1}} (\epsilon_{v1}^2 + \epsilon_{v2}^2)$
$1 \leq \epsilon_{va} < 2$, $\epsilon_{v1} < 1, \epsilon_{v2} < 1$	图 11-1	$X_\epsilon = \frac{1}{2\epsilon_{va}\epsilon_{v1}} [0.7(\epsilon_{v1}^2 + \epsilon_{v2}^2) - 0.22\epsilon_{v1} + 0.52 - 0.6\epsilon_{v1}\epsilon_{v2}]$
$1 \leq \epsilon_{va} < 2$, $\epsilon_{v1} > 1, \epsilon_{v2} < 1$	图 11-1	$X_\epsilon = \frac{1}{2\epsilon_{va}\epsilon_{v1}} [0.18\epsilon_{v1}^2 + 0.7\epsilon_{v2}^2 + 0.82\epsilon_{v2} - 0.52\epsilon_{v2} - 0.3\epsilon_{v1}\epsilon_{v2}]$
$1 \leq \epsilon_{va} < 2$, $\epsilon_{v1} < 1, \epsilon_{v2} \geq 1$	图 11-1	$X_\epsilon = \frac{1}{2\epsilon_{va}\epsilon_{v1}} [0.18\epsilon_{v2}^2 + 0.7\epsilon_{v1}^2 + 0.82\epsilon_{v2} - 0.52\epsilon_{v1} - 0.3\epsilon_{v1}\epsilon_{v2}]$
$2 \leq \epsilon_{va} < 3$, $\epsilon_{v1} \geq \epsilon_{v2}$	图 16-3	$X_\epsilon = \frac{1}{2\epsilon_{va}\epsilon_{v1}} [0.44\epsilon_{v1}^2 + 0.59\epsilon_{v2}^2 - 0.30\epsilon_{v1} + 0.30\epsilon_{v2} - 0.15\epsilon_{v1}\epsilon_{v2}]$
$2 \leq \epsilon_{va} < 3$, $\epsilon_{v1} < \epsilon_{v2}$	图 16-3	$X_\epsilon = \frac{1}{2\epsilon_{va}\epsilon_{v1}} [0.59\epsilon_{v1}^2 + 0.44\epsilon_{v2}^2 - 0.30\epsilon_{v1} + 0.30\epsilon_{v2} - 0.15\epsilon_{v1}\epsilon_{v2}]$

注: $\epsilon_{va} = \epsilon_{v1} + \epsilon_{v2}$

4.10 材料焊合系数 X_w

材料焊合系数 X_w 是考虑设计齿轮与试验齿轮的材料及表面处理不同而引入的修正系数, 它是一个相

对的比值。由不同材料及表面处理的试验齿轮与标准试验齿轮进行对比试验得出。其值按表 16-10 查取。

表 16-10 材料焊合系数 X_w

材料及表面处理		X_w	材料及表面处理		X_w
奥氏体钢(不锈钢)		0.45	表面氮化钢		1.50
渗碳淬硬钢	残余奥氏体含量高于正常值	0.85	表面磷化钢		1.25
	残余奥氏体含量正常(约20%左右)	1.00	表面镀钢		1.50
	残余奥氏体含量低于正常值	1.15	其它情况(如调质钢)		1.00

4.11 试验齿轮的本体温度和积分平均温升

试验齿轮的本体温度 θ_M 和积分平均温升 θ_{int} 是根据齿轮试验的数据,用表 16-1 中的 θ_M 公式和 θ_{int} 的简化公式计算得出的。

当油品的承载能力是 SY 2601 规定的 CL 100 试验机上按 A/8.3/90 试验得出时, θ_M 和 θ_{int} 与载荷的关系曲线如图 16-4 所示,此时 θ_M 和 θ_{int} 的值可根据设计齿轮所选用润滑油的黏度 ν_{40} 和胶合载荷级由图 16-4 查取。

润滑油的胶合载荷级作为油品的性能指标,由油品的生产厂家提供,图 16-4 中的曲线可近似用下述公式表示:

$$\theta_M = 0.237 T_{JT} + 80$$

$$\theta_{\text{int}} = 0.2 T_{JT} \cdot \left(\frac{100}{\nu_{40}} \right)^{0.02}$$

式中: T_{JT} — 胶合载荷级相应的试验齿轮小轮扭矩, N·m;

ν_{40} — 润滑油在 40°C 时的名义运动黏度, mm²/s。

4.12 胶合承载能力最小安全系数(见表 16-11)

表 16-11 胶合承载能力最小安全系数 $S_{B\text{min}}$

计算依据或使用要求	$S_{B\text{min}}$	说明
依据尖峰载荷计算时(如剪床、冲床)	1.5	
依据名义载荷计算时(如工业汽轮机)	1.5~1.8	有实测载荷谱为依据精确确定 K_A 时,可取为 1.5
高可靠性要求(如飞机、汽轮机)	2~2.5	有实测载荷谱为依据精确确定 K_A 时,可取为 1.8

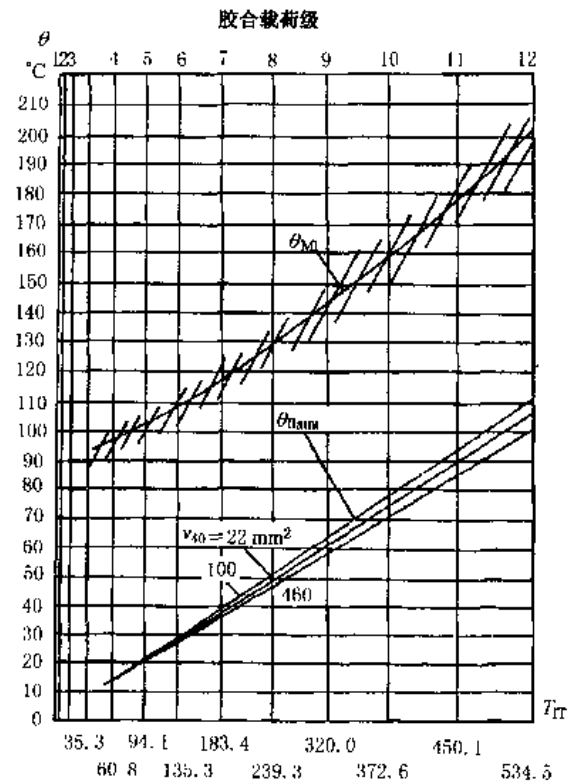
注:经逐级加载跑合时取小值,不经跑合者取大值。

4.13 常用油品的胶合载荷级(见表 16-12)

表 16-12 常用油品的胶合载荷级

油类	机械油液压油	汽轮机油	工业用齿轮油	轧钢机油	汽缸油	柴油机油	航空用齿轮油	准双曲面齿轮油
FZG 胶合载荷级	2~4	3~5	5~7	6~8	6~8	6~8	5~8	
矿物油			中极压 >9					
加极压抗磨添加剂矿物油	5~8	6~9	全极压 >11					>12
高性能合成油	9~11	10~12	>12				8~11	

注:油品的胶合载荷级随原油产地、生产厂家的不同而有所不同,应以油品生产厂家提供的指标为准;重要场合应经专门试验确定。

图 16-4 试验齿轮本体温度 θ_M 和积分平均温升 θ_{int}

- 杜建峰
- 胡燕齐
- 袁和相
- 陶曼晞
- 范乃谦
- 王志刚

第四篇

蜗 杆 传 动

蜗杆传动用以传递空间交错的两轴之间的动力和运动。通常采用的轴交角 $\Sigma=90^\circ$ ，而且多数作为减速传动。

根据蜗杆分度曲面的形状，蜗杆传动通常分为：1)圆柱蜗杆传动，2)环面蜗杆传动，3)锥蜗杆传动。

蜗杆传动的特点主要表现在：

- 1) 能够实现大传动比交错轴传动。
- 2) 多对齿同时啮合，且呈线接触，承载能力大于交错轴渐开线斜齿圆柱齿轮。
- 3) 传动平稳、振动、冲击和噪声均比较小。
- 4) 能以单级传动获得较大的传动比，结构紧凑。
- 5) 可以作为减速装置，也可作为增速装置。
- 6) 单头蜗杆，其导程角小于 3.5° 时，具有自锁作用。
- 7) 蜗杆齿面与蜗轮齿面间的摩擦损失较大，传动效率低于齿轮，齿面容易磨损，有时出现温升过高的现象。

本篇主要介绍圆柱蜗杆传动、环面蜗杆传动方面的基础标准。

第17章

基本规定

本章主要内容包括:圆柱蜗杆、蜗轮术语代号,圆柱蜗杆基本齿廓,模数和直径,圆柱蜗杆传动的的基本参数等。

1 术语、代号

GB/T 10086—1988《圆柱蜗杆、蜗轮术语及代

号》,对轴交角 Σ 等于 90° 的圆柱蜗杆传动,蜗杆和蜗轮规定了术语及代号。

1.1 蜗杆、蜗轮基本代号(见表17-1)

表 17-1

代号	名称	代号	名称
主代号(小写罗马斜体字母)		ρ	曲率半径、齿廓曲率半径
a	中心距	ω	角速度
b	齿宽	主代号(大写希腊斜体字母)	
c	顶隙	Σ	轴交角
d	直径	复合主代号	
e	齿槽	c'	顶隙系数
h	齿高	d_b	刀具直径
i	传动比	d_1	蜗杆分度圆直径
j	侧隙	d'_1	蜗杆节圆直径
k	给定范围内的齿数或齿距数	d_2	蜗轮分度圆直径
m	模数、蜗杆轴向模数、蜗轮端面模数	d'_2	蜗轮节圆直径
n	转速	d_{a1}	蜗杆齿顶圆直径
p	螺旋参数	d_{a2}	蜗轮喉圆直径
q	直径系数	d_b	基圆直径
r	半径	d_{e2}	蜗轮顶圆直径
s	齿厚	d_f	齿根圆直径
u	齿数比	e_n	法向齿槽宽
v	线速度	h'	工作齿高
主代号(小写希腊斜体字母)		h_u	齿顶高
α	齿形角、压力角	h_a^*	齿顶高系数
β	螺旋角、分度圆柱螺旋角	h_f	齿根高
γ	导程角、分度圆柱导程角	\bar{h}_n	法向弦齿高
ϵ	重合度	p_b	基圆齿距
θ	齿宽角	p_n	法向齿距

续表 17-1

代号	名称	代号	名称
p_t	蜗轮分度圆齿距(周节)	e	外部的
p_x	轴向齿距	f	齿根的、齿根高的
p_z	蜗杆导程	g	喉部的
r_{g2}	蜗轮咽喉母圆半径	s	上限的
s_n	法向齿厚	l	下限的
\bar{s}_n	法向弦齿厚	m	中点的、中间的、平均的
s_x	轴向齿厚	n	法平面的、法向的
x_2	蜗轮变位系数	t	端平面的、端面的
z_1	蜗杆头数(齿数)	x	轴的、轴向的、轴平面上的
z_2	蜗轮齿数	角标(正体阿拉伯数字)	
α_0	刀具产形角	0	刀具的、加工的
γ_b	基圆柱导程角	1	蜗杆的
ρ_a	齿顶圆角半径	2	蜗轮的
ρ_f	齿根圆角半径	其他(大写罗马正体字母)	
角标(小写罗马正体字母)		L	左的、左向的、左旋的
a	齿顶的、齿顶高的	R	右的、右向的、右旋的
b	基圆的、基圆柱的		

注：“*”尺寸系数(尺寸和模数的比值，标注在主代号的右上角)。

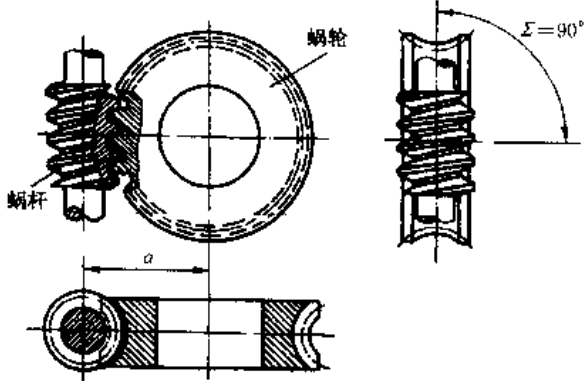
“/”工作的、啮合的、节圆的(标注在主代号的右上角)。

“-”弦的(标注在主代号的上方)。

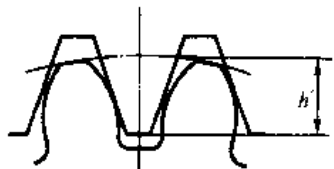
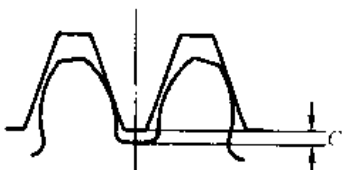
1.2 术语

1.2.1 圆柱蜗杆传动(见表 17-2)

表 17-2

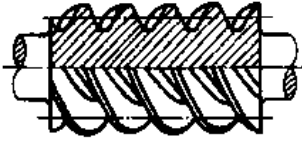
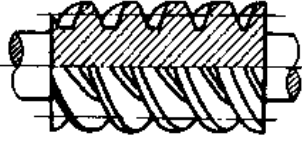
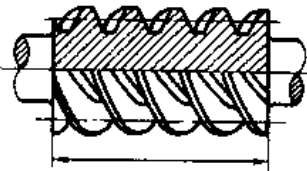
术 语	定 义
圆柱蜗杆传动	<p>圆柱蜗杆传动一般为交错轴的两个各绕其自身支承轴线转动的斜齿轮正交传动。其中一个为圆柱蜗杆，另一个为蜗轮。</p> <p>圆柱蜗杆一般是一个齿数少的直径小于配对蜗轮的宽斜齿轮，其齿体的分度曲面为圆柱面。</p> <p>蜗轮则是齿数较多，齿体的中曲面呈环面的与圆柱蜗杆配对的一个斜齿轮。蜗轮的齿面为其配对圆柱蜗杆齿面的共轭曲面。</p> 

续表 17-2

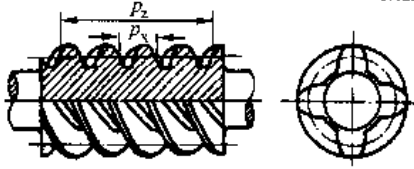
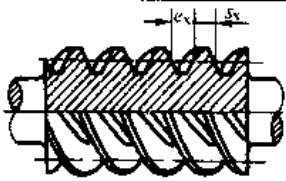
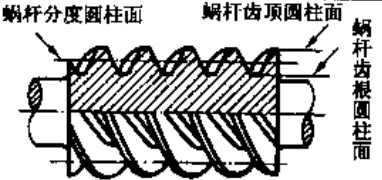
术 语	定 义
圆柱蜗杆副	由圆柱蜗杆及其配对蜗轮组成的交错轴齿轮副
标准圆柱蜗杆传动	蜗杆节圆与分度圆重合时的圆柱蜗杆传动
变位圆柱蜗杆传动	蜗杆节圆与分度圆不重合时的圆柱蜗杆传动
连心线	蜗杆轴线与蜗轮轴线的公垂线
中心距 a	蜗杆轴线与蜗轮轴线间的距离。 $a = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot x_2 m = \frac{m}{2} (q + z_2 - 2x_2)$
轴交角 Σ	蜗杆轴线和蜗轮轴线之间的最小交错角
中间平面	圆柱蜗杆轴线和连心线构成的平面
齿数比 u	蜗轮齿数与蜗杆头数的比值
传动比 i	主动的蜗杆(或蜗轮)角速度与从动的蜗轮(或蜗杆)角速度之比值 $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \text{ (或 } \frac{\omega_2}{\omega_1} \text{)}$ 当 ω 为常数时 $i = \frac{n_1}{n_2} \text{ (或 } \frac{n_2}{n_1} \text{)}$
啮合节点	蜗杆与其配对蜗轮连心线上的一个点,在该点上蜗杆理论螺旋面沿自身轴向的平移速度等于蜗轮的圆周速度
蜗杆节圆柱面	过啮合节点且平行于蜗杆轴线的直线绕蜗杆轴线回转时所形成的圆柱面
蜗杆节圆	蜗杆节圆柱面与垂直于蜗杆轴线的平面的交线
蜗轮节圆柱面	过啮合节点且平行于蜗轮轴线的直线绕蜗轮轴线回转时所形成的圆柱面
蜗轮节圆	蜗轮节圆柱面与中间平面的交线
工作齿高 h'	在连心线上,蜗轮喉圆与蜗杆齿顶圆之间的距离 
顶隙 c	在连心线上,蜗轮的齿根圆环面与蜗杆齿顶圆柱面之间的距离,或蜗轮的齿顶圆环面与蜗杆齿根圆柱面之间的距离。 
顶隙系数 c^*	顶隙与模数之比值 $c^* = \frac{c}{m}$

1.2.2 圆柱蜗杆(见表 17.3)

表 17-3

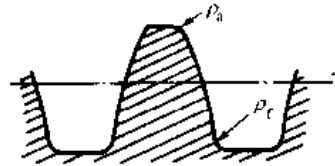
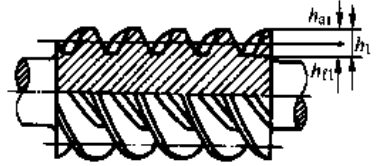
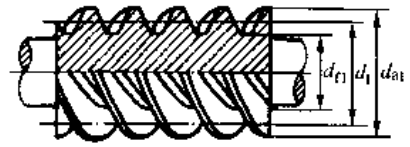
术 语	定 义	
单导程圆柱蜗杆(圆柱蜗杆)	蜗杆轮齿两侧齿面导程相等的圆柱蜗杆, 简称圆柱蜗杆	
双导程圆柱蜗杆	蜗杆轮齿两侧齿面导程不等的圆柱蜗杆	
基本蜗杆	确定蜗杆轮齿基本尺寸及齿形的蜗杆。基本蜗杆为无制造误差的一种理想蜗杆	
蜗杆截面		
蜗杆轴平面	过蜗杆轴线的平面	
蜗杆法平面	垂直于蜗杆某一圆柱螺旋线或与该圆柱螺旋线平行的假想螺旋线的平面 法平面一般选为: (1) 垂直于分度圆柱螺旋线的法平面 (2) 垂直于过齿厚中点与分度圆柱螺旋线平行的假想螺旋线的法平面 (3) 垂直于过齿槽中点与分度圆柱螺旋线平行的假想螺旋线的法平面	
蜗杆端面	垂直于蜗杆轴线的平面	
蜗杆圆柱面	蜗杆的同轴圆柱面	
蜗杆轮齿	蜗杆的螺旋齿	
蜗杆头数(齿数) z_1	蜗杆轮齿的总数, 也就是蜗杆轮齿的齿数	
蜗杆齿宽 b_1	蜗杆有齿部分在分度圆柱面上沿轴线方向度量的宽度	
蜗杆旋向	蜗杆轮齿螺旋方向。蜗杆螺旋线符合螺旋右手定则, 即为右旋(R), 反之为左旋(L)	
蜗杆齿廓		
端面齿廓	齿面被端面所截的截线	
法向齿廓	齿面被法平面所截的截线	
轴向齿廓	齿面被轴平面所截的截线	
基圆柱切平面齿廓	渐开线蜗杆齿面被基圆柱的切平面所截的截线	
分度圆柱导程角(导程角) γ	圆柱蜗杆的分度圆柱螺旋线上任一点的切线与端面间所夹的锐角。 $\tan \gamma = \frac{m z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}$	
分度圆柱螺旋角(螺旋角) β	分度圆柱导程角的余角 $\beta = 90^\circ - \gamma$	
渐开线蜗杆基圆柱导程角 γ_b	渐开线圆柱蜗杆基圆柱螺旋线上任一点的切线与蜗杆端面间所夹的锐角 $\cos \gamma_b = \cos \gamma \cos \alpha_n$	

续表 17-3

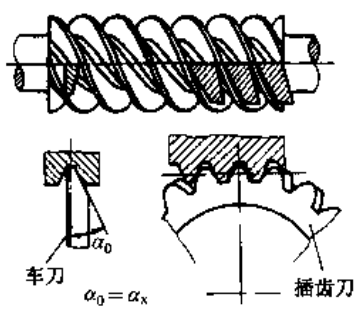
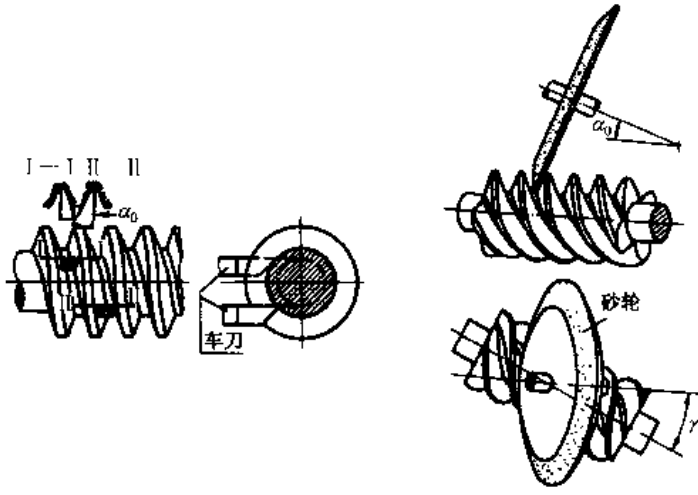
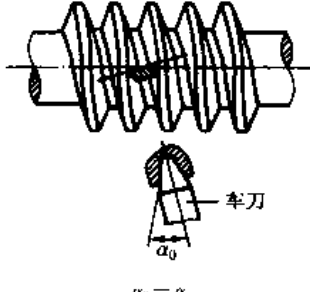
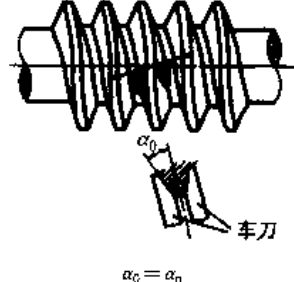
术 语	定 义	
轴向参数		
轴向齿距 p_x	轴平面上,蜗杆相邻的两同侧齿廓间的轴向距离 $p_x = m\pi$	
导程 p_z	轴平面上,蜗杆同一轮齿相邻的两同侧齿廓间的轴向距离 $p_z = z_1 p_x$	
螺旋参数 p	单位弧度的蜗杆导程 $p = \frac{p_z}{2\pi} = \frac{mz_1}{2}$	
模数〔轴向模数〕 m	蜗杆的轴向齿距除以圆周率 π 的商 $m = \frac{p_x}{\pi}$	
轴向齿厚 s_x	蜗杆轴平面与分度圆柱面的交线上,一个轮齿相邻两侧齿廓间的轴向距离	
轴向齿槽宽 e_x	蜗杆轴平面与分度圆柱面的交线上,一个齿槽相邻两侧齿廓间的轴向距离	
曲面和曲线		
蜗杆分度圆柱面	圆柱蜗杆的分度曲面称为分度圆柱面。蜗杆的轮齿尺寸以它为基准而确定	
蜗杆分度圆	蜗杆分度圆柱面与端平面的交线	
蜗杆齿顶圆柱面	蜗杆轮齿顶部的圆柱面	
蜗杆齿顶圆	蜗杆齿顶圆柱面与端平面的交线	
蜗杆齿根圆柱面	与蜗杆齿槽底部相切的圆柱面	
蜗杆齿根圆	蜗杆齿根圆柱面与端平面的交线	
渐开线蜗杆基圆柱面	与蜗杆同轴的一个圆柱面,形成渐开线圆柱蜗杆齿面(渐开螺旋面)的成形线在此圆柱面上作纯滚动	
渐开线蜗杆基圆	渐开线蜗杆基圆柱面与端平面的交线	
蜗杆螺旋线	圆柱蜗杆齿面与蜗杆同轴圆柱面的交线	
分度圆柱螺旋线〔螺旋线〕	圆柱蜗杆齿面与蜗杆分度圆柱面的交线	
蜗杆法向螺旋线	蜗杆分度圆柱面上,与分度圆柱螺旋线正交的螺旋线	
直径参数		
蜗杆分度圆直径 d_1		
蜗杆节圆直径 d'_1	$d'_1 = d_1 + 2x_2 m = m \cdot (q + 2x_2)$	
蜗杆直径系数 q	蜗杆分度圆直径除以轴向模数的商 $q = \frac{d_1}{m}$	

续表 17-3

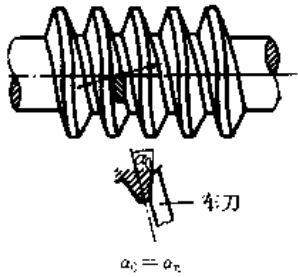
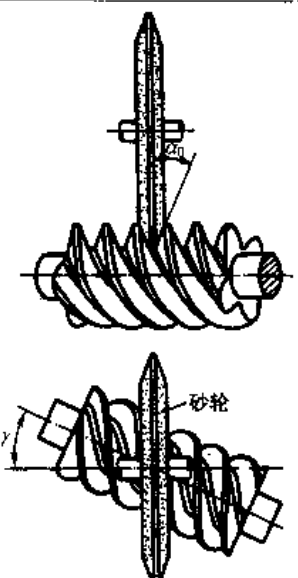
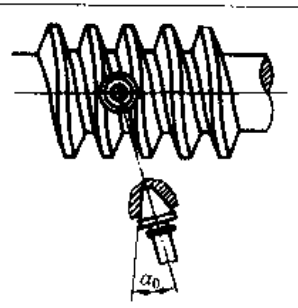
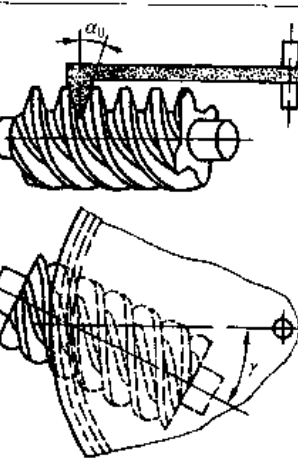
术 语	定 义
蜗杆齿顶圆直径 d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$
蜗杆齿根圆直径 d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$
渐开线蜗杆基圆直径 d_b	$d_b = d_1 \frac{\tan \gamma}{\tan \gamma_b} = \frac{mz_1}{\tan \gamma_b}$
齿高参数	
齿高 h	蜗杆齿顶圆柱面与齿根圆柱面之间的径向距离
齿顶高 h_a	蜗杆齿顶圆柱面与分度圆柱面之间的径向距离
齿顶高系数 h_a^*	齿顶高除以模数的商
齿根高 h_f	蜗杆分度圆柱面与齿根圆柱面之间的径向距离
齿顶圆角半径 ρ_a	轴平面上度量的蜗杆齿面与齿顶圆柱面间过渡圆弧的半径
齿根圆角半径 ρ_f	轴平面上度量的蜗杆齿面与齿根圆柱面间过渡圆弧的半径
法向参数	
法向齿距 p_n	在蜗杆法向螺旋线上, 蜗杆两相邻同侧齿面间的弧长
渐开线蜗杆基圆柱齿距 p_b	渐开线蜗杆基圆柱面的切平面内, 两相邻同侧齿面成形线间的距离 $p_b = m\pi \cos \gamma_b$
法向齿厚 s_n	蜗杆法向螺旋线上, 蜗杆的一个轮齿相邻两侧齿面间的弧长
法向弦齿厚 s_n	法向齿厚所对应的弦长
法向弦齿高 h_n	法向弦齿厚的中点到齿顶圆柱面的最短距离
法向齿槽宽 r_n	蜗杆法向螺旋线上, 一个齿槽相邻两侧齿面间的弧长
蜗杆齿形	
刀具产形线	刀具上的一条线, 根据其形状、位置及其运动可以形成蜗杆的齿面
产形角 α_n	给定截面内, 蜗杆端面与刀具产形线或其给定处的切线之间所夹的锐角。 如: 阿基米德蜗杆, 其产形角为轴平面上蜗杆端面与呈直线的刀具产形线之间所夹的锐角
蜗杆齿面成形线	一条绕蜗杆轴线作螺旋运动而形成蜗杆齿面的线段
蜗杆齿形角 α	给定截面内, 蜗杆的端面与蜗杆齿面的成形线或成形线与分度圆柱面交点处的切线之间所夹的锐角
a) 蜗杆法向齿形角 α_n	蜗杆分度圆柱螺旋线或与其平行的假想螺旋线的法平面上的齿形角
b) 蜗杆轴向齿形角 α_x	蜗杆轴平面上的齿形角



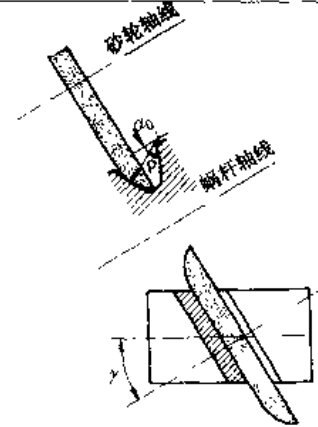
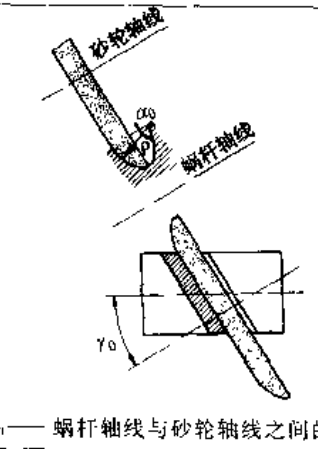
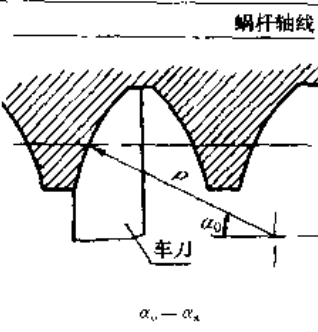
续表 17.3

术 语	定 义
阿基米德蜗杆〔ZA 蜗杆〕； 齿形 A	<p>齿面为阿基米德螺旋面的圆柱蜗杆。其端面齿廓是阿基米德螺旋线；轴向齿廓是直线。这种蜗杆齿形称为齿形 A</p> 
渐开线蜗杆〔ZI 蜗杆〕； 齿形 I	<p>齿面为渐开螺旋面的圆柱蜗杆。其端面齿廓是渐开线。这种蜗杆齿形称为齿形 I</p>  <p style="text-align: center;">(a) $\alpha_0 = \gamma_b$ (b) $\alpha_0 = \alpha_n$</p>
法向直廓蜗杆〔ZN 蜗杆〕； 齿形 N	<p>法平面上，齿廓为直线的圆柱蜗杆。这种蜗杆的齿形称为齿形 N</p>
a) 齿槽法向直廓蜗杆〔ZN ₁ 蜗杆〕； 齿形 N ₁	<p>垂直于过齿槽中与分度圆柱螺旋线平行的假想螺旋线的法平面上，齿廓为直线的圆柱蜗杆。这种蜗杆的齿形称为齿形 N₁</p> 
b) 齿体法向直廓蜗杆〔ZN ₂ 蜗杆〕； 齿形 N ₂	<p>垂直于过齿厚中与分度圆柱螺旋线平行的假想螺旋线的法平面上，齿廓为直线的圆柱蜗杆。这种蜗杆的齿形称为齿形 N₂</p> 

续表 17-3

术 语	定 义	义
c) 齿面法向直廓蜗杆〔ZN ₃ 蜗杆〕; 齿形 N ₃	垂直于分度圆柱螺旋线的法平面上, 齿廓为直线的圆柱蜗杆。这种蜗杆的齿形称为齿形 N ₃	
锥面包络圆柱蜗杆〔ZK蜗杆〕; 齿形 K	齿面是圆锥面族的包络曲面的圆柱蜗杆。锥面包络圆柱蜗杆的齿形称为齿形 K	
a) 盘状锥面包络圆柱蜗杆〔ZK ₁ 蜗杆〕; 齿形 K ₁	由盘状锥形刀具的锥面包络而成的圆柱蜗杆。其轴线与刀具轴线之间的交错角等于分度圆柱导程角。这种蜗杆的齿形称为齿形 K ₁	
b) 指状锥面包络圆柱蜗杆〔ZK ₂ 蜗杆〕; 齿形 K ₂	由指状锥形刀具的锥面包络而成的圆柱蜗杆。其轴线与刀具轴线直角相交。这种蜗杆的齿形称为齿形 K ₂	
c) 端锥面包络圆柱蜗杆〔ZK ₃ 蜗杆〕; 齿形 K ₃	由端部呈蝶状锥形刀具的锥面包络而成的圆柱蜗杆。其轴线与刀具轴线交错垂直。这种蜗杆的齿形称为齿形 K ₃	

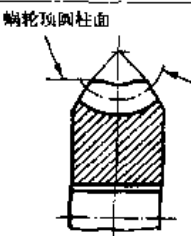
续表 17-3

术 语	定 义
<p>圆弧圆柱蜗杆(ZC蜗杆); 齿形C</p>	<p>蜗杆齿面一般为凹面的圆柱蜗杆,它是用具有凸圆弧刃的工具加工而成 这种蜗杆的齿形称为齿形C</p>
<p>a)圆环面包络圆柱蜗杆(ZC₁蜗杆); 齿形C₁</p>	<p>蜗杆齿面是圆环面砂轮(砂轮轴平面上刀具产形线是圆环面母圆上的一段圆弧)与蜗杆作相对螺旋运动时砂轮曲面族的包络面,砂轮轴线与蜗杆轴线的轴交角等于蜗杆分度圆柱导程角,砂轮与蜗杆的瞬时接触线为空间曲线的圆柱蜗杆 这种蜗杆齿形称为齿形C₁</p> 
<p>b)圆环面圆柱蜗杆(ZC₂蜗杆); 齿形C₂</p>	<p>蜗杆齿面是圆环面砂轮与蜗杆作相对螺旋运动时砂轮曲面族的包络面,砂轮轴线与蜗杆轴线的轴交角为某一角度,砂轮与蜗杆的瞬时接触线与砂轮的轴向齿廓为互相重合的平面曲线的圆柱蜗杆 这种蜗杆的齿形称为齿形C₂</p> 
<p>c)轴向圆弧齿圆柱蜗杆(ZC₃蜗杆); 齿形C₃</p>	<p>蜗杆齿面是由蜗杆轴平面上一段圆弧绕蜗杆轴线作相对螺旋运动形成。蜗杆齿面是凸圆弧车刀刀的轨迹面,车刀刃刃于蜗杆轴平面上 这种蜗杆的齿形称为齿形C₃</p> 

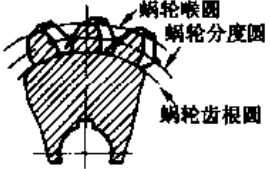

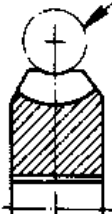

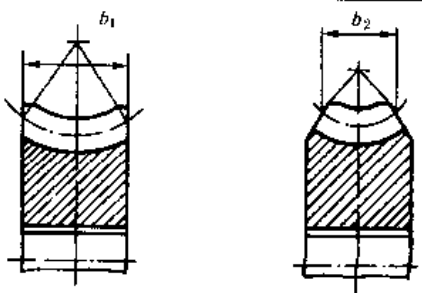
γ_0 ——蜗杆轴线与砂轮轴线之间的夹角

1.2.3 蜗轮(见表17-4)

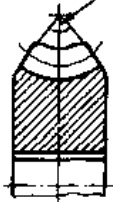

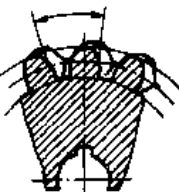
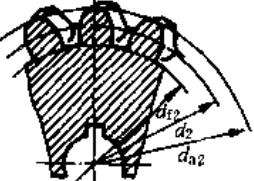
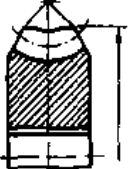
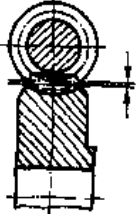
表 17 4

术 语	定 义
<p>曲面和曲线</p>	
<p>蜗轮中圆环面</p>	<p>一个给定的与蜗轮同轴的假想圆环面。其母圆等于配对蜗杆的分度圆,中性圆半径等于蜗杆副的中心距,其中间平面即蜗轮的中间平面</p> 

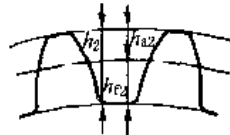
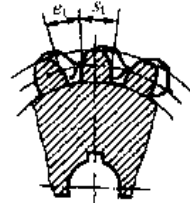
续表 17-4

术 语	定 义	义
蜗轮分度圆	<p>蜗轮在中间平面的一个给定的基准圆,此圆被两个相邻同侧齿面所截取的弧长,等于蜗杆的轴向齿距。蜗轮的齿厚或齿槽宽在此圆上为给定值</p> <p>蜗轮节圆总是与分度圆重合</p>	
蜗轮齿顶曲面	<p>位于蜗轮轮齿顶部的曲面。用它来限制蜗轮的外圆柱面及齿顶圆环面的径向尺寸</p> <p>蜗轮齿顶曲面为圆柱面、圆环面、或由圆环面和圆柱面组合而成</p>	
蜗轮顶圆柱面	<p>蜗轮齿顶曲面上呈圆柱形的那一部分齿顶表面</p>	
蜗轮顶圆	<p>蜗轮顶圆柱面与端平面的交线</p>	
咽喉面(齿顶圆环面)	<p>蜗轮齿顶曲面上呈圆环形状的那一部分齿顶表面</p>	
蜗轮喉圆	<p>蜗轮齿顶圆环面的内圆,或蜗轮齿顶曲面与中间平面的交线</p>	
咽喉母圆	<p>蜗轮咽喉面的母圆</p>	
蜗轮齿根圆环面	<p>在蜗轮上,与齿槽底面相切的圆环面</p>	
蜗轮齿根圆	<p>齿根圆环面与中间平面的交线</p>	
蜗轮截面		
蜗轮轴平面	<p>通过蜗轮轴线的平面</p>	
蜗轮端平面	<p>垂直于蜗轮轴线的平面</p>	
蜗轮的端面齿廓	<p>蜗轮齿面被蜗轮的端平面所截的截线</p>	
蜗轮齿宽 b_2	<p>蜗轮轮齿的计算宽度</p> <p>当轮齿端面是垂直于蜗轮轴线的平面时,齿宽指的是位于轮齿两端的这两个端平面与中圆环面相交所得到的两个交线圆之间的轴向距离</p> <p>当轮齿端面是以蜗轮轴线为轴线的圆锥面时,那么,齿宽指的是位于轮齿两端的那两个圆锥面与中圆环面相交所得到的两个交线圆之间的轴向距离</p>	

续表 17-4

术 语	定 义	义
齿宽角 θ	蜗轮齿宽所对应的蜗杆圆心角	
咽喉母圆半径 r_{a2}	蜗轮咽喉母圆的半径 $r_{a2} = a - \frac{d_{a2}}{2}$	
分度圆齿距(周节) p_1	蜗轮上,两个相邻的同侧齿廓之间的分度圆弧长 蜗轮分度圆齿距等于其配对蜗杆的轴向齿距	
端面模数 m_1	分度圆齿距除以圆周率 π 的商 蜗轮的端面模数等于其配对蜗杆的轴向模数	
直径参数		
分度圆直径 d_2	$d_2 = m \cdot z_2$	
蜗轮喉圆直径 d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	
蜗轮齿根圆直径 d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	
蜗轮顶圆直径 d_{e2}		
齿高参数		
齿高 h_2	蜗轮喉圆与齿根圆之间的径向距离	
分度圆齿顶高(齿顶高) h_{a2}	蜗轮喉圆与分度圆之间的径向距离 $h_{a2} = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_2) = m(h_a^* + x_2)$	
蜗轮齿廓变位置	圆柱蜗杆传动中,蜗杆分度圆柱面与蜗轮分度圆之间沿连心线量度的距离 $x_2 m = a - \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$	

续表 17-4

术 语	定 义
蜗轮变位系数 r_2	蜗轮齿廓变位量除以模数的商
分度圆内根高(齿根高) h_{f2}	蜗轮分度圆与齿根圆之间的径向距离 $h_{f2} = \frac{1}{2}(d_2 - d_{f2}) = m(h_a^* - c^* - x_2)$ 
蜗轮齿厚 s_2	蜗轮中间平面上, 一个轮齿两侧齿面间的分度圆弧长
蜗轮齿槽宽 e_2	蜗轮的中间平面上, 一个齿槽两侧齿面间的分度圆弧长 

2 基本齿廓

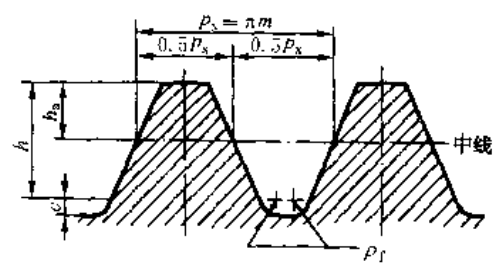
圆柱蜗杆的基本齿廓是指基本蜗杆在给定截面上规定的齿形。GB/T 10087—1988《圆柱蜗杆基本齿廓》对表 17-5 中圆柱蜗杆传动中的各类基本蜗杆, 规定了在其轴平面上的尺寸参数。

表 17-5 适用范围

模 数 m	$\geq 1 \text{ mm}$
轴 交 角 Σ	90°
基本蜗杆类型	ZA、ZN、ZL、ZK

2.1 尺寸参数(见表 17-6)

表 17-6 基本齿廓与尺寸参数

名 称	符 号	尺 寸	说 明	图 示
齿顶高	h_a	$1 m$	$0.8m$ (采用短齿时)	
工作齿高	h'	$2 m$	$1.6m$ (采用短齿时)	
轴向齿距	p_x	πm	中线上的齿厚和齿槽宽相等, 中线是指蜗杆的轴平面与分度圆柱面的交线	
顶隙	c	$0.2 m$	必要时允许 $c \geq 0.15m$ 或 $c \leq 0.35m$	
齿根圆角半径	ρ_f	$0.3 m$	必要时允许 $\rho_f \geq 0.2m$ 或 $\rho_f \leq 0.4m$, 也允许加工成单圆弧	
齿顶			允许齿顶倒圆, 但圆角半径 $\leq 0.2m$	

2.2 齿形角或产形角(见表 17-7)

表 17-7 基本蜗杆齿形角

基本蜗杆类型	齿形角或产形角	基本蜗杆类型	齿形角或产形角
阿基米德蜗杆(ZA 蜗杆)	为蜗杆的轴向齿形角 $\alpha_x = 20^\circ$	渐开线蜗杆(ZI 蜗杆)	为蜗杆的法向齿形角 $\alpha_n = 20^\circ$
法向直廓蜗杆(ZN 蜗杆)	为蜗杆的法向齿形角 $\alpha_n = 20^\circ$	锥面包络圆柱蜗杆(ZK 蜗杆)	为形成蜗杆齿面的锥形刀具的产形角 $\alpha_0 = 20^\circ$

注: 在动力传动中, 当导程角 $\gamma > 30^\circ$ 时, 允许增大齿形角, 推荐采用 25° ; 在分度传动中, 允许减小齿形角, 推荐采用 15° 或 12° 。

3 模数和直径

蜗杆模数和直径是蜗杆的重要成形和啮合参数。模数的大小, 很大程度上确定了传动的承载能力, 而蜗杆直径的大小在一定程度上反映了传动的效率。

GB/T 10088—1988《圆柱蜗杆模数和直径》对圆柱蜗杆传动的蜗杆, 规定了其模数和直径系列。

3.1 模数

蜗杆模数 m 系指蜗杆的轴向模数。通常按表 17-8 规定的数值选取。应优先采用第一系列。

表 17-8 蜗杆模数

mm

第一系列	0.1	0.12			0.16	0.2	0.25	0.3	—	—	0.4	—	0.5	—	0.6	—	0.8	—	
第二系列	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.7	—	0.9
第一系列	1	—	1.25	—	1.6	2	2.5	—	3.15	—	4	—	5	—	—	6.3	—	8	—
第二系列	—	—	—	—	1.5	—	—	3	—	3.5	—	4.5	—	5.5	6	—	7	—	—
第一系列	10	—	12.5	—	—	16	20	25	—	31.5	—	40	—	—	—	—	—	—	—
第二系列	—	12	—	14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

3.2 蜗杆分度圆直径

蜗杆分度圆直径 d_1 按表17-9规定的数值选取。优先采用第一系列。蜗杆直径 d_1 的选用,主要考虑下列因素:

- a. 对于以传动效率为主要指标的蜗杆传动,在满足强度要求的前提下, d_1 尽量选择小一些;
- b. 对于以承载能力或刚性为主要指标的蜗杆传

动, d_1 则在兼顾效率的情况下,尽量选择大些;

c. 选择蜗杆直径,还应考虑机构的具体结构尺寸和是否有现成的蜗轮刀具等,以获得较好的综合经济效益。

蜗杆直径 d_1 同模数的关系,由设计者依据不同的使用要求具体选用。为减少蜗杆规格,便于蜗轮刀具组织生产,对动力蜗杆传动,还应符合 GB/T 10085—1988《圆柱蜗杆传动基本参数》的规定,见第4节。

表 17-9 蜗杆直径 d_1

mm

第一系列	第二系列	第一系列	第二系列	第一系列	第二系列	第一系列	第二系列
4	—	—	—	45	—	—	144
—	—	14	—	—	48	160	—
4.5	—	—	15	50	—	—	170
—	—	16	—	—	53	180	—
5	—	—	—	56	—	—	190
—	—	18	—	—	60	200	—
5.6	—	—	—	63	—	—	—
—	6	20	—	—	67	224	—
6.3	—	—	—	71	—	—	—
—	—	22.4	—	—	75	250	—
7.1	—	—	—	80	—	—	—
—	7.5	25	—	—	85	280	—
8	—	—	—	90	—	—	300
—	8.5	28	—	—	95	315	—
9	—	—	30	100	—	—	—
—	—	31.5	—	—	106	355	—
10	—	—	—	112	—	—	—
—	—	35.5	—	—	118	400	—
11.2	—	—	38	125	—	—	—
—	—	40	—	—	132	—	—
12.5	—	—	—	140	—	—	—

4 圆柱蜗杆传动基本参数

GB/T 10085—1988《圆柱蜗杆传动基本参数》对模数 $m \geq 1$ mm,轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 的动力圆柱蜗杆传动,规定了基本参数。分度蜗杆传动和其它结构特殊的蜗杆传动也应参照使用。

4.1 蜗杆的基本尺寸和参数

圆柱蜗杆的基本尺寸和参数见表17-10;尺寸参数相同时,采用不同的工艺方法均可获得相应的ZA、ZI、ZN和ZK蜗杆。推荐采用ZI、ZK蜗杆。

若无特殊要求,通常采用右旋蜗杆。

表 17-10 蜗杆的基本尺寸和参数

模数 m/mm	轴向齿距 p_x/mm	分度圆直径 d_1/mm	头数 z_1	直径系数 q	齿顶圆直径 d_{a1}/mm	齿根圆直径 d_{f1}/mm	分度圆柱导程角 γ	说 明		
1	3.141	18	1	18.000	20	15.6	$3^{\circ}10'47''$	自锁		
1.25	3.927	20	1	16.000	22.5	17	$3^{\circ}34'35''$			
		22.4	1	17.920	24.9	19.4	$3^{\circ}11'38''$	自锁		
1.6	5.027	20	1	12.500	23.2	16.16	$4^{\circ}34'26''$			
			2				$9^{\circ}05'25''$			
			4				$17^{\circ}44'41''$			
		28	1	17.500	31.2	24.16	$3^{\circ}16'14''$	自锁		
2	6.283	(18)	1	9.000	22	13.2	$6^{\circ}20'25''$			
			2				$12^{\circ}31'44''$			
			4				$23^{\circ}57'45''$			
		22.4	1	11.200	26.4	17.6	$5^{\circ}06'08''$			
			2				$10^{\circ}07'29''$			
			4				$19^{\circ}39'14''$			
			6				$28^{\circ}10'43''$			
		(28)	1	14.000	32	23.2	$4^{\circ}03'08''$			
			2				$8^{\circ}07'48''$			
			4				$15^{\circ}56'43''$			
		35.5	1	17.750	39.5	30.7	$3^{\circ}13'28''$	自锁		
		2.5	7.854	(22.4)	1	8.960	27.4	16.4	$6^{\circ}22'06''$	
					2				$12^{\circ}34'59''$	
					4				$24^{\circ}03'26''$	
				28	1	11.200	33	22	$5^{\circ}06'08''$	
					2				$10^{\circ}07'29''$	
4	$19^{\circ}39'14''$									
6	$28^{\circ}10'43''$									
(35.5)	1			14.200	40.5	29.5	$4^{\circ}01'42''$			
	2						$8^{\circ}01'02''$			
	4						$15^{\circ}43'55''$			
45	1			18.000	50	39	$3^{\circ}10'47''$	自锁		
3.15	9.896			(28)	1	8.889	34.3	20.4	$6^{\circ}25'08''$	
					2				$12^{\circ}40'49''$	
		4	$24^{\circ}13'40''$							
		35.5	1	11.270	41.8	27.9	$5^{\circ}04'15''$			
			2				$10^{\circ}03'48''$			
			4				$19^{\circ}32'29''$			

续表 17-10

模数 m/mm	轴向齿距 p_x/mm	分度圆直径 d_1/mm	头数 z_1	直径系数 q	齿顶圆直径 d_{a1}/mm	齿根圆直径 d_{f1}/mm	分度圆柱导程角 γ	说 明		
3.15	9.896	35.5	6	11.270	41.8	27.9	28°01'50"			
		(45)	1	14.286	51.3	37.4	4°00'15"			
			2				7°58'11"			
			4				15°38'32"			
		56	1	17.778	62.3	48.4	3°13'10"	自锁		
4	12.566	(31.5)	1	7.875	39.5	21.9	7°14'13"			
			2				14°15'00"			
			4				26°55'40"			
		40	1	10.000	48	30.4	5°42'38"			
			2				11°18'36"			
			4				21°48'05"			
			6				30°57'50"			
		(50)	1	12.500	58	40.4	4°34'26"			
			2				9°05'25"			
			4				17°44'41"			
		71	1	17.750	79	61.4	3°13'28"	自锁		
		5	15.708	(40)	1	8.000	50	28	7°07'30"	
					2				14°02'10"	
					4				26°33'54"	
				50	1	10.000	60	38	5°42'38"	
2	11°18'36"									
4	21°48'05"									
6	30°57'50"									
(63)	1			12.600	73	51	4°32'16"			
	2						9°01'10"			
	4						17°36'45"			
90	1			18.000	100	78	3°10'47"	自锁		
6.3	19.792			(50)	1	7.936	62.6	34.9	7°10'53"	
					2				14°08'39"	
					4				26°44'53"	
				63	1	10.000	75.6	47.9	5°42'38"	
		2	11°18'36"							
		4	21°48'05"							
		6	30°57'50"							
		(80)	1	12.698	92.6	64.8	4°30'10"			

续表 17-10

模数 m/mm	轴向齿距 p_x/mm	分度圆直径 d_1/mm	头数 z_1	直径系数 q	齿顶圆直径 d_{a1}/mm	齿根圆直径 d_{f1}/mm	分度圆柱导程角 γ	说明			
6.3	19.792	(80)	2	12.698	92.6	64.8	$8^{\circ}57'02''$				
			4				$17^{\circ}29'04''$				
		112	1	17.778	124.6	96.9	$3^{\circ}13'10''$		自锁		
8	25.133	(63)	1	7.875	79	43.8	$7^{\circ}14'13''$				
			2				$11^{\circ}15'00''$				
			4				$26^{\circ}53'40''$				
		80	1	10.000	96	60.8	$5^{\circ}42'38''$				
			2				$11^{\circ}18'36''$				
			4				$21^{\circ}48'05''$				
			6				$30^{\circ}57'50''$				
		(100)	1	12.500	116	80.8	$4^{\circ}34'26''$				
			2				$9^{\circ}05'25''$				
			4				$17^{\circ}41'41''$				
		140	1	17.500	156	120.8	$3^{\circ}16'14''$		自锁		
		10	31.416	(71)	1	7.100	91		47	$8^{\circ}01'02''$	
					2					$15^{\circ}43'55''$	
					4					$29^{\circ}23'46''$	
				90	1	9.000	110		66	$6^{\circ}20'25''$	
2	$12^{\circ}31'44''$										
4	$23^{\circ}57'45''$										
6	$33^{\circ}41'24''$										
(112)	1			11.200	132	88	$5^{\circ}06'08''$				
	2						$10^{\circ}07'29''$				
	4						$19^{\circ}39'14''$				
160	1			16.000	180	136	$3^{\circ}34'35''$				
12.5	39.270			(90)	1	7.200	115	60	$7^{\circ}50'26''$		
		2	$15^{\circ}31'27''$								
		4	$29^{\circ}03'17''$								
		112	1	8.960	137	82	$6^{\circ}22'06''$				
			2				$12^{\circ}34'59''$				
			4				$24^{\circ}03'26''$				
		(140)	1	11.200	165	110	$5^{\circ}06'08''$				
			2				$10^{\circ}07'29''$				
			4				$19^{\circ}39'14''$				
		200	1	16.000	225	170	$3^{\circ}34'35''$				

续表 17-10

模数 m/mm	轴向齿距 p_x/mm	分度圆直径 d_1/mm	头数 z_1	直径系数 q	齿顶圆直径 d_{a1}/mm	齿根圆直径 d_{f1}/mm	分度圆柱导程角 γ	说 明			
16	50.265	(112)	1	7.000	141	73.6	8°07'48"				
			2				15°56'43"				
			4				29°44'42"				
		140	1	8.750	172	101.6	6°31'11"				
			2				12°52'30"				
			4				24°34'02"				
		(180)	1	11.250	212	141.6	5°04'47"				
			2				10°04'50"				
			4				19°34'23"				
		250	1	15.625	282	211.6	3°39'43"				
		20	62.832	(140)	1	7.000	180		92	8°07'48"	
					2					15°56'43"	
4	29°44'42"										
160	1			8.000	200	112	7°07'30"				
	2						14°02'10"				
	4						26°33'54"				
(224)	1			11.200	264	176	5°06'08"				
	2						10°07'29"				
	4						19°39'14"				
315	1			15.750	355	267	3°37'59"				
25	78.540			(180)	1	7.200	230	120	7°54'26"		
					2				15°31'27"		
		4	27°03'17"								
		200	1	8.000	250	140	7°07'30"				
			2				14°02'10"				
			4				26°33'54"				
		(280)	1	11.200	330	220	5°06'08"				
			2				10°07'29"				
			4				19°39'14"				
		400	1	16.000	450	340	3°34'35"				

注：1 括号中的数字尽可能不采用。

2 本表中所指的自锁是导程角 γ 小于3°30'的圆柱蜗杆。

4.2 中心距

表 17-11 中的数值选取。

一般圆柱蜗杆传动的减速装置的中心距 a 按

表 17-11 中心距

中心距 a/mm	40	50	63	80	100	125	160	(180)	200
	(225)	250	(280)	315	(355)	400	(450)	500	—

注: 1 括号中的数值尽可能不用;

2 大于500 mm的中心距按优先数系R20的优先数选用。

4.3 传动比

一般圆柱蜗杆传动的减速装置的传动比 i 的公称值按表17-12中的数值选取,其中10,20,40和80为基本传动比,应优先采用。

表 17-12 传动比

传动比 i	5	7.5	10	12.5	15	20	25
	30	40	50	60	70	80	—

4.4 参数匹配和标记方法

4.4.1 蜗杆、蜗轮参数的匹配

采用本章中心距的ZA、ZN、ZL和ZK蜗杆传动,其蜗杆和蜗轮的参数匹配见表17-13。

4.4.2 标记方法

蜗杆、蜗轮及其传动的尺寸规格的标记内容见表17-14,标记方法见表17-15。

表 17-13 蜗杆、蜗轮参数的匹配

中心距 a/mm	传动比 i	模数 m/mm	蜗杆分度圆直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 r_2	说 明
40	4.83	2	22.4	6	29	-0.100	
	7.25	2	22.4	4	29	-0.100	
	9.5 ¹⁾	1.6	20	4	38	-0.250	
	—	—	—	—	—	—	
	14.5	2	22.4	2	29	-0.100	
	19 ¹⁾	1.6	20	2	38	-0.250	
	29	2	22.4	1	29	-0.100	
	38 ¹⁾	1.6	20	1	38	-0.250	
	49	1.25	20	1	49	-0.500	
	62	1	18	1	62	0.000	自锁
50	4.83	2.5	28	6	29	-0.100	
	7.25	2.5	28	4	29	-0.100	
	9.75 ¹⁾	2	22.4	4	39	-0.100	
	12.75	1.6	20	4	51	-0.500	
	14.5	2.5	28	2	29	-0.100	
	19.5 ¹⁾	2	22.4	2	39	-0.100	
	25.5	1.6	20	2	51	-0.500	
	29	2.5	28	1	29	-0.100	
	39 ¹⁾	2	22.4	1	39	-0.100	
	51	1.6	20	1	51	-0.500	
	62	1.25	22.4	1	62	+0.040	自锁
	—	—	—	—	—	—	
	82 ¹⁾	1	18	1	82	0.000	自锁

续表 17-13

中心距 a/mm	传动比 i	模数 m/mm	蜗杆分度圆直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	说 明
63	4.83	3.15	35.5	6	29	-0.134 9	
	7.25	3.15	35.5	4	29	-0.134 9	
	9.75 ¹⁾	2.5	28	4	39	+0.100	
	12.75	2	22.4	4	51	+0.400	
	14.5	3.15	35.5	2	29	-0.134 9	
	19.5 ¹⁾	2.5	28	2	39	+0.100	
	25.5	2	22.4	2	51	+0.400	
	29	3.15	35.5	1	29	-0.134 9	
	39 ¹⁾	2.5	28	1	39	+0.100	
	51	2	22.4	1	51	+0.400	
	61	1.6	28	1	61	+0.125	自锁
	67	1.6	20	1	67	-0.375	
	82 ¹⁾	1.25	22.4	1	82	+0.440	自锁
80	5.17	4	40	6	31	-0.500	
	7.75	4	40	4	31	-0.500	
	9.75 ¹⁾	3.15	35.5	4	39	+0.261 9	
	13.25	2.5	28	4	53	-0.100	
	15.5	4	40	2	31	-0.500	
	19.5 ¹⁾	3.15	35.5	2	39	+0.261 9	
	26.5	2.5	28	2	53	-0.100	
	31	4	40	1	31	-0.500	
	39 ¹⁾	3.15	35.5	1	39	+0.261 9	
	53	2.5	28	1	53	-0.100	
	62	2	35.5	1	62	+0.125	自锁
	69	2	22.4	1	69	-0.100	
	82 ¹⁾	1.6	28	1	82	+0.250	自锁
100	5.17	5	50	6	31	-0.500	
	7.75	5	50	4	31	-0.500	
	10.25 ¹⁾	4	40	4	41	-0.500	
	13.25	3.15	35.5	4	53	-0.388 9	
	15.5	5	50	2	31	-0.500	
	20.5 ¹⁾	4	40	2	41	-0.500	
	26.5	3.15	35.5	2	53	-0.388 9	
	31	5	50	1	31	-0.500	
	41 ¹⁾	4	40	1	41	-0.500	

续表 17-13

中心距 a/mm	传动比 i	模数 m/mm	蜗杆分度圆直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	说 明
100	33	3.15	35.5	1	53	-0.388 9	
	62	2.5	45	1	62	0.000	自锁
	70	2.5	28	1	70	-0.600	
	82 ¹⁾	2	35.5	1	82	+0.125	自锁
125	5.17	6.3	63	6	31	0.658 7	
	7.75	6.3	63	4	31	-0.658 7	
	10.25 ¹⁾	5	50	4	41	-0.500	
	12.75	4	40	4	31	+0.750	
	15.5	6.3	63	2	31	-0.658 7	
	20.5 ¹⁾	5	50	2	41	-0.500	
	25.5	4	40	2	51	+0.750	
	31	6.3	63	1	31	-0.658 7	
	41 ¹⁾	5	50	1	41	-0.500	
	51	4	40	1	51	+0.750	
	62	3.15	56	1	62	-0.206 3	自锁
	69	3.15	35.5	1	69	-0.452 4	
	82 ¹⁾	2.5	45	1	82	0.000	自锁
	160	5.17	8	80	6	31	-0.500
7.75		8	80	4	31	-0.500	
10.25 ¹⁾		6.3	63	4	41	-0.103 2	
13.25		5	50	4	53	+0.500	
15.5		8	80	2	31	-0.500	
20.5 ¹⁾		6.3	63	2	41	-0.103 2	
26.5		5	50	2	53	+0.500	
31		8	80	1	31	-0.500	
41 ¹⁾		6.3	63	1	41	-0.103 2	
53		5	50	1	53	+0.500	
62		4	71	1	62	+0.125	自锁
70		4	40	1	70	0.000	
83 ¹⁾		3.15	56	1	83	+0.404 8	自锁
180	—	—	—	—	—	—	
	7.25	10	71	4	29	-0.050	
	9.5 ¹⁾	8	63	4	38	0.437 5	
	12	6.3	63	4	48	-0.428 6	
	15.25	5	50	4	61	+0.500	

续表 17-13

中心距 a/mm	传动比 i	模数 m/mm	蜗杆分度圆直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	说 明
180	19 ¹⁾	8	63	2	38	-0.437 5	
	24	6.3	63	2	48	-0.428 6	
	30.5	5	50	2	61	+0.500	
	38 ¹⁾	8	63	1	38	-0.437 5	
	48	6.3	63	1	48	-0.428 6	
	61	5	50	1	61	+0.500	
	71	4	71	1	71	+0.625	自锁
	80 ¹⁾	4	40	1	80	0.000	
200	5.17	10	90	6	31	0.000	
	7.75	10	90	4	31	0.000	
	10.25 ¹⁾	8	80	4	41	-0.500	
	13.25	6.3	63	4	53	+0.246	
	15.5	10	90	2	31	0.000	
	20.5 ¹⁾	8	80	2	41	-0.500	
	26.5	6.3	63	2	53	+0.246	
	31	10	90	1	31	0.000	
	41 ¹⁾	8	80	1	41	-0.500	
	53	6.3	63	1	53	+0.246	
	62	5	90	1	62	0.000	自锁
	70	5	50	1	70	0.000	
82 ¹⁾	4	71	1	82	+0.125	自锁	
225	7.25	12.5	90	4	29	-0.100	
	9.5 ¹⁾	10	71	4	38	-0.050	
	11.75	8	80	4	47	-0.375	
	15.25	6.3	63	4	61	+0.214 3	
	19.5 ¹⁾	10	71	2	38	-0.050	
	23.5	8	80	2	47	-0.375	
	30.5	6.3	63	2	61	+0.214 3	
	38 ¹⁾	10	71	1	38	-0.050	
	47	8	80	1	47	-0.375	
	61	6.3	63	1	61	+0.214 3	
	71	5	90	1	71	+0.500	自锁
	80 ¹⁾	5	50	1	80	0.000	
250	7.75	12.5	112	4	31	+0.020	
	10.25 ¹⁾	10	90	4	41	0.000	

续表 17-13

中心距 a/mm	传动比 i	模 数 m/mm	蜗杆分度圆直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	说 明
250	13	8	80	4	52	+0.250	
	15.5	12.5	112	2	31	+0.020	
	20.5 ¹⁾	10	90	2	41	0.000	
	26	8	80	2	52	+0.250	
	31	12.5	112	1	31	+0.020	
	41 ¹⁾	10	90	1	41	0.000	
	52	8	80	1	52	+0.250	
	61	6.3	112	1	61	+0.293 7	
	70	6.3	63	1	70	-0.317 5	
	81 ¹⁾	5	90	1	81	+0.500	自锁
280	7.25	16	112	4	29	-0.500	
	9.5 ¹⁾	12.5	90	4	38	-0.200	
	12	10	90	4	48	-0.500	
	15.25	8	80	4	61	-0.500	
	19 ¹⁾	12.5	90	2	38	-0.200	
	24	10	90	2	48	-0.500	
	30.5	8	80	2	61	-0.500	
	38 ¹⁾	12.5	90	1	38	-0.200	
	48	10	90	1	48	-0.500	
	61	8	80	1	61	-0.500	
	71	6.3	112	1	71	+0.055 6	自锁
	80 ¹⁾	6.3	63	1	80	-0.555 6	
315	7.75	16	140	4	31	-0.187 5	
	10.25 ¹⁾	12.5	112	4	41	+0.220	
	13.25	10	90	4	53	+0.500	
	15.5	16	140	2	31	-0.187 5	
	20.5 ¹⁾	12.5	112	2	41	+0.220	
	26.5	10	90	2	53	+0.500	
	31	16	140	1	31	-0.187 5	
	41 ¹⁾	12.5	112	1	41	+0.220	
	53	10	90	1	53	+0.500	
	61	8	140	1	61	+0.125	
	69	8	80	1	69	-0.125	
	82 ¹⁾	6.3	112	1	82	+0.111 1	自锁
355	7.25	20	140	4	29	-0.250	

续表 17-13

中心距 a/mm	传动比 i	模 数 m/mm	蜗杆分度圆直径 d_1/mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	说 明
355	9.5 ¹⁾	16	112	4	38	-0.312 5	
	12.25	12.5	112	4	49	-0.580	
	15.25	10	90	4	61	+0.500	
	19 ¹⁾	16	112	2	38	-0.312 5	
	24.5	12.5	112	2	49	-0.580	
	30.5	10	90	2	61	+0.500	
	38 ¹⁾	16	112	1	38	-0.312 5	
	49	12.5	112	1	49	-0.580	
	61	10	90	1	61	+0.500	
	71	8	140	1	71	+0.125	自锁
	79 ¹⁾	8	80	1	79	-0.125	
400	7.75	20	160	4	31	+0.500	
	10.25 ¹⁾	16	140	4	41	+0.125	
	13.5	12.5	112	4	54	+0.520	
	15.5	20	160	2	31	+0.500	
	20.5 ¹⁾	16	140	2	41	+0.125	
	27	12.5	112	2	54	+0.520	
	31	20	160	1	31	+0.050	
	41 ¹⁾	16	140	1	41	+0.125	
	54	12.5	112	1	54	+0.520	
	63	10	160	1	63	+0.500	
	71	10	90	1	71	0.000	
82 ¹⁾	8	140	1	82	+0.250	自锁	
450	7.25	25	180	4	29	-0.100	
	9.75 ¹⁾	20	140	4	39	-0.500	
	12.25	16	112	4	49	+0.125	
	15.75	12.5	112	4	63	+0.020	
	19.5 ¹⁾	20	140	2	39	-0.500	
	24.5	16	112	2	49	+0.125	
	31.5	12.5	112	2	63	+0.020	
	39 ¹⁾	20	140	1	39	-0.500	
	49	16	112	1	49	+0.125	
	63	12.5	112	1	63	+0.020	
	73	10	160	1	73	+0.500	
81 ¹⁾	10	90	1	81	0.000		

续表 17-13

中心距 a mm	传动比 i	模数 m mm	蜗杆分度圆直径 d_1 mm	蜗杆头数 z_1	蜗轮齿数 z_2	蜗轮变位系数 x_2	说 明
500	7.75	25	200	4	31	+0.500	
	10.25 ¹⁾	20	160	4	41	+0.500	
	13.25	16	140	4	53	+0.375	
	13.5	25	200	2	31	+0.500	
	20.5 ¹⁾	20	160	2	41	+0.500	
	26.5	16	140	2	53	+0.375	
	31	25	200	1	31	+0.500	
	41 ¹⁾	20	160	1	41	+0.500	
	53	16	140	1	53	+0.375	
	63	12.5	200	1	63	+0.500	
	71	12.5	112	1	71	+0.020	
	83 ¹⁾	10	160	1	83	+0.500	

注：本表中所指的自锁，只有在静止状态和无振动时才能保证。

1) 为基本传动比。

表 17-14 蜗杆、蜗轮及传动标记内容

标记内容	蜗 杆	蜗杆的类型(ZA、ZI、ZN、ZK)，模数 m ，分度圆直径 d_1 ，螺旋方向，(右旋：R 或左旋：L)，头数 z_1
	蜗 轮	相配蜗杆的类型(ZA、ZN、ZI、ZK)，模数 m ，齿数 z_2
	蜗杆传动	标记方法用分式表示，其中分子为蜗杆的代号，分母为蜗轮齿数 z_2

表 17-15 蜗杆、蜗轮及传动标记方法示例

序号	标 记 方 法	示 例	序号	标 记 方 法	示 例
1	齿形为 N_1 ，齿形角 α_0 为 20° ，模数为10 mm，分度圆直径为90 mm，头数为2的右旋圆柱蜗杆；齿数为80的蜗轮，以及由它们组成的圆柱蜗杆传动	蜗杆 $ZN_110 \times 90R2$ ； 蜗轮 $ZN_110 \times 80$ $\frac{ZN_110 \times 90R2}{80}$ 或 蜗杆传动 $ZN_110 \times 90R2/80$	3	当齿形角不是 20° ，为 15°	蜗杆 $ZN_110 \times 90R2 \times 15^\circ$ 或 蜗杆 $ZK_110 \times 90R2 \times 15^\circ - 500$ 蜗轮 $ZN_110 \times 80 \times 15^\circ$ 或 蜗轮 $ZK_110 \times 80 \times 15^\circ$ $\frac{ZN_110 \times 90R2 \times 15^\circ}{80}$ 或 蜗杆传动 $ZN_110 \times 90R2 \times 15^\circ/80$ $\frac{ZK_110 \times 90R2 \times 15^\circ \cdot 500}{80}$ 或 蜗杆传动 $ZK_110 \times 90R2 \times 15^\circ - 500/80$
2	对 ZK 蜗杆，除上述规定的标记内容外，还应注明刀具直径 d_0 (如直径为500 mm 砂轮磨削的 ZK ₁ 蜗杆)	蜗杆 $ZK_110 \times 90R2 - 500$ 蜗轮 $ZK_110 \times 80$ $\frac{ZK_110 \times 90R2 - 500}{80}$ 或 蜗杆传动 $ZK_110 \times 90R2 - 500/80$			

4.5 基本几何尺寸

轴交角 $\Sigma=90^\circ$ 的圆柱蜗杆传动的几何尺寸如图

17-1 所示，其值可按表 17-16 中的关系式确定。

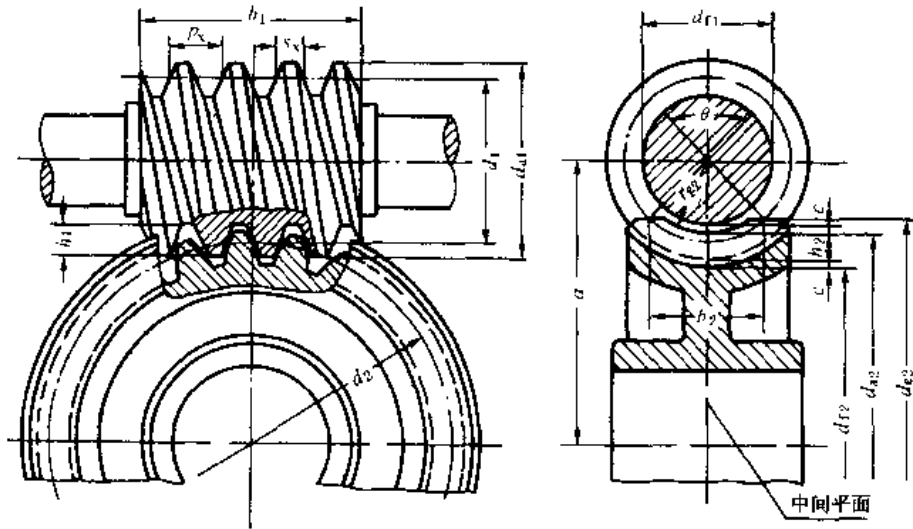


图 17-1

表 17-16 圆柱蜗杆传动基本几何尺寸关系式

序号	名称	代号	关系式	说明
1	中心距	a	$a = (d_1 + d_2) / 2$	按规定选取
2	蜗杆头数	z_1		按规定选取
3	蜗轮齿数	z_2		按传动比确定
4	齿形角	α	$\alpha_s = 20^\circ$ 或 $\alpha_n = 20^\circ$	按蜗杆类型确定
5	模数	m	$m = m_s = \frac{m_s}{\cos \gamma}$	按规定选取
6	传动比	i	$i = n_1 / n_2$	蜗杆为主动, 按规定选取
7	齿数比	u	$u = z_2 / z_1$ 当蜗杆主动时, $i = u$	
8	蜗轮变位系数	x_2	$x_2 = \frac{a}{m} - \frac{d_2 - d_2'}{2m}$	
9	蜗杆直径系数	q	$q = d_1 / m$	
10	蜗杆轴向齿距	p_x	$p_x = \pi m$	
11	蜗杆导程	p_z	$p_z = \pi m z_1$	
12	蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 = m q$	按规定选取
13	蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_1 = d_1 + 2h_a^* m$	
14	蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_2 = d_1 - 2(h_a^* m + c)$	
15	顶隙	c	$c = c^* m$	按规定
16	渐开线蜗杆基圆直径	d_{b1}	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \gamma \cdot \tan \gamma_h = m z_1 / \tan \gamma_h$	
17	蜗杆齿顶高	h_{a1}	$h_{a1} = h_a^* \cdot m = \frac{1}{2} (d_{a1} - d_1)$	按规定
18	蜗杆齿根高	h_{f1}	$h_{f1} = (h_a^* + c^*) m = \frac{1}{2} (d_1 - d_{f1})$	
19	蜗杆齿高	h_1	$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = \frac{1}{2} (d_{a1} - d_{f1})$	
20	蜗杆导程角	γ	$\tan \gamma = m z_1 / d_1 = z_1 / q$	
21	渐开线蜗杆基圆导程角	γ_b	$\cos \gamma_b = \cos \gamma \cos \alpha_s$	
22	蜗杆齿宽	b_1		由设计确定

续表 17-16

序号	名称	代号	关系式	说明
23	蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = mz_2 = 2a - d_1 - 2x_2m$	
24	蜗轮喉圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	
25	蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	
26	蜗轮齿顶高	h_{a2}	$h_{a2} = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_2) = m(h_a^* + x_2)$	
27	蜗轮齿根高	h_{f2}	$h_{f2} = \frac{1}{2}(d_2 - d_{f2}) = m(h_a^* - x_2 + c^*)$	
28	蜗轮齿高	h_2	$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_{f2})$	
29	蜗轮咽喉母圆半径	r_{g2}	$r_{g2} = a - \frac{1}{2}d_{a2}$	
30	蜗轮齿宽	b_2		由设计确定
31	蜗轮齿宽角	θ	$\theta = 2\arcsin\left(\frac{b_2}{d_1}\right)$	
32	蜗杆轴向齿厚	s_x	$s_x = \frac{1}{2}\pi m$	
33	蜗杆法向齿厚	s_n	$s_n = s_x \cos\gamma$	
34	蜗轮齿厚	s_t	按蜗杆节圆处轴向齿槽宽 e'_x 确定	
35	蜗杆节圆直径	d'_1	$d'_1 = d_1 + 2x_2m = m(q + 2x_2)$	
36	蜗轮节圆直径	d'_2	$d'_2 = d_2$	

第18章

圆柱蜗杆蜗轮精度

影响蜗杆传动使用性能(如精度、寿命、振动、噪声、承载能力和效率等)的因素很多,除蜗杆、蜗轮的加工、安装误差外,还受其结构尺寸参数,材料、热处理、工作速度、载荷、润滑及冷却、轴系及箱体的弹性变形和精度等众多因素,在一定条件下上述因素又相互影响。当蜗杆传动的结构、齿数、材料确定之后,蜗杆、蜗轮的制造和安装精度将起主要作用。所以,蜗杆蜗轮的精度标准是一客观评定其质量的尺度。

GB/T 10089—1988《圆柱蜗杆、蜗轮精度》,对表18-1所列规格类型的蜗杆、蜗轮及传动,规定了误差定义和代号、精度等级、齿坯要求、检验与公差、侧隙以及图样标注等。

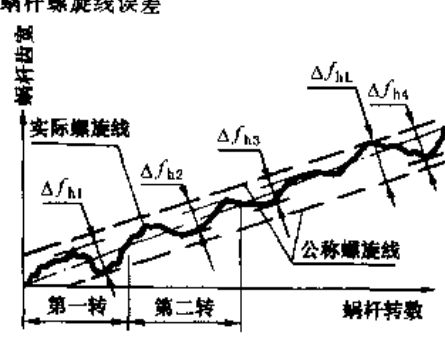
1 术语定义和代号

蜗杆、蜗轮的误差以及传动和侧隙的定义代号见表18-2。

表 18-1 适用范围

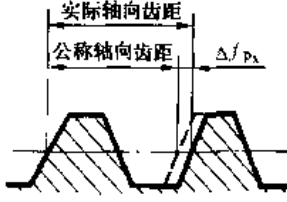
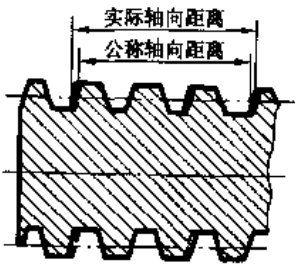
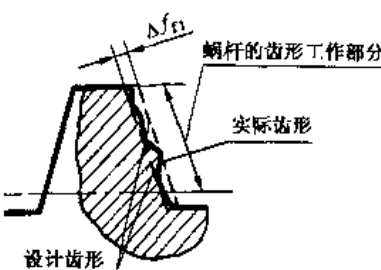
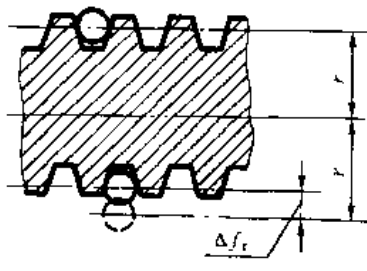
轴交角 Σ	90°	基本蜗杆类型	渐开线蜗杆(ZI蜗杆)
模数 m	$\geq 1 \text{ mm}$		法向直廓蜗杆(ZN蜗杆)
蜗杆分度圆直径 d_1	$\leq 400 \text{ mm}$		锥面包络圆柱蜗杆(ZK蜗杆)
蜗轮分度圆直径 d_2	$\leq 4000 \text{ mm}$		圆弧圆柱蜗杆(ZC蜗杆)
基本蜗杆类型	阿基米德蜗杆(ZA蜗杆)		

表 18-2 定义与代号

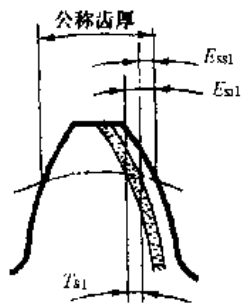
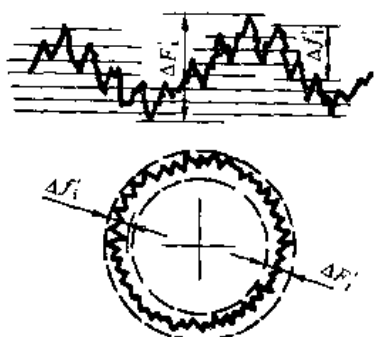
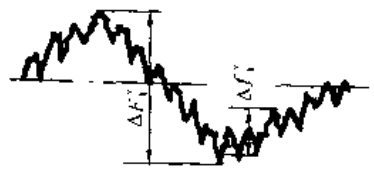
序号	名称	代号	定义
1	蜗杆螺旋线误差  蜗杆螺旋线公差	Δf_{hl} f_{hl}	在蜗杆、轮齿的工作齿宽范围(两端不完整齿部分应除外)内,蜗杆分度圆柱面 ¹⁾ 上,包容实际螺旋线的最近两条公称螺旋线间的法向距离
2	蜗杆一转螺旋线误差 蜗杆一转螺旋线公差	Δf_h f_h	在蜗杆轮齿的一转范围内,蜗杆分度圆柱面 ¹⁾ 上,包容实际螺旋线的最近两条理论螺旋线间的法向距离

1) 允许在靠近蜗杆分度圆柱的同轴圆柱面上检验。

续表 18 2

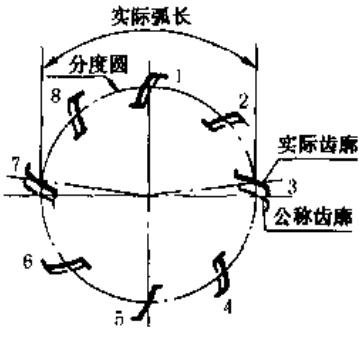
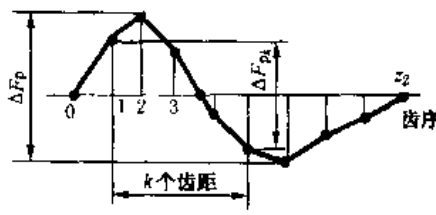
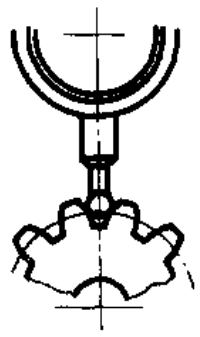
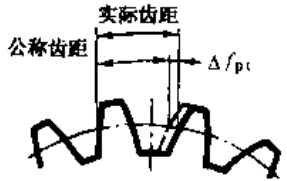
序号	名称	代号	定义
3	蜗杆轴向齿距偏差  蜗杆轴向齿距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{pa} $+f_{pa}$ $-f_{pa}$	在蜗杆轴向截面上实际齿距与公称齿距之差
4	蜗杆轴向齿距累积误差  蜗杆轴向齿距累积公差	Δf_{paL} f_{paL}	在蜗杆轴向截面上的工作齿宽范围(两端不完整齿部分应除外)内,任意两个同侧齿面间实际轴向距离与公称轴向距离之差的最大绝对值
5	蜗杆齿形误差  蜗杆齿形公差	Δf_{fi} f_{fi}	在蜗杆轮齿给定截面上的齿形工作部分内,包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的法向距离。 当两条设计齿形线为非等距离的曲线时,应在靠近齿体内的设计齿形线的法线上确定其两者间的法向距离
6	蜗杆齿槽径向跳动  蜗杆齿槽径向跳动公差	Δf_r f_r	在蜗杆任意一转范围内,测头在齿槽内与齿高中部的齿面双面接触,其测头相对于蜗杆轴线的径向最大变动量

续表 18-2

序号	名称	代号	定义
7	蜗杆内厚偏差  蜗杆齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 蜗杆齿厚公差	ΔE_{s1} E_{s1} E_{n1} T_{s1}	在蜗杆分度圆柱上, 法向齿厚的实际值与公称值之差
8	蜗轮切向综合误差  蜗轮切向综合公差	$\Delta F'_i$ F'_i	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆 ²⁾ 在公称轴线位置上单面啮合时, 在被测蜗轮一转范围内实际转角与理论转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计
9	蜗轮一齿切向综合误差 蜗轮一齿切向综合公差	$\Delta f'_i$ f'_i	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆 ²⁾ 在公称轴线位置上单面啮合时, 在被测蜗轮一齿距角范围内实际转角与理论转角之差的最大幅度值。以分度圆弧长计
10	蜗轮径向综合误差  蜗轮径向综合公差	$\Delta F''_i$ F''_i	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时, 在被测蜗轮一转范围内, 双啮中心距的最大变动量
11	蜗轮一齿径向综合误差 蜗轮一齿径向综合公差	$\Delta f''_i$ f''_i	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时, 在被测蜗轮一齿距角范围内双啮中心距的最大变动量

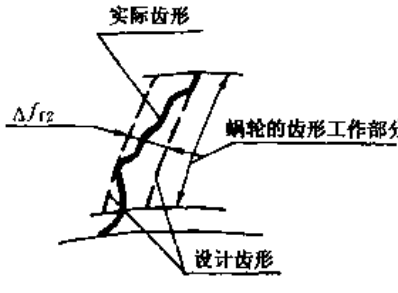
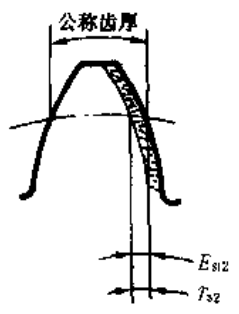
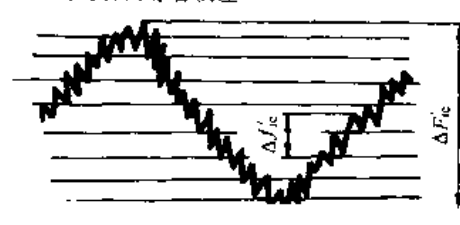
2) 允许用配对蜗杆代替测量蜗杆进行检验。这时, 也即为蜗杆副的误差, 见本章中的第3节。

续表 18-2

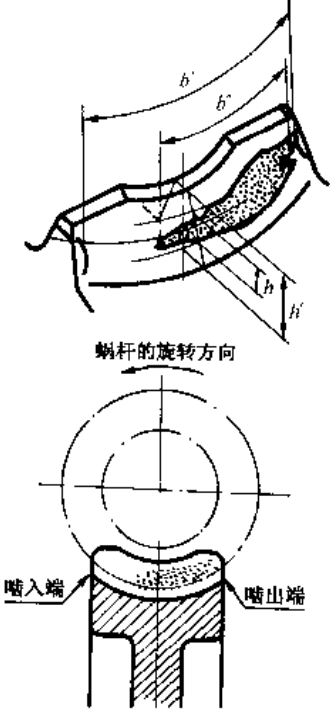
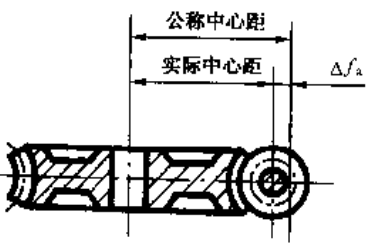
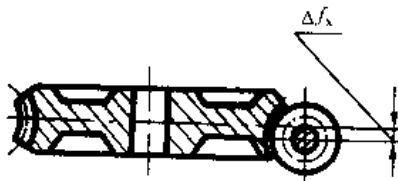
序号	名称	代号	定义
12	蜗轮齿距累积误差 	ΔF_p	在蜗轮分度圆上 ³⁾ ,任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值
	蜗轮齿距累积公差	F_p	
13	蜗轮 k 个齿距累积误差 	ΔF_{pk}	在蜗轮分度圆上 ³⁾ , k 个齿距内同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值。 k 为 2 到小于 $\frac{1}{2}z_2$ 的整数
	蜗轮 k 个齿距累积公差	F_{pk}	
14	蜗轮齿圈径向跳动 	ΔF_r	在蜗轮一转范围内,测头在靠近中间平面的齿槽内与齿高中部的齿面双面接触,其测头相对于蜗轮轴线径向距离的最大变动量
	蜗轮齿圈径向跳动公差	F_r	
15	蜗轮齿距偏差 	Δf_{pk}	在蜗轮分度圆上 ³⁾ ,实际齿距与公称齿距之差。 用相对法测量时,公称齿距是指所有实际齿距的平均值
	蜗轮齿距极限偏差 上偏差 下偏差	$+f_{pk}$ $-f_{pk}$	

3) 允许在靠近中间平面的齿高中部进行测量。

续表 18-2

序号	名称	代号	定义
16	<p>蜗轮齿形误差</p>  <p>蜗轮齿形公差</p>	<p>Δf_{12}</p> <p>f_{12}</p>	<p>在蜗轮轮齿给定截面上的齿形工作部分内,包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的法向距离。</p> <p>当两条设计齿形线为非等距离曲线时,应在靠近齿体内的设计齿形线的法线上确定其两者间的法向距离</p>
17	<p>蜗轮齿厚偏差</p>  <p>蜗轮齿厚极限偏差</p> <p>上偏差</p> <p>下偏差</p> <p>蜗轮齿厚公差</p>	<p>ΔE_{s12}</p> <p>E_{s12}</p> <p>E_{s12}</p> <p>T_{s2}</p>	<p>在蜗轮中间平面上,分度圆齿厚的实际值与公称值之差</p>
18	<p>蜗杆副的切向综合误差</p>  <p>蜗杆副的切向综合公差</p>	<p>$\Delta F'_{ic}$</p> <p>F'_{ic}</p>	<p>安装好的蜗杆副啮合转动时,在蜗轮和蜗杆相对位置变化的一个整周期内,蜗轮的实际转角与理论转角之差的总幅度值,以蜗轮分度圆弧长计</p>
19	<p>蜗杆副的一齿切向综合误差</p> <p>蜗杆副的一齿切向综合公差</p>	<p>$\Delta f'_{ic}$</p> <p>f_{ic}</p>	<p>安装好的蜗杆副啮合转动时,在蜗轮一转范围内多次重复出现的周期性转角误差的最大幅度值。以蜗轮分度圆弧长计</p>

续表 18-2

序号	名 称	代 号	定 义
20	<p>蜗杆副的接触斑点</p> 		<p>安装好的蜗杆副中,在轻微力的制动下,蜗杆与蜗轮啮合运转后,在蜗轮齿面上分布的接触痕迹。接触斑点以接触面积大小、形状和分布位置表示。</p> <p>接触面积大小按接触痕迹的百分比计算确定;</p> <p>沿齿长方向——接触痕迹的长度b''与工作长度b之比的百分数。</p> <p>即 $b''/b \times 100\%$;</p> <p>沿齿高方向——接触痕迹的平均高度h''与工作高度h之比的百分数。</p> <p>即 $h''/h \times 100\%$。</p> <p>接触形状以齿面接触痕迹总的几何形状的状态确定。</p> <p>接触位置以接触痕迹离齿面啮入、啮出端或齿顶、齿根的位置确定</p>
21	<p>蜗杆副的中心距偏差</p>  <p>蜗杆副的中心距极限偏差 上偏差 下偏差</p>	<p>Δf_a</p> <p>$+f_a$ $-f_a$</p>	<p>在安装好的蜗杆副中间平面内,实际中心距与公称中心距之差</p>
22	<p>蜗杆副的中间平面偏移</p>  <p>蜗杆副的中间平面极限偏差 上偏差 下偏差</p>	<p>Δf_x</p> <p>$+f_x$ $-f_x$</p>	<p>在安装好的蜗杆副中,蜗轮中间平面与传动中间平面之间的距离</p>

1) 在确定接触痕迹长度 b'' 时,应扣除超过模数值的断开部分。

续表 18-2

序号	名称	代号	定义
23	蜗杆副的轴交角偏差	Δf_{Σ}	在安装好的蜗杆副中,实际轴交角与公称轴交角之差。 偏差值按蜗轮齿宽确定,以其线性值计
	蜗杆副的轴交角极限偏差	上偏差 下偏差 $+f_{\Sigma}$ $-f_{\Sigma}$	
24	蜗杆副的侧隙	J	在安装好的蜗杆副中,蜗杆固定不动时,蜗轮从工作齿面接触到非工作齿面接触所转过的分度圆弧长
	圆周侧隙 法向侧隙	J_n	在安装好的蜗杆副中,蜗杆和蜗轮的工作齿面接触时,两非工作齿面间的最小距离
	最小圆周侧隙 最大圆周侧隙 最小法向侧隙 最大法向侧隙	$J_{1\min}$ $J_{1\max}$ $j_{n\min}$ $j_{n\max}$	

2 公差组、精度等级及其选择

2.1 公差组

按各误差项目对蜗杆传动使用要求的主要影响,将蜗杆、蜗轮及传动制造误差的公差(极限偏差)分为三个公差组,见表 18-3。

表 18-3 公差组

公差组	公差或极限偏差项目		对传动性能的主要影响
I	蜗杆	-	传递运动的准确性
	蜗轮传动	$F'_r, F'_t, F_p, F_{\Sigma}, F_r$ F'_{ct}	

续表 18-3

公差组	公差或极限偏差项目		对传动性能的主要影响
I	蜗杆	$f_h, f_{hl}, f_{pk}, f_{pkl}, f_r$	传递运动的平稳性
	蜗轮	f_i, f'_i, f_{μ}	
	传动	f_{ct}	
II	蜗杆	f_{li}	载荷分布的均匀性
	蜗轮	f_{lt}	
	传动	接触斑点, f_a, f_z, f_x	

2.2 精度等级及其选择

蜗杆、蜗轮和蜗杆传动共分为12个精度等级;第1级的精度最高,第12级的精度最低。

2.2.1 公差组精度等级的组合

通常应根据蜗杆传动的使用要求的不同,可以对各公差组选用不同的精度等级组合。但在同一公差组中,各项公差或极限偏差须保持相同的精度等级。

一般情况下,将蜗杆和配对蜗轮的精度取成相同也可取成不同。对有特殊要求的蜗杆传动,除 F_i, F'_i, f'_i, f_i 项目外,蜗杆、蜗轮的左右齿面的精度等级也可取成不同。对非工作齿面可不规定精度等级。

2.2.2 精度等级的选择

精度等级的选择应根据传动的使用要求和制造工艺水平确定。对以传递运动为主的蜗杆传动,首先应考虑传递传动的准确性和精度的保持性,对第 I 公差组选择较高的精度等级。对以传递动力为主的蜗杆传动,则应考虑载荷大小、效率高低、振动和噪声以及使用寿命的要求不同,在三个公差组中选择不同的精度等级。

精度等级的选择一般采用计算法、经验法和表格法。表 18-4、表 18-5 给出了常用的精度等级使用举例(供参考)。

表 18-4 常用的精度等级范围

序号	用 途	精度等级范围	序号	用 途	精度等级范围
1	测量蜗杆	1~5	8	冶金机械升降机构	5~7
2	分度蜗轮母机的分度传动	1~3	9	起重运输机械、电梯的曳引装置	6~9
3	齿轮机床的分度转动	3~5	10	通用减速器	6~8
4	高精度分度装置	1~4	11	纺织机械传动装置	6~8
5	一般分度装置	3~5	12	舞台升降装置	9~12
6	机床进给、操纵机构	5~8	13	煤气发生炉调速装置	9~12
7	化工机械调速传动	5~8	14	塑料蜗杆、蜗轮	9~12

* 表 18-5 常用精度级的使用举例

精度等级	工艺方法	工作条件	蜗轮圆周速度 v_2
5	蜗杆渗碳淬火或淬火,磨削,齿面 $Ra \leq 0.20 \mu\text{m}$; 蜗轮滚一剃(或珩磨),齿面 $Ra \leq 0.80 \mu\text{m}$	齿轮机床的分度副,读数装置的精密传动,电动机调速传动等	$v_2 \geq 75 \text{ m/s}$
6	蜗杆渗碳淬火或淬火,磨削,齿面 $Ra \leq 0.40 \mu\text{m}$; 蜗轮滚一剃(或配对跑合), 齿面 $Ra \leq 1.60 \mu\text{m}$	齿轮机床或高精度机床的进给系统 工业用高速或重载调速器,一般读数装置	$v_2 \geq 5 \text{ m/s}$
7	蜗杆渗碳淬火或淬火,磨削,齿面 $Ra \leq 0.80 \mu\text{m}$; 蜗杆滚削或飞刀加工一珩磨(或加载配对跑合), 齿面 $Ra \leq 1.60 \mu\text{m}$	一般机床进给传动系统工业用一般调速器及动力传动装置	$v_2 \leq 75 \text{ m/s}$
8	蜗杆淬火磨削或车削,铣削,齿面 $Ra \leq 1.60 \mu\text{m}$; 蜗轮滚削或飞刀加工一配对跑合, 齿面 $Ra \leq 3.2 \mu\text{m}$	圆周速度较小,每天工作时间较短的传动	$v_2 \leq 3 \text{ m/s}$

续表 18-5

精度等级	工艺方法	工作条件	蜗轮周围速度 v_2
9	蜗杆车削或铣削, 齿面 $R_a \leq 1.60 \mu\text{m}$; 蜗杆滚削或飞刀加工, 齿面 $R_a \leq 3.2 \mu\text{m}$	低速不重要的传动或手动机构	$v_2 \leq 1.5 \text{ m/s}$

注: 蜗轮圆周速度仅供参考, 它还受材料、润滑、散热等其他条件的限制。对分度传动则应考虑传动精度、平稳性等其他因素。

3 齿坯要求

齿坯的加工质量直接影响轮齿制造精度和测量结果的准确性。

影响切齿质量的齿坯误差一般有:

蜗杆齿坯: 蜗杆工作轴颈、定位端面、中心孔(工艺基准)以及作为测量基准的轮齿齿顶圆柱面等的尺寸偏差、形状位置误差和表面粗糙度等。

蜗轮齿坯: 内孔、定位端面、中间平面以及作为校

正基准面的检验带等的尺寸偏差、形状位置误差和表面粗糙度等。

因此, 必须对齿坯检验提出要求:

a. 蜗杆、蜗轮在加工、检验、安装时的径向、轴向基准面应尽可能一致, 并须在图样上标注。

b. 蜗杆、蜗轮的齿坯检验项目及公差见表 18-6、表 18-7。对于其他非基准面的结构要素的尺寸、形状和位置公差及表面粗糙度由设计者自行规定。

表 18-6 蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差

精度等级		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
孔	尺寸公差	IT4	IT4	IT4	IT5	IT6	IT6	IT7	IT7	IT8	IT8	IT8	IT8
	形状公差	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT5	IT6	IT6	IT7	IT7	IT7	—
轴	尺寸公差	IT4	IT4	IT4	IT5	IT5	IT6	IT6	IT7	IT7	IT7	IT8	IT8
	形状公差	IT1	IT2	IT3	IT4	IT4	IT5	IT5	IT6	IT6	IT6	IT6	—
齿顶圆直径公差		IT6		IT7			IT8			IT9		IT11	

注: 1 当三个公差组的精度等级不同时, 按最高精度等级确定公差。

2 当齿顶圆不作测量齿厚基准时, 尺寸公差按 IT11 确定, 但不得大于 0.1 mm。

3 IT 为标准公差, 按 GB/T 1800 的规定确定。

表 18-7 蜗杆、蜗轮齿坯基准面径向和端面跳动公差

 μm

基准面直径 d/mm	精度等级						基准面直径 d/mm	精度等级					
	1~2	3~4	5~6	7~8	9~10	11~12		1~2	3~4	5~6	7~8	9~10	11~12
≤ 31.5	1.2	2.8	4	7	10	10	$>100 \sim 800$	3.6	9	14	22	36	36
$>31.5 \sim 63$	1.6	4	6	10	16	16	$>800 \sim 1600$	5.0	12	20	32	50	50
$>63 \sim 125$	2.2	5.5	8.5	14	22	22	$>1600 \sim 2500$	7.0	18	28	45	71	71
$>125 \sim 400$	2.8	7	11	18	28	28	$>2500 \sim 4000$	10	25	40	63	100	100

注: 1 当三个公差组的精度等级不同时, 按最高精度等级确定公差。

2 当以齿顶圆作为测量基准时, 也即为蜗杆、蜗轮的齿坯基准面。

4 蜗杆、蜗轮检验与公差

4.1 检验组

为保证蜗杆传动的使用要求, 正确评定蜗杆、蜗轮的制造质量, 控制加工误差, 并考虑企业的生产条件和测量手段, 标准在三个公差组中各规定了若干检验组, 依此作为评定和验收质量的依据。各公差组中的检验组见表 18-8。

4.2 检验组的选择

设计人员选择检验组时, 须考虑蜗杆传动的使用要求、蜗杆、蜗轮的制造精度等级、生产批量、企业所具备的质量保证体系和测量手段, 在各公差组中选定一个检验组来评定和验收蜗杆或蜗轮的精度。

设计人员在选择检验组时应注意以下问题:

a. 各公差组中的检验组在评定或验收蜗杆、蜗轮的精度时同样有效。由于各项误差项目的检验方法和

取值的不同,不可能在任何情况下,其结果均保持完全一致。设计人员且不能在同一公差组中同时选择两个或两个以上的检验组。

表 18-8 检验组适用范围

公差组	检 验 组		适用范围	公差组	检 验 组		适用范围	
I	蜗杆	—		II	蜗杆	$\Delta f_{px}, \Delta f_{px1}$	7~9级	
	蜗轮	$\Delta F'_i$	3~5				Δf_{px}	10~12级
		$\Delta F_p, \Delta F_{pk}$	5~7		III	蜗轮	$\Delta f'_i$	3~5
		ΔF_p	5~12级				$\Delta f'_i$	7~12级
		ΔF_r	9~12级				Δf_{pr}	5~12级
		$\Delta F''_i$	7~12级			IV	蜗杆	Δf_{i1}
		蜗轮	Δf_{i2}	当蜗杆副的接触斑点有要求时,蜗轮的齿形误差 Δf_{i2} 可不进行检验				
I	蜗杆	$\Delta f_h, \Delta f_{hl}$	用于单头蜗杆	V				
		$\Delta f_{px}, \Delta f_{hl}$	用于多头蜗杆					
		$\Delta f_{px}, \Delta f_{px1}, \Delta f_r$	7~9					

b. 当一个检验组同时有两个或两个以上的检验项目时,应以最低一项的精度来评定或验收蜗杆或蜗轮的精度等级。

c. 尽可能在一台测量仪上检验多项误差,以期提高测量效率。

d. 目前多数企业不具备蜗轮齿形误差的测量仪器,允许用蜗杆副的接触斑点检查来代替蜗轮齿形误差检验。此时,其允差较蜗杆传动的接触斑点沿齿长,

齿高方向各增加5%。

e. 当确能保证蜗杆传动要求时,允许蜗杆、蜗轮检验组中任一项目误差超差,或不检,将传动的要求作为综合仲裁的依据。

f. 若供需双方有协议时,应按协议的规定来评定、验收蜗杆、蜗轮的精度。

各检验组的选用,可参考表 18-9。

表 18-9 误差检验组选用

检验组 序号	公 差 组						使用精度 等级范围	说 明
	I		II		III			
	蜗杆	蜗轮	蜗杆	蜗轮	蜗杆	蜗轮		
1	—	$\Delta F'_i$	Δf_h Δf_{i1}	$\Delta f'_i$	蜗杆副接触斑点		1~5	可调中心距单头杆传动
2	—	$\Delta F'_i$	Δf_{px} Δf_{px1} Δf_r	$\Delta f'_i$	Δf_{i1}	Δf_{i2}	5~7	可调中心距的传动
3	—	ΔF_p ΔF_{pk}	Δf_{px} Δf_{hl}	Δf_{px}	Δf_{i1}	Δf_{i2}	5~7	可调中心距的多头蜗杆传动
4	—	ΔF_p ΔF_{pk}	Δf_{px} Δf_{px1} Δf_r	Δf_{px}	Δf_{i1}	Δf_{i2}	5~7	可调中心距传动
5	—	ΔF_p	Δf_{px} Δf_{px1} Δf_r	Δf_{px}	Δf_{i1}	Δf_{i2}	5~7	固定中心距传动
6	—	ΔF_p	Δf_{px} Δf_{px1}	Δf_{px}	Δf_{i1}	Δf_{i2}	7~9	一般动力蜗杆传动
7	—	$\Delta F'_i$	Δf_{px} Δf_{px1}	$\Delta f'_i$	Δf_{i1}	Δf_{i2}	7~9	成批大量生产的蜗杆传动
8	—	ΔF_r	Δf_{px}	Δf_{px}	传动接触斑点		10~12	低精度传动

注:在采用6、7、8序号检验组组合时,蜗杆齿顶圆应有相应的径向跳动检验要求。

如需检验蜗杆量柱测量距偏差 ΔE_M 时,蜗杆量柱测量距公差 T_{M1} 和量柱测量距极限偏差 E_{M1} 可按下列关系式确定:

$$T_{M1} = T_{\alpha_1} / \tan \alpha_n$$

$$E_{M1} = E_{SS1} / \tan \alpha_n + 0.7 f_r$$

4.3 蜗杆、蜗轮公差

a. 各精度等级,蜗杆、蜗轮各检验项目的公差或极限偏差的数值:

蜗杆的 $f_h, f_{hl}, f_{pk}, f_{pkl}, f_{l1}$ 和 f_r 值分别按表18-18、表18-19的规定;

蜗轮的 F_p (及 F_{p12})、 F_r, F'_r 值分别按表18-20、表18-21、表18-22的规定;

蜗轮的 f'_i, f_{pi}, f_{i2} 值分别按表18-23、表18-24、表18-25的规定;

蜗轮的 F'_i, f'_i 值按下列关系式计算确定:

$$F'_i = F_p + f_{i2};$$

$$f'_i = 0.6(f_{pi} + f_{i2}).$$

b. 上述各表中的公差值是以蜗杆、蜗轮的工作轴

线为测量的基准轴线。当实际测量基准不符合本规定时,应从测量结果中消除基准不同所带来的影响。

c. 当基本蜗杆齿形角 α 不等于 20° 时,蜗杆齿槽径向跳动公差 f_r 、蜗轮齿圈径向跳动公差 F_r 、蜗轮径向综合公差 F'_i 和蜗轮一齿径向综合公差 f'_i 的公差值应为上述相关数表的公差值乘以一个系数,其系数值为: $\sin 20^\circ, \sin \alpha$ 。

5 蜗杆副的检验与公差

蜗杆传动的检验包括影响传递运动准确性、工作平稳性、载荷分布均匀性和保证工作正常所必需的侧隙4个方面的因素,以保证传动对精度、寿命、承载能力、振动噪声和传动效率的要求。一般,上述四个方面的要求达到标准的要求,方认为传动合格。

5.1 蜗杆传动的检验项目

蜗杆副检验项目见表18-10。由于传动使用场合不同,对其使用条件要求的侧重也不一样。因此,标准对传动的检验规定也有所区别,见表18-11。

表 18-10 蜗杆副检验项目

序号	项目名称	代号	序号	项目名称	代号
1	蜗杆副切向综合误差	$\Delta F'_c$	4	蜗杆副侧隙	
2	蜗杆副一齿切向综合误差	$\Delta f'_r$		圆周侧隙	J_r
3	蜗杆副的接触斑点 位置 形状 大小			或法向侧隙	J_n
			5	蜗杆副中心距偏差	Δf_c
			6	蜗杆副中间平面偏移	Δf_x
			7	蜗杆副轴交角偏差	Δf_z

表 18-11 不同场合蜗杆传动的检验要求

使用场合		检验要求
5级及5级以上精度的精密蜗杆传动		传动的 $\Delta F'_c, \Delta f'_c$, 接触斑点(位置、形状、大小)、侧隙
5级及5级以下精度	般传动	允许用蜗杆、蜗轮 I、II 公差组中相应的检验组代替 $\Delta F'_c, \Delta f'_c$ 的检验,接触斑点(位置、形状、大小)、侧隙
	分度传动	允许用蜗杆副的切向综合误差 $\Delta F'_c$ 、蜗杆副的一齿切向综合误差 $\Delta f'_c$ 代替传动的 $\Delta F'_c$ 、传动的 $\Delta f'_c$ 检验
固定中心距蜗杆传动		除检验传动接触斑点、侧隙的同时,还应检蜗杆副的安装精度:传动的 Δf_c , 传动的 Δf_x , 传动的 Δf_z 。 在接触斑点合格时,允许上述项目一项超差或不检

5.2 公差

F'_c, f'_c 值按下列关系计算确定:

$$F'_c = F_p + f_r$$

$$f'_c = 0.7(f_r + f_h)$$

传动接触斑点的要求见表18-26。

f'_c, f'_z, f'_x 值分别见表18-27,表18-28,表18-29。 f'_c, f'_z, f'_x 与公差之间的关系式见表18-36。

蜗杆副切向综合公差、一齿切向综合公差分别按 F'_c, f'_c 确定,蜗杆副接触斑点面积的百分比则按传动接触斑点要求增加5%确定。

为了保证蜗轮加工时刀具位置与传动中蜗杆位置的一致性,必要时,蜗轮加工时的中心距极限偏差 $\pm f_{c0}$ 、中间平面极限偏差 $\pm f_{x0}$ 和轴交角极限偏差 $\pm f_{z0}$ 按传动相应极限偏差的0.75确定。

6 传动侧隙

6.1 侧隙种类

蜗杆传动有八种侧隙,按最小法向侧隙值由大到小的顺序,分别用字母代号 a、b、c、d、e、f、g、h 表示,见图 18-1。各种侧隙的最小极限值见表 18-30。

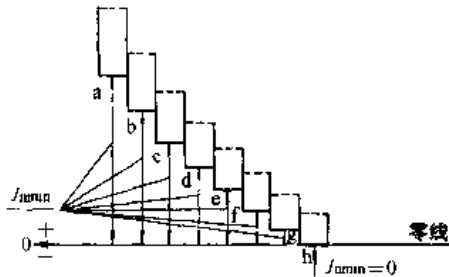


图 18-1

表 18-12 侧隙种类与适用的精度等级

侧隙种类	h	g	f	e	d	c	b	a
第 I 公差组 精度等级	1~6	1~6	1~7	3~8	3~9	3~10	3~12	5~12

当上述八种侧隙不能满足使用要求时,设计者可自行确定侧隙数值。

6.3 齿厚偏差

在传动中心距一定的情况下,以蜗轮分度圆齿厚为基准,用减薄蜗杆齿厚(即取 E_{s1} 为负值)来保证最小法向侧隙 $j_{n\min}$,传动的最大法向侧隙 $j_{n\max}$ 则由蜗杆、蜗轮的齿厚公差来决定。 $j_{n\min}$ 、 $j_{n\max}$ 与公差之间的关系式,以及它们与 j_n 之间的关系式见表 18-36。

蜗杆齿厚偏差 E_{s1} 的确定,除了考虑最小法向侧隙外,还应补偿它和蜗轮的制造与安装误差对侧隙的影响 $E_{s\Delta}$ 。此时,

$$E_{s1} = -(j_{n\min}/\cos\alpha_n + E_{s\Delta})$$

$$E_{s1} = E_{s1} - T_{s1}$$

表 18-13 蜗杆图样上应注明的尺寸数据

序号	需要在图样上标注的一般尺寸数据	需要用表格列出的数据
1	齿顶圆直径 d_{a1} 及其公差	蜗杆类型(ZA、ZN、ZI、ZK 和 ZC)
2	分度圆直径 d_1	模数 m
3	齿宽 b_1	齿数 z_1
4	轴(孔)径及其公差	基本齿廓(符合 GB/T 10087 时,仅注明齿形角 α^* ,否则应以图样- 轴向剖视或法向剖视详述其特征)
5	定位面及其要求	齿顶高系数 h_{a1}^*
6	蜗杆轮齿表面粗糙度	螺旋方向:右或左
7		导程 P_z
8		导程角 γ
9		齿厚 s_1 及其上下偏差(或量柱测量距 M_1 及其偏差,或测量的弦齿厚 \bar{s}_1 及其偏差,相应应注明量柱直径 d_M 或测量弦齿高 \bar{h}_1)
10		精度等级

6.2 侧隙种类的选择

侧隙种类的选择应根据蜗杆传动的使用要求和工作条件而定,对要求回转游隙和返空程量小的分度传动、操纵机构应选择较小的侧隙;对承载大、发热剧烈且散热又不好的传动则需选择较大的侧隙。设计者在选用侧隙种类时,主要在于确定传动所需要的最小侧隙值,根据计算结果选用相应的侧隙种类。

八种侧隙种类的侧隙规范值是蜗杆传动在 20° 的情况下确定的,未计入传动发热和传动弹性变形的影响。

侧隙种类与传动精度等级无关,但侧隙值的大小则受制造误差的影响。在选择侧隙种类时须考虑同运动精度(第 I 公差组)等级的对应关系,见表 18-12。

蜗轮上偏差 $E_{s2} = 0$,下偏差 $E_{s2} = -T_{s2}$ 。各精度等级的 T_{s1} 、 $E_{s\Delta}$ 、 T_{s2} 值分别见表 18-31,表 18-32,表 18-33。 T_{s1} 和 T_{s2} 与几何参数的关系式分别见表 18-34 和表 18-35。 T_{s2} 、 E_{s1} 、 $E_{s\Delta}$ 与极限偏差之间的关系式见表 18-36。

对可调中心距传动或不要求互换的传动,其蜗轮公差可不作规定,蜗杆齿厚的上、下偏差由设计确定。

7 蜗杆、蜗轮图样

7.1 图样上应注明的尺寸数据

GB/T 12760—1991 对圆柱蜗杆蜗轮图样上应注明的尺寸数据作了规定。

7.1.1 蜗杆图样上应注明的尺寸数据见表 18-13。

续表 18-13

序号	需要在图样上标注的一般尺寸数据	需要用表格列出的数据
11		配对蜗轮的图号及齿数 z_2
12		检验项目代号及其公差(或极限偏差)

1) 对不同的蜗杆类型,应分别注明法向齿形角 α_n 或轴向齿形角 α_x , 刀具齿形角 α_0 。

7.1.2 蜗轮图样上应注明的尺寸数据见表 18-14。

表 18-14 蜗轮图样上应注明的尺寸数据

序号	需要在图样上标注的一般尺寸数据	需要用表格列出的数据	序号	需要在图样上标注的一般尺寸数据	需要用表格列出的数据
1	蜗轮顶圆直径 d_{r2} 及其公差	模数 m	6	定位面及其要求	分度圆齿厚 s_2 及其上、下偏差 ¹⁾ (或双啮中心距及其偏差,或测量的弦齿厚及其偏差,相应应注明测量弦齿高)
2	蜗轮喉圆直径 d_{o2} 及其公差	齿数 z_2	7	蜗轮中间平面与基准面的距离及公差	精度等级
3	咽喉母圆半径 $r_{\rho 2}$	分度圆直径 d_2	8	蜗轮轮齿表面粗糙度	配对蜗杆的图号及齿数 z_1
4	蜗轮齿宽 b_2	变位系数 x_2	9	咽喉母圆中心到蜗轮轴线的距离	检验项目的代号及公差(或极限偏差)
5	孔(轴)径及公差	齿顶高系数 h_a^*	10	配对蜗杆分度圆直径 d_1	

1) 该项数据仅用于要求互换性的传动。对非互换性的传动可不给出该项数据,但需给出传动的侧隙值要求。

7.1.3 其他需补充的尺寸数据

根据蜗杆、蜗轮的具体结构形状及其技术条件的

要求,还应给出其他在加工和测量时所必需的数据,见

表 18-15。

表 18-15 图样上需补充的尺寸数据

序号	尺寸数据	序号	尺寸数据
1	对于带轴的蜗杆、蜗轮,以及轴、孔不作为定心基准的蜗轮,在切齿前作为定心检查或校对用的测量表面应给出径向跳动公差	4	作为检验轮齿加工精度的基准,需给出其尺寸数据和形位公差,如蜗杆、蜗轮的顶圆柱面、蜗杆中心孔等
2	对于 ZI 蜗杆还应给出基圆直径 d_{b1} 和基圆柱导程角 γ_{b1} ,列入参数表格中	5	根据蜗杆、蜗轮的具体结构,给出其他必要的结构尺寸数据
3	对于 ZK ₁ 、ZK ₂ 、ZC ₁ 、ZC ₂ 蜗杆,还应给出成形刀具直径 d_0 ,以及刀具齿形角 α_0 或刀具圆弧半径 ρ ,列入参数表格中	6	对蜗杆、蜗轮分别给出其他必要的技术要求

7.1.4 传动装置应注明的数据

蜗杆、蜗轮传动装置需注明的数据一般用表格列出,供用户向制造厂订货,或设计动力蜗杆传动装置及绘制蜗杆、蜗轮图样时参考。主要包括下列内容:

- 1) 传动装置的型式、外形尺寸和相应的标志
- 2) 特性参数
 - a. 传动中心距 a
 - b. 公称传动比
 - c. 实际传动比 $i = z_2/z_1$
 - d. 额定输入功率 P_1, kW
 - e. 额定输出扭矩 $T_2, N \cdot m$
 - f. 输出最大扭矩 $T_{max}, N \cdot m$
 - g. 输入转速 $n_1, r/min$
 - h. 蜗杆旋转方向
 - i. 工作类型:连续或间断

3) 技术要求

- a. 蜗杆、蜗轮传动中心距极限偏差 $\pm f_a$, 中间平面极限偏移 $\pm f_s$ 和轴交角极限偏差 $\pm f_\alpha$
 - b. 蜗杆螺纹长度中心对称度
 - c. 轴承的轴向间隙
 - d. 蜗杆传动的最小侧隙 j_{min} 或 $j_{min\alpha}$
 - e. 蜗杆传动的接触斑点
 - f. 装置的跑合试验及要求
 - g. 装置的油温及工作温升
- 4) 必要时,制造厂应按表 18-14、表 18-15 的内容向用户提供相应的尺寸数据。

7.1.5 图例

蜗杆、蜗轮图样的绘制应符合 GB/T 4459.2《机械制图 齿轮画法》的规定。图样中的参数表一般放置于图面的右上方,参数表中列出的数据项目可根据需要

增减, 检验项目则按使用要求和用户意见根据 GB/T 10089 和有关标准的规定确定。图样的技术要求一般放置于图面的右下方。

蜗杆图样上应注明的尺寸数据标注示例见图 18-2。蜗轮图样上应注明的尺寸数据标注示例见图 18-3。

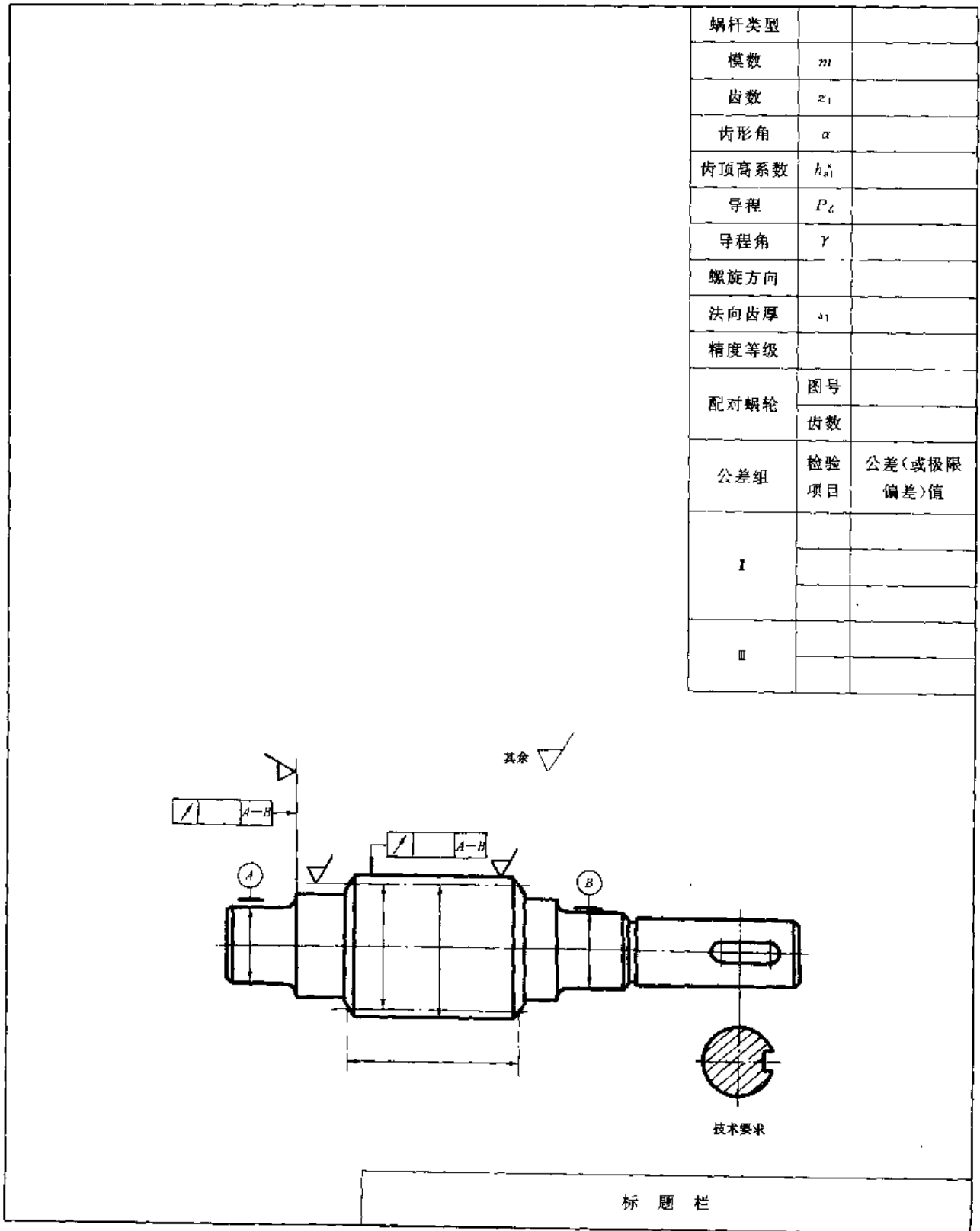
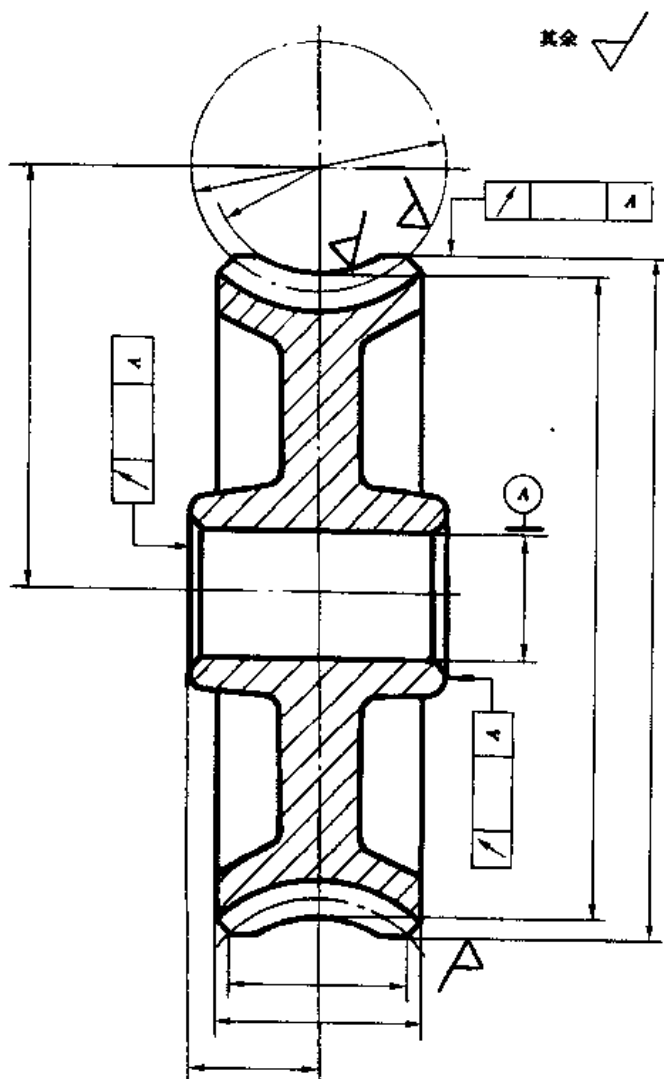
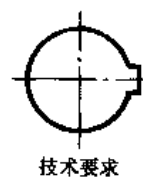


图 18-2



模数	m	
齿数	z_2	
分度圆直径	d_2	
齿顶高系数	h_a^*	
变位系数	x_2	
分度圆齿厚	s_2	
精度等级		
配对蜗杆	图号	
	齿数	
公差组	检验项目	公差(或极限偏差)值
	I	
	II	
	III	



技术要求

标题栏

图 18-3

7.2 图样标注

级、齿厚极限偏差或相应的侧隙种类代号、标准代号，

7.2.1 在蜗杆、蜗轮工作图上，应分别标注其精度等

标注方法见表 18-16。

表 18-16 图样标注方法与示例

标 注 方 法		示 例	
蜗 杆	蜗杆的第 I、II 公差组的精度等级为 5 级，齿厚极限偏差为标准值，相配的侧隙种类为 f	蜗杆 5 f GB/T 10089-1988	标准代号 侧隙种类代号 第 I、II 公差组的精度等级
	若蜗杆齿厚极限偏差为非标准值，如上偏差为 -0.27，下偏差为 -0.40	蜗杆 5 $\begin{matrix} (-0.27) \\ (-0.40) \end{matrix}$ GB/T 10089-1988	
蜗 轮	蜗轮的三个公差组的精度同为 5 级，齿厚极限偏差为标准值，相配的侧隙种类为 f	5 f GB/T 10089-1988	标准代号 侧隙种类代号 第 I、II、III 公差组的精度等级
	蜗轮的第 I 公差组的精度为 5 级，第 II、III 公差组的精度为 6 级，齿厚极限偏差为标准值，相配的侧隙种类为 f 若蜗轮齿厚极限偏差为非标准值，如上偏差为 +0.10，下偏差为 -0.10， 若蜗轮齿厚无公差要求	5-6-6 f GB/T 10089-1988 5-6-6 $\begin{pmatrix} \pm 0.10 \end{pmatrix}$ GB/T 10089-1988 5-6-6 GB/T 10089-1988	标准代号 侧隙种类代号 第 III 公差组的精度等级 第 II 公差组的精度等级 第 I 公差组的精度等级

7.2.2 对传动，应标注出相应的精度等级、侧隙种类

代号和本标准代号，标注方法见表 18-17。

表 18-17 蜗杆传动的图样标注方法与示例

标 注 方 法		示 例	
传动的三个公差组的精度同为 5 级，侧隙种类为 f		传动 5 f GB/T 10089-1988	标准代号 侧隙种类代号 第 I、II、III 公差组的精度等级
传动的第 I 公差组的精度为 5 级，第 II、III 公差组的精度为 6 级，侧隙种类为 f 若侧隙为非标准值时，如 $j_{\min}=0.03\text{ mm}$ ， $j_{\max}=0.06\text{ mm}$ 若为法向侧隙时		传动 5-6-6 f GB/T 10089-1988 传动 5-6-6 $\begin{pmatrix} 0.03 \\ 0.06 \end{pmatrix}$ GB/T 10089-1988 传动 5-6-6 $\begin{pmatrix} 0.03 \\ 0.06 \end{pmatrix}$ GB/T 10089-1988	标准代号 侧隙种类代号 第 III 公差组的精度等级 第 II 公差组的精度等级 第 I 公差组的精度等级

表 18-18 蜗杆的公差和极限偏差 $f_h, f_{hL}, f_{px}, f_{pxL}, f_{f1}$ 值

μm

代 号	模 数 m/mm	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
f_h	$\geq 1\sim 3.5$	1.0	1.7	2.8	4.5	7.1	11	14	—	—	—	—	—
	$> 3.5\sim 6.3$	1.3	2.0	3.4	5.6	9	14	20	—	—	—	—	—
	$> 6.3\sim 10$	1.7	2.8	4.5	7.1	11	18	25	—	—	—	—	—
	$> 10\sim 16$	2.2	3.6	5.6	9	15	24	32	—	—	—	—	—
	$> 16\sim 25$	—	—	—	—	—	32	45	—	—	—	—	—
f_{hL}	$\geq 1\sim 3.5$	2	3.4	5.6	9	14	22	32	—	—	—	—	—
	$> 3.5\sim 6.3$	2.6	4.2	7.1	11	17	28	40	—	—	—	—	—
	$> 6.3\sim 10$	3.4	5.6	9	14	22	36	50	—	—	—	—	—
	$> 10\sim 16$	4.5	7.1	11	18	32	45	63	—	—	—	—	—
	$> 16\sim 25$	—	—	—	—	—	63	90	—	—	—	—	—
f_{px}	$\geq 1\sim 3.5$	0.7	1.2	1.9	3.0	4.8	7.5	11	14	20	28	40	56
	$> 3.5\sim 6.3$	1.0	1.4	2.4	3.6	6.3	9	14	20	25	36	53	75
	$> 6.3\sim 10$	1.2	2.0	3.0	4.8	7.5	12	17	25	32	48	67	90
	$> 10\sim 16$	1.6	2.5	4	6.3	10	16	22	32	46	63	85	120
	$> 16\sim 25$	—	—	—	—	—	22	32	45	63	85	120	160
f_{prt}	$\geq 1\sim 3.5$	1.3	2	3.4	5.3	8.5	13	18	25	36	—	—	—
	$> 3.5\sim 6.3$	1.7	2.6	4	6.7	10	16	24	34	48	—	—	—
	$> 6.3\sim 10$	2.0	3.4	5.3	8.5	13	21	32	45	63	—	—	—
	$> 10\sim 16$	2.8	4.4	7.1	11	17	28	40	56	80	—	—	—
	$> 16\sim 25$	—	—	—	—	—	40	53	75	100	—	—	—
f_{f1}	$\geq 1\sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7.1	11	16	22	32	45	60	85
	$> 3.5\sim 6.3$	1.6	2.4	3.6	5.6	9	14	22	32	45	60	80	120
	$> 6.3\sim 10$	2.0	3.0	4.8	7.5	12	19	28	40	53	75	110	150
	$> 10\sim 16$	2.6	4.0	6.7	11	16	25	36	53	75	100	140	200
	$> 16\sim 25$	—	—	—	—	—	36	53	75	100	140	190	270

注: f_{px} 应为正、负值(±)。

表 18-19 蜗杆齿槽径向跳动公差 f_r 值

μm

分度圆直径 d_1/mm	模 数 m/mm	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 10	$\geq 1\sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7.1	11	14	20	28	40	56	75
$> 10\sim 18$	$\geq 1\sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7.1	12	15	21	29	41	58	80
$> 18\sim 31.5$	$\geq 1\sim 6.3$	1.2	2.0	3.0	4.8	7.5	12	16	22	30	42	60	85
$> 31.5\sim 50$	$\geq 1\sim 10$	1.2	2.0	3.2	5.0	8.0	13	17	23	32	45	63	90
$> 50\sim 80$	$\geq 1\sim 16$	1.4	2.2	3.6	5.6	9.0	14	18	25	36	48	71	100
$> 80\sim 125$	$\geq 1\sim 16$	1.6	2.5	4.0	6.3	10	16	20	28	40	56	80	110

续表 18-19

μm

分度圆直径 d_1/mm	模数 m/mm	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
>125~180	≥1~25	1.8	3.0	4.5	7.5	12	18	25	32	45	63	90	125
>180~250	≥1~25	2.2	3.4	5.3	8.5	14	22	28	40	53	75	105	150
>250~315	≥1~25	2.6	4.0	6.3	10	16	25	32	45	63	90	120	170
>315~400	≥1~25	2.8	4.5	7.5	11.5	18	28	36	53	71	100	140	200

表 18 20 蜗轮齿距累积公差 F_p 及 k 个齿距累积公差 F_{pk} 值

μm

分度圆弧长 L/mm	精度等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤11.2	1.1	1.8	2.8	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
>11.2~20	1.6	2.5	4.0	6	10	16	22	32	45	63	90	125
>20~32	2.0	3.2	5.0	8	12	20	28	40	56	80	112	160
>32~50	2.2	3.6	5.5	9	14	22	32	45	63	90	125	180
>50~80	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
>80~160	3.2	5.0	8.0	12	20	32	45	63	90	125	180	250
>160~315	4.5	7.0	11	18	28	45	63	90	125	180	250	355
>315~630	6.0	10	16	25	40	63	90	125	180	250	355	500
>630~1 000	8.0	12	20	32	50	80	112	160	224	315	450	630
>1 000~1 600	10	16	25	40	63	100	140	200	280	400	560	800
>1 600~2 500	11	18	28	45	71	112	160	224	315	450	630	900
>2 500~3 150	14	22	36	56	90	140	200	280	400	560	800	1 120
>3 150~4 000	16	25	40	63	100	160	224	315	450	630	900	1 250
>4 000~5 000	18	28	45	71	112	180	250	355	500	710	1 000	1 400
>5 000~6 300	20	32	50	80	125	200	280	400	560	800	1 120	1 600

注: 1 F_p 和 F_{pk} 按分度圆弧长 L 查表:

查 F_p 时, 取 $L = \frac{1}{2} \pi d_2 = \frac{1}{2} \pi m z_2$;

查 F_{pk} 时, 取 $L = k \pi m$ (k 为 2 到小于 $z_2/2$ 的整数)。

2 除特殊情况外, 对于 F_{pk} , k 值规定取为小于 $z_2/6$ 的最大整数。

表 18-21 蜗轮齿圈径向跳动公差 F_r 值

μm

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤125	≥1~3.5	3.0	4.5	7.0	11	18	28	40	50	63	80	100	125
	>3.5~6.3	3.6	5.5	9.0	14	22	36	50	63	80	100	125	160
	>6.3~10	4.0	6.3	10	16	25	40	56	71	90	112	140	180
>125~400	≥1~3.5	3.6	5.0	8	13	20	32	45	56	71	90	112	140
	>3.5~6.3	4.0	6.3	10	16	25	40	56	71	90	112	140	180
	>6.3~10	4.5	7.0	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200
	>10~16	5.0	8	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224

续表 18-21

μm

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
>400~800	$\geq 1\sim 3.5$	4.5	7.0	11	18	28	45	63	80	100	125	160	200
	$> 3.5\sim 6.3$	5.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
	$> 6.3\sim 10$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	$> 10\sim 16$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$> 16\sim 25$	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
>800~1 600	$\geq 1\sim 3.5$	5.0	8.0	13	20	32	50	71	90	112	140	180	224
	$> 3.5\sim 6.3$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	$> 6.3\sim 10$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	$> 10\sim 16$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$> 16\sim 25$	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
>1 600~2 500	$\geq 1\sim 3.5$	5.5	9.0	14	22	36	56	80	100	125	160	200	250
	$> 3.5\sim 6.3$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	$> 6.3\sim 10$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$> 10\sim 16$	8.0	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355
	$> 16\sim 25$	10	16	25	40	63	100	140	180	224	280	355	450
>2 500~4 000	$\geq 1\sim 3.5$	6.0	10	16	25	40	63	90	112	140	180	224	280
	$> 3.5\sim 6.3$	7.0	11	18	28	45	71	100	125	160	200	250	315
	$> 6.3\sim 10$	8.0	13	20	32	50	80	112	140	180	224	280	355
	$> 10\sim 16$	9.0	14	22	36	56	90	125	160	200	250	315	400
	$> 16\sim 25$	10	16	25	40	63	100	140	180	224	280	355	450

表 18-22 蜗轮径向综合公差 F_{ri} 值

μm

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精度等级						分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精度等级					
		7	8	9	10	11	12			7	8	9	10	11	12
≤ 125	$\geq 1\sim 3.5$	56	71	90	112	140	180	>800~1 600	$> 6.3\sim 10$	125	160	200	250	315	400
	$> 3.5\sim 6.3$	71	90	112	140	180	224		$> 10\sim 16$	140	180	224	280	355	450
	$> 6.3\sim 10$	80	100	125	160	200	250		$> 16\sim 25$	180	224	280	355	450	560
>125~400	$\geq 1\sim 3.5$	63	80	100	125	160	200	>1 600~2 500	$\geq 1\sim 3.5$	112	140	180	224	280	355
	$> 3.5\sim 6.3$	80	100	125	160	200	250		$> 3.5\sim 6.3$	125	160	200	250	315	400
	$> 6.3\sim 10$	90	112	140	180	224	280		$> 6.3\sim 10$	140	180	224	280	355	450
	$> 10\sim 16$	100	125	160	200	250	315		$> 10\sim 16$	160	200	250	315	400	500
>400~800	$\geq 1\sim 3.5$	90	112	140	180	224	280	>2 500~4 000	$> 16\sim 25$	200	250	315	400	500	630
	$> 3.5\sim 6.3$	100	125	160	200	250	315		$\geq 1\sim 3.5$	125	160	200	250	315	400
	$> 6.3\sim 10$	112	140	180	224	280	355		$> 3.5\sim 6.3$	140	180	224	280	355	450
	$> 10\sim 16$	140	180	224	280	355	450		$> 6.3\sim 10$	160	200	250	315	400	500
>800~1 600	$\geq 1\sim 3.5$	100	125	160	200	250	315	>2 500~4 000	$> 10\sim 16$	180	224	280	355	450	560
	$> 3.5\sim 6.3$	112	140	180	224	280	355		$> 16\sim 25$	200	250	315	400	500	630

表 18-23 蜗轮一齿径向综合公差 f_{ri} 值 μm

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精度等级						分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精度等级					
		7	8	9	10	11	12			7	8	9	10	11	12
≤ 125	$\geq 1\sim 3.5$	20	28	36	45	56	71	$> 800\sim 1\ 600$	$> 6.3\sim 10$	36	50	63	80	100	125
	$> 3.5\sim 6.3$	25	36	45	56	71	90		$> 10\sim 16$	40	56	71	90	112	140
	$> 6.3\sim 10$	28	40	50	63	80	100		$> 16\sim 25$	50	71	90	112	140	180
$> 125\sim 400$	$\geq 1\sim 3.5$	22	32	40	50	63	80	$> 1\ 600\sim 2\ 500$	$\geq 1\sim 3.5$	32	45	56	71	90	112
	$> 3.5\sim 6.3$	28	40	50	63	80	100		$> 3.5\sim 6.3$	36	50	63	80	100	125
	$> 6.3\sim 10$	32	45	56	71	90	112		$> 6.3\sim 10$	40	56	71	90	112	140
	$> 10\sim 16$	36	50	63	80	100	125		$> 10\sim 16$	45	63	80	100	125	160
$> 400\sim 800$	$\geq 1\sim 3.5$	25	36	45	56	71	90	$> 2\ 500\sim 4\ 000$	$> 16\sim 25$	56	80	100	125	160	200
	$> 3.5\sim 6.3$	28	40	50	63	80	100		$\geq 1\sim 3.5$	36	50	63	80	100	125
	$> 6.3\sim 10$	32	45	56	71	90	112		$> 3.5\sim 6.3$	40	56	71	90	112	140
	$> 10\sim 16$	40	56	71	90	112	140		$> 6.3\sim 10$	45	63	80	100	125	160
	$> 16\sim 25$	50	71	90	112	140	180		$> 10\sim 16$	50	71	90	112	140	180
$> 800\sim 1\ 600$	$\geq 1\sim 3.5$	28	40	50	63	80	100	$> 2\ 500\sim 4\ 000$	$> 16\sim 25$	56	80	100	125	160	200
	$> 3.5\sim 6.3$	32	45	56	71	90	112		$> 16\sim 25$	56	80	100	125	160	200

表 18-24 蜗轮齿距极限偏差 ($\pm f_{pt}$) 的 f_{pt} 值 μm

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 125	$\geq 1\sim 3.5$	1.0	1.6	2.5	4.0	6	10	14	20	28	40	56	80
	$> 3.5\sim 6.3$	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
	$> 6.3\sim 10$	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
$> 125\sim 400$	$\geq 1\sim 3.5$	1.1	1.8	2.8	4.5	7	11	16	22	32	45	63	90
	$> 3.5\sim 6.3$	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
	$> 6.3\sim 10$	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
	$> 10\sim 16$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
$> 400\sim 800$	$\geq 1\sim 3.5$	1.2	2.0	3.2	5.0	8	13	18	25	36	50	71	100
	$> 3.5\sim 6.3$	1.4	2.2	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
	$> 6.3\sim 10$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
	$> 10\sim 16$	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
	$> 16\sim 25$	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
$> 800\sim 1\ 600$	$\geq 1\sim 3.5$	1.2	2.0	3.6	5.5	9	14	20	28	40	56	80	112
	$> 3.5\sim 6.3$	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
	$> 6.3\sim 10$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
	$> 10\sim 16$	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
	$> 16\sim 25$	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200

续表 18-24

 μm

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$>1\ 600\sim 2\ 500$	$\geq 1\sim 3.5$	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	22	32	45	63	90	125
	$>3.5\sim 6.3$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
	$>6.3\sim 10$	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
	$>10\sim 16$	2.2	3.6	5.5	9.0	14	22	32	45	63	90	125	180
	$>16\sim 25$	2.8	4.5	7.0	11	18	28	40	56	80	112	160	224
$>2\ 500\sim 4\ 000$	$\geq 1\sim 3.5$	1.8	2.8	4.5	7.0	11	18	25	36	50	71	100	140
	$>3.5\sim 6.3$	2.0	3.2	5.0	8.0	13	20	28	40	56	80	112	160
	$>6.3\sim 10$	2.2	3.6	5.5	9.0	14	22	32	45	63	90	125	180
	$>10\sim 16$	2.5	4.0	6.0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
	$>16\sim 25$	2.8	4.5	7.0	11	18	28	40	56	80	112	160	224

表 18-25 蜗轮齿形公差 f_{r1} 值 μm

分度圆直径 d_2/mm	模数 m/mm	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 125	$\geq 1\sim 3.5$	2.1	2.6	3.6	4.8	6	8	11	14	22	36	56	90
	$>3.5\sim 6.3$	2.4	3.0	4.0	5.3	7	10	14	20	32	50	80	125
	$>6.3\sim 10$	2.5	3.4	4.5	6.0	8	12	17	22	36	56	90	140
$>125\sim 400$	$\geq 1\sim 3.5$	2.4	3.0	4.0	5.3	7	9	13	18	28	45	71	112
	$>3.5\sim 6.3$	2.5	3.2	4.5	6.0	8	11	16	22	36	56	90	140
	$>6.3\sim 10$	2.6	3.6	5.0	6.5	9	13	19	28	45	71	112	180
	$>10\sim 16$	3.0	4.0	5.5	7.5	11	16	22	32	50	80	125	200
$>400\sim 800$	$\geq 1\sim 3.5$	2.6	3.4	4.5	6.5	9	12	17	25	40	63	100	160
	$>3.5\sim 6.3$	2.8	3.8	5.0	7.0	10	14	20	28	45	71	112	180
	$>6.3\sim 10$	3.0	4.0	5.5	7.5	11	16	24	36	56	90	140	224
	$>10\sim 16$	3.2	4.5	6.0	9.0	13	18	26	40	63	100	160	250
	$>16\sim 25$	3.8	5.3	7.5	10.5	16	24	36	56	90	140	224	355
$>800\sim 1\ 600$	$\geq 1\sim 3.5$	3.0	4.2	5.5	8.0	11	17	24	36	56	90	140	224
	$>3.5\sim 6.3$	3.2	4.5	6.0	9.0	13	18	28	40	63	100	160	250
	$>6.3\sim 10$	3.4	4.8	6.5	9.5	14	20	30	45	71	112	180	280
	$>10\sim 16$	3.6	5.0	7.5	10.5	15	22	34	50	80	125	200	315
	$>16\sim 25$	4.2	6.0	8.5	12	19	28	42	63	100	160	250	400
$>1\ 600\sim 2\ 500$	$\geq 1\sim 3.5$	3.8	5.3	7.5	11	16	24	36	50	80	125	200	315
	$>3.5\sim 6.3$	4.0	5.5	8.0	11.5	17	25	38	56	90	140	224	355
	$>6.3\sim 10$	4.0	6.0	8.5	12	18	28	40	63	100	160	250	400
	$>10\sim 16$	4.2	6.5	9.0	13	20	30	45	71	112	180	280	450
	$>16\sim 25$	4.8	7.0	10.5	15	22	36	53	80	125	200	315	500

续表 18-25

 μm

分度圆直径 d_2/mm	模 数 m/mm	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
>2 500~4 000	$\geq 1\sim 3.5$	4.5	6.5	10	14	21	32	50	71	112	180	280	450
	$> 3.5\sim 6.3$	4.8	7.0	10	15	22	34	53	80	125	200	315	500
	$> 6.3\sim 10$	5.0	7.5	10.5	16	24	36	56	90	140	224	355	560
	$> 10\sim 16$	5.3	7.5	11	17	25	38	60	90	140	224	355	560
	$> 16\sim 25$	5.5	8.5	13	19	28	45	67	100	160	250	400	630

表 18-26 传动接触斑点的要求

精度等级	接触面积的百分比/%		接触形状	接 触 位 置
	沿齿高不小于	沿齿长不小于		
1 和 2	75	70	接触斑点在齿高方向无断缺,不允许成带状条纹	接触斑点痕迹的分布位置趋近齿面中部,允许略偏于啮入端。在齿顶和啮入、啮出端的棱边处不允许接触
3 和 4	70	65		
5 和 6	65	60		
7 和 8	55	50	不作要求	接触斑点痕迹应偏于啮出端,但不允许在齿顶和啮入、啮出端的棱边接触
9 和 10	45	40		
11 和 12	30	30		

注:采用修形齿面的蜗杆传动,接触斑点的要求可不受本标准规定的限制。

表 18-27 传动中心距极限偏差($\pm f_1$)的 f_1 值 μm

传动中心距 a/mm	精 度 等 级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 30	3	5	7	11	17	26	42	65				
$> 30\sim 50$	3.5	6	8	13	20	31	50	80				
$> 50\sim 80$	4	7	10	15	23	37	60	90				
$> 80\sim 120$	5	8	11	18	27	44	70	110				
$> 120\sim 180$	6	9	13	20	32	50	80	125				
$> 180\sim 250$	7	10	15	23	36	58	92	145				
$> 250\sim 315$	8	12	16	26	40	65	105	160				
$> 315\sim 400$	9	13	18	28	45	70	115	180				
$> 400\sim 500$	10	14	20	32	50	78	125	200				
$> 500\sim 630$	11	15	22	35	55	87	140	220				
$> 630\sim 800$	13	18	25	40	62	100	160	250				
$> 800\sim 1 000$	15	20	28	43	70	115	180	280				
$> 1 000\sim 1 250$	17	23	33	52	82	130	210	330				
$> 1 250\sim 1 600$	20	27	39	62	97	155	250	390				
$> 1 600\sim 2 000$	24	32	46	75	115	185	300	460				
$> 2 000\sim 2 500$	29	39	55	87	140	220	350	550				

表 18-28 传动轴交角极限偏差($\pm f_z$)的 f_z 值

μm

蜗轮齿宽 b_2/mm	精度等级												蜗轮齿宽 b_2/mm	精度等级											
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	3	4		5	6	7	8	9	10	11	12				
≤ 30	5	6	8	10	12	17	24	34	48	67	$>120\sim 180$	9	11	14	17	22	28	42	60	85	120				
$>30\sim 50$	5.6	7.1	9	11	14	19	28	38	56	75	$>180\sim 250$	—	13	16	20	25	32	48	67	95	135				
$>50\sim 80$	6.5	8	10	13	16	22	32	45	63	90	>250	—	—	—	22	28	36	53	75	105	150				
$>80\sim 120$	7.5	9	12	15	19	24	36	53	71	105															

表 18-29 传动中间平面极限偏移($\pm f_x$)的 f_x 值

μm

传动中心距 a/mm	精度等级												传动中心距 a/mm	精度等级											
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	3	4		5	6	7	8	9	10	11	12				
≤ 30	5.6	9	14	21	34	52	$>400\sim 500$	16	26	40	63	100	160												
$>30\sim 50$	6.5	10.5	16	25	40	64	$>500\sim 630$	18	28	44	70	112	180												
$>50\sim 80$	8	12	18.5	30	48	72	$>630\sim 800$	20	32	50	80	130	200												
$>80\sim 120$	9	14.5	22	36	56	88	$>800\sim 1\ 000$	23	36	56	92	145	230												
$>120\sim 180$	10.5	16	27	40	64	100	$>1\ 000\sim 1\ 250$	27	42	66	105	170	270												
$>180\sim 250$	12	18.5	29	47	74	120	$>1\ 250\sim 1\ 600$	32	50	78	125	200	315												
$>250\sim 315$	13	21	32	52	85	130	$>1\ 600\sim 2\ 000$	37	60	92	150	240	370												
$>315\sim 400$	14.5	23	36	56	92	145	$>2\ 000\sim 2\ 500$	44	70	112	180	280	440												

表 18-30 传动的最小法向侧隙 j_{min} 值

μm

传动中心距 a/mm	侧隙种类								传动中心距 a/mm	侧隙种类							
	h	g	f	e	d	c	b	a		h	g	f	e	d	c	b	a
≤ 30	0	9	13	21	33	52	84	130	$>400\sim 500$	0	27	40	63	97	155	250	400
$>30\sim 50$	0	11	16	25	39	62	100	160	$>500\sim 630$	0	30	44	70	110	175	280	440
$>50\sim 80$	0	13	19	30	46	74	120	190	$>630\sim 800$	0	35	50	80	125	200	320	500
$>80\sim 120$	0	15	22	35	51	87	140	220	$>800\sim 1\ 000$	0	40	56	90	140	230	360	560
$>120\sim 180$	0	18	25	40	63	100	160	250	$>1\ 000\sim 1\ 250$	0	46	66	105	165	260	420	660
$>180\sim 250$	0	20	29	46	72	115	185	290	$>1\ 250\sim 1\ 600$	0	54	78	125	195	310	500	780
$>250\sim 315$	0	23	32	52	81	130	210	320	$>1\ 600\sim 2\ 000$	0	63	92	150	230	370	600	920
$>315\sim 400$	0	25	36	57	89	140	230	360	$>2\ 000\sim 2\ 500$	0	77	110	175	280	440	700	1\ 100

注: 传动的最小圆周侧隙 $j_{\text{min}} \approx j_{\text{min}}' \cos \gamma' \cdot \cos \alpha_n$ 。

式中: γ' 为蜗杆节圆柱量角; α_n 为蜗杆法向齿形角。

表 18-31 蜗杆齿厚公差 T_{s1} 值

μm

模数 m/mm	精度等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\geq 1\sim 3.5$	12	15	20	25	30	36	45	53	67	95	130	190
$>3.5\sim 6.3$	15	20	25	32	38	45	56	71	90	130	180	240
$>6.3\sim 10$	20	25	30	40	48	60	71	90	110	160	220	310
$>10\sim 16$	25	30	40	50	60	80	95	120	150	210	290	400
$>16\sim 25$	—	—	—	—	85	110	130	160	200	280	400	550

注: 1 精度等级按蜗杆第 I 公差组确定。

2 对传动最大法向侧隙 j_{max} 无要求时, 允许蜗杆齿厚公差 T_{s1} 增大, 最大不超过两倍。

表 18-32 蜗杆齿厚上偏差(E_{s1})中的误差补偿部分 E_{s1} 值

精度等级	模数 m/mm	传动中心距 a/mm															μm
		≤ 30	>30 ~ 50	>50 ~ 80	>80 ~ 120	>120 ~ 180	>180 ~ 250	>250 ~ 315	>315 ~ 400	>400 ~ 500	>500 ~ 630	>630 ~ 800	>800 $\sim 1\ 000$	$>1\ 000$ $\sim 1\ 250$	$>1\ 250$ $\sim 1\ 600$	$>1\ 600$ $\sim 2\ 000$	
1	$\geq 1 \sim 3.5$	3.8	4.2	4.8	5.3	6.5	8.0	9.0	10	11	12	14	16	18	20	25	30
	$>3.5 \sim 6.3$	4.4	4.8	5.3	6.0	6.8	8.0	9.0	10	11	12	14	16	18	20	25	30
	$>6.3 \sim 10$	5.0	5.3	5.6	6.3	7.1	8.0	9.0	10	11	12	14	16	18	20	25	30
	$>10 \sim 16$	-	-	-	7.1	8.0	9.0	10	11	12	14	16	18	20	22	25	30
2	$\geq 1 \sim 3.5$	6.3	7.1	8.0	9.0	10	11	13	14	15	16	18	20	22	28	32	40
	$>3.5 \sim 6.3$	6.8	8.0	9.0	9.0	10	11	13	14	15	16	18	20	24	28	32	40
	$>6.3 \sim 10$	8	9	10	10	11	12	14	15	16	18	20	22	24	28	32	40
	$>10 \sim 16$	-	-	-	12	13	13	15	16	16	18	20	22	25	28	36	40
3	$\geq 1 \sim 3.5$	10	10	12	13	15	16	17	19	22	24	26	28	32	40	48	56
	$>3.5 \sim 6.3$	11	11	13	14	15	17	18	20	22	24	26	30	36	40	48	56
	$>6.3 \sim 10$	12	13	14	15	16	18	19	20	22	24	28	30	36	40	48	56
	$>10 \sim 16$	-	-	-	17	18	20	20	22	24	25	28	32	36	40	48	58
4	$\geq 1 \sim 3.5$	15	16	18	20	22	25	28	30	32	36	40	46	53	63	75	90
	$>3.5 \sim 6.3$	16	18	19	22	24	26	30	32	36	38	42	48	56	63	75	90
	$>6.3 \sim 10$	19	20	22	24	25	28	30	32	36	38	45	50	56	65	80	90
	$>10 \sim 16$	-	-	-	28	30	32	32	36	38	40	45	50	56	65	80	90
5	$\geq 1 \sim 3.5$	25	25	28	32	36	40	45	48	51	56	63	71	85	100	115	140
	$>3.5 \sim 6.3$	28	28	30	36	38	40	45	50	53	58	65	75	85	100	120	140

续表 18-32

μm

精度等级	模数 m/mm	传动中心距 a/mm															
		≤ 30	>30 ~ 50	>50 ~ 80	>80 ~ 120	>120 ~ 180	>180 ~ 250	>250 ~ 315	>315 ~ 400	>400 ~ 500	>500 ~ 630	>630 ~ 800	>800 $\sim 1\ 000$	$>1\ 000$ $\sim 1\ 250$	$>1\ 250$ $\sim 1\ 600$	$>1\ 600$ $\sim 2\ 000$	$>2\ 000$ $\sim 2\ 500$
5	$>6.3\sim 10$	-	-	38	40	45	48	50	56	60	68	75	85	100	120	145	
	$>10\sim 16$	-	-	-	45	48	50	56	60	65	71	80	90	105	120	145	
	$\geq 1\sim 3.5$	30	30	32	36	40	45	48	50	56	60	65	75	85	100	120	140
	$>3.5\sim 6.3$	32	36	38	40	45	48	50	56	60	65	70	75	85	100	120	140
6	$>6.3\sim 10$	42	45	45	48	50	52	56	60	63	68	75	80	90	105	120	145
	$>10\sim 16$	-	-	58	60	63	65	68	71	75	80	85	95	110	125	150	
	$>16\sim 25$	-	-	-	75	78	80	85	85	85	90	95	100	110	120	135	160
	$\geq 1\sim 3.5$	45	48	50	56	60	71	75	80	85	95	105	120	135	160	190	225
7	$>3.5\sim 6.3$	50	56	58	63	68	75	80	85	90	100	110	125	140	160	190	225
	$>6.3\sim 10$	60	63	65	71	75	80	85	90	95	105	115	130	140	165	195	225
	$>10\sim 16$	-	-	80	85	90	95	100	105	110	125	135	150	170	200	230	
	$>16\sim 25$	-	-	-	115	120	120	125	130	135	145	155	165	185	210	240	
8	$\geq 1\sim 3.5$	50	56	58	63	68	75	80	85	90	100	110	125	140	160	190	225
	$>3.5\sim 6.3$	68	71	75	78	80	85	90	95	100	110	120	130	145	170	195	230
	$>6.3\sim 10$	80	85	90	90	95	100	100	110	110	120	130	140	150	175	200	235
	$>10\sim 16$	-	-	110	115	115	120	125	130	135	140	145	155	165	185	210	240
9	$>16\sim 25$	-	-	-	150	155	155	160	160	170	175	180	190	210	230	260	
	$\geq 1\sim 3.5$	75	80	90	95	100	110	120	130	140	155	170	190	220	260	310	360

续表 18-32

精度等级	模数 m/mm	传动中心距 a/mm															μm
		≤ 30	>30 ~ 50	>50 ~ 80	>80 ~ 120	>120 ~ 180	>180 ~ 250	>250 ~ 315	>315 ~ 400	>400 ~ 500	>500 ~ 630	>630 ~ 800	>800 ~ 1 000	$>1 000$ ~ 1 250	$>1 250$ ~ 1 600	$>1 600$ ~ 2 000	
9	$>3.5\sim 6.3$	90	95	100	105	110	120	130	140	150	160	180	200	225	260	310	360
	$>6.3\sim 10$	110	115	120	125	130	140	145	155	160	170	190	210	235	270	320	370
	$>10\sim 16$	-	-	-	160	165	170	180	185	190	200	220	255	290	335	380	
	$>16\sim 25$	-	-	-	-	215	220	225	230	235	245	255	270	290	320	360	400
	$\geq 1\sim 3.5$	100	105	110	115	120	130	140	145	155	165	185	200	230	270	310	360
10	$>3.5\sim 6.3$	120	125	130	135	140	145	155	160	170	180	200	210	240	280	320	370
	$>6.3\sim 10$	155	160	165	170	175	180	185	190	200	205	220	240	260	290	340	380
	$>10\sim 16$	-	-	-	210	215	220	225	230	235	240	260	270	290	320	360	400
	$>16\sim 25$	-	-	-	-	280	285	290	295	300	305	310	320	340	370	400	410
	$\geq 1\sim 3.5$	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	280	310	350
11	$>3.5\sim 6.3$	180	185	190	200	210	220	230	240	250	260	280	300	330	370	420	480
	$>6.3\sim 10$	220	230	240	250	260	270	280	290	290	310	330	350	390	440	510	590
	$>10\sim 16$	-	-	-	290	300	310	310	320	330	340	350	370	430	470	530	610
	$>16\sim 25$	-	-	-	-	400	410	410	420	430	440	450	470	500	540	600	670
	$\geq 1\sim 3.5$	190	190	200	210	220	230	240	250	270	280	310	330	370	430	490	580
12	$>3.5\sim 6.3$	250	250	250	260	270	280	290	300	310	320	340	370	410	460	520	600
	$>6.3\sim 10$	290	300	300	310	310	320	330	340	350	360	380	400	440	480	540	620
	$>10\sim 16$	-	-	-	400	400	410	410	420	430	440	450	470	500	540	600	670
	$>16\sim 25$	-	-	-	-	520	530	530	540	540	550	560	580	600	640	710	750
	$\geq 1\sim 3.5$	250	250	250	260	270	280	290	300	310	320	340	370	410	460	520	600

注：精度等级按蜗杆的第 I 公差组确定。

表 18-33 蜗轮齿厚公差 T_{s2} 值 μm

分度圆直径 d_f/mm	模数 m/mm	精度等级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤ 125	$\geq 1 \sim 3.5$	30	32	36	45	56	71	90	110	130	160	190	230
	$> 3.5 \sim 6.3$	32	36	40	48	63	85	110	130	160	190	230	290
	$> 6.3 \sim 10$	32	36	45	50	67	90	120	140	170	210	260	320
$> 125 \sim 400$	$\geq 1 \sim 3.5$	30	32	38	48	60	80	100	120	140	170	210	260
	$> 3.5 \sim 6.3$	32	36	45	50	67	90	120	140	170	210	260	320
	$> 6.3 \sim 10$	32	36	45	56	71	100	130	160	190	230	290	350
	$> 10 \sim 16$	-	-	-	-	80	110	140	170	210	260	320	390
	$> 16 \sim 25$	-	-	-	-	-	130	170	210	260	320	390	470
$> 400 \sim 800$	$\geq 1 \sim 3.5$	32	36	40	48	63	85	110	130	160	190	230	290
	$> 3.5 \sim 6.3$	32	36	45	50	67	90	120	140	170	210	260	320
	$> 6.3 \sim 10$	32	36	45	56	71	100	130	160	190	230	290	350
	$> 10 \sim 16$	-	-	-	-	85	120	160	190	230	290	350	430
	$> 16 \sim 25$	-	-	-	-	-	140	190	230	290	350	430	550
$> 800 \sim 1600$	$\geq 1 \sim 3.5$	32	36	45	50	67	90	120	140	170	210	260	320
	$> 3.5 \sim 6.3$	32	36	45	56	71	100	130	160	190	230	290	350
	$> 6.3 \sim 10$	32	36	48	60	80	110	140	170	210	260	320	390
	$> 10 \sim 16$	-	-	-	-	85	120	160	190	230	290	350	430
	$> 16 \sim 25$	-	-	-	-	-	140	190	230	290	350	430	550
$> 1600 \sim 2500$	$\geq 1 \sim 3.5$	32	36	45	56	71	100	130	160	190	230	290	350
	$> 3.5 \sim 6.3$	32	38	48	60	80	110	140	170	210	260	320	390
	$> 6.3 \sim 10$	36	40	50	63	85	120	160	190	230	290	350	430
	$> 10 \sim 16$	-	-	-	-	90	130	170	210	260	320	390	490
	$> 16 \sim 25$	-	-	-	-	-	160	210	260	320	390	490	610
$> 2500 \sim 4000$	$\geq 1 \sim 3.5$	32	38	48	60	80	110	140	170	210	260	320	390
	$> 3.5 \sim 6.3$	36	40	50	63	85	120	160	190	230	290	350	430
	$> 6.3 \sim 10$	36	45	53	67	90	130	170	210	260	320	390	490
	$> 10 \sim 16$	-	-	-	-	100	140	190	230	290	350	430	550
	$> 16 \sim 25$	-	-	-	-	-	160	210	260	320	390	490	610

注: 1 精度等级按蜗轮第 I 公差组确定。

2 在最小法向侧隙能保证的条件下, T_{s2} 公差带允许采用对称分布。

表 18-34 极限偏差和公差与蜗杆几何参数的关系式

精度等级	f_h		f_{hl}		$\pm f_{pk}$		f_{pkl}		f_r		f_{fl}		T_{s1}	
	$f_h = Am + C$		$f_{hl} = Am + C$		$f_{pk} = Am + C$		$f_{pkl} = Am + C$		$f_r = Ad_1 + C$		$f_{fl} = Am + C$		$T_{s1} = Am + C$	
	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C
1	0.110	0.8	0.22	1.64	0.08	0.56	0.132	1.02	0.005	1.0	0.13	0.80	1.23	8.9
2	0.180	1.32	0.364	2.62	0.12	0.92	0.212	1.63	0.007	1.52	0.21	1.33	1.5	11.1
3	0.284	2.09	0.575	4.15	0.19	1.45	0.335	2.55	0.011	2.4	0.34	2.1	1.9	13.9
4	0.45	3.3	0.91	6.56	0.3	2.28	0.53	4.03	0.018	3.8	0.53	3.3	2.4	17.3
5	0.72	5.2	1.44	10.4	0.48	3.6	0.84	6.38	0.028	6.0	0.84	5.2	3.0	21.6
6	1.14	8.2	2.28	16.5	0.76	5.7	1.33	10.1	0.044	9.5	1.38	8.2	3.8	27
7	1.6	11.5	3.2	23.1	1.08	8.2	1.88	14.3	0.063	13.4	1.88	11.8	4.7	33.8
8	—	—	—	—	1.51	11.4	2.64	20	0.088	18.8	2.64	16.3	5.9	42.2
9	—	—	—	—	2.10	16	3.8	28	0.124	26.4	3.69	22.8	7.3	52.8
10	—	—	—	—	3.0	22.4	—	—	0.172	36.9	5.2	32	10.2	73.8
11	—	—	—	—	4.2	31	—	—	0.24	52	7.24	44.8	14.4	103.4
12	—	—	—	—	5.8	44	—	—	0.34	72	10.2	63	20.1	144.7

注: m ——蜗杆轴向模数, mm; d_1 ——蜗杆分度圆直径, mm。

表 18-35 极限偏差和公差与蜗轮几何参数的关系式

精度等级	F_p (或 F_{pk})		F_r		F'_r		$\pm f_{p1}$		f'_r		f_{t2}		$\pm f_z$	
	$F_p = Am + B\sqrt{L} + C$		$F_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B=0.25A$		$F'_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B=0.25A$		$f_{p1} = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B=0.25A$		$f'_r = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B=0.25A$		$f_{t2} = Am + B\sqrt{d_2} + C$ $B=0.0125A$		$f_z = B\sqrt{b_2} + C$	
	B	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	B	C
1	0.25	0.63	0.224	2.8	—	—	0.063	0.8	—	—	0.063	2	—	—
2	0.40	1	0.355	4.5	—	—	0.10	1.25	—	—	0.10	2.5	—	—
3	0.63	1.6	0.56	7.1	—	—	0.16	2	—	—	0.16	3.15	0.50	2.5
4	1	2.5	0.90	11.2	—	—	0.25	3.15	—	—	0.25	4	0.63	3.2
5	1.6	4	1.40	18	—	—	0.40	5	—	—	0.40	5	0.8	4
6	2.5	6.3	2.24	28	—	—	0.63	8	—	—	0.63	6.3	1	5
7	3.55	9	3.15	40	4.5	56	0.90	11.2	1.25	16	1	8	1.25	6.3
8	5	12.5	4	50	5.6	71	1.25	16	1.8	22.4	1.6	10	1.8	8
9	7.1	18	5	63	7.1	90	1.8	22.4	2.24	28	2.5	16	2.5	11.2
10	10	25	6.3	80	9.0	112	2.5	31.5	2.8	35.5	4	25	3.55	16
11	14	35.5	8	100	11.2	140	3.55	45	3.55	45	6.3	40	5	22.4
12	20	50	10	125	14.0	180	5	63	4.5	56	10	63	7.1	31.5

注: 1 m ——模数, mm; d_2 ——蜗轮分度圆直径, mm; L ——蜗轮分度圆弧长, mm; b_2 ——蜗轮齿宽, mm。2 $d_2 \leq 400$ mm 的 F_r, F'_r 公差按表中所列关系式再乘以 0.8 确定。

表 18-36 极限偏差或公差间的相关关系式

序 号	代 号	精 度 等 级											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	f_a	$\frac{1}{2}IT4$	$\frac{1}{2}IT5$	$\frac{1}{2}IT6$	$\frac{1}{2}IT7$	$\frac{1}{2}IT8$	$\frac{1}{2}IT9$	$\frac{1}{2}IT10$	$\frac{1}{2}IT11$				
2	f_x	$0.8f_a$											
3	f_{\min}	$h(0), g(IT5), f(IT6), e(IT7), d(IT8), c(IT9), b(IT10), a(IT11)$											
4	f_{\max}	$(E_{s1} + T_{s1} + T_{s2} \cos \gamma') \cos \alpha_n + 2 \sin \alpha_n \sqrt{\frac{1}{4} F_T^2 + f_x^2}$											
5	J_n	$\approx J_n / \cos \gamma' \cdot \cos \alpha_n$											
6	E_{s1}	$-(f_{\min} / \cos \alpha_n + E_{s\Delta})$											
7	$E_{s\Delta}$	$\sqrt{f_n^2 + 10f_{px}^2}$											
8	T_{s2}	$1.3F_T + 25$											

注: γ' ——蜗杆节圆柱导程角; α_n ——蜗杆法向齿形角; IT —— 标准公差。

第 19 章

圆柱蜗杆副承载能力 计算方法

到目前为止,我国还没有制订蜗杆副承载能力计算方法国家标准(或行业标准),本章以DIN 3996:1995《轴交角为 90° 的圆柱蜗杆副承载能力计算方法》为依据,介绍圆柱蜗杆副的磨损承载能力、齿面接触(点蚀)强度、蜗杆轴变形、齿根弯曲强度和温度等校核计算方法

1 概述

本章的计算方法,一部分基于试验蜗轮箱(见1.5中的标准参考蜗轮箱)的试验结果,另一部分基于制造经验。试验结果来自各种条件下的试验和使用经验验证。那些基于制造经验的计算方法考虑了主要影响系数,但尚未从机理上证实。计算过程使用的公式也由此以绝对形式(绝对计算)或以相对形式(相对计算)出现。

绝对计算:当没有具体的试验数据时可使用绝对计算方法。随着计算对象的几何尺寸、使用场合、材料及润滑同标准参考蜗轮箱对应项目之间的差别的减小,计算精度会随之提高。

相对计算:相对计算为在计算过程中直接使用具体试验数据提供了可能性,使得采用具体试验结果的计算步骤成为可能。

随着被计算蜗杆副的几何尺寸、材料、润滑剂和使用条件与标准参考蜗轮箱的接近,或者有相对应的试验数据可用,误差会减小。图19-1是表示中心距影响程度的实例。

计算对象的中心距 a ,与标准参考蜗轮箱的中心距 a_r 有明显的差别,由此可以得出相对计算误差 Δf_r 。此外,中心距为 a_v 的蜗轮箱已有试验数据,将试验结果引入计算过程的相对误差 Δf_v 可由线性回归得出。由于计算蜗轮箱更加接近于试验蜗轮箱, Δf_v 明显小于 Δf_r 。因此,在可能的情况下,应尽可能根据使用经验或试验数据来确定各极限值。此时,计算蜗轮箱的齿形、材料、润滑剂、转速、载荷等应尽可能与试验蜗轮箱

相近。在计算承载能力或各个系数时有多种方法可以采用(见1.4.1)。

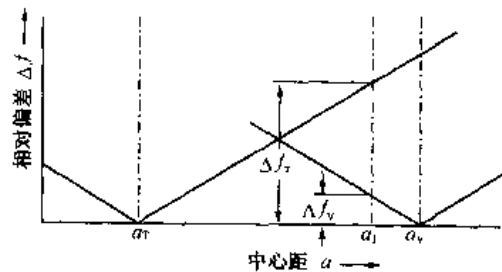


图19-1 偏差与中心距
间的函数关系(基于线性回归)

选用计算方法时,要对具体条件下的各影响因素,尤其是载荷、环境条件、损伤危险性损伤(概率)作出实际的估计。推荐的最小安全系数也应随之加大。

1.1 有效范围

本章计算方法的有效性被限制在现有使用经验的范围内。可延伸到下述蜗杆材料(见表19-1)、蜗轮材料(见表19-2)、润滑剂和齿形(见表19-3)的范围内。

表19-1 蜗杆材料

蜗杆材料	热处理
渗碳钢(如16MnCr5)	渗碳淬火,硬度58~62HRC
调质钢(如42CrMo4)	火焰或感应淬火,硬度50~56HRC
氮化钢(如31CrMoV9V)	气体氮化

注:计算方法基于对16MnCr5渗碳淬火蜗杆所进行的试验,尚未对其他材料进行试验。然而,在具有足够的齿面硬度、硬化层深度、心部硬度和正确的热处理方法的前提下,计算方法对上述材料都是适用的。

表 19 2 常用蜗轮材料

蜗杆材料	16MnCr5 渗碳淬火					
蜗轮材料	GZ-CuSn12 ¹⁾	GZ-CuSn12Ni ¹⁾	GZ-CuAl10Ni ¹⁾	GGG-40	GG-25	铸聚酰胺 12
DIN 代号	1705	1705	1714	1693	1691	
磨 损	-	+	0	0	0	
点 蚀	+	+	0	-	-	
断 齿	+	+	+	+	+	+
温 度	+	+	+	-	-	

注：+：作过有效的研究；

0：研究结果已广泛应用；

-：经验数据。

1) 离心铸造青铜材料应均匀，轮齿区域无气孔，平均粒度 < 150 μm。

表 19 3 润滑剂和齿形

润 滑 剂	齿 形
中性添加剂 CLP 油(见 DIN 5157 第 3 部分) 聚乙醇(基础油中的乙醚和丙醚比例(EO:PO)可变化) polyalphaolines(无试验结果,本章作为矿物油处理)	DIN 3975 中规定的齿形: A, N, K, J, C
注: 计算公式基于对 ZI 蜗杆的研究结果, 利用相似性处理方法, 计算结果可转化到其它齿形上。	

1.2 已知参数(见表 19-4 和图 19-2)

表 19-4 已知参数

几何参数	其它参数
中心距 a	名义输出转矩 T_2
齿宽 b_2	使用系数 K_A
蜗轮轮缘宽度 b_{2R}	蜗杆转速 n_1
分度圆直径 d_{m1}, d_{m2}	蜗杆和蜗轮材料
蜗杆轴向模数 m_x	润滑剂的 ρ_{oil} 和 ν_{40}
齿数 z_1, z_2	蜗杆支承跨距 l_1 或 l_{11}, l_{12}
变位系数 x	
压力角 α	
齿根圆直径 d_{f2}	

1.3 安全系数

选取安全系数具有很高的重要性, 在不同的应用场合, 需要的安全系数有很大的差别。计算安全系数分为: 磨损安全系数 S_w , 点蚀安全系数 S_H , 变形安全系数 S_D , 断齿安全系数 S_F , 最高温度安全系数 S_T 。规定的最小安全系数值 S_w, S_H, S_D, S_F 和 S_T 不能降低。本章给出了这些安全系数的数值。

必须在仔细考虑下列因素后选取安全系数:

——有关载荷估计的可信性;

——有关工作条件假设的可信性;

——损伤带来的后果的严重性。

1.4 计算方法、基本条件与相互影响

1.4.1 计算方法

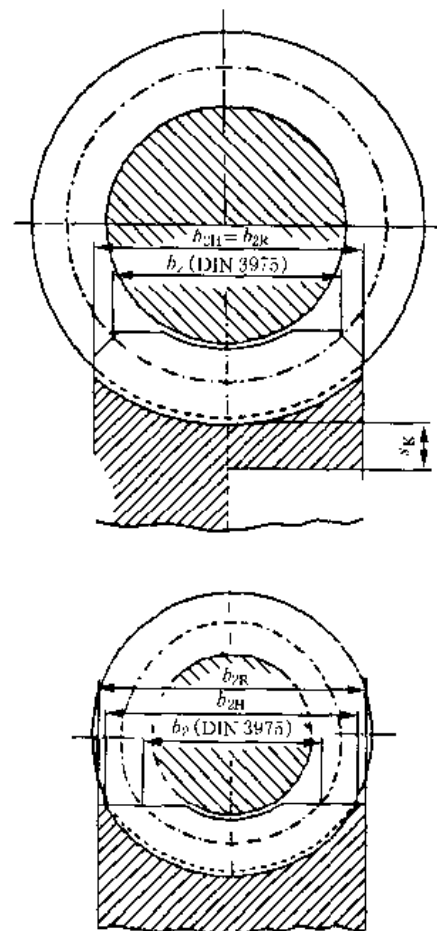


图 19 2 蜗轮齿宽和轮缘厚度

本章中包含多个影响系数, 它们以研究结论和使用经验为基础。这些系数可分为:

a. 与啮合几何参数有关的系数,必须根据给定的公式进行计算;

b. 受多种因素影响且相互独立的系数,这些系数影响许用应力。

这些系数在必要时,可采用不同的方法来确定,即A法、B法、C法和D法。一般地讲,A法比B法更为精确,B法比C法更为精确,C法比D法更为精确。建议用最精确的方法。对重要的场合,使用何种方法,建议制造者与使用者协商一致。

1) A法:在A法中,系数根据精确测量、系统分析或已有的使用经验来确定。因此,所有的蜗轮蜗杆参数和载荷数据必须已知。

一般来说,A法很少使用。这是由于有关机理的深入研究尚未做到,使用数据不是完全已知、测量装置缺乏、分析测量的费用太高。

2) B法:在B法中,各系数依据对大多数使用场合足够精确的方法确定。建立B法的各假设条件在本章中给出,使用时,必须确认这些假设适用于计算对象。

3) C法和D法:对一些系数作了进一步的简化和近似。建立C法、D法的假设条件已在本章中给出。使用时,必须确认这些假设适用于计算对象。对前文所述齿形,用C法确定物理参数的有效性见3.3。

1.4.2 基本条件与相互影响

磨损:磨损计算方法依据[F4]中的研究结论,并将实际使用经验纳入考虑。

点蚀破坏:点蚀破坏的计算方法依据[N1]中的研究结论,并纳入了实际使用经验。赫兹应力是造成点蚀

扩展机理的基本影响因素。此外,其他因素也很重要,例如切向力、滑动和滚动影响。然而,根据当今的理论,这些因素不需要考虑。因此,承载能力的极限值(强度)应该根据蜗杆实验或有关使用经验确定。根据实验室试件(如滚子试验)得到的强度值只考虑了相对结果,只能在充分研究之后才能用于承载能力计算。

胶合与磨损的相互影响:

——青铜蜗轮发生的短时胶合可以自行消除。这种消除只能通过磨损来达到,然而,目前尚无法根据本章估计磨损寿命。

磨损与点蚀的相互影响:

——通过实际测试已知,加速磨损可使点蚀过程达到稳定,连续磨损可使点蚀停止。

——在剧烈磨损情况下,磨损承载能力决定了寿命,点蚀扩展退居二位。反之,当点蚀大量发展时,磨损不再是决定性的因素。

磨损与断齿的相互影响:

——断齿系数的计算考虑了磨损造成的蜗轮齿厚减薄。

值得注意的是,本章给出的计算方法均通过了连续运转验证,对于间断运行和变载荷工况,必须考虑制造者的经验。

1.5 标准参考蜗轮箱

对于某些计算方法,绝对计算公式与相对计算公式很相似,如果使用了标准参考蜗轮箱的对应几何尺寸(下标为T),相对计算公式就可转化为绝对计算公式。标准参考蜗轮箱的主要参数见表19-5。

表19-5 标准参考蜗轮箱的主要参数

名称	参数值	名称	参数值	名称	参数值
中心距 a_T /mm	100	平均油膜厚度参数 h_f	0.07	蜗轮材料	GZ-CuSn12Ni
齿数比 u_T	20.5	平均滑动轨迹参数 s_f	30.8	蜗杆表面粗糙度 $R_{aT}/\mu\text{m}$	0.5
蜗杆分度圆直径 d_{m1T} /mm	36	蜗杆材料	16MnCr5 渗碳淬火	等效弹性模量 $E_{red}/(\text{N}/\text{mm}^2)$	150 622
蜗轮分度圆直径 d_{m2T} /mm	164				
平均赫兹应力参数 p_{HT}^*	0.92				

2 符号、术语和单位(见表19-6)

表19-6 符号、术语和单位

符号	术语	单位	符号	术语	单位
a	中心距	mm	b_{2R}	蜗轮轮缘宽度	mm
a_0, a_1	油池温度系数,根据D法计算		b_H	赫兹接触区半宽	mm
a_T	标准参考蜗轮箱中心距	mm	c_{oil}	油的比热容(喷油润滑温度计算)	J/(kg·K)
b_2	DIN 3975规定的蜗轮齿宽	mm	c_a	压黏系数 α 的近似值	m^2/N
b_{2H}	蜗轮宽度	mm	d_{f1}	蜗杆齿根圆直径	mm

续表 19-6

符号	术 语	单 位	符号	术 语	单 位
d_{f2}	蜗轮齿根圆直径	mm	E_2	蜗轮弹性模量	N/mm ²
d_{m1}	蜗杆分度圆直径	mm	E_{red}	等效弹性模量	N/mm ²
d_{m1T}	标准参考蜗轮箱的蜗杆分度圆直径	mm	F_{xm1}	蜗杆轴的轴向力	N
d_{m2}	蜗轮分度圆直径	mm	F_{xm2}	蜗轮轴向力	N
d_{m2T}	标准参考蜗轮箱的蜗轮分度圆直径	mm	F_{rm1}	蜗杆轴的径向力	N
h_{min}	最小油膜厚度	μm	F_{rm2}	蜗轮的径向力	N
h_{minm}	最小平均油膜厚度	μm	F_{tm1}	蜗杆轴的切向力	N
h_{minb}	接触点区域最小油膜厚度	μm	F_{tm2}	蜗轮的切向力	N
h^*	最小平均油膜厚度参数		dF/db	单位齿宽载荷	N/mm
$h_{\#}$	标准参考蜗轮箱的最小平均油膜厚度参数		$J_{(T)}$	参考磨损烈度	
k	润滑剂常数	1/K	J_w	磨损烈度	
k_{oil}	润滑油等级系数		K_b	转速系数(用于本体温度)	
k'	平均散热系数	W/(m ² ·K)	K_s	尺寸系数(用于本体温度)	
l_1	蜗杆轴支承跨距	mm	K_v	动载荷系数	
l_1/l_2	蜗杆轴支承点到载荷作用点的距离	mm	K_A	使用系数	
d_1	接触线长度	mm	$K_{H\beta}$	齿间载荷分配系数	
m_x	蜗杆轴向模数	mm	$K_{H\alpha}$	齿向载荷分布系数	
Δm	材料损耗量	mg	K_w	润滑油膜厚度系数	
n_1	蜗杆转速	min ⁻¹	K_v	黏度系数(用于本体温度)	
n_2	蜗轮转速	min ⁻¹	L_h	期望寿命	h
ρ_{Hm}	赫兹应力(总接触区平均值)	N/mm ²	N_L	蜗轮应力循环次数	
ρ_H^*	平均赫兹应力参数		P_1	蜗杆轴输入功率	W
ρ_{mT}^*	标准参考蜗轮箱的平均赫兹应力参数		P_2	蜗轮轴输出功率	W
q	蜗杆直径系数		P_K	喷油润滑的冷却能力	W
s_{t2}	端截面内蜗轮齿厚平均值	mm	P_V	蜗轮箱总功率损失	W
$s_{\beta B}$	蜗轮每转中,蜗轮蜗杆赫兹接触点区域的滑动轨迹长度(局部)	mm	P_{VO}	空转功率损失	W
s_{gm}	平均滑动轨迹长度	mm	P_{VZ}	啮合功率损失	W
s_{m2}	蜗轮分度圆上的齿厚	mm	P_{VD}	密封功率损失	W
s_K	轮缘厚度	mm	P_{VtP}	承载后轴承功率损失	W
s_w	期望寿命内的磨损轨迹	mm	Q_{oil}	喷油量	m ³ /s
s^*	平均滑动轨迹系数		R_a	算术平均粗糙度	μm
$s_{\#}$	标准参考蜗轮箱的平均滑动轨迹系数		R_z	平均粗糙度深度	μm
Δs	齿厚磨损量	mg	S_F	断齿安全系数	
u	齿数比		S_H	点蚀安全系数	
u_T	标准参考蜗轮箱的齿数比		S_t	温度安全系数	
v_{z0}	垂直接触线方向上的蜗轮速度分量	m/s	S_w	磨损安全系数	
v_B	蜗轮、蜗杆齿面间的滑动速度	m/s	S_h	变形安全系数	
v_{gm}	齿面方向上分度圆处滑动速度	m/s	T_1	蜗杆轴输入转矩	N·m
x	蜗轮变位系数		T_{1N}	蜗杆轴名义输入转矩	N·m
z_1	蜗杆齿数		T_2	蜗轮输出转矩	N·m
z_2	蜗轮齿数		T_{2N}	蜗轮名义输出转矩	N·m
A_{ges}	箱体自由表面积	m ²	W_{M1}	材料—润滑剂系数	
A_{fl}	蜗轮齿面总面积	mm ²	W_s	润滑剂结构系数	
A_R	蜗杆副的主冷却面积	m ²	Y_f	齿形系数(用于断齿)	
E	弹性模量	N/mm ²	Y_G	几何系数(用于摩擦因数)	
E_1	蜗杆弹性模量	N/mm ²	Y_K	轮缘厚度系数(用于断齿)	
			Y_{NL}	期望寿命系数(用于断齿)	
			Y_R	粗糙度系数(用于摩擦因数)	

续表 19 6

符号	术 语	单 位	符号	术 语	单 位
Y_s	尺寸系数(用于摩擦因数)		$\theta_{n,1}$	喷油温度	C
Y_w	材料系数(用于摩擦因数)		θ_M	蜗轮本体温度	C
Y_{cpz}	接触系数(用于断齿)		θ_s	油池温度	C
Y_γ	螺旋角系数(用于断齿)		$\theta_{s,lim}$	油池温度极限	C
Z_1	期望寿命系数(用于点蚀)		μ_{01}	基本摩擦因数	
Z_{oil}	润滑剂系数(用于点蚀)		μ_{sm}	齿面平均摩擦因数	
Z_v	尺寸系数(用于点蚀)		ν_1	蜗杆轴断面收缩系数(泊松比)	
Z_n	速度系数(用于点蚀)		ν_s	蜗轮断面收缩系数(泊松比)	
a	压黏系数	m^2/N	ν_{40}	40 C 时润滑剂运动黏度	mm^2/s
α	压力角	'	ν_M	本体温度下润滑剂运动黏度	mm^2/s
α_c	蜗轮浸油润滑散热系数	$W/(m^2 \cdot K)$	ρ	砂轮廓线的半径	mm
γ_{in}	蜗杆分度圆上螺旋角	'	ρ_{oil}	润滑剂密度	kg/dm^3
δ_{lim}	变形极限	mm	$\rho_{oil,15}$	15 C 时润滑剂密度	kg/dm^3
δ_m	变形量	mm	$\rho_{oil,M}$	本体温度下润滑剂密度	kg/dm^3
δ_w	磨粒磨损造成的蜗轮齿面磨损量	mm	ρ_{red}	诱导曲率半径	mm
$\delta_{w,u}$	磨粒磨损造成的蜗轮齿面法向磨损量	mm	ρ_s	齿面摩擦因数的摩擦角	'
$\delta_{w,lim}$	齿面磨损极限	mm	ρ_{rad}	蜗轮材料密度	mg/dm^3
$\delta_{w,limn}$	齿面法向磨损极限	mm	σ_{HlimT}	接触应力疲劳极限	N/mm^2
η_{gs}	蜗杆主动时蜗杆传动的总效率		σ_{Hm}	平均接触应力	N/mm^2
$\eta_{gs'}$	蜗轮主动时蜗杆传动的总效率		σ_{HK}	平均接触应力极限	N/mm^2
η_s	蜗轮箱效率		τ_F	齿根剪切应力	N/mm^2
$\eta_{(M)}$	环境压力和本体温度下的润滑剂动力黏度	$N \cdot s/m^2$	τ_{FlimT}	剪切应力疲劳极限	N/mm^2
θ_1	环境温度	C	τ_{FG}	齿根剪切应力极限	N/mm^2
			ω	角速度	s^{-1}

3 力、速度和其他参数

3.1 轮齿的作用力

在计算轮齿作用力时,必须考虑外部影响(见

3.1.1)和内部影响(本章动载系数 $K_v=1$)。

3.1.1 使用系数 K_A

使用系数 K_A 考虑了 3.1.2 所描述的名义作用力之外的所有外部因素施加给蜗杆副的作用力。这些外部作用力取决于原动机特性和从动机特性、输出及传动链的质量和弹性(例如轴和离合器)、使用场合。在可能的情况下,这些影响因素应根据损伤累积假说(如 Miner 法则)加以计算。DIN 3990 的第六部分提供了已知工况下使用系数 K_A 的计算方法。在 DIN 3990 的第一部分可以找到 K_A 的经验取值。

3.1.2 轮齿作用力的分量

计算作用力的转矩按下述方法根据名义输入、输出转矩进行计算:

$$T_1 = T_{1N} \cdot K_A$$

$$T_2 = T_{2N} \cdot K_A$$

承载能力计算的基础是从动机的计算转矩,它对应于最繁重的工作转矩。如果原动机的名义转矩能与从动机的允许转矩相对应,名义转矩也可以根据原动

机来确定。否则,应选择别的合理的定义。

作用于蜗杆和蜗轮上的切向力 F_{tm1} 、 F_{tm2} ,轴向力 F_{xm1} 、 F_{xm2} ,径向力 F_{rm1} 、 F_{rm2} 见图 19-3 和表 19-7。

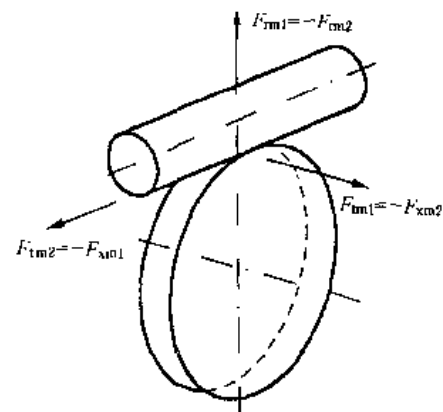


图 19-3 轮齿作用力分量

3.2 分度圆上的滑动速度

由于在圆周方向上的滑动分量最大,因此用齿面方向分度圆直径上的滑动速度 v_{sm} 来计算承载能力就足够了:

$$v_{sm} = \frac{d_m \cdot n_1}{19\,098 \cos \gamma_m}$$

表 19-7 轮齿作用力分量的计算公式

轮齿作用力分量		计算公式
蜗杆主动、蜗轮从动时	切向力 F_{t1}/N 轴向力 F_{x1}/N	$F_{t1} = 2000 \cdot \frac{T_1}{d_{m1}} = 2000 \times \frac{T_1}{d_{m1} \cdot \eta_{ges} \cdot u} = F_{xm2}$
	径向力 F_{r1}/N	当 η_{ges} 按 4.1 确定时: $F_{r1} = -F_{r2} = F_{t1} \times \frac{\tan \alpha_0}{\sin(\gamma_m + \rho_c)}$
	切向力 F_{t2}/N 轴向力 F_{x2}/N	$F_{t2} = 2000 \cdot \frac{T_2}{d_{m2}} = 2000 \times \frac{T_2 \cdot \eta_{ges} \cdot u}{d_{m2}} = F_{xm1}$
蜗轮主动、蜗杆从动时	切向力 F_{t1}/N 轴向力 F_{x1}/N	$F_{t1} = 2000 \cdot \frac{T_1}{d_{m1}} = 2000 \times \frac{T_2 \cdot \eta_{ges}}{d_{m1} \cdot u} = -F_{xm2}$ $F_{x1} = 2000 \cdot \frac{T_2}{d_{m1}} = 2000 \times \frac{T_2 \cdot u}{d_{m1} \cdot \eta_{ges}} = F_{xm1}$
	径向力 F_{r1}/N	当 η_{ges} 按 4.1 确定时: $F_{r2} = -F_{r1} = F_{t2} \times \frac{\tan \alpha_0}{\cos(\gamma_m - \rho_r)}$

3.3 物理参数

为了评价蜗杆副的承载能力,定义了下述几个无量纲参数:平均赫兹应力参数 p_m^* 、平均油膜厚度参数 h^* 、平均滑动轨迹参数 s^* 。这些参数只取决于蜗轮蜗杆的几何形状,而与尺寸、载荷、润滑剂无关。

从这些参数出发,按本章的计算方法得到的 ZC 蜗杆副的安全系数比 ZI 和 ZK 蜗杆副的安全系数要高。到目前为止,这尚未通过试验或实际运转获得满意的证实。因此,建议对 ZC 蜗杆副应选较高的最小安全系数值。

这些参数可用 A、B、C 方法分别推导。

a. A 法:根据试验和测量数据而导出,而在目前还无法实现。

b. B 法:根据 [W1]、[P1] 用数值计算方法求解。

c. C 法:可根据 [P1]、[W1]、[F1] 的计算机程序采用近似公式求解。

这些近似公式适用于 I 齿形,但也可近似地用于 K、A、N 齿形。ZC 蜗杆副的近似公式根据 [F5] 和运转使用经验而来。在 3.3.1、3.3.2、3.3.3 中给出的近似公式适用于 ZI 蜗轮副,其参数为 $\alpha_0 = 18^\circ \sim 22^\circ$, $x = -0.5 \sim +1$, $h \approx 2m_x$, 和 ZC 蜗杆副,参数为 $\alpha_0 = 20^\circ \sim 24^\circ$, $x = 0 \sim +0.5$, $h \approx 2m_x$, $\rho/m_n = 5 \sim 7$ 。

只有当基圆在工作齿面以外时,这些近似公式才会有合理的结果。

3.3.1 平均赫兹应力

平均赫兹应力是一个对齿面承载能力具有重要意义的参数。

a. 平均赫兹应力参数——A 法

在目前,无法给出一个参数来描述赫兹应力与齿面受载之间的复杂关系。

b. 平均赫兹应力参数——B 法

在假设所有的瞬时接触线具有相同的赫兹压力的前提下,根据 [W1]、[P1]、[F1] 编制计算机程序,可以计算出确定平均赫兹应力参数的平均赫兹应力。首先,确定接触线,然后确定一条给定的接触截面内的齿面曲率半径。一般地讲,对于现有的各种齿面,用沿接触线的等效圆柱面,可以得到赫兹应力,在每个接触区内,有多个齿参加啮合,沿这些接触线的赫兹应力被假定为一个常数,从所有接触区的全部赫兹应力可以得出平均赫兹应力 P_{Hm} 。

根据平均赫兹应力可得到一个无量纲参数——平均赫兹应力参数 p_m^* 。 p_m^* 只取决于轮齿的几何形状,而与弹性模量、材料、中心距无关。利用 p_m^* , 根据 3.4 可计算出平均接触应力 σ_{Hm} 。

c. 平均赫兹应力参数——C 法

利用 B 法中的计算方法,可推导出平均赫兹应力参数 p_m^* , 见表 19-8。

表 19-8 平均赫兹应力参数 p_m^*

不同齿形的蜗杆副	计算公式
ZI 蜗杆副的 p_m^*	$p_m^* = 1.03(0.4 + \frac{x}{u} + 0.01z_2 - 0.083 \times \frac{b_{2H}}{m_x} + \frac{\sqrt{2q-1}}{6.9} - \frac{q+50(u+1)/u}{15.9+37.5q})$
ZC 蜗杆副的 p_m^*	$p_m^* = 1.03(0.31 + 0.78 \times \frac{x}{u} + 0.008z_2 - 0.065 \times \frac{b_{2H}}{m_x} + \frac{\sqrt{2q-1}}{8.9} - \frac{q+50(u+1)/u}{20.3+47.9q})$

3.3.2 平均油膜厚度

平均油膜厚度对于计算齿面承载能力和效率是一个十分重要的参数。

a. 平均油膜厚度参数——A法

目前,还无法给出一个参数来描述接触区内变化的油膜厚度与齿面卸载之间的复杂关系。

b. 平均油膜厚度参数——B法

以 Dowson 和 Higginso 方法 [D1] 为基础,根据 [W1]、[P1]、[F1] 编制计算机程序可以求得平均最小油膜厚度 H_{\min} 。用与齿面曲率滚动的办法,齿面放在沿特定接触线的平面内。在考虑速度关系后,用 [D1]

的方法,根据赫兹应力和润滑剂特性,可以计算出给定滚动截面内的最小油膜厚度 H_{\min} 。根据全部接触点的最小油膜厚度可以得到平均的最小油膜厚度。根据平均最小油膜厚度,可得到一个油膜厚度的无量纲参数 h^* 。这个参数仅仅取决于蜗杆副的几何齿形,而与中心距、速度、转速、润滑剂和受载情况无关。 h^* 和 h_{\min} 之间的关系见表 19-13。

c. 平均最小油膜厚度参数——C法

根据 B 法的计算,可以导出无量纲平均最小油膜厚度参数 h^* ,见表 19-9。

表 19-9 平均最小油膜厚度参数 h^*

不同齿形的蜗杆副	计 算 公 式
ZI 蜗杆副的 h^*	$h^* = 0.018 + \frac{q}{7.86(q+z_2)} + \frac{1}{z_2} + \frac{r}{110} - \frac{u}{36300} + \frac{b_{2H}}{370.4m_x} \frac{\sqrt{2q-1}}{213.9}$
ZC 蜗杆副的 h^*	$h^* = 0.025 + \frac{q}{5.83(q+z_2)} + \frac{1}{z_2} + \frac{r}{81.6} - \frac{u}{26920} + \frac{b_{2H}}{274.7m_x} \frac{\sqrt{2q-1}}{158.6}$

3.3.3 平均滑动轨迹

在赫兹接触宽度内蜗杆齿面接触点的滑动轨迹是一个对齿面承载十分重要的参数。

a. 平均滑动轨迹参数——A法

目前,还无法给出一个参数来精确地描述接触区内变化的滑动轨迹与齿面受载情况之间的关系。

b. 平均滑动轨迹参数——B法

滑动轨迹 s_{g0} 是蜗杆齿面上一点在赫兹压平宽度内的滑动轨迹。在各点 s_{g0} 的基础上,可以计算出接触区内所有接触线上滑移轨迹的算术平均值。这是用根据 [P1]、[W1]、[F1] 编制的计算机程序计算的。

在此基础上,可以定义一个滑动轨迹的无量纲参数 s^* 。

c. 平均滑动轨迹参数——C法

根据 B 法的计算结果,可以导出对一般尺寸的蜗杆副的无量纲滑动轨迹参数 s^* ,见表 19-10。

表 19-10 平均滑动轨迹参数 s^*

不同齿形的蜗杆副	计 算 公 式
ZI 蜗杆副的 s^*	$s^* = 0.78 + 0.21u + 5.6/\tan\gamma_m$
ZC 蜗杆副的 s^*	$s^* = 0.94 + 0.25u + 6.7/\tan\gamma_m$

3.4 平均接触应力计算(见表 19-11)

表 19-11 平均接触应力的计算公式

项 目	计 算 公 式
平均接触应力 $\sigma_{Hm}/(\text{N}/\text{mm}^2)$	$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \left(\frac{\rho_m T_2 \times 10^3 E_{red}}{a^2} \right)^{0.5}$
等效弹性模量 $E_{red}/(\text{N}/\text{mm}^2)$	$E_{red} = \frac{2}{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}$
注:对不同材料蜗轮的弹性模量 E 、泊松比,以及与钢蜗杆配对时的等效弹性模量 E_{red} 见表 19-12。	

表 19-12 不同材料蜗轮与钢蜗杆的弹性模量

蜗轮材料	GZ-CuSn12	GZ-CuSn12Ni	GZ-CuAl10Ni	GGG-40	GG-25
$E/(\text{N}/\text{mm}^2)$	88 300	98 100	122 600	175 000	98 100
ν	0.35	0.35	0.35	0.3	0.3
$E_{red}/(\text{N}/\text{mm}^2)$	140 114	150 622	174 053	209 790	146 955

注:钢蜗杆材料 $E_{steel} = 210\,000 \text{ N}/\text{mm}^2$, $\nu_{steel} = 0.3$ 。

3.5 最小平均油膜厚度计算(见表 19-13)

3.6 磨损轨迹计算(见表 19-14)

表 19-13 最小平均油膜厚度计算公式

项 目	计 算 公 式	
最小平均油膜厚度 $h_{\min}/\mu\text{m}$	$h_{\min} = 21 \cdot h^* \cdot \frac{c_a^{0.6} \cdot \eta_{0M}^{0.7} \cdot n_1^{0.7} \cdot a^{1.35} \cdot E_{\text{red}}^{0.65}}{\gamma_2^{0.13}}$	
常数 c_a	对聚二醇	$c_a = 1.3 \times 10^{-8}$
	对矿物油	$c_a = 1.7 \times 10^{-8}$
动力黏度 $\eta_{0M}/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2)$	$\eta_{0M} = \nu_M \rho_{01M}/1000$	
本体温度 θ_M 下的润滑剂密度 $\rho_{01M}/(\text{kg}/\text{dm}^3)$	$\rho_{01M} = \rho_{015}/[1 + k(\theta_M - 15 \text{C})]$	
润滑剂常数 k	对聚二醇	$k = 7.7 \times 10^{-4}$
	对矿物油	$k = 7.0 \times 10^{-4}$

- 注: 1 h_{\min} 是以两个齿面某一接触点的局部最小油膜厚度为基础来计算的,它是整个啮合区最小油膜厚度的平均值;
 2 运动黏度 ν_M 应根据润滑剂黏度-温度关系曲线在本体温度 θ_M 下确定, θ_M 的确定方法见第 10 节;
 3 ρ_{015} 为润滑剂在温度为 15 C 时的密度,由润滑剂制造者提供数据。

表 19-14 磨损轨迹计算公式

项 目	计 算 公 式
磨损轨迹 s_w/mm	$s_w = s_{gm} N_L = s^* \cdot \frac{\sigma_{1m} a}{E_{\text{red}}} \cdot N_L$
预期寿命 L_h 对应的蜗轮应力循环次数 N_L	$N_L = L_h \cdot \frac{n_1 \cdot 60}{u}$

4 效率和功率损失

为了计算轮齿作用力分量和校核温度安全系数,需要计算功率损失和效率。

4.1 总效率

a. A 法:对蜗轮箱在运转条件下测量总功率损失,确定总效率。

b. B 法:见表 19-15。

表 19-15 总效率

驱动条件	计 算 公 式
蜗杆主动蜗轮从动时的总效率 η_{ges}	$\eta_{ges} = P_2 / (P_2 + P_V) = (P_1 - P_V) / P_1$
蜗杆从动蜗轮主动时的总效率 η_{ges}	$\eta_{ges} = P_1 / (P_1 + P_V) = (P_2 - P_V) / P_2$

注:总功率损失按 4.2 计算。

4.2 总功率损失

- a. A 法:测量现有蜗轮箱总功率损失。
 b. B 法:总功率损失按下式计算:

$$P_V = P_{V2} + P_{V0} + P_{VLP} + P_{VD}$$

如果从前面的测试知道了啮合功率损失和油池温度的关系,则可以通过测量的油池温度来计算啮合功率损失 P_{V2} 。

无法定义一个适用于 B 法的简单方法来得到具有令人满意精度的空转功率损失 P_{V0} 。因此,一般用 C 法确定空转功率损失 P_{V0} 。

轴承功率损失 P_{VLP} 可按轴承制造者提供的方法计算。

密封功率损失 P_{VD} 可按密封件制造者提供的方法计算。

c. C 法:见表 19-16。

表 19-16 功率损失

项 目	计 算 公 式	
总功率损失 P_V	$P_V = P_{V2} + P_{V0} + P_{VLP} + P_{VD}$	
空转功率损失 P_{V0}	$P_{V0} = 0.89 \times 10^{-2} \left(\frac{a}{a_1} \right)^2$	
轴承功率损失 P_{VLP}	对经过调整的轴承	$P_{VLP} = 0.028 P_2 \cdot \left(\frac{a}{a_1} \right)^{0.44} \cdot \frac{u}{u_T} \cdot \frac{d_{m21}}{d_{m2}}$
	对一端固定一端自由的轴承	$P_{VLP} = 0.012 P_2 \cdot \left(\frac{a}{a_T} \right)^{0.44} \cdot \frac{u}{u_T} \cdot \frac{d_{m21}}{d_{m2}}$

续表 19-16

项 目	计 算 公 式
密封功率损失 P_{VD}	$P_{\text{VD}} = 15.3 \times 10^{-3} \frac{d_{m1}^2}{d_{h1T}^2} \cdot n_1$

注: 1 在有自己的功率损失测量数据可用时, 可以采用上述计算方法, 公式中标准参考蜗轮箱的使用对应的试验蜗轮箱的数据替代, 各个常数采用自己的测量数据。

2 啮合功率损失 P_{VZ} 的计算见 4.4。

1) 密封功率损失指蜗杆轴上的每个径向锥密封圈口的功率损失, 蜗轮密封圈的功率损失可以忽略。

4.3 蜗杆副的效率

为了计算啮合功率损失(见 4.4), 需要确定蜗杆副的效率。

a. A 法: 按 4.4A 法测定的功率损失来确定蜗杆副的效率。目前尚缺乏应具备的先决条件。

b. B 法: 利用原始蜗轮箱中的材料与润滑油组合, 在运转条件下, 测量总功率损失, 按 C 法中的公式确定蜗杆副的效率。

c. C 法: 见表 19-17。

表 19-17 蜗杆副的效率

项 目	计 算 公 式	
蜗杆副的效率	蜗杆主动时蜗杆副的效率 η_1	$\eta_1 = \frac{\tan \gamma_m}{\tan(\gamma_m + \arctan \mu_{sm})}$
	蜗轮主动时蜗杆副的效率 η_2	$\eta_2 = \frac{\tan(\gamma_m - \arctan \mu_{sm})}{\tan \gamma_m}$
齿面平均摩擦因数 μ_{sm}	$\mu_{sm} = \mu_{0T} \cdot Y_s \cdot Y_G \cdot Y_w \cdot Y_R$	
标准参考蜗轮箱的基本摩擦因数 $\mu_{0T}^{(1)}$	对矿物油	$\mu_{0T} = 0.028 + 0.026 \times \frac{1}{(v_{gm} + 0.17)^{0.76}} \leq 0.1$
	对 EO: PO=0:1 的聚二醇	$\mu_{0T} = 0.018 + 0.026 \times \frac{1}{(v_{gm} + 0.20)^{0.78}} \leq 0.096$
	对 EO: PO=1:1 的聚二醇	$\mu_{0T} = 0.022 + 0.013 \times \frac{1}{(v_{gm} + 0.20)^{1.16}} \leq 0.092$
尺寸系数 $Y_s^{(2)}$	$Y_s = (a_T/a)^{0.5}$	
几何系数 Y_G	$Y_G = (h_T^*/h^*)^{0.5}$	
粗糙度系数 $Y_R^{(3)}$	$Y_R = \sqrt[4]{\frac{Ra_1}{Ra_T}}$	
材料系数 Y_w	见表 19-18	

注: 在已有某些摩擦因数的数值时, 可以采用上述的计算方法。图 19-4 的摩擦因数数值用试验得出的数值替代。此时, 几何系数、尺寸系数和粗糙度系数对实际试验蜗杆副(下标为 T)有效。

1) μ_{0T} 的值也可按图 19-4 查取;

2) 在计算 Y_s 时, 如果 $a < 65$ mm, 取 $a = 65$ mm; 如果 $a > 250$ mm, 取 $a = 250$ mm;

3) 在 Rz_1 已知, Ra_1 未知时, 可取 $Ra_1 = Rz_1/6$ 。

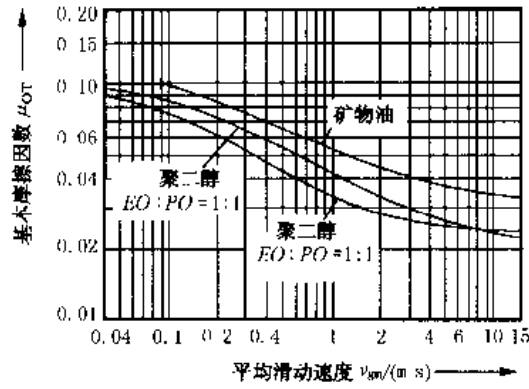


图 19-4 标准参考蜗杆副的基本摩擦因数 μ_{OT}

表 19-18 材料系数 Y_w

蜗杆材料	GZ-CuSn12	GZ-CuSn12Ni	GZ-CuAl10Ni	GGG-10	GG-25
材料系数 Y_w	1.0	0.95	1.1	1.3	1.4

4.4 啮合功率损失

a. A 法:在 A 法中,根据实测功率损失或实测摩擦因数直接确定啮合功率损失。目前还缺乏应具备的先决条件。

b. B 法:按照 4.3 的方法,测量对应的材料与润滑油组合在原始蜗轮箱中及运转条件的总功率损失,确定啮合功率损失。

c. C 法:见表 19-19。

表 19-19 啮合功率损失

条 件	计 算 公 式
蜗杆主动时的啮合功率损失 P_{ω}	$P_{\omega} = \frac{0.1 T_2 \cdot n_1}{u} \left(\frac{1}{\eta_i} - 1 \right)$
蜗轮主动时的啮合功率损失 P'_{ω}	$P'_{\omega} = \frac{0.1 T_2' \cdot n_1}{u} \left(\frac{1}{\eta_i} - 1 \right)$

5 磨损承载能力

由于磨损,亦即连续的材料损耗,齿厚会逐渐减薄。随着磨损量增大,破坏的危险性也随之增加,最易破坏的是低硬度的齿面(一般是蜗轮齿面)。

5.1 磨损安全系数(见表 19-20)

表 19-20 磨损安全系数

项 目	计 算 公 式
磨损安全系数 S_w 的定义	$S_w = \delta_{wlim} / \delta_{wn}$
判别条件	$S_w \geq S_{wmin}$
最小磨损安全系数 S_{wmin}	$S_{wmin} = 1.1$

注:磨损极限 δ_{wlim} 和齿面法向磨损量 δ_{wn} 的确定分别见 5.3 和 5.2。

5.2 齿面法向磨损量

a. A 法:在工作条件下,对蜗杆副直接测量,精确可靠地分析磨损过程。

b. B 法和 C 法:求解 δ_{wn} 的方法是以 [F4] 中的大量试验为基础。从原理上讲,只有在提供了材料与润滑油组合的试验数据后才可以计算,否则,这个计算方法只能得出一个粗略的近似值。另外,在进行试验时,对于磨合期的蜗杆副,离散系数为 2 是正常的。

蜗轮齿面法向磨损量的计算公式见表 19-21。

表 19-21 蜗轮齿面法向磨损量计算公式

项 目	计 算 公 式	
蜗轮齿面法向磨损量 δ_{wn}/mm	$\delta_{wn} = J_w \cdot S_w$	
磨损烈度 J_w	$J_w = J_{OT} \cdot W_{ML}$	
参考磨损烈度 J_{OT}	对矿物油	$J_{OT} = 2.4 \times 10^{-11} \cdot K_w^{-2.1} \leq 400 \times 10^{-9}$
	对聚二醇	$J_{OT} = 127 \times 10^{-12} \cdot K_w^{-2.24}$
材料-润滑油系数 W_{ML}	见表 19-22	
油膜厚度参数 K_w	$K_w = h_{min} \cdot W_s$	
润滑油结构系数 W_s	对矿物油	$W_s = 1.0$
	对聚二醇	$W_s = \frac{1}{\eta_{GM}^{0.37}}$

注: J_{OT} 是根据标准参考蜗轮箱的试验得出的,可以用其它蜗轮箱的试验数据来检查。如果有可用试验数据,计算方法可根据 J_{OT} 和参数 $K_w = h_{min} \cdot W_s$ 之间的关系加以修正。试验条件应尽可能接近实际运行的情况,例如试验蜗轮箱的齿数比和中心距应尽量与使用情况相近。

表 19-22 材料-润滑剂系数 W_{ML}

蜗杆 16MnCr5 渗碳淬火		材料润滑剂系数 W_{ML}	
蜗轮材料	矿物油	聚二醇 $EO:PO=0:1$	聚二醇 $EO:PO=1:1$
GZ-CuSn12Ni	1.0 ¹⁾	1.2 ¹⁾	2.3 ²⁾
GZ-CuSn12	1.6 ¹⁾	1.5 ¹⁾	-
GZ-CuAl10Ni	2.5 ³⁾	-	-

1) 离散区±25%;
2) 离散区±30%;
3) 仅对 $h_{min} < 0.07 \mu m$ 适用, 当 $h_{min} \geq 0.07 \mu m$ 时,
 $J_w \approx 600 \times 10^{-9}$.

5.3 许用磨损量

许用磨损量应该按照从 a 到 d 四种不同的判据来确定。判据 a 和 b 规定了齿面磨损极限 δ_{wlim} , 在任何情况下都不得超出, 超出后会导致轮齿失效。判据 a 中, 磨损会导致蜗轮齿顶变尖, 进一步的磨损会导致齿高降低, 在判据 b 中, 磨损会削弱轮齿, 最终导致断齿。在判据 c、d 中, 针对 a、b 情形对磨损作出了限制。判据 a、b、c、d 如下:

a. 在任何情况下, 蜗轮齿顶都不能变尖为一个

点。这就给出了一个磨损极限。因此, 法面内的最大磨损量极限 δ_{wlim} 就是齿顶圆处的法面齿厚。

蜗轮在分度圆上的齿厚可用以计算齿顶齿厚。法面许用磨损量按常用齿高 $h_a = m_x$ 来确定。

$$\delta_{wlim} = m_x \cdot \cos\gamma_m \left(\frac{\pi}{2} - 2\tan\alpha_0 \right)$$

b. 在要求的运转时间后, 磨损量应该保证断齿安全系数 S_{Fmin} , 下式可保证这一条件

$$\delta_{wlim} = \Delta s \cdot \cos\gamma_m$$

轴截面内的齿厚磨损量 Δs 应与表 19-30 中 Δs 相同的值。

c. 材料磨损量不能超过预设的限度(取决于润滑油更换周期和轴承润滑情况)

$$\delta_{wlim} = \frac{\Delta m_{lim}}{A_{fl} \cdot \rho_{rad}}$$

齿面总面积 A_{fl} 为:

$$A_{fl} \approx \frac{z_2 \cdot 2m_x \cdot d_{m1} \cdot \arcsin(b_{2H}/d_{a1})}{\cos\gamma_m \cdot \cos\alpha_0}$$

蜗轮材料的密度 ρ_{rad} 见表 19-23。

d. 齿面磨损量达到一个预设值, 它取决于啮合侧隙, 一般可取 $\delta_{wlim} \approx 0.3m_x$ 。

$$\delta_{wlim} = 0.3m_x \cos\gamma_m$$

表 19-23 蜗轮材料密度

蜗杆材料	GZ-CuSn12	GZ-CuSn12Ni	GZ-CuAl10Ni	GGG-40	GG-25
$\rho_{rad}/(mg/mm^3)$	8.8	8.8	7.4	7.0	7.0

6 齿面接触承载能力(抗点蚀能力)

出现点蚀后, 齿面会被损伤直至最终破坏。最危险的情况是齿面(如蜗轮齿面)硬度不足。

6.1 点蚀安全系数(见表 19-24)

表 19-24 点蚀安全系数 S_H

项目	计算公式
点蚀安全系数 S_H 的定义	$S_H = \sigma_{HG} / \sigma_{HM}$
判别条件	$S_H \geq S_{Hmin}$
最小点蚀安全系数 S_{Hmin}	$S_{Hmin} = 1.0$
允许传递转矩安全系数	等于 S_H 的平方

6.2 实际接触应力

a. A 法: 目前还无法精确计算起决定性作用的接触应力。

b. B 法和 C 法: 平均接触应力 σ_{HM} 被视作一个负载参数, 计算公式见表 19-11。

6.3 接触应力极限(见表 19-25)

表 19-25 接触应力极限

项目	计算公式
接触应力极限 $\sigma_{HG}/(N/mm^2)$	$\sigma_{HG} = \sigma_{HlimT} \cdot Z_k \cdot Z_v \cdot Z_s \cdot Z_{oil}$
接触应力疲劳极限 $\sigma_{HlimT}/(N/mm^2)$	见表 19-26
期望寿命系数 Z_k	$Z_k = (25\ 000/L_h)^{1/6} \leq 1.6$
速度系数 Z_v	$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4+v_{gm}}}$
尺寸系数 Z_s	$Z_s = \sqrt{\frac{30}{29+a/a_T}}$
润滑剂系数 Z_{oil}	对聚二醇 $Z_{oil} = 1.0$
	对矿物油 $Z_{oil} = 0.89$

注: 如果接触应力疲劳极限的实验数据, 表中的计算方法可作如下修正: 用从运转实验中得到的点蚀面积参数代替表 19-26 给出的 σ_{HlimT} 。这样, 尺寸系数等将适用于实际试验蜗杆副(下标为 T)。

表 19-26 接触应力疲劳极限 σ_{HlimT}

蜗轮材料	GZ-CuSn12	GZ CuSn12Ni	GZ-CuAl10Ni	GGG-40	GG-25
$\sigma_{HlimT}/(N/mm^2)$	425	520	660 ¹⁾	490 ¹⁾	350 ¹⁾

注：表中给出的接触应力极限适用于点蚀面积达到蜗轮齿面的50%。

1) 当滑动速度较低时选用($v_{gm} < 0.5$ m/s)。

7 蜗杆轴变形

合干涉,进而又导致磨损量加大。

7.1 变形安全系数(见表19-27)

过大的、尤其是不断变化的蜗杆轴变形将导致啮

表 19-27 变形安全系数

项 目	计算公式
变形安全系数 S_δ 的定义	$S_\delta = \delta_{lim} / \delta_m$
最小变形安全系数 $S_{\delta min}$	$S_{\delta min} = 1.0$
转矩的变形安全系数	等于 S_δ

注：实际变形量 δ_m 和变形极限 δ_{lim} 分别见 7.2 和 7.3。

7.2 实际变形量

虑圆锥滚子轴承的定心效果、用更精确的分析方法(如有限元法)等。

a. A 法:用实际使用的支承在箱体中测量蜗杆轴的变形量。

c. C 法:见表 19-28。

b. B 法:用精确的方法计算蜗杆轴的变形,如考

表 19-28 蜗杆轴变形量

支承情况	计算公式
如图 19-5 所示支承时的蜗杆轴变形量 δ_m /mm	$\delta_m = 3.2 \cdot 10^{-7} l_{11}' \cdot l_{12}' \cdot F_{tm2} \frac{\sqrt{\tan^2(\gamma_m + \arctan \mu_{gm}) + \tan^2 \alpha_0 / \cos^2 \gamma_m}}{d_{int}^4 \cdot l_1}$
对称支承时的蜗杆轴变形量 δ_m /mm	$\delta_m = 2 \cdot 10^{-6} l_1^3 \cdot F_{tm2} \frac{\sqrt{\tan^2(\gamma_m + \arctan \mu_{gm}) + \tan^2 \alpha_0 / \cos^2 \gamma_m}}{d_{int}^4}$

7.3 变形极限

根据使用经验,蜗杆轴的变形极限可取为:

$$\delta_{lim} = 0.01 m_x$$

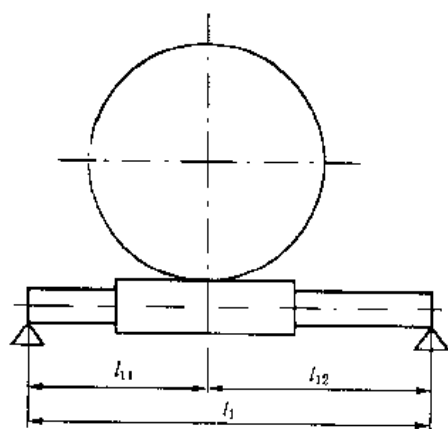


图 19-5 轴承跨距

8 齿根弯曲强度

齿根弯曲应力过高,将导致轮齿塑性变形或折断。

8.1 断齿安全系数(见表19-29)

表 19-29 断齿安全系数

项 目	计算公式
断齿安全系数 S_F 的定义	$S_F = \tau_{FG} / \tau_F$
判别条件	$S_F \geq S_{Fmin}$
最小断齿安全系数 S_{Fmin}	$S_{Fmin} = 1.0$

注：齿根剪切应力 τ_F 和齿根剪切应力极限 τ_{FG} 分别见 8.2 和 8.3。

8.2 实际齿根应力

a. A 法:用应变计直接测量轮齿的应力来确定齿根处的应力。

b. B 法:根据有限元法来计算齿根应力。

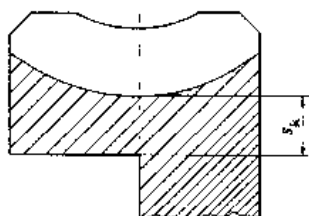
c. C 法:见表 19-30。

表 19-30 齿根剪切应力

项 目		计算公式
齿根剪切应力 $\tau_F/(N/mm^2)$		$\tau_F = \frac{F_{t2}}{b_2 H \cdot m_x} \cdot Y_{eps} \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_K$
接触系数 Y_{eps}		$Y_{eps} = 0.5$
齿形系数 Y_F		$Y_F = 2.9 m_x / s_{f2}$
蜗轮轮齿在端截面内的平均齿厚 s_{f2}/mm		$s_{f2} = 1.06 [s_{m2} - \Delta s + (d_{m2} - d_{f2}) \cdot \tan \alpha_n / \cos \gamma_m]$
蜗轮分度圆齿厚 s_{m2}/mm		对于齿槽宽与齿厚相等的蜗轮: $s_{m2} = m_x \cdot \pi / 2$
螺旋角系数 Y_γ		$Y_\gamma = 1 / \cos \gamma_m$
轮缘厚度系数 Y_k (轮缘厚度 s_k 见图 19-6)	当 $s_k \geq 1.5 m_x$ 时	$Y_k = 1.0$
	当 $s_k < 1.5 m_x$ 时	$Y_k = 1.25$

注: 1 接触系数 Y_{eps} 是考虑同时参加啮合的轮齿之间的载荷分配状况; 齿形系数 Y_F 是考虑载荷在齿宽上的分布状况, 尤其是蜗轮齿端区域的额外载荷和齿根磨损造成的载荷增大; 螺旋角系数 Y_γ 是考虑螺旋升角的影响和啮出区域的附加载荷, 它在啮合时也会出现;

2 Δs 是在期望的寿命内磨损造成的齿根厚度减少的量。

图 19-6 蜗轮的轮缘厚度 s_k

8.3 齿根剪切应力极限(见表 19-31)

8.4 根据特定试验数据调整计算

如果进行了试验测试, 可用试验测得的数据替代表 19-32 中的数值。试验中可得出失效极限允许传递的转矩, 根据表 19-30 中的公式可以计算出剪切应力极限 τ_{FG} 。

表 19-31 齿根剪切应力极限

项 目	计算公式
齿根剪切应力极限 $\tau_{FG}/(N/mm^2)$	$\tau_{FG} = \tau_{FlimT} Y_{NL}$
剪切应力疲劳极限 $\tau_{FlimT}/(N/mm^2)^{1)}$	见表 19-32
期望寿命系数 $Y_{NL}^{2)}$	见表 19-33 或图 19-7

1) 对于青铜, 应保证具有第 1 节规定的组织结构。此外, 在疲劳极限之内, 青铜的塑性变形较小。因此, 当不允许精度下降时, 应采用小于表 19-32 中的值。

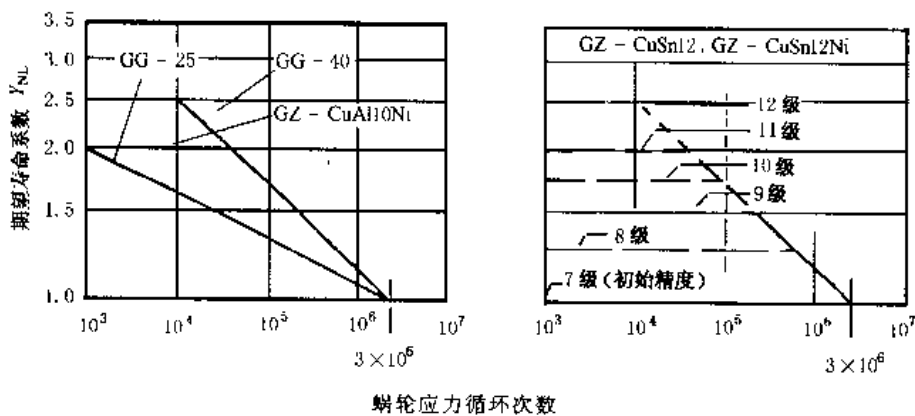
2) Y_{NL} 考虑了蠕变而增加的承载能力, 此时由于允许精度下降, 可能出现较大的塑性变形。对于初始精度达 7 级的蜗轮, Y_{NL} 是蜗轮材料和允许精度下降量的函数。对于精度高于 7 级的蜗轮, 应考虑制造者的经验。

表 19-32 蜗轮材料的平均疲劳极限 τ_{FlimT}

蜗 轮 材 料	GZ CuSn12	GZ-CuSn12Ni	GZ CuAl10Ni	GGG-10	GG-25	铸-聚酰胺
剪切疲劳极限 τ_{FlimT}	92	100	128	115	70	≈ 23
等效剪切疲劳极限 τ_{FlimT}	82	90	120	115	70	≈ 23

表 19-33 期望寿命系数与应力循环次数 N_L 、材料、精度的函数关系

期望寿命系数 Y_{NL}	应力循环次数	材料/精度
1.25	$< 8.3 \times 10^3$	GZ-CuSn12 和 GZ-CuSn12Ni 8 级
$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.16}$	$8.3 \times 10^3 \leq N_L \leq 3 \times 10^6$	
1.0	$> 3.0 \times 10^6$	
1.5	$< 2.3 \times 10^5$	GZ-CuSn12 和 GZ-CuSn12Ni 9 级
$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.16}$	$2.3 \times 10^5 \leq N_L \leq 3 \times 10^6$	
1.0	$> 3.0 \times 10^6$	
1.75	$< 9.5 \times 10^4$	GZ-CuSn12 和 GZ-CuSn12Ni 10 级
$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.16}$	$9.5 \times 10^4 \leq N_L \leq 3 \times 10^6$	
1.0	$> 3.0 \times 10^6$	
2.0	$< 4.0 \times 10^4$	GZ-CuSn12 和 GZ-CuSn12Ni 11 级 GZ-CuAl10Ni
$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.16}$	$4.0 \times 10^4 \leq N_L \leq 3 \times 10^6$	
1.0	$> 3.0 \times 10^6$	
2.5	$< 1.0 \times 10^4$	GZ-CuSn12 和 GZ-CuSn12Ni 12 级 GGG-40
$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.16}$	$1.0 \times 10^4 \leq N_L \leq 3 \times 10^6$	
1.0	$> 3.0 \times 10^6$	
2.0	$< 1.0 \times 10^3$	GG-25
$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.16}$	$1.0 \times 10^3 \leq N_L \leq 3 \times 10^6$	
1.0	$> 3.0 \times 10^6$	
2.0	$< 0.5 \times 10^3$	铸聚酰胺 12
$(3 \times 10^6 / N_L)^{0.16}$	$0.5 \times 10^3 \leq N_L \leq 1.0 \times 10^6$	
1.0	$> 1.0 \times 10^6$	



a) 不同的蜗轮材料 b) 锡青铜, 齿距偏差 7-12 级 (DIN 3974)

图 19-7 试验得到的期望寿命系数 Y_{NL}

9 温度安全系数

温度上升会造成润滑油的期望寿命急剧下降, 添

加剂分解、径向密封受破坏。

9.1 浸油润滑的温度安全系数 (见表 19-34)

表 19-34 浸油润滑的温度安全系数

项 目		计算公式
温度安全系数 S_T 的定义		$S_T = \theta_{slm} / \theta_s$
判别条件		$S_T \geq S_{Tmin}$
油池温度极限 $\theta_{slm} / (C^\circ)$	对矿物油	$\theta_{slm} \approx 90$
	对聚二醇	$\theta_{slm} \approx 100 \sim 120$
油池温度 $\theta_s / (C^\circ)$		见 9.1.1
最小温度安全系数 S_{Tmin}		$S_{Tmin} = 1.1$
1) 应根据润滑剂生产商提供的数据确定。		

9.1.1 油池温度的确定

a. A 法: 在工作条件下测量油池温度 θ_s , 见 [F2]。

b. B 法: 精确地进行运转时的热动力分析, 见 [F2]。

c. C 法: 油池温度为: $\theta_s = \theta_0 + \frac{1}{k^* \cdot A_{ges}} \cdot P_V$

平均散热系数 k^* 取决于蜗轮箱的结构, 尤其是取决于蜗杆的转速。转速提高, 平均散热系数增大。它和中心距的依赖关系更为复杂。中心距较小时 (50~65 mm), 散热系数较高。中心距增大, 散热系数下降。然而当中心距很大且转速大于 1000 min^{-1} 时, 散热系数又开始增高。

另外有必要区分蜗轮箱是否装有冷却风扇 (例如在蜗杆轴上装风扇)。对于较小中心距的蜗轮箱, 装风扇比不装风扇散热系数要提高大约 30%。当转速提高、中心距加大时, 这一趋势更为明显。

对于中心距为 63~400 mm、转速为 $60 \sim 3000 \text{ min}^{-1}$ 的蜗轮箱, 散热系数的范围为 $5 \sim 50 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

在目前, 无法给出更精确的散热系数计算公式。

d. D 法: 适用范围见表 19-35, 油池温度计算见表 19-36。

表 19-35 确定油池温度的适用范围

项 目	范 围	项 目	范 围
中心距 a/mm	$a = 63 \sim 400$	润滑剂	聚二醇, EO: PO = 0:1
转速 n/min	$n = 60 \sim 300$	箱体	铸铁箱体、散热筋板合理布置
齿数比 u	$u = 10 \sim 40$		

表 19-36 油池温度计算公式

项 目		计 算 公 式
油池温度 $\theta_s / (C^\circ)$		$\theta_s = \theta_0 + a_1 \cdot \frac{T_2}{\left(\frac{a}{63}\right)^3} + a_0$
系数 a_1, a_0	带有风扇的蜗轮箱	$a_1 = \frac{3.9}{100} \cdot \left(\frac{n_1}{60} + 2\right)^{0.34} \cdot \left(\frac{v_{d0}}{100}\right)^{0.17} \cdot u^{0.21} \cdot (a-18)^{0.4}$ $a_0 = \frac{8.1}{100} \cdot \left(\frac{n_1}{60} - 0.23\right)^{0.7} \cdot \left(\frac{v_{d0}}{100}\right)^{0.41} \cdot (a+32)^{0.03}$
	不带风扇的蜗轮箱	$a_1 = \frac{3.4}{100} \cdot \left(\frac{n_1}{60} - 0.22\right)^{0.43} \cdot \left(10.8 - \frac{v_{d0}}{100}\right)^{0.0636} \cdot u^{0.18} \cdot (a-20.4)^{0.26}$ $a_0 = \frac{5.23}{100} \cdot \left(\frac{n_1}{60} + 0.28\right)^{0.62} \cdot \left(\left \frac{v_{d0}}{100} - 2.23\right \right)^{-0.0217} \cdot (a+22.36)^{0.511}$

注: 用表中的近似公式计算的温度偏差为 $\pm 10 \text{ K}$ 。

9.2 喷油润滑的温度安全系数 (见表 19-37)

表 19-37 喷油润滑的温度安全系数

项 目	计算公式	项 目	计算公式
温度安全系数 S_T 的定义	$S_T = P_k / P_v$	冷却能力 P_k / W	见 9.2.1
判别条件	$S_T \geq S_{Tmin}$	最小温度安全系数 S_{Tmin}	$S_{Tmin} = 1.1$

9.2.1 喷油润滑的冷却能力

a. A 法: 在运转条件下测量冷却能力。

b. B 法: 在运转条件下, 根据进出油温度, 进行精

确的冷却能力热动力分析。

c. C 法: 见表 19-38。

表 19-38 喷油润滑的冷却能力

项 目		计 算 公 式
冷却能力 P_k/W		$P_k = c_{oil} \cdot \rho_{oil} \cdot \theta_{oil} \cdot \Delta\theta_{oil}$
常用比热容 $c_{oil}/(J/(kg \cdot K))$		$c_{oil} = 1.9 \times 10^3$
油的温度差 $\Delta\theta_{oil}$	有冷却装置	$\Delta\theta_{oil} = 10 K \sim 20 K$
	无冷却装置	$\Delta\theta_{oil} = 3 K \sim 5 K$
润滑油密度 $\rho_{oil}/(kg/dm^3)$		由润滑油制造者提供

10 本体温度的确定

10.1 浸油润滑时蜗轮的本体温度

- a. A 法: 在运转条件下测量蜗轮的本体温度。
- b. B 法: 在运转条件下对蜗轮本体温度进行准确的热动力分析。
- c. C 法: 见表 19-39。

表 19-39 浸油润滑时蜗轮的本体温度

项 目		计 算 公 式
蜗轮的本体温度, $\theta_M/^\circ C$		$\theta_M = \theta_s + \Delta\theta$
轮齿温度高于油池温度的量 $\Delta\theta/^\circ C$		$\Delta\theta = \frac{1}{\alpha_L A_R} P_{vz}$
蜗杆副的主冷却面积 A_R/m^2		$A_R = 10^{-6} b_{2R} d_{m2}$
散热系数 $\alpha_L/(W/(m^2 \cdot K))$	$n_1 \geq 150 \text{ min}^{-1}$	$\alpha_L = (1940 - 15n_1) C_k$
	$n_1 < 150 \text{ min}^{-1}$	$\alpha_L = 4190 C_k$
系数 C_k	蜗轮浸油	$C_k = 1$
	蜗杆浸油	$C_k = 0.8$

10.2 喷油润滑时蜗轮的本体温度

- a. A 法: 在运转条件下测量蜗轮的本体温度。
- b. B 法: 在运转条件下进行精确的本体温度热动力分析。
- c. C 法: 见表 19-40。

表 19-40 喷油润滑时的本体温度

项 目		计 算 公 式
蜗轮的本体温度 $\theta_M/^\circ C$		$\theta_M = \theta_{oil} + 16K_n \cdot K_v \cdot K_s \cdot P_{vz}$
转速系数 K_n	$n_1 \geq 150 \text{ min}^{-1}$	$K_n = (72.5u' n_1)^{-0.15}$
	$n_1 < 150 \text{ min}^{-1}$	$K_n = (72.5u'/150)^{0.35}$
黏度系数 K_v		$K_v = (u_0/5.5)^{0.3}$
尺寸系数 K_s		$K_s = (160/a)^{0.6}$
注: u_0 为在 θ_{oil} 下的运动黏度, 可由温度-黏度曲线查取。		

11 引用资料

[D1]: Dowson D.; Higginson G. R.: Elastohydrodynamic lubrication. Oxford: Pergamon press 1966

[F1]: FVA; Forschungsvorhaben Nr. 155. EDV-Programmpaket zur Berechnung von Schneckengetriebeverzahnungen. Benutzeranleitung(1990)

[F2]: FVA; Forschungsvorhaben Nr. 69. Wärmeabführung bei Getrieben. Abschlußbericht Nr.162(1983)

[F4]: FVA; Forschungsvorhaben Nr. 12/ III. Versuche zum Einfluß der Baugröße auf Wirkungsgrad und Flankentragfähigkeit von Schneckengetrieben unter Berücksichtigung der Schmierstoffviskosität. Abschlußbericht Nr. 312(1990)

[F5]: FVA; Forschungsvorhaben Nr. 141. Fressen bei Schneckengetrieben. Abschlußbericht Nr. 390 (1993)

[N1]: Niemann, G; Winter, H.; Maschinenelemente Bd. III. Berichtigter Nachdruck, Springer-Verlag(1986)

[P1]: Predki, W.; Hertzische Drücke, Schmierstalthöhen und Wirkungsgrade von Schneckengetrieben. Diss. Uni. Bochum(1982)

[W1]: Wilkesmann, H.; Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen. Diss. T. U München 1974

第 20 章

直廓环面蜗杆、蜗轮精度

直廓环面蜗杆的轴向理论齿廓是直线,其传动(俗称球面蜗杆传动)是环面蜗杆传动中的一种。与圆杆蜗杆传动在啮合原理上相比较,具有下述优点:

- 齿面有两条瞬时接触线且与相对速度方向夹角接近 90° ,有利于形成润滑油膜;
- 共轭齿面在接触点处诱导法曲率半径大,有利于降低齿面接触应力;
- 蜗杆和蜗轮互相包围,且同时参加啮合齿数多,降低了单齿载荷;
- 蜗杆螺旋面修形,易形成油楔并早期形成稳定的啮合齿面。

以上优点使得直廓环面蜗杆传动特别适于重载场合。

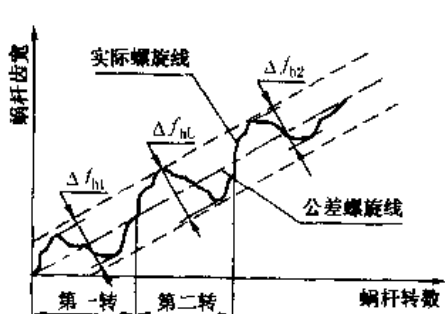
直廓环面蜗杆传动多用轧机压下装置、各种绞车、冷挤压机、转炉、军工产品以及其他冶金矿山设备等。

GB/T 16848-1997《直廓环面蜗杆、蜗轮精度》对轴交角为 90° ,中心距为 $80\sim 1\,250\text{ mm}$ 的动力直廓环面蜗杆传动,规定了直廓环面蜗轮、蜗杆及其蜗杆副的误差定义、代号、精度等级、齿坯要求、检验与公差、侧隙和图样标注。


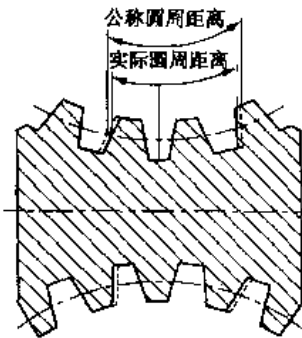
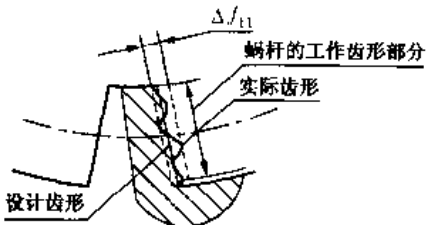
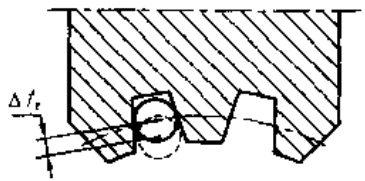
1 定义与代号

直廓环面蜗杆、蜗轮和蜗杆副的误差、以及侧隙的定义和代号见表 20-1。

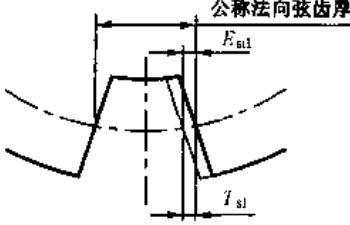
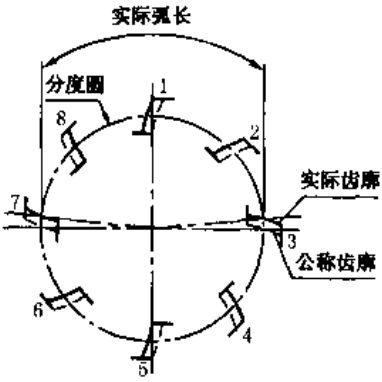
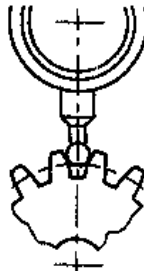
表 20-1 蜗杆、蜗轮和蜗杆副的误差,以及侧隙的定义和代号

序号	名 称	代 号	定 义
1	蜗杆螺旋线误差	Δf_{hl}	在蜗杆的工作齿宽范围内,分度圆环面上,包容实际螺旋线的与公称螺旋线保持恒定间距的最近两条螺旋线间的法向距离。 多头蜗杆的螺旋线误差分别由每条螺旋线测得
		f_{hl}	
2	蜗杆一转螺旋线误差	Δf_h	一转范围内的蜗杆螺旋线误差
	蜗杆一转螺旋线公差	f_h	
3	蜗杆分度误差	Δf_{dt}	在多头蜗杆的喉平面上,每个螺旋面与分度圆交点的等分性误差
	蜗杆分度公差	f_{dt}	

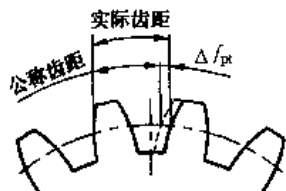
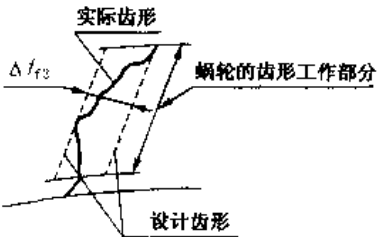
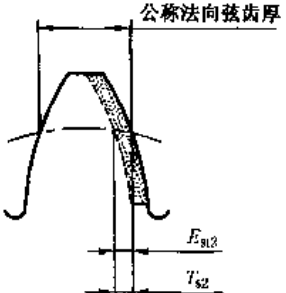
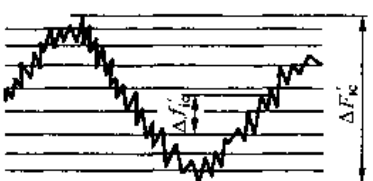
续表 20 1

序号	名 称	代 号	定 义
4	<p>蜗杆圆周齿距偏差</p>  <p>蜗杆圆周齿距极限偏差 上偏差 下偏差</p>	Δf_{px} $\cdot f_{px}$ $- f_{px}$	<p>在轴向剖面内,蜗杆分度圆环面上,两相邻同侧齿面间的实际弧长和公称弧长之差</p>
5	<p>蜗杆圆周齿距累积误差</p>  <p>蜗杆圆周齿距累积公差</p>	Δf_{pxL} f_{pxL}	<p>在轴向剖面内,蜗杆分度圆环面上,任意两个同侧齿面间(不包括修缘部分),实际弧长与公称弧长之差的绝对值</p>
6	<p>蜗杆齿形误差</p>  <p>蜗杆齿形公差</p>	Δf_{f1} f_{f1}	<p>在蜗杆的轴向剖面上,工作齿宽范围内,齿形工作部分,包容实际齿形线的最近两条设计齿形线间的法向距离</p>
7	<p>蜗杆齿槽的径向跳动</p>  <p>蜗杆齿槽径向跳动公差</p>	Δf_r f_r	<p>在蜗杆的轴向剖面上,一转范围内,测头在齿槽内与齿高中部齿面双面接触,其测头相对于配对蜗轮中心沿径向距离的最大变动量</p>

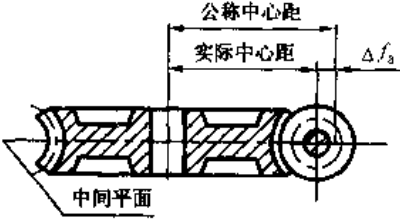
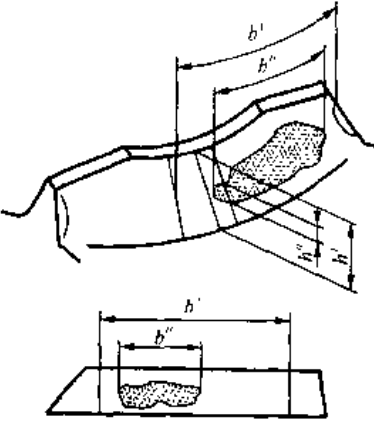
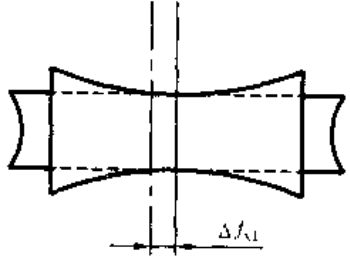
续表 20-1

序号	名称	代号	定义
8	蜗杆法向弦齿厚偏差  蜗杆法向弦齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 蜗杆法向弦齿厚公差	ΔE_{s1} E_{s1} E_{s1} T_{s1}	在蜗杆喉部的法向弦齿高处,法向弦齿厚的实际值与公称值之差
9	蜗轮齿距累积误差  蜗轮齿距累积公差	ΔF_p F_p	在蜗轮分度圆上,任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的绝对值
10	蜗轮齿圈的径向跳动  蜗轮齿圈径向跳动公差	ΔF_r F_r	在蜗轮的一转范围内,测头在靠近中间平面的齿槽内,与齿高中部的齿面双面接触,相对蜗轮轴线径向距离的最大变动量


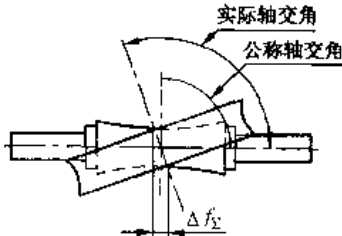
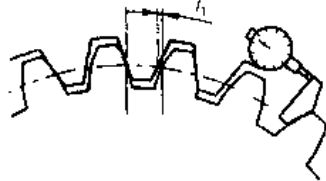
续表 20-1

序号	名 称	代 号	定 义
11	蜗轮齿距偏差  蜗轮齿距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{pt} $+f_{pt}$ $-f_{pt}$	在蜗轮分度圆上,实际齿距与公称齿距之差。 用相对法测量时,公称齿距是指所有实际齿距的平均值
12	蜗轮齿形误差  蜗轮齿形公差	Δf_r f_r	在蜗轮中间平面上,齿形工作部分内,包容实际齿形线的最近两条设计齿形线间的法向距离
13	蜗轮法向弦齿厚偏差  蜗轮法向弦齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 蜗轮法向弦齿厚公差	ΔE_{s2} E_{s2} E_{s2} T_{s2}	在蜗轮喉部的法向弦齿高处,法向弦齿厚的实际值与公称值之差
14	蜗杆副的切向综合误差  蜗杆副的切向综合公差	$\Delta F'_{ic}$ F'_{ic}	安装好的蜗杆副啮合转动时,在蜗轮相对于蜗杆位置变化的一个整周期内,蜗轮的实际转角与公称转角之差的总幅度值。以蜗轮分度圆弧长计

续表 20-1

序号	名称	代号	定义
15	蜗杆副的一齿切向综合误差 蜗杆副的切向综合公差	$\Delta f'_{ic}$ f'_{ic}	安装好的蜗杆副啮合转动时,在蜗轮一转范围内多次重复出现的周期性转角误差的最大幅度值。 以蜗轮分度圆弧长计
16	蜗杆副的中心距偏差  蜗杆副的中心距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_a $+f_a$ $-f_a$	在安装好的蜗杆副的中间平面内,实际中心距与公称中心距之差
17	蜗杆副的接触斑点 		安装好的蜗杆副,在轻微制动下,转动后,蜗杆、蜗轮齿面上出现的接触痕迹。 以接触面积大小、形状和分布位置表示,接触面积大小按接触痕迹的百分比计算确定: 沿齿长方向——接触痕迹的长度 b'' 与理论长度 b' 之比,即 $(b''/b') \times 100\%$; 沿齿高方向——接触痕迹的平均高度 h'' 与理论高度 h' 之比,即 $(h''/h') \times 100\%$; 蜗杆接触斑点的分布位置齿高方向应趋于中间,齿长方向趋于入口处,齿顶和两端部棱边处不允许接触
18	蜗杆副的蜗杆喉平面偏移  蜗杆副的蜗杆喉平面极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{x1} $+f_{x1}$ $-f_{x1}$	在安装好的蜗杆副中,蜗杆喉平面的实际位置和公称位置之差

续表 20 1

序号	名称	代号	定义
19	蜗杆副的蜗轮中间平面偏移	Δf_{x2}	在安装好的蜗杆副中,蜗轮中间平面的实际位置和公称位置之差
	 蜗杆副的蜗轮中间平面极限偏差 上偏差 下偏差	$+f_{x2}$ $-f_{x2}$	
20	蜗杆副的轴交角偏差	Δf_{Σ}	在安装好的蜗杆副中,实际轴交角与公称轴交角之差。 偏差值按蜗轮齿宽确定,以其线性值计
	 蜗杆副轴交角极限偏差 上偏差 下偏差	$+f_{\Sigma}$ $-f_{\Sigma}$	
21	蜗杆副的圆周侧隙	j	在安装好的蜗杆副中,蜗杆固定不动时,蜗轮从工作齿面接触到非工作齿面接触所转过的分度圆弧长
	 最小圆周侧隙	j_{min}	

2 公差组、精度等级及其选择

2.1 精度等级及其选择

标准依据动力直廓环面蜗杆、蜗轮的加工特点、测试手段的完善程度,对其规定了三个精度等级。为与相应齿轮精度对应并从当前的工艺水平出发,用数字6、7、8表示,其中6级精度最高,8级精度最低。

通常,蜗杆、蜗轮采用相同的精度等级。设计者也可根据使用要求的不同,蜗杆、蜗轮采用不同的精度等级。对有特殊要求的蜗杆传动,除 F_r 、 f_r 项目外,其蜗杆、蜗轮左右齿面的精度等级也可取成不同。

2.2 公差组

对于直廓蜗轮、蜗杆动力传动,一般应有以下几方面的要求:

- a. 传递运动的准确性,传动比变化尽可能小;
- b. 传动的平稳性,尽可能减少振动和噪音;
- c. 传动载荷分布的均匀性,保持理想的接触位置;
- d. 合适的齿轮副侧隙。

标准根据各项误差对传动性能的主要影响,将各项误差或极限偏差划分为三个公差组,见表20-2。

表 20 2 公差组

公差组	公差或极限偏差项目	对传动性能的主要影响	公差组	公差或极限偏差项目	对传动性能的主要影响
I	蜗 杆	传递运动的准确性	II	蜗杆副	传动载荷分布的均匀性
	蜗 轮			F_p, F_r	
	蜗杆副			F'_{ic}	
II	蜗 杆	传动的平稳性	III	蜗 杆	接触斑点, f_{Δ}, f_{Σ}
	蜗 轮			f_{μ}	
				蜗杆副	f_{x1}, f_{x2}

2.3 公差组合

根据使用要求的不同,设计者可对三个公差组选用不同的公差等级组合,必须注意的是,在同一公差组中,各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级。

3 齿坯要求

3.1 径向、轴向基准

加工蜗杆时,刀具的主基圆半径对蜗杆加工精度有较大的影响,因此,对主基圆半径偏差作合理的控

制。主基圆半径偏差值见表 20-3。

3.2 齿坯公差

影响蜗杆加工质量的因素有:蜗杆喉部径向跳动及直径的尺寸偏差、基准面轴颈的径向跳动、蜗杆的定位端面的跳动和蜗杆基准端面的跳动。

影响蜗轮加工质量的因素有:蜗轮齿坯外径与轴孔的同轴度,蜗轮喉部直径的尺寸偏差等。

上述因素在蜗杆、蜗轮齿坯加工中应予严格控制。齿坯的各项公差见表 20-4。

表 20-3 主基圆半径偏差定义及偏差

图 示	名 称	代 号	定义及偏差数值												
				主基圆半径偏差	Δf_{rb}	加工蜗杆时,刀具的主基圆半径的实际值与公称值之差									
主基圆半径极限偏差	$\pm f_{rb}$	中心距/mm		80~160			>160~315			>315~630			>630~1 250		
精度等级		6		7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8	
$f_{rb}/\mu\text{m}$		20		30	45	25	40	60	35	55	80	50	80	120	

表 20-4 蜗杆蜗轮齿坯公差 μm

序号	名 称	中 心 距/mm											
		80~160			>160~315			>315~630			>630~1 250		
		精 度 等 级											
		6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8
1	蜗杆喉部直径公差	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9
2	蜗杆基准轴颈径向跳动公差	12	15	30	15	20	35	20	27	48	25	35	55
3	蜗杆两定位端面的跳动公差	12	15	20	17	20	25	22	25	30	27	30	35
4	蜗杆喉部径向跳动公差	15	20	25	20	25	27	27	35	45	35	45	60
5	蜗杆基准端面的跳动公差	15	20	30	20	30	40	30	45	60	40	60	80
6	蜗轮齿坯外径与轴孔的同轴度公差	15	20	30	20	35	50	25	40	60	40	60	80
7	蜗轮喉部直径公差	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9

4 蜗杆、蜗轮的检验与公差

4.1 检验组

标准在蜗杆、蜗轮的三个公差中,各规定了若干检验组。使用者可以根据蜗杆传动的工作条件和生产规模,在各公差组中选定一检验组(见表 20-5)来评定和验收它们的精度。若检验组中有两项或两项以上的检

验项目时,应以检验组中最低的一项精度来评定和验收蜗杆、蜗轮的精度。

当蜗杆副的接触斑点有要求时,蜗轮的齿形误差 Δf_{12} 可不进行检验。

若制造厂与订货者有协议时,应按协议进行评定和验收蜗杆、蜗轮的精度。

表 20-5 检验组

公差组	检 验 组		备 注	公差组	检 验 组		备 注
I	蜗杆	—		II	蜗杆	$\Delta f_{pk}, \Delta f_{pkL}, \Delta f_r$	
	蜗轮	ΔF_D				$\Delta f_{pk}, \Delta f_{pkL}$	
		ΔF_r			蜗轮	Δf_{pt}	
I	蜗杆	$\Delta f_{pa}, \Delta f_{hL}$	用于单头蜗杆	III	蜗杆	Δf_{t1}	
		Δf_{dL}	用于多头蜗杆		蜗轮	Δf_{t2}	

4.2 公差

标准规定的公差数值是以蜗杆、蜗轮的工作轴线为测量的基准轴线。若实际测量基准与标准规定不相符时,应从测量结果中消除因基准不同所带来的影响。

蜗杆、蜗轮各项公差或极限偏差数值见表 20-8;

5 蜗杆副的检验与公差

5.1 蜗杆副的要求

动力直廓环面蜗杆传动中的蜗杆副,除了有 2.2

的要求外,还有安装精度上的要求。只有当上述几方面的要求都得到满足时,则该蜗杆副才认为是合格的。

5.2 蜗杆副的检验

蜗杆副精度的检验项目见表 20-6。

检验蜗杆副接触斑点时,需预先计算出蜗轮齿面的理论接触区,然后再进行对比验收。对于蜗杆,当接触斑点不连续时,应扣除超过两倍蜗杆圆周齿距的断开部分。

表 20-6 蜗杆副检验项目

序号	代 号	项 目 名 称	序号	代 号	项 目 名 称
1	$\Delta F'_{ic}$	蜗杆副的切向综合误差	5	Δf_s	蜗杆副的中心距偏差
2	$\Delta f'_{ic}$	蜗杆副的一齿切向综合误差	6	Δf_{x1}	蜗杆副的蜗杆喉平面偏移
3		蜗杆副接触斑点(大小、形状和分布位置)	7	Δf_{x2}	蜗杆副的蜗轮中间平面偏移
4	j_{\min}	蜗杆副最小圆周侧隙	8	Δf_{Σ}	蜗杆副的轴交角偏差

5.3 蜗杆副的公差

1) 蜗杆副的 F'_{ic} 、 f'_{ic} 值,见表 20-7。

2) 蜗杆副的接触斑点, $f_s, f_{x1}, f_{x2}, f_{\Sigma}$ 值,见表 20-7。

6 蜗杆副侧隙

6.1 侧隙种类

考虑到测量的方便性,标准对蜗杆副仅规定了圆周侧隙 j_t 。设计者应根据蜗杆副的工作条件和使用要求合理地确定蜗杆副最小圆周侧隙 j_{\min} ,以保证传动的正常工作。

6.2 最小圆周侧隙

表 20-7 给出了蜗杆副最小圆周侧隙 j_{\min} 值。设计者可以根据蜗杆副的中心距尺寸和精度等级从表中查到 j_{\min} 值。

6.3 齿厚偏差

蜗杆副的最小圆周侧隙 j_{\min} 主要是通过蜗杆、蜗

轮的齿厚减薄量来获得的。

考虑到蜗杆、蜗轮的加工特点,标准对蜗杆法向弦齿厚上偏差 $E_{s_{n1}}$ 和蜗轮法向弦齿厚上偏差 $E_{s_{n2}}$ 均规定为零。

考虑到蜗杆传动的使用要求,标准对用于双向传动、单向传动的蜗杆副中的蜗杆法向弦齿厚下偏差 $E_{s_{n1}}$ 规定了不同的数值,见表 20-8。

7 图样标注

7.1 蜗杆、蜗轮的图样标注

在蜗杆、蜗轮的工作图样上,应分别标注其精度等级、齿厚极限偏差和标准代号。标注方法和示例见表 20-9。

7.2 蜗杆副的图样标注

对蜗杆副,应标注出相应的精度等级、侧隙和标准代号,标注方法和示例见表 20-9。

表 20-7 蜗杆副公差及极限偏差

 μm

序号	名 称	代 号	中 心 距/mm											
			80~160			>160~315			>315~630			>630~1 250		
			精 度 等 级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8			
1	蜗杆副的切向综合公差	F_{α}	63	90	125	80	112	160	190	140	200	140	200	280
2	蜗杆副的一齿切向综合公差	f_{α}	18	27	35	27	35	45	35	55	63	67	80	100
3	蜗杆副的中心距极限偏移	f_a	+20	-25	+60	+30	+50	+100	+45	+75	+120	+65	+100	+150
			-10	-15	-30	-20	-30	-50	-25	-45	-75	-35	-60	-100
4	蜗杆副的蜗杆中间平面偏移	f_{x1}	± 15	± 20	± 25	± 25	± 40	± 50	± 40	± 60	± 80	± 65	± 90	± 120
5	蜗杆副的蜗轮中间平面偏移	f_{x2}	± 30	± 50	± 75	± 60	± 100	± 150	± 100	± 150	± 220	± 150	± 200	± 300
6	蜗杆副的轴交角极限偏差	f_x	± 15	± 20	± 30	± 20	± 30	± 45	± 30	± 45	± 65	± 40	± 60	± 80
7	蜗杆副的圆周侧隙	j_t	250			380			530			750		
8	蜗杆副的最小圆周侧隙	j_{min}	95			130			190			250		
9	蜗轮齿面接触斑点/%		在理论接触区上, 按高度 不小于85(6级)80(7级)70(8级) 按宽度 不小于80(6级)70(7级)60(8级)											
10	蜗杆齿面接触斑点/%		在工作长度上不小于 80(6级)70(7级)60(8级) 工作面入口可接触较重, 两端修缘部分不应接触											

表 20-8 蜗杆和蜗轮的公差及极限偏差

 μm

序号	名 称	代 号	中 心 距/mm												
			80~160			>160~315			>315~630			>630~1 250			
			精 度 等 级												
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8				
1	蜗杆螺旋线公差	f_{α}	34	51	68	51	68	85	68	102	119	127	153	187	
2	蜗杆一转螺旋线公差	f_h	15	22	30	21	30	37	30	45	53	45	60	68	
3	蜗杆分 度误差	f_{d1}	$z_2/z_1 \neq \text{整数}$	20	30	40	28	40	50	40	60	70	60	80	90
			$z_2/z_1 = \text{整数}$	25	37	50	35	50	62	50	75	87	75	100	112
4	蜗杆圆周齿距极限偏差	f_{pa}	± 10	± 15	± 20	± 14	± 20	± 25	± 20	± 30	± 35	± 30	± 40	± 45	
5	蜗杆圆周齿距累积公差	f_{pda}	20	30	40	30	40	50	40	60	70	75	90	110	
6	蜗杆齿形公差	f_{f1}	14	22	32	19	28	40	25	36	53	36	53	75	
7	蜗杆径向跳动公差	f_r	10	15	25	15	20	30	20	25	35	25	35	50	
8	蜗杆法向弦齿厚上偏差	$E_{s\alpha 1}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
9	蜗杆法向弦齿厚 下偏差	双向回转	35	50	75	60	100	150	90	140	200	140	200	250	
		单向回转	70	100	150	120	200	300	180	200	400	280	350	450	
10	蜗轮齿距累积公差	F_p	67	90	125	90	135	202	135	180	247	180	270	360	
11	蜗轮齿距径向跳动公差	F_r	10	56	71	50	71	90	63	90	112	80	112	140	
12	蜗轮齿距极限偏差	$\pm f_{p0}$	15	20	25	20	30	45	30	40	55	40	60	80	
13	蜗轮齿形公差	f_{f2}	14	22	32	19	28	40	25	36	53	36	53	75	
14	蜗轮法向弦齿厚上偏差	$E_{s\alpha 2}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
15	蜗轮法向弦齿厚下偏差	$E_{s\alpha 2}$	75	100	150	100	150	200	150	200	280	220	300	400	

表 20-9 图样标注方法与示例

精度等级、齿厚极限偏差(或侧隙)的标注方法		示 例
蜗 杆	I、II、III 公差组精度相同,齿厚极限偏差为标准值	蜗杆6 GB/T 16848-1997 第 I、II、III 公差精度等级
	I、II、III 公差组精度等级相同,齿厚极限偏差为非标准值,如上偏差为:-0.27,下偏差为:-0.40	蜗杆6 $\begin{matrix} 0.27 \\ -0.40 \end{matrix}$ GB/T 16848-1997 蜗杆上、下偏差 第 I、II、III 公差组精度等级
蜗 轮	I、II、III 公差组精度等级相同,齿厚极限偏差为标准值	6 GB/T 16848-1997 第 I、II、III 公差组精度等级
	I、II、III 公差组精度等级不同,齿厚极限偏差为标准值	6-7-7 GB/T 16848-1997 第 III 公差组精度等级 第 II 公差组精度等级 第 I 公差组精度等级
	I、II、III 公差组精度等级不同,齿厚极限偏差为非标准值,如上偏差为:+0.10,下偏差为:-0.10	6-7-7(± 0.10) GB/T 16848-1997 齿厚极限偏差 第 III 公差组精度等级 第 II 公差组精度等级 第 I 公差组精度等级
蜗杆副	I、II、III 公差组精度等级相同,侧隙为标准侧隙	蜗杆副6 GB/T 16848-1997 第 I、II、III 公差组精度等级
	I、II、III 公差组精度等级不同,侧隙为: $j_1=0.2\text{ mm}$, $j_{\text{min}}=0.1\text{ mm}$	蜗杆副 6-7-7 $\begin{matrix} 0.2 \\ 0.1 \end{matrix}$ GB/T 16848-1997 蜗杆副的侧隙值 第 III 公差组精度等级 第 II 公差组精度等级 第 I 公差组精度等级

第 21 章

平面包络环面蜗杆传动

平面包络环面蜗杆传动是环面蜗杆传动的一种形式,其接触线和相对速度夹角接近 90° ,有利于形成油膜;同时接触齿数多,诱导曲率半径大,承载能力大,一般比普通圆柱蜗杆传动大 $2\sim 3$ 倍,但制造工艺一般比普通圆柱蜗杆复杂一些。

平面包络环面蜗杆传动,主要有一次包络和二次包络蜗杆传动。平面一次包络环面蜗杆传动多用于精密分度装置和单件生产的动力传动装置,二次包络环面蜗杆传动力传动装置。

本章主要内容有:平面二次包络环面蜗杆传动的

几何要素代号、术语和精度三项标准。

1 几何要素代号

GB/T 16443—1996《平面二次包络环面蜗杆传动几何要素代号》,对轴交角等于 90° 的平面二次包络蜗杆和蜗轮,规定了基本几何要素代号。

1.1 主代号(见表 21-1)

1.2 复合主代号(见表 21-2)

表 21-1 主代号

代号	名 称	代号	名 称	代号	名 称	代号	名 称
小写罗马字母(斜体)		k	直径系数	z	齿数	ε	重合度
a	中心距	m	模数	大写罗马字母(斜体)		ρ	曲率半径
b	齿宽	n	转速	E	修缘长度	ω	角速度
c	顶隙	p	齿距	R	圆弧半径	τ	齿距角
d	直径	r	半径	小写希腊字母(斜体)		ϕ	圆心角
e	修缘值	s	齿厚	α	压力角、齿形角	大写希腊字母(斜体)	
h	齿高	u	齿数比	β	母平面倾角	Δ	肩带宽度
i	传动比	v	线速度	γ	名义螺旋角	Σ	轴交角
j	侧隙	y	齿数增量系数				

表 21-2 复合主代号

代号	名 称	代号	名 称	代号	名 称	代号	名 称
b_1	蜗杆齿宽	d_b	主基圆直径	e_0	蜗杆出口端修缘值	h_{a1}	蜗杆齿顶高
b_2	蜗轮齿宽	d_{a1}	蜗杆最大齿顶圆直径	E_1	蜗杆入口端修缘长度	h_{a2}	蜗轮齿顶高
c^*	顶隙系数	d_{a2}	蜗轮最大齿顶圆直径	E_0	蜗杆出口端修缘长度	h_f	齿根高
d_0	刀具直径	d_{f1}	蜗杆最大齿根圆直径	h'	工作齿高	h_{f1}	蜗杆齿根高
d_1	蜗杆计算圆直径	d_{f2}	蜗轮最大齿根圆直径	h_0	刀具齿高	h_{f2}	蜗轮齿根高
d_2	蜗轮计算圆直径	d_{t1}	蜗杆齿根圆直径	h_1	蜗杆齿高	\bar{h}_{a1}	蜗杆法向弦齿高
d_{a1}	蜗杆齿顶圆直径	d_{t2}	蜗轮齿根圆直径	h_2	蜗轮齿高	\bar{h}_{a2}	蜗轮法向弦齿高
d_{a2}	蜗轮齿顶圆直径	e_1	蜗杆入口端修缘值	h_a	齿顶高	j^*	侧隙系数

续表 21-2

代号	名称	代号	名称	代号	名称	代号	名称
k_1	蜗杆计算圆直径系数	R_{a2}	蜗轮齿顶圆弧半径	s_{n2}	蜗轮法向弦齿厚	α_1	蜗杆齿形角
k_b	主基圆直径系数	r_b	主基圆半径	z'	包围齿数	ρ_a	齿顶圆角半径
m_e	端面模数	α_2	蜗轮齿形角	z''	实际接触齿数	ρ_f	齿根圆角半径
p_t	蜗轮计算圆齿距	R_{f1}	蜗杆齿根圆弧半径	z_1	蜗杆头数	ψ_h	蜗杆包围半角
R_{a1}	蜗杆齿顶圆弧半径	s_{n1}	蜗杆法向弦齿厚	z_2	蜗轮齿数	ψ_s	蜗杆起始角

1.3 角标(见表 21-3)

表 21-3 角标

代号	名称	代号	名称	代号	名称
小写罗马字母		o	出口处的	0	刀具的
a	齿顶的、齿顶高的	s	起始的	1	蜗杆的
b	基圆的	t	端面的、端平面上的	2	蜗轮的
e	外部的、最大的	z	齿的、齿数的	其他标记	
f	齿根的、齿根高的	大写罗马字母		*	尺寸系数(标注在主代号的右上角)
h	一半的	L	左的、左向的、左旋的	'	工作的(标注在主代号的右上角)
i	入口处的	R	右的、右向的、右旋的	"	实际的(标注在主代号的右上角)
n	法向的、法平面上的	阿拉伯数字		-	弦的(标注在主代号的上方)

注：除注明者外，角注均标在代号的右下角。

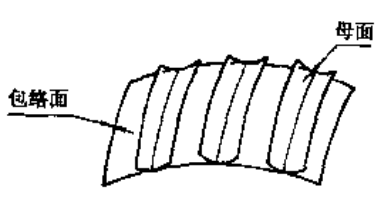
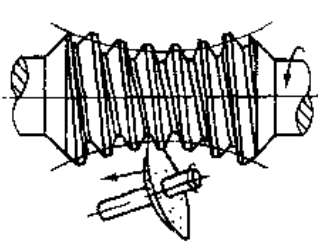
2 术语

术语》，对轴交角等于 90°的平面二次包络环面传动及其蜗杆和蜗轮规定了术语和定义。

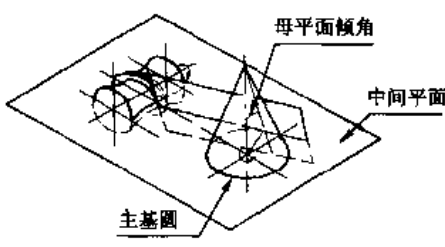
GB/T 16442—1996《平面二次包络环面蜗杆传动

2.1 一般术语(见表 21-4)

表 21-4



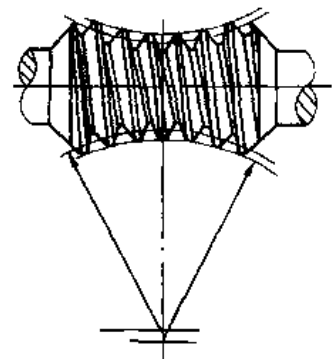
术语	定义	术语	定义
母面	用以创成新曲面的原始曲面 	平面一次包络	用平面作为原始母面进行的包络 
母平面	母面为平面时称为母平面	平面二次包络	用平面一次包络运动创成的包络面作为新的母面进行的包络
包络面	母面按一定规律运动所产生的母面族的包络曲面	二次作用	蜗杆旋转时，蜗杆齿面接触线上的同一点在不同瞬时先后两次与蜗轮同一齿面不同位置相接触的现象
		连心线	蜗杆轴线与蜗轮轴线的公垂线

续表 21-4

术 语	定 义	术 语	定 义
中间平面	由蜗杆轴线和连心线构成的平面 	接触痕迹	啮合区内接触线移动留下的痕迹
中心距	蜗杆轴线与蜗轮轴线之间的距离	侧隙	蜗杆与蜗轮安装就位、固定蜗杆,摆动蜗轮所转过的计算圆弧长
接触线	蜗轮与蜗杆相啮合的某一时刻,接触齿面间所有接触点的连接线	顶隙	蜗杆齿顶圆环面与蜗轮齿根圆环面之间的距离,在连心线上度量
啮合区	在啮入啮出过程中,蜗杆和蜗轮齿面相接触的区域	基准面	用于确定传动副基准位置的基准面,通常定义在蜗杆固定端轴颈的轴肩处
		传动比	蜗杆副主动件角速度与从动件角速度之比值
		直径系数	直径与中心距比值
		齿数增量系数	加工蜗杆采用的工具齿数与蜗轮齿数公称值不一致时,上述两者齿数差与蜗轮齿数公称值之比

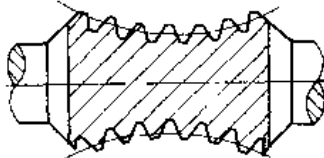
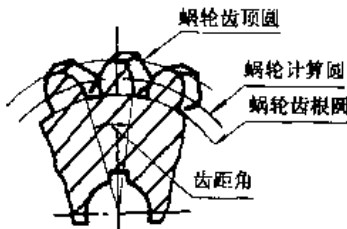
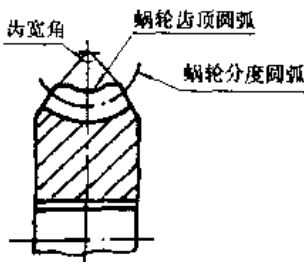
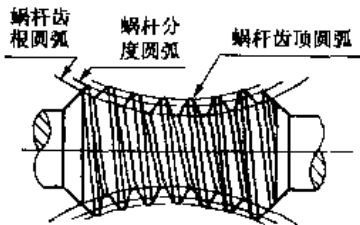
2.2 平面二次包络环面蜗杆传动(见表 21-5)

表 21-5

术 语	定 义	术 语	定 义
传动型式		平面包络环面蜗杆	以直齿或斜齿的平面蜗轮为产形轮展成的环面蜗杆 
原始型传动	加工蜗杆与蜗轮时采用的主要工艺参数与公称值一致的平面二次包络环面蜗杆传动型式	平面二次包络蜗轮	以平面包络环面蜗杆齿面为产形面展开的蜗轮 
修形型传动	加工蜗杆与蜗轮时采用的主要工艺参数与公称值不一致,而蜗杆与蜗轮仍按公称值装配组成的平面二次包络环面蜗杆传动型式	平面二次包络环面蜗杆副	用平面包络环面蜗杆与配对的平面二次包络蜗轮组成的传动副
变齿高传动	蜗杆分度圆半径不变条件下,蜗杆分度圆圆心与蜗杆齿顶圆圆心不重合的平面二次包络环面蜗杆传动型式 		

2.3 曲面、截面及曲线(见表 21-6)

表 21-6

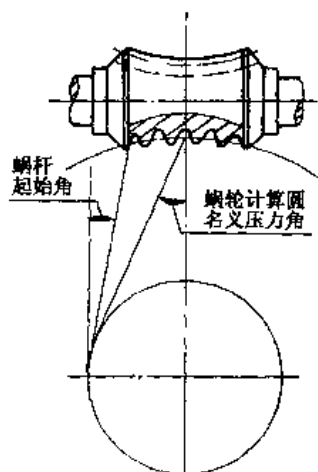
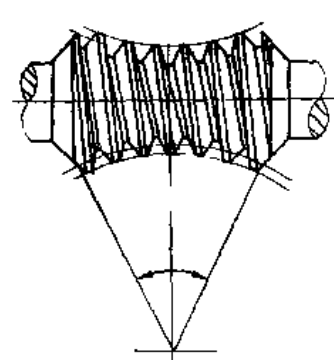
术 语	定 义	术 语	定 义
曲面		蜗杆分度圆	蜗杆轴平面上齿廓内顶与齿根的分界圆
蜗杆分度圆环面	以蜗杆分度圆弧为母线,与蜗杆同轴的假想圆环面	蜗杆齿顶圆环	蜗杆轴平面上齿顶所在的圆弧
蜗杆齿顶圆环面	包含环面蜗杆螺旋齿顶曲面呈圆环状部分的圆环面	蜗杆轴向齿廓	蜗杆轴平面所截得的蜗杆齿廓
蜗杆顶圆柱面	环面蜗杆螺旋齿顶两端呈圆柱状部分的表面		
蜗杆齿根圆环面	包含蜗杆螺旋齿槽底面的假想圆环面		
蜗轮分度圆环面	以配对蜗杆计算圆为母线,与蜗轮同轴的假想圆环面	蜗杆计算圆	蜗杆分度圆环面与蜗杆喉平面的交线
蜗轮齿顶圆环面	包含蜗轮齿顶曲面呈圆环形状部分的圆环面	蜗杆齿根圆	蜗杆齿根圆环面与蜗杆喉平面的交线
蜗轮齿根圆环面	包含蜗轮齿槽底面的假想圆环面	蜗杆齿顶圆	蜗杆齿顶圆环面与蜗杆喉平面的交线
蜗轮顶圆柱面	蜗轮齿顶曲面两端呈圆柱状部分的表面	蜗杆最大齿根圆	蜗杆齿根圆环面与端平面的最大截圆
一次接触区	蜗轮齿面一次接触线的区域	蜗杆最大齿顶圆	蜗杆齿顶圆环面与端平面的最大截圆
同义词:一次区		蜗轮齿中心线	在中间平面上,过蜗轮计算圆齿厚中点与蜗轮圆心的直线
二次接触区	蜗轮齿面二次接触线的区域	蜗轮计算圆	中间平面与蜗轮分度圆环面的交线
同义词:二次区			
截面			
蜗杆轴平面	过蜗杆轴线的平面	蜗轮齿根圆	中间平面与蜗轮齿根圆环面的交线
蜗杆端平面	垂直于蜗杆轴线的平面	蜗轮齿顶圆	中间平面与蜗轮齿顶圆环面的交线
蜗杆喉平面	包含蜗杆有齿部分的最小端截面的平面	蜗轮分度圆	蜗轮轴平面上,齿廓齿顶与齿根的分界圆弧
蜗轮轴平面	过蜗轮轴线的平面		
蜗轮端平面	垂直于蜗轮轴线的平面		
蜗轮喉平面	蜗轮的最小端截面		
曲线			
蜗杆分度螺旋线	蜗杆螺旋齿面与蜗杆分度圆环面的交线		
蜗杆齿根圆弧	蜗杆轴平面上齿根所在的圆弧		
			

续表 21-6

术语	定义	术语	定义
蜗轮齿顶圆弧	形成蜗轮齿顶圆环面的母线	第一界限曲线 同义词:一界曲线	蜗杆曲面上接触线的包络线
主基圆	在中间平面上与展成蜗杆螺旋齿面的母平面相切,并与该母平面回转中心同心的圆	根切判别线	将第一界限曲线旋转投影在蜗杆轴平面上的曲线,若此曲线落在蜗杆齿面上,则蜗杆齿面将发生根切
一次接触线 同义词:一次线	一次包络的接触线	第二界限曲线 同义词:二界曲线	蜗轮齿面上一次接触线的包络线
二次接触线 同义词:二次线	二次包络的接触线		

2.4 角度(见表 21-7)

表 21-7

术语	定义
名义螺旋升角	蜗杆分度螺旋线通过蜗杆喉平面一点的螺旋升角
蜗杆起始角	母平面与中间平面的交线从与蜗杆轴线垂直的位置转至母平面包络运动的初始位置间的角度 
蜗杆包围角	在中间平面上蜗杆齿宽所对应的蜗轮圆心角 

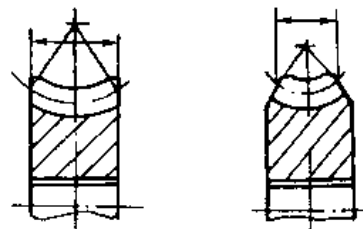
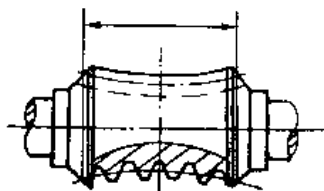
续表 21-7

术 语	定 义
齿宽角	蜗轮分度圆弧所对应的圆心角
母平面倾角	蜗杆螺旋齿的母平面与其回转轴线的夹角
蜗杆工作半角	在中间平面上蜗杆齿宽所对应蜗轮圆心角之半
齿距角	蜗轮计算圆上两相邻同侧齿廓上的相应点弧长所对应的圆心角
蜗轮计算圆名义压力角	过蜗轮计算圆上的一点所作的主基圆切线和该点的径向线之间的夹角

2.5 轮齿(见表 21-8)

表 21-8

术 语	定 义	术 语	定 义
蜗杆头数	蜗杆螺旋齿的数目	蜗轮齿根高	在中间平面上蜗轮计算圆至蜗轮齿根圆的距离
蜗轮齿数	蜗轮轮齿的总数		
蜗杆齿高	蜗杆喉平面上蜗杆齿顶圆半径与齿根圆半径之差	蜗轮计算圆齿距	蜗轮计算圆上两个相邻齿廓上相应点之间的弧长
蜗杆齿顶高	蜗杆喉平面上蜗杆齿顶圆半径与计算圆半径之差		
蜗杆齿根高	蜗杆喉平面上蜗杆齿根圆半径与计算圆半径之差	蜗轮法向弦齿厚	蜗轮螺旋齿在蜗轮分度圆环面上,对称于蜗轮喉平面处的法向弦齿厚
蜗杆法向弦齿厚	蜗杆螺旋齿在蜗杆分度圆环面上,对称于蜗杆喉平面处的法向弦齿厚		
齿顶变尖	蜗杆螺旋齿两端齿顶厚度小于一定限度的现象	蜗轮端面模数	蜗轮计算圆直径与蜗轮齿数的比值
根切	蜗杆齿根一部分齿面被母平面干涉切去的现象		
端部修缘	蜗杆螺旋齿两端出、入口加工出的圆滑斜坡	蜗轮齿宽	蜗轮分度圆环面与轮齿两端端面或轮齿两端圆锥面相交所得到的两个交线圆之间的轴向距离
蜗杆齿宽	蜗杆分度圆环面与蜗杆齿部两端圆锥面相交所得到的两上交线圆之间的轴向距离		
蜗杆旋向	蜗杆螺旋齿的旋向,符合右手系为右旋,符合左手系为左旋	齿数比	蜗轮齿数与蜗杆头数的比值
蜗轮齿高	在中间平面上蜗轮齿根圆至蜗轮齿顶圆的距离		
蜗轮齿顶高	在中间平面上蜗轮齿顶圆至蜗轮计算圆的距离	包围齿数	在中间平面上被蜗杆螺旋齿包围的蜗轮齿数
		实际接触齿数	包围齿数中实际参加啮合的齿数



3 传动精度

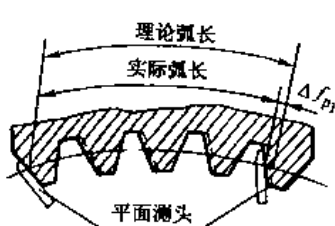
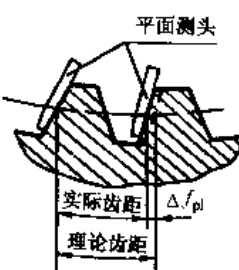
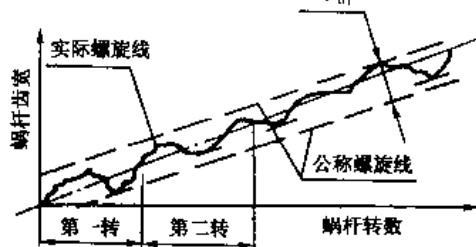
GB/T 16445—1996《平面二次包络环面蜗杆传动精度》，对轴交角为 90° ，中心距至1 250 mm的平面二次包络环面蜗杆副，规定了蜗杆、蜗轮及其蜗杆副的误差定义、代号、精度等级、齿坯要求、检验公差、侧隙和图样标注。

差定义、代号、精度等级、齿坯要求、检验公差、侧隙和图样标注。

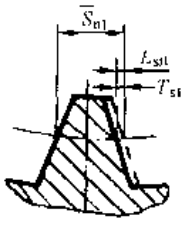
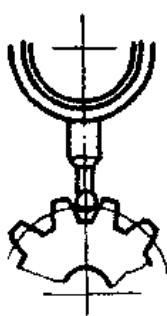
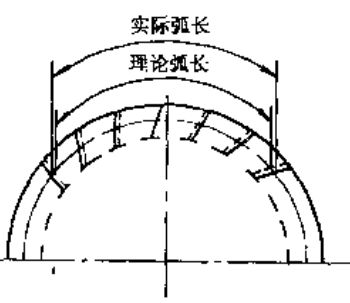
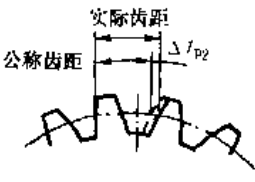
3.1 定义与代号

蜗杆、蜗杆副误差及侧隙的定义与代号见表21-9。

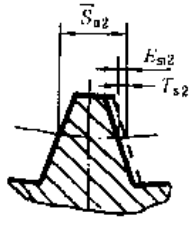

表 21-9 定义和代号

类别	序号	名 称	代 号	定 义
蜗 杆 精 度	1	蜗杆圆周齿距累积误差 	Δf_{p1}	用平面测头绕蜗轮轴线作圆弧测量时，在蜗杆有效螺纹长度内（不包含修缘部分），同侧齿面实际距离与公称距离之差的绝对值
	2	蜗杆圆周齿距累积公差 蜗杆圆周齿距偏差  蜗杆圆周齿距极限偏差 上偏差 下偏差	F_{T1} Δf_{p1} $+f_{p1}$ $-f_{p1}$	用平面测头绕蜗轮轴线作圆弧测量时，蜗杆相邻齿面间的实际距离与公称距离之差
	3	蜗杆分度误差 蜗杆分度公差	Δf_{z1} f_z	在垂直于蜗杆轴线的平面内，蜗杆每条螺纹的等分性误差，以喉平面上计算圆的弧长表示
	4	蜗杆螺旋线误差  蜗杆螺旋线公差	Δf_{h1} f_{h1}	在蜗杆轮齿的工作齿宽范围内（两端不完整齿部分除外），蜗杆分度圆环面上包容实际螺旋线的最近两条公称螺旋线间的法向距离

续表 21-9

类别	序号	名 称	代 号	定 义
蜗 杆 精 度	5	蜗杆法向弦齿厚偏差	ΔE_{s1}	蜗杆喉部法向截面上实际弦齿厚与公称弦齿厚之差
				
		蜗杆法向弦齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 蜗杆齿厚公差	E_{s1} E_{s1} T_{s1}	
蜗 轮	6	蜗轮齿圈径向跳动	ΔF_{r2}	蜗轮齿槽相对蜗轮旋转轴线距离的变动量,在蜗轮中间平面测量
				
蜗 轮 精 度	7	蜗轮齿圈径向跳动公差	F_{r2}	在蜗轮计算圆上,被蜗杆包围齿数内,任意两个同名内侧面实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值
		蜗轮被包围齿数内齿距累积误差	Δf_{p2}	
	8			在蜗轮计算圆上,实际齿距与公称齿距之差。 用相对法测量时,公称齿距是指所有实际齿距的平均值
		蜗轮内距累积公差	F_{p2}	
		蜗轮齿距偏差	Δf_{p2}	
				
		蜗轮齿距极限偏差 上偏差 下偏差	$+ f_{p2}$ $- f_{p2}$	

续表 21-9

类别	序号	名称	代号	定义
蜗 轮 精 度	9	蜗轮法向弦齿厚偏差 	ΔE_{a2}	蜗轮喉部法向截面上实际弦齿厚与公称弦齿厚之差
		蜗轮法向弦齿厚极限偏差 上偏差 下偏差	E_{ua2} E_{sa2}	
		蜗轮齿厚公差	T_{s2}	
蜗 杆 副 精 度	10	蜗杆副的切向综合误差 	ΔF_{tc}	一对蜗杆副,在其标准位置正确啮合时,蜗轮旋转一周范围内,实际转角与理论转角之差的总幅度值,以蜗轮计算圆弧长计
		蜗杆副的切向综合公差	F_{tc}	
	11	蜗轮副的一齿切向综合误差	Δf_{ic}	安装好的蜗杆副啮合转动时,在蜗轮一转范围内多次重复出现的周期性转角误差的最大幅度值,以蜗轮计算圆弧长计
		蜗轮副的一齿切向综合公差	f_{ic}	
12	蜗轮副的中心距偏差	Δf_a	装配好的蜗杆副的实际中心距与公称中心距之差	
	中心距极限偏差 上偏差 下偏差	$+f_a$ $-f_a$		
13	蜗杆和蜗轮的喉平面偏差	Δf_v	在装配好的蜗杆副中,蜗杆和蜗轮的喉平面的实际位置与各自公称位置间的偏移量	
	蜗杆喉平面极限偏差 上偏差 下偏差	$+f_{v1}$ $-f_{v1}$		
14	蜗杆喉平面极限偏差 上偏差 下偏差	$+f_{v2}$ $-f_{v2}$		
	传动中蜗杆轴心线的歪斜度 轴心线歪斜度公差	Δf_y f_y	在装配好的蜗杆副中,蜗杆和蜗轮的轴心线相交角度之差,在蜗杆齿宽长度一半上以长度单位测量	

3.3 齿坯要求

a. 蜗杆、蜗轮在加工、检验和安装时的径向、轴向基准面应尽可能一致,并应在图样上予以标注。

b. 影响蜗杆、蜗轮加工精度的尺寸偏差、基准面的跳动有:

蜗杆:喉部外圆直径、喉部径向跳动、两基准端面的跳动,喉平面至基准端面距离;

蜗轮:基准端面跳动,齿坯外径与轴孔的同心度,喉部直径。

蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差见表 21-11。

表 21-11 蜗杆、蜗轮齿坯尺寸和形状公差

μm

序号	名称	代号	中心距/mm											
			≥80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8			
1	蜗杆喉部外圆直径公差	t_1	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9
2	蜗杆喉部径向跳动公差	t_2	12	15	30	15	20	35	20	27	40	25	35	50
3	蜗杆两基准端面的跳动公差	t_3	12	15	20	17	20	25	22	25	30	27	30	35
4	蜗杆喉平面至基准端面距离公差	t_4	±50	±75	±100	±75	±100	±130	±100	±130	±180	±130	±180	±200
5	蜗轮基准端面的跳动公差	t_5	15	20	30	20	30	40	30	45	60	40	60	80
6	蜗轮齿坯外径与轴孔的不同心度公差	t_6	15	20	30	20	35	50	25	40	60	40	60	80
7	蜗轮喉部直径公差	t_7	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9	h7	h8	h9

3.4 蜗杆、蜗轮及蜗杆副的检验与公差

a. 蜗杆、蜗轮及蜗杆副的检验项目,见表 21-12。

b. 公差

蜗杆的各项公差和极限偏差值,见表 21-13。

蜗轮的各项公差和极限偏差值,见表 21-14。

蜗杆副的各项公差和极限偏差值,见表 21-15。

表 21-12 检验项目

检验项目代号		使用说明
蜗 杆	ΔE_{s1} ,喉部直径偏差	每件必检
	$\Delta F_{D1}, \Delta f_{D1}, \Delta f_r, \Delta f_{b1}$	根据用户要求进行检测
蜗 轮	ΔE_{s2} ,喉部直径偏差	每件必检
	$\Delta F_{D2}, \Delta f_{D2}, \Delta F_r$	根据用户要求进行检测
蜗 杆 副	接触斑点,侧隙	减速机整机出厂时,每台必检; 蜗杆副为成品出厂时,允许按 10%~30% 进行抽检。但至少有一副对研检查(应使用接触斑点检查专用涂料 CT ₁ 或 CT ₂)
	$\Delta f_r, \Delta f_{s1}, \Delta f_{s2}, \Delta f_r, \Delta f'_c$ (或 $\Delta F'_c$)	当用户有特殊要求时进行检测; 当精度为 6 级,用户又提出要求时,才检 $\Delta F'_c$

表 21-13 蜗杆公差及极限偏差

μm

序号	名称	代号	中心距/mm											
			≥80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8			
1	蜗杆圆周齿距累积公差	F_{z1}	20	30	40	30	40	50	40	60	70	75	90	110
2	蜗杆圆周齿距极限偏差	$\pm f_{D1}$	±10	±15	±20	±14	±20	±25	±20	±30	±35	±30	±40	±45
3	蜗杆分度公差	$Z_2/Z_1 = \text{整数}$	10	15	20	14	20	25	20	30	35	30	40	45
		$Z_2/Z_1 = \text{分数}$	25	37	50	35	50	62	50	75	87	75	100	112

续表 21-13

序号	名称	代号	中心距/mm											
			≥80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8			
4	蜗杆螺旋线误差的公差	f_{h1}	28	40	—	36	50	—	45	63	—	63	90	—
5	蜗杆法向弦齿厚公差	双向回转	35	50	75	60	100	150	90	140	200	140	200	250
		单向回转	70	100	150	120	200	300	180	280	400	280	350	450

表 21-14 蜗轮公差及极限偏差

序号	名称	代号	中心距/mm											
			≥80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8			
1	蜗轮齿圈径向跳动公差	F_{r1}	15	20	30	20	30	40	25	40	60	35	55	80
2	蜗轮齿距累积公差	F_{p2}	15	20	25	20	30	45	30	40	55	40	60	80
3	蜗轮齿距极限偏差	$\pm f_{p2}$	±13	±18	±25	±18	-25	±36	±20	±28	±40	±26	±36	±50
4	蜗轮法向弦齿厚公差	T_{s2}	75	100	150	100	150	200	150	200	280	220	300	400

表 21-15 蜗杆副公差及极限偏差

序号	名称	代号	中心距/mm											
			≥80~160			>160~315			>315~630			>630~1250		
			精度等级											
6	7	8	6	7	8	6	7	8	6	7	8			
1	蜗杆副的切向综合公差	F_{ic}	63	90	125	80	112	160	100	140	200	140	200	280
2	蜗杆副的一齿切向综合公差	f_{ic}	40	63	80	60	75	110	70	100	140	100	140	200
3	中心距极限偏差	$+f_a$	+20	+25	-60	+30	+50	+100	-45	+75	+120	+65	-100	+150
		$-f_a$	10	-15	-30	20	-30	-50	25	-45	75	35	-60	100
4	蜗杆喉平面极限偏差	$+f_{x1}$ $-f_{x1}$	±15	±20	±25	±25	±40	±50	±40	±60	±80	±65	±90	±120
	蜗轮喉平面极限偏差	$+f_{x2}$ $-f_{x2}$	±30	±50	±75	±60	±100	±150	±100	±150	±220	±150	±200	±300
5	轴心线歪斜度公差	f_v	15	20	30	20	30	15	30	15	65	40	60	80
6	蜗杆齿面接触斑点, %		在工作长度上不小于85(6级),80(7级),70(8级); 工作面入口可接触较重,两端修缘部分不应接触											
	蜗轮齿面接触斑点, %		在理论接触区上按高度不小于85(6级),80(7级),70(8级); 按宽度不小于80(6级),70(7级),60(8级)											
7	圆周侧隙	最小保证侧隙	j_{mn}	95	130	190	250							
		标准保证侧隙	j	250	380	530	750							

3.5 蜗杆传动的侧隙

a. 侧隙与侧隙种类

蜗杆副侧隙 { 圆周侧隙 j_a (见表 21-15) } 标准保证侧隙 j_s : 用于一般传动
 { 法向侧隙 j_n } 最小保证侧隙 j_{min} : 用于要求侧隙尽可能小, 而又不致卡死的场合

对某些有特殊要求的传动, 设计者可以自行确定侧隙数值。

b. 齿厚偏差
 蜗杆副的侧隙由蜗杆法向弦齿厚的减薄量来保证, 蜗杆、蜗轮法向弦齿厚的上偏差应符合表 21-16 的规定。

表 21-16 蜗杆、蜗轮法向弦齿厚上偏差

蜗杆法向弦齿厚上偏差 E_{sa1}	$E_{sa1} = j_s \cos \alpha$ (或 $j_{min} \times \cos \alpha$)
蜗轮法向弦齿厚上偏差 E_{sa2}	$E_{sa2} = 0$

3.6 图样标注

法见表 21-17。

a. 在蜗杆、蜗轮的工作图上, 应分别标注其精度等级、侧隙代号或法向弦齿厚偏差和标准代号。标注方

b. 在蜗杆副相应的技术文件或图样上, 应标注其精度等级、侧隙代号和标准代号。标注方法见表 21-17。

表 21-17 图样标注方法与示例

精度等级、侧隙代号或法向弦齿厚偏差标注方法		示 例
蜗 杆 或 蜗 轮	蜗杆(蜗轮)的三个公差组精度等级相同, 法向弦齿厚公差为标准值, 侧隙为标准侧隙	蜗杆 (蜗轮) $\begin{matrix} 6 \\ \\ j \end{matrix}$ GB/T 16445 · 1996 侧隙代号 _____ 第 I、I、II 公差组精度等级
蜗 杆 或 蜗 轮	蜗杆(蜗轮)的三个公差组精度等级不同, 法向弦齿厚公差为非标准值, 如上偏差为 -0.25 , 下偏差为 -0.40	蜗杆 (蜗轮) $\begin{matrix} 6-7-7 \\ \\ (-0.25) \\ \\ 0.40 \end{matrix}$ GB/T 16445 · 1996 法向弦齿厚极限偏差 _____ 第 III 公差组精度等级 _____ 第 II 公差组精度等级 _____ 第 I 公差组精度等级 _____
蜗 杆 副	蜗杆副的三个公差组精度等级相同, 侧隙为标准侧隙	蜗杆副 $\begin{matrix} 7 \\ \\ j \end{matrix}$ GB/T 16445 1996 侧隙代号 _____ 第 I、I、II 公差组精度等级
	蜗杆副的三个公差组精度等级不同, 侧隙为最小保证侧隙	蜗杆副 $\begin{matrix} 7-6-6 \\ \\ j_{min} \end{matrix}$ GB/T 16445—1996 侧隙代号 _____ 第 III 公差组精度等级 _____ 第 I 公差组精度等级 _____ 第 I 公差组精度等级 _____

○ 张民安

○ 毕欣莉

第五篇

小模数齿轮传动

小模数齿轮是指法向模数 $m_n < 1$ mm 的齿轮。小模数齿轮传动一般不作为动力传递,而主要用于传递运动。其传动型式有三种:平行轴、相交轴、交错轴。小模数齿轮传动的特点在于:可高速传动,传动效率高,传动平稳,制造装配简便。结构紧凑,能实现大传动比等。因此,被广泛用于精密仪器和伺服机械的传动系统中。如照相机、显微镜、天文望远镜、计量仪器、光学仪器、航海仪器、雷达和火炮的解算装置,自动驾驶仪表和导弹的控制系统以及机器人的执行机构等。

本篇就小模数齿轮传动中大量使用的渐开线圆柱齿轮、锥齿轮、圆柱蜗杆、蜗轮,介绍了与其相关的模数系列、基本齿廓、精度标准。并对标准应用的难点、要点进行了扼要说明。

上述标准是机械工业中重要的基础标准,积极采用和贯彻实施,不仅保证传动的互换性,而且可以减少齿轮规格,有利于产品、刀具、量仪、机床的标准化,提高生产效率和质量,降低产品成本,提高产品的市场竞争能力。

第22章

小模数渐开线圆柱齿轮

小模数渐开线圆柱齿轮传动是小模数齿轮传动的常用型式,主要用来传递运动,其基本要求是传动比恒定,工作平稳。

本章主要内容是介绍其模数系列、基本齿廓、精度等三项国家标准。

1 模数系列

齿轮模数是齿轮设计、制造和检验的重要参数。其

表 22-1 小模数渐开线圆柱齿轮模数

	mm											
第 I 系列	0.1	0.12	0.15	0.2	0.3		0.4	0.5	0.6		0.8	
第 II 系列						0.35				0.7		0.9

2 基本齿廓

GB/T 2362—1990《小模数渐开线圆柱齿轮基本齿廓》,对法向模数 $m_n < 1.0$ mm 的渐开线圆柱齿轮及齿条规定了其基本齿廓的定义和基本参数。

数值大小直接表示齿轮尺寸的大小。

小模数渐开线圆柱齿轮模数没有单独制订标准,而是与法向模数 $m_n \geq 1$ mm 渐开线圆柱齿轮一起,制订为 GB/T 1357—1987《渐开线圆柱齿轮 模数》。

小模数渐开线圆柱齿轮模数值的规定见表 22-1。

2.1 定义

基本齿廓是指基本齿条的法面齿廓。

2.2 参数

基本齿廓的各参数是以其基准线来规定,见表 22-2。

表 22-2 基本齿廓尺寸参数

参 数	代号与数值	图 示
齿顶角	$\alpha = 20^\circ$	
齿顶高	$h_a = m_n$	
工作齿高	$h' = 2m_n$	
齿距	$p = \pi m_n$	
顶隙	$c = 0.35m_n$	
齿根圆角半径	$\rho_f \leq 0.2m_n$	

3 精度

GB/T 2363—1990《小模数渐开线圆柱齿轮精度》,对法向模数 $m_n < 1.0$ mm,基本齿廓符合 GB/T 2362 规定的分度圆直径 $d \leq 400$ mm 的渐开线圆柱齿轮,规定了误差定义、代号、精度等级、齿坯要求、公差与检验、侧隙及图样标注等。标准在附录中推荐了齿轮传动误差项目、定义和代号(见表 22-3 序号 17~21)。

对齿形角 $\alpha \neq 20^\circ$ 的小模数渐开线圆柱齿轮,考虑

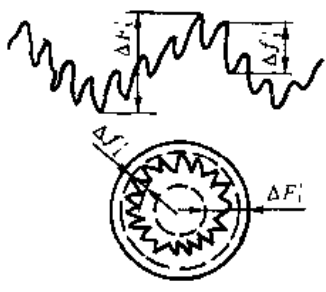
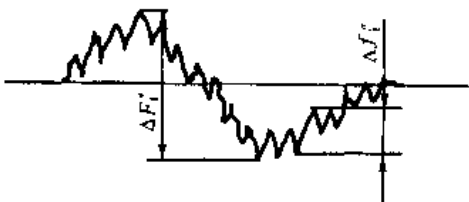
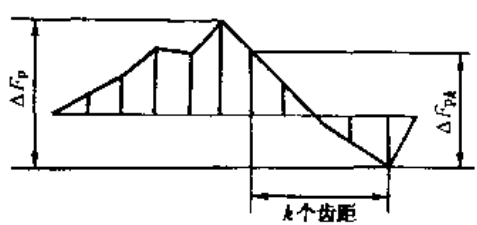
到因齿形角的改变对径向误差产生的影响,使用标准中的公差数表时,应对径向综合公差 F_{ri}'' 、齿圈径向跳动公差 F_r 、一齿径向综合公差 f_{ri}'' 项目的数值乘以系数 $K = \sin 20^\circ / \sin \alpha$ 。

当齿轮规格超出标准表列尺寸时,可通过标准附录中公差或极限偏差计算式及公比,计算各项目的公差数值。

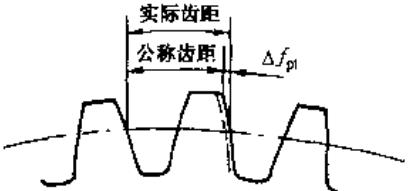
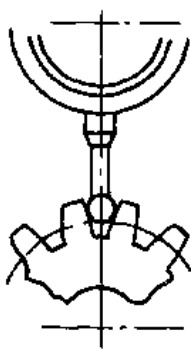
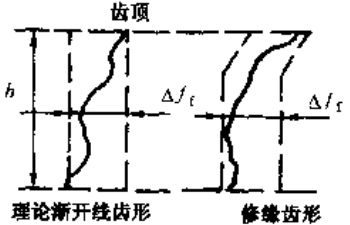
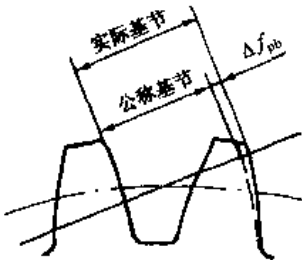
3.1 定义及代号

齿轮及其传动的误差项目、定义和代号见表 22-3。

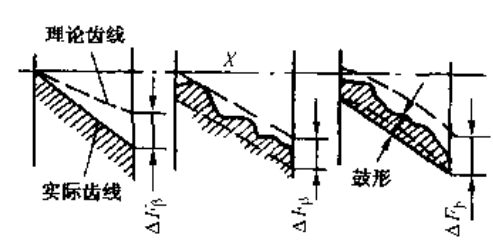
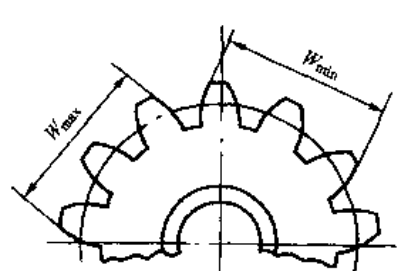
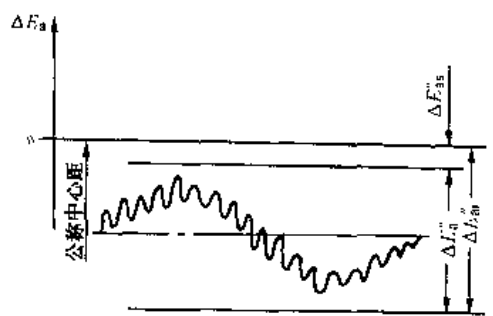
表 22-3 定义和代号

序号	名称	代号	定义
1	切向综合误差 	$\Delta F_1'$ F_1'	被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时,在被测齿轮一转内,实际转角与理论转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计
2	一齿切向综合误差 一齿切向综合公差	$\Delta f_1'$ f_1'	被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时,在被测齿轮一齿距角内,实际转角与理论转角之差的最大值。以分度圆弧长计
3	径向综合误差 	$\Delta F_1''$ F_1''	被测齿轮与理想精确的测量齿轮双面啮合时,在被测齿轮一转内,双啮中心距的最大变动量
4	一齿径向综合误差 一齿径向综合公差	$\Delta f_1''$ f_1''	被测齿轮与理想精确的测量齿轮双面啮合时,在被测齿轮一齿距角内,双啮中心距的最大变动量
5	齿距累积误差 	ΔF_p F_p	在分度圆上 ¹⁾ ,任意两个同侧齿面间实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值
6	k 个齿距累积误差 k 个齿距累积公差	ΔF_{pk} F_{pk}	在分度圆上 ¹⁾ , k 个齿距的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值。 k 为 2 到 $\frac{z}{8}$ 的整数

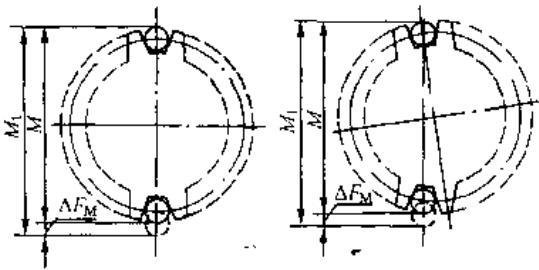
续表 22-3

序号	名 称	代号	定 义
7	齿距偏差  齿距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{pt} $+f_{pt}$ $-f_{pt}$	在分度圆上 ¹⁾ , 实际齿距与公称齿距之差
8	齿圈径向跳动  齿圈径向跳动公差	ΔF_r F_r	在齿轮一转范围内, 测头在齿槽内, 与齿高中部的齿面双面接触, 测头相对于齿轮轴线的最大变动量
9	齿形误差  齿形公差	Δf_t f_t	在端截面上, 齿形工作部分内, 包容实际齿形的最近两条设计齿形间的法向距离。 设计齿形是指理论渐开线齿形、修缘齿形等
10	基节偏差  基节极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{pb} $+f_{pb}$ $-f_{pb}$	实际基节与公称基节之差

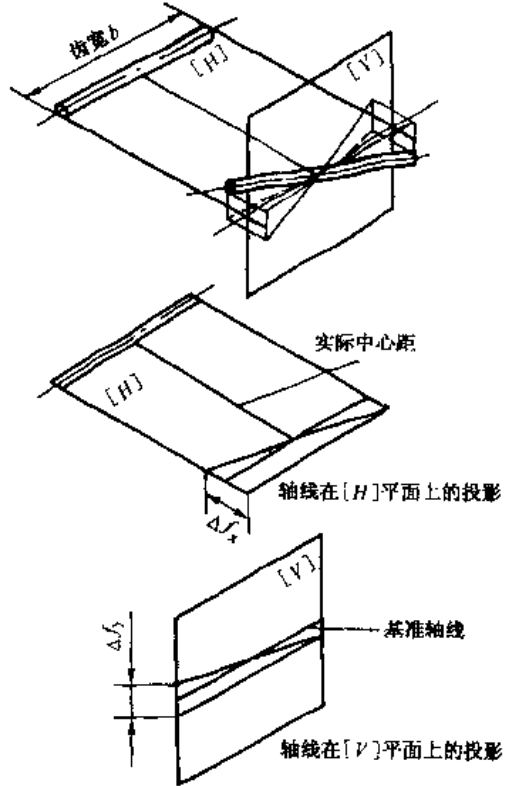
续表 22-3

序号	名称	代号	定义
11	<p>齿向误差</p>  <p>齿向公差</p>	<p>ΔF_{β}</p> <p>F_{β}</p>	<p>在分度圆柱面上全齿宽范围内(端部倒角部分除外),包容实际齿线的最近两条设计齿线间的端面距离</p>
12	<p>公法线长度变动</p>  <p>公法线长度变动公差</p>	<p>ΔF_w</p> <p>F_w</p>	<p>在齿轮一周范围内,实际公法线长度最大值与最小值之差</p>
13	<p>齿厚偏差</p> <p>齿厚极限偏差 上偏差 下偏差</p> <p>齿厚公差</p>	<p>ΔE_s</p> <p>E_{s+} E_{s-} T_s</p>	<p>在分度圆柱面上,齿厚的实际值与公称值之差。 对于斜齿轮,指法向齿厚</p>
14	<p>双啮中心距偏差</p>  <p>双啮中心距极限偏差 上偏差 下偏差</p>	<p>$\Delta F_{a''}$</p> <p>$E_{a''+}$ $E_{a''-}$</p>	<p>被测齿轮与理想精确的测量齿轮双面啮合时,双啮中心距的实际值与公称值之差</p>

续表 22-3

序号	名称	代号	定义
15	量柱测量距偏差  M_1 —公称量柱测量距尺寸; M —实际量柱测量距尺寸 量柱测量距极限偏差 上偏差 下偏差	ΔE_M E_{Ms} E_{Mi}	在齿轮一周范围内,量柱测量距的实际值与公称值之差
16	公法线平均长度偏差 公法线平均长度极限偏差 上偏差 下偏差	ΔE_{wm} E_{wms} E_{wmi}	在齿轮一周范围内,公法线实际长度的平均值与公称值之差
17	传动切向综合误差 传动切向综合公差	$\Delta F_n'$ F_n'	齿轮装配后,在传动的整周期内,从动齿轮的实际转角与理论转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计
18	传动一齿切向综合误差 传动一齿切向综合公差	$\Delta f_{it}'$ f_{it}'	齿轮装配后,在转动的一齿距角内,从动齿轮的实际转角与理论转角之差的最大值。以分度圆弧长计,在整周期内取值
19	侧隙 法向侧隙 圆周侧隙 最大法向侧隙 最小法向侧隙 最大圆周侧隙 最小圆周侧隙	j_n j_t j_{nmax} j_{nmin} j_{tmax} j_{tmin}	齿轮装配后,当工作齿面接触时,非工作齿面间的最小距离 齿轮装配后,一个齿轮固定,另一个齿轮从工作齿面接触到非工作齿面接触所转过的分度圆弧长
20	中心距偏差 中心距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_a $+f_a$ $-f_a$	在齿宽的中间平面内,实际中心距与公称中心距之差
21	轴线平行度误差 x 方向轴线平行度误差	Δf_x	一对齿轮轴线在其基准平面[H]上投影的平行度误差。在等于齿宽的长度上测量

续表 22-3

序号	名称	代号	定义
	<p>y 方向轴线平行度误差</p>  <p>实际中心距</p> <p>轴线在[H]平面上的投影</p> <p>基准轴线</p> <p>轴线在[V]平面上的投影</p> <p>x 方向轴线平行度公差</p> <p>y 方向轴线平行度公差</p>	<p>Δf_y</p> <p>f_x</p> <p>f_y</p>	<p>一对齿轮轴线在垂直于基准平面²⁾, 并且平行于基准轴线的平面[V]上投影的平行度误差。在等于齿宽的长度上测量</p>

1) 允许在齿高中部测量

2) 包含基准轴线、并通过齿宽中间平面与另一轴线相交点所形成的平面, 称为基准平面。两条轴线中任一条轴线都可作为基准轴线。

3.2 精度等级与公差组

3.2.1 齿轮有 12 个精度等级, 精度由高到低依次用数字 1 到 12 表示。1 级和 2 级为发展级, 标准未给出公差数值。

3.2.2 齿轮各项公差或偏差项目划分为三个公差组, 见表 22-4。

一般情况下, 齿轮的三个公差组选用相同的精度等级。根据使用要求和加工的经济性, 三个公差也可选用不同的精度等级, 应注意的是同一公差组内各公差项目应保持相同的精度等级。

表 22-4 齿轮公差组

公差组	I	II	III
公差或偏差项目	$F'_d, F''_d, F_P, F_{pk}, F_r, F_w$	$f'_d, f''_d, f_{pk}, f_j, f_{ph}$	F_g

3.2.3 精度等级的选择

齿轮精度等级的选择, 通常须根据传动的用途、工作条件、性能或其他技术要求来确定。表 22-5 是精密机械和仪器常用的齿轮精度等级, 供参考。

表 22-5 精度等级适用范围

精度等级	用途	精度等级	用途
3~6	测量齿轮	5~8	小功率伺服机构
4~6	量仪	7~9	一般传动机构(记录器、计数器)
5~8	光学仪器	6~8	功率传动机构
6~8	雷达	7~9	热工仪表
6~8	航空仪表		

3.3 齿坯要求

齿坯误差对齿轮轮齿的加工、检验和安装有很大的影响。通常用控制齿坯质量来保证和提高齿轮的加工和安装精度。

设计人员应正确地选择齿坯的检验项目及公差。

齿轮的加工、检验和安装时的定位基准面应尽量一致,并应在齿轮零件图上予以标注。

齿坯公差见表22-6~表22-8。

表 22-6 齿坯尺寸公差

μm

精度等级	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
孔	IT4		IT5		IT6		IT7		IT8		
轴	IT4		IT5		IT6		IT7		IT8		
顶圆直径 ¹⁾	h7				h8				h9		h10

1) 当顶圆不作测量齿厚基准时,尺寸公差按IT11给定,但不大于0.1mm。

表 22-7 齿顶径向圆跳动公差

μm

d/mm	精度等级										d/mm	精度等级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤32	3	5	7	10	14	20	25	32	40	50	>125~200	5	7	10	13	18	26	32	40	50	65
>32~50	4	6	8	11	15	21	26	33	42	52	>200~315	6	8	11	14	20	28	35	44	55	70
>50~80	4	6	8	11	16	22	28	35	41	55	>315~400	6	8	13	17	24	34	42	52	65	80
>80~125	5	7	9	12	17	24	30	38	48	60											

表 22-8 齿坯端面圆跳动公差

μm

d/mm	精度等级										d/mm	精度等级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
≤32	3	5	7	10	14	20	25	32	40	50	>125~200	5	7	11	16	22	30	34	48	60	75
>32~50	3	5	8	11	15	21	26	33	42	52	>200~315	7	10	14	19	27	38	46	60	75	95
>50~80	4	6	9	12	17	21	30	38	48	60	>315~400	9	13	18	25	35	49	62	78	98	120
>80~125	4	6	9	13	18	25	32	40	50	65											

3.4 公差与检验

3.4.1 齿轮的工作轴线是检验基准,检验时应遵守这一原则,并应考虑由于基准不一致而带来的影响。

3.4.2 根据齿轮用途、精度要求、生产规模及计量测试条件,可从表22-9中三个公差组内各选一检验组来

检定或验收齿轮的精度。表22-9还推荐了各检验组适用的精度等级范围。

3.4.3 公差检验组可由设计者选定,或由供需双方协议确定。

表 22-9 齿轮检验组

公差组	I					II				III
	ΔF _i '	ΔF _v	ΔF _p 、ΔF _{pb}	ΔF _i ''、ΔF _w	ΔF _c 、ΔF _w	Δf _i '	Δf _i ''	Δf _t 、Δf _{pb}	Δf _c 、Δf _{pb}	ΔF _β
适用的精度等级范围	3~7	6~9	4~8	5~9	7~12	3~7	5~9	5~9	6~9	3~9

齿轮的公差或极限偏差 F_i'、F_i''、F_v、F_{pb}、F_w、F_c、f_i'、f_i''、f_{pb}、f_t、f_{pb}及 F_β 的数值见表22-12。齿轮传动公差、公差计算式及公比分别见表22-23~表22-28。

3.5 侧隙

3.5.1 标准从测量、计量角度出发,规定采用圆周侧隙 j_a。若需法向侧隙 j_n 值时,可按下述公式换算:

$$j_n = j_a \cos \alpha \cos \beta \dots \dots \dots (22.1)$$

3.5.2 标准对齿轮传动侧隙规定了5种最小圆周侧隙 j_{cn} 种类,按 j_{cn} 值从小到大的顺序,用字母 h、g、f、e、d 表示,h 值为零,如图22-1所示。具体数值见表22-25。

3.5.3 一般情况下,可采用 f、g 类侧隙。只有当要求的侧隙值为零时,才采用 h 类。如若考虑侧隙种类与精度等级的对应关系,可按表22-10参考使用。

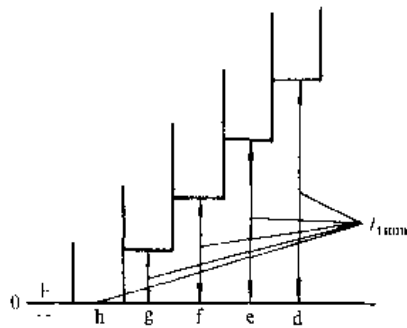


图 22-1 侧隙种类

表 22-10 侧隙适用范围

侧隙种类	h	g	f	e	d
第 I 公差组精度等级	3~7	3~8	3~10	3~12	3~12

表 22-11 图样标注方法

序号	精度等级与侧隙种类标注方法	示 例
1	齿轮的 I、II、III 公差组精度等级同为 7 级, 侧隙种类为 g 时	$\begin{array}{c} 7 \text{ g} \\ \text{侧隙种类} \\ \text{I、II、III 公差组精度等级} \end{array}$ GB/T 2363--1990
2	齿轮的 I、II、III 公差组精度等级不同, 侧隙种类为 e 时	$\begin{array}{c} 7 \text{ 3 6} \\ \text{e} \\ \text{侧隙种类} \\ \text{第 III 公差组精度等级} \\ \text{第 II 公差组精度等级} \\ \text{第 I 公差组精度等级} \end{array}$ GB/T 2363 -1990
3	自行规定齿轮传动侧隙时, 侧隙种类不标注, 可在相应侧隙指标的公称尺寸上标注其上、下偏差	$\begin{array}{c} 7 \\ E_{wm} \\ \text{公差线平均长度上、下偏差} \\ \text{齿轮 I、II、III 公差组精度等级} \end{array}$ GB/T 2363 1990

表 22-12 齿轮各检验项目的公差或极限偏差

精度等级	代号	法向模数 m_n/mm	分度圆直径 d/mm								
			≤ 12	$>12 \sim 20$	$>20 \sim 32$	$>32 \sim 50$	$>50 \sim 80$	$>80 \sim 125$	$>125 \sim 200$	$>200 \sim 315$	$>315 \sim 400$
μm											
3	F'_1	0.1~0.5	7	7.5	8	8.5	9	10	11	12	13
		$>0.5 \sim <1.0$	7.5	8	8.5	9	10	11	12	13	14
	F''_1	0.1~0.5	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$>0.5 \sim <1.0$	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	F_D	0.1~<1.0	4	5	6	7	8	9	10	11	
	F_{pk}	0.1~<1.0	2	3	3	4	4	4	5	6	7
	F_c	0.1~0.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7
		$>0.5 \sim <1.0$	4	4.5	4.5	5	5.5	6	6.5	7	8
	f'_1	0.1~0.5	3	3	3	2	2	2	2	2	2
		$>0.5 \sim <1.0$	4	4	4	3	3	3	3	3	3

3.5.4 评定齿轮传动侧隙的指标是: $\Delta E_s''$ 、 ΔE_M 、 ΔE_{wm} 及 ΔE_s 。

在检验过程中, 对批量生产的中等精度齿轮多采用双啮中心距偏差 $\Delta E_s''$; 对较精密的齿轮侧隙检验, 采用量柱测量距偏差 ΔE_M ; 通常齿厚偏差 ΔE_s , 因测量精度较低一般不推荐采用。标准亦未给出极限偏差数值, 若有需要可按表 22-26 中的公式进行计算。

$\Delta E_s''$ 、 ΔE_M 、 ΔE_{wm} 的极限偏差数值见表 22-13 至表 22-22。

3.5.5 有特殊需要时, 允许自行规定侧隙要求。

3.6 图样标注

在齿轮图样上应标注齿轮的精度等级和侧隙种类, 标注示例见表 22-11。

续表 22 12

精度等级	代号	法向模数 m_n/mm	分度圆直径 d/mm								
			≤ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$	$>200\sim 315$	$>315\sim 400$
			μm								
3	f_i''	0.1~0.5	3								
		$>0.5\sim <1.0$	4								
	f_{pt}	0.1~<1.0	2	2	2	2	2	2	2.5	2.5	2.5
		f_i	0.1~0.5	3	3	3	2	2	2	2	2
	$>0.5\sim <1.0$		4	1	4	3	3	3	3	3	3
	f_{ph}	0.1~0.5	1.5								
		$>0.5\sim <1.0$	2								
	F_p	齿宽 b/mm	≤ 10			$>10\sim 20$			$>20\sim 40$		
		公差/ μm	2			3			4		
	F_i'	0.1~0.5	11	11.5	12	13	14	15	17	19	21
$>0.5\sim <1.0$		11.5	12	13	14	15	16	18	20	22	
F_i''	0.1~0.5	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
	$>0.5\sim <1.0$	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
F_p	0.1~<1.0	7	8	9	10	11	12	13	16	19	
F_{ph}	0.1~<1.0	4	4	5	6	6	7	8	9	11	
F_r	0.1~0.5	5	6	6	7	8	9	10	11	12	
	$>0.5\sim <1.0$	6	7	7	8	9	10	11	12	13	
f_i'	0.1~0.5	5	5	5	4	4	4	4	4	4	
	$>0.5\sim <1.0$	6	6	6	5	5	5	5	5	5	
f_i''	0.1~0.5	4									
	$>0.5\sim <1.0$	6									
f_{pt}	0.1~<1.0	3	3	3	3	3	3	3.5	4	4.5	
f_i	0.1~0.5	4	4	4	3	3	3	2	2	2	
	$>0.5\sim <1.0$	5	5	5	4	4	4	4	4	4	
f_{ph}	0.1~0.5	3									
	$>0.5\sim <1.0$	3.5									
F_p	齿宽 b/mm	≤ 10			$>10\sim 20$			$>20\sim 40$			
	公差/ μm	3			4			5			
F_i'	0.1~0.5	18	19	20	21	22	25	27	29	32	
	$>0.5\sim <1.0$	19	20	21	22	21	26	28	30	34	
F_i''	0.1~0.5	15	16	17	18	19	20	22	24	26	
	$>0.5\sim <1.0$	17	18	19	20	21	22	24	26	28	
F_p	0.1~<1.0	11	12	14	16	18	20	22	26	30	
F_{ph}	0.1~<1.0	6	7	8	9	10	11	13	15	17	

续表 22-12

精度等级	代号	法向模数 m_n/mm	分度圆直径 d/mm									
			≤ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$	$>200\sim 315$	$>315\sim 400$	
			μm									
5	F_w	0.1~<1.0	4	5	6	7	8	10	12	14	16	
	F_f	0.1~0.5	8	9	10	11	12	13	14	16	18	
		>0.5~<1.0	9	10	11	12	13	14	16	18	20	
	f_i'	0.1~0.5	7	7	7	6	6	6	6	6	6	
		>0.5~<1.0	8	8	8	7	7	7	7	7	7	
	f_i''	0.1~0.5	7									
		>0.5~<1.0	9									
	f_{pc}	0.1~<1.0	3.5	3.5	4	4.5	5	5.5	6	7	7	
	f_t	0.1~0.5	6	6	6	5	5	5	4	4	4	
		>0.5~<1.0	7	7	7	6	6	6	5	5	5	
	f_{pb}	0.1~0.5	4									
		>0.5~<1.0	5									
	F_{β}	齿宽 b/mm	≤ 10			$>10\sim 20$			$>20\sim 40$			
		公差/ μm	5			6			8			
6	F_i'	0.1~0.5	24	26	28	30	32	34	38	42	46	
		>0.5~<1.0	26	28	30	32	34	37	40	46	50	
	F_i''	0.1~0.5	21	22	24	26	28	30	32	34	36	
		>0.5~<1.0	24	25	26	28	30	32	34	36	38	
	F_p	0.1~<1.0	16	18	20	22	24	28	32	36	42	
	P_{pb}	0.1~<1.0	9	10	11	12	14	16	18	20	21	
	F_w	0.1~<1.0	6	7	8	10	12	14	16	18	22	
	F_f	0.1~0.5	13	14	15	16	18	20	22	26	30	
		>0.5~<1.0	15	16	17	18	20	22	24	28	32	
	f_i'	0.1~0.5	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
		>0.5~<1.0	12	12	12	12	12	11	11	11	11	
	f_i''	0.1~0.5	10									
		>0.5~<1.0	12									
	f_{pc}	0.1~<1.0	5	5.5	6	6.5	7	8	9	10	11	
	f_t	0.1~0.5	8	8	8	7	7	7	6	6	6	
		>0.5~<1.0	10	10	10	9	9	8	8	8	8	
	f_{pb}	0.1~0.5	7									
		>0.5~<1.0	8									
F_{β}	齿宽 b/mm	≤ 10			$>10\sim 20$			$>20\sim 40$				
	公差/ μm	6			8			10				

续表 22-12

精度等级	代号	法向模数 m_n/mm	分度圆直径 d/mm								
			≤ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$	$>200\sim 315$	$>315\sim 400$
			μm								
7	F_1'	0.1~0.5	34	36	38	40	44	48	52	58	64
		$>0.5\sim <1.0$	36	38	40	42	46	50	54	62	70
	F_1''	0.1~0.5	30	32	34	36	38	40	42	45	48
		$>0.5\sim <1.0$	34	36	38	40	42	44	46	48	52
	F_p	0.1~<1.0	23	25	28	32	36	40	46	52	58
	F_{pk}	0.1~<1.0	12	14	16	18	20	24	27	30	33
	F_w	0.1~<1.0	8	10	12	14	16	20	24	28	32
	F_t	0.1~0.5	18	20	22	24	26	28	32	36	40
		$>0.5\sim <1.0$	20	22	24	26	28	30	34	38	42
	f_1'	0.1~0.5	15	15	15	13	13	13	13	13	13
		$>0.5\sim <1.0$	20	20	20	17	17	15	15	15	15
	f_1''	0.1~0.5	14								
		$>0.5\sim <1.0$	18								
	f_{D1}	0.1~<1.0	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	f_t	0.1~0.5	11	11	11	10	10	9	9	9	9
		$>0.5\sim <1.0$	13	13	13	12	12	11	11	11	11
	f_{pb}	0.1~0.5	10								
		$>0.5\sim <1.0$	11								
	F_p	齿宽 b/mm	≤ 10			$>10\sim 20$			$>20\sim 40$		
		公差/ μm	9			13			15		
F_1''	0.1~0.5	42	44	46	48	50	54	58	62	66	
	$>0.5\sim <1.0$	48	50	52	54	56	60	61	68	72	
F_D	0.1~<1.0	32	35	40	45	50	55	62	70	80	
F_{pk}	0.1~<1.0	18	20	22	25	28	32	36	40	46	
F_w	0.1~<1.0	12	14	17	20	24	28	32	38	44	
F_t	0.1~0.5	26	28	30	32	36	40	44	48	52	
	$>0.5\sim <1.0$	28	30	32	36	40	44	47	52	56	
f_1''	0.1~0.5	20									
	$>0.5\sim <1.0$	25									
f_{D1}	0.1~<1.0	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
f_t	0.1~0.5	15	15	15	14	14	13	13	13	13	
	$>0.5\sim <1.0$	18	18	18	16	16	14	14	14	14	
f_{pb}	0.1~0.5	14									
	$>0.5\sim <1.0$	15									

续表 22-12

精度等级	代号	法向模数 m_n/mm	分度圆直径 d/mm								
			≤ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$	$>200\sim 315$	$>315\sim 400$
			μm								
8	F_β	齿宽 b/mm	≤ 10			$>10\sim 20$			$>20\sim 40$		
		公差 $/\mu\text{m}$	11			15			19		
9	F_α	0.1~0.5	54	56	58	60	62	65	70	75	80
		$>0.5\sim 1.0$	62	64	66	68	70	75	80	85	90
	F_α	0.1~0.5	15	18	21	25	30	35	40	47	55
		$>0.5\sim 1.0$	32	34	37	40	45	50	55	60	65
	F_α	0.1~0.5	32	34	37	40	45	50	55	60	65
		$>0.5\sim 1.0$	35	37	40	45	50	55	60	65	70
	f_i''	0.1~0.5	25								
		$>0.5\sim 1.0$	30								
	$f_{\alpha\alpha}$	0.1~0.5	16	17	18	19	20	22	25	27	30
	f_i	0.1~0.5	20	20	20	18	18	18	16	16	16
$>0.5\sim 1.0$		25	25	25	22	22	22	20	20	20	
F_β	齿宽 b/mm	≤ 10			$>10\sim 20$			$>20\sim 40$			
	公差 $/\mu\text{m}$	14			20			24			
10	F_i''	0.1~0.5	60	65	70	75	80	85	90	95	100
		$>0.5\sim 1.0$	70	75	80	85	90	95	100	105	110
	F_i	0.1~0.5	40	42	45	50	56	62	68	76	85
		$>0.5\sim 1.0$	44	46	50	56	62	68	74	80	90
	f_i''	0.1~0.5	30								
		$>0.5\sim 1.0$	35								
11	f_i	0.1~0.5	25	25	25	23	23	23	20	20	20
		$>0.5\sim 1.0$	30	30	30	27	27	27	25	25	25
12	F_i	0.1~0.5	50	55	60	65	70	75	85	95	105
		$>0.5\sim 1.0$	55	60	65	70	75	80	90	100	110
	F_i	0.1~0.5	65	70	75	80	85	90	105	115	130
		$>0.5\sim 1.0$	75	80	85	90	95	100	110	120	135

表 22-13 3级精度侧隙指标的极限偏差

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	双啮中心距					量柱测量距					公法线平均长度																			
		上偏差 E_{sa} 下偏差 E_{sa}					上偏差 E_{M1} 下偏差 E_{M2}					上偏差 $E_{s10.5}$ 下偏差 $E_{s10.5}$																			
		侧 隙 种 类																													
																	μm														
																	h	g	f	e	d	b	g	f	c	d	h	g	f	e	d
≤ 12	0.1~0.5	0	-4	-6	-10	-15	-3	-9	-12	-19	-27	-1	-3	5	-8	-11	-6	-10	-12	-17	-22	8	-14	-17	-26	-34	-3	5	-7	-11	-14
	$>0.5 \sim < 1.0$	0	-1	-6	-10	-15	-3	-9	-12	-18	-25	-2	-1	-6	-9	-12	-7	11	-13	-18	-23	-7	13	-16	-24	-31	-1	-6	-8	-12	-15
$> 12 \sim 20$	0.1~0.5	0	-5	-7	-12	-18	-4	-12	-16	-24	-34	2	-5	7	-9	-13	-7	-12	-14	-20	-26	-9	-17	-21	-32	-42	-4	-7	-9	-12	-16
	$>0.5 \sim < 1.0$	0	5	-7	-12	-18	-4	-12	-15	-21	-31	-2	-5	-7	-9	-13	-8	-13	-15	-20	-26	-9	-17	-20	-28	-38	-4	-7	-9	-12	-16
$> 20 \sim 32$	0.1~0.5	-1	-7	-10	-15	-23	-6	-17	-23	-30	-45	-2	-6	-8	-11	-17	-9	-15	-18	-23	-31	-12	-23	-29	-39	-54	-1	-8	-10	-14	-20
	$>0.5 \sim < 1.0$	1	-7	-10	-15	-23	-5	-15	-20	29	-42	-2	-6	-8	-12	-17	-9	-15	-18	-24	-32	-10	-20	-25	-37	-50	-4	-8	-10	-15	-20
$> 32 \sim 50$	0.1~0.5	-1	-8	-12	-17	-27	-6	-19	-27	-35	-54	-2	-7	-10	-13	-20	-9	-16	-20	-26	-36	-12	-25	-33	-45	-64	-1	-9	-12	-17	-24
	$>0.5 \sim < 1.0$	-1	-8	-12	-17	-27	-7	-19	-26	-31	-51	-3	-7	-10	-13	-20	-10	-17	-21	-26	-36	-13	-25	-32	-43	-60	-5	-9	-12	-17	-24
$> 50 \sim 80$	0.1~0.5	-1	-9	-14	-21	-31	-7	-22	-32	43	-63	-3	8	-11	-15	-22	-10	-18	-23	-30	-40	-14	-29	-39	-54	-71	5	-10	-13	-19	-26
	$>0.5 \sim < 1.0$	-1	-9	-14	-21	-31	-6	-20	-30	-42	-61	-3	-8	-11	-16	-23	-10	-18	-23	-31	-41	-13	-27	-37	-52	-71	-5	-10	-13	-20	-27
$> 80 \sim 125$	0.1~0.5	-2	-12	-17	-26	-38	-10	-29	-39	-54	-78	-3	-10	-13	-19	-27	-12	22	-27	-36	-48	-18	-37	-47	-66	-90	-6	-13	-16	-23	-31
	$>0.5 \sim < 1.0$	-2	-12	-17	-26	-38	-9	28	-38	-53	-77	-3	10	-13	-19	-27	-12	-22	-27	-37	-49	-17	-36	-46	-65	-89	-6	-13	16	-23	-31
$> 125 \sim 200$	0.1~0.5	-2	-14	-19	-30	-46	-10	-34	-44	-63	-95	-1	12	-15	-22	-33	13	-25	-30	-41	-57	-19	-43	-53	-76	-108	-7	-15	18	-27	-38
	$>0.5 \sim < 1.0$	-2	-11	-19	-30	-46	-10	33	-43	-62	-92	-4	-12	15	-22	-33	-13	-25	-30	-41	-57	-19	-42	-52	-75	105	-7	-15	-18	-27	-38
$> 200 \sim 315$	0.1~0.5	-3	17	-23	-37	-55	-13	-40	-53	-77	-113	-5	-11	-18	-27	-39	-15	-29	-35	-49	-67	-22	-49	-62	-92	-128	-8	-17	-21	-32	-44
	$>0.5 \sim < 1.0$	-3	-17	-23	-37	-55	-14	-41	-54	-76	-111	-5	15	-19	-27	-39	-16	-30	-36	-49	-67	-23	-50	-63	-91	-126	-8	18	-22	-32	44
$> 315 \sim 400$	0.1~0.5	-4	-21	-28	-44	-64	-15	-49	-62	-92	-131	6	-17	-22	-32	-45	-17	-34	-41	-57	-77	-26	-60	-73	-108	-147	-10	-21	26	-38	-51
	$>0.5 \sim < 1.0$	-4	-21	-28	-44	-64	-16	-50	-63	-93	-132	-6	-17	-22	-32	-46	-18	-35	-42	-58	-78	-27	-61	-74	-109	-148	-10	-21	-26	-38	-52

表 22-14 4 级精度侧隙指标的极限偏差

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	双啮中心距 上偏差 E_{ds}^+ 下偏差 E_{ds}^-					量柱测量距 上偏差 $E_{M_s}^+$ 下偏差 $E_{M_s}^-$					公法线平均长度 上偏差 E_{wms}^+ 下偏差 E_{wms}^-				
		侧 隙 种 类														
		h	g	f	e	d	h	g	f	e	d	h	g	f	e	d
μm																
≤ 12	0.1~0.5	0	-4	-6	-10	-15	-5	-11	-15	-20	-28	-2	-4	-6	-8	-12
	$>0.5 \sim <1.0$	-10	-14	-16	-21	-26	-12	-18	-22	-32	-40	-5	-7	-9	-13	-17
$>12 \sim 20$	0.1~0.5	0	-5	-7	-12	-18	-5	-14	-18	-25	-35	-2	-5	-7	-10	-14
	$>0.5 \sim <1.0$	-11	-16	-18	-24	-30	-13	-22	-26	-38	-48	-5	-8	-10	-15	-19
$>20 \sim 32$	0.1~0.5	0	-6	-9	-14	-22	-6	-17	-23	-30	-45	-2	-6	-9	-11	-17
	$>0.5 \sim <1.0$	-12	-18	-20	-27	-35	-15	-26	-32	-44	-59	-5	-9	-12	-16	-22
$>32 \sim 50$	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-7	-20	-28	-35	-54	-3	-7	-10	-13	-19
	$>0.5 \sim <1.0$	-13	-20	-24	-30	-40	-17	-30	-38	-51	-70	-7	-11	-14	-19	-25
$>50 \sim 80$	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-8	-23	-33	-44	-63	-3	-8	-12	-16	-22
	$>0.5 \sim <1.0$	-15	-23	-28	-35	-45	-19	-34	-44	-62	-81	-7	-12	-16	-22	-28
$>80 \sim 125$	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-9	-28	-38	-53	-76	-3	-10	-13	-19	-27
	$>0.5 \sim <1.0$	-15	-25	-30	-40	-52	-21	-40	-50	-72	-95	-7	-14	-17	-26	-34
$>125 \sim 200$	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-11	-34	-44	-61	-93	-4	-12	-15	-21	-33
	$>0.5 \sim <1.0$	-17	-29	-34	-45	-61	-25	-48	-58	-82	-114	-9	-17	-20	-28	-40
$>200 \sim 315$	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-12	-35	-44	-60	-92	-4	-12	-16	-22	-33
	$>0.5 \sim <1.0$	-18	-30	-35	-46	-62	-26	-49	-58	-81	-113	-9	-17	-21	-29	-40
$>315 \sim 400$	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-13	-41	-53	-76	-111	-5	-14	-18	-26	-39
	$>0.5 \sim <1.0$	-19	-33	-39	-54	-72	-28	-56	-68	-101	-136	-10	-19	-23	-34	-47
>400	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-14	-41	-53	-75	-110	-5	-14	-19	-26	-39
	$>0.5 \sim <1.0$	-20	-34	-40	-54	-72	-29	-56	-68	-100	-135	-10	-19	-24	-34	-47
>400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-15	-49	-63	-90	-130	-5	-17	-22	-31	-45
	$>0.5 \sim <1.0$	-21	-38	-45	-62	-82	-33	-67	-81	-116	-156	-11	-23	-28	-40	-54
>400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-16	-49	-63	-90	-130	-6	-17	-22	-31	-45
	$>0.5 \sim <1.0$	-22	-39	-46	-63	-83	-34	-67	-81	-116	-156	-12	-23	-28	-40	-54

表 22-15 5 级精度侧隙指标的极限偏差

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	双啮中心距 上偏差 E_{as}'' 下偏差 E_{a1}''					量柱测量距 上偏差 E_{Ms} 下偏差 E_{M1}					公法线平均长度 上偏差 E_{wms} 下偏差 E_{w1}																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																														
		侧 隙 种 类																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
		h	g	f	e	d	h	g	f	e	d	h	g	f	e	d																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
		μm																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
≤12	0.1~0.5	0	4	-6	-10	-15	-7	-14	-17	-22	-31	-3	-6	-7	-9	-13		-16	-20	-22	-28	-33	-19	-26	-29	-41	-50	-8	-11	-12	-17	-21		>0.5~<1.0	0	-4	-6	-10	-15	-8	-14	-17	-22	-29	-4	-6	-9	-10	-13			-18	22	-24	-30	-35	-19	-25	-28	-39	-46	-9	-11	-14	-18	-21	>12~20	0.1~0.5	0	-5	-7	-12	-18	-9	-18	-21	-28	-38	-4	-7	-8	-11	-15		-18	-23	-25	-32	-38	22	-31	-34	-49	-59	-9	-12	-13	-19	-23		>0.5~<1.0	0	-5	-7	-12	-18	-10	-18	-21	-26	-35	-4	-8	-9	-11	-15			20	25	-27	-33	-39	-22	30	-33	-45	-54	-9	-13	-14	-19	-23	>20~32	0.1~0.5	0	-6	-9	-14	-22	-11	-22	-27	-33	-48	-4	-8	-10	-12	-18		-20	-26	-29	-35	43	-26	-37	-42	-56	-71	-10	-14	-16	-21	-27		>0.5~<1.0	0	-6	-9	-14	-22	-11	-21	-26	-32	-45	-4	-9	-11	-13	-18			21	-27	-30	-36	-44	-25	-35	-40	-54	-67	-10	-15	-17	-22	-27	>32~50	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-12	-25	-32	-39	-58	-4	-9	-12	-14	-21		-21	-28	-32	-39	-49	-28	-41	-48	-65	-84	-10	-15	-18	-23	-30		>0.5~<1.0	0	-7	11	16	26	12	-24	-31	-38	-55	-5	-9	-12	-14	-21			-22	-29	-33	-40	-50	-27	-39	-46	-62	-79	-11	-15	-18	-23	-30	>50~80	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-12	-28	-37	-47	-66	-4	-9	-13	-17	-24		-22	-30	-35	-44	54	-30	-46	-55	-75	-94	-10	-15	-19	-27	-34		>0.5~<1.0	0	-8	-13	-20	-30	-14	-29	-38	47	-66	-5	-11	-14	-18	-24			-24	32	-37	-46	-56	-31	-46	-55	-74	-93	-11	-17	-20	-28	-34	>80~125	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-12	-32	-42	-56	-79	-4	-11	-15	-20	-28		-23	-33	-38	-49	-61	-32	-52	-62	-87	-110	-11	-18	-22	-31	-39		>0.5~<1.0	0	-10	-15	-24	36	-14	33	-42	-56	-79	-5	-12	-15	-20	-28			-25	-35	-40	-51	63	-33	52	-61	-86	-109	-12	-19	-22	-31	-39	>125~200	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-15	-38	-48	-65	-96	-5	-13	-17	-22	-33		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45		>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61
		-16	-20	-22	-28	-33	-19	-26	-29	-41	-50	-8	-11	-12	-17	-21																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
	>0.5~<1.0	0	-4	-6	-10	-15	-8	-14	-17	-22	-29	-4	-6	-9	-10	-13			-18	22	-24	-30	-35	-19	-25	-28	-39	-46	-9	-11	-14	-18	-21	>12~20	0.1~0.5	0	-5	-7	-12	-18	-9	-18	-21	-28	-38	-4	-7	-8	-11	-15		-18	-23	-25	-32	-38	22	-31	-34	-49	-59	-9	-12	-13	-19	-23		>0.5~<1.0	0	-5	-7	-12	-18	-10	-18	-21	-26	-35	-4	-8	-9	-11	-15			20	25	-27	-33	-39	-22	30	-33	-45	-54	-9	-13	-14	-19	-23	>20~32	0.1~0.5	0	-6	-9	-14	-22	-11	-22	-27	-33	-48	-4	-8	-10	-12	-18		-20	-26	-29	-35	43	-26	-37	-42	-56	-71	-10	-14	-16	-21	-27		>0.5~<1.0	0	-6	-9	-14	-22	-11	-21	-26	-32	-45	-4	-9	-11	-13	-18			21	-27	-30	-36	-44	-25	-35	-40	-54	-67	-10	-15	-17	-22	-27	>32~50	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-12	-25	-32	-39	-58	-4	-9	-12	-14	-21		-21	-28	-32	-39	-49	-28	-41	-48	-65	-84	-10	-15	-18	-23	-30		>0.5~<1.0	0	-7	11	16	26	12	-24	-31	-38	-55	-5	-9	-12	-14	-21			-22	-29	-33	-40	-50	-27	-39	-46	-62	-79	-11	-15	-18	-23	-30	>50~80	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-12	-28	-37	-47	-66	-4	-9	-13	-17	-24		-22	-30	-35	-44	54	-30	-46	-55	-75	-94	-10	-15	-19	-27	-34		>0.5~<1.0	0	-8	-13	-20	-30	-14	-29	-38	47	-66	-5	-11	-14	-18	-24			-24	32	-37	-46	-56	-31	-46	-55	-74	-93	-11	-17	-20	-28	-34	>80~125	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-12	-32	-42	-56	-79	-4	-11	-15	-20	-28		-23	-33	-38	-49	-61	-32	-52	-62	-87	-110	-11	-18	-22	-31	-39		>0.5~<1.0	0	-10	-15	-24	36	-14	33	-42	-56	-79	-5	-12	-15	-20	-28			-25	-35	-40	-51	63	-33	52	-61	-86	-109	-12	-19	-22	-31	-39	>125~200	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-15	-38	-48	-65	-96	-5	-13	-17	-22	-33		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45		>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																	
		-18	22	-24	-30	-35	-19	-25	-28	-39	-46	-9	-11	-14	-18	-21																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
>12~20	0.1~0.5	0	-5	-7	-12	-18	-9	-18	-21	-28	-38	-4	-7	-8	-11	-15		-18	-23	-25	-32	-38	22	-31	-34	-49	-59	-9	-12	-13	-19	-23		>0.5~<1.0	0	-5	-7	-12	-18	-10	-18	-21	-26	-35	-4	-8	-9	-11	-15			20	25	-27	-33	-39	-22	30	-33	-45	-54	-9	-13	-14	-19	-23	>20~32	0.1~0.5	0	-6	-9	-14	-22	-11	-22	-27	-33	-48	-4	-8	-10	-12	-18		-20	-26	-29	-35	43	-26	-37	-42	-56	-71	-10	-14	-16	-21	-27		>0.5~<1.0	0	-6	-9	-14	-22	-11	-21	-26	-32	-45	-4	-9	-11	-13	-18			21	-27	-30	-36	-44	-25	-35	-40	-54	-67	-10	-15	-17	-22	-27	>32~50	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-12	-25	-32	-39	-58	-4	-9	-12	-14	-21		-21	-28	-32	-39	-49	-28	-41	-48	-65	-84	-10	-15	-18	-23	-30		>0.5~<1.0	0	-7	11	16	26	12	-24	-31	-38	-55	-5	-9	-12	-14	-21			-22	-29	-33	-40	-50	-27	-39	-46	-62	-79	-11	-15	-18	-23	-30	>50~80	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-12	-28	-37	-47	-66	-4	-9	-13	-17	-24		-22	-30	-35	-44	54	-30	-46	-55	-75	-94	-10	-15	-19	-27	-34		>0.5~<1.0	0	-8	-13	-20	-30	-14	-29	-38	47	-66	-5	-11	-14	-18	-24			-24	32	-37	-46	-56	-31	-46	-55	-74	-93	-11	-17	-20	-28	-34	>80~125	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-12	-32	-42	-56	-79	-4	-11	-15	-20	-28		-23	-33	-38	-49	-61	-32	-52	-62	-87	-110	-11	-18	-22	-31	-39		>0.5~<1.0	0	-10	-15	-24	36	-14	33	-42	-56	-79	-5	-12	-15	-20	-28			-25	-35	-40	-51	63	-33	52	-61	-86	-109	-12	-19	-22	-31	-39	>125~200	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-15	-38	-48	-65	-96	-5	-13	-17	-22	-33		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45		>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																			
		-18	-23	-25	-32	-38	22	-31	-34	-49	-59	-9	-12	-13	-19	-23																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
	>0.5~<1.0	0	-5	-7	-12	-18	-10	-18	-21	-26	-35	-4	-8	-9	-11	-15			20	25	-27	-33	-39	-22	30	-33	-45	-54	-9	-13	-14	-19	-23	>20~32	0.1~0.5	0	-6	-9	-14	-22	-11	-22	-27	-33	-48	-4	-8	-10	-12	-18		-20	-26	-29	-35	43	-26	-37	-42	-56	-71	-10	-14	-16	-21	-27		>0.5~<1.0	0	-6	-9	-14	-22	-11	-21	-26	-32	-45	-4	-9	-11	-13	-18			21	-27	-30	-36	-44	-25	-35	-40	-54	-67	-10	-15	-17	-22	-27	>32~50	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-12	-25	-32	-39	-58	-4	-9	-12	-14	-21		-21	-28	-32	-39	-49	-28	-41	-48	-65	-84	-10	-15	-18	-23	-30		>0.5~<1.0	0	-7	11	16	26	12	-24	-31	-38	-55	-5	-9	-12	-14	-21			-22	-29	-33	-40	-50	-27	-39	-46	-62	-79	-11	-15	-18	-23	-30	>50~80	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-12	-28	-37	-47	-66	-4	-9	-13	-17	-24		-22	-30	-35	-44	54	-30	-46	-55	-75	-94	-10	-15	-19	-27	-34		>0.5~<1.0	0	-8	-13	-20	-30	-14	-29	-38	47	-66	-5	-11	-14	-18	-24			-24	32	-37	-46	-56	-31	-46	-55	-74	-93	-11	-17	-20	-28	-34	>80~125	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-12	-32	-42	-56	-79	-4	-11	-15	-20	-28		-23	-33	-38	-49	-61	-32	-52	-62	-87	-110	-11	-18	-22	-31	-39		>0.5~<1.0	0	-10	-15	-24	36	-14	33	-42	-56	-79	-5	-12	-15	-20	-28			-25	-35	-40	-51	63	-33	52	-61	-86	-109	-12	-19	-22	-31	-39	>125~200	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-15	-38	-48	-65	-96	-5	-13	-17	-22	-33		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45		>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																				
		20	25	-27	-33	-39	-22	30	-33	-45	-54	-9	-13	-14	-19	-23																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
>20~32	0.1~0.5	0	-6	-9	-14	-22	-11	-22	-27	-33	-48	-4	-8	-10	-12	-18		-20	-26	-29	-35	43	-26	-37	-42	-56	-71	-10	-14	-16	-21	-27		>0.5~<1.0	0	-6	-9	-14	-22	-11	-21	-26	-32	-45	-4	-9	-11	-13	-18			21	-27	-30	-36	-44	-25	-35	-40	-54	-67	-10	-15	-17	-22	-27	>32~50	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-12	-25	-32	-39	-58	-4	-9	-12	-14	-21		-21	-28	-32	-39	-49	-28	-41	-48	-65	-84	-10	-15	-18	-23	-30		>0.5~<1.0	0	-7	11	16	26	12	-24	-31	-38	-55	-5	-9	-12	-14	-21			-22	-29	-33	-40	-50	-27	-39	-46	-62	-79	-11	-15	-18	-23	-30	>50~80	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-12	-28	-37	-47	-66	-4	-9	-13	-17	-24		-22	-30	-35	-44	54	-30	-46	-55	-75	-94	-10	-15	-19	-27	-34		>0.5~<1.0	0	-8	-13	-20	-30	-14	-29	-38	47	-66	-5	-11	-14	-18	-24			-24	32	-37	-46	-56	-31	-46	-55	-74	-93	-11	-17	-20	-28	-34	>80~125	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-12	-32	-42	-56	-79	-4	-11	-15	-20	-28		-23	-33	-38	-49	-61	-32	-52	-62	-87	-110	-11	-18	-22	-31	-39		>0.5~<1.0	0	-10	-15	-24	36	-14	33	-42	-56	-79	-5	-12	-15	-20	-28			-25	-35	-40	-51	63	-33	52	-61	-86	-109	-12	-19	-22	-31	-39	>125~200	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-15	-38	-48	-65	-96	-5	-13	-17	-22	-33		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45		>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																						
		-20	-26	-29	-35	43	-26	-37	-42	-56	-71	-10	-14	-16	-21	-27																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
	>0.5~<1.0	0	-6	-9	-14	-22	-11	-21	-26	-32	-45	-4	-9	-11	-13	-18			21	-27	-30	-36	-44	-25	-35	-40	-54	-67	-10	-15	-17	-22	-27	>32~50	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-12	-25	-32	-39	-58	-4	-9	-12	-14	-21		-21	-28	-32	-39	-49	-28	-41	-48	-65	-84	-10	-15	-18	-23	-30		>0.5~<1.0	0	-7	11	16	26	12	-24	-31	-38	-55	-5	-9	-12	-14	-21			-22	-29	-33	-40	-50	-27	-39	-46	-62	-79	-11	-15	-18	-23	-30	>50~80	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-12	-28	-37	-47	-66	-4	-9	-13	-17	-24		-22	-30	-35	-44	54	-30	-46	-55	-75	-94	-10	-15	-19	-27	-34		>0.5~<1.0	0	-8	-13	-20	-30	-14	-29	-38	47	-66	-5	-11	-14	-18	-24			-24	32	-37	-46	-56	-31	-46	-55	-74	-93	-11	-17	-20	-28	-34	>80~125	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-12	-32	-42	-56	-79	-4	-11	-15	-20	-28		-23	-33	-38	-49	-61	-32	-52	-62	-87	-110	-11	-18	-22	-31	-39		>0.5~<1.0	0	-10	-15	-24	36	-14	33	-42	-56	-79	-5	-12	-15	-20	-28			-25	-35	-40	-51	63	-33	52	-61	-86	-109	-12	-19	-22	-31	-39	>125~200	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-15	-38	-48	-65	-96	-5	-13	-17	-22	-33		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45		>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																							
		21	-27	-30	-36	-44	-25	-35	-40	-54	-67	-10	-15	-17	-22	-27																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
>32~50	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-12	-25	-32	-39	-58	-4	-9	-12	-14	-21		-21	-28	-32	-39	-49	-28	-41	-48	-65	-84	-10	-15	-18	-23	-30		>0.5~<1.0	0	-7	11	16	26	12	-24	-31	-38	-55	-5	-9	-12	-14	-21			-22	-29	-33	-40	-50	-27	-39	-46	-62	-79	-11	-15	-18	-23	-30	>50~80	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-12	-28	-37	-47	-66	-4	-9	-13	-17	-24		-22	-30	-35	-44	54	-30	-46	-55	-75	-94	-10	-15	-19	-27	-34		>0.5~<1.0	0	-8	-13	-20	-30	-14	-29	-38	47	-66	-5	-11	-14	-18	-24			-24	32	-37	-46	-56	-31	-46	-55	-74	-93	-11	-17	-20	-28	-34	>80~125	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-12	-32	-42	-56	-79	-4	-11	-15	-20	-28		-23	-33	-38	-49	-61	-32	-52	-62	-87	-110	-11	-18	-22	-31	-39		>0.5~<1.0	0	-10	-15	-24	36	-14	33	-42	-56	-79	-5	-12	-15	-20	-28			-25	-35	-40	-51	63	-33	52	-61	-86	-109	-12	-19	-22	-31	-39	>125~200	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-15	-38	-48	-65	-96	-5	-13	-17	-22	-33		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45		>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																																																									
		-21	-28	-32	-39	-49	-28	-41	-48	-65	-84	-10	-15	-18	-23	-30																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
	>0.5~<1.0	0	-7	11	16	26	12	-24	-31	-38	-55	-5	-9	-12	-14	-21			-22	-29	-33	-40	-50	-27	-39	-46	-62	-79	-11	-15	-18	-23	-30	>50~80	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-12	-28	-37	-47	-66	-4	-9	-13	-17	-24		-22	-30	-35	-44	54	-30	-46	-55	-75	-94	-10	-15	-19	-27	-34		>0.5~<1.0	0	-8	-13	-20	-30	-14	-29	-38	47	-66	-5	-11	-14	-18	-24			-24	32	-37	-46	-56	-31	-46	-55	-74	-93	-11	-17	-20	-28	-34	>80~125	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-12	-32	-42	-56	-79	-4	-11	-15	-20	-28		-23	-33	-38	-49	-61	-32	-52	-62	-87	-110	-11	-18	-22	-31	-39		>0.5~<1.0	0	-10	-15	-24	36	-14	33	-42	-56	-79	-5	-12	-15	-20	-28			-25	-35	-40	-51	63	-33	52	-61	-86	-109	-12	-19	-22	-31	-39	>125~200	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-15	-38	-48	-65	-96	-5	-13	-17	-22	-33		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45		>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																																																																																										
		-22	-29	-33	-40	-50	-27	-39	-46	-62	-79	-11	-15	-18	-23	-30																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
>50~80	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-12	-28	-37	-47	-66	-4	-9	-13	-17	-24		-22	-30	-35	-44	54	-30	-46	-55	-75	-94	-10	-15	-19	-27	-34		>0.5~<1.0	0	-8	-13	-20	-30	-14	-29	-38	47	-66	-5	-11	-14	-18	-24			-24	32	-37	-46	-56	-31	-46	-55	-74	-93	-11	-17	-20	-28	-34	>80~125	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-12	-32	-42	-56	-79	-4	-11	-15	-20	-28		-23	-33	-38	-49	-61	-32	-52	-62	-87	-110	-11	-18	-22	-31	-39		>0.5~<1.0	0	-10	-15	-24	36	-14	33	-42	-56	-79	-5	-12	-15	-20	-28			-25	-35	-40	-51	63	-33	52	-61	-86	-109	-12	-19	-22	-31	-39	>125~200	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-15	-38	-48	-65	-96	-5	-13	-17	-22	-33		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45		>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																																																																																																																												
		-22	-30	-35	-44	54	-30	-46	-55	-75	-94	-10	-15	-19	-27	-34																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
	>0.5~<1.0	0	-8	-13	-20	-30	-14	-29	-38	47	-66	-5	-11	-14	-18	-24			-24	32	-37	-46	-56	-31	-46	-55	-74	-93	-11	-17	-20	-28	-34	>80~125	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-12	-32	-42	-56	-79	-4	-11	-15	-20	-28		-23	-33	-38	-49	-61	-32	-52	-62	-87	-110	-11	-18	-22	-31	-39		>0.5~<1.0	0	-10	-15	-24	36	-14	33	-42	-56	-79	-5	-12	-15	-20	-28			-25	-35	-40	-51	63	-33	52	-61	-86	-109	-12	-19	-22	-31	-39	>125~200	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-15	-38	-48	-65	-96	-5	-13	-17	-22	-33		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45		>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
		-24	32	-37	-46	-56	-31	-46	-55	-74	-93	-11	-17	-20	-28	-34																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
>80~125	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-12	-32	-42	-56	-79	-4	-11	-15	-20	-28		-23	-33	-38	-49	-61	-32	-52	-62	-87	-110	-11	-18	-22	-31	-39		>0.5~<1.0	0	-10	-15	-24	36	-14	33	-42	-56	-79	-5	-12	-15	-20	-28			-25	-35	-40	-51	63	-33	52	-61	-86	-109	-12	-19	-22	-31	-39	>125~200	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-15	-38	-48	-65	-96	-5	-13	-17	-22	-33		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45		>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																															
		-23	-33	-38	-49	-61	-32	-52	-62	-87	-110	-11	-18	-22	-31	-39																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
	>0.5~<1.0	0	-10	-15	-24	36	-14	33	-42	-56	-79	-5	-12	-15	-20	-28			-25	-35	-40	-51	63	-33	52	-61	-86	-109	-12	-19	-22	-31	-39	>125~200	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-15	-38	-48	-65	-96	-5	-13	-17	-22	-33		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45		>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																
		-25	-35	-40	-51	63	-33	52	-61	-86	-109	-12	-19	-22	-31	-39																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
>125~200	0.1~0.5	-1	-13	-18	-28	-44	-15	-38	-48	-65	-96	-5	-13	-17	-22	-33		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45		>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																		
		-23	-37	-42	-55	-71	-37	-60	-70	-99	-130	-13	-21	-25	-34	-45																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
	>0.5~<1.0	-1	-13	-18	-28	-44	-16	-39	-49	65	-96	-6	-14	-17	-23	-34			-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46	>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			
		-27	-39	-44	-57	-73	-38	-61	-71	-99	-130	-14	-22	-25	-35	-46																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
>200~315	0.1~0.5	-2	-16	-22	-35	-53	-18	-46	-57	-79	-115	-6	-16	-20	-27	-40		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54		>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					
		-23	-42	-48	-65	-80	-40	-68	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-41	-54																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
	>0.5~<1.0	-2	-16	-22	-35	-53	18	-47	57	-79	-115	-6	-16	-20	-28	-40			-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54	>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																						
		-29	-43	-49	-66	-84	-40	-69	-79	-118	-154	-14	-24	-28	-42	-54																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
>315~400	0.1~0.5	-3	-20	-27	-42	-62	-20	-53	-67	94	-134	-7	-18	-23	-33	-46		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60		>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
		-31	-48	-55	-74	-94	-48	-81	-95	-135	-175	-17	-28	-33	-47	-60																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
	>0.5~<1.0	-3	20	-27	-42	-62	-21	-55	-69	-96	-135	-7	-19	-24	-33	-47			-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																									
		-33	-50	-57	-76	-96	-49	-83	-97	-137	-176	-17	-29	-34	-47	-61																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										

表 22-16 6 级精度侧隙指标的极限偏差

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	双啮中心距 $\begin{matrix} \text{上偏差 } E_{s2}'' \\ \text{下偏差 } E_{s1}'' \end{matrix}$					量柱测距 $\begin{matrix} \text{上偏差 } E_{M2} \\ \text{下偏差 } E_{M1} \end{matrix}$					公法线平均长度 $\begin{matrix} \text{上偏差 } E_{WMS} \\ \text{下偏差 } E_{WMI} \end{matrix}$				
		侧 隙 种 类														
		h	g	f	e	d	b	g	f	e	d	h	g	f	e	d
μm																
≤ 12	0.1~0.5	0	-4	-6	-10	-15	-11	-18	-21	-25	-34	-4	-7	-9	-11	-14
		-23	-27	-29	-36	-41	-28	-35	38	-51	60	-10	13	-15	-22	-25
$> 0.5 \sim 1.0$	0	-4	-6	-10	-15	-12	-18	-21	-25	-32	-5	-8	-10	-12	-15	
		-26	-30	-32	-38	-13	-27	-33	-36	-48	56	-11	-14	-16	-23	-26
$> 12 \sim 20$	0.1~0.5	0	-5	-7	-12	-18	-12	-21	-25	-30	-41	5	-8	-10	-12	-16
		-25	-30	-32	-40	-46	-31	-40	-44	-60	71	-12	-15	-17	-24	-28
$> 0.5 \sim 1.0$	0	-5	-7	-12	-18	-11	-22	-25	-29	-39	-6	-9	-11	-13	-17	
		-28	-33	35	-42	-48	-31	-39	-42	-56	-66	-13	-16	-18	-25	-29
$> 20 \sim 32$	0.1~0.5	0	-6	-9	-14	-22	-14	-25	-31	-37	-51	-5	-9	-11	-14	-19
		-27	-33	-36	-44	-52	-35	-46	-52	-69	-83	-13	-17	-19	-26	-31
$> 0.5 \sim 1.0$	0	-6	-9	-14	-22	-16	-26	-31	-36	-49	-6	-10	-13	-15	-20	
		-30	-36	-39	-46	-54	-35	-45	-50	-66	-79	14	-18	-21	-27	-32
$> 32 \sim 50$	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-16	-29	-36	-42	-61	-6	-11	-13	-15	-22
		-29	-36	-40	-48	-58	-39	-52	-59	-78	-97	-14	-19	-21	-28	-35
$> 0.5 \sim 1.0$	0	-7	-11	-16	-26	-17	-29	-36	-42	-59	-6	-11	-14	-16	-23	
		-31	-38	-42	-50	-60	-38	-50	-57	-76	-93	-14	-19	-22	-29	-36
$> 50 \sim 80$	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-19	-35	-44	-51	-70	-6	-12	-16	-18	-25
		-30	-38	-43	-54	-64	-44	-60	-64	-90	-110	-15	-21	-25	-32	-39
$> 0.5 \sim 1.0$	0	-8	-13	-20	-30	-19	-33	-43	-51	-70	-7	-12	-16	-19	-26	
		-33	-41	-46	-56	-66	-43	-57	-67	-89	-108	-16	-21	-25	-32	-40
$> 80 \sim 125$	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-17	-37	-46	-60	-84	-6	-13	-16	-21	-29
		-32	-42	-47	-60	-72	-45	-65	-74	-103	-127	-16	23	-26	-36	-44
$> 0.5 \sim 1.0$	0	-10	-15	-24	-36	-20	-39	-48	-61	-83	-7	-14	-17	-22	-30	
		-35	-45	-50	-62	-74	-47	-66	-75	-103	-125	-17	-24	-27	-37	-45
$> 125 \sim 200$	0.1~0.5	0	-12	-17	-28	-44	-18	-42	-51	-68	-100	-6	-14	-18	-24	-35
		-34	-46	-51	-66	-82	-49	-73	-82	-116	-148	-17	-25	-29	-41	-52
$> 0.5 \sim 1.0$	0	-12	-17	-28	-44	-20	-43	-52	-69	-100	-7	-15	-19	-25	-35	
		-36	-48	-53	-68	-84	-51	-74	-83	-116	-147	-18	-26	-30	-42	-52
$> 200 \sim 315$	0.1~0.5	0	-14	-20	-34	-52	-19	-46	-58	-81	-117	-6	16	-20	-28	-40
		-36	-50	-56	-76	-94	-53	-80	-92	-136	-172	-18	-28	-32	-47	-59
$> 0.5 \sim 1.0$	0	-14	-20	-34	-52	20	-48	-60	-82	-118	-7	-16	-21	-29	-41	
		-38	-52	-58	-78	-96	-51	-82	-94	-137	-173	-19	-28	-33	-48	-60
$> 315 \sim 400$	0.1~0.5	0	-17	-24	-40	-60	-19	-53	-66	-95	-135	-7	-18	-23	-33	-46
		-39	-56	-63	-85	-105	-59	-93	-106	-153	-193	-21	-32	-37	-53	-66
$> 0.5 \sim 1.0$	0	-17	-24	-40	-60	-22	-55	-69	-97	-137	-8	-19	-24	-34	-47	
		-42	-59	-66	-88	-108	-62	-95	-109	-155	-195	-22	-33	-38	-54	-67

表 22-17 7 级精度侧隙指标的极限偏差

分度圆直径 d' /mm	法向模数 m_n' /mm	双啮中心距 上偏差 E_{js}'' 下偏差 E_{js}''					量柱测量距 上偏差 E_{M_s} 下偏差 E_{M_s}					公法线平均长度 上偏差 E_{gms} 下偏差 E_{gms}				
		侧 隙 种 类														
		b	g	f	e	d	b	g	f	e	d	h	g	f	e	d
		μm														
≤ 12	0.1~0.5	0	-4	-6	-10	-15	-16	-23	-26	29	-38	-7	-9	-11	-12	-15
	$>0.5 \sim < 1.0$	-33	37	39	-47	-52	-39	-46	-49	-66	-75	-17	-19	-21	-27	-30
$> 12 \sim 20$	0.1~0.5	0	-5	-7	-12	-18	-17	26	-29	-35	-15	-7	10	-12	-14	-18
	$>0.5 \sim < 1.0$	-35	-40	-42	-52	58	-43	-52	-55	-77	-87	-17	-20	-22	30	34
$> 20 \sim 32$	0.1~0.5	0	-6	-9	-14	-22	-20	-31	-36	-41	-55	-6	-12	-14	-16	-21
	$>0.5 \sim < 1.0$	-38	-44	-47	-56	64	-49	-60	-65	-86	-100	17	-23	-25	-33	-38
$> 32 \sim 50$	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-22	35	-42	-47	-66	-8	-13	-15	-17	24
	$>0.5 \sim < 1.0$	-40	-17	-51	61	-71	-54	67	-71	-98	117	-20	-25	-27	-35	42
$> 50 \sim 80$	0.1~0.5	0	-8	13	-20	-30	-23	-38	-48	-56	-75	-8	-14	-17	20	-27
	$>0.5 \sim < 1.0$	-42	-50	-55	-67	-77	-57	-72	-82	-114	-133	-20	-26	-29	-40	-47
$> 80 \sim 125$	0.1~0.5	0	-8	13	-20	-30	-26	-41	-49	-57	-76	-10	-15	-18	-21	-28
	$>0.5 \sim < 1.0$	46	-54	-59	-71	-81	-60	75	-83	-111	-130	-22	-27	-30	-41	-48
$> 125 \sim 200$	0.1~0.5	0	-10	-15	24	-36	-24	-44	-54	-65	-89	-9	15	-19	-23	-31
	$>0.5 \sim < 1.0$	-45	-55	-60	-74	86	-63	-83	93	-125	-149	-23	-29	33	44	-52
$> 200 \sim 315$	0.1~0.5	0	-12	17	-28	-14	-25	-48	-58	-75	-106	-9	-17	-20	26	-36
	$>0.5 \sim < 1.0$	-47	-59	64	-82	-98	-68	-91	-101	-142	-173	-24	-32	-35	-49	-59
$> 315 \sim 400$	0.1~0.5	0	-12	-17	-28	-11	-27	-50	-60	-76	-107	-10	18	-21	-29	-38
	$>0.5 \sim < 1.0$	-50	-62	-67	-85	-101	-69	-92	-102	-141	-172	-25	33	-36	-52	-61
> 400	0.1~0.5	-1	-15	-21	-34	-52	-27	-56	-68	-90	126	-10	-19	24	31	-43
	$>0.5 \sim < 1.0$	-52	-66	-72	-74	-112	-74	-103	-115	-163	199	-26	-35	-40	-56	-68
> 400	0.1~0.5	-1	-15	21	-34	-52	-51	-59	-70	91	-126	-11	-21	-25	-32	-44
	$>0.5 \sim < 1.0$	-55	-69	-75	96	-114	-77	105	-116	-163	-198	-27	37	-41	-57	-69
> 400	0.1~0.5	-2	-19	26	-40	-60	-31	-64	-78	-102	-142	11	-22	-27	-35	-49
	$>0.5 \sim < 1.0$	-57	74	-81	-103	-123	-87	-120	-134	-181	-221	-30	-41	-46	-62	-76
> 400	0.1~0.5	-2	-19	-26	40	-60	-35	-68	-82	-104	-144	-12	-24	-29	-36	-50
	$>0.5 \sim < 1.0$	-62	-79	86	-106	-126	-90	-123	-137	-182	-222	-31	-43	-48	-63	-77

表 22-18 8 级精度侧隙指标的极限偏差

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	双啮中心距 上偏差 $E_{s,sc}''$ 下偏差 $E_{s,si}''$					量柱测量距 上偏差 E_{Ms} 下偏差 E_{Mt}					公法线平均长度 上偏差 E_{wns} 下偏差 E_{wni}				
		侧 隙 种 类														
		b	g	f	e	d	h	g	f	e	d	h	g	f	e	d
μm																
≤ 12	0.1~0.5	0	-4	-6	-10	-15	-22	-28	-32	-34	-42	-9	-12	-13	-14	-18
	$>0.5 \sim <1.0$	-46	-50	-52	-62	-67	-55	-61	-65	-85	-93	-22	-25	-26	-35	-39
$>12 \sim 20$	0.1~0.5	0	-5	-7	-12	-18	-24	-33	-36	-39	-50	-10	-13	-14	-16	-20
	$>0.5 \sim <1.0$	-49	-54	-56	-67	-73	-60	-69	-72	-97	-108	-24	-27	-28	-39	-43
$>20 \sim 32$	0.1~0.5	0	-6	-9	-14	-22	-27	-38	-43	-46	-60	-10	-14	-16	-17	-23
	$>0.5 \sim <1.0$	-52	-58	-61	-72	-80	-68	-79	-84	-110	-124	-25	-29	-31	-41	-47
$>32 \sim 50$	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-29	-42	-50	-53	-71	-11	-15	-18	-19	-26
	$>0.5 \sim <1.0$	-53	-62	-66	-78	-88	-74	-87	-95	-124	-142	-27	-31	-34	-45	-52
$>50 \sim 80$	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-31	-47	-56	-63	-82	-11	-17	-20	-22	-29
	$>0.5 \sim <1.0$	-58	-66	-71	-88	-96	-80	-96	-105	-141	-160	-28	-34	-37	-50	-57
$>80 \sim 125$	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-33	-53	-62	-73	-96	-12	-18	-22	-26	-34
	$>0.5 \sim <1.0$	-62	-72	-77	-94	-106	-87	-107	-116	-157	-180	-31	-37	-41	-56	-64
$>125 \sim 200$	0.1~0.5	0	-12	-17	-28	-44	-35	-58	-68	-82	-113	-12	-20	-24	-29	-39
	$>0.5 \sim <1.0$	-66	-78	-83	-103	-119	-96	-119	-129	-176	-207	-33	-41	-45	-61	-71
$>200 \sim 315$	0.1~0.5	0	-14	-20	-34	-52	-36	-64	-76	-95	-130	-12	-22	-26	-32	-42
	$>0.5 \sim <1.0$	-70	-84	-90	-114	-132	-102	-130	-142	-197	-232	-35	-45	-49	-67	-77
$>315 \sim 400$	0.1~0.5	0	-17	-24	-40	-60	-36	-69	-83	-112	-151	-12	-24	-29	-39	-52
	$>0.5 \sim <1.0$	-75	-92	-99	-130	-150	-114	-147	-161	-226	-265	-39	-51	-56	-78	-91

表 22-19 9 级精度侧隙指标的极限偏差

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	双啮中心距 上偏差 E_{a1}^v 下偏差 E_{a1}^v					量柱测量距 上偏差 E_{M1} 下偏差 E_{M1}					公法线平均长度 上偏差 E_{wms} 下偏差 E_{wmi}				
		侧 隙 种 类														
		h	g	f	e	d	h	g	f	e	d	h	g	f	e	d
μm																
≤ 12	0.1~0.5	0	-4	-6	10	-15	-25	-32	-36	-39	-47	-10	-13	-15	-16	-19
		55	-59	-61	-75	-80	-67	-72	-76	-103	-111	-26	-29	-31	-42	-45
	>0.5~<1.0	0	-4	-6	-10	-15	-30	-36	-39	-37	-46	-13	-16	-18	-18	-21
		-65	-69	-71	-80	-85	-66	-72	-75	-94	-103	-29	-32	-34	-44	-47
>12~20	0.1~0.5	0	-5	-7	-12	-18	-29	-38	-41	-45	-55	-11	-14	-16	-18	-22
		-60	-65	-67	-82	-88	-74	-83	-86	-117	-127	-28	-31	-33	-46	-50
	>0.5~<1.0	0	-5	-7	-12	-18	-32	-40	-43	-45	-54	-13	-17	-18	-19	-24
		-67	-72	-74	-87	-93	-73	-81	-84	-114	-123	-30	-34	-35	-47	-52
>20~32	0.1~0.5	0	-6	-9	-14	-22	-33	-44	-50	-54	-68	-12	-16	-18	-20	-25
		-65	-71	-74	-89	-97	-83	-94	-100	-133	-147	-31	-35	-37	-49	54
	>0.5~<1.0	0	-6	-9	-14	-22	-35	-45	-51	-54	-67	-14	-18	-20	-21	-27
		-70	-76	-79	-94	-102	-82	-92	-98	-127	-140	-33	-37	-39	-50	-56
>32~50	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-37	-50	-57	-60	-79	-13	-18	-21	-22	-28
		-70	-77	-81	-96	-106	-92	105	-113	-148	-167	-33	-38	-41	-54	60
	>0.5~<1.0	0	-7	-11	-16	-26	-40	-52	-59	-62	-79	-15	-20	-23	-24	-30
		-75	-82	-86	-101	-111	-92	-104	-111	-146	-163	-35	-40	-43	-56	-62
>50~80	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-41	-57	-66	-71	-90	-14	-20	-23	-25	-32
		-75	-83	-88	-105	-115	-101	117	-126	-164	-183	-35	-41	-44	-59	-66
	>0.5~<1.0	0	-8	-13	-20	-30	-44	-59	-68	-73	-91	-16	-22	-25	-27	-33
		-80	-88	-93	-110	-120	102	-117	-126	-166	-184	-37	-43	-46	-61	-67
>80~125	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-43	-63	-72	-81	-104	-15	-22	-25	-28	-36
		-80	-90	-95	-114	-126	-111	131	-140	-186	-209	-38	-45	-48	-65	-73
	>0.5~<1.0	0	-10	-15	-24	-36	-47	-66	-75	-84	-106	-17	-24	-27	-30	-38
		-85	-95	-100	-119	-131	-113	-132	-141	-186	-208	-40	-47	-50	-67	-75
>125~200	0.1~0.5	0	-12	-17	-28	-41	-45	-69	-79	-89	-121	-16	-24	-27	-31	-42
		-85	-97	-102	-123	-139	-120	-144	-154	205	-237	-42	-50	-53	-70	-82
	>0.5~<1.0	0	-12	-17	-28	-44	-49	-70	-82	-93	-124	-17	-26	-29	-33	-43
		-90	-102	-107	-128	-144	-123	-144	-156	-207	-238	-43	-52	-55	-73	-83
>200~315	0.1~0.5	0	-14	-20	-34	-52	-47	-75	-87	-103	-139	-16	-25	-30	-35	-51
		-90	-104	-110	-139	-157	-130	-158	-170	-237	-273	-44	53	-58	-81	-97
	>0.5~<1.0	0	-14	-20	-34	-52	-51	-79	-90	-107	-142	-18	-27	-32	-37	-49
		-95	-109	-115	-144	-162	-133	-161	-172	-240	-275	-46	-55	-60	-83	-95
>315~400	0.1~0.5	0	-17	-24	-40	-60	-45	-79	-87	-117	-157	-15	-27	-30	-40	-54
		-95	-112	-119	-150	-170	-142	-176	-184	-258	-298	-48	-60	-63	-88	-102
	>0.5~<1.0	0	-17	-24	-40	-60	-55	-88	-90	-131	-170	-19	-30	-34	-45	-60
		-105	-122	-129	-155	-175	-151	-184	-186	-271	-310	-52	-63	-67	-93	-108

表 22-20 10 级精度侧隙指标的极限偏差

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	双啮中心距 上偏差 $E_{s,u}$ 下偏差 $E_{s,l}$					量柱测量距 上偏差 $E_{M,u}$ 下偏差 $E_{M,l}$					公法线平均长度 上偏差 $E_{w,u}$ 下偏差 $E_{w,l}$				
		侧 隙 种 类														
		b	g	f	e	d	b	g	f	e	d	b	g	f	e	d
μm																
≤ 12	0.1~0.5	0	-4	-6	-10	-15	-37	-43	-47	-48	-56	-15	-17	-19	-20	-22
		-75	-79	-81	-95	-100	-88	-94	-98	-128	-136	-35	-37	-39	-52	-54
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-4	-6	-10	-15	-37	-43	-45	-46	-54	-16	-19	-20	-21	-24	
		-80	-84	-86	-100	-105	-82	-88	-90	-119	-126	-36	-39	-40	-53	-56
$> 12 \sim 20$	0.1~0.5	0	-5	-7	-12	-18	-10	-49	-53	-53	-63	-16	-19	-20	-21	-25
		-80	-85	-87	-102	-108	-96	-105	-109	-144	-154	-38	-41	-42	-56	-60
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-5	-7	-12	-18	-41	-49	-52	-52	-62	-17	-21	-22	-23	-26	
		-85	-90	-92	-107	-113	-92	-100	-103	-134	-144	-39	-43	-44	-58	-61
$> 20 \sim 32$	0.1~0.5	0	-6	-9	-14	-22	-45	-56	-62	-62	-76	-17	-21	-23	-24	-28
		-85	-91	-94	-109	-117	-108	-119	-125	-161	-175	-40	-44	-46	-61	-65
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-6	-9	-14	-22	-46	-57	-62	-62	-75	-18	-22	-21	-25	-30	
		-90	-96	-99	-114	-122	-105	-116	-121	-154	-167	-41	-45	-47	-62	-67
$> 32 \sim 50$	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-49	-62	-70	-68	-87	-18	-22	-25	-25	-31
		-90	-97	-101	-116	-126	-118	-131	-139	-178	-197	-43	-47	-50	-65	-71
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-7	-11	-16	-26	-51	-63	-71	-69	-87	-19	-24	-27	-27	-33	
		-95	-102	-106	-121	-131	-117	-129	-137	-174	-192	-44	-49	-52	-67	-73
$> 50 \sim 80$	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-53	-68	-76	-78	-97	-19	-24	-27	-28	-34
		-95	-103	-108	-125	-135	-128	-143	-151	-199	-218	-45	-50	-53	-71	-77
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-8	-13	-20	-30	-56	-70	-78	-79	-98	-20	-26	-28	-29	-36	
		-100	-108	-113	-130	-140	-128	-142	-150	-196	-215	-46	-52	-54	-72	-79
$> 80 \sim 125$	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-54	-74	-83	-87	-112	-19	-26	-29	-30	-39
		-100	-110	-115	-134	-146	-139	-159	-168	-217	-242	-48	-55	-58	-76	-85
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-10	-15	-24	-36	-58	-77	-86	-90	-113	-20	-27	-31	-32	-41	
		-105	-115	-120	-139	-151	-141	-160	-169	-218	-241	-49	-56	-60	-78	-87
$> 125 \sim 200$	0.1~0.5	0	-12	-17	-28	-44	-55	-79	-89	-94	-126	-19	-27	-31	-33	-43
		105	-117	-122	-143	-159	-149	-173	-183	-240	-272	-51	-59	-63	-83	-93
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-12	-17	-28	-44	-59	-82	-92	-98	-129	-21	-29	-32	-34	-45	
		-110	-122	-127	-148	-164	-151	-174	-184	-241	-273	-53	-61	-64	-84	-95
$> 200 \sim 315$	0.1~0.5	0	-14	-20	-34	-52	-56	-84	-96	-101	-137	-19	-29	-33	-35	-47
		-110	-124	-130	-154	-172	-159	-187	-199	-268	-305	-54	-64	-68	-93	-105
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-14	-20	-34	-52	-61	-88	-100	-110	-145	-21	-30	-35	-38	-50	
		-115	-129	-135	-164	-182	-163	-199	-202	-276	-311	-56	-65	-70	-96	-108
$> 315 \sim 400$	0.1~0.5	0	-17	-24	-40	-60	-58	-92	-105	-119	-150	-20	-31	-36	-41	-54
		-120	-137	-144	-170	-190	-179	-213	-226	-296	-335	-61	-72	-77	-102	-115
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-17	-24	-40	-60	-62	-96	-110	-128	-167	-21	-33	-38	-44	-58	
		-125	-142	-149	-180	-200	-182	-216	-230	-304	-343	-62	-74	-79	-105	-119

表 22-21 11 级精度侧隙指标的极限偏差

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	双啮中心距 上偏差 E_{s2} 下偏差 E_{s1}					量柱测量距 上偏差 E_{M2} 下偏差 E_{M1}					公法线平均长度 上偏差 E_{wms} 下偏差 E_{wmi}				
		侧 隙 种 类														
		h	g	f	e	d	h	g	f	e	d	b	g	f	e	d
μm																
≤ 12	0.1~0.5	0	-4	-6	-10	15	43	-49	-53	-54	-62	-17	-20	-21	-22	-25
		90	-94	-96	-115	-120	-106	-112	-116	-154	-162	-43	-46	-47	-63	-66
$>0.5 \sim < 1.0$	0	-4	-6	-10	15	-40	-52	-55	-52	-59	-21	-23	-25	-24	-27	
		-100	-104	-106	-120	-125	-97	-109	-112	-142	-149	-47	-49	-51	-65	-68
$> 12 \sim 20$	0.1~0.5	0	-5	-7	-12	18	-46	-55	-59	-60	-69	-18	-21	-23	-23	-27
		-95	-100	-102	-122	-128	-116	-125	-129	-173	-182	-46	-49	-51	-67	-71
$>0.5 \sim < 1.0$	0	-5	-7	12	-18	-50	-58	-61	-57	-67	-21	-25	-26	-25	-29	
		-105	-110	-112	-127	-133	-114	-122	-125	-160	-170	-49	-53	-54	-69	-72
$> 20 \sim 32$	0.1~0.5	0	-6	-7	-14	-22	-51	-62	-67	-68	-82	-19	-23	-25	-25	-31
		-100	-106	-109	-129	-137	-130	-141	-146	-192	-206	-48	-52	-54	-71	-77
$>0.5 \sim < 1.0$	0	-6	-9	-14	22	-56	-66	-71	-68	-81	-22	-26	-28	-27	-32	
		-110	-116	-119	-134	-142	-130	-140	-145	-183	-196	-51	-55	-57	-73	-78
$> 32 \sim 50$	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	54	-68	-75	-74	-92	-20	-24	-27	-27	-33
		-105	-112	-116	-136	-142	-141	-155	-162	-212	-230	-51	-55	-58	-77	-83
$>0.5 \sim < 1.0$	0	-7	-11	-16	-26	-60	-73	-80	-78	-96	-23	-28	-30	-30	-37	
		-115	-122	-126	-146	-156	-142	-155	-162	-209	-227	-54	-59	-61	-80	-86
$> 50 \sim 80$	0.1~0.5	0	8	-12	-20	30	-58	-73	-81	-82	-101	-20	-26	-29	-29	-36
		-110	-118	-122	-145	-155	-152	-167	-175	-234	-253	-53	-59	-62	-83	-90
$>0.5 \sim < 1.0$	0	-8	-12	-20	30	-65	-80	-87	-94	-111	-24	-29	-32	-34	-41	
		-120	-128	-132	-160	-170	-155	-170	-177	-240	-257	-57	-62	-65	-88	-95
$> 80 \sim 125$	0.1~0.5	0	-10	15	-24	-36	-63	-83	-92	-95	-118	-22	-29	-32	-33	-41
		-120	-130	-135	-159	-171	-169	-189	-198	-259	-282	-59	-66	-69	-90	-98
$>0.5 \sim < 1.0$	0	-10	-15	-24	-36	-71	-90	-99	-107	-130	-25	-32	-36	-38	-46	
		130	140	-145	-174	-186	-174	-193	-202	-267	-290	-62	-69	-73	-95	-103
$> 125 \sim 200$	0.1~0.5	0	-12	-17	-28	-44	-68	-92	-102	-106	-139	-23	-32	-35	-36	-47
		-130	-142	-147	-173	-189	-186	-210	-220	-288	-321	-64	-73	-76	-99	-110
$>0.5 \sim < 1.0$	0	-12	-17	-28	-44	-77	-100	-110	-118	-149	-27	-35	-38	42	-53	
		-140	-152	-157	-188	-204	-193	-216	-226	-297	-328	-68	-76	-79	-105	-116
$> 200 \sim 315$	0.1~0.5	0	-14	-20	-34	-52	-73	-101	-113	-115	-150	-25	-35	-39	-40	-52
		-140	-154	-160	-189	-207	-202	-230	-242	-325	-360	-69	-79	-83	-112	-124
$>0.5 \sim < 1.0$	0	14	-20	-34	-52	-82	-109	-121	-128	-163	-28	-38	-42	-44	-57	
		-150	-164	-170	-204	-222	-210	-237	-249	-336	-371	-70	-82	-86	-116	-129
$> 315 \sim 400$	0.1~0.5	0	-17	-24	-40	-60	-72	-106	-120	-136	-176	-25	-36	-41	-47	-60
		-150	-167	-174	-210	-230	-223	-257	-271	-258	-398	-77	-88	-93	-123	-136
$>0.5 \sim < 1.0$	0	-17	24	-40	-60	-82	-115	-129	-145	-184	-28	-40	-44	-50	-64	
		-160	-177	-188	-222	-240	-232	-265	-279	-365	-404	-80	-92	-96	-126	-140

表 22-22 12 级精度侧隙指标的极限偏差

分度圆直径 d/mm	法向模数 m_n/mm	双啮中心距 上偏差 E_{s1}'' 下偏差 E_{s2}''					量柱测量距 上偏差 E_{M1} 下偏差 E_{M2}					公法线平均长度 上偏差 E_{WMS} 下偏差 E_{WMI}				
		侧 隙 种 类														
		h	g	f	e	d	h	g	f	e	d	h	g	f	e	d
		μm														
≤ 12	0.1~0.5	0	-4	-6	-10	-15	-56	-62	-66	-62	-70	-22	-25	-27	-26	-29
		-115	-119	-121	-140	-145	-134	-140	-144	-187	-195	-54	-57	-59	-77	-80
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-4	-6	-10	-15	-61	-67	-70	-63	-71	-28	-30	-32	-29	-32	
		-130	-134	-136	-150	-155	-132	-138	-141	-175	-183	-60	-62	-64	-80	-83
$> 12 \sim 20$	0.1~0.5	0	-5	-7	-12	-18	-59	-68	-71	-66	-77	-23	-26	-28	-26	-30
		-120	-125	-127	-147	-153	-147	-156	-159	-208	-219	-58	-61	-63	-82	-86
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-5	-7	-12	-18	-66	-73	-77	-68	-78	-26	-32	-33	-29	-33	
		-135	-140	-142	-157	-163	-146	-153	-157	-197	-207	-63	-67	-85	-85	-89
$> 20 \sim 32$	0.1~0.5	0	-6	-9	-14	-22	-63	-74	-81	-79	-94	-24	-28	-30	-29	-35
		-123	-131	-134	-159	-167	-162	-173	-180	-234	-249	-61	-65	-67	-87	-93
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-6	-9	-14	-22	-72	-82	-87	-78	-91	-29	-33	-35	-31	-37	
		-140	-146	-149	-164	-172	-159	-169	-174	-222	-235	-66	-70	-72	-89	-95
$> 32 \sim 50$	0.1~0.5	0	-7	-11	-16	-26	-72	-85	-92	-88	-107	-26	-31	-33	-32	-39
		-135	-142	-146	-171	-181	-180	-193	-200	-261	-280	-65	-70	-72	-95	-102
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-7	-11	-16	-26	-77	-89	-96	-88	-106	-29	-34	-37	-34	-40	
		-145	-152	-156	-176	-186	-180	-192	-199	-252	-270	-68	-73	-76	-97	-103
$> 50 \sim 80$	0.1~0.5	0	-8	-13	-20	-30	-80	-95	-104	-101	-120	-28	-34	-37	-36	-43
		-145	-153	-158	-185	-195	-197	-212	-221	-291	-310	-70	-76	-79	-103	-110
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-8	-13	-20	-30	-86	-101	-110	-102	-121	-31	-37	-40	-37	-44	
		-155	-163	-168	-190	-200	-201	-216	-225	-285	-304	-73	-79	-82	-104	-111
$> 80 \sim 125$	0.1~0.5	0	-10	-15	-24	-36	-84	-103	-113	-114	-136	-29	-36	-39	-41	-48
		-155	-165	-170	-199	-211	-217	-236	-216	-320	-343	-75	-82	-85	-113	-120
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-10	-15	-24	-36	-86	-105	-115	-116	-138	-31	-38	-41	-42	-49	
		-160	-170	-175	-204	-216	-215	-234	-244	-317	-339	-77	-84	-87	-114	-121
$> 125 \sim 200$	0.1~0.5	0	-12	-17	-28	-44	-87	-111	-121	-122	-154	-30	-38	-42	-43	-53
		-165	-177	-182	-213	-229	-234	-258	-268	-350	-382	-81	-89	-93	-122	-132
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-12	-17	-28	-44	-91	-114	-124	-125	-156	-32	-40	-44	-44	-55	
		-170	-182	-187	-218	-234	-236	-259	-269	-349	-380	-83	-91	-95	-123	-134
$> 200 \sim 315$	0.1~0.5	0	-14	-20	-34	-52	-91	-119	-131	-133	-168	-31	-43	-45	-46	-58
		-175	-189	-195	-234	-252	-253	-281	-293	-396	-431	-87	-99	-101	-137	-149
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-14	-20	-34	-52	-100	-128	-134	-141	-176	-35	-44	-48	-49	-61	
		-185	-199	-205	-244	-262	-260	-288	-294	-401	-436	-91	-100	-104	-140	-152
$> 315 \sim 400$	0.1~0.5	0	-17	-24	-40	-60	-88	-132	-136	-153	-193	-30	-42	-46	-52	-66
		-185	-202	-209	-255	-275	-257	-291	-305	-431	-471	-95	-107	-111	-147	-161
$> 0.5 \sim < 1.0$	0	-17	-24	-40	-60	-107	-141	-154	-167	-206	-37	-49	-53	-58	-71	
		-205	-222	-229	-270	-290	-275	-309	-322	-442	-481	-102	-114	-118	-153	-166

表 22-23 中心距极限偏差 $\pm f_a$

μm

1 组精度等级	中 心 距/mm								
	≤ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$	$>200\sim 315$	$>315\sim 400$
3.4	± 5	± 6	± 7	± 8	± 9	± 11	± 13	± 16	± 18
5.6	± 8	± 9	± 11	± 13	± 15	± 18	± 20	± 25	± 29
7.8	± 11	± 14	± 17	± 20	± 23	± 27	± 31	± 38	± 45
9~12	± 18	± 22	± 26	± 31	± 37	± 44	± 50	± 62	± 70

表 22-24 轴线平行度公差

μm

轴 线 平行度公差	齿宽 b/mm	第 1 公差组精度等级								轴 线 平行度公差	齿宽 b/mm	第 1 公差组精度等级							
		3	4	5	6	7	8	9	10~12			3	4	5	6	7	8	9	10~12
		μm										μm							
f_x	≤ 10	2	3	5	6	9	11	14	18	f_y	≤ 10	1	2	3	3	5	6	7	9
	$>10\sim 20$	3	4	6	8	12	15	19	24		$>10\sim 20$	2	2	3	4	6	8	10	12
	$>20\sim 40$	4	5	8	10	15	19	24	30		$>20\sim 40$	2	3	4	5	8	10	12	15

表 22-25 最小圆侧隙 j_{min}

μm

侧隙种类	中 心 距 a/mm								
	≤ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$	$>200\sim 315$	$>315\sim 400$
h	0	0	0	0	0	0	0	0	0
g	6	8	9	11	13	15	18	22	25
f	9	11	13	16	19	22	26	32	36
e	15	18	21	25	30	35	42	50	57
d	22	27	33	39	46	54	64	78	89

表 22-26 7 级精度公差计算式

序号	项目	计 算 式	序号	项目	计 算 式
1	F_1'	$26+6m_n+2\sqrt{d}$	9	f_{r}	$7+11\sqrt{m_r}-\sqrt{d}$
2*4	f_1'	$9.8-15.4\sqrt{m_n}-1.4\sqrt{d}$	10	f_{pb}	$8.3+3\sqrt{m_n}$
3	F_1''	$11.4+6.5\sqrt{d}+15\sqrt{m_n}$	11	F_{p}	$1+2\sqrt{b}$
4	f_1''	$6.2+13.7\sqrt{m_n}$	12	F_1'	$F_{11}'+F_{12}'$
5	F_{p}	$18+2.2\sqrt{d}$	13	f_{a}'	$\sqrt{(f_{11}')^2+(f_{12}')^2}$
6	f_{pa}	$7.3+0.5\sqrt{d}$	14	f_{s}	F_{p}
7	F_1	$14+2.5m_n+1.4\sqrt{d}$	15	f_y	$0.5F_{\text{s}}$
8	F_{w}	$4.6+1.5\sqrt{d}$			

表 22-27 公差关系式

序号	项目	关系式	序号	项目	关系式
1	F_{pk}	$(0.3 + 2.2 \frac{k}{z}) F_p$			
2	$F_{a''}$	$\sqrt{(F_{f''})^2 + E_f^2}$ 对于 h, g, f $E_f = 174 + 10$ 对于 c, d $E_f = 175 + 16$	4	E_{Ms} E_{Ml}	$-2k(E_{as''} + \frac{1}{2}E_{as''} - \frac{1}{2}E_f)$ $-2k(E_{as''} + \frac{1}{2}E_{as''} + \frac{1}{2}E_f)$ 式中: $k = \sin\alpha / \sin\alpha_s$; $\text{inv}\alpha_s = \text{inv}\alpha + \frac{d_p}{m_n \cdot z \cdot \cos\alpha} - \frac{\pi}{2z}$ 式中: d_p —量棒直径, mm; z —齿数
3	$E_{as''}$ $E_{fs''}$	$-\frac{J_{\min}}{4 \tan\alpha} + p$ $E_{as''} - E_{fs''}$ 当 $f \leq 0$ 时, 取 $p = 0$ 当 $f > 0$ 时, 取 $p = f$ $f = \frac{1}{2} (\sqrt{\frac{(E_{as''})^2}{2} + f_k^2} - E_{fs''})$	5	E_{wms} E_{wml}	$-2\sin\alpha(E_{as''} + \frac{1}{2}E_{as''} - \frac{1}{2}E_f)$ $-2\sin\alpha(E_{as''} + \frac{1}{2}E_{as''} + \frac{1}{2}E_f)$
			6	E_{cs} E_{cl}	$\frac{E_{wms}}{\cos\alpha}$ $\frac{E_{wml}}{\cos\alpha}$

表 22-28 公比系数

精度等级	$F'_f, F'_f'', F_p, F_{pk}, F_r, F_x, f'_f, f'_f'', f_{pk}, f_{ph}, f_f$	F_{β}, f_x, f_z
3~5	1.6	1.25
5~8	1.4	
8~12	1.25	1

第 23 章

小模数锥齿轮

圆锥齿轮的轮齿有直齿、斜齿、曲线齿等多种形式,直齿承载能力小,平稳性较差,但结构简单,制造容易,因此在小模数齿轮传动中得以广泛应用。

本章主要介绍小模数锥齿轮的三项互换性基础标准:模数、基本齿廓和精度标准。

1 模数系列

齿轮模数是齿轮设计、制造和检验的重要参数,其

数值大小直接表示齿轮尺寸的大小。

小模数锥齿轮模数没有单独制订标准,而是与中模数锥齿轮一起,制订了GB/T 12368—1990《锥齿轮模数》。该标准适用于直齿、斜齿及曲线齿锥齿轮,锥齿轮模数系指大端端面模数,代号为 m ,单位为mm。小模数锥齿轮模数见表23-1。

表 23-1 小模数锥齿轮模数

mm

0.1	0.12	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
-----	------	------	-----	------	-----	------	-----	-----	-----	-----	-----	-----

2 基本齿廓

GB/T 10224—1988《小模数锥齿轮基本齿廓》,对中心模数 $m_0 < 1$ mm的直齿锥齿轮规定了基本齿廓的定义和基本参数。

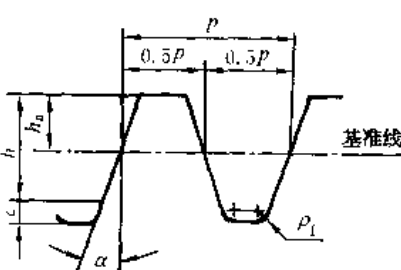
2.1 定义

小模数直齿锥齿轮的基本齿廓是指在锥齿轮齿宽中点的当量圆柱齿轮的基本齿廓。

2.2 基本参数

基本齿廓的参数见表23-2。

表 23-2 基本齿廓参数

参 数	代号与数值	图 示
齿形角	$\alpha = 20^\circ$	
齿顶高	$h_a = m_m$	
工作齿高	$h' = 2m_m$	
齿 距	$p = \pi m_m$	
项 隙	$c \geq 0.25m_m$	
齿根圆角半径	$\rho_f \leq 0.2m_m$	

3 精度


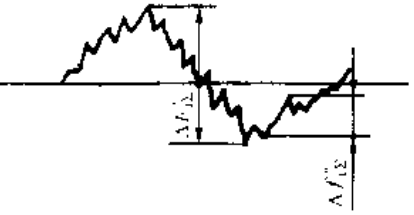
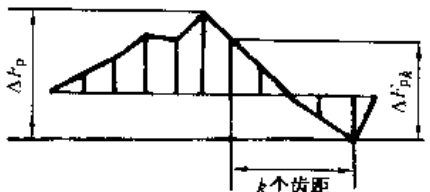
GB/T 10225—1988《小模数锥齿轮精度》,对中心模数 $m_0 < 1$ mm、基本齿廓按GB/T 10224、中点分度圆直径 d_m 到200 mm的直齿锥齿轮、齿轮副及其传动,规

定了误差定义、代号、精度等级、齿坯要求、公差与检验、侧隙及图样标注等。

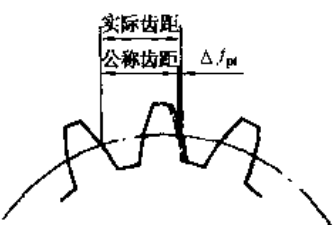
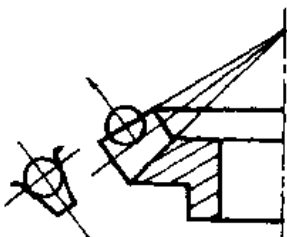
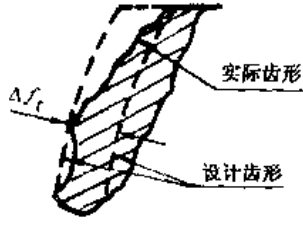
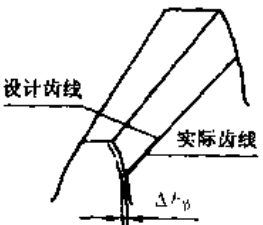
3.1 定义及代号

齿轮及齿轮副及其传动的误差、定义及代号见表23-3。


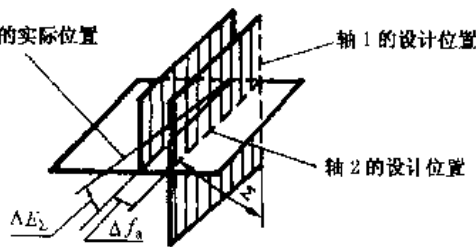
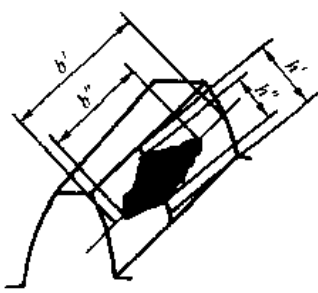
表 23-3 定义及代号

序号	名 称	代号	定 义
1	切向综合误差  切向综合公差	ΔF_t F_t	被测齿轮与理想精确的测量齿轮按规定的安装位置单面啮合时,在被测齿轮一转内,实际转角与理论转角之差的总幅度值。以中点分度圆弧长计
2	一齿切向综合误差 一齿切向综合公差	Δf_t f_t	被测齿轮与理想精确的测量齿轮按规定的安装位置单面啮合时,在被测齿轮一齿距角内,实际转角与理论转角之差的最大幅度值。以中点分度圆弧长计
3	轴交角综合误差  轴交角综合公差	$\Delta F'_\Sigma$ F'_Σ	被测齿轮与理想精确的测量齿轮在分锥顶点重合的条件下双面啮合时,在被测齿轮一转内,轴交角的最大变动量。以中点锥距为半径的弧长计
4	一齿轴交角综合误差 一齿轴交角综合公差	$\Delta f'_\Sigma$ f'_Σ	被测齿轮与理想精确的测量齿轮在分锥顶点重合的条件下双面啮合时,在被测齿轮一齿距角内,轴交角的最大变动量。以中点锥距为半径的弧长计
5	齿距累积误差  齿距累积公差	ΔF_p F_p	在中点分度圆上 ¹⁾ ,任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值
6	k 个齿距累积误差 k 个齿距累积公差	ΔF_{pk} F_{pk}	在中点分度圆上 ¹⁾ , k 个齿距的实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值 k 为 2 到 $\frac{2}{8}$ 的整数

续表 23-3

序号	名称	代号	定义
7	齿距偏差 齿距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{pt} $+f_{pt}$ $-f_{pt}$	在中点分度圆上 ¹⁾ , 实际齿距与公称齿距之差
			
8	齿圈跳动 齿圈跳动公差	ΔF_r F_r	在齿轮一转范围内, 测头在齿槽内与齿面中部双面接触, 测头沿分锥法向相对齿轮轴线的最大变动量
			
9	齿形误差 齿形公差	Δf_i f_i	在齿形工作部分内, 包容实际齿形且距离为最小的两条设计齿形间的法向距离。在齿宽中点处测量 在齿面顶部不超过工作高度 8% 的范围内, 偏向齿体的误差允许不大于齿形公差的 3 倍
			
10	齿向误差 齿向公差	ΔF_{β} F_{β}	在分度圆锥面上全齿宽范围内, 实际齿线与设计齿线在前锥上的距离 在齿宽两端不超过 5% 的长度内, 允许凹入, 其值不大于齿向公差的 3 倍
			
11	齿厚偏差 齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 齿厚公差	ΔE_s E_{s+} E_{s-} T_s	在中点分度圆上, 弦齿厚的实际值与公称值之差

续表 23-3

序号	名称	代号	定义
12	侧隙 法向侧隙 最大法向侧隙 最小法向侧隙  圆周侧隙 最大圆周侧隙 最小圆周侧隙	j_n j_{nmax} j_{nmin} j_t j_{tmax} j_{tmin}	齿轮装配后,当工作齿面接触时,非工作齿面间的最小距离。在齿宽中点处测量 齿轮装配后,一个齿轮固定,另一个齿轮从工作齿面接触到非工作齿面接触所转过的中点分度圆弧长
13	侧隙变动量 侧隙变动公差	ΔF_{α} F_{α}	齿轮装配后,在传动的整周期 ²⁾ 内,圆周侧隙的最大值与最小值之差
14	轴交角偏差  轴交角极限偏差 上偏差 下偏差	ΔE_{Σ} $+E_{\Sigma}$ $-F_{\Sigma}$	齿轮装配后,实际轴交角与公称轴交角之差。以中点锥距为半径的弧长计
15	轴间距偏差 轴间距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_a $+f_a$ $-f_a$	齿轮装配后,实际轴间距与公称轴间距之差
16	接触斑点 		齿轮装配后,在轻微制动下,经运转后在轮齿工作齿面上分布的接触痕迹 接触痕迹按百分数计算 沿齿宽方向:接触痕迹的长度 b'' 与工作齿宽 b' 之比的百分数 即 $\frac{b''}{b'} \times 100\%$ 沿齿高方向:接触痕迹在齿宽中点处高度 h'' 与工作高度 h' 之比的百分数 即 $\frac{h''}{h'} \times 100\%$

续表 23-3

序号	名 称	代号	定 义
17	齿轮副轴交角综合误差	$\Delta F''_{\Sigma\alpha}$	齿轮副在分锥顶点重合的条件下双面啮合时,在传动的整周期内,轴交角的最大变动量。以中点锥距为半径的弧长计
	齿轮副轴交角综合公差	$F''_{\Sigma\alpha}$	
18	齿轮副一齿轴交角综合误差	$\Delta f''_{\Sigma\alpha}$	齿轮副在分锥顶点重合的条件下双面啮合时,在传动的一齿距角内,轴交角的最大变动量。以中点锥距为半径的弧长计,在整周期内取值
	齿轮副一齿轴交角综合公差	$f''_{\Sigma\alpha}$	
19	传动切向综合误差	$\Delta F'_{\alpha}$	齿轮装配后,在传动的整周期内,从动齿轮的实际转角与理论转角之差的总幅度值。以中点分度圆弧长计
	传动切向综合公差	F'_{α}	
20	传动一齿切向综合误差	$\Delta f'_{\alpha}$	齿轮装配后,在转动的一齿距角内,从动齿轮的实际转角与理论转角之差的最大值。以中点分度圆弧长计,在整周期内取值
	传动一齿切向综合公差	f'_{α}	

- 1) 允许在齿面中点附近测量。
- 2) 传动整周期按下式计算:

$$n_2 = \frac{z_1}{x}$$

式中: n_2 — 大轮转数; z_1 — 小轮齿数; x — 大、小轮齿数的最大公约数。

3.2 精度等级、公差组

高到低依次用数字 1~12 表示。其中 1、2、3 级为发展级。

3.2.1 精度等级

小模数锥齿轮及其传动有 12 个精度等级,精度由

精度等级的选用,可参考表 23-4。

表 23-4 精度等级的选用

用 途	精度等级	用 途	精度等级
测量齿轮	3~6	小功率伺服机构	5~8
量 仪	4~6	一般传动机构(计数器、记录器)	7~9
光学仪器	5~8	功率传动机构	6~8
雷 达	6~8	热工仪表	7~9
航空仪表	6~8		

3.2.2 公差组

标准根据各项误差对传动性能的主要影响,将各

项误差的公差或极限偏差划分为 I、II、III 三个公差组,见表 23-5。

表 23-5 齿轮及传动公差组

公差组	公差或极限偏差项目			对传动性能的主要影响
	齿 轮	齿 轮 副	传 动	
I	$F_1, F''_{\Sigma\alpha}, F_p, F_{pb}, F_r$	$F_{\Sigma\alpha}$	F'_{α}, F_v	传递运动的准确性
II	$f_a, f_{\Sigma\alpha}, f_{pb}, f_t$	$f_{\Sigma\alpha}$	f_a	传动的平稳性
III	F_f	—	f'_f 、接触斑点	载荷分布的均匀性

各公差组可选用不同的精度等级组合,必须注意的是,在同一公差组中各公差或极限偏差项目须保持相同的精度等级。

3.3 齿坯要求

齿轮在加工、检验和安装时的定位基准应尽量一致,并应在图样上予以标注。齿坯公差见表 23-6~表 23-9。

表 23-6 齿坯尺寸公差

μm

精度等级	4	5	6	7	8	9	10	11	12
孔	IT4	IT5	IT6	IT7		IT8			
轴	IT4	IT5		IT6		IT7		IT8	
外径	h7		h8			h9		h10	

注: IT 值为标准公差,按 GB/T 1800 的规定确定。

表 23-7 齿坯顶锥斜向圆跳动公差和基准端面圆跳动公差

μm

精度等级		4	5	6	7	8	9	10	11	12	精度等级		4	5	6	7	8	9	10	11	12		
顶锥斜向圆跳动公差	外径	≤12	3	4	6	9	12	15	19	24	30	顶锥斜向圆跳动公差	外径	>50~80	5	7	10	15	19	24	30	38	48
		>12~20	3	5	7	10	13	17	21	27	33			mm	mm	>80~125	5	8	12	17	22	28	34
	>20~32	4	5	8	11	15	19	24	30	37	>125~200	6	9			14	20	25	32	40	50	62	
	>32~50	4	6	9	13	17	21	27	33	42	基准端面圆跳动公差		IT4	IT5		IT6		IT7					

表 23-8 齿坯轮冠距极限偏差

±μm

精度等级		4	5	6	7	8	9	10	11	12	精度等级		4	5	6	7	8	9	10	11	12
外径/mm	≤12	4	5	6	8	10	12	14	16	19	外径/mm	>32~80	5	6	8	10	13	16	19	23	29
	>12~32	4	5	7	9	11	13	16	19	23		>80~200	6	8	10	12	16	20	24	29	36

表 23-9 齿坯顶锥角极限偏差

精度等级		4~5	6	7	8	9	10~12	精度等级		4~5	6	7	8	9	10~12
齿宽/mm	≤5	±5'	±7'	±10'	±14'	±20'	±26'	齿宽/mm	>10	±2'	±3'	±3'	±3'	±3'	±3'
	>5~10	±3'	±4'	±6'	±8'	±11'	±16'								

3.4 公差与检验

3.4.1 检验组

齿轮的工作轴线和分锥顶点是检验基准。凡与此有关的检验项目应考虑由于基准不一致而带来的影响。

使用者可根据齿轮的用途、精度要求、生产规模及测试条件,从表 23-10 中各公差组各选一检验组来检定和验收齿轮及其传动精度。表 23-10 还推荐了各检验组适用的精度等级范围。

表 23-10 检验组与适用范围

公差组	检验对象	检验组	适用的精度等级	公差组	检验对象	检验组	适用的精度等级
I	齿轮	ΔF ₁	4~8	I	齿轮	Δf ₁	4~8
		ΔF ₂	7~12			Δf ₂	7~12
		ΔF _D 、ΔF _{D'}	4~6			Δf _D 、Δf _{D'}	4~7
		ΔF _{D'}	7~8			Δf _{D'}	8~12
		ΔF ₇	9~12			齿轮副	Δf _{2α}
	齿轮副	ΔF _{2α}	7~12	传动	Δf ₀	4~8	
传动	ΔF ₀	4~8	II	齿轮	ΔF ₀	4~12	
	ΔF ₁	7~12		传动	Δf _α 、接触斑点	4~12	

3.4.2 公差

标准在公差数表中明确规定,按中点模数 m_n 和中点分度圆直径 d_m 划分尺寸分段。中点模数 m_n 为锥齿轮中点锥距 R_m 上的模数。

$$m_n = m \cdot \frac{R_m}{R}$$

式中: m —— 大端端面模数, mm;

$$R_m \text{ —— 中点锥距, } R_m = R \cdot \frac{b}{2};$$

$$R \text{ —— 分锥距, } R = r / \sin \delta;$$

$$r \text{ —— 分度圆半径, } r = m z / 2.$$

$$d_m = m_n \cdot z$$

式中: z —— 锥齿轮齿数。

标准规定的公差或极限偏差 $F_1, F_p, F_{pk}, F_r, F'_{\Sigma}, F_v, f_1, f_{pt}, f_t, f_{\Sigma}$ 及 F_d 的数值见表 23-13、表 23-14。接触斑点、 f_a 及 E_s 的数值见表 23-18、表 23-19、表 23-20。 $F_{\alpha}, f_{\alpha}, F'_{\Sigma}, f'_{\Sigma}$ 的数值按表 23-21 中的关系式计算。

3.5 侧隙

侧隙种类

3.5.1 标准规定了 5 种最小法向侧隙 $j_{n \min}$, 按 $j_{n \min}$ 值从小到大的顺序, 用字母 h、g、f、e、d 表示, h 为零。侧隙种类见图 23-2。侧隙种类与适用的精度等级可参考表 23-11, 侧隙的具体数值见表 23-15。

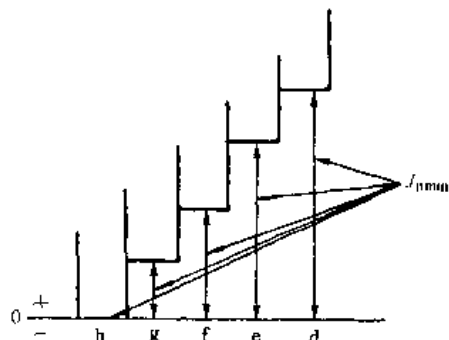


图 23-2 侧隙种类

表 23-11 侧隙种类与适用范围

侧隙种类	h	g	f	e	d
精度等级	4~7	4~8	4~10	4~10	4~12

3.5.2 侧隙的评定

评定齿轮传动侧隙的指标是 E_s 和 T_s 。 E_s 保证传动的最小法向侧隙 $j_{n \min}$, E_s 限制传动的最大法向侧隙 $j_{n \max}$ 。 E_s 按下式计算:

$$|E_s| = |E_{\alpha}| - T_s$$

E_s, T_s 数值见表 23-16、表 23-17。

3.6 图样标注

在齿轮图样上, 应标注齿轮的精度等级和侧隙种类。标注方法见表 23-12。

表 23-12 图样标注与示例

精度等级及侧隙种类的标注方法	示 例
齿轮的第 I、II、III 公差组采用相同的精度等级及侧隙种类	$\begin{array}{l} 7 \text{ f GB/T 10225—1988} \\ \\ \text{侧隙种类为 f} \\ \\ \text{齿轮 I、II、III 公差组精度等级} \end{array}$
齿轮的第 I、II、III 公差组采用不同的精度等级及侧隙种类	$\begin{array}{l} 7-7-6 \text{ f GB/T 10225 1988} \\ \\ \text{侧隙种类为 f} \\ \\ \text{第 III 公差组精度等级} \\ \\ \text{第 II 公差组精度等级} \\ \\ \text{第 I 公差组精度等级} \end{array}$

表 23-13 公差或极限偏差 $F_1, F_p, F_{pk}, F_r, F'_{\Sigma}, F_v, f_1, f_{pt}, F_t, f_{\Sigma}$

μm

精度等级	代号	中点模数 m_n/mm	中点分度圆直径 d_m/mm						
			≤ 12	$> 12 \sim 20$	$> 20 \sim 32$	$> 32 \sim 50$	$> 50 \sim 80$	$> 80 \sim 125$	$> 125 \sim 200$
4	F_1	0.1~0.5	11	12	13	14	15	17	19
		$> 0.5 \sim < 1$	12	13	14	15	16	18	20
	F_p	0.1~<1	6	7	8	9	10	12	14
		F_{pk}	0.1~<1	4	4	5	5	6	7
f_1	0.1~0.5	8							
	$> 0.5 \sim < 1$	10							

续表 23-13

 μm

精度等级	代号	中点模数 m_m/mm	中点分度圆直径 d_m/mm						
			≤ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$
4	f_{μ}	0.1~0.5	3						
		$>0.5\sim <1$	4						
	f_t	0.1~0.5	5						
		$>0.5\sim <1$	6						
5	F_i	0.1~0.5	17	18	19	20	22	26	29
		$>0.5\sim <1$	18	19	20	21	23	27	30
	F_p	0.1~<1	10	11	12	14	16	19	22
	F_{pk}	0.1~<1	6	6	7	8	9	11	13
	F_r	0.1~<1	8	9	10	11	13	15	18
	$F_{i\geq c}$	0.1~<1	16	18	20	22	25	29	35
	f_i	0.1~0.5	12						
		$>0.5\sim <1$	14						
	f_{μ}	0.1~0.5	5						
		$>0.5\sim <1$	6						
	f_t	0.1~0.5	7						
		$>0.5\sim <1$	8						
	$f_{i\geq c}$	0.1~0.5	9						
		$>0.5\sim <1$	11						
6	F_i	0.1~0.5	26	28	30	33	36	40	45
		$>0.5\sim <1$	27	29	31	34	37	41	46
	F_p	0.1~<1	16	18	20	23	26	30	36
	F_{pk}	0.1~<1	9	10	11	13	15	17	20
	F_r	0.1~<1	13	14	16	18	21	24	28
	$F_{i\geq c}$	0.1~<1	25	27	31	35	41	47	55
	f_i	0.1~0.5	18						
		$>0.5\sim <1$	20						
	f_{μ}	0.1~0.5	8						
		$>0.5\sim <1$	9						
	f_t	0.1~0.5	10						
		$>0.5\sim <1$	11						
	$f_{i\geq c}$	0.1~0.5	14						
		$>0.5\sim <1$	18						
7	F_i	0.1~0.5	36	38	41	45	49	55	62
		$>0.5\sim <1$	38	40	43	47	51	57	64
	F_p	0.1~<1	23	25	28	32	36	42	50

续表 23-13

μm

精度等级	代号	中点模数 m_m/mm	中点分度圆直径 d_m/mm						
			≤ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$
7	F_7	$0.1\sim <1$	18	21	23	26	30	34	40
	F_{i7c}	$0.1\sim <1$	35	40	45	51	59	67	78
	F_{v7}	$0.1\sim <1$	25	29	31	35	40	46	54
	f_i	$0.1\sim 0.5$	24						
		$>0.5\sim <1$	28						
	f_{pt}	$0.1\sim 0.5$	11						
		$>0.5\sim <1$	13						
	f_t	$0.1\sim 0.5$	13						
		$>0.5\sim <1$	15						
	f_{i7c}	$0.1\sim 0.5$	19						
$>0.5\sim <1$		25							
8	F_8	$0.1\sim 0.5$	49	52	56	61	67	75	85
		$>0.5\sim <1$	52	55	59	64	70	78	88
	F_D	$0.1\sim <1$	32	35	39	44	50	58	68
	F_7	$0.1\sim <1$	24	26	29	33	38	43	50
	F_{i8c}	$0.1\sim <1$	47	51	57	65	75	85	100
	F_{v8}	$0.1\sim <1$	33	36	39	44	50	58	68
	f_i	$0.1\sim 0.5$	34						
		$>0.5\sim <1$	39						
	f_{pt}	$0.1\sim 0.5$	16						
		$>0.5\sim <1$	18						
f_{i8c}	$0.1\sim 0.5$	27							
	$>0.5\sim <1$	35							
9	F_9	$0.1\sim <1$	30	33	37	42	48	55	63
	F_{i9c}	$0.1\sim <1$	59	65	73	82	95	110	125
	F_{v9}	$0.1\sim <1$	41	45	50	57	65	75	85
	f_{pt}	$0.1\sim 0.5$	20						
		$>0.5\sim <1$	23						
	f_{i9c}	$0.1\sim 0.5$	34						
$>0.5\sim <1$		44							
10	F_{i10c}	$0.1\sim <1$	74	82	92	105	120	135	155
	F_{v10}	$0.1\sim <1$	52	57	64	72	82	92	105
	f_{pt}	$>0.1\sim 0.5$	25						
		$0.5\sim <1$	29						
	f_{i10c}	$>0.1\sim 0.5$	43						
$0.5\sim <1$		55							

续表 23-13

 μm

精度等级	代号	中点模数 m_m/mm	中点分度圆直径 d_m/mm						
			≤ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$
11	F_1	$0.1\sim <1$	48	53	59	66	75	85	100
	F_{12c}	$0.1\sim <1$	95	105	115	130	145	165	190
	F_{v1}	$0.1\sim <1$	65	72	80	90	100	115	135
	f_{p1}	$0.1\sim 0.5$	31						
		$>0.5\sim <1$	36						
	f_{12c}	$0.1\sim 0.5$	54						
$>0.5\sim <1$		69							
12	F_1	$0.1\sim <1$	60	66	74	83	92	105	125
	F_{12c}	$0.1\sim <1$	120	130	145	165	185	210	240
	F_{v1}	$0.1\sim <1$	82	90	100	115	130	145	165
	f_{p1}	$0.1\sim 0.5$	39						
		$>0.5\sim <1$	45						
	f_{12c}	$0.1\sim 0.5$	68						
$>0.5\sim <1$		86							

注: 1 表中 F_{Dk} 数值系数按 $k = \frac{z}{8}$ 给出。如 $k \neq \frac{z}{8}$ 时, 应按表 23-22 中的 F_{Dk} 关系式进行计算。

2 表中 F_{12c} 与 F_{v1} 应按大、小齿轮中点分度圆直径之和的一半选取。

表 23-14 齿向公差 F_p μm

精度等级	齿宽 b/mm			精度等级	齿宽 b/mm		
	≤ 5	$>5\sim 10$	>10		≤ 5	$>5\sim 10$	>10
4~5	8	12	15	8	22	32	41
6	11	16	21	9	31	45	57
7	16	23	29	10~12	43	63	80

表 23-15 最小法向侧隙 $j_{n\min}$ μm

中点锥距 R_m/mm	小轮分锥角 $\delta_1/(\circ)$	侧隙种类					中点锥距 R_m/mm	小轮分锥角 $\delta_1/(\circ)$	侧隙种类				
		h	g	f	c	d			h	g	f	e	d
≤ 12	≤ 15	0	4	6	10	14	$>20\sim 32$	≤ 15	0	6	9	15	22
	$>15\sim 25$	0	5	8	12	18		$>15\sim 25$	0	8	11	18	27
	>25	0	6	9	15	22		>25	0	9	13	21	33
$>12\sim 20$	≤ 15	0	5	8	12	18	$>32\sim 50$	≤ 15	0	8	11	18	27
	$>15\sim 25$	0	6	9	15	22		$>15\sim 25$	0	9	13	21	33
	>25	0	8	11	18	27		>25	0	11	16	25	39

续表 23-15

μm

中点锥距 R_m/mm	小轮分锥角 $\delta_1/^\circ$	侧隙种类					中点锥距 R_m/mm	小轮分锥角 $\delta_2/^\circ$	侧隙种类				
		h	g	f	e	d			h	g	f	e	d
>50~80	≤15	0	9	13	21	33	>80~125	≤15	9	11	16	25	39
	>15~25	0	11	16	25	39		>15~25	0	13	19	30	46
	>25	0	13	19	30	46		>25	0	15	22	35	54

注：正交齿轮副按中点锥距 R_m 查表。非正交齿轮副按下式算出的 R_m 查表：

$$R_m = \frac{R_m}{2} (\sin 2\delta_1 + \sin 2\delta_2)$$

式中： δ_2, δ_1 ——大、小轮分锥角。

表 23-16 中点分度圆齿厚上偏差 E_{ss}

μm

侧隙种类	I 公差组精度等级	中点分度圆直径 d_m/mm						
		≤12	>12~20	>20~32	>32~50	>50~80	>80~125	>125~200
h	4~6	8	8	9	9	10	11	14
	7	12	12	13	14	15	16	20
g	4~6	12	13	14	15	17	20	26
	7	16	17	18	20	22	25	30
	8	20	22	24	26	28	30	38
f	4~6	17	18	21	24	28	32	42
	7	20	22	25	28	32	36	44
	8	26	28	30	34	38	42	52
	9	36	38	42	45	48	52	62
	10	52	51	56	58	60	65	80
e	4~6	28	30	34	40	46	54	65
	7	32	34	38	44	50	60	70
	8	31	38	42	46	52	62	75
	9	45	48	52	56	62	70	80
	10	60	62	65	68	75	80	95
	11	65	68	70	75	80	85	105
	12	70	72	75	80	85	90	115
d	4~6	35	38	40	45	50	55	70
	7	42	45	48	52	55	60	80
	8	45	48	50	55	60	65	85
	9	55	60	65	70	75	80	90
	10	65	68	70	75	80	85	100
	11	70	75	80	85	90	95	110
	12	75	80	85	90	95	100	120

表 23-17 齿厚公差 T_s μm

F_r	侧隙种类					F_r	侧隙种类				
	h	g	f	e	d		h	g	f	e	d
≤ 6	9	11	13	16	18	$>32\sim 40$	30	35	40	46	52
$>6\sim 8$	10	12	14	17	20	$>40\sim 50$	36	42	48	55	62
$>8\sim 10$	11	13	16	19	22	$>50\sim 60$	45	50	58	65	75
$>10\sim 12$	13	15	18	21	24	$>60\sim 80$	55	65	70	80	90
$>12\sim 16$	15	17	21	24	28	$>80\sim 100$	70	80	90	100	110
$>16\sim 20$	17	20	24	28	32	$>100\sim 125$	85	95	110	125	135
$>20\sim 26$	20	23	27	32	36	>125	100	115	130	150	165
$>26\sim 32$	24	28	33	38	42						

表 23-18 接触斑点

%

精度等级		4~5	6~7	8~9	10~12	精度等级		4~5	6~7	8~9	10~12
沿齿宽方向接触斑点	\geq	60	50	40	30	沿齿高方向接触斑点	\geq	70	60	50	35

表 23-19 轴间距极限偏差 $\pm f_s$ μm

精度等级	中点锥距 R_m/mm							精度等级	中点锥距 R_m/mm						
	≤ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$		≤ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$
4~5	7	7	8	8	9	10	12	8~9	20	22	24	26	28	32	36
6~7	10	11	12	13	14	16	18	10~12	40	44	48	52	56	64	72

表 23-20 轴交角极限偏差 $\pm E_z$ μm

中点锥距 R_m/mm	小轮分锥角 $\delta_1/(\circ)$	侧隙种类				中点锥距 R_m/mm	小轮分锥角 $\delta_1/(\circ)$	侧隙种类			
		h, g	f	e	d			h, g	f	e	d
≤ 12	≤ 15	2	3	5	7	$>32\sim 50$	≤ 15	4	6	9	14
	$>15\sim 25$	3	4	6	9		$>15\sim 25$	5	7	11	17
	>25	3	5	8	11		>25	6	8	13	20
$>12\sim 20$	≤ 15	3	4	6	9	$>50\sim 80$	≤ 15	5	7	11	17
	$>15\sim 25$	3	5	8	11		$>15\sim 25$	6	8	13	20
	>25	4	6	9	14		>25	7	10	15	23
$>20\sim 32$	≤ 15	3	5	8	11	$>80\sim 125$	≤ 15	6	8	13	20
	$>15\sim 25$	4	6	9	14		$>15\sim 25$	7	10	15	23
	>25	5	7	11	17		>25	8	11	18	27

注：此表 E_z 数值供设计箱体时参考。其值按 $E_z = \frac{f_{\text{公差}}}{2}$ 计算。

表 23-21 公差计算式关系式及公比

序 号	7 级精度公差计算式					序 号	公差关系式
1	$F_p = 14.5 - 2.8 \sqrt{d_m}$					1	$F'_i = F_p + f_i$
2	$F_r = 12 \cdot 2.2 \sqrt{d_m}$					2	$f_i = 1.4 f_{p1} + f_i$
3	$f_{p1} = 10.4 + 2.8 m_m$					3	$F'_{\Sigma} = 1.96 F_r$
4	$f_i = 11.2 + 4.2 m_m$					4	$f'_{\Sigma} = 1.4 f'_i$ (f'_i 按 GB/T 2363 取值)
5	$F_{\beta} = 4.3 + 6 \sqrt{b}$					5	$F_{v1} = 1.36 F_r$
6	$f_{\lambda} = A \sqrt{0.3 R_m - C}$					6	$F'_{\Sigma} = 0.7 F'_{\Sigma}$
式中 系数	精度等级	4~5	6~7	8~9	10~12	7	$f_{\Sigma} = 0.7 f'_{\Sigma}$
	A	1	1.5	3.0	6.0	8	$F'_u = F'_{u1} + F'_{u2}$
	C	4.7	7.5	15	30	9	$f_u = \sqrt{(f_{u1})^2 + (f_{u2})^2}$
						10	$F_{pk} = (0.3 + 2.2 \frac{k}{z}) F_p$

公差等级的级间公比

精度等级	$F_r, F_{v1}, F'_{\Sigma}, f'_{\Sigma}$	F_p, F_{pk}	f_i	f_{p1}	F_{β}
4~6	1.6	1.6	1.4	1.6	1.4
6~8	1.4	1.4		1.4	
8~12	1.25	-		1.25	

第 24 章

小模数圆柱蜗杆蜗轮

蜗杆传动用来传递两相错轴之间的运动,两轴间的交错角通常为 90° 。蜗杆传动类型很多,其主要区别在于蜗杆齿形不同。常用的蜗杆有阿基米德蜗杆、渐开线蜗杆及法向直廓蜗杆等。小模数蜗杆制造中最常用的是阿基米德蜗杆。

本章主要介绍小模数蜗杆蜗轮的三项互换性基础标准:模数、基本齿廓和精度标准。

1 模数系列

蜗杆模数是蜗杆设计、制造和测量蜗杆、蜗轮各部分尺寸的基本参数之一。

小模数圆柱蜗杆模数没有单独制订标准,而是与中模数圆柱蜗杆模数组成了GB/T 10088—1988《圆柱蜗杆模数和直径》。标准规定的模数系指轴向模数,代号为 m ,单位为mm,应优先采用第I系列模数值(见表24-1)。

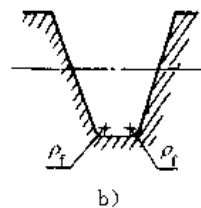
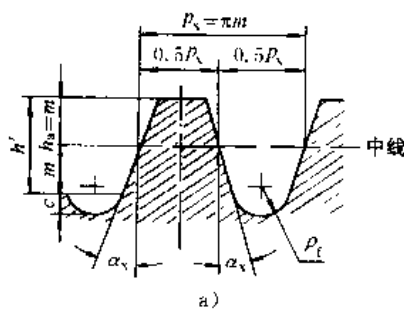


图 24-1 小模数圆柱蜗杆基本齿廓

表 24-2 基本齿廓的基本参数

蜗杆基本参数		范 围	蜗杆基本参数	范 围
齿形角	ZA 蜗杆	为蜗杆的轴向齿形角 $\alpha_s = 20^\circ$	齿顶高	$h_a = m$
	ZI 蜗杆	为蜗杆的法向齿形角 $\alpha_n = 20^\circ$	工作齿高	$h' = 2m$
	ZN 蜗杆	为蜗杆的法向齿形角 $\alpha_n = 20^\circ$	齿 距	$p_s = \pi m$
	ZK 蜗杆	为形成蜗杆齿面锥面刀具的铲形角 $\alpha_0 = 20^\circ$	顶 隙	$c = 0.35m$
			齿根圆角半径	$\rho_f \geq 0.4m$

表 24-1 小模数圆柱蜗杆模数 mm

第 I 系列	0.1	0.125	0.16	0.2	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	—	0.8	—
第 II 系列	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.7	—	0.9

2 基本齿廓

GB/T 10226 1988《小模数圆柱蜗杆基本齿廓》,对模数 <1 mm,轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 的圆柱蜗杆传动,规定了蜗杆基本齿廓的尺寸参数。

小模数圆柱蜗杆的基本齿廓是指基本蜗杆在轴截面上的齿廓,见图24-1a,基本参数见表24-2。工作齿高以下的齿槽形状允许用两个圆弧半径连接,但 $\rho_f \leq 0.2m$ (见图24-1b)。

3 精度

GB/T 10227—1988《小模数圆柱蜗杆、蜗轮精度》，对表 24-3 范围中的圆柱蜗杆、蜗轮及轴交角 Σ 等

于 90° 的蜗杆传动，规定了误差定义、代号、精度等级、公差与检验、侧隙及图样标注等。

由圆柱蜗杆和渐开线圆柱齿轮组成的传动，可以采用该标准。

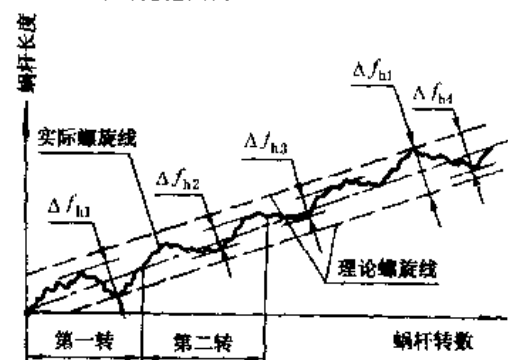
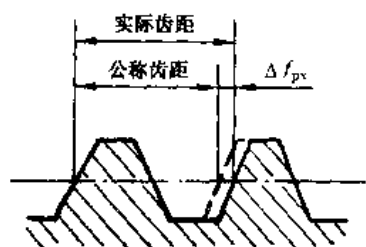
表 24-3 适用范围

蜗杆类型及参数	范 围	蜗杆类型及参数	范 围
蜗杆类型	ZA 蜗杆 ZI 蜗杆 ZN 蜗杆 ZK 蜗杆	蜗杆分度圆直径 d_1	~30 mm
模 数 m	<1 mm	蜗轮分度圆直径 d_2	~320 mm

3.1 定义及代号

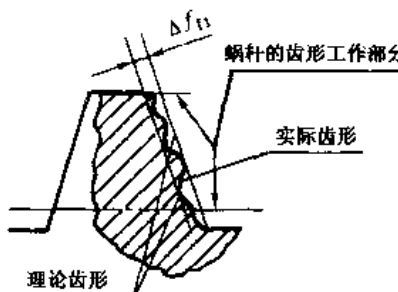
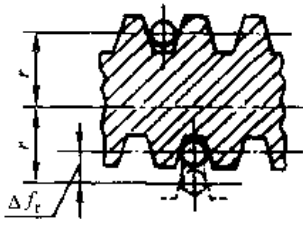
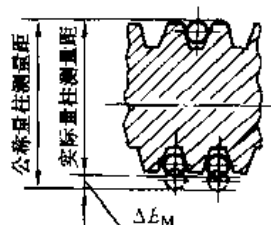
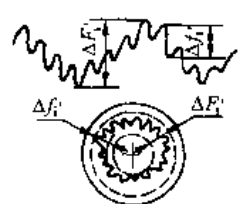
圆柱蜗杆、蜗轮及其传动的误差定义及代号见表 24-4。

表 24-4 定义及代号

序号	名 称	代 号	定 义
1	蜗杆螺旋线误差 在一转范围内 在轮齿的工作齿宽范围内	Δf_h Δf_{h1}	在蜗杆轮齿的一转范围内或在蜗杆轮齿的工作齿宽范围内，在蜗杆分度圆柱面上，包容实际螺旋线且距离为最小的两条理论螺旋线间的法向距离
	 <p>蜗杆螺旋线公差 在一转范围内 在轮齿的工作齿宽范围内</p>	f_h f_{h1}	
2	蜗杆轴向齿距偏差 ¹⁾	Δf_{px}	在蜗杆轴向截面上，实际齿距与公称齿距之差
	 <p>蜗杆轴向齿距极限偏差 上偏差 下偏差</p>	$+f_{px}$ $-f_{px}$	
3	蜗杆 k 个轴向齿距累积误差 ¹⁾	Δf_{pxk}	在蜗杆轴向截面上 k 个齿距范围内，任意两个同侧齿面间的实际齿距与公称齿距最大差值的绝对值 k 值按实际啮合情况确定，一般取 3
	蜗杆 k 个轴向齿距累积公差	f_{pxk}	

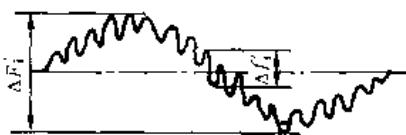
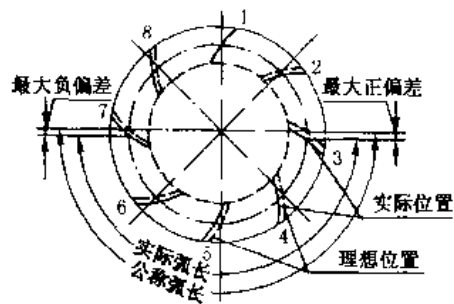
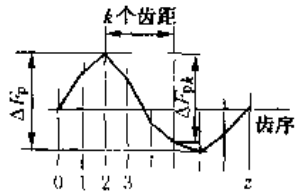
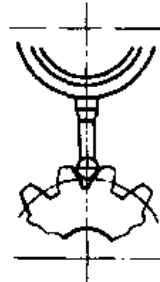
1) 在与蜗杆轴线平行的直线上测量。

续表 24.4

序号	名称	代号	定义
4	蜗杆齿形误差 ²⁾  蜗杆齿形公差	Δf_n	在蜗杆轮齿给定截面上的齿形工作部分内, 包容实际齿形的最近两条理论齿形间的法向距离
5	蜗杆齿槽径向跳动  蜗杆齿槽径向跳动公差	Δf_r	在蜗杆一转范围内, 测头在齿槽内, 与齿高中部的齿面双面接触, 测头相对于蜗杆轴线的最大变动量
6	蜗杆量柱测量距偏差  蜗杆量柱测量距极限偏差 上偏差 下偏差 蜗杆量柱测量距公差	ΔE_M	蜗杆量柱测量距的实际值与公称值之差
7	蜗轮切向综合误差  蜗轮切向综合公差	$\Delta F_t'$	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆单面啮合时, 在被测蜗轮一转内, 实际转角与理论转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计

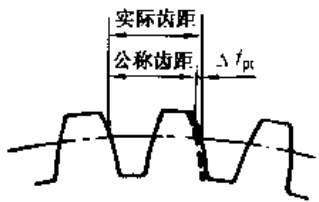
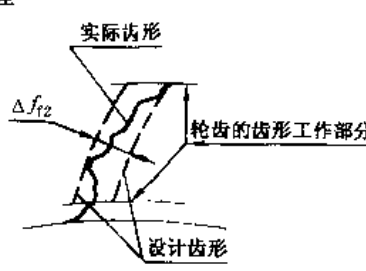
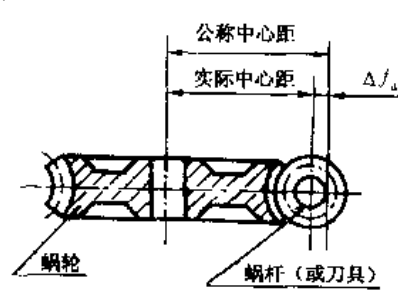
2) 一般在齿形为直线的截面上测量。

续表 24-4

序号	名称	代号	定义
8	蜗轮一齿切向综合误差 蜗轮一齿切向综合公差	Δf_i f_i	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆单面啮合时,在被测蜗轮一齿距角内,实际转角与理论转角之差的最大限度值。以分度圆弧长计
9	蜗轮径向综合误差  蜗轮径向综合公差	$\Delta F_r'$ F_r''	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时,在被测蜗轮一转内,双啮中心距的最大变动量
10	蜗轮一齿径向综合误差 蜗轮一齿径向综合公差	$\Delta f_r'$ f_r''	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时,在被测蜗轮一齿距角内,双啮中心距的最大变动量
11	蜗轮齿距累积误差  蜗轮齿距累积公差	ΔF_p F_p	在蜗轮分度圆上 ¹⁾ ,任意两个同侧齿面间实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值
12	蜗轮k个齿距累积误差  蜗轮k个齿距累积公差	ΔF_{pk} F_{pk}	在蜗轮分度圆上 ¹⁾ ,k个同侧齿面间实际弧长与公称弧长之差的最大绝对值 k为2到小于 $\frac{z}{2}$ 的整数
13	蜗轮齿圈径向跳动  蜗轮齿圈径向跳动公差	ΔF_r F_r	在蜗轮一转范围内,测头在齿槽内,与齿高中部的齿面双面接触,测头相对于蜗轮轴线的最大变动量

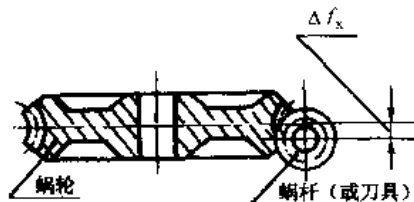
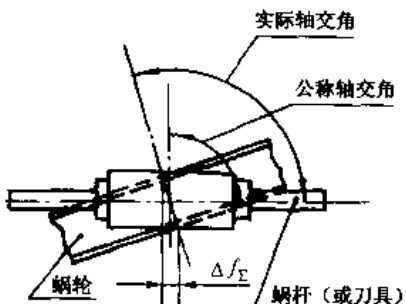
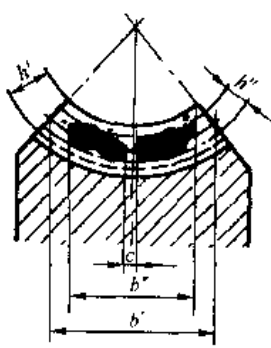
3) 允许在齿高中部测量。

续表 21-4

序号	名 称	代 号	定 义
14	蜗轮齿距偏差  蜗轮齿距极限偏差 上偏差 下偏差	Δf_{pt} $+f_{pt}$ $-f_{pt}$	在蜗轮分度圆上,实际齿距与公称齿距之差
15	蜗轮齿形误差  蜗轮齿形公差	Δf_{f2} f_{f2}	在蜗轮轮齿给定截面上的齿形工作部分内,包容实际齿形的最近两条设计齿形间的法向距离
16	蜗轮双啮中心距偏差 ⁴⁾ 蜗轮双啮中心距极限偏差 上偏差 下偏差	$\Delta E''_a$ E''_{as} E''_{as}	被测蜗轮与理想精确的测量蜗杆双面啮合时,双啮中心距的实际值与公称值之差
17	侧隙 最小侧隙	j_h j_{\min}	安装好的蜗杆副,工作齿面接触时,非工作齿面间的最小距离
18	中心距偏差  中心距极限偏差 传动 上偏差 下偏差 加工 上偏差 下偏差	Δf_a $+f_a$ $-f_a$ $+f_{a0}$ $-f_{a0}$	安装好(或加工中)的蜗杆副的实际中心距与公称中心距之差

4) 允许用双蜗杆或钢球测量。

续表 24-4

序号	名称	代号	定义
19	<p>中心平面偏移</p>  <p>中心平面极限偏差 传动 上偏差 下偏差 加工 上偏差 下偏差</p>	<p>Δf_x</p> <p>$+f_x$ $-f_x$ $+f_{x0}$ $-f_{x0}$</p>	<p>安装好(或加工中)的蜗杆副中,蜗轮中心平面与通过蜗杆(或刀具)轴线、且垂直于蜗轮轴线的平面之间的距离</p>
20	<p>轴交角偏差⁵⁾</p>  <p>轴交角极限偏差 传动 上偏差 下偏差 加工 上偏差 下偏差</p>	<p>Δf_Σ</p> <p>$+f_\Sigma$ $-f_\Sigma$ $+f_{\Sigma 0}$ $-f_{\Sigma 0}$</p>	<p>安装好(或加工中)的蜗杆副的实际轴交角与公称轴交角之差</p>
21	<p>接触斑点</p> 		<p>安装好的蜗杆副,在轻微制动下,经运转后在蜗轮齿面上分布的接触痕迹</p> <p>接触痕迹按百分数计算</p> <p>沿齿宽方向:接触痕迹的长度b''(扣除超过模数值的断开部分c)与工作齿宽b'之比的百分数</p> <p>即 $\frac{b''-c}{b'} \times 100\%$</p> <p>沿齿高方向:接触痕迹的平均高度$h''$与工作高度$h'$之比的百分数</p> <p>即 $\frac{h''}{h'} \times 100\%$</p>
22	<p>传动切向综合误差</p> <p>传动切向综合公差</p>	<p>ΔF_{ft}</p> <p>F_{ft}</p>	<p>安装好的蜗杆副啮合转动时,在传动的整周期内,蜗轮的实际转角与理论转角之差的总幅度值。以蜗轮分度圆弧长计</p>

5) 偏差按轮缘宽度确定,以线性估计。

续表 24-4

序号	名 称	代 号	定 义
23	传动一齿切向综合误差	Δf_{ti}	安装好的蜗杆副啮合转动时,在蜗轮一转范围内多次出现的周期性转角误差的最大幅度值。即传动切向综合误差记录曲线上小波纹的最大幅度值。以蜗轮分度圆弧长计
	传动一齿切向综合公差	f_{ti}	

3.2 精度等级与公差组

精度为发展级。

3.2.1 精度等级

精密机械和仪器常用蜗杆、蜗轮的精度等级见表 24-5。

标准对蜗杆、蜗轮及蜗杆传动规定了 12 个精度等级,精度由高到低依次用 1~12 表示,其中 1 级和 2 级

表 24-5 精度等级与适用范围

用 途	精度等级	用 途	精度等级
测量蜗杆	3~6	航空仪表	6~8
量 仪	4~6	功率传动机构	6~8
光学仪器	5~8	一般传动机构	7~9
雷 达	6~8	分度装置	3~9
热工仪表	7~9	小功率伺服系统	6~8

3.2.2 公差组

标准按各项误差对传动性能的主要影响,将各项误差的公差划分为 I、II、III 三个公差组,见表 24-6。

表 24-6 蜗杆、蜗轮及传动的公差组

公差组	蜗 杆	蜗 轮	传 动	对传动性能的主要影响
I		$F_i, F_i', F_p, F_{pk}, F_r$	F_{ti}	传递运动的准确性
II	$f_b, f_{hl}, f_{px}, f_{pzk}, f_{ti}, f_r$	$f_i, f_i', f_{pi}, f_{ti}$	f'_{ti}	传动平稳性
III		f_{x0}, f_{x0}, f_{z0}	$f_a, f_x, f_{\Sigma},$ 接触斑点	载荷分布的均匀性

一般情况下,对圆柱蜗杆、蜗轮的三个公差组选用相同的精度等级,有时在某些特殊情况下,如较精密的分度传动,或主要传递精确的运动,对配对的蜗杆、蜗轮的公差组,或左、右齿面规定不同的精度等级。必须注意的是,同一公差组内的各项公差应保持相同的精度等级。

标准在三个公差组中各规定了若干个检验组,使用者根据蜗杆传动用途、精度要求、生产规模及测试条件从各公差组中各选定一检验组来检定和验收蜗杆、蜗轮的精度,检验组见表 24-7。各检验组的推荐适用范围见表 24-8。蜗杆和蜗轮的检验基准是其工作轴线,凡与其工作轴线有关的项目应考虑由于基准不一致而带来的误差。

3.3 公差与检验

3.3.1 检验组

表 24-7 检验组

公差组	蜗 杆	蜗 轮	传 动	公差组	蜗 杆	蜗 轮	传 动
I		(1) $\Delta F_i'$ (2) $\Delta F_i'$ (3) ΔF_p 与 ΔF_{pk} (4) ΔF_p (5) ΔF_r (仅适用于 9~12 级)	ΔF_{ti}	II	固定 中心 距传 动	$\Delta f_{z0}, \Delta f_{x0, j}$ 与 Δf_{z0}	$\Delta f_a,$ Δf_x 与 Δf_{Σ} 接触 斑点
							III
II	(1) $\Delta f_b, \Delta f_{hl}$ 与 Δf_{ti} (2) $\Delta f_{px}, \Delta f_{pzk}, \Delta f_{ti}$ 与 Δf_r (3) $\Delta f_{px}, \Delta f_{ti}$ 与 Δf_r (4) Δf_{px} 与 Δf_r (仅用 I 9~12 级)	(1) $\Delta f_i'$ (2) $\Delta f_i'$ (3) Δf_{pi} 与 Δf_{ti} (4) Δf_{pi} (仅适用于 9~12 级)	Δf_{ti}	II	固定 中心 距传 动	$\Delta f_{z0}, \Delta f_{x0, j}$ 与 Δf_{z0}	$\Delta f_a,$ Δf_x 与 Δf_{Σ} 接触 斑点
							III

表 24-8 检验组适用范围

检验组 序号	公差组									适用的 精度等级	适用的传动
	I			II			III				
	蜗杆	蜗轮	传动	蜗杆	蜗轮	传动	蜗杆	蜗轮	传动		
1		$\Delta F'_i$	$\Delta F'_n$	Δf_h Δf_{h1} Δf_{f1}		Δf_i			接触斑点	3~5 级	可调中心距单 头蜗杆传动
2		$\Delta F'_i$		Δf_h Δf_{h2} Δf_{f1}		Δf_i			接触斑点	3~5 级	可调中心距传 动
3		$\Delta F'_v$ $\Delta F'_{pk}$		Δf_{px} Δf_{pxk} Δf_{f1} Δf_r		Δf_{pt} Δf_{f2}			接触斑点	5~7 级	可调中心距多 头蜗杆传动
4		$\Delta F'_p$		Δf_{px} Δf_{pxk} Δf_{f1} Δf_r		Δf_{pt} Δf_{f2}		Δf_{m0} Δf_{x0} Δf_{z0}	接触斑点 Δf_s Δf_x Δf_z	5~7 级	固定中心距传 动
5		$\Delta F'_i$		Δf_{px} Δf_{f1} Δf_r		Δf_i			接触斑点 Δf_s Δf_x Δf_z	7~9 级	固定中心距传 动
6		$\Delta F'_i$		Δf_{pt} Δf_i		Δf_{pt}			同上	10~12 级	低精度蜗杆传动

3.3.2 公差

三个公差组的各项公差或极限偏差的数值见表 24-12、表 24-13、表 24-14，其中 $F'_n, f_n, f_{s0}, f_{x0}, f_{z0}$ 按表 24-18 相应的关系式计算确定。

3.4 侧隙

为保证蜗杆传动的正常工作，应合理确定侧隙。标准按蜗杆传动的工作条件只规定了 5 种最小侧隙 j_{\min} ，按最小侧值从小到大的顺序，用字母 h、g、f、e、d 表示，h 为零，见图 24-2，具体数值见表 24-1。

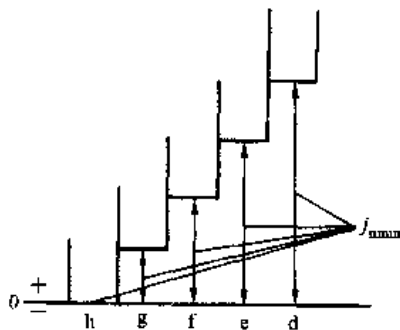


图 24-2

通常使用种类 f、g 侧隙，只有当要求侧隙很小或为 0 时，才使用 h 类。考虑侧隙种类与精度等级的对应关系，选用时可参考表 24-9。对圆柱蜗杆和渐开线圆柱

齿轮组成的传动，齿轮侧隙推荐选用 GB/T 2263 的侧隙种类 h。

表 24-9 侧隙种类与适用范围

侧隙种类	h	g	f	e	d
第 II 公差组精度等级	3~7	3~8	3~10	3~12	3~12

评定侧隙的检验项目见表 24-10， E_{MS} 与 T_M 以及 E_{s0}, E_{z0} 的数值分别见表 24-15、表 24-16、表 24-17。

表 24-10 侧隙的检验项目

固定中心距传动		可调中心 距传动
蜗	杆	蜗 轮
量柱测量距极限偏差 E_{M2} E_{M1}		蜗轮双啮 中心距极 限偏差 上偏差 E''_{s0} 下偏差 E''_{z0}
$E_{M1} = E_{MS} - T_M$		
T_M —量柱测量距公差		
E_{MS}, T_M 查表确定		
如检查蜗杆齿厚偏差时， E_{s0}, E_{z0} 和 T_s 按下式计算： $E_{s0} = \tan(E_{M2} - 0.7f_s), E_{z0} = E_{s0} - T_s$ $T_s = T_M \tan \alpha$		

3.5 图样标注

在蜗杆、蜗轮图样上应注出精度等级和侧隙种类，标注方法见表 24-11。

表 24-11 图样标注与示例

精度等级及侧隙的标注方法		示	例
蜗杆传动的装配图	蜗轮各公差组精度等级相同及侧隙种类	$\begin{array}{l} \text{蜗杆第 I 公差组精度等级} \\ \text{侧隙种类} \\ \hline 7-f \\ \hline 7 \\ \text{蜗轮第 I、II、III 公差组精度等级} \end{array}$	GB/T 10227-1988
	蜗轮各公差组精度等级不同及侧隙种类	$\begin{array}{l} \text{蜗杆第 I 公差组精度等级} \\ \text{侧隙种类} \\ \hline 6-f \\ \hline 7-6-6 \\ \text{蜗轮第 III 公差组精度等级} \\ \text{蜗轮第 II 公差组精度等级} \\ \text{蜗轮第 I 公差组精度等级} \end{array}$	GB/T 10227-1988
工作图	蜗杆	$\begin{array}{l} 6-f \\ \text{侧隙种类} \\ \hline \text{蜗杆第 I 公差组精度等级} \end{array}$	GB/T 10227-1988
	蜗轮	$\begin{array}{l} 7 \\ \hline \text{蜗轮第 I、II、III 公差组精度等级} \end{array}$	GB/T 10227-1988
	蜗轮	$\begin{array}{l} 7-6-6 \\ \text{第 III 公差组精度等级} \\ \text{第 II 公差组精度等级} \\ \text{第 I 公差组精度等级} \end{array}$	GB/T 10227-1988

表 24-12 蜗杆各检验项目的公差或极限偏差

代号	分度圆直径 d_1/mm	模数 m/mm	精度等级									
			3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
μm												
f_h	~18	0.1~0.5	2	3	5	8	12	—	—	—	—	—
	>18~30	>0.5~1.0	3	4	6	10	14	—	—	—	—	—

续表 24-12

代 号	分度圆直径 d_1/mm	模 数 m/mm	精 度 等 级									
			3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
			μm									
f_{ba}	~18	0.1~0.5	3	5	8	12	17	—	—	—	—	—
	>18~30	>0.5~1.0	4	6	9	14	20	—	—	—	—	—
f_{px}	~18	0.1~0.5	±1	±2	±4	±6	±8	±12	±18	±25	—	—
	>18~30	>0.5~1.0	±2	±3	±5	±7	±10	±15	±22	±30	±40	±58
f_{pk}	~18	0.1~0.5	2	3	5	8	13	—	—	—	—	—
	>18~30	>0.5~1.0	3	4	7	11	16	—	—	—	—	—
f_{li}	~18	0.1~0.5	3	4	6	9	13	18	26	—	—	—
	>18~30	>0.5~1.0	3	5	8	11	16	22	31	—	—	—
f_r	~10	0.1~1.0	2	4	6	10	15	18	23	28	36	44
	>10~18		3	5	8	12	17	21	27	33	42	52
	>18~30		3	5	9	14	19	24	30	38	47	59

表 24-13 蜗轮各检验项目的公差或极限偏差

精度等级	代 号	模数 m/mm	分度圆直径 d_2/mm							
			~12	>12~20	>20~32	>32~50	>50~80	>80~125	>125~200	>200~320
			μm							
3	F'_i	0.1~0.5	7	7	7	8	9	9	10	11
		>0.5~1.0	8	8	8	9	10	10	11	12
	f'_i	0.1~0.5	3	3	3	3	3	3	3	3
		>0.5~1.0	4	4	4	4	4	4	4	4
	F_p	0.1~1.0	4	5	6	7	8	8	9	11
	F'_{pk}	0.1~1.0	4	5	5	6	7	8	8	9
	F_r	0.1~0.5	3	3	4	4	5	5	6	7
		>0.5~1.0	4	4	5	5	6	6	7	8
	f_m	0.1~1.0	±1	±1	±1.5	±2	±2	±3	±3	±4
	f_{t2}	0.1~0.5	2	2	2	2	2	2	2	2
>0.5~1.0		3	3	3	3	3	3	3	3	
4	F'_i	0.1~0.5	11	12	12	13	14	15	17	19
		>0.5~1.0	12	13	13	14	15	16	18	20
	f'_i	0.1~0.5	5	5	4	4	4	4	4	4
		>0.5~1.0	7	7	6	6	6	6	6	6
	F_p	0.1~1.0	8	9	10	11	12	13	15	17
	F'_{pk}	0.1~1.0	7	8	9	10	11	12	13	15

续表 24-13

精度等级	代号	模数 m/mm	分度圆直径 d_2/mm							
			~12	>12~20	>20~32	>32~50	>50~80	>80~125	>125~200	>200~320
			μm							
4	F_r	0.1~0.5	5	6	6	7	8	9	10	12
		>0.5~1.0	6	7	7	8	9	10	11	13
	f_{p1}	0.1~1.0	±2.5	±2.5	±3	±4	±4	±5	±5	±6
		f_{t2}	0.1~0.5	4	4	3	3	3	3	3
>0.5~1.0	5		5	4	4	4	4	4	4	
5	F'_i	0.1~0.5	17	18	19	20	22	24	27	30
		>0.5~1.0	19	20	21	22	24	26	29	32
	f'_i	0.1~0.5	9	9	8	8	8	8	8	8
		>0.5~1.0	11	11	10	10	10	10	10	10
	F'_r	0.1~0.5	16	17	17	18	19	20	22	24
		>0.5~1.0	18	19	19	20	21	22	24	26
	f'_r	0.1~0.5	7							
		>0.5~1.0	9							
	F_p	0.1~1.0	12	13	15	17	19	21	24	27
	F'_{β}	0.1~1.0	11	12	13	15	17	19	21	24
	F_r	0.1~0.5	9	10	11	12	13	15	17	19
		>0.5~1.0	10	11	12	13	14	16	18	20
	f_{p1}	0.1~1.0	±4	±4	±5	±6	±6	±7	±8	±9
	f_{t2}	0.1~0.5	7	7	6	6	6	6	6	6
>0.5~1.0		8	8	7	7	7	7	7	7	
6	F''_i	0.1~0.5	24	26	28	30	32	34	37	41
		>0.5~1.0	26	28	30	32	34	37	41	45
	f''_i	0.1~0.5	13	13	12	12	12	12	12	12
		>0.5~1.0	15	15	14	14	14	14	14	14
	F''_r	0.1~0.5	22	23	24	25	27	29	31	34
		>0.5~1.0	25	26	27	28	30	32	34	37
	f''_r	0.1~0.5	10							
		>0.5~1.0	13							
	F_p	0.1~1.0	17	19	21	23	26	29	33	38
	F'_{β}	0.1~1.0	16	17	19	21	23	26	29	33
	F_r	0.1~0.5	13	14	15	17	19	21	24	27
		>0.5~1.0	14	15	16	18	20	23	26	29
	f_{p1}	0.1~1.0	±6	±6	±7	±8	±9	±10	±11	±12
	f_{t2}	0.1~0.5	9	9	8	8	8	8	8	8
>0.5~1.0		11	11	10	10	10	10	10	10	

续表 24-13

精度等级	代号	模数 m/mm	分度圆直径 d_2/mm								
			~12	>12~20	>20~32	>32~50	>50~80	>80~125	>125~200	>200~320	
			μm								
7	F'_{α}	0.1~0.5	34	36	38	41	44	48	53	60	
		>0.5~1.0	37	39	41	44	47	51	56	62	
	f'_{α}	0.1~0.5	17	17	16	16	16	16	16	16	
		>0.5~1.0	21	21	20	20	20	20	20	20	
	F''_{α}	0.1~0.5	31	33	35	37	39	41	43	46	
		>0.5~1.0	34	36	38	40	42	44	47	51	
	f''_{α}	0.1~0.5	15								
		>0.5~1.0	19								
	F_p	0.1~1.0	24	26	29	32	36	40	45	53	
	F_{pk}	0.1~1.0	22	24	26	29	32	36	40	45	
	F_r	0.1~0.5	19	20	22	24	26	29	32	37	
		>0.5~1.0	20	21	23	25	28	32	36	40	
	f_{Df}	0.1~1.0	± 9	± 9	± 10	± 11	± 12	± 13	± 14	± 16	
	f_{t2}	0.1~0.5	12	12	11	11	11	11	11	11	
>0.5~1.0		15	15	14	14	14	14	14	14		
8	F''_{α}	0.1~0.5	43	45	48	51	54	57	61	66	
		>0.5~1.0	47	50	53	56	59	62	66	71	
	f''_{α}	0.1~0.5	20								
		>0.5~1.0	26								
	F_p	0.1~1.0	34	36	40	45	50	56	63	74	
	F_r	0.1~0.5	26	28	31	34	38	42	47	53	
		>0.5~1.0	28	29	32	35	39	44	50	56	
	f_{Df}	0.1~1.0	± 12	± 13	± 14	± 15	± 16	± 18	± 20	± 22	
	f_{t2}	0.1~0.5	18	18	17	17	17	17	17	17	
		>0.5~1.0	21	21	20	20	20	20	20	20	
	9	F''_{α}	0.1~0.5	60	63	67	71	75	80	85	95
			>0.5~1.0	66	70	74	78	82	87	92	100
		f''_{α}	0.1~0.5	29							
			>0.5~1.0	36							
F_L		0.1~1.0	47	50	56	63	70	78	88	103	
F_r		0.1~0.5	36	39	43	47	52	59	67	75	
		>0.5~1.0	39	41	45	49	55	62	70	78	
f_{Df}		0.1~1.0	± 17	± 18	± 19	± 20	± 22	± 25	± 28	± 31	
10		F''_{α}	0.1~0.5	84	88	94	100	106	112	120	128
			>0.5~1.0	92	98	104	110	116	122	130	138

续表 24-13

精度等级	代号	模数 m/mm	分度圆直径 d_2/mm							
			~ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$	$>200\sim 320$
10	f_1	0.1~0.5	40							
		$>0.5\sim 1.0$	50							
	F_1	0.1~0.5	51	55	60	66	73	82	93	105
		$>0.5\sim 1.0$	55	58	63	69	77	87	98	110
	f_{pt}	0.1~1.0	± 24	± 25	± 26	± 27	± 30	± 34	± 39	± 44
11	F_1	0.1~0.5	64	69	75	82	90	100	115	130
		$>0.5\sim 1.0$	68	72	78	86	95	105	120	135
	f_{pt}	0.1~1.0	30	32	34	36	39	42	46	52
12	F_1	0.1~0.5	80	86	93	100	110	125	140	160
		$>0.5\sim 1.0$	85	90	98	106	115	130	145	165
	f_{pt}	0.1~1.0	38	40	42	45	48	52	57	64

1) 对 F_{pk} , 表中分度圆直径 d_2 表示弧长 L , 当 $L > 320 \text{ mm}$ 时, F_{pk} 值按表 24-18 所给公式推算。

表 24-14 蜗杆传动各检验项目的数值

代号	侧隙类型 或精度等级	中心距 a/mm										
		~ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$				
		μm										
j_{mm}	h	0	0	0	0	0	0	0				
	g	6	8	9	11	13	15	18				
	f	9	11	13	16	19	22	26				
	e	15	18	21	25	30	35	42				
	d	22	27	33	39	46	54	64				
f_s	3,4	± 5	± 6	± 7	± 8	± 9	± 11	± 13				
	5,6	± 8	± 9	± 11	± 13	± 15	± 18	± 22				
	7,8	± 11	± 14	± 17	± 20	± 23	± 27	± 34				
	9~12	± 18	± 22	± 26	± 31	± 37	± 44	± 52				
f_x	3,4	± 4	± 5	± 6	± 7	± 8	± 9	± 10				
	5,6	± 7	± 8	± 9	± 10	± 12	± 14	± 17				
	7,8	± 8	± 10	± 13	± 16	± 19	± 22	± 27				
	9~12	± 14	± 17	± 20	± 24	± 29	± 35	± 41				
f_s	蜗轮宽度 b/mm	精度等级										
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
			μm									
	≤ 6	2	2	3	4	5	6	7	10	14	19	
	$>6\sim 10$	2	3	4	5	6	7	9	12	17	24	
$>10\sim 18$	2	3	4	5	6	8	10	14	20	28		
接触斑点	沿齿高	$\geq 55\%$		$\geq 50\%$		$\geq 40\%$		$\geq 30\%$				
	沿齿宽	$\geq 75\%$		$\geq 70\%$		$\geq 50\%$		$\geq 35\%$		—		

表 24-15 蜗杆量柱测量距上偏差 E_{MS}

精度等级	侧隙类型	模数 m/mm	中心距 a/mm							
			~ 12	$>12\sim 20$	$>20\sim 32$	$>32\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 125$	$>125\sim 200$	
			μm							
3	h	0.1~0.5	-18	-20	-22	-25	-28	-34	-38	
		>0.5~1.0	-24	-26	-28	-30	-32	-36	-40	
	g	0.1~0.5	-36	-42	-48	-56	-66	-76	-90	
		>0.5~1.0	-42	-48	-54	-62	-70	-80	-94	
	f	0.1~0.5	-44	-52	-60	-72	-84	-96	-114	
		>0.5~1.0	-50	-58	-66	-76	-88	-100	-118	
	e	0.1~0.5	-62	-72	-84	-98	-116	-136	-160	
		>0.5~1.0	-68	-78	-90	-102	-120	-140	-164	
	d	0.1~0.5	-82	-100	-120	-140	-160	-190	-225	
		>0.5~1.0	-90	-105	-125	-145	-165	-195	-230	
	4	h	0.1~0.5	-25	-27	-29	-31	-34	-38	-42
			>0.5~1.0	-32	-34	-36	-38	-40	-42	-46
g		0.1~0.5	-41	-50	-56	-62	-72	-82	-100	
		>0.5~1.0	-50	-56	-62	-70	-78	-88	-105	
f		0.1~0.5	-52	-60	-68	-78	-90	-102	-115	
		>0.5~1.0	-60	-66	-74	-84	-94	-108	-125	
e		0.1~0.5	-68	-78	-90	-104	-120	-140	-165	
		>0.5~1.0	-76	-86	-96	-110	-126	-144	-170	
d		0.1~0.5	-90	-105	-125	-145	-168	-196	-230	
		>0.5~1.0	-96	-110	-130	-150	-170	-200	-235	
5		h	0.1~0.5	-46	-48	-50	-55	-60	-65	-75
			>0.5~1.0	-54	-56	-58	-60	-65	-70	-80
	g	0.1~0.5	-64	-70	-76	-86	-96	-110	-126	
		>0.5~1.0	-72	-78	-84	-94	-104	-115	-132	
	f	0.1~0.5	-72	-80	-90	-102	-114	-128	-150	
		>0.5~1.0	-80	-88	-96	-108	-122	-136	-156	
	e	0.1~0.5	-90	-100	-110	-128	-146	-168	-198	
		>0.5~1.0	-98	-108	-120	-134	-154	-174	-200	
	d	0.1~0.5	-110	-126	-146	-170	-194	-224	-260	
		>0.5~1.0	-118	-134	-154	-176	-200	-230	-266	
	6	h	0.1~0.5	-64	-66	-68	-70	-74	-80	-88
			>0.5~1.0	-72	-74	-76	-78	-80	-86	-94
g		0.1~0.5	-82	-88	-94	-102	-112	-124	-140	
		>0.5~1.0	-90	-96	-102	-110	-120	-130	-146	

续表 24-15

精度等级	侧隙类型	模数 m/mm	中心距 a/mm							
			~12	>12~20	>20~32	>32~50	>50~80	>80~125	>125~200	
			μm							
6	f	0.1~0.5	-90	-98	-106	-116	-130	-144	-164	
		>0.5~1.0	-98	-106	-114	-126	-138	-150	-170	
	c	0.1~0.5	-110	-120	-130	-145	-160	-180	-210	
		>0.5~1.0	-115	-125	-135	-150	-170	-190	-220	
	d	0.1~0.5	-130	-145	-165	-185	-210	-235	-275	
		>0.5~1.0	-135	-150	-170	-190	-215	-245	-280	
7	h	0.1~0.5	-88	-90	-95	-100	-106	-112	-126	
		>0.5~1.0	-104	-106	-110	-114	-120	-126	-138	
	g	0.1~0.5	-106	-112	-120	-132	-144	-156	-180	
		>0.5~1.0	-124	-130	-136	-146	-156	-170	-190	
	f	0.1~0.5	-112	-122	-134	-146	-160	-180	200	
		>0.5~1.0	-130	-138	-148	-160	-175	-190	-215	
	e	0.1~0.5	-132	-144	-156	-172	-194	-216	-250	
		>0.5~1.0	-148	-160	-172	-180	-206	-228	-260	
	d	0.1~0.5	-152	-170	-192	-214	-240	-270	-315	
		>0.5~1.0	-170	-186	-206	-228	-254	-284	-326	
	8	h	0.1~0.5	-122	-125	-128	-132	-136	-142	-154
			>0.5~1.0	-148	-150	-152	-154	-158	164	175
g		0.1~0.5	-140	-146	-154	-164	-174	-186	-208	
		>0.5~1.0	-166	-172	-180	-188	-198	-208	-228	
f		0.1~0.5	-150	-158	-166	-178	-192	-206	-230	
		>0.5~1.0	-174	-180	-190	-200	-215	-230	-250	
e		0.1~0.5	-166	-178	-190	-206	-224	-244	-276	
		>0.5~1.0	-192	-202	-214	-230	-246	-266	298	
d		0.1~0.5	-186	-204	-225	-246	-272	-300	-340	
		>0.5~1.0	-212	-230	-250	-270	-290	-320	-360	
9		h	0.1~0.5	-182	-186	-190	-196	-204	-216	-230
			>0.5~1.0	-216	-218	-222	-228	-234	-244	-256
	g	0.1~0.5	-200	-208	-216	-228	-242	-260	-280	
		>0.5~1.0	-234	-242	-250	-260	-272	-288	-310	
	f	0.1~0.5	-208	-218	-228	-240	-260	-280	-306	
		>0.5~1.0	-242	-250	-260	-274	-290	-310	-330	
	e	0.1~0.5	-226	-238	-250	-270	-290	-310	-350	
		>0.5~1.0	-258	-270	-284	-300	-320	-346	-380	
	d	0.1~0.5	-246	-260	-286	-312	-340	-374	-418	
		>0.5~1.0	-280	-298	-318	-340	-370	-400	-410	

表 24-16 蜗杆量柱测量距公差 T_M

精度等级	模数 m/mm	分度圆直径 d_1/mm		
		~10	>10~18	>18~30
		μm		
3	0.1~0.5	10	12	14
	>0.5~1.0	11	13	15
4	0.1~0.5	16	18	22
	>0.5~1.0	18	20	24
5	0.1~0.5	26	31	37
	>0.5~1.0	28	33	39
6	0.1~0.5	42	50	60
	>0.5~1.0	44	52	62
7	0.1~0.5	59	71	85
	>0.5~1.0	62	74	88
8	0.1~0.5	74	88	106
	>0.5~1.0	78	92	110
9	0.1~0.5	92	110	132
	>0.5~1.0	97	115	137

表 24-17 蜗轮双齿中心距极限偏差

精度等级	代号	模数 m/mm	分度圆直径 d_2/mm							
			~12	>12~20	>20~32	>32~50	>50~80	>80~125	>125~200	>200~320
			μm							
5	E_{as}''	0.1~0.5	+1 -18	-4 -20	+4 -22	+1 -24	+4 -26	+4 -28	+4 -31	+4 -36
		>0.5~1.0	+5 -19	-5 -21	+5 -23	+5 -25	+5 -27	+5 29	+5 -33	+5 -39
6		0.1~0.5	+5 -25	-5 -27	+5 -29	+5 -31	+5 -35	+5 -37	+5 -45	+5 -53
		>0.5~1.0	+7 -25	+7 -27	+7 -29	+7 -31	+7 -35	+7 -39	+7 -47	+7 -55
7		0.1~0.5	+8 -32	+8 -34	+8 -38	+8 -42	+8 -47	+8 -52	+8 -62	+8 -72
		>0.5~1.0	+10 -34	+10 -36	+10 -40	+10 -45	+10 -50	+10 -55	+10 -65	+10 -75
8		0.1~0.5	+10 -45	+10 -50	+10 55	+10 -60	+10 -70	+10 -80	+10 -90	+10 -100
		>0.5~1.0	+13 -47	+13 -52	+13 -57	+13 -62	+13 -72	+13 -82	+13 -92	+13 -102
9		0.1~0.5	+15 -60	+15 -65	+15 -75	+15 -85	+15 -95	+15 -105	+15 -115	+15 -135
		>0.5~1.0	+18 -62	+18 -72	+18 -82	+18 -92	+18 -102	+18 -112	+18 -122	+18 -142
10	0.1~0.5	+20 -85	+20 -90	+20 -100	+20 -110	+20 -130	+20 -150	+20 -170	+20 -190	
	>0.5~1.0	+25 -85	+25 -95	+25 -105	+25 -115	+25 -135	+25 -155	+25 -175	+25 -195	

表 24-18 公差计算式与级间公比

序号	蜗杆公差计算式	序号	蜗轮公差计算式	序号	传动公差计算式
1	$f_h = 10.6 + 4.8m$	1	$F'_{11} = 26 + 6m + 2\sqrt{d_2}$	1	$F'_h = F'_{11} + 1.25f'_{11}$
2	$f_{h1} = 1.4f_h$	2	$f'_{11} = 9.8 + 15.4\sqrt{m} - 1.4\sqrt[3]{d_2}$	2	$f_{11} = 1.25f'_{11}$
3	$f_{px} = 7.14 + 1.5m$	3	$F''_{11} = 11.4 + 6.5\sqrt[3]{d_2} + 15\sqrt{m}$	3	$f_{s0} = 0.75f_s$
4	$f_{\mu kh} = 1.4f_{11x}$	4	$f'_{11} = 6.2 + 13.7\sqrt{m}$	4	$f_s = 0.8f_s$
5	$f_r = 13.8 + 0.24d_1$	5	$F_p = 18 + 2.2\sqrt{d_2}$	5	$f_{s0} = 0.75f_s$
6	$f_{t1} = 11 + 6m$	6	$F_{p0} = 18 + 1.76\sqrt{L}$	6	$f_z = 0.96\sqrt{b} + 3.04$
7	$T_M = 26.1 + 5.6m + 11.8\sqrt{d_1}$	7	$F_s = 14 + 2.5m + 1.4\sqrt{d_2}$	7	$f_{z0} = 0.75f_z$
8	$E_{MS} = \frac{E_{s0}}{\tan\alpha} + 0.7f_r$	8	$f_{p1} = 7.3 + 0.5\sqrt{d_2}$		
	式中: $E_{s0} = \frac{J_{\text{mmn}}}{\cos\alpha} + \sqrt{f_s^2 + 10f_{px}^2}$	9	$f_{12} = 7 + 11\sqrt{m} - \sqrt[3]{d_2}$		
	$E_{M0} = E_{MS} - T_M$	10	$T_s = 29 + 10m + 3\sqrt{d_2}$		
9	如需检验蜗杆齿厚偏差 ΔE_s 时, E_{s0} , E_s 和 T_s 可分别按下式导出:	11	$E''_{s0} = +\frac{f''_1}{2}$		
	$E_{s0} = \tan\alpha \cdot (E_{MS} - 0.7f_r)$	12	$E''_{s1} = E''_{s0} - T_s$		
	$E_s = E_{s0} - T_s$				
	$T_s = T_M \cdot \tan\alpha$				

蜗杆及蜗杆传动各项公差的级间公比				蜗轮各项公差的级间公比	
精度等级	f_h, f_{h1}, f_r, T_M	$f_{px}, f_{\mu kh}, f_{t1}$	f_z	精度等级	$F'_{11}, f'_{11}, F''_{11}, f'_{11}, F_p, F_{p0}, F_s, f_{p1}, f_{12}, T_s$
3~6	1.6	1.6	3~9级	3~5	1.6
6~7	1.4	1.4	9~12级	5~10	1.4
7~12	1.25			10~12	1.25

- 张一实
- 陶 冶
- 马润梅
- 陈 渊
- 刘世军
- 周明英

第六篇

圆 弧 圆 柱 齿 轮 传 动

圆弧圆柱齿轮传动分为单圆弧齿轮传动和双圆弧齿轮传动。

圆弧齿轮传动有如下特点：

a. 是点啮合传动，只适用于斜齿轮，不能用于直齿轮。

b. 相对曲率半径比渐开线齿轮大，接触强度比渐开线高。由于点接触，接触点应力集中在接触迹及其附近，非全长承担载荷，弯曲强度低于渐开线齿轮。

c. 对中心距变动的敏感性比渐开线齿轮大，加工时，对切齿深度要求较高，不允许径向变位切削，并要严格控制装配误差。

由于圆弧齿轮接触强度比同等条件下的渐开线齿轮高，且工艺简单，所以，在我国得到广泛应用和发展。

圆弧齿轮广泛应用于冶金、矿山、石油、化工、建材、运输、发电机等机械设备上作为重载传动，并在汽轮机、制氧机、鼓风机等设备上作高速传动。

第25章 基本规定

自20世纪50年代以来,在科研单位和企业的努力下,圆弧齿轮传动已在我国得到广泛应用。从低速重载到高速重载,从软齿面到中硬和硬齿面,从通用减速器到特种传动装置,形成了稳定可靠的设计、制造和应用技术。圆弧齿轮传动参数、制造精度和传动质量在不断提高。

圆弧齿轮的工业应用和发展,离不开标准化、系列化。我国已分别制订了圆弧齿轮模数、齿形、精度、名词术语、强度计算、通用减速器、刀具等多项标准。这标志

着我国在其研究和应用上走在世界前列。

本章主要介绍圆弧齿轮的模数、齿形和术语三项标准。

1 模数系列

GB/T 1840—1989《圆弧圆柱齿轮模数》对单圆弧和双圆弧圆柱齿轮,规定了其法面模数系列,见表25-1。模数代号是 m_n ,单位是mm。选取时,应优先采用第一系列。

表 25-1 圆弧圆柱齿轮法面模数系列

第一系列	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8
第二系列		2.25	2.75	3.5	4.5	5.5	7	9
第一系列	10	12	16	20	25	32	40	50
第二系列		11	18	22	28	36	45	

2 基本齿廓

GB/T 12759—1991《双圆弧圆柱齿轮 基本齿廓》,对法面模数 $m_n=1.5\sim 50\text{ mm}$ 的双圆弧圆柱齿轮

及其传动,规定了其基本齿廓,即基本齿条在法平面内的齿廓。

2.1 尺寸参数代号

基本齿廓尺寸参数的代号见表25-2。

表 25-2 基本齿廓齿面参数代号

代号	尺寸参数	代号	尺寸参数
α	压力角	h_a	接触点到节线的距离
h	全齿高	h_f	过渡圆弧和凸齿圆弧的切点到节线的距离
h_a	齿顶高	h_i	过渡圆弧和凹齿圆弧的交点到节线的距离
h_f	齿根高	e_i	凹齿接触点处槽宽
ρ_a	凸齿齿廓圆弧半径	s_i	凹齿接触点处弦齿厚
ρ_f	凹齿齿廓圆弧半径	θ_1	凸齿工艺角
r_a	凸齿齿廓圆心移距量	θ_2	凹齿工艺角
r_f	凹齿齿廓圆心移距量	r_i	过渡圆弧半径
l_a	凸齿齿廓圆心偏移量	r_f	齿根圆弧半径
l_f	凹齿齿廓圆心偏移量	h_g	齿根圆弧和凹齿圆弧的切点到节线的距离
s_a	凸齿接触点处弦齿厚		

2.2 形状和尺寸参数

2.2.1 双圆弧圆柱齿轮基本齿廓的形状和尺寸参数

见图 25-1 和表 25-3。

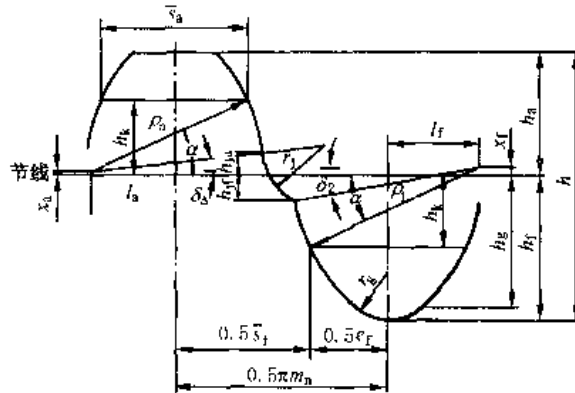


图 25-1 双圆弧圆柱齿轮基本齿廓

表 25-3 双圆弧圆柱齿轮基本齿廓

法向模数 m_n/mm	基本齿廓的参数										
	α	h^*	h_a^*	k_f^*	ρ_n^*	ρ_f^*	x_n^*	r_f^*	l_a^*	\bar{s}_a^*	h_b^*
1.5~3	24°	2	0.9	1.1	1.3	1.420	0.016 3	0.032 5	0.628 9	1.117 3	0.545 0
>3~6	24°	2	0.9	1.1	1.3	1.410	0.016 3	0.028 5	0.628 9	1.117 3	0.545 0
>6~10	24°	2	0.9	1.1	1.3	1.395	0.016 3	0.022 4	0.628 9	1.117 3	0.545 0
>10~16	24°	2	0.9	1.1	1.3	1.380	0.016 3	0.016 3	0.628 9	1.117 3	0.545 0
>16~32	24°	2	0.9	1.1	1.3	1.360	0.016 3	0.008 1	0.628 9	1.117 3	0.545 0
>32~50	24°	2	0.9	1.1	1.3	1.340	0.016 3	0.000 0	0.628 9	1.117 3	0.545 0

法向模数 m_n/mm	基本齿廓的参数										
	l_f^*	h_p^*	h_n^*	e_1^*	\bar{s}_f^*	δ_1	δ_2	r_i^*	r_g^*	h_R^*	
1.5~3	0.708 6	0.16	0.20	1.177 3	1.964 3	6°20'52"	9°25'31"	0.504 9	0.403 0	1.018 6	
>3~6	0.699 4	0.16	0.20	1.177 3	1.964 3	6°20'52"	9°19'30"	0.504 3	0.400 4	1.016 8	
>6~10	0.695 7	0.16	0.20	1.157 3	1.984 3	6°20'52"	9°10'21"	0.488 1	0.371 0	1.023 6	
>10~16	0.682 0	0.16	0.20	1.157 3	1.984 3	6°20'52"	9°0'59"	0.487 7	0.366 3	1.021 0	
>16~32	0.663 8	0.16	0.20	1.157 3	1.984 3	6°20'52"	8°48'11"	0.486 8	0.359 5	1.017 6	
>32~50	0.645 5	0.16	0.20	1.157 3	1.984 3	6°20'52"	8°35'01"	0.485 8	0.352 0	1.014 5	

注：表中带*号者，是指该尺寸与法向模数 m_n 的比值，例如： $h^* = h/m_n$ ， $\rho_n^* = \rho_n/m_n$ ，……，以下类同。

2.2.2 主参数及参数计算公式

设计特殊齿廓。

a. 主参数

对随模数改变而改变的四齿圆弧半径值见表

对不随模数改变而改变的主参数值见表 25-4、25-5。

注：对齿廓有特殊要求时，可改变其主参数，自行

表 25-4 主参数

代号	α	h^*	h_a^*	k_f^*	ρ_n^*	h_p^*	h_f^*	l_a^*	x_n^*
参数值	24°	2	0.9	1.1	1.3	0.16	0.20	0.628 94	0.016 269 47

表 25-5 凹齿圆弧半径

法向模数 m_n	$\geq 1.5 \sim 3$	$> 3 \sim 6$	$> 6 \sim 10$	$> 10 \sim 16$	$> 16 \sim 32$	$> 32 \sim 50$
ρ_f^*	1.420	1.410	1.395	1.380	1.360	1.340

b. 参数计算公式见表 25-6。

表 25-6 参数计算公式

序号	参 数	计 算 式	公式编号
1	h_k^*	$x_a^* + \rho_a^* \sin \alpha$	25-1
2	x_l^*	$\rho_l^* \sin \alpha - h_k^*$	25-2
3	\bar{s}_a^*	$2(\rho_a^* \cos \alpha - l_a^*)$	25-3
4	l_l^*	$l_a^* - 0.5j^* + (\rho_l^* - \rho_a^*) \cos \alpha$	25-4
5	e_l^*	$2(\rho_l^* \cos \alpha - l_l^*)$	25-5
6	γ_l^*	$\pi - e_l^*$	25-6
7	δ_1	$\sin^{-1} \left(\frac{h_{p1}^* - x_{l1}^*}{\rho_a^*} \right)$	25-7
8	δ_2	$\sin^{-1} \left(\frac{h_{p2}^* + x_{l2}^*}{\rho_l^*} \right)$	25-8
9	r_1^*	$\frac{(0.5\pi + l_a^* + l_l^* - \rho_a^* \cos \delta_1 - \rho_l^* \cos \delta_2)^2 + (h_{p1}^* + h_{p2}^*)^2}{2 \cos \delta_1 (0.5\pi + l_a^* + l_l^* - \rho_a^* \cos \delta_1 - \rho_l^* \cos \delta_2) - 2 \sin \delta_1 (h_{p1}^* + h_{p2}^*)}$	25-9
10	r_R^*	$\frac{\rho_l^{*2} - l_l^{*2} - (h_l^* - x_l^*)^2}{2(\rho_l^* - h_l^* - r_l^*)}$	25-10
11	h_g^*	$\frac{\rho_l^* (h_l^* + x_l^* - r_R^*)}{\rho_l^* - r_R^*}$	25-11

2.3 侧隙

2.3.1 侧隙值见表 25-7。

表 25-7 侧隙

法向模数 m_n	$\geq 1.5 \sim 3$	$> 3 \sim 6$	$> 6 \sim 10$	$> 10 \sim 16$	$> 16 \sim 32$	$> 32 \sim 50$
侧隙 j	$0.06m_n$	$0.06m_n$	$0.04m_n$	$0.04m_n$	$0.04m_n$	$0.04m_n$

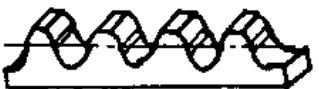


2.3.2 对齿轮侧隙有不同要求时,可使工作齿廓圆心沿节线平移,使两工作齿廓形状及相对位置不变,齿根圆弧半径的变化,应保证 h_k 不小于 $0.9m_n$ 。

GB/T 15752 - 1995《圆弧圆柱齿轮基本术语》对各种圆弧圆柱齿轮传动(单、双圆弧齿轮)规定了术语和定义。

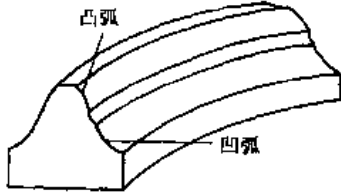
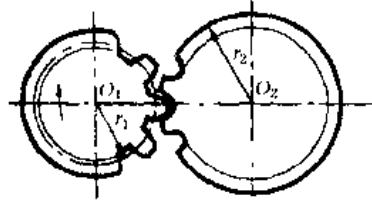
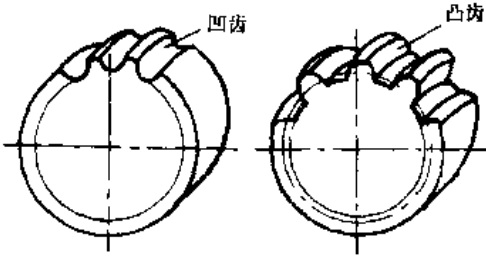
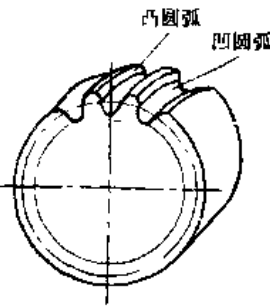
3 基本术语

3.1 一般性定义(见表 25-8)

表 25-8 圆弧圆柱齿轮的一般性定义

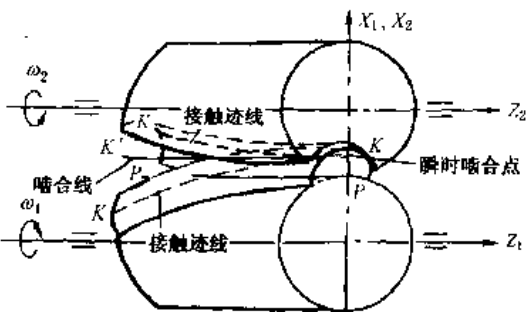
术 语	定 义	术 语	定 义
圆弧齿轮基本齿廓	用来确定圆弧齿制的轮齿尺寸比例所依据的齿廓	单圆弧齿	基本齿廓工作弧为一段凸圆弧或凹圆弧的轮齿
圆弧圆柱齿轮基本齿条	在法截面内具有圆弧圆柱齿轮基本齿廓的假想齿条 		凸齿
圆弧齿	基本齿廓由圆弧构成的轮齿		凹齿
法面圆弧齿	法截面基本齿廓为圆弧的圆弧齿		
端面圆弧齿	端面基本齿廓为圆弧的圆弧齿		

续表 25-8

术语	定义	术语	定义
凸齿	基本齿廓工作弧为凸圆弧的轮齿	圆弧圆柱齿轮副	由两个相啮合的圆弧圆柱齿轮组成的平行轴齿轮机构
凹齿	基本齿廓工作弧为凹圆弧的轮齿	单圆弧圆柱齿轮副	由一个凸齿单圆弧圆柱齿轮与另一个凹齿单圆弧圆柱齿轮相啮合所组成的平行轴齿轮机构
双圆弧齿	基本齿廓工作弧是由凸凹两段圆弧构成的轮齿 	圆弧圆柱齿轮传动	利用圆弧圆柱齿轮,按一定的传动比来传递运动(动力)的传动方式
圆弧圆柱齿轮(圆弧齿轮)	由圆弧齿构成的斜齿圆柱齿轮	双圆弧圆柱齿轮副	由两个相啮合的双圆弧圆柱齿轮组成的平行轴齿轮机构 
单圆弧圆柱齿轮(单圆弧齿轮)	由单圆弧齿构成的斜齿圆柱齿轮 	圆弧圆柱齿轮系	由若干圆弧圆柱齿轮副组成的传动机构
双圆弧圆柱齿轮(双圆弧齿轮)	由双圆弧齿构成的斜齿圆柱齿轮 		

3.2 啮合原理与啮合特性(见表 25-9)

表 25-9 啮合原理与啮合特性方面的术语

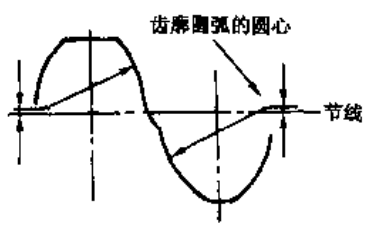
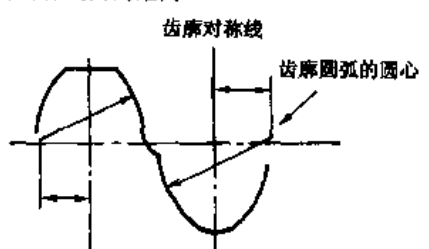
术语	定义	术语	定义
瞬时接触点	两个相啮合齿廓在某一瞬时的公切点	齿面接触迹线	一对齿轮啮合过程中,瞬时接触点在齿面上的轨迹 
齿面公法线	两齿面在接触点处的公共法线		

续表 25-9

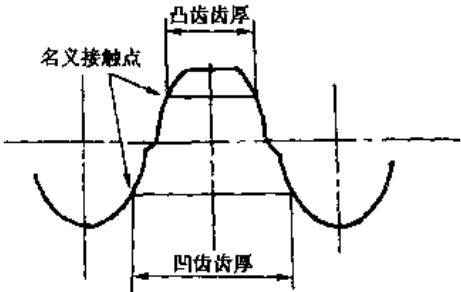
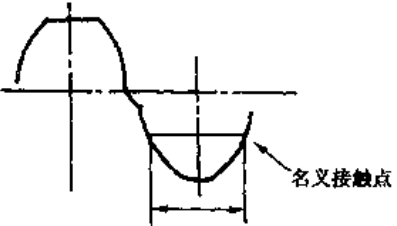
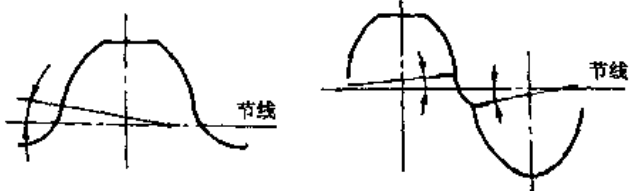
术 语	定 义	术 语	定 义
点啮合制齿轮传动	齿面在啮合过程的每一瞬时,理论上是一个点或几个点接触的齿轮传动	纵向重合度	纵向作用角与齿距角的比值,即有效齿宽与轴向齿距的比值
瞬时啮合点	瞬时接触点在固定坐标空间的坐标点	总作用弧	齿轮在其啮合过程中,它的一个齿面(双圆弧齿轮包括齿顶凸齿面和齿根凹齿面)从啮合开始到啮合终止所转过的分度圆弧长
啮合线	一对齿轮在啮合过程中,瞬时啮合点在固定坐标空间的轨迹	总作用角	总作用弧所对圆心角,称为总作用角
接触点距离系数	在同一个双圆弧轮齿上,凹齿面接触点和凸齿面接触点间的轴向距离与轴向齿距之比	总重合度	总作用角与齿距角的比值。在双圆弧齿轮传动中,总重合度是纵向重合度与接触点距离系数之和
齿距角	整个圆周(以角单位表示)与齿数的比值,称为齿距角。 对于圆柱齿轮,齿距角也就是端面齿距所对的圆心角	多点接触系数	在双圆弧齿轮一齿距角中,同时接触点数常为变值,每一种同时接触点数的啮合转角与齿轮齿距角的比值,称多点接触系数
纵向作用弧	分别包含同一条齿面接触迹线(凸齿面或凹齿面)各一个端点的两个轴平面所截取的分度圆弧长	多对齿啮合系数	在双圆弧齿轮一齿距角中,同时啮合齿对数常为变值,每一种同时啮合齿对数的啮合转角与齿轮一齿距角的比值,称多对齿啮合系数
纵向作用角	纵向作用弧所对应的圆心角		

3.3 基本齿廓的齿形参数(见表 25-10)

表 25-10 基本齿廓的齿形参数方面的术语

术 语	定 义
凸齿齿廓	基本齿廓工作弧为凸圆弧的齿廓
凹齿齿廓	基本齿廓工作弧为凹圆弧的齿廓
双圆弧齿廓	基本齿廓工作弧由凸凹两段圆弧构成的齿廓
压力角	基本齿廓上任一点和该齿廓圆心的连线与节线的夹角
名义接触点	在基本齿廓中,压力角为标准值时的齿廓圆弧半径线与齿廓的交点
齿廓圆弧半径差	基本齿廓的凹、凸齿廓圆弧半径之差
齿廓圆心移距	齿廓圆弧的圆心到节线间的距离 
齿廓圆心偏移距	齿廓圆弧的圆心到齿廓对称线间的距离 

续表 25-10

术 语	定 义
基本齿廓齿厚	<p>在基本齿廓上,凸齿或凹齿左右齿面上名义接触点处的齿厚</p> 
槽宽	<p>在基本齿廓上,凹齿左右齿面上名义接触点间的齿槽宽度</p> 
齿厚比	<p>在双圆弧齿轮基本齿廓上,凹齿齿厚和凸齿齿厚的比值</p>
工艺角	<p>在基本齿廓上,工作圆弧和过渡圆弧(对单圆弧齿,凸齿时为齿根圆弧,凹齿时为齿顶倒角)的交点到工作圆弧圆心连线与节线的夹角</p> 
过渡圆弧	<p>在双圆弧齿轮基本齿廓上,凸齿工作圆弧与凹齿工作圆弧之间的连接圆弧</p>
齿根圆弧	<p>在基本齿廓中,工作圆弧与齿根之间的连接圆弧</p>
侧 隙	<p>两基本齿廓的凸凹工作圆弧相互接触时,其两非工作齿廓之间在节线方向上的最短距离</p>
双偏齿廓	<p>凸、凹齿廓圆弧的圆心都不在节线上的圆弧齿轮基本齿廓</p>
等双偏齿廓	<p>凸、凹齿廓圆弧圆心移距量相等的圆弧齿轮基本齿廓</p>
单偏齿廓	<p>凸、凹齿工作齿廓圆弧,只有一个圆心位于节线上的圆弧齿轮基本齿廓</p>
不偏齿廓	<p>凸、凹齿廓圆弧圆心均在节线上的圆弧齿轮基本齿廓</p>
分阶式双圆弧齿廓	<p>凸、凹齿工作齿廓圆弧由过渡圆弧连接,并形成台阶的双圆弧齿轮基本齿廓</p>
公切线式双圆弧齿廓	<p>凸、凹齿工作齿廓圆弧之间由一切切线连接的双圆弧齿轮基本齿廓</p>


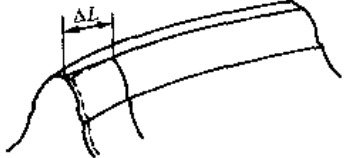

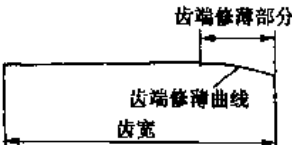
3.4 测量尺寸(见表 25-11)

表 25-11 圆弧圆柱齿轮测量尺寸方面的术语

术语	定义	术语	定义
弦齿厚	轮齿左右齿面上两条名义接触线(螺旋线)之间的最短距离	弦齿深	在齿槽法截面内,相邻齿两异侧齿面与齿顶面交点之间连线到齿槽底部的垂直距离
弦齿高	轮齿齿顶中点到齿面两条名义接触线间最短连线上的垂直距离	齿根圆斜径	用于测量奇数齿齿轮根圆直径的间接测量弦
公法线长度	相隔若干齿的两异侧齿面,在名义接触点附近的最短距离		

3.5 齿向修形参数(见表 25-12)

表 25-12 齿向修形参数方面的术语

术语	定义	术语	定义
齿端修薄	在加工过程中,对轮齿的一端或两端,在一小段齿宽范围内,将齿厚向齿端方向逐渐削薄,称为齿端修薄 	齿端修薄长度	在齿宽方向上,啮入或啮出端修薄部分的长度 
齿端修薄量	在齿端修薄长度内,法向齿厚的最大修薄量 	齿端修薄曲线	在修形长度范围内,沿齿向方向的齿端修薄量变化曲线 

第 26 章

圆弧圆柱齿轮精度

单个齿轮的加工精度和齿轮副的安装精度,直接影响其传动质量。齿轮精度标准在生产实践的基础上,按照齿轮副的制造程序(而齿坯的机械加工,两齿轮的切齿加工,两齿轮在工作位置上的安装)、检验程序(两齿坯的检验,两齿轮的检验,齿轮副装配条件下的检验)规定各程序的加工、安装误差及其精度要求。

GB/T 15753—1995《圆弧圆柱齿轮精度》对基本齿廓符合 GB/T 12759(见第 25 章)规定的平行轴传动的圆弧圆柱齿轮及其齿轮副规定了误差定义、代号、精

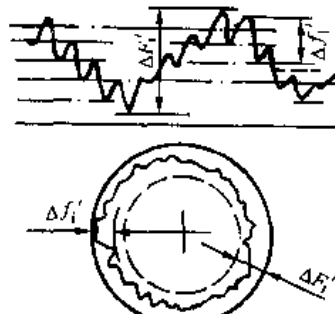
度等级、齿坯要求、齿轮检验与公差、齿轮副的检验和要求、侧隙、图样标注及应注明的尺寸数据。

当齿轮规格超出公差数表范围($m_a > 40$ mm 或 $\sigma > 4\ 000$ mm 或 $b > 630$ mm)时,可由标准的附录 A(见表 26-24)计算各项公差或极限偏差。

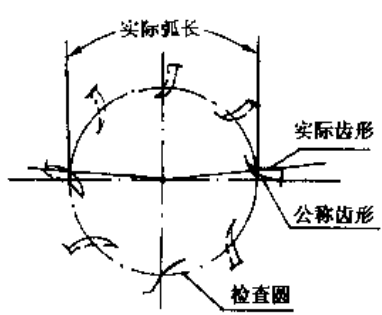
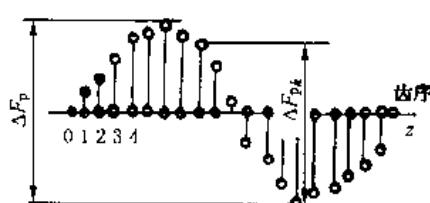
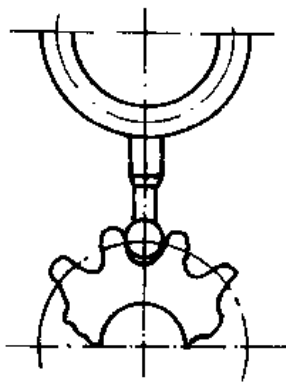
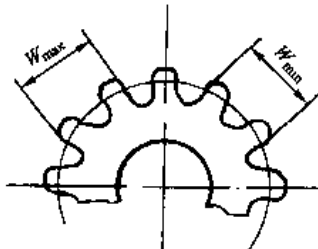
1 定义和代号

齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代号,见表 26-1。

表 26-1 齿轮、齿轮副误差及侧隙的定义和代号

序号	名 称	代号	定 义
1	切向综合误差  切向综合公差	ΔF_i F_i	被测内轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时,在被测齿轮一转内,实际转角与公称转角之差的总幅度值,以分度圆弧长计值
2	一齿切向综合误差 一齿切向综合公差	Δf_i f_i	被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合时,在被测齿轮一齿距角内,实际转角与公称转角之差的最大限度值,以分度圆弧长计

续表 26-1

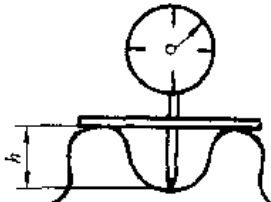
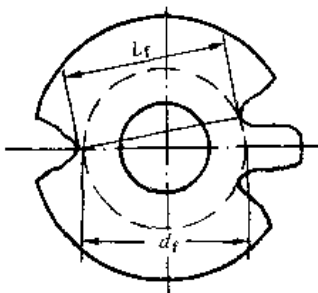
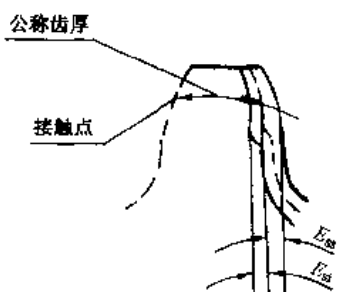
序号	名称	代号	定义
3	<p>齿距累积误差</p>  <p>实际弧长 实际齿形 公称齿形 检查圆</p> <p>k 个齿距累积误差</p>  <p>ΔF_p</p> <p>齿距累积公差 k 个齿距累积公差</p>	<p>ΔF_p</p> <p>ΔF_{pk}</p> <p>F_p</p> <p>F_{pk}</p>	<p>在检查圆¹⁾上任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长之差的最大差值</p> <p>在检查圆上, k 个齿距的实际弧长与公称弧长之差的k 个最大差值, k 为 2 到小于 $z/2$ 的整数</p>
4	<p>齿圈径向跳动</p>  <p>齿圈径向跳动公差</p>	<p>ΔF_r</p> <p>F_r</p>	<p>在齿轮一转范围内, 测头在齿槽内, 于凸齿或凹齿中部双面接触, 测头相对于齿轮轴线的最大变动量</p>
5	<p>公法线长度变动</p>  <p>W_{max} W_{min}</p> <p>公法线长度变动公差</p>	<p>ΔF_w</p> <p>F_w</p>	<p>在齿轮一周范围内, 实际公法线长度最大值与最小值之差。</p> $\Delta F_w = W_{max} - W_{min}$

1) 检查圆是指位于凸齿中部(对于单圆弧齿轮则为凸齿或凹齿中部)与分度圆同心的圆。

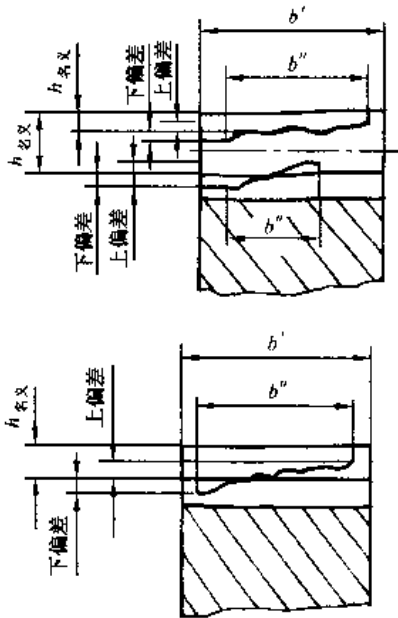
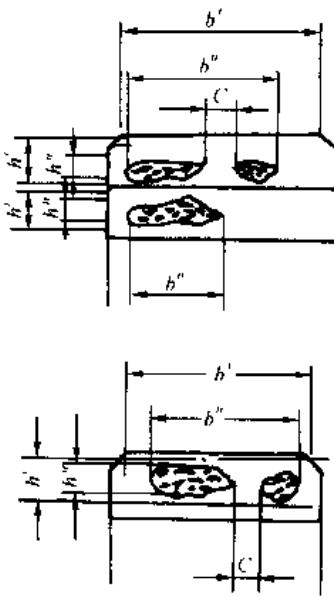
续表 26-1

序号	名称	代号	定义
6	齿距偏差	Δf_{pt}	在检查圆上,实际齿距与公称齿距之差。 用相对测量法时,公称齿距是指所有实际齿距的平均值
	齿距极限偏差	$\pm f_{pt}$	
7	齿向误差 一个轴向齿距内的齿向误差	ΔF_{β}	在检查圆柱面上,在有效齿宽范围内(端部倒角部分除外),包容实际齿向线的两条最近的设计齿线之间的端面距离。
	齿向公差 一个轴向齿距内的齿向公差	F_{β} f_{β}	在有效齿宽中,任一轴向齿距范围内,包容实际齿线的两条最近的设计齿线之间的端面距离。 设计齿线可以是修正的圆柱螺旋线,包括齿端修薄及其他修形曲线。 齿宽两端的齿向误差只允许逐渐偏向齿体内
8	轴向齿距偏差 一个轴向齿距偏差	ΔF_{px}	在有效齿宽范围内,与齿轮基准轴线平行而大约通过凸齿或凹齿中部的一条直线上,任意两个同侧齿面间的实际距离与公称距离之差。沿齿面法线方向计值。
	轴向齿距极限偏差 一个轴向齿距极限偏差	$\pm F_{px}$ $\pm f_{px}$	在有效齿宽范围内,与齿轮基准轴线平行而大约通过凸齿或凹齿中部的一条直线上,任一轴向齿距内,两个同侧齿面间的实际距离与公称距离之差。沿齿面法线方向计值
9	螺旋线波度误差	Δf_{β}	在有效齿宽范围内,凸齿或凹齿中部实际齿线波纹的最大波幅。沿齿面法线方向计值
	螺旋线波度公差	f_{β}	

续表 26-1

序号	名称	代号	定义
10	弦齿深偏差  弦齿深极限偏差	ΔE_h $\pm E_h$	在齿轮一周内,实际弦齿深减去实际外圆直径偏差后与公称弦齿深之差。在法面中测量
11	齿根圆直径偏差  齿根圆直径极限偏差	ΔE_{df} $\pm E_{df}$	齿根圆直径实际尺寸和公称尺寸之差,对于奇数齿可用齿根圆斜径代替。斜径的公称尺寸 L_f 为: $L_f = d_f \cdot \cos \frac{90^\circ}{z}$
12	齿厚偏差  齿厚极限偏差 上偏差 下偏差 公差	ΔE_s E_{s1} E_{s2} T_s	接触点所在圆柱面上,法向齿厚实际值与公称值之差
13	公法线长度偏差 公法线长度极限偏差 上偏差 下偏差 公差	ΔE_w E_{w1} E_{w2} T_w	在齿轮一周内,公法线实际长度值与公称值之差
14	齿轮副的切向综合误差 齿轮副的切向综合公差	$\Delta F'_{ic}$ F'_{ic}	在设计中心距下安装好的齿轮副,在啮合转动足够多的转数内,一个齿轮相对于另一个齿轮的实际转角与公称转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计值

续表 26-1

序号	名称	代号	定义
15	齿轮副的一齿切向综合误差	Δf_{tc}	安装好的齿轮副,在啮合足够多的转数内,一个齿轮相对于另一个齿轮,一个齿距的实际转角与公称转角之差的最大幅度值。以分度圆弧长计值
	齿轮副的一齿切向综合公差	f_{tc}	
16	齿轮副的接触迹线		凸凹齿面瞬时接触时,由于齿面接触弹性变形而形成的挤压痕迹。
	接触迹线位置偏差		装配好的齿轮副,跑合之前,着色检验,在轻微制动下,齿面实际接触迹线偏离名义接触迹线的高度。
			对于双圆弧齿轮:
			凸齿: $h_{gz} = \left(0.355 - \frac{1.498}{Z_v + 1.09} \right) m_n$
			凹齿: $h_{gz} = \left(1.455 - \frac{1.498}{Z_v + 1.09} \right) m_n$
			对于单圆弧齿轮:
			凸齿: $h_{gz} = \left(0.45 - \frac{1.688}{Z_v + 1.5} \right) m_n$
			凹齿: $h_{gz} = \left(0.75 - \frac{1.688}{Z_v + 1.5} \right) m_n$
			Z _v --- 当量齿数 $Z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$
	接触迹线沿齿宽分布的长度		沿齿长方向,接触迹线的长度 b'' 与工作长度 b' 之比,即
			$\frac{b''}{b'} \times 100\%$
17	齿轮副的接触斑点		装配好的齿轮副,经空载检验,在名义接触迹线位置附近齿面上分布的接触擦亮痕迹。
			接触痕迹的大小在齿面展开图上用百分数计算。
			沿齿长方向,接触痕迹的长度 b'' (扣除超过模数值的断开部分 C) 与工作长度 b' 之比的百分数,即
			$\frac{b'' - C}{b'} \times 100\%$
			沿齿高方向,接触痕迹的平均高度 h'' 与工作高度 h' 之比的百分数,即
			$\frac{h''}{h'} \times 100\%$

续表 26 1

序号	名称	代号	定义
18	齿轮副的侧隙 圆周侧隙	j	装配好的齿轮副,当一个齿轮固定时,另一个齿轮的圆周晃动量。以接触点所在圆的弧长计值
	法向侧隙	j_n	装配好的齿轮副,当工作齿面接触时,非工作齿面之间的最小距离
	最大极限侧隙	j_{1max} j_{2max}	
	最小极限侧隙	j_{1min} j_{2min}	
19	齿轮副的中心距偏差 齿轮副的中心距极限偏差	Δf_a $\pm f_a$	在齿轮副的齿宽中间平面内,实际中心距与公称中心距之差
20	轴线的平行度误差 x 方向轴线的平行度误差	Δf_x	一对齿轮的轴线在其基准平面 $[H]$ 上投影的平行度误差。在等于齿宽的长度上测量。
	y 方向轴线的平行度误差	Δf_y	一对齿轮的轴线,在垂直于基准平面并且平行于基准轴线的平面 $[V]$ 上投影的平行度误差,在等于齿宽的长度上测量。 注:包含基准轴线,并通过由另一轴线与齿宽中间平面相交的点所形成的平面,称为基准平面,两条轴线中任何一条轴线都可作为基准轴线。
	x 方向轴线的平行度公差 y 方向轴线的平行度公差	f_x f_y	

2 精度等级、公差组

2.1 精度等级及其选用

圆弧圆柱齿轮和齿轮副共有5个精度等级,按精

度高低依次为4级、5级、6级、7级、8级。一般情况下,齿轮副中两个齿轮的精度等级取成相同,但也可取成不同。

圆弧齿轮传动精度等级的选用可参考表26-2。

表 26-2 精度等级选用表

精度等级	加工方法	工作情况	圆周速度/ (m/s)
4 级 (高精度)	在高精度磨齿机上磨齿,或在高精度滚齿机上用高精度滚刀精切后再精细珩齿	要求传动很平稳,振动、噪声小、大功率高速齿轮。例如高速透平压缩机齿轮	>100
5 级 (高精度)	在高精度滚齿机上用高精度滚刀切齿后,淬硬齿轮必须磨齿;氮化齿轮可以珩齿	要求传动很平稳,振动、噪声小、速度高及载荷较大的齿轮。例如透平齿轮	≤100
6 级 (精密)	在精密滚齿机上,用精密滚刀切齿。淬硬齿轮必须磨齿。氮化处理齿轮可以珩内	要求传动平稳,速度较高或载荷较大的齿轮。例如中小型汽轮机透平鼓风机用齿轮、高速轧机齿轮	≤65
7 级 (中等精度)	在较精密滚齿机上,用较精密滚刀切齿。表面硬化处理齿轮,应当适当研齿或珩齿	中等速度的重载齿轮。例如轧钢机齿轮、矿井提升机、起重运输机械的主传动减速齿轮	≤25
8 级 (低精度)	在普通滚齿机上,用普通滚刀切齿	一般用途的低速齿轮。例如,标准减速器、矿山、冶金设备辅助传动用齿轮	≤10

2.2 公差组

标准按照误差的特性及它们对传动性能的主要影

响,将齿轮的各项公差和极限偏差分成三个组,见

表 26-3。

表 26-3 齿轮公差组

公差组	公差与极限偏差项目	误差特性	对传动性能的主要影响
I	$F_t, F_p, F_{pk}, F_r, F_w$	以齿轮一转周期的误差	传递运动的准确性
II	$f_j, f_{pt}, f_s, f_{\mu}, f_{\mu\alpha}$	在齿轮一周内,多次周期性重复出现的误差	传动的平稳性、噪声、振动
III	$F_{\beta}, F_{\beta\alpha}, E_{df}, E_h$	齿向误差,轴向齿距偏差,齿形的径向位置误差	载荷沿齿宽分布的均匀性,齿高方向的接触部位和承载能力

设计人员根据齿轮使用要求的不同,可对各公差组选用不同的精度等级。必须注意的是在同一公差组内,各项公差与极限偏差应保持相同的精度等级。

3 齿坯要求

3.1 图样标注

在齿轮零件上应对其径向基准面和轴向辅助基准面予以标注。齿轮在加工、检验和安装时,上述基准面应尽量一致。

3.2 齿坯公差

齿坯公差包括轴或孔的尺寸、形状和位置公差以及基准面的跳动,各项公差的推荐值见表 26-4、表 26-5 和表 26-6。

表 26-4 齿坯公差

齿轮精度等级 ¹⁾	4	5	6	7	8
孔	尺寸公差 形状公差	IT4 IT5	IT6	IT7	
轴	尺寸公差 形状公差	IT4	IT5	IT6	
顶圆直径 ²⁾		IT6		IT7	
1) 当三个公差组的精度等级不同时,按最高的精度等级确定公差值。 2) 当顶圆不作测量齿深和齿厚的基准时,尺寸公差按 IT11 给定,但不大于 0.1 m_n 。					

表 26-5 齿轮基准面的径向圆跳动公差

μm

分度圆直径/mm		精度等级			分度圆直径/mm		精度等级		
大于	到	4	5~6	7~8	大于	到	4	5~6	7~8
—	125	7	11	18	800	1 600	18	28	45
125	400	9	14	22	1 600	2 500	25	40	63
400	800	12	20	32	2 500	4 000	40	63	100

表 26-6 齿轮基准面的端面圆跳动公差

μm

分度圆直径/mm		精度等级			分度圆直径/mm		精度等级		
大于	到	4	5~6	7~8	大于	到	4	5~6	7~8
-	125	2.8	7	11	800	1 600	7	18	28
125	400	3.6	9	14	1 600	2 500	10	25	40
400	800	5	12	20	2 500	4 000	16	40	63

3.3 基准轴线

齿轮的基准轴线,对带孔的齿轮是指孔的轴线;对于悬臂轴齿轮是指轴颈的轴线;对于双支承的轴齿轮是指两轴颈的公共轴线。

各公差组中的检验组及其推荐选用说明见表 26-7。通常根据齿轮副的使用要求和生产规模,在各公差组中选定一检验组来检定和验收齿轮的精度。

4 齿轮检验与公差

4.1 检验组

表 26-7 齿轮检验组及适用范围

公差组	检验组	适用的精度等级	推荐选用说明
I	$\Delta F_i'$	4~8	目前尚无测量手段,无法检验
	$\Delta F_p, (\Delta F_{pk})$	4~8	ΔF_{pk} 仅在必要时加检
	ΔF_r 与 ΔF_w	7~8	当其有一项超差时,应按 ΔF_p 检定和验收
II	Δf_i	4~8	目前尚无测量手段,无法检验
	Δf_{pt} 与 Δf_p (或 f_{pk})	7~8	6级及高于6级的齿轮应加检 Δf_{pt}
	Δf_{pt}	8	对6级及高于6级精度的斜齿轮或人字齿轮,检验 Δf_{pt} 时,加检 Δf_{it}
III	ΔF_p 与 ΔE_{d1} (或 ΔE_b)	4~8	对不便测量齿根圆直径的大直径齿轮,可检查 ΔE_{d1} 。必要时加检 ΔF_w 或 ΔE_s 。采用设计齿线时,齿线修正部分不检 ΔF_{pk} 。
	ΔF_{pk} 与 ΔE_{d1} (或 E_s)	4~8	

4.2 公差与极限偏差

齿轮各项公差与极限偏差: F_p (及 F_{pk})、 F_c 、 F_w 、 f_{pt} 、 $F_p(f_p)$ 、 E_{d1} 、 E_{d2} 分别见表 26-8、表 26-9、表 26-10、表 26-11、表 26-12、表 26-13、表 26-14; F_i' 、 f_i 、 f_{is} 、 E_w 、 E_s 、 F_{pk} 、

f_{pk} 按表 26-15 中的公差关系式进行计算。

齿轮各项公差、极限偏差与齿轮几何参数的关系式见表 26-16。

表 26-8 齿距累积公差 F_p 及 k 个齿距累积公差 F_{pk} 值

μm

L/mm		精度等级					L/mm		精度等级				
大于	到	4	5	6	7	8	大于	到	4	5	6	7	8
-	32	8	12	20	28	40	1 000	1 600	40	63	100	140	200
32	50	9	14	22	32	45	1 600	2 500	15	25	40	56	80
50	80	10	16	25	36	50	2 500	3 150	16	25	40	56	80
80	160	12	20	32	45	63	3 150	4 000	16	25	40	56	80
160	315	18	28	45	63	90	4 000	5 000	16	25	40	56	80
315	630	25	40	63	90	125	5 000	7 200	16	25	40	56	80
630	1 000	32	50	80	112	160							

注: I F_p 和 F_{pk} 按分度圆弧长 L 查表。

查 F_p 时,取 $L = \frac{1}{2} \pi \cdot d = \frac{\pi \cdot m_n \cdot z}{2 \cos \beta}$;

查 F_{pk} 时,取 $L = \frac{k \cdot \pi \cdot m_n}{\cos \beta}$ (k 为 2 到小于 $z/2$ 的整数)

2 除特殊情况外,对于 F_{pk} , k 值规定取为小于 $z/6$ 或 $z/8$ 的最大整数

式中: d —分度圆直径; m_n —法向模数; z —齿数; β —分度圆螺旋角。

表 26-9 齿圈径向跳动公差 F_r 值 μm

分度圆直径/mm		法向模数/ mm	精度等级					分度圆直径/mm		法向模数/ mm	精度等级				
大于	到		4	5	6	7	8	大于	到		4	5	6	7	8
	125	$\geq 1.5 \sim 3.5$	9	14	22	36	50	800	1 600	$\geq 1.5 \sim 3.5$	-	-	-	-	-
		$> 3.5 \sim 6.3$	11	16	28	45	63			$> 3.5 \sim 6.3$	14	22	36	56	80
		$> 6.3 \sim 10$	13	20	32	50	71			$> 6.3 \sim 10$	16	25	40	63	90
		$> 10 \sim 16$		22	36	56	80			$> 10 \sim 16$	18	28	45	71	100
										$> 16 \sim 25$	22	36	56	90	125
		$> 25 \sim 10$							28	45	71	112	160		
125	400	$\geq 1.5 \sim 3.5$	10	16	25	40	56	1 600	2 500	$\geq 1.5 \sim 3.5$	-	-	-	-	-
		$> 3.5 \sim 6.3$	13	18	32	50	71			$> 3.5 \sim 6.3$	-	-	-	-	-
		$> 6.3 \sim 10$	11	22	36	56	80			$> 6.3 \sim 10$	18	28	45	71	100
		$> 10 \sim 16$	16	25	40	63	90			$> 10 \sim 16$	20	32	50	80	112
		$> 16 \sim 25$	20	32	50	80	112			$> 16 \sim 25$	25	40	63	100	140
		$> 25 \sim 40$							32	50	80	125	180		
400	800	$\geq 1.5 \sim 3.5$	11	18	28	45	63	2 500	4 000	$\geq 1.5 \sim 3.5$	-	-	-	-	-
		$> 3.5 \sim 6.3$	13	20	32	50	71			$> 3.5 \sim 6.3$	-	-	-	-	-
		$> 6.3 \sim 10$	14	22	36	56	80			$> 6.3 \sim 10$	-	-	-	-	-
		$> 10 \sim 16$	18	28	45	71	100			$> 10 \sim 16$	22	36	56	90	125
		$> 16 \sim 25$	22	36	56	90	125			$> 16 \sim 25$	25	40	63	100	140
		$> 25 \sim 40$	28	45	71	112	160	$> 25 \sim 40$	32	50	80	125	180		

表 26-10 公法线长度变动公差 F_w 值 μm

分度圆直径/mm		精度等级					分度圆直径/mm		精度等级				
大于	到	4	5	6	7	8	大于	到	4	5	6	7	8
-	125	8	12	20	28	40	800	1 600	16	25	40	56	80
125	400	10	16	25	36	50	1 600	2 500	18	28	45	71	100
400	800	12	20	32	45	63	2 500	4 000	25	40	63	90	125

表 26-11 齿距极限偏差 $\pm f_{pt}$ 、 $f_{p\tau}$ 值 μm

分度圆直径/mm		法向模数/ mm	精度等级					分度圆直径/mm		法向模数/ mm	精度等级				
大于	到		4	5	6	7	8	大于	到		4	5	6	7	8
	125	$\geq 1.5 \sim 3.5$	4.0	6	10	14	20	800	1 600	$> 3.5 \sim 6.3$	6.0	10	16	22	32
		$> 3.5 \sim 6.3$	5.0	8	13	18	25			$> 6.3 \sim 10$	7.0	11	18	25	36
		$> 6.3 \sim 10$	5.5	9	14	20	28			$> 10 \sim 16$	8.0	13	20	28	40
		$> 10 \sim 16$	-	10	16	22	32			$> 16 \sim 25$	10	16	25	36	50
		$> 25 \sim 40$							13	20	32	45	63		
125	400	$\geq 1.5 \sim 3.5$	4.5	7	11	16	22	1 600	2 500	$> 6.3 \sim 10$	8.0	13	20	28	40
		$> 3.5 \sim 6.3$	5.5	9	14	20	28			$> 10 \sim 16$	9.0	14	22	32	45
		$> 6.3 \sim 10$	6.0	10	16	22	32			$> 16 \sim 25$	11	18	28	40	56
		$> 10 \sim 16$	7.0	11	18	25	36			$> 25 \sim 40$	14	22	36	50	71
		$> 16 \sim 25$	9.0	14	22	32	45								
400	800	$\geq 1.5 \sim 3.5$	5.0	8	13	18	25	2 500	4 000	$> 10 \sim 16$	10	16	25	36	50
		$> 3.5 \sim 6.3$	5.5	9	14	20	28			$> 16 \sim 25$	11	18	28	40	56
		$> 6.3 \sim 10$	7.0	11	18	25	36			$> 25 \sim 40$	14	22	36	50	71
		$> 10 \sim 16$	8.0	13	20	28	40								
		$> 16 \sim 25$	10	16	25	36	50								
		$> 25 \sim 40$	13	20	32	-	63								

续表 26 14

μm

分度圆直径/mm		法向模数/ mm	精度等级			分度圆直径/mm		法向模数/ mm	精度等级		
大于	到		4	5,6	7,8	大于	到		4	5,6	7,8
320	300	≥1.5~3.5	27	34	42	800	1 250	>3.5~6.3	41	51	60
		>3.5~6.3	32	39	50			>6.3~10	46	57	68
		>6.3~10	38	48	57			>10~16	—	—	83
		>10~16	—	—	68			>16~32	—	—	113
		>16~32	—	—	98						
500	800	≥1.5~3.5	32	39	—	1 250	2 000	>6.3~10	48	60	75
		>3.5~6.3	36	45	53			>10~16	—	—	90
		>6.3~10	41	51	60			>16~32	—	—	120
		>10~16	—	—	75						
		>16~32	—	—	105						
		≥1.5~3.5	32	39	—	2 000	3 150	>6.3~10	60	75	—
		>3.5~6.3	36	45	53			>10~16	—	—	105
		>6.3~10	41	51	60			>16~32	—	—	135
		>10~16	—	—	75						
		>16~32	—	—	105						
		≥1.5~3.5	32	39	—	3 150	4 000	>10~16	—	—	120
		>3.5~6.3	36	45	53			>16~32	—	—	150
		>6.3~10	41	51	60						
		>10~16	—	—	75						
		>16~32	—	—	105						

注：对于单圆弧齿轮，齿根圆直径极限偏差取±E_{dh}/0.75。

表 26 15 公差计算式

序号	计算式	序号	计算式	序号	计算式
1	$F_i = F_v + f_\beta$	5	$f_{px} = f_\beta$	9	$T_w = E_{w_0} - E_{w_1}$
2	$f_i = 0.6(f_{p1} + f_{p2})$	6	$f_{xa} = 0.5(1T6, 1T7, 1T8)$	10	$E_{c_0} = -2 \tan \alpha (-Eh)$
3	$f_{i\beta} = f_i \cos \beta$	7	$E_{w_0} = -2 \sin \alpha (-Eh)$	11	$E_{c_1} = -2 \tan \alpha (+Eh)$
4	$F_{px} = F_p$	8	$E_{w_1} = -2 \sin \alpha (+Eh)$	12	$T_{w_0} = E_{w_0} - E_{w_1}$

表 26-16 极限偏差及公差与齿轮几何参数的关系式

精度等级	F _p		F _c		F _w		f _v		F _β		E _h			E _{dh}	
	A√L+C		Am _α + B√d+C B=0.25A		B√d+C		Am _α + B√d+C B=0.25A		A√b+C		Am _α + B√d+C			Am _α + B√d	
	A	C	A	C	B	C	A	C	A	C	A	B	C	A	B
4	1.0	2.5	0.56	7.1	0.34	5.4	0.25	3.15	0.63	3.15	0.72	1.44	2.16	1.44	2.88
5	1.6	4	0.90	11.2	0.54	8.7	0.40	5	0.80	4	0.9	1.8	2.7	1.8	3.6
6	2.5	6.3	1.40	18	0.87	14	0.63	8	1	5					
7	3.55	9	2.24	28	1.22	19.4	0.90	11.2	1.25	6.3	1.125	2.25	3.375	2.25	4.5
8	5	12.5	3.15	40	1.7	27	1.25	16	2	10					

注：d—齿轮分度圆直径；b—轮齿宽度；L—分度圆弧长。

5 齿轮副的检验与要求

$$\Delta f_w \leq (\Delta f_1)_1 + (\Delta f_1)_2 \dots \dots \dots (26-2)$$

ΔF_w、Δf_w的公差计算如下：

$$F_w = F_{w1} + F_{w2} \dots \dots \dots (26-3)$$

$$f_w = f_{w1} + f_{w2} \dots \dots \dots (26-4)$$

当两齿轮的齿数比为不大于3的整数且采用选配时，F_w可比计算值压缩25%或更多。

5.1 要求

齿轮副的要求包括齿轮副的切向综合误差 ΔF_c、齿轮副一齿切向综合误差 Δf_c、齿轮副的接触迹线、齿轮副的接触斑点以及侧隙。如上述齿轮副的五个方面要求均能满足，则此齿轮副即可认为合格。

5.2 检验

5.2.1 ΔF_c及 Δf_c应在装配后实测，可用动精度检查仪在齿轮箱轴端检查。也可按齿轮副中单个齿轮的 ΔF_c之和及 Δf_c之和进行考核，即：

$$\Delta F_c \leq (\Delta F_c)_1 + (\Delta F_c)_2 \dots \dots \dots (26-1)$$

5.2.2 齿轮副的接触迹线和接触斑点分两步检验，装配后，先检验接触迹线，若合格才能进行跑合，跑合后检验接触斑点。若接触斑点的分布位置和大小确有保证时，齿轮副中单个齿轮的第Ⅲ公差组项目可以不考核。

齿轮副的接触迹线和接触斑点的要求见表 26-17 和表 26-18。

表 26-17 接触迹线长度和位置偏差

齿轮类型及检验项目			精度等级				
			4	5,6		7,8	
双圆弧 齿 轮	接触迹线位置偏差		$\pm 0.11m_n$	$\pm 0.15m_n$		$\pm 0.18m_n$	
	按齿长不少于工作齿长/%	第一条	95	90	90	85	80
		第二条	75	70	60	50	40
单圆弧 齿 轮	接触迹线位置偏差		$\pm 0.15m_n$	$\pm 0.20m_n$		$\pm 0.25m_n$	
	按齿长不少于工作齿长/%		95	90		85	

表 26-18 接触斑点

%

齿轮类型及检验项目			精度等级				
			4	5	6	7	8
双圆弧 齿 轮	按齿高不少于工作齿高		60	55	50	45	40
	按齿长不少于工作齿长/%	第一条	95	95	90	85	80
		第二条	90	85	80	70	60
单圆弧 齿 轮	按齿高不少于工作齿高		60	55	50	45	40
	按齿长不少于工作齿长		95	95	90	85	80

注：对于齿面硬度 ≥ 300 HBS的齿轮副，其接触斑点沿齿高方向应为 $\geq 0.3m_n$ 。

5.2.3 侧隙

圆弧齿轮传动的侧隙基本上由其基本齿廓决定，不能依靠径向变位切削和改变中心距的偏差来获得各种侧隙的配合，如有特殊要求，可用标准刀具借助切向移距来增加所需的侧隙，也可提出设计要求，采用具有特殊侧隙的刀具加工齿轮以获得所要求的侧隙。

按 GB/T 12759 的规定，标准侧隙数值为： $m_n =$

1.5~6 mm 时， $j_n = 0.06 m_n$ ； $m_n > 6 \sim 50$ mm 时， $j_n = 0.04 m_n$ （见第 25 章中表 25-7）。

5.3 安装

齿轮副的轴线平行度 f_x 与 f_y 见表 26-19。齿轮副中心距极限偏差 $\pm f_z$ 见表 26-20。

表 26-19 轴线平行度公差

x 方向轴线平行度公差 $f_x = F_{\beta}$	F_{β} 见表 26-12
y 方向轴线平行度公差 $f_y = \frac{1}{2} F_{\beta}$	

表 26-20 中心距极限偏差 $\pm f_z$ 值

μm

第 I 公差组精度等级			4	5,6	7,8	第 II 公差组精度等级			4	5,6	7,8
f_a			$\frac{1}{2} IT_6$	$\frac{1}{2} IT_7$	$\frac{1}{2} IT_8$	f_z			$\frac{1}{2} IT_6$	$\frac{1}{2} IT_7$	$\frac{1}{2} IT_8$
齿 轮 副 的 中 心 距 / mm	大于	到	11	17.5	27	齿 轮 副 的 中 心 距 / mm	大于	到	25	40	62
	-	120	12.5	20	31.5		630	800	28	45	70
	120	180	14.5	23	36		800	1 000	33	52	82
	180	250	16	26	40.5		1 000	1 250	39	62	97
	250	315	18	28.5	44.5		1 250	1 600	46	75	115
	315	400	20	31.5	48.5		1 600	2 000	55	87	140
400	500	22	35	55	2 000	2 500	67.5	105	165		
500	630				2 500	3 150					

6 图样标注及应注明的尺寸数据

6.1 图样标注(见表 26-21)

表 26-21 图样标注方法和示例

序号	精度等级和侧隙标注方法	示 例
1	齿轮的三个公差组精度同为 7 级,采用标准齿形的滚刀时,可不标注侧隙系数	7 GB/T 15753-1995 第 I、II、III 公差组的精度等级
2	齿轮第 I 公差组精度为 7 级,第 II、III 公差组精度均为 6 级,采用标准齿形的滚刀时,可不标注侧隙系数	7-6/6 GB/T 15753-1995 第 III 公差组精度等级 第 II 公差组精度等级 第 I 公差组精度等级
3	齿轮的三个公差组精度同为 4 级,侧隙有特殊要求 $j_n=0.10m_n$	4 (0.10) GB/T 15753-1995 侧隙系数 第 I、II、III 公差组精度等级

6.2 图样上应注明的尺寸数据

6.2.1 需在图样上标注的一般尺寸数据(见表 26-22)

表 26-22 图样上应标注的一般尺寸数据

序号	名 称	序号	名 称	序号	名 称
1	顶圆直径及公差	4	齿宽	7	齿轮表面粗糙度
2	分度圆直径	5	孔(轴)径及公差		
3	根圆直径及公差	6	定位值(或轴径)及要求		

6.2.2 需用表格列出的数据(见表 26-23)

表 26-23 表格中列出的数据

序号	名 称	序号	名 称
1	法向模数	6	螺旋方向
2	齿数	7	精度等级
3	基本齿廓(标准代号)	8	齿轮副中心距及其极限偏差
4	压力角	9	配对齿轮图号及齿数
5	螺旋角	10	检验项目代号及其公差(或极限偏差)值

6.2.3 其他要求

根据齿轮的具体形状及其技术条件的要求,还应

给出其他一切在加工和测量时所必需的数据(见表 26-24)。

表 26-24 加工和测量数据

序号	数 据 与 要 求	序号	数 据 与 要 求
1	对于轴齿轮以及轴、孔不作为定心基准的大齿轮,在切齿前作定心检查用的最大径向跳动量必须规定	4	给出必要的技术条件
2	应将齿坯的实际外圆尺寸打在非基准面或轴径上,以便按此值推算并检查切齿深度	5	齿轮滚刀的要求(应符合 GB/T 14348.1《双圆弧齿轮滚刀 型式和尺寸》、GB/T 14348.2《双圆弧齿轮滚刀 技术条件》、JB 929《圆弧圆柱齿轮滚刀的法面齿形》)
3	当采用设计齿形、设计内线时应以图样详述其参数		

6.3 示例

图样中的参数表一般放在图样的右上角,参数表中列出的参数项目可根据需要增减,检验项目按功能

要求而定,图样中的技术要求一般放在右下角,见图26-1。

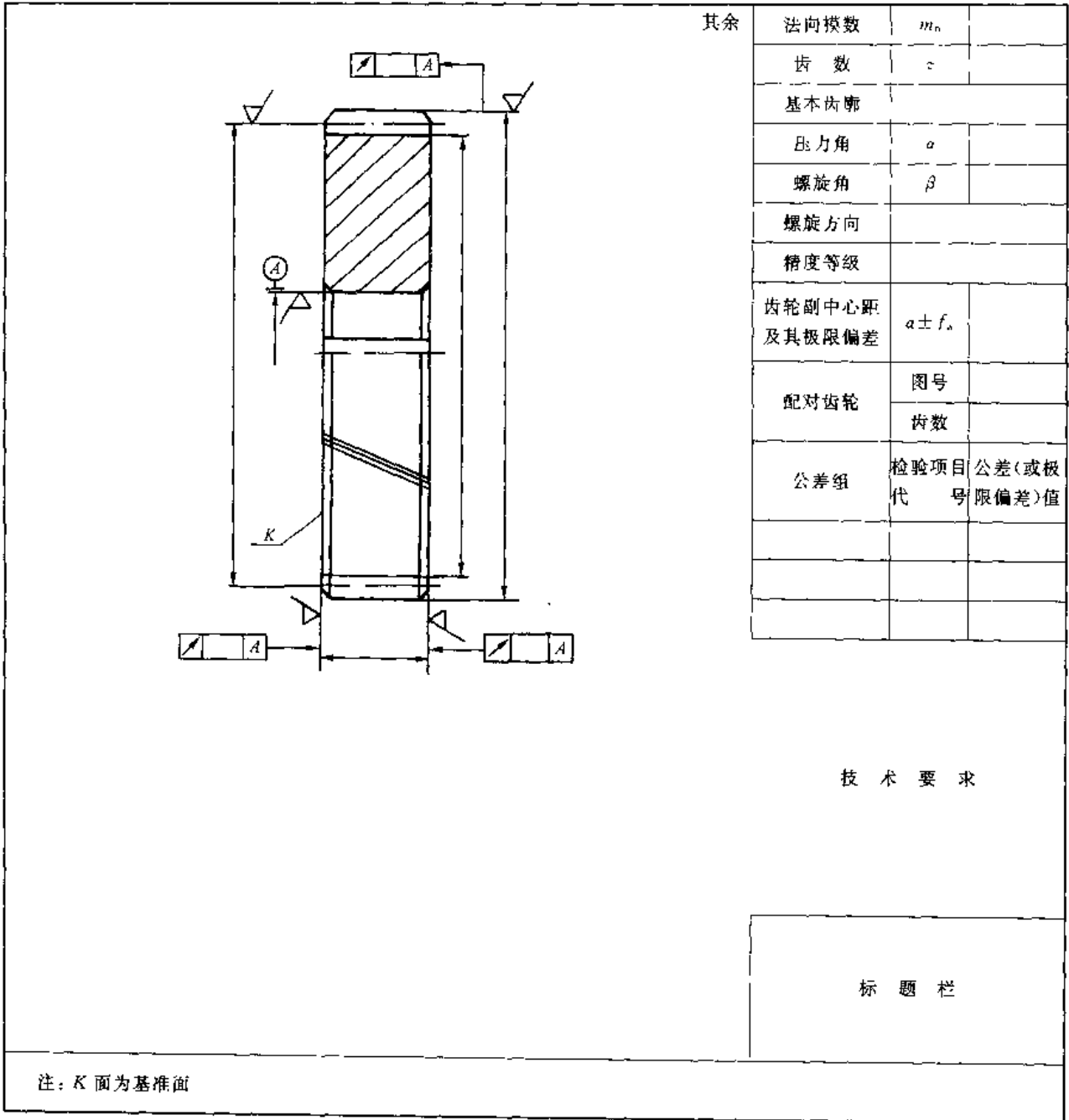


图 26-1

第 27 章

双圆弧圆柱齿轮 承载能力计算

GB/T 13799—1992《双圆弧圆柱齿轮承载能力计算方法》,对齿轮基本齿廓符合GB/T 12759《双圆弧圆柱齿轮 基本齿廓》、齿轮精度符合GB/T 15753《圆弧圆柱齿轮精度》、经正火、调质或氮化处理的钢制或球

墨铸铁的双圆弧圆柱齿轮规定了齿面接触强度和轮齿弯曲强度的计算方法。

1 主要代号(见表 27-1)

表 27-1

代号	意义	单位	代号	意义	单位
b	齿宽 人字齿轮的单侧齿宽	mm	V	圆周速度	m/s
d_1	小齿轮的分度圆直径	mm	V_R	相对滚动速度	m/s
E_1, E_2	小轮、大轮的弹性模量	N/mm^2	Y_E	弯曲强度计算的弹性系数	$(N/mm^2)^{-0.14}$
E	诱导弹性模量	N/mm^2	Y_{Fa}	齿端系数	
HBS	布氏硬度		Y_F	齿形系数	
HRC	洛氏硬度		Y_N	弯曲强度计算的寿命系数	
HVI	$F=9.8 N$ 时的维氏硬度		Y_o	弯曲强度计算的齿数比系数	
K_A	使用系数		Y_β	弯曲强度计算的螺旋角系数	
K_V	动载系数		Y_x	尺寸系数	
K_H	接触迹间载荷分配系数		Z_n	接触弧长系数	
K_{H2}	接触强度计算的接触迹内载荷分布系数		Z_E	接触强度计算的弹性系数	$(N/mm^2)^{-0.27}$
K_{F2}	弯曲强度计算的接触迹内载荷分布系数		Z_L	润滑剂系数	
$K_{\Delta\sigma}$	接触迹系数		Z_N	接触强度计算的寿命系数	
ΔL	齿端修薄长度(按齿宽方向度量)	mm	Z_o	接触强度计算的齿数比系数	
N_L	应力循环次数		Z_v	速度系数	
N_V	当量应力循环次数		Z_β	接触强度计算的螺旋角系数	
n_1	小齿轮的转速	r/min	z_1, z_2	小轮、大轮的齿数	
m_n	法向模数	mm	z_{v1}, z_{v2}	小轮、大轮的当量齿数	
P_1	小齿轮的名义功率	kW	σ_H	计算接触应力	N/mm^2
ρ_x	轴向齿距	mm	σ_{Hlim}	试验齿轮的接触疲劳极限	N/mm^2
S_H	接触强度的计算安全系数		σ_I	计算齿根应力	N/mm^2
S_{Hmin}	接触强度的最小安全系数		σ_{Flim}	试验齿轮的弯曲疲劳极限	N/mm^2
S_F	弯曲强度的计算安全系数		β	螺旋角	$^\circ, rad$
S_{Fmin}	弯曲强度的最小安全系数		ϵ_β	纵向重合度, $\epsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n, \epsilon_\beta = \mu_e - \Delta_\epsilon$	
ΔS	齿端修薄量	mm	μ_e	纵向重合度的整数部分	
T_1	小齿轮的名义转矩	$N \cdot mm$	Δ_ϵ	纵向重合度的尾数部分	
u	齿数比 $u = z_2/z_1$		ν_1, ν_2	小轮、大轮的泊松比	
			ν_{40}	在 40 °C 时润滑油的名义运动黏度	$mm^2/s (cSt)$

2 基本计算公式

2.1 齿面接触强度计算(见表27-2)

表27-2 齿面接触强度计算公式

序号	计算项目	计算公式	备注
1	强度条件	$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (27-1)$ $S_H \geq S_{Hmin} \quad (27-2)$	σ_H ——计算接触应力, N/mm ² , 见序号2; σ_{HP} ——许用接触应力, N/mm ² , 见序号3; S_H ——接触强度的计算安全系数, 见序号4; S_{Hmin} ——接触强度的最小安全系数, $S_{Hmin} \geq 1.3$, 对于重要的齿轮传动或动力参数掌握不够准确或质量不够稳定的齿轮传动, 可取更大的安全系数
2	计算接触应力 σ_H	$\sigma_H = \left(\frac{T_1 K_A K_V K_H K_{H2}}{2\mu_e + K_{\Delta\sigma}} \right)^{0.73} \frac{Z_E Z_u Z_\beta Z_\alpha}{z_1 m_n^{2.19}} \quad (27-3)$ <p>式(27-3)转换为名义转矩 T_1 的表达式如下:</p> $T_1 = \frac{2\mu_e + K_{\Delta\sigma}}{K_A K_V K_H K_{H2}} m_n^3 \left(\frac{z_1 \sigma_{HP}}{Z_E Z_u Z_\beta Z_\alpha} \right)^{1.673} \quad (27-4)$ <p>式(27-4)与式(27-3)等效, 其符号意义及取值同式(27-3)。 σ_{HP} 应取大轮或小轮的小值代入式(27-4)。对于人字齿轮, $(2\mu_e + K_{\Delta\sigma})$ 按单侧齿宽计, 算得的 T_1 值为单侧齿宽的名义转矩</p>	T_1 ——小齿轮的名义转矩, N·mm, 见3.1, 对于人字齿轮 T_1 为0.5倍的名义转矩, μ_e 和 $K_{\Delta\sigma}$ 按单侧齿宽计算; K_A ——使用系数, 见3.2; K_V ——动载系数, 见3.3; K_H ——接触迹间载荷分配系数, 见3.4; K_{H2} ——接触强度计算的接触迹内载荷分布系数, 见3.5; μ_e ——纵向重合度整数部分; $K_{\Delta\sigma}$ ——接触迹系数, 见3.6; Z_E ——接触强度计算的弹性系数, (N/mm ²) ^{0.2} , 见3.7; Z_u ——接触强度计算的齿数比系数, 见3.8; Z_β ——接触强度计算的螺旋角系数, 见3.9; Z_α ——接触弧长系数, 见3.10; z_1 ——小齿轮齿数; m_n ——法向模数, mm
3	许用接触应力 σ_{HP}	<p>对于大、小齿轮应分别计算。</p> $\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_V}{S_{Hmin}} \quad (27-5)$	σ_{Hlim} ——试验齿轮的接触疲劳极限, N/mm ² , 见3.13; Z_N ——接触强度计算的寿命系数, 见3.14; Z_L ——润滑剂系数, 见3.15; Z_V ——速度系数, 见3.16
4	接触强度的计算安全系数 S_H	$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_V}{\sigma_H} \quad (27-6)$	

2.2 轮齿弯曲强度计算(见表27-3)

表27-3 轮齿弯曲强度计算公式

序号	计算项目	计算公式	备注
1	强度条件	$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (27-7)$ $S_F \geq S_{Fmin} \quad (27-8)$	σ_F ——计算齿根应力, N/mm ² , 见序号2; σ_{FP} ——许用齿根应力, N/mm ² , 见序号3; S_F ——弯曲强度的计算安全系数, 见序号4; S_{Fmin} ——弯曲强度的最小安全系数, $S_{Fmin} \geq 1.6$, 对于重要的齿轮传动或动力参数掌握不够准确或质量不够稳定的齿轮传动, 可取更大的安全系数

续表 27-3

序号	计算项目	计算公式	备注
2	计算齿根应力 σ_F	<p>对于大、小齿轮应分别计算。</p> $\sigma_1 = \left(\frac{T_1 K_A K_V K_H K_{F2}}{2\mu_t + K_{\Delta\sigma}} \right)^{0.46} \frac{Y_F Y_u Y_\beta Y_{Fa} Y_{Ead}}{z_1 m_n^{2.54}} \quad (27-9)$ <p>式(27-9)转换为名义转矩T_1的表达式如下:</p> $T_1 = \frac{2\mu_t + K_{\Delta\sigma}}{K_A K_V K_H K_{F2}} m_n^3 \left(\frac{z_1 \sigma_{FP}}{Y_F Y_u Y_\beta Y_{Fa} Y_{Ead}} \right)^{1.67} \quad (27-10)$ <p>式(27-10)与式(27-9)等效,其符号意义及取值同式(27-9)。σ_{FP}及Y_F分别按大、小齿轮确定,σ_{FP1}/Y_{F1}和σ_{FP2}/Y_{F2}值,取其中的小值代入式(27-10)。对于人字齿轮,($2\mu_t + K_{\Delta\sigma}$)按单侧齿宽计算,算得的$T_1$值为单侧齿宽的名义转矩</p>	<p>$K_{H\beta}$ 弯曲强度计算的接触迹内载荷分布系数,见3.5;</p> <p>Y_E 弯曲强度计算的弹性系数,(N/mm²)^{-0.5},见3.7;</p> <p>Y_a 弯曲强度计算的齿数比系数,见3.8;</p> <p>Y_β 弯曲强度计算的螺旋角系数,见3.9;</p> <p>Y_F 齿形系数,对于大、小齿轮应分别确定,见3.11;</p> <p>Y_{Ead} 齿端系数,见3.12;</p> <p>$T_1, K_A, K_V, K_H, \mu_t, K_{\Delta\sigma}, z_1$ 和 m_n 的意义同表27-2序号2</p>
3	许用齿根应力 σ_{FP}	<p>对于大、小齿轮应分别计算。</p> $\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_N Y_S}{S_{Fmin}} \quad (27-11)$	<p>σ_{Flim} 试验齿轮的弯曲疲劳极限, N/mm²,见3.13;</p> <p>Y_N 弯曲强度计算的寿命系数,见3.14;</p> <p>Y_S 尺寸系数,见3.17</p>
4	弯曲强度的计算安全系数 S_F	$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_N Y_S}{\sigma_F} \quad (27-12)$	

3 载荷、有关系数和疲劳极限

3.1 小齿轮的名义转矩 T_1

小齿轮的名义转矩 T_1 按下式计算:

$$T_1 = 9549 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1} \quad (27-13)$$

式中: P_1 ——小齿轮传递的名义功率,kW;

n_1 ——小齿轮的转速,r/min。

3.2 使用系数 K_A

使用系数是考虑由于啮合外部因素引起的动力过载影响的系数。这种过载取决于原动机和工作机的载荷特性、传动零件的质量比、联轴器类型以及运行状况。使用系数最好是通过实测或对传动系统的全面分析来确定。如缺乏这种资料,可参考表27-4查取。

表27-4 使用系数 K_A

	工作机工作特性及其示例			
	均匀平稳	轻微振动	中等振动	强烈振动
原动机工作特性及其示例	如发电机、均匀传动的带式输送机或板式输送机、螺旋输送机、通风机、轻型离心机、离心泵、离心式空调压缩机	如不均匀传动的带式输送机或板式输送机、起重机电回传齿轮装置、工业与矿用风机、重型离心机、离心泵、离心式空气压缩机	如轻型球磨机、提升装置、轧机、橡胶挤压机、单缸活塞泵、叶瓣式鼓风机、糖业机械	如挖掘机、重型球磨机、钢坯初轧机、旋转钻机、挖泥机、压坯机、破碎机、污水处理用离心泵、泥浆泵
均匀平稳				
如电动机,均匀转动的蒸汽轮机,燃气轮机	1.00	1.25	1.50	≥1.75
轻微振动				
如蒸汽轮机,燃气轮机,经常启动的大电动机	1.10	1.35	1.60	≥1.85

续表 27-4

中等振动 如多缸内燃机	1.25	1.50	1.75	≥ 2.00
强烈振动 如单缸内燃机	1.50	1.75	2.00	≥ 2.25

注:1 表中数值仅适用于在非共振区运转的齿轮装置。
2 对于增速传动,根据经验建议取表值的 1.1 倍。
3 对外部机械与齿轮装置之间有挠性连接时,通常 K_s 值可适当减小。

3.3 动载系数 K_v

动载系数是考虑轮齿接触迹在啮合过程中的冲击和由此引起内齿轮副的振动而产生的内部附加动载荷影响的系数。 K_v 值可根据齿轮的圆周速度及平稳性精度由图 27-1 查取。

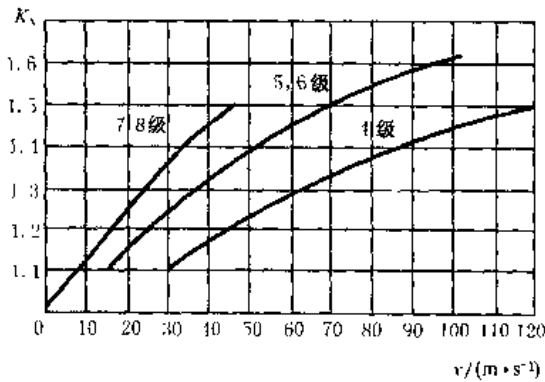


图 27-1 动载系数 K_v

3.4 接触迹间载荷分配系数 K_H

接触迹间载荷分配系数是考虑由于内向外及齿距误差、轮齿和轴系受载变形等引起载荷沿齿宽方向在各接触迹之间分配不均的影响系数。 K_H 值可由图 27-2 查取。

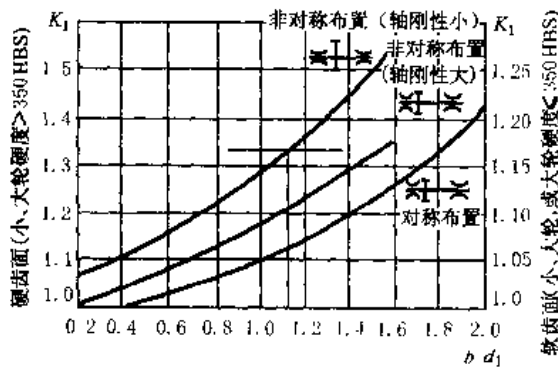


图 27-2 接触迹间载荷分配系数 K_H

3.5 接触迹内载荷分布系数 K_{H2} 、 K_{F2}

接触迹内载荷分布系数是考虑由于齿面接触迹位置沿齿高的偏移而引起应力分布状态改变对强度的影响系数。 K_{H2} 及 K_{F2} 值可按接触精度由表 27-5 查取。

表 27-5 接触迹内载荷分布系数

精度等级	4	5	6	7	8
K_{H2}	1.05	1.15	1.23	1.39	1.49
K_{F2}	1.05	1.08		1.10	

3.6 接触迹系数 $K_{\Delta\epsilon}$

接触迹系数是考虑重合度尾数 $\Delta\epsilon$ 对轮齿应力的影响系数。当 $\Delta\epsilon$ 较大时,在相应于 $\Delta\epsilon$ 的齿宽部分,即使在最不利的情况下,也有部分接触迹参与承担载荷,使轮齿应力有所下降。推荐 $\Delta\epsilon = (0.25 \sim 0.4)$ 。 $K_{\Delta\epsilon}$ 值可按 $\Delta\epsilon$ 由图 27-3 查取。当齿端修薄时,应根据减去齿端修薄长度后的有效齿长部分的 $\Delta\epsilon$ 来查图(当 $20^\circ < \beta < 25^\circ$ 时,应采用插值法查取)。

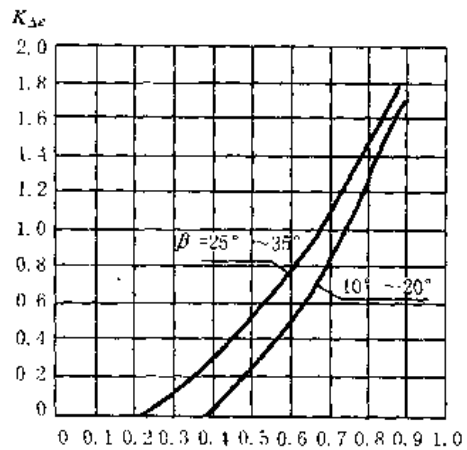


图 27-3 接触迹系数 $K_{\Delta\epsilon}$

3.7 弹性系数 Z_e 、 Y_e

弹性系数是考虑材料的弹性模量及泊松比 ν 对齿轮应力影响的系数。其值可按表 27-6 查取。

表 27-6 弹性系数

符号	单位	锻钢-锻钢	锻钢-铸钢	锻钢-球墨铸铁	其他材料
Z_e	$(N \cdot mm^{-2})^{-1/2}$	31.346	31.263	30.584	$1.123E^{0.27}$
Y_e	$(N \cdot mm^{-2})^{-1/2}$	2.079	2.076	2.053	$0.370E^{0.24}$

表中E计算式:

$$E = 2 / \left(\frac{1-\nu_1}{E_1} + \frac{1-\nu_2}{E_2} \right) \dots\dots\dots (27-14)$$

3.8 齿数比系数 Z_u, Y_u

齿数比系数是考虑不同齿数比具有不同的齿面相对曲率半径,从而影响轮齿应力的系数,其值可按图27-4查取或按图中公式计算。

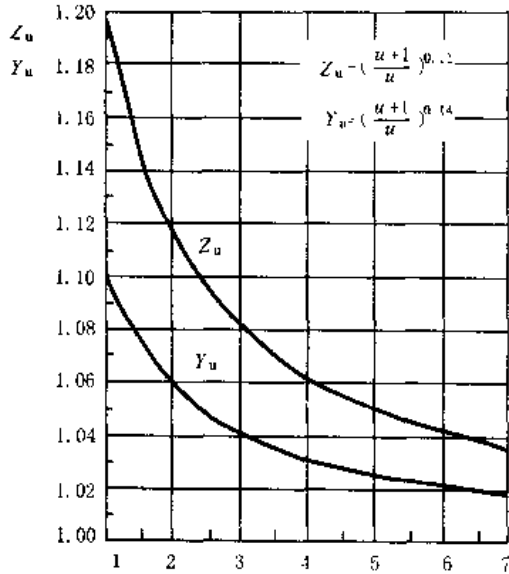


图 27-4 齿数比系数 Z_u, Y_u

3.9 螺旋角系数 Z_β, Y_β

螺旋角系数是考虑螺旋角影响齿面相对曲率半径,从而影响轮齿应力的系数,其值可按图27-5查取,或按图中公式计算。

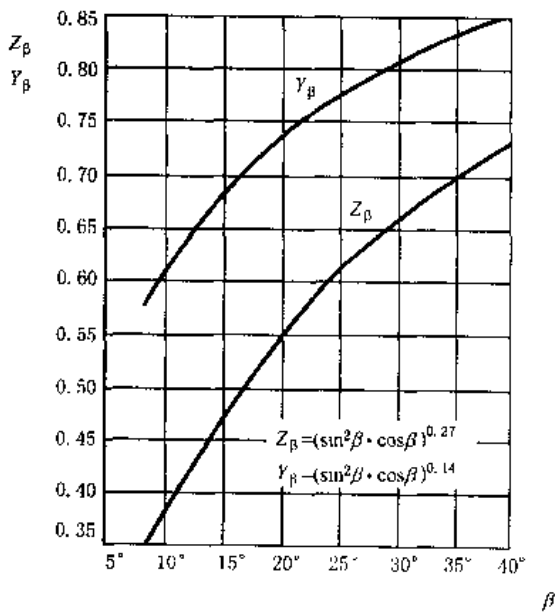


图 27-5 螺旋角系数 Z_β, Y_β

3.10 接触弧长系数 Z_ϵ

接触弧长系数是考虑齿面接触弧的有效工作长度

对齿面接触应力影响的系数,当齿数比不等于1时,一个齿轮的上齿面和下齿面的接触弧长不一样。接触弧长系数应取两个齿轮的平均值,即 $Z_\epsilon = 0.5(Z_{\epsilon 1} + Z_{\epsilon 2})$, $Z_{\epsilon 1}$ 和 $Z_{\epsilon 2}$ 值可按小齿轮和大齿轮的当量齿数 Z_{v1} 和 Z_{v2} 查图27-6。

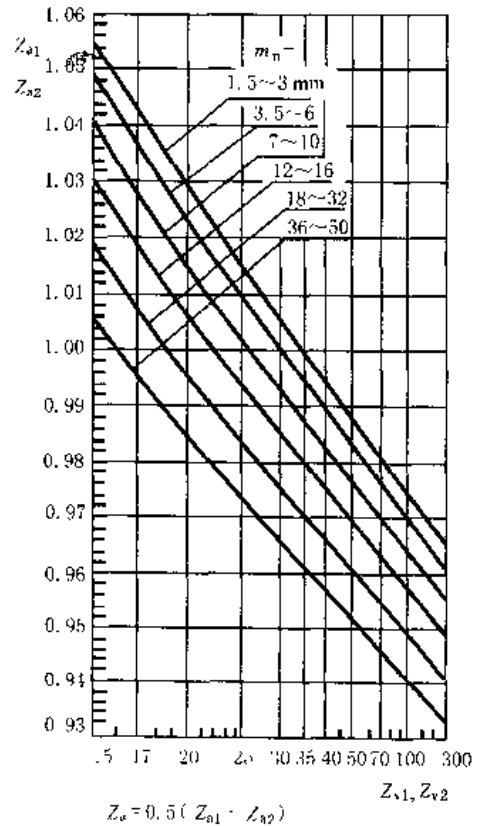


图 27-6 接触弧长系数 Z_ϵ

3.11 齿形系数 Y_f

齿形系数是考虑由于轮齿几何形状对齿根应力影响的系数。它是用折截面法计算得来的,已考虑了齿根应力集中的影响, Y_f 值可根据当量齿数 Z_v 由图27-7查取。

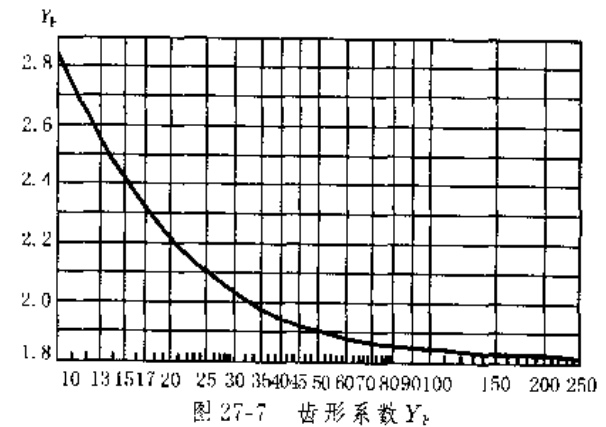


图 27-7 齿形系数 Y_f

3.12 齿端系数 $Y_{E\sigma}$

齿端系数是考虑接触迹在齿轮端时,端面以外没

有齿根来参与承担弯曲力矩,以致端部齿根应力增大的影响系数。对于未修端的齿轮, Y_{End} 值可根据 ϵ_β ($\epsilon_\beta = b/p_x$) 由图 27-8 查取(当 β 不是图中值时,用插值法查取)。

对于齿端修薄齿轮, $Y_{End} = 1$ 。齿端修薄量 $\Delta S =$

$(0.01 \sim 0.04)m_n$ 。对于大模数齿轮取较小值,小模数齿轮取较大值(见图 27-9)。

齿端修薄长度(按齿宽方向度量) ΔL : 只修啮入端时, $\Delta L = \Delta\epsilon \cdot p_x$ ($p_x = \pi m_n / \sin\beta$); 当两端修薄时, $\Delta L = 0.5\Delta\epsilon \cdot p_x$, 此时, $\Delta\epsilon$ 应取较大值。

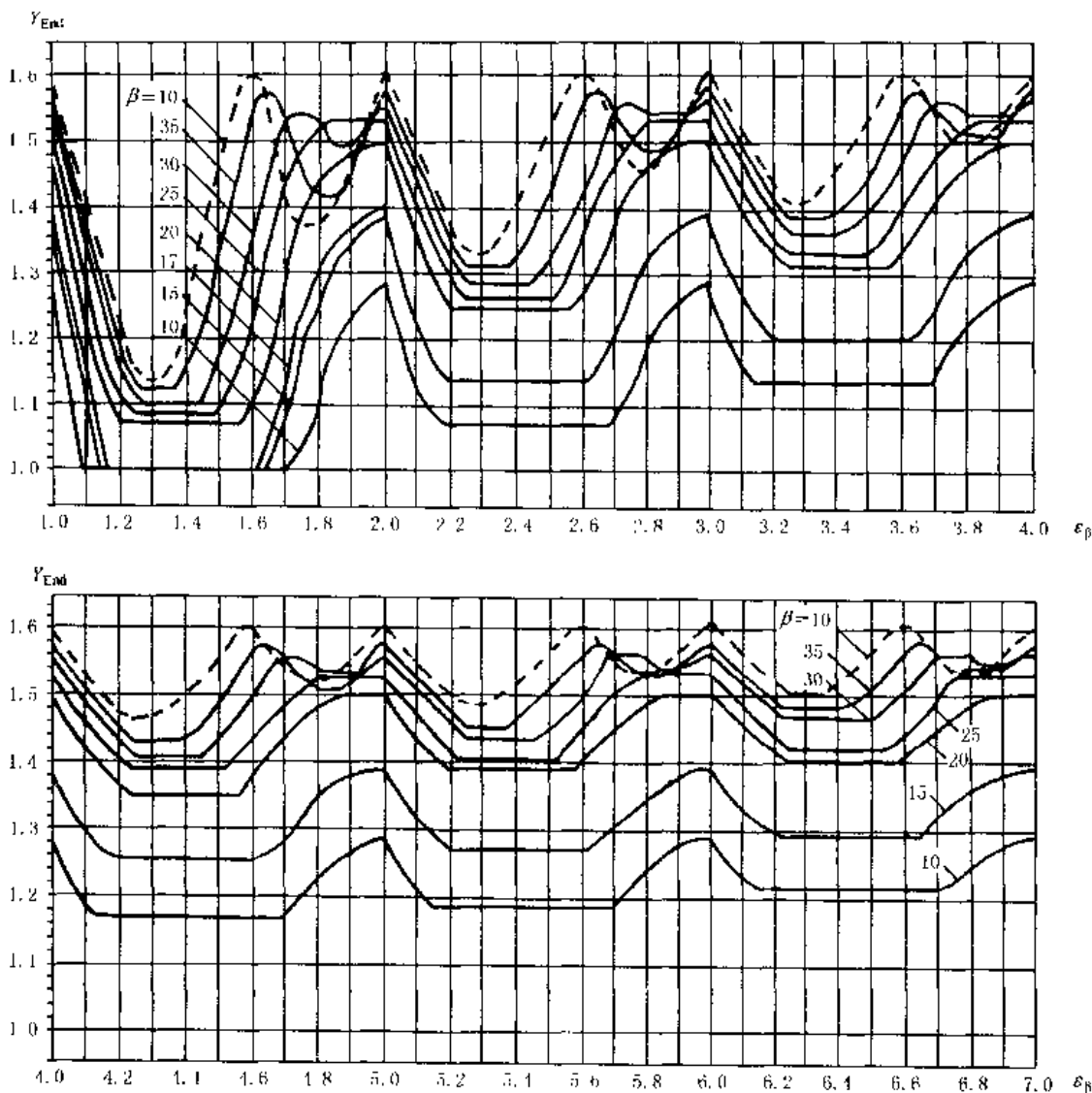


图 27-8 齿端系数 Y_{End}

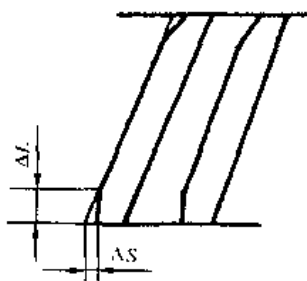


图 27-9 齿端修薄

3.13 试验齿轮的疲劳极限 $\sigma_{flim}, \sigma_{Hlim}$

疲劳极限是指某种材料的齿轮经长期持续的重复

载荷(接触应力循环基数 $N_c = 5 \times 10^7$, 弯曲应力循环基数 $N_b = 3 \times 10^6$)作用后, 轮齿保持不破坏时的极限应力。它可由齿轮的负荷运转试验或经统计数据获得。当缺乏资料时, 可参考图 27-10 和图 27-11, 根据材料和齿面硬度取值。铸钢、氮化钢和球墨铸铁的疲劳极限见图 27-12~图 27-17。

当材料、工艺、热处理性能良好时, 可在区域图的上半部取值, 否则在下半部取值, 一般取中间值。对于正、反向传动的齿轮或受对称双向弯曲的齿轮(如中间轮), 应由图中查得的弯曲疲劳极限值乘以 0.7。

图 27-10 和图 27-11 的试验条件为: 节点线

速度 $v=9.2 \text{ m/s}$; 矿物油润滑, 其运动黏度 $\nu_{40} = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$.

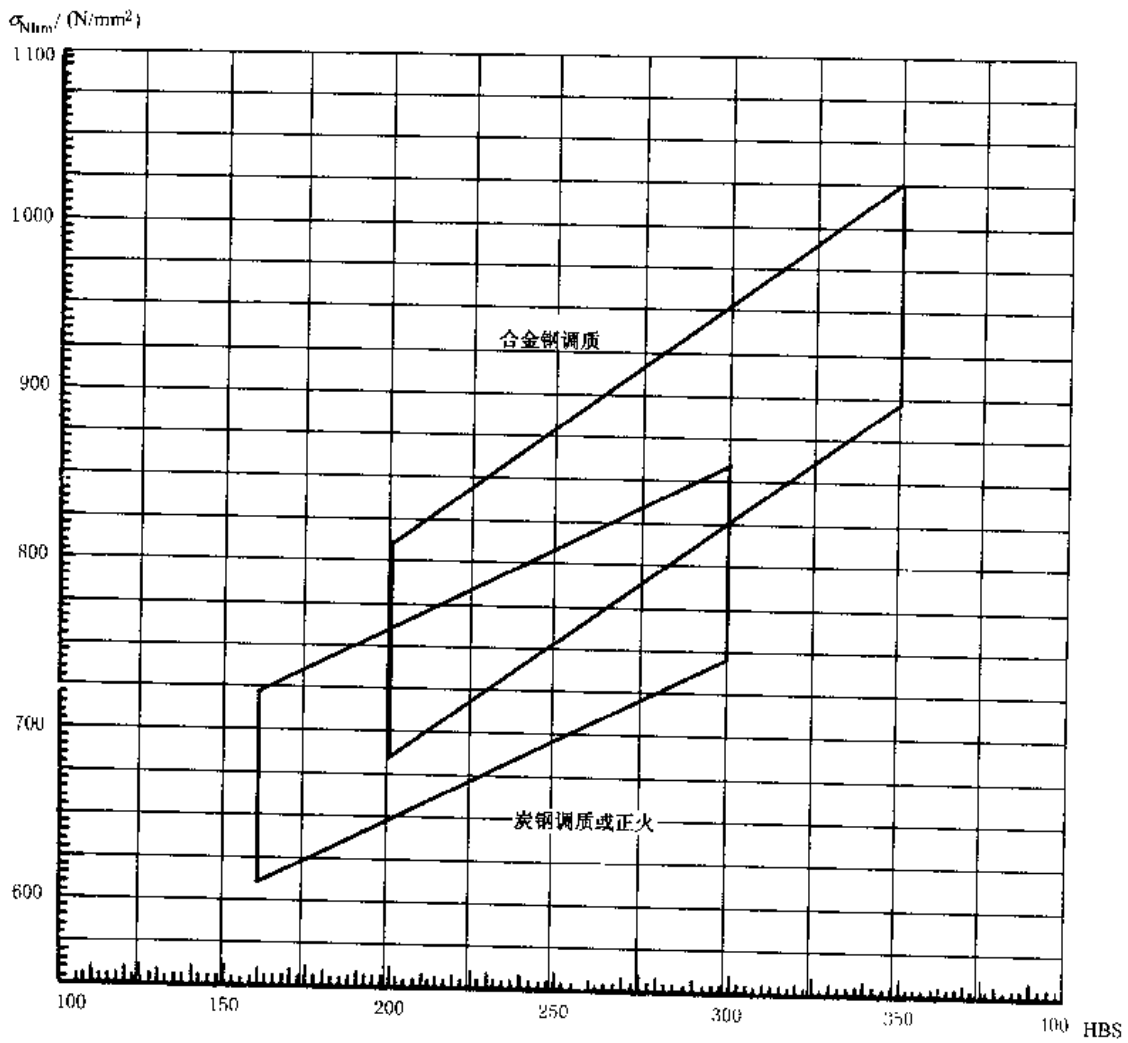


图 27-10 接触疲劳极限 σ_{Hlim}

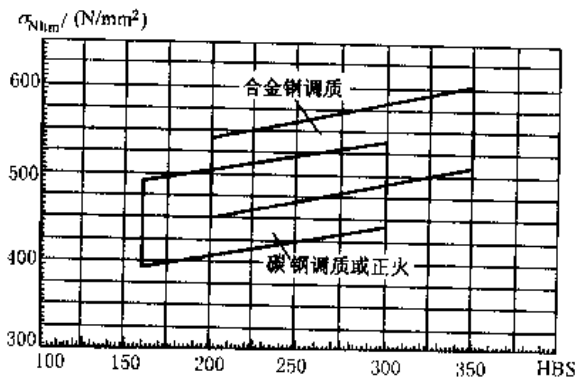


图 27-11 弯曲疲劳极限 σ_{Flim}

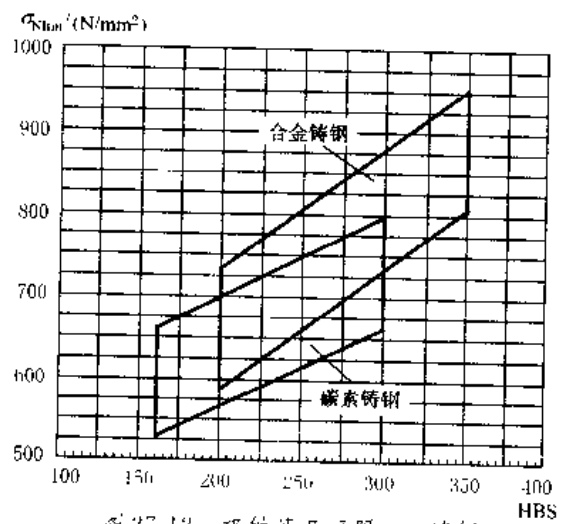


图 27-12 接触疲劳极限 σ_{Hlim} 铸钢

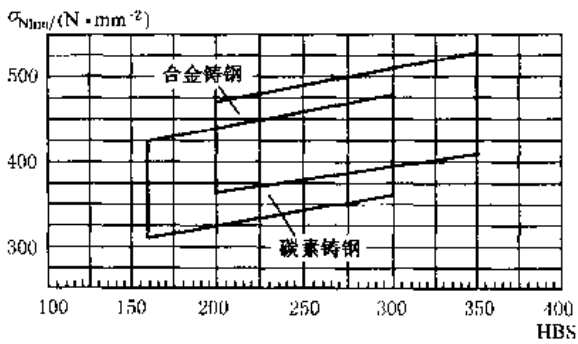


图 27-13 弯曲疲劳极限 σ_{Flim} 铸钢

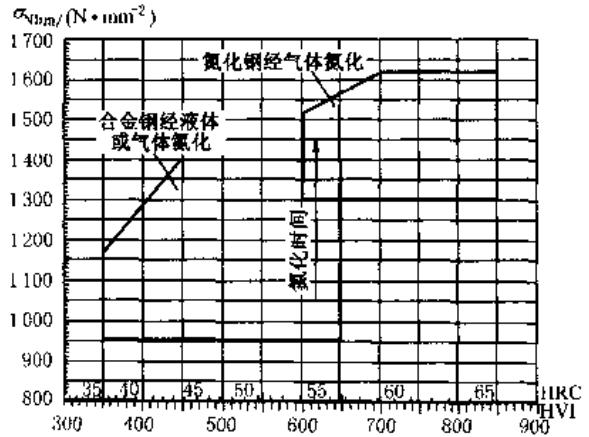


图 27-14 接触疲劳极限 σ_{Hlim} 氮化钢

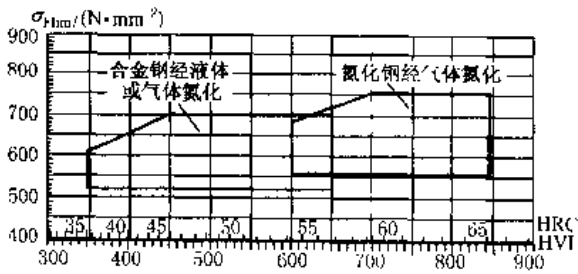


图 27-15 弯曲疲劳极限 σ_{Flim} 氮化钢

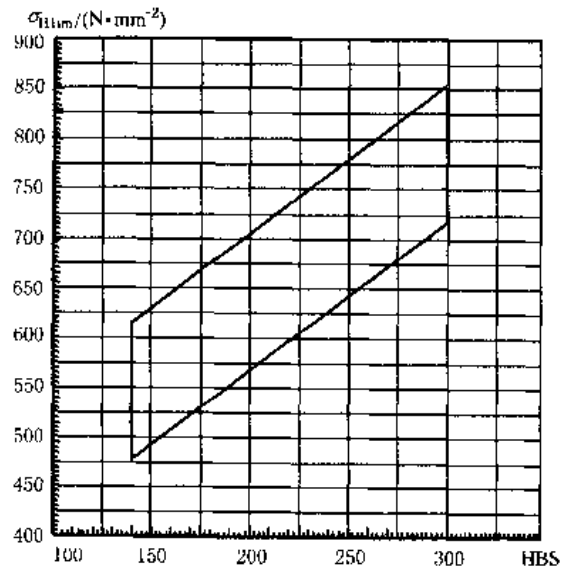


图 27-16 接触疲劳极限 σ_{Hlim} 球墨铸铁

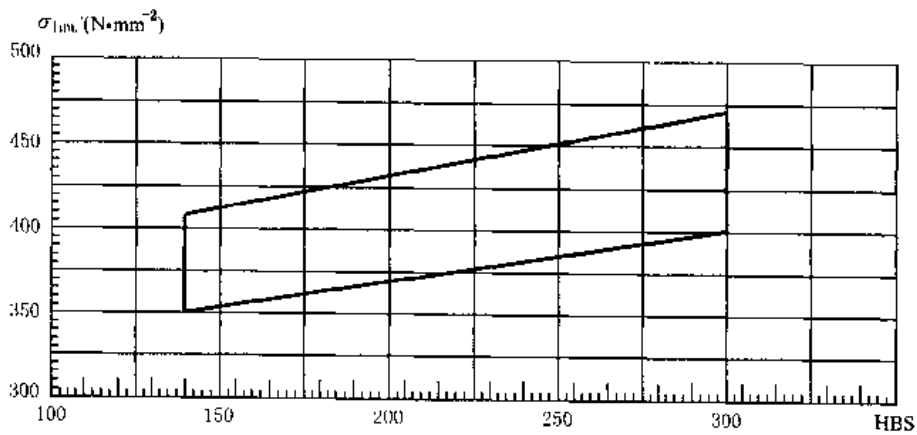


图 27-17 弯曲疲劳极限 σ_{Flim} 球墨铸铁

3.14 寿命系数 Z_N, Y_N

寿命系数是考虑齿轮只要求有限寿命时，可以提高许用应力的系数。对于有限寿命设计，寿命系数可根据应力循环次数 N_L 查图 27-18 和图 27-19。

图 27-18 当调质钢和球墨铸铁的应力循环次数 N_L

(或 N_V) $\geq 5 \times 10^7$ 时, $Z_N = 1$; 氮化钢的应力循环次数 N_L (或 N_V) $\geq 2 \times 10^6$ 时, $Z_N = 1$ 。图 27-19 的应力循环次数 N_L (或 N_V) $\geq 3 \times 10^6$ 时, $Y_N = 1$ 。

注: 对于变载荷下工作的齿轮, 在已知载荷图中, 应根据当量循环次数 N_V 查图。

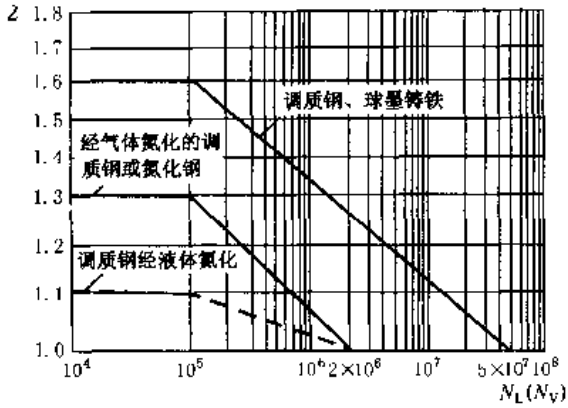


图 27-18 接触强度计算的寿命系数

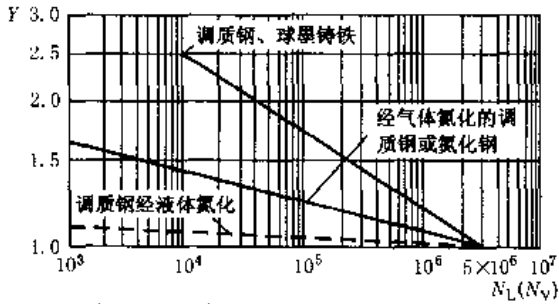


图 27-19 弯曲强度计算的寿命系数

3.15 润滑剂系数 Z_L

润滑剂系数是考虑所用的润滑油种类及黏度对齿面接触应力的影响系数。其值可按图 27-20 查取。

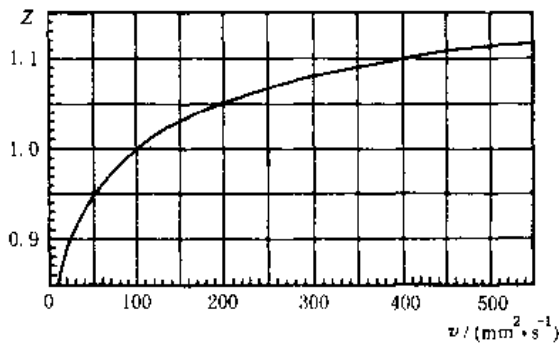


图 27-20 润滑剂系数 Z_L

在相同工况条件下，圆弧齿轮的润滑油黏度应比渐开线齿轮高。通常低速重载传动多采用 320、400 和 460 极压工业齿轮油，高速传动多采用 32 号和 46 号汽轮机油。

3.16 速度系数 Z_V

速度系数是考虑齿面间相对速度对齿面接触应力的影响系数。其值可按图 27-21 查取。

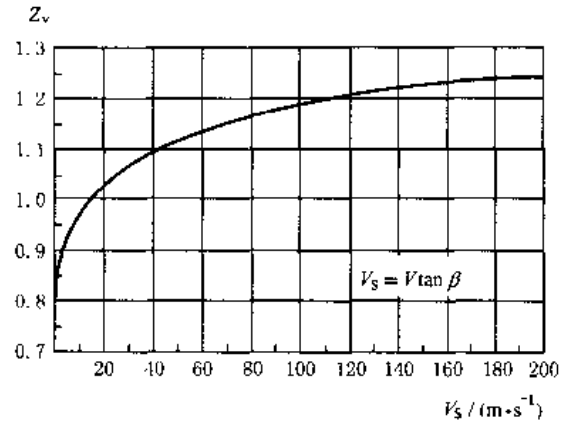


图 27-21 速度系数 Z_V

3.17 尺寸系数 Y_X

尺寸系数是考虑实际齿数大于试验齿数而使材料强度降低的尺寸效应。其值可按图 27-22 查取。

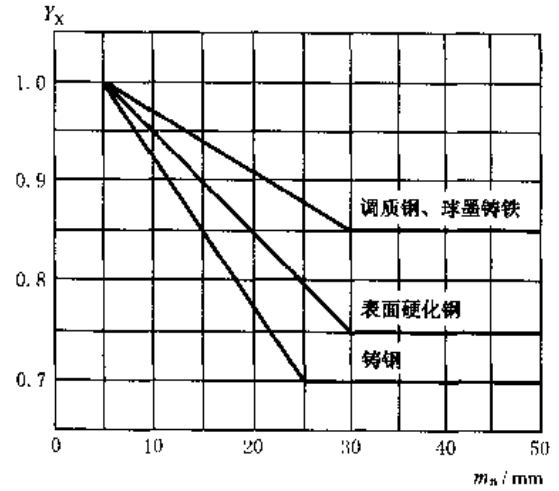


图 27-22 尺寸系数 Y_X

- 任再均
- 杨星原
- 郭晓群
- 范乃则
- 刘新状
- 高红梅

第七篇

齿轮装置性能测试

齿轮产品经常以齿轮装置的形式提供给用户使用,因此,齿轮装置的运行性能是制造厂和用户所共同关心的问题。

通常,根据齿轮装置的用途与圆周速度将其分为以下四类:车辆齿轮传动箱、工业通用减速器、工业专用齿轮减速器、高速齿轮装置。

上述四类齿轮装置中其噪声、机械振动、传动效率和清洁度要求等,是基本的要求。随着装置的不同用途,对上述要求也不同,但上述性能测试方法则是一样的。

本篇对涉及齿轮装置性能测试的基础标准给予介绍,同时对涉及型式试验、装置验收的现行行业标准作了介绍,还对涉及齿轮润滑的油品选用标准作了介绍。

第28章

齿轮装置噪声

噪声是污染环境的公害。

齿轮传动噪声不仅仅是机电产品的主要噪声源,也是评价齿轮传动装置性能的重要指标之一。机电产品的噪声严重影响我国的出口贸易。因此,必须对齿轮传动装置噪声进行控制。

1 齿轮装置噪声测定方法

国内、外的相关标准中多用A声级(即A计权声压级)来表征齿轮装置噪声的噪声特性。虽然声压级(或计权声压级)对噪声的定量描述是一个有用的参量,但用来说明齿轮装置的噪声辐射特性是欠缺的。声压级的大小随测量距离、测量的环境的不同而变化。若以能量为基础用声功率这个参数来说明齿轮装置的性能,那么在本质上就和测量距离无关了。如果对环境的影响再加以修正,则会更加完善。不仅如此,当测定了声功率(级)以后,还可以算出在一定的声学环境中,一定距离上的声压级,比较齿轮装置辐射的噪声级,为控制齿轮噪声和设计制造低噪声的齿轮装置提高依据。

工业上的一般噪声测试,不可能在消声室或混响

室中进行。由于齿轮装置工况的复杂和多样,在工作现场测试也很难实现,甚至是不可能进行。因此,齿轮装置噪声声功率级的测定是在有一定声学要求的试车车间进行现场测试。

GB/T 6404—1986《齿轮装置噪声声功率级测定方法》,规定了齿轮装置声功率级的测定方法,适用于在符合规定的工厂试验场地(即环境修正量 $K_2 \leq 3$ dB)测定齿轮装置的A声功率级。根据标准也可测定频带声功率级,指向性指数和随时间变化的声压级等。

用标准测定的数据可以评价和比较动力传动用齿轮装置的噪声。

通常,齿轮装置只能是机器的一部分,是总的发声系统的一部分。发声系统还包括原动机、工作机、附件、基础和声学环境,它们可能对被测的齿轮装置的噪声级产生影响。齿轮装置的制造厂应该保证在规定的测试条件下,齿轮装置的噪声级不高于合同规定或商定的值。

用该标准确定齿轮装置声功率的标准偏差不大于表28-1中的要求。

表28-1 测量声功率的不确定度

1/1 倍频程中心频率/Hz	125	250~500	1 000~4 000	8 000	A 计权
1/3 倍频程中心频率/Hz	100~160	200~630	800~5 000	6 300~10 000	
标准偏差/dB	3	2	1.5	2.5	3

1.1 测试仪器(见表28-2)

表28-2 测试仪器的等级与校准

项目	要 求
等级	测试仪器应使用GB/T 3785《声级计的电、声性能及测试方法》中规定的I型或I型以上的声级计,以及准确度相当的其他测试仪器,声级计或其他测试仪器和传声器之间最好使用延伸电缆或延伸杆。当频谱分析时,使用的1/1倍频程或1/3倍频程滤波器应符合GB/T 3241《声和振动分析用的1/1和1/3倍频程滤波器》的要求
校准	每次测量前后,需用准确度优于 ± 0.5 dB的声级校准器在一个或多个频率上对整个测试系统(包括电缆)进行校准。当测量前后校准的差值大于1.0 dB时,测量无效。声级校准器应按JJG 176《声压级校准器试行检定规程》,声级计及其他测试仪器应按JJG 188《声级计试行检定规程》定期检定,以保证测试仪器的准确度

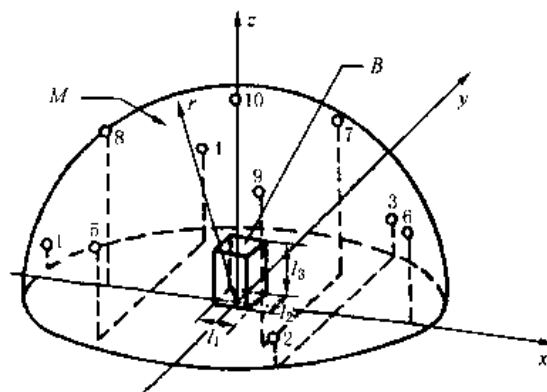
1.2 测试要求(见表 28-3)

表 28-3 测试要求

序号	内容	测 试 要 求
1	测试对象	<p>原则上讲,只需测定齿轮装置的噪声。但是,那些与齿轮装置结合为一体的设备,或者靠近齿轮装置并为齿轮装置正常工作必不可少的设备,例如泵、风扇等也包括在内。在测试报告中应写明所附加使用设备的型号及其运行条件。</p> <p>如果齿轮装置安装在整台机器里以致不能单独测得它的噪声级,可采用另经商定的测量方法(例如,声强或结构振动测量)测定齿轮装置的噪声</p>
2	测试条件	<p>a. 在恒定运转速度下使用的齿轮装置应按名义设计速度进行试验;</p> <p>b. 非恒定运转速度下使用的齿轮装置,以设计速度范围的算术平均值做为试验速度;</p> <p>c. 齿轮装置可由制造厂自行决定进行空载或加载运行试验;</p> <p>d. 噪声测量应在机器设计温度范围内的热平衡状态下进行。如无法在热平衡状态下进行,应在测量结果中除去由于齿轮装置温度变化产生的影响。</p> <p>标准允许根据制造厂和用户之间的协议或订货合同确定的条件进行试验。例如:在最高转速下测试,在产生最大声压级的转速下测试,在某一固定转速下测试,在具有代表性的空载或负载工作循环下测试等等。特别是对高速或大功率齿轮装置可商定其他的测试条件</p>
3	齿轮装置的安装和联结	<p>安装和联结情况对齿轮装置的声辐射影响很大,因此,被测齿轮装置的安装应使试验环境,如原动机、工作机、地基等的影响减少到最小。可参照表 28-6 序号 4 关于背景噪声的规定。</p> <p>在测试记录中应对齿轮装置的安装和运行的具体情况详细说明</p>
4	测量表面	<p>为了确定测量表面和传声器的位置,需要使用一个恰好包络齿轮装置并终止于反射平面上的最小矩形六面体作为基准体。在确定基准体大小时,声源上凸出的部件,只要不是声能的主要辐射体,可不予考虑。</p> <p>被测齿轮装置的位置一经确定,其测量表面和测点位置可用坐标系统限定,水平的 x 轴和 y 轴在反射平面上平行于基准体的长和宽,垂直的 z 轴通过基准体的几何中心。特性距离 d_0 是从坐标系统原点到基准体上面四个顶角任一角的距离</p> $d_0 = [(0.5l_1)^2 + (0.5l_2)^2 + l_3^2]^{1/2} \dots\dots\dots (28-1)$ <p>式中: l_1, l_2, l_3 —— 基准体的长、宽、高, m。</p> <p>测量表面一般使用以下两种形状中的一种:</p> <p>a. 半径为 r 的半球测量表面(图 28-1);</p> <p>b. 与基准体各对应面平行、垂直距离均为 d 的矩形六面体测量表面(图 28-3)。</p> <p>一般情况下,基准体的线性尺度不超过 1.0 m,或超过 1.0 m 但基准体形状近似立方体的,应选用半球测量表面,否则使用矩形六面体测量表面</p>
	测量距离	<p>当采用半球测量表面时,测量半径 r 必须大于 $2d_0$,可优先选用 1.2, 4, 8 m,一般不能小于 1.0 m。</p> <p>当采用矩形六面体测量表面时,测量距离 d 可优先选用 1, 2, 4, 8 m,最好选用 1.0 m,但不能小于 0.5 m。</p> <p>测量表面到所有其他反射表面(如房间的墙壁、其他机器的护板等)的距离至少应为 $2r$(半球测量表面)或 $2d$(矩形六面体测量表面),如图 28-4 所示。当测量表面的一部分不符合这个条件时,均应采用矩形六面体测量表面,并将这一部分表面舍去,将与之相接的其余表面扩展到反射面的墙或护板,如图 28-5 所示。如果齿轮装置安装在离反射面都较远的位置上,测量表面可按图 28-6 确定</p>
	测量点的位置和数量	<p>a. 完整的测点布置</p> <p>半球测量表面上的 10 个基本测点如图 28-1 所示,基本测点的坐标见表 28-4。矩形六面体测量表面上的 9 个基本测点如图 28-3 所示,基本测点的坐标见表 28-5。</p> <p>表 28-5 中:</p> $a = 0.5l_1 + d$ $b = 0.5l_2 + d$ $c = l_3 + d$

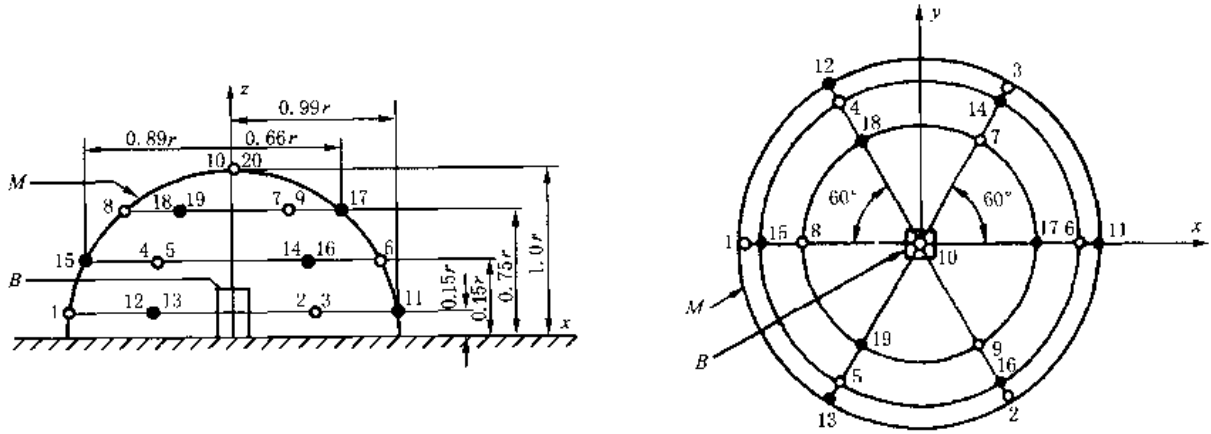
续表 28-3

序号	项目	要 求
	<p>测量点的位置和数量</p>	<p>其中：l_1, l_2, l_3 —— 基准体的长、宽、高，m； d —— 测量距离； h —— 测量高度。</p> <p>一般情况下，取 $h = 0.5d$；也可取 $h =$ 高速轴的高度 对于同类型的齿轮装置，高度 h 应取一致。测点离反射平面的最小高度不得少于 0.15 m。 以下情况需附加测点： 1) 在各基本测点上测得的最大、最小声压级之差 (dB)，超过测点数目； 2) 基准体一边长大于 $2d$； 3) 声源辐射噪声的指向性特别强。</p> <p>对于 a、b 两种情况，附加测点的一般原则是在半球测量表面上，如图 28-2 所示，测点总数增加到 20 个。 在矩形六面体测量表面上，如图 28-3 所示，测点总数增加到 17 个。当特性距离 d_0 超过 5.0 m 时，应继续增加附加测点数目，使测量表面上的测点间隔不得超过 $2d$，并均匀分布。 对于 c 种情况，应在详细调查后再设置附加测点。 当受空间的限制，对某个测点无法测量时，可以该点为对称中心，在测量表面上另行选取对称的、距离尽量近的两辅助测点，以这两辅助测点上的分贝平均数作为所需测点的分贝数。</p> <p>b. 测点数目的减少 通过测定表明减少测点数目对计算声功率级的偏差不大于 1.0 dB，则测点数目可适当减少。</p> <p>c. 用于验收测试的单个测量 在齿轮装置的普通生产检验中，经供需双方同意，可以进行单个声压级测量，但使用这种单个测量不能得到声功率级，测量表面完整的测点布置应与本栏 a 一致；声压测量点亦应按本标准测定过的同类型齿轮装置声功率受干扰最小或者有代表性的测点上进行</p>
5	测试房间	<p>房间的反射对各测点读数的影响不超过 3dB，即环境修正量 $K_1 \leq 3$ dB 或 $K_2 \leq 3$ dB 倍频程。测量结果按 1.6 进行修正。</p> <p>如果环境修正量 $K_1 > 3$ dB，可以用小一些的测量距离试测，也可采取声学措施，以提高房间的吸声量，或者另选合适的房间</p>



M——测量面；B——基准体；——基本测点(1~10)

图 28-1 半球测量表面

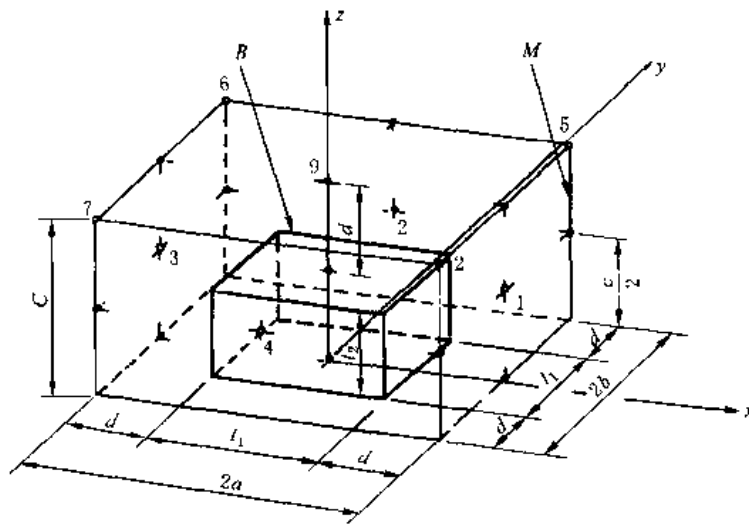


基本测量(1~10);●—附加测点为11~20;M—测量表面;B—基准体

图 28-2 半球面上的传声器布点

表 28-4 半球测量表面基本测点的坐标

编号	x/r	y/r	z/r	编号	x/r	y/r	z/r
1	-0.99	0	0.15	6	0.89	0	0.45
2	0.50	-0.86	0.15	7	0.33	0.57	0.75
3	0.50	0.86	0.15	8	-0.66	0	0.75
4	-0.45	0.77	0.45	9	0.33	-0.57	0.75
5	-0.45	-0.77	0.45	10	0	0	1.00



M—测量表面;B—基准体;○—基本测点;●—附加测点

图 28-3 矩形六面体上的传声器布点

表 28-5 矩形六面体测量表面基本测点的坐标

编号	x	y	z	编号	x	y	z	编号	x	y	z
1	a	0	h	4	0	$-b$	h	7	$-a$	$-b$	c
2	0	b	h	5	a	b	c	8	a	$-b$	c
3	$-a$	0	h	6	$-a$	b	c	9	0	0	c

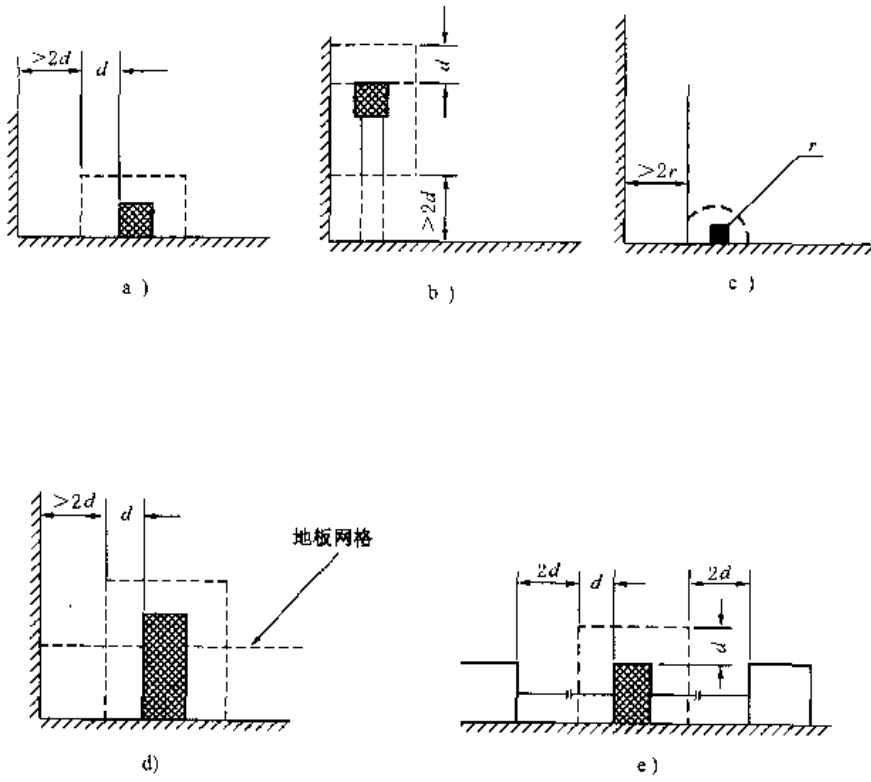


图28-4 齿轮装置在地板上或接近墙壁时测量表面的例子

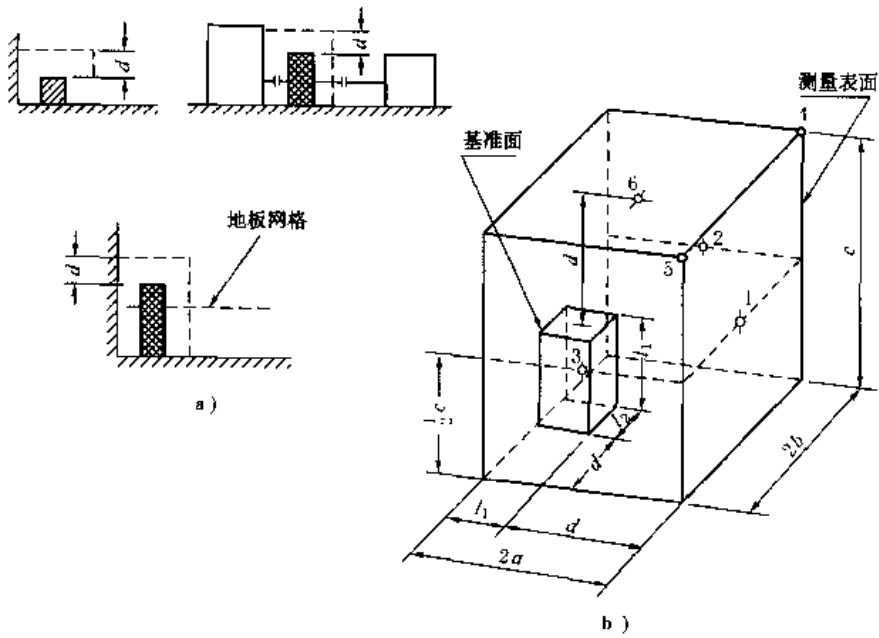


图28-5 齿轮装置在地板上靠近墙壁时测量表面的例子
a 及测点布置 b

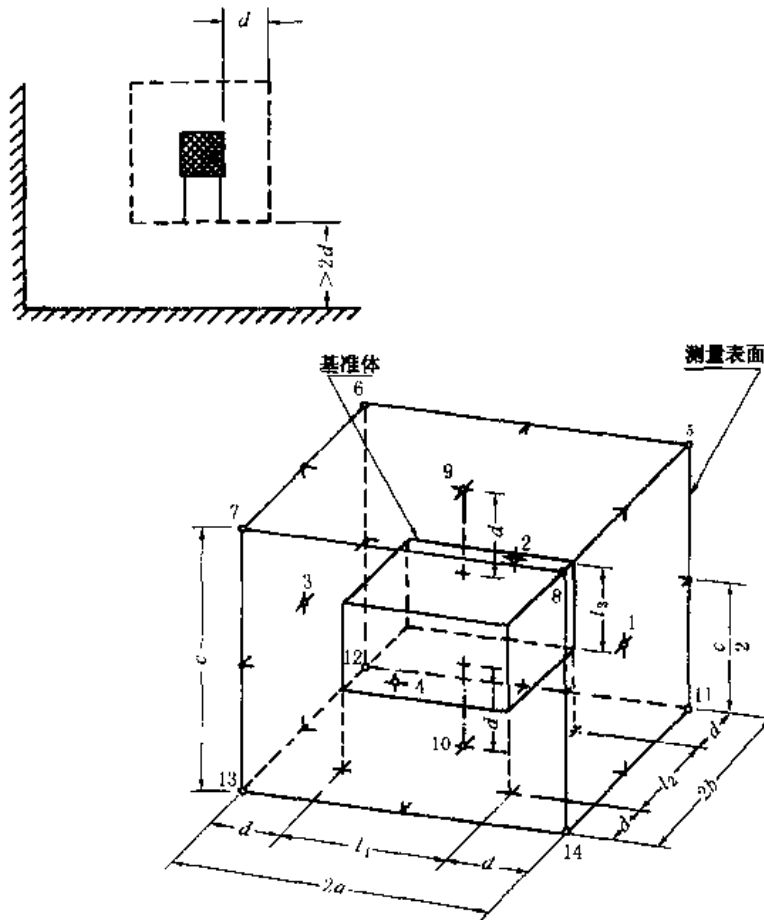


图 28-6 安装在离反射面有一定距离的齿轮装置的测量表面

1.3 测量步骤

(如振动、电和磁场、风或气流、异常温度)中测量时,应
测量前,按 1.2 的测试要求进行,在恶劣的环境 注意环境对仪表的影响。测量步骤见表 28-6。

表 28-6 测量步骤和测量项目

序号	测量项目	要 求
1	A 计权声压级	在各测点上,传声器正面对齿轮装置,对于声级计指针摆动小于±3 dB 的稳态噪声,可使用声级计的“慢”时间计权特性进行测量。声级计的读数取为观察周期内表针摆动的平均值(偶尔出现的最大值或最小值不予考虑)。观察周期至少 10 s。 对于声级计指针摆动大于±3 dB 的非稳态噪声,应该用各测点的等效连续声级 L_{eq} (见 1.9)计算测量表面平均声压级
2	声压级频谱	一般情况下,1/1 倍频程带宽测量即可满足要求。中心频率为 160 Hz 以上的频带,观察周期至少 10 s;中心频率在 160 Hz 以下的频带,观察周期至少 30 s。在有多纯音时,需用 1/3 倍频程、窄带频谱或者傅里叶分析
3	测量表面面积 S 的计算	$S = 2\pi r^2$ (图 28-1) $S = 4(ab + ac + bc)$ (图 28-3) $S = 2(2ab + 2ac + bc)$ (图 28-5) $S = 4(2ab + ac + bc)$ (图 28-6) 测量表面面积取近似值,因为测量表面值的误差由 -20% 到 +25% 的误差所引起声功率级计算误差仅为 1 dB
4	背景噪声	将齿轮装置和主要辅机停机后,在各测点测得背景噪声。齿轮装置试验时测得的声压级与背景噪声声压级之差至少为 6 dB,否则应采取其他措施以满足这一要求。在试验前后所测背景噪声之差值不应大于 1.0 dB

1.4 测量表面平均声压级和声功率级的计算(见表 28-7)

表 28 7 测量表面平均声压级和声功率级的计算

序号	计算项目	要 求								
1	背景噪声修正量 K_1	当齿轮装置试验时测得的声压级与背景噪声声压级之差小于或等于 10 dB 时,应进行修正								
		<table border="1"> <tr> <td>声压级与背景噪声声压级之差/dB</td> <td><6</td> <td>6~8</td> <td>9~10</td> <td>>10</td> </tr> <tr> <td>K_1/dB</td> <td>测量无效</td> <td>1.0</td> <td>0.5</td> <td>0.0</td> </tr> </table>	声压级与背景噪声声压级之差/dB	<6	6~8	9~10	>10	K_1 /dB	测量无效	1.0
声压级与背景噪声声压级之差/dB	<6	6~8	9~10	>10						
K_1 /dB	测量无效	1.0	0.5	0.0						
2	环境修正量 K_2 /dB	当测试环境中有不必要的反射存在时,则必须对测量结果加以修正,确定环境修正量 K_2 的方法见 1.6								
3	气温和气压修正量 K_3 /dB(A)	<p>在通常情况下,气温与气压对测量结果的影响不大。若测量时的气温与气压同标准值(取 $t=20\text{ }^\circ\text{C}$ 时的标准大气压 $p=100\text{ kPa}$)相差较大时,应按下式计算修正量:</p> $K_3=10\lg\left(\sqrt{\frac{293}{273+t}}\times\frac{p}{100\,000}\right) \dots\dots\dots (28-2)$ <p>式中:t— 测量时的环境气温, $^\circ\text{C}$; p— 测量时的环境气压, Pa</p>								
4	测量表面平均 A 声级	$L_{PA}=10\lg\left\{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^N 10^{0.1(L_{PAi}-K_{1i})}\right\}-K_2-K_3 \dots\dots\dots (28-3)$ <p>式中:L_{PA}— 测量表面平均 A 声级, dB(A); L_{PAi}— 第 i 测点的 A 声级, dB(A); K_{1i}— 第 i 测点上背景噪声修正量, dB(A); K_2— 环境修正量, dB(A); K_3— 气温、气压修正量, dB(A); N— 测点总数。</p> <p>当各测点 A 声级之差不超过 5 dB 时,可用算术平均值求得 L_{PA}</p> $\text{即: } \bar{L}_{PA}=\left[\frac{1}{N}\sum_{i=1}^N (L_{PAi}-K_{1i})\right]-K_2-K_3 \dots\dots\dots (28-4)$								
5	测量表面频带平均声压级	$\bar{L}_{PI}=10\lg\left\{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^N 10^{0.1(L_{PIi}-K_{1i})}\right\}-K_{2f}-K_3 \dots\dots\dots (28-5)$ <p>式中:\bar{L}_{PI}— 测量表面频带平均声压级, dB; L_{PIi}— 第 i 测点的频带声压级, dB; K_{1i}— 第 i 测点上的频带背景噪声修正量, dB; K_{2f}— 频带测量环境修正量, dB</p>								
6	A 声功率级	$L_{WA}=\bar{L}_{PA}+10\lg\left(\frac{S}{S_0}\right) \dots\dots\dots (28-6)$ <p>式中:L_{WA}— A 声功率级, dB(A); \bar{L}_{PA}— 测量表面平均 A 声级, dB(A); S— 测量表面面积, m^2; S_0— 基准表面积, m^2</p>								
7	频带声功率级	$L_{Wf}=\bar{L}_{PI}+10\lg\left(\frac{S}{S_0}\right) \dots\dots\dots (28-7)$ <p>式中:L_{Wf}— 频带声功率级, dB; \bar{L}_{PI}— 测量表面频带平均声压级, dB</p>								

1.5 记录内容

编制和记录的内容,见表 28-8。

表 28-8

序号	项 目	记 录 要 求
1	齿轮装置	a. 名称、型号、制造厂及其有关参数;中心距(mm),名义传递功率(kW),型式,齿形,输入、输出转速(r/min)和扭矩(N·m),齿轮节圆线速度(m/s); b. 测试条件; c. 安装和联结
2	声学环境	测试房间内的体积,内部总面积及墙壁、天花板和地板的表面处理,描述被测齿轮箱的位置和周围环境的草图
3	测试仪器	a. 名称、型号、出厂编号和生产厂; b. 校准方法; c. 声级校准器校准的日期和部门
4	声学数据	a. 测点位置和测量距离,并绘制草图; b. 测量表面面积S; c. 所有测点上的A声级及频带声压级的数值(要求频带声压级时); d. 测点上的背景噪声和相应的修正量 K_{10} 和 K_{10} (要求 K_{10} 时); e. 按1.6确定环境修正量 K_2 的方法求得结果; f. 测量表面平均A声级和频带平均声压级(要求频带平均声压级时); j. 计算的A声功率级及频带声功率级(要求频带声功率级时); h. 噪声的主观印象(可听的离散声、脉冲特性、频谱含量、瞬时特性)
5	其他	气象条件、测试单位、测试人员、时间、地点
6	报告内容	A声功率级及频带声功率级(当要求频带声功率级时)

1.6 确定测试环境修正量 K_2 的方法

确定环境修正量 K_2 的三种方法见表28-9。

与测量表面面积之比 $V/S < 100$,且对这种方法测定的

K_2 有怀疑时,或者 $K_2 > 3$,应当用绝对比较法或混响时

容积辅助测定法使用方便,但当测试房间的容积

间法确定 K_2 。

表 28-9 环境修正量 K_2 的确定方法

方 法		要 求
绝对比较法	测定方法	将符合GB/T 4129《标准噪声源》的规定并按JJG277《标准声源检定规程》鉴定合格的标准噪声源放在被测齿轮装置相同位置的测量环境中。使用与被测齿轮装置相同的测量表面、测量距离和测点配置,按1.3、1.4测定该环境下标准噪声源的声功率级,则环境修正量: $K_2 = L_w - L_{w_r}$ 式中: L_w ——在现场测定的标准噪声源的声功率级,dB; L_{w_r} ——标准噪声源标定的声功率级,dB
	标准噪声源在测试环境中的放置	当被测齿轮装置能从测试场地移开时,使用替代法,把标准声源放置在与被测齿轮装置相同位置的反射平面上。对于较小的齿轮装置,或较大但其长与宽之比小于2的齿轮装置,只需放一个位置;对长与宽之比大于2的大齿轮装置,标准声源应放在四个位置上,这四个位置分别为基准体的反射平面投影的四条矩形的中点,取在这四个点上所测值的算术平均值
	替代法	当被测齿轮装置不能从测试场地移开时,使用并列法,可把标准声源放在被测齿轮装置上表面或者四个侧面的多个位置上进行测量,被测齿轮装置表面应是完全的声反射面。如齿轮装置表面吸声系数较大,用并列法不适用,可使用其他方法
混响时间法		使用于比较有规则的房间。环境修正量 K_2 按下式计算: $K_2 = 10 \lg \left(1 + \frac{4}{A/S} \right) \dots \dots \dots (28-8)$ 式中: S ——测量表面面积, m^2 ; A ——房间的吸声量, m^2 。 K_2 也可从图28-7查得。 房间的吸声量 A 用测量频带混响时间的方法确定,吸声量可由下式计算: $A = 0.16(V/T) \dots \dots \dots (28-9)$ 式中: V ——房间容积, m^3 ; T ——频带混响时间,s
容积辅助测定法		当测试房间的容积 V 和测量表面面积 S 已知时,由表28-10查得 K_2

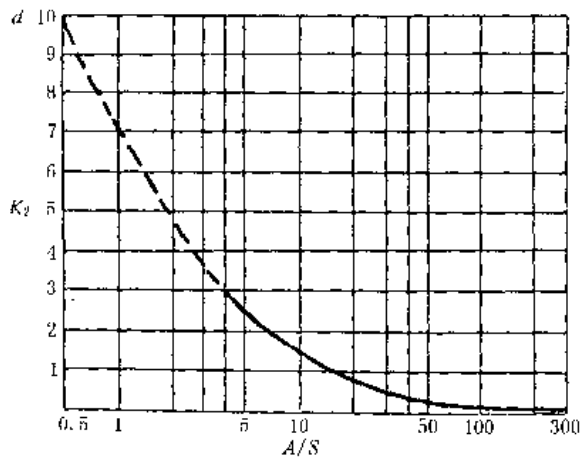


图 28-7 环境修正量 K_2

表 28-10 K_2 的容积辅助测定法

dB

房间内部装饰情况	V/S ($\frac{V}{S} \frac{m^3}{m^2}$)																	
	25	32	40	50	63	80	100	125	150	200	250	320	400	500	630	800	1000	
a. 房间墙面反射强烈 (如: 砖墙面、水磨石或打蜡地面)	/						3	2	1	0								
b. 界于 a、c 之间	/					3	2	1	0									
c. 房间墙面反射微弱(装有一些吸声材料)	/			3	2	1	0											

1.7 1/1 倍频带或 1/3 倍频带声功率级合成 A 声功率级的方法

合成计算方法

$$L_{WA} = 10 \lg \sum_{j=1}^{j_{max}} 10^{0.1(L_{Wj} + c_j)} \dots \dots \dots (28-10)$$

式中: L_{Wj} — 第 j 个频带声功率级;

c_j — 第 j 个频带计数修正量。

a. 当以 1/1 倍频带计算时, 上式中 $j_{max} = 7$, c_j 由表 28-11 给出。

b. 当使用 1/3 倍频带声功率级计算时, 上式 $j_{max} = 21$, c_j 由表 28-12 给出。

表 28-11

j	1/1 倍频带中心频率/Hz	c_j /dB	j	1/1 倍频带中心频率/Hz	c_j /dB	j	1/1 倍频带中心频率/Hz	c_j /dB
1	125	-16.1	4	1 000	0	7	8 000	-1.1
2	250	-8.6	5	2 000	+1.2			
3	500	-3.2	6	4 000	+1.0			

表 28-12

<i>j</i>	1/3 倍频带中心 频率/Hz	<i>c_j</i> /dB	<i>j</i>	1/3 倍频带中心 频率/Hz	<i>c_j</i> /dB	<i>j</i>	1/3 倍频带中心 频率/Hz	<i>c_j</i> /dB	<i>j</i>	1/3 倍频带中心 频率/Hz	<i>c_j</i> /dB
1	100	-19.1	7	400	-4.8	13	1 600	1.0	19	6 300	-0.1
2	125	-16.1	8	500	-3.2	14	2 000	1.2	20	8 000	-1.1
3	160	-13.4	9	630	1.9	15	2 500	1.3	21	10 000	-2.5
4	200	-10.9	10	800	-0.8	16	3 150	1.2			
5	250	-8.6	11	1 000	0	17	4 000	1.0			
6	315	-6.6	12	1 250	0.6	18	5 000	0.5			

1.8 指向性指数的计算

齿轮装置的指向性指数可在一个反射面上方为自由声场(半消声室)的环境中进行测量,并使用下式计算:

$$DI = L_p - \bar{L}_p + 3 \dots\dots\dots (28-11)$$

式中:DI——指向性指数;

L_p ——在所需DI的方向上距离声源*r*处测得的声压级,dB;

\bar{L}_p ——半径为*r*的半球测量表面上的平均声压级,dB。

1.9 等效声级的确定方法

等效声级 L_{eq} 是A声级按能量的时间平均

$$L_{eq} = 10 \lg \left\{ \frac{1}{T} \sum T_i 10^{0.1 L_i} \right\} \dots\dots\dots (28-12)$$

式中: L_{eq} ——等效声级,dB(A);

*T*是时间周期, T_i 是A声级为 L_i 的时间。 L_{eq} 也可用积分声级计测得。

2 噪声评价

JB/T 5076—1991《齿轮装置噪声评价》,对用于传递动力的具有单独箱体的闭式齿轮装置的产品出厂和大修后的验收,规定了齿轮装置噪声客观评价指标和客观评价价值。

标准不适用于一些特殊的或辅助性的齿轮装置,如与传动齿轮做成一体的压缩机、泵、发动机以及不传递动力的一些齿轮装置。

标准允许根据制造厂家和用户之间的协议或订货合同确定的噪声试验条件、评价指标和评价价值验收齿轮装置。

2.1 测定方法

齿轮装置噪声声功率级的测定见第1节。

齿轮装置的噪声评价必须在相同的试验条件下进行。

2.2 评价指标

标准规定以齿轮装置的功噪比作为其噪声的评价指标。

a. 功噪比定义

$$U_a = 10 \lg \left(\frac{P}{W} \right) \dots\dots\dots (28-13)$$

式中: U_a ——齿轮装置的功噪比,dB;

P——齿轮装置的额定功率,W;

W——齿轮装置的噪声声功率,W。

U_a 的物理意义为齿轮装置的额定功率与其噪声声功率比值的分贝值。 U_a 值越大,噪声损失越小,齿轮装置质量越高。

b. 计算步骤

首先按第1节测定齿轮装置的噪声声功率级 L_{WA} 。

然后根据 $L_{WA} = 10 \lg \left(\frac{W_A}{W_0} \right)$,并以 W_A 代入式(28-13)中的*W*

$$U_a = 10 \lg P - L_{WA} + 120 \dots\dots\dots (28-14)$$

式中: W_0 ——基准声功率,W, $W_0 = 10^{-12}$ W。

2.3 评价分级

噪声评价分级按 U_a 值大小分为A、B、C、D级;

A: 齿轮装置具有高的质量水平;

B: 齿轮装置具有较高的质量水平;

C: 齿轮装置具有一般的质量水平;

D: 齿轮装置具有较低的质量水平。

A、B、C、D各级按表28-13中 U_a 值大小又可分为三级。

表 28-13 齿轮装置噪声评价分级表

dB

级 别		功噪比 U_a	级 别		功噪比 U_a
A	A ₁	>90~95	C	C ₁	>60~65
	A ₂	>85~90		C ₂	>55~60
	A ₃	>80~85		C ₃	>50~55
B	B ₁	>75~80	D	D ₁	>45~50
	B ₂	>70~75		D ₂	>40~45
	B ₃	>65~70		D ₃	≤40

第 29 章

齿轮装置机械振动的测定

机械振动是齿轮装置的主要性能指标,也是齿轮装置产品质量的主要验收指标之一。

齿轮装置的机械振动有二种检测方法,一种是测量箱体的振动,另一种是测量轴的振动。这两种方法可以单独使用,也可以同时使用。

GB/T 8543·1987《验收试验中齿轮装置机械振动的测定》,对用于传递动力的具有单独箱体的齿轮装置,规定了在验收试验中,测定振动级的仪器类型、测

量方法、测试步骤及验收中的振动等级。

一些特殊的或辅助性的齿轮装置,如与传动齿轮装置做成一体的压缩机、泵、汽轮机以及不传递动力的齿轮装置,不可使用该标准。但经协商同意上述设备也可使用该标准。

如振动测量中要求做出一些特殊规定,允许制造厂和用户协商确定振动的测量方式和验收级别。

1 使用说明(见表 29-1)

表 29-1 使用说明

问 题	说 明	问 题	说 明
系统的影 响因素	齿轮制造厂不能控制的因素可能会对试验现场齿轮装置的振动等级产生影响。表 29-2 中列出了传动系统的一些影响因素,齿轮装置应以能将这些影响减到最小的方式进行试验。因此,在传动系统的设计阶段就应对整个系统的振动进行估计,对系统的各影响因素进行检验,对各项检验要作出明确规定并严格执行	振动测 量方式 的选择	也常常是一种比较有效的方法。 对采用滚动轴承作支承的齿轮装置,轴承径向间隙较小,轴承和箱体间的相对运动也较小,应选用箱体振动测量。 对采用普通滑动轴承作支承的齿轮装置,采用轴振动测量或箱体振动测量均可。但在频率为 0~500 Hz 范围内时,采用箱体振动测量因不敏感不易测得微小的振动量,应选用轴振动测量。箱体振动测量可获得较宽的频率范围和动态特性范围,为轮齿啮合频率的分析提供必要的依据
振动测 量方式 的选择	齿轮装置的振动有两种测量方式:测量箱体的振动;测量轴的振动。联合使用这两种测量方式以获得齿轮装置轴的绝对运动量		

表 29-2 系统的典型影响因素

序号	系统的典型影响因素		序号	系统的典型影响因素	
1	原动机振源	a. 内燃机的强迫激励; b. 液压马达的强迫激励	4	系统的扭转特性	a. 联轴器的刚度、阻尼; b. 扭转柔度; c. 回转件的转动惯量
2	负载特性	a. 负载转速变化,如:风扇、叶轮等; b. 负载脉动,如:螺旋推器、往复式压缩机、各类泵等; c. 随机负载冲击,如:矿石破碎机	5	系统的横向特性	a. 基础的稳定性; b. 安装方法; c. 零部件的刚度、质量
3	装配方面的因素	a. 系统各部件的对中; b. 组件和零部件的平衡	6	负载和转速	a. 负载; b. 转动方向; c. 转动速度

注:1 齿轮装置的振动是由齿轮装置本身及系统内部的其他振源产生的。后者振动值的大小及振动从振源传递到测量点的途径都会对测得的实际级数产生很大的影响。

2 表中列出了影响齿轮装置工作特性的一些因素,在现场工作时,这些因素一般非齿轮装置制造厂所能控制的,因此,对这些因素产生的不良影响,齿轮装置制造厂不负责任。

3 传动系统在设计阶段就应考虑系统的影响因素,明确对系统各部分的要求,系统各部分的生产厂都必须了解自身的责任。

2 仪器

测量使用的传感器和仪器须按有关规定定期送交计量部门检验,取得合格证,在有效期内使用。测振仪

器的要求见表 29-3,振动仪器系统的选型及其使用见表 29-4。仪器中最好配有一台 1/3 倍频程频率分析仪。

表 29-3 测振仪器要求

序号	项目	要求	序号	项目	要求
1	轴振动测量	轴的振动测量推荐采用非接触式传感器,测量仪器必须能够读出振动位移的峰峰值	2	测量频率范围	仪器的测量频率范围必须保证既能测得轴的最低回转速度,又能测得最高的轮齿啮合频率。轴位移测量频率范围应为 0~500 Hz,箱体速度的测量范围应为 10~10 000 Hz或更高
	箱体振动测量	箱体的振动测量应选用压电式加速度传感器,测量仪器应是具有准确的均方根整流特性的电动式仪器,它能够确定振动速度(mm/s)的均方根值。因传感器的安装方法会影响传感器的频率响应,传感器应采用螺钉、螺栓或粘接材料进行固定。但对于轻型的加速度计,在频率为 2 000Hz 以下时可采用磁力固定,磁铁和安装表面应与加速度的等级相适应,不允许采用手持式接触测量	3	偏差	测量仪器系统,包括传感器和读数仪器,在整个运转温度范围内测得的振动等级,测值的偏差不可超过±5%
			4	校准	振动测量系统应在测量前后进行校准,此外,还应遵照有关规定,定期将测量系统送交计量部门标定

注:如验收试验时的运行条件与现场使用情况有很大差别,应对测得的振动数据予以修正,修正方法由生产厂和用户协商决定。

表 29-4 振动仪器系统的选型及使用

测量	仪器	特性与使用	测量	仪器	特性与使用
轴的 振动 位移	主要形式	推荐使用非接触式传感器测量轴的位移。非接触式振动传感器有多种形式,其测量工作原理各不相同,主要形式有:电容式、感应式及涡流式传感器	轴的 振动 位移	涡流式 传感器	里的位置。 尽管涡流式传感器频率响应的范围很宽(0~10 kHz),但在频率超出 300 Hz 时,一般只能测出少量的轴振动信号。因此非接触式传感器不适用于高于 300 Hz 的振动的评价
	探头方向	非接触式传感器一般用于测量内轮轴和轴承座之间的相对运动。将两个探头互相垂直地放置在规定的测量表面上,齿轮轴的运动轨迹就可通示波器显示出来			箱体 振动
	低频范围	在低频范围工作时,可用于判别与轴的不平衡和机械误差有关的振动影响因素,如齿轮径向跳动、圆度等,它还可以判别齿轮作用力、扭矩和不对中力在轴上引起的附加载荷的大小,辨别轴承的有关问题及可能存在的不稳定性	速度传感器或加速度计	测量轴承座处的振动可获得测点处的振动烈度值,由于测得的振动值是一绝对量,试验的支承结构最好为可以看作是固定基础的结构。试验时,至少在试验的速度范围内,必须避免支承结构的共振。测得的振动烈度是齿轮装置转动部分和支承箱体动态耦合的函数。在使用滚动轴承时耦合是非常直接的,使用滑动轴承时,由于油膜的阻尼作用,轴的振动或多或少地受到抑制。滑动轴承受速度、扭矩、载荷以及润滑油的影响较大,评价轴承座的振动烈度时,必须考虑这些变化因素的影响。一般在轻载条件下,由轴的转动效应引起的以 1 倍或 2 倍转速出现的振动(一般由不平衡和偏心产生)可能还不会强烈地传递到齿轮装置的轴承座上,但在重载条件下,这些振动传递的强度可能很高。此外,由于齿轮啮合引起的高频振动也会强烈地传递到轴承座上并且在测得的箱体振动信号中占支配地位	
	安装	安装时,应保证传感器与轴承或箱体间无大的相对运动,最好采用一刚性组件将传感器插入箱体,并且可从外部接触传感器,不必打开箱盖就对传感器进行校准和维修。 测量表面应与轴颈同心,与评价等级的规定相适应(参见表 29-5 轴的振动测量)			
涡流式传感器	由于涡流式传感器具有频率范围较宽、尺寸较小并且对工作环境条件变化不敏感等优点,所以在齿轮装置的测量中应用得较为普遍。 涡流式传感器可用来确定轴在轴承间附				

3 振动测量(见表 29-5)

表 29-5 振动测量

项 目	测 量 要 求	项 目	测 量 要 求
轴的 振 动 测 量	测点数与 安装位置	箱体的 振 动 测 量	位置与 方 向
	测量误差	传 感 器 数 量	速 度
			r. m. s
			位 移 (峰峰值)
			频 率 f
		仪 器 读 数 方 法	

轴的振动测量: 轴的振动位移应相对于箱体进行测量。传感器应安装在尽可能靠近轴承的地方并且固定在箱体刚性较好的部位。应测量每根轴三个相互垂直方向上的振动, 其中的一个方向必须与被测轴线平行, 测点的数量和安装位置由用户和制造厂协商决定

测量误差: 机械与电气偏心引起的测量误差不得高于振动位移评价值的 25% 或 $6 \mu\text{m}$ (两者中取大值), 在传感器安装位置处, 被测轴的机械与电气偏差可从振动的读数值中减掉以得到真实的振动级。减去机械与电气偏差后得到的实际振动测值的误差不可超过表 29-3 中序号 3 的规定

箱体的振动测量: 应在箱体轴承座处测量箱体的振动。测量必须在三个正交方向上进行, 三个方向中的两个必须位于与齿轮回转轴线相垂直的平面内, 这个平面最好是水平平面或垂直平面

传感器的数量: 建议在齿轮装置的每一个可从外部接近的轴承位置(必要时在固定螺钉处)进行测量。传感器的数量及其安装位置取决于箱体的刚性和轴的多少, 由用户和制造厂协商选定

速度: mm/s
dB(基准参考值 $v_0 = 5 \times 10^{-3} \text{mm/s}$)

位移: μm

频率 f : Hz

仪器读数方法: a. 测量的观察时间不得低于 10 s
b. 记录仪器显示的平均值

4 试验准则

齿轮装置振动测量应该在制造厂试车试验过程中

进行, 除与用户另有协议外, 试验的传动装置由制造厂决定。试验准则见表 29-6。

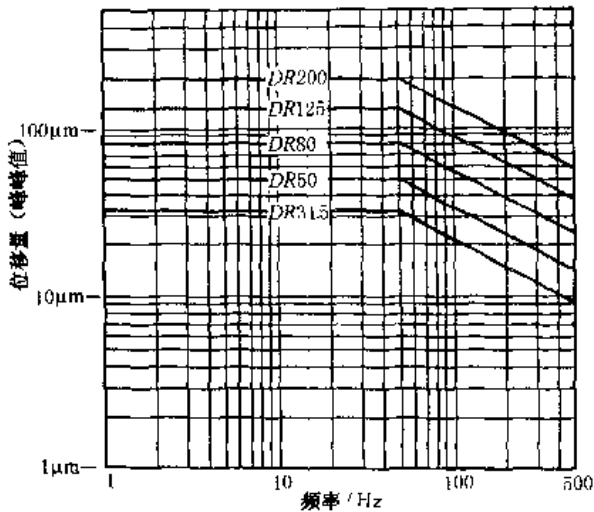
表 29-6 试验准则

准 则	要 求	准 则	要 求
试验系统的 联接	驱动装置、试验传动系统、被测齿轮装置和加载装置最好是用现场工作时的联轴器进行联接, 也可用具有相同悬伸质量的联轴器进行联接	齿轮装置的 试验条件	b. 试验时齿轮装置应按设计给定的方向运转, 如果齿轮装置为可逆运转, 则在两个方向都应进行试验。 c. 试验时齿轮装置可加载运转也可空载运转, 由制造厂与用户协商决定。 d. 试验时齿轮装置应按设计要求进行润滑。 e. 测量时机器应在设计温度范围内运转
齿轮装置的 试验条件	除齿轮制造厂和用户另有商定外, 标准规定振动测量的试验条件如下: a. 试验时齿轮装置应以额定速度运转, 如装置用于变速工况, 试验应在速度范围内的算术平均值速度处进行		

5 验收等级

轴位移和箱体速度评价曲线见图 29-1、图 29-2, 由用户和制造厂协商选取符合工作要求的评价值。进

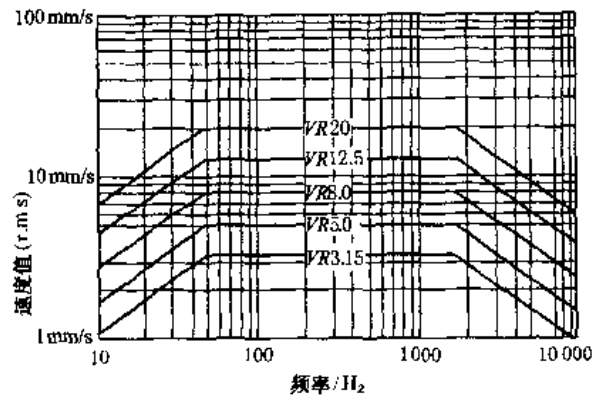
行验收时, 可以对整个齿轮装置统一使用一个评价标准, 也可以对每一根轴或测量位置分别使用评价标准。5.2 中给出了一些典型齿轮装置振动的主观评价曲线, 可供参考。



注: 1 DR: 位移评价值, μm 。

2 当频率在 $0 \sim 50 \text{ Hz}$ 范围内时, 评价值等于评价曲线的位移量。从 50 Hz 起, 曲线每十倍频程下降 10 dB 。

图 29-1 轴振动评价曲线



注: 1 VR: 速度评价值, mm/s 。

2 当频率在 $45 \sim 1590 \text{ Hz}$ 范围内时, 评价值等于评价曲线的速度值。在此频率范围外, 曲线每十倍频程下降 14 dB 。

图 29-2 箱体振动评价曲线

5.1 齿轮装置机械振动的验收等级与评定(见表 29-7)

表 29-7 振动的验收、评定

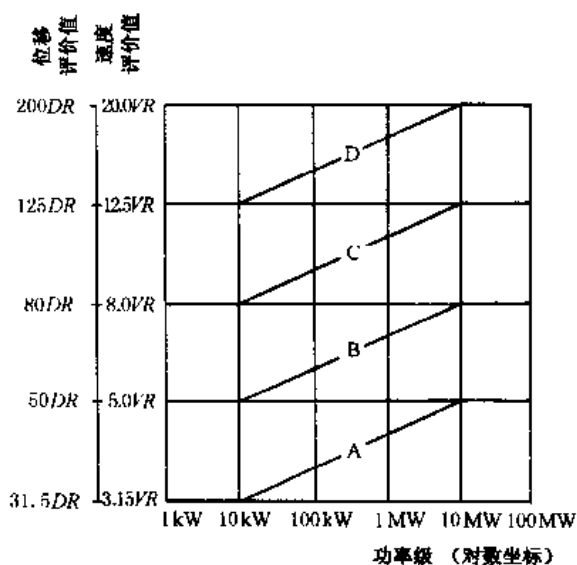
指标	要求	指标	要求
振动级	<p>振动评价曲线是对频率的关系曲线, 只有经过滤波的测值才能与评价曲线进行比较。</p> <p>在没有测得频谱数据或数据不全时, 总振级可采用下列规定作为验收标准。</p> <p>a. 以轴的转速作为名义频率, 将未经滤波的轴位移值的最大值与图 29-1 进行比较, 以不低于且接近该值的评价曲线的级作为未经滤波的轴的名义振动位移级。</p> <p>b. 将未经滤波的箱体振动速度均方根值的最大值与图 29-2 进行比较, 以不低于且最接近该值的评价曲线的级作为未经滤波的箱体名义振动速度级</p>	轴位移的评价	<p>将经 $1/3$ 倍频程滤波测得的轴位移频谱与图 29-1 进行比较, 以包含且最接近于频谱的评价曲线的级作为该轴的位移评价值, 以齿轮装置所有被测轴上的最高评价值作为齿轮装置的振动等级</p>
		箱体振动的速度评价	<p>将经 $1/3$ 倍频程滤波测得的箱体振动速度频谱与图 29-2 进行比较, 以包含且最接近于频谱的评价曲线的级作为该处的箱体振动速度评价值, 以齿轮装置所有测量位置上的最高评价值作为齿轮装置的振动等级</p>

5.2 振动的主观评价

本节内容仅适用于一些典型的齿轮装置作为一般的指导原则(仅供参考)。

由于各种齿轮装置的设计、尺寸及应用条件不同, 对振动的要求也各不相同, 对大型低速球磨机齿轮是

非常适用的评价标准, 对高速齿轮或舰船驱动齿轮却未必合适, 对低速球磨机齿轮使用高速齿轮的评价标准就会增加不必要的成本, 所以在选择验收等级时, 必须特别谨慎。振动的主观评价如图 29-3。



符 号	用 途
A	海军舰船等
B	高速(超出 3 600 r/min)等
C	工业、商船等
D	低速球磨机

图 29-3 振动的主观评价

6 测量报告

测量报告应包括下列内容:

- a. 被测齿轮装置的型号、主要技术参数及有关特殊规定;
- b. 试验运转数据、齿轮装置安装及运行条件(包括装配及联接的一些特点);
- c. 齿轮装置布置情况草图及表 29-5 中轴和箱体

的振动测量中所述的各测点的位置、轴线及测点的数量;

- d. 测量仪器的制造厂名、类型、精度等级。

每个测量位置均须至少记录下列项目之一,作为试验的测量结果和结论。

- a. 总振级;
- b. 振动的 1/3 倍频程频谱、主要频率分量及其等级,必要时还可记录窄带频谱。

第 30 章

齿轮装置效率测定方法

齿轮装置的效率是用户极为关注的问题之一,效率就是效益。齿轮装置的效率是反映能源消耗的重要指标,效率也影响装置的其他特性。运行中齿轮装置的能量损失几乎全部变成热能,效率低能量损失多,润滑油温升高,从而破坏齿面形成的油膜,导致齿面胶合与磨损,使承载能力下降直接影响齿轮的使用寿命。因此,效率是判定齿轮装置性能的一个重要指标。

GB/T 14231—1993《齿轮装置效率测定方法》,对用于传递动力的具有单独箱体的闭式齿轮装置,规定

了其效率测定方法。

对与传动齿轮装置做成一体的压缩机、泵、发动机以及不以传递动力为主要目的的齿轮装置,不可采用该标准。

制造厂家和用户可根据双方的协议或订货合同确定的测试方法和条件验收齿轮装置。

1 主要代号(见表 30-1)

表 30-1 主要代号

代号	意 义	单 位	代号	意 义	单 位
T	转矩	$N \cdot m$	V_i	测量值的剩余误差	$N \cdot m(r/min)$
n	转速	r/min	σ	测量值的标准偏差	$N \cdot m(r/min)$
η	效率	%	λ	测量值的允许误差	$N \cdot m(r/min)$
X_i	单次测量值	$N \cdot m(r/min)$	ϵ	系数	
\bar{X}	测量值的算术平均值	$N \cdot m(r/min)$	σ	测量值的标准误差	$N \cdot m(r/min)$
N	测量次数		σ_η	效率测量误差	
t	剔除具有粗大误差测量值的次数				

2 测试仪器(见表 30-2)

表 30-2 测试仪器的要求

项 目	要 求
精度等级	a. 推荐采用 ZBY 110《转矩转速测量》和 ZBY 111《转矩转速传感器》中规定的 1 级或 0.5 级的测试仪器,或精度相当的其他测试仪器。 b. 当被测齿轮装置的效率高 98% 或要求较高的测试精度时,应使用 0.5 级的仪器;在机械封闭试验台上测功率损失时,可使用 1 级仪器
校准	a. 测试使用的仪器需经有关计量部门检定合格,并应在有效期内使用。 b. 测试前,应按仪器的使用说明对仪器进行零点调整

3 测试要求(见表30-3)

表 30-3 测试要求

内容	要 求
测试条件	a. 应按设计要求进行跑合; b. 应按设计要求进行润滑; c. 应在名义载荷下按设计的功率流传输方向进行试验; d. 在恒定转速下使用时,应按名义设计转速进行试验; 非恒定转速下使用时,以接近设计转速范围的算术平均值的转速作为试验速度; 当要求在不同转速下测定效率时,可根据要求确定试验速度; e. 测试应在齿轮装置设计温度范围内和热平衡状态下进行。在测试中,当每30 min 的温度变化不超过1℃时,则认为是热平衡状态;或根据齿轮装置的种类和用途由相应的行业标准确定的热平衡条件作为热平衡状态; f. 试验时,齿轮装置各伸出轴的旋转方向应符合设计要求
装置与仪器的安装和联结	将被试齿轮装置,测试仪器和其他设备按一定联结形式安装在试验台上,其安装和联结形式对测试精度影响较大,应按本章第4节测试方法的要求选择联结形式。 齿轮装置出、入轴的轴线位置精度应符合设计要求。 齿轮装置与传感器安装时的同轴度,应符合ZBY 111中规定的精度要求。 试验台上其他附件(如联轴器、载荷装置等)的功率损失都将产生系统误差使得效率测量值小于真值,因此,应在测试结果中扣除其附件引起的误差影响

4 测试方法

接测量齿轮装置的输入、输出转矩和转速,来确定效率的方法。

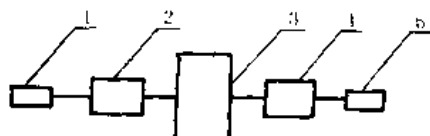
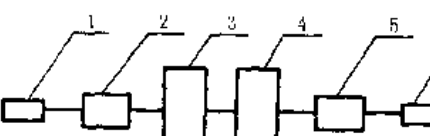
标准推荐直测功率法和损失功率法(见表30-4)。

损失功率法是通过测定齿轮装置的损失功率而确定其传动效率的方法。

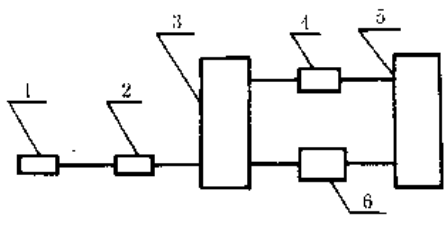
直测功率法是指在齿轮装置试验台上,用仪器直

接测定其传动效率的方法。

表 30-4 效率测试方法

方法	采用条件	联接安装形式	效率计算
直测功率法	单台直测法 当无法采用损失功率法时,若设计效率值不高于98%,可以采用直测功率法;或者虽然设计效率值高于98%,但具备高精度的测试设备,不会出现异常结果时,也可采用直测功率法	在试验台上,将齿轮装置安装在两台转矩转速传感器之间。  1—驱动装置;2,4—转矩转速传感器; 3—齿轮装置;5—载荷装置	$\eta_1 = \frac{T_{ou} n_{ou}}{T_{in} n_{in}} \times 100\%$ 式中: η_1 —被测齿轮装置效率,%; T_{ou} —传感器4测得输出轴转矩, N·m; T_{in} —传感器2测得输入轴转矩, N·m; n_{ou} —传感器4测得输出轴转速, r/min; n_{in} —传感器2测得输入轴转速, r/min
	双台直测法	在试验台上,将两台结构、型号和制造水平完全相同,而且能按设计功率流正反两方向传输功率的齿轮装置(按实际使用时的输出端或输入端相联)安装在两台转矩转速传感器之间。  1—驱动装置;2,5—转矩转速传感器; 3,4—齿轮装置;6—载荷装置	$\eta_2 = \sqrt{\frac{T'_{ou} n'_{ou}}{T'_{in} n'_{in}}} \times 100\%$ 式中: η_2 —两台齿轮装置的平均效率,%; T'_{ou} —传感器5测出的输出轴转矩, N·m; T'_{in} —传感器2测出的输入轴转矩, N·m

续表 30-4

方法	采用条件	联接安装形式	效率计算
损失功率法	当齿轮装置输入输出两轴线位于同侧平行且效率高于或等于 98% 时, 应优先采用	<p>测试在机械封闭试验台上进行。</p>  <p>1—驱动装置; 2、4—转矩转速传感器; 3 陪试齿轮装置; 5—被试齿轮装置; 6—载荷装置</p>	<p>试验台上安装的被测齿轮装置和陪试齿轮装置应为规格、型号及其制造工艺和制造水平完全相同的齿轮装置, 其效率可视为相等</p> $\eta_3 = 1 - \xi = \left(1 - \frac{T_1 n_1}{2T_2 n_2} \right) \times 100\%$ <p>式中: η_3—被测内轮装置效率; T_1—传感器 2 测得的转矩, N·m; T_2—传感器 4 测得的转矩, N·m; n_1—传感器 2 测得的转速, r/min; n_2—传感器 4 测得的转速, r/min; ξ—齿轮装置的损失率, 损失率是齿轮装置的损失功率与输入功率之比。</p> $\xi = \frac{T_1 n_1}{2T_2 n_2}$

5 测试步骤和数据处理

5.1 测试步骤(见表 30-5)

表 30-5 测试步骤

序号	步骤	要求	序号	步骤	要求
1	准备	测量前, 应按照第 2 节和表 30-3 中测试条件的要求进行准备	3	测试	在规定的测试条件下, 同时测取两台测量仪的显示值, 测取不少于 5~10 组的转矩转速数据(一次测得的转矩和转速为一组), 测量观察时间不得少于 10 s, 读数稳定后记录观察值, 填入表 30 6。测试系统(如联轴器、载荷装置等)引起的系统误差应在测量值中扣除
2	校准	详细记录仪器的校准情况, 以便对测量数据进行必要的修正			

表 30-6 测试数据记录表

测量次数		列			
		$T_{ou}(T'_{ou}; T_1)$	$T_{in}(T'_{in}; T_2)$	$n_{ou}(n'_{ou}; n_1)$	$n_{in}(n'_{in}; n_2)$
		N·m		r/min	
组	1				
	2				
	⋮				
	9				
	10				

5.2 数据处理(见表30-7)

转矩或转速为一列)按表30-7的步骤计算。

将测量的若干列转矩转速数据(各次测得的累计

表 30-7

序号	步 骤	要 求	序号	步 骤	要 求														
1	计算、比较	a. 按列计算测量数据 1) 该列数据的算术平均值: $X = \frac{\sum_{i=1}^{N-t} X_i}{N-t} \dots\dots\dots (30-1)$ 式中: X —— 算术平均值, $N \cdot m(r/min)$; X_i —— 单次测量值, $N \cdot m(r/min)$; N —— 测量次数; t —— 剔除具有粗大误差测量值的次数, $t=0, 1, 2, 3$ 。 2) 某一测量值的剩余误差: $V_i = X_i - X$ 式中: V_i —— 剩余误差, $N \cdot m(r/min)$ 。 3) 该列数据的标准偏差: $\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N-t} V_i^2}{(N-t-1)}}$ 式中: σ —— 标准偏差, $N \cdot m(r/min)$ 。 4) 该列数据的允许误差: $\lambda = \epsilon \sigma$ 式中: λ —— 允许误差, $N \cdot m(r/min)$; ϵ —— 系数, 由下得: <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>$N-t$</td> <td>5</td> <td>6</td> <td>7</td> <td>8</td> <td>9</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>ϵ</td> <td>1.65</td> <td>1.73</td> <td>1.80</td> <td>1.86</td> <td>1.92</td> <td>1.96</td> </tr> </table>	$N-t$	5	6	7	8	9	10	ϵ	1.65	1.73	1.80	1.86	1.92	1.96	1	计算、比较	f. 计算该列数据的标准误差 $\bar{\sigma}$: $\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{\sqrt{N-t}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N-t} V_i^2}{(N-t)(N-t-1)}}$
		$N-t$	5	6	7	8	9	10											
		ϵ	1.65	1.73	1.80	1.86	1.92	1.96											
		2	效率计算	将处理后的转矩转速数据按照相应的效率公式进行效率计算															
		3	效率的测量误差	根据所采用的测试方法, 将两测试仪器配套后测定的齿轮装置转矩标准误差 $\bar{\sigma}_T$ 和转速标准误差 $\bar{\sigma}_n$ 代入以下相应公式, 计算效率的测量误差。 a. 根据表30-4中单台直测功率法测定效率的测量误差: $\sigma_{\eta 1} = \pm \eta_1 \cdot \sqrt{\left(\frac{\bar{\sigma}_{Tou}}{T_{ou}}\right)^2 + \left(\frac{\bar{\sigma}_{Tin}}{T_{in}}\right)^2 + \left(\frac{\bar{\sigma}_{nou}}{n_{ou}}\right)^2 + \left(\frac{\bar{\sigma}_{nin}}{n_{in}}\right)^2}$ 式中: $\sigma_{\eta 1}$ —— 效率测量误差; $\bar{\sigma}_{Tou}$ —— 传感器4测定的输出轴转矩标准误差, $N \cdot m(r/min)$; $\bar{\sigma}_{Tin}$ —— 传感器2测定的输入轴转矩标准误差, $N \cdot m(r/min)$; $\bar{\sigma}_{nou}$ —— 传感器4测定的输出轴转速标准误差, $N \cdot m(r/min)$; $\bar{\sigma}_{nin}$ —— 传感器2测定的输入轴转速标准误差, $N \cdot m(r/min)$ 。 b. 根据表30-4中双台直测功率法测定效率的测量误差: $\sigma_{\eta 2} = \pm \frac{1}{2} \eta_2 \sqrt{\left(\frac{\bar{\sigma}'_{Tou}}{T'_{ou}}\right)^2 + \left(\frac{\bar{\sigma}'_{Tin}}{T'_{in}}\right)^2}$ 式中: $\sigma_{\eta 2}$ —— 效率测量误差; $\bar{\sigma}'_{Tou}$ —— 传感器5测定的输出轴转矩标准误差, $N \cdot m(r/min)$; $\bar{\sigma}'_{Tin}$ —— 传感器2测定的输入轴转矩标准误差, $N \cdot m(r/min)$ 。 c. 根据4.2损失功率法测定效率的测量误差: $\sigma_{\eta 3} = \pm (1 - \eta_3) \cdot \sqrt{\left(\frac{\bar{\sigma}_{T1}}{T_1}\right)^2 + \left(\frac{\bar{\sigma}_{T2}}{T_2}\right)^2 + \left(\frac{\bar{\sigma}_{n1}}{n_1}\right)^2 + \left(\frac{\bar{\sigma}_{n2}}{n_2}\right)^2}$ 式中: $\sigma_{\eta 3}$ —— 效率测量误差; $\bar{\sigma}_{T1}$ —— 传感器2测定的转矩标准误差, $N \cdot m(r/min)$; $\bar{\sigma}_{T2}$ —— 传感器4测定的转矩标准误差, $N \cdot m(r/min)$; $\bar{\sigma}_{n1}$ —— 传感器2测定的转速标准误差, $N \cdot m(r/min)$; $\bar{\sigma}_{n2}$ —— 传感器4测定的转速标准误差, $N \cdot m(r/min)$															
b. 将剩余误差逐个与允许误差进行比较, 如果某个测量值的剩余误差超过 $\pm \lambda$ 范围, 则判为粗大误差。对该列数据每进行一轮(按上述计算为一轮)计算, 允许剔除一个具有最大粗大误差的测量值, 同时, 同组中的另一列同类(转矩类或转速类)测量值也应剔除																			
c. 如果剔除次数超过下表的规定, 则应重新进行测试: <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>N</td> <td>5</td> <td>6</td> <td>7</td> <td>8</td> <td>9</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>t</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>2</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>3</td> </tr> </table>	N	5	6	7	8	9	10	t	1	1	2	2	3	3					
N	5	6	7	8	9	10													
t	1	1	2	2	3	3													
d. 每剔除一个粗大误差后, 应按 a 和 b 重新进行计算、比较																			
e. 将该列数据处理后所剩测量值按式(30-1)进行算术平均, 得到最终转矩或转速数据																			

第 31 章

齿轮传动装置清洁度

齿轮传动装置清洁度是用规定的方法从齿轮箱体腔内采集杂质以其重量来计量的一项产品质量考核指标。

GB/T 11368—1989《齿轮传动装置清洁度》，对具有单独箱体的传递动力用齿轮传动装置的产品出厂和大修后的验收，规定了其清洁度的测定方法和客观评价价值。

用油脂润滑和集中循环油润滑的齿轮传动装置，不可采用该标准。

制造厂家和用户可根据其协议或订货合同确定的清洁度条件验收齿轮传动装置。

1 测定方法

1.1 测定用器具、设备及清洗液(见表 31-1)

表 31-1 测定时的用品

名 称		要 求	名 称		要 求
器 具	刷 子	各种大小规格的圆形、锥形、扁圆形尼龙刷等	设 备	分析天平	感量:1/10 000 g
	滤 网	SSW 0.063/0.045 GB/T 6004《试验筛用金属丝编制方孔网》(相当于英制 235 目/英寸)、SSW 0.032/0.028 GB/T 6004(相当于英制 423 目/英寸)		烘 箱	
			干 燥 箱		
			清洗液	溶剂油(推荐采用 NY-120 GB/T 1922《溶剂油》)、煤油和丙酮	

1.2 取样操作规程(见表 31-2)

表 31-2 取样规程

内 容	要 求	内 容	要 求
准备工作	a. 整个测定工作必须在干燥、清洁和安全的室内进行; b. 操作者衣着、双手应清洁; c. 非测定部位即暴露在箱体外部的齿轴、轴端和端盖等外表面应清理干净; d. 所有取样工具和容器均应清洗干净,目测无异物; e. 用 SSW 0.032/0.028 清洁滤网依次过滤 NY-120 溶剂油、煤油和丙酮; f. 将 SSW 0.063/0.045 的滤网放入 NY-120 溶剂油中浸泡 10 min 取出,待溶剂油挥发后放入 105℃±5℃ 的烘箱内烘至 30 min 取出,放入干燥器中冷却 60 min 后,置于感量为 1/10 000 g 的天平上称重。对该滤网多次进行以上烘干、冷却和称重过程,直至两次称重差值不超过 4/10 000 g,即为恒重。记录下该滤网的自重为 G_1	取样步骤	a. 将齿轮装置输入轴转速控制在额定转速的 60%,挂高档空负荷运转 30 min,油温不高于 65℃ 时收集齿轮装置内全部油样; b. 再将不少于应注入润滑油体积 50% 的煤油注入齿轮装置内,按上述运转条件运转 2 min,收集全部煤油油样,包括磁性螺塞上的杂质; c. 将齿轮装置所有可拆部分全部拆开,用刷子、溶剂油仔细清洗箱体内表面和所有零件的内孔及表面,收集全部清洗液; d. 收集油样和清洗过程中,应防止油样和清洗液飞溅和外溢; e. 用 SSW 0.063/0.045 恒重滤网过滤所收集到的全部油样和清洗液; f. 将盛有杂质的滤网依次放入溶剂油和丙酮中各浸泡 20 min; g. 将经过清洗液浸泡的盛有杂质的滤网放入 105℃±5℃ 的烘箱内烘至 60 min 取出,放在干燥器中冷却 60 min 后,置于感量为 1/10 000 g 天平上称重。对盛有杂质的滤网多次进行以上烘干、冷却和称重过程,直至两次称重差值不超过 4/10 000 g,记录下此质量为 G_2

1.3 杂质质量计算

$$G = G_2 - G_1$$

式中: G ——杂质的质量,mg;

G_1 ——滤网的自重,mg;

G_2 ——滤网连同杂质的质量,mg。

2 客观评价标准

齿轮传动装置清洁度的客观评价值为箱体内应注入润滑油的单位体积中杂质含量,共分A,B,C,……,S等16级,每级数值范围见表31-3。

表 31-3 齿轮传动装置清洁度客观评价值

mg/L

级 别	客观评价值	级 别	客观评价值	级 别	客观评价值
A	>0.25~0.50	G	>14.00~24.50	N	>197.00~295.00
B	>0.50~1.00	H	>24.50~43.00	P	>295.00~443.00
C	>1.00~2.00	J	>43.00~75.00	Q	>443.00~665.00
D	>2.00~4.00	K	>75.00~132.00	R	>665.00~997.00
E	>4.00~8.00	M	>132.00~197.00	S	>997.00~1 496.00
F	>8.00~14.00				

第 32 章

齿轮装置质量验收

齿轮装置质量是设计和制造质量的综合反映,它涉及到设计、计算、选材与热处理、机械加工和齿部加工、安装调试、质量检验、性能试验等各个环节。机械产品中齿轮装置品种规格繁多,使用工况各不相同,企业使用的标准在检验项目以及试验方法和检验方法各有差异。为统一齿轮装置质量验收,促进产品质量的提高,JB/T 6078-1992《齿轮装置质量验收总则》,对用于传递动力的具有单独箱体的闭式齿轮装置(传动元件包括:渐开线圆柱齿轮、圆弧圆柱齿轮、锥齿轮、蜗杆

蜗轮、摆线针轮等),规定了其质量检验、检验项目及其技术评定指标和检验、试验方法。

用于特殊的或辅助性的齿轮装置,如以传递运动或箱体与主机连成一体性的齿轮装置,不能采用该标准进行质量检验。

1 齿轮装置及质量检验

1.1 齿轮装置分类(见表 32-1)

表 32-1 齿轮装置分类

序号	类别	用途	序号	类别	用途
1	车辆齿轮传动箱	指汽车、拖拉机、工程机械等车辆中,把发动机的动力传递到驱动轴上的齿轮装置,它包括汽车变速箱、拖拉机变速箱以及工程机械变速箱等	3	工业专用齿轮减速器	指其尺寸、传动比、许用功率等仅满足某一特定工业使用要求的齿轮装置,它包括冶金工业轧机、建材工业水泥磨、电力工业磨煤机、化工、能源工业搅拌机及橡胶、制糖、造纸、食品等其他工业专用的齿轮装置
2	工业通用齿轮减速器	指其尺寸、传动比、许用功率等在一定范围内构成一个系列排列的齿轮装置,这种齿轮减速器供冶金、矿山、起重、运输等机械配套使用	4	高速齿轮装置	指齿轮线速度一般在 25~150 m/s 范围,主要应用于驱动离心压缩机、鼓风机、发电机、离心泵、船机等用的齿轮装置

1.2 质量检验(见表 32-2)

表 32-2 质量检验分类

分类	要求	分类	要求
出厂检验	每台齿轮装置在出厂均应进行质量检验,合格后方可出厂交付使用	型式检验	b. 正式生产后,如结构、材料、工艺有较大改变,可能影响产品性能时; c. 正常生产时,定期或积累一定产量后,应周期进行一次检验; d. 出厂检验结果与上次型式检验有较大差异时; e. 国家质量监督机构提出要求时
型式检验	对批量生产的齿轮装置,如车辆齿轮传动箱、工业通用齿轮减速器等,符合下列情况之一时,均应进行型式检验: a. 新产品或老产品转厂生产的试制鉴定;		

1.3 检验项目

齿轮装置的型式检验和出厂检验的项目应符合

表 32-3 的规定,对工业专用齿轮减速器、高速齿轮装置的型式检验和出厂检验可合并进行。

表 32-3 齿轮装置质量检验项目

序号	检 验 项 目		车辆齿轮传动箱		工业通用齿轮减速器		工业专用齿轮减速器		高速齿轮装置	
			型式检验	出厂检验	型式检验	出厂检验	型式检验	出厂检验	型式检验	出厂检验
1	设计文件,图样		○		○		○	○	○	○
2	关键件材料 热处理几何 精度表面 质量	齿 轮	○		○		○	○	○	○
3		箱 体	○		○		○	○	○	○
4		轴	○		○		○	○	○	○
5	装配质量	轴 伸	○		○		○	○	○	○
6		中心高	○		○		○	○	○	○
7		侧 隙 (或蜗杆轴向间隙)	○	○	○	○	○	○	○	○
8		接触斑点 (或接触齿数)	○	○	○	○	○	○	○	○
9		清 洁 度	○	○	○	○	○	○	○	○
10		外 观	○	○	○	○	○	○	○	○
11		空载运转	○	○	○	○	○	○	○	○
12		承载能力	○	+	○	-	+	+	+	+
13	寿 命	○		○		-		-		
14	综合性能	噪 声	○	○	○	○	○	○	○	○
15		振 动	○	○	○	○	○	○	○	○
16		效 率	○	+	○	+	+	-	+	+
17		温 升	○	○	○	○	○	○	○	○
18		密 封	○	○	○	○	○	○	○	○

注: 1 “○”——表示必须检验项目;

2 “+”——表示设计文件或订货合同规定的检验项目;

3 空格表示不必检验的项目。

2 检验项目的技术评定指标(见表 32-4)

表 32-4 检验项目的评定

指 标		要 求	指 标		要 求
一 般 要 求	验收依据	经规定程序批准,并符合有关国家标准、行业标准的产品图样和技术文件的规定	一 般 要 求	涂漆、 外观	涂漆应符合产品技术文件或行业标准的规定。箱体外观不应有尖棱,外表面平整光滑,中分面的错边量应符合行业标准的规定
	零、部件	组成齿轮装置的零件、组装部件(包括齿轮、轴、轴承、箱体、连接件及紧固件等)的材料和制造质量均应符合产品图样和技术文件的要求		渗 漏	不得有渗油、漏油现象,对车辆齿轮箱不允许有泥水渗入箱内,箱体中分结合面以及油封应有良好的密封性并符合行业标准的规定
	热处理	齿面硬度、有效硬化层深度及金相组织均应符合产品图样的要求		运 转	运转时,不得有异常响声

续表 32-4

指 标		要 求		指 标		要 求	
一般要求	责任	用户在遵守产品的贮存、运输、安装、使用规定的条件下,如因制造责任发生损坏或不能正常使用时,应由制造厂负责		噪 声	齿轮装置的噪声测定应在额定转速或最高转速(或取算术平均转速)运转下进行并按 JB/T 5076 评定(见第 28 章)。 a. 对高速齿轮装置,应符合 GB/T 8542 的规定; b. 对线速度小于 25 m/s 的齿轮装置,应符合相应的行业标准规定		
	合格证	制造厂随产品出厂向用户提供产品检验合格证和产品的安装使用、维修说明书			温 升	齿轮装置的热平衡按相应行业标准的規定执行。 a. 对高速齿轮装置,其允许温升应符合 GB/T 8542 的规定; b. 对线速度小于 25 m/s 的齿轮装置,其允许温升应符合相应的行业标准或订货合同的规定。若无规定时,可参照下述规定执行:采用浸浴润滑且环境温度温度为 40℃ 时,油池温度不应高于 95℃	
综合性能	承载能力	车辆齿轮传动箱、通用齿轮减速器	应在型式检验中,在齿轮试验台架上进行与考核测定,如有特殊要求按制造厂与用户的订货合同执行	综 合 性 能		效 率	效率测定一般在制造厂内进行,通常只在型式检验或订货合同有明确规定时进行
		专用齿轮减速器	承载能力试验一般以现场运行考核代替,但应做空载全速试验或部分载荷的全速试验		洁 度		齿轮装置在型式检验或出厂检验时应进行清洁度测定,其评定值应符合相应的行业标准规定
		高速齿轮装置	承载能力试验应符合 GB/T 8542(见第 34 章)规定			接 触 斑 点	a. 齿轮副或蜗杆副的接触斑点应在轻微制动下运转后检查齿面的擦亮痕迹,其沿齿高、齿长方向的痕迹、接触形状和位置应符合齿轮精度国家标准的规定。 b. 对采用设计齿形、设计齿线的齿轮、蜗杆、蜗轮,其齿轮副或蜗杆副的接触斑点(初始位置和大小)应符合产品图样或行业标准或订货合同的规定
	寿 命	疲劳寿命试验	车辆齿轮传动箱和工业通用齿轮减速器在进行型式检验时,应进行疲劳寿命试验。疲劳寿命试验应在额定功率和转速下连续运转一个规定的循环数,其数值应符合相应的行业标准规定。一般可取一个基本循环数,调质齿轮、淬火齿轮为 5×10^7 , 氮化齿轮为 3×10^8				接 触 齿 数
		使用寿命与可靠性	齿轮装置的使用寿命及可靠性应在设计文件或订货合同中规定,并按订货合同的规定进行试验		侧 隙	齿轮副或蜗杆副的最小极限侧隙应符合产品图样的规定	
振 动	齿轮装置应在额定转速或最高转速(或取算术平均转速)下运转,测定其机械振动。 a. 对高速齿轮装置,其机械振动量应符合 GB 8542(见第 34 章)的规定; b. 对线速度小于 25 m/s 的齿轮装置,其机械振动量应符合相应的行业标准规定; c. 当无相应标准时,可按制造厂与用户的订货合同执行,或参照表 32-5 中的方法评定		轴 向 间 隙	对蜗杆副,其蜗杆轴向间隙应符合产品图样或相应的行业标准规定			

表 32-5 齿轮装置振动烈度

振动烈度的量程		判定每种机器质量的实例			
量 程	在该量程极限上的速度有效值/(mm/s)	传动功率 <25 kW	传动功率 15~75 kW	传动功率 >75 kW	透平齿轮
0.28	0.28	良好	良好	良好	良好
0.45	0.45				
0.71	0.71				
1.12	1.12	允许	允许	允许	允许
1.8	1.8				
2.8	2.8	可允许	可允许	可允许	可允许
4.5	4.5				
7.1	7.1				
11.2	11.2	不允许	不允许	不允许	不允许
18	18				
28	28				
45	45				
71	71				

3 检验和试验方法(见表 32-6)

表 32 6 检验和试验方法

内 容		方 法	内 容		方 法
关键零件检验	齿 轮	a. 按 GB/T 8539、JB/T 9171、JB/T 9172、JB/T 9173(见第八篇)检查齿轮材料及热处理质量。通常采用硬度计或无损检测方法检验其齿面硬度,采用金相显微镜评定金相组织; b. 对渐开线圆柱齿轮,其精度检验应符合 GB/T 13924(见第 6 章)规定。 c. 对其他齿轮,采用专用的齿轮量仪检验其制造质量	装配质量检验	侧 隙	a. 圆周侧隙 对安装好的齿轮(蜗杆)副,固定其中一个齿轮(蜗杆),在另一个齿轮(蜗轮)的分度圆切线方向上装一分表测头,并晃动该齿轮(蜗轮),千分表指针的摆动量就是圆周侧隙; b. 法向侧隙 在上述方法中,将千分表测头垂直于齿面上任一点,其指针的摆动量就是法向侧隙。法向侧隙还可采用压铅法或塞尺法测量; c. 轴向侧隙 对安装好的齿轮(蜗杆)副,将千分表测头与轴端接触,并推动齿轮(蜗杆)轴,其轴向侧隙可通过千分表指针的摆动量读出
	箱 体	a. 检验箱体的几何精度(孔距、轴线平行度或轴线交角偏差或轴间距偏差等)。 b. 对焊接箱体还应采用无损检测方法,检验其焊缝质量			
	轴	检验轴的机械性能、几何尺寸、表面质量和热处理质量			
装配质量检验	轴伸与中心高	使用通用量具进行检测		清洁度	齿轮装置清洁度的测定应符合 JB/T 7972 的规定(见第 31 章)
	接触斑点	对安装好的齿轮副、蜗杆副,在轻微制动下检查其齿面上的接触擦亮痕迹,接触痕迹的大小在齿面展开图上用百分数计算			

续表 32-6

内 容	方 法	内 容	方 法
综合性能试验	一般要求 齿轮装置的综合性能试验可在试验台架上或工业使用现场进行。当采用台架试验时： a. 试验的环境温度为 0~45℃； b. 调整试验系统的对中性、旋转组件和部件的动平衡，基础要稳定，连接要牢固； c. 选用合适的润滑油质； d. 润滑系统及加载系统应处于良好的工作状态； e. 试验运行工况应与实际工况一致或接近	寿命试验	将齿轮装置安装在试验台上，在额定功率和额定转速下连续运行，累计运行时间或循环数应不小于技术文件或行业标准的规定值，并定期检查齿面的损伤情况 齿轮装置的寿命试验，允许用工业运行考核代替
	空载运转试验	在额定转速下，达到热平衡后，连续运转 1 h。超速试验按相应的行业标准规定	噪声试验 齿轮装置噪声的测定应符合 GB/T 6404 的规定(见第 28 章)
	承载能力试验	在额定转速下，逐级进行加载试验，直到额定转矩，每级载荷大小和运转时间按相应行业标准规定	振动测试 齿轮装置机械振动的测定应符合 GB/T 8543 的规定(见第 29 章)
		效率测试	齿轮装置效率测试应符合 GB/T 14231 的规定进行(见第 30 章)
		温升的测试	a. 润滑油温升的测试，应采用分辨率不小于 1℃ 的温度计，测量起始温度和热平衡后的温度； b. 轴承部位温升的测定，将测温传感器置于轴承支反力作用的位置，通过二次仪表读出其温度
		密封性的测定	a. 渗油，以单位时间内的渗油面积计； b. 漏油，将白纸置于被试齿轮装置的正下方，记录运行中单位时间内的滴油数

第 33 章

通用齿轮装置型式试验

通用齿轮装置包括用于汽车、拖拉机、工程机械等的变速箱,为冶金、矿山、起重、运输机械配套使用的通用减速器,其生产特点是批量大、专业化生产。上述产品各有自己的技术规范,但在产品的试验方法中,检验项目和试验方法以检验方向也各不相同,影响了产品开发和市场份额,为统一产品型式试验方法,提高产品质量,JB/T 5077-1991《通用齿轮装置 型式试验方法》,对转速 $<3\,000\text{ r/min}$ 的各种具有单独箱体的通用动力闭式齿轮传动装置,规定了型式试验的内容、要求和方法。

标准允许大功率齿轮装置的试验,用工业应用试验代替。同时,允许用户和制造厂家之间协议试验项目。

1 型式试验对象

符合下列情况之一者,应进行型式试验:

- a. 新产品试制、老产品转厂生产时;
- b. 当改变产品的设计、工艺、材料而对产品性能有较大影响时;
- c. 停产两年后,恢复生产时;

d. 成批生产的齿轮装置,其基本性能应进行周期性测试,每次随机抽样不少于2台。

2 型式试验项目

齿轮装置基本性能试验和耐久性试验项目,见表33-1。

表 33-1 型式试验与试验项目

类别	试验项目
基本性能试验	清洁度检验
	加载试验
	传动效率测试
	温升测试
	噪声测试
耐久性试验	振动测试
	疲劳寿命试验
	超负荷试验

3 试验装备和仪器(见表33-2)

表 33-2 试验装备、仪器的要求

类别	要求					
试验台	鉴定	试验台需经有关部门鉴定合格后方可使用				
	安全性	试验台应保证安全运转,有足够的刚度,两旋转联结件应满足同轴度要求				
	加载	加载装置,应能可靠地施加载荷				
	安装	被测齿轮装置在试验台上的安装,应符合其工作状况及紧固方式				
仪器	校准、标定	检测用仪器、仪表、检具应按国家有关标准和规定进行校准、标定,并且有有效期内的检定合格证				
	精度	转速转矩测量仪 测转矩 $\pm 1\%$ 测转速 $\pm 0.5\%$	温度计 $\pm 1\text{ C}$	分析天平 感量 ($1/10\,000$)g	噪声测量仪 $\pm 1\text{ dB(A)}$	测振仪 误差 $\leq +5\%$

4 试验齿轮装置的要求(见表33-3)

表 33-3 试验装置的要求

分 类	要 求	分 类	要 求
零、部件	被测齿轮装置中的零、部件均应 规定程序批准的图样和技术文件制 造,并具有检验合格记录	润滑油、油位	齿轮装置用润滑油和油位应符合 设计文件要求
		参数提供	见表33-7

5 试验方法

5.1 齿轮装置基本性能试验(见表33-4)

表 33-4 基本性能试验

序号	试 验 项 目	方 法	
1	清洁度检验	按GB/T 11368《齿轮传动装置清洁度》(见第31章)的规定进行	
2	加 载 试 验	转矩、运转时间	齿轮装置在额定转速下按其额定转矩的25%、50%、75%、100%逐档运转各30 min
		记 录	加载试验时,每10 min记录一次时间、油温、转速、转矩
		转 向	对于双向工作或未注明旋转方向的齿轮装置应进行正、反向试验;对于单向工作的齿 轮装置可单向试验,其旋转方向必须与工作方向相同
		变速与多级输出	对变速齿轮装置和多级输出齿轮装置,应按有关行业标准进行
		渗 漏	在施加各档转矩时,齿轮装置应保证运转正常,无渗漏油及其他异常现象
3	传 动 效 率 测 试	额定转速变 转矩试验	a. 输入转速为齿轮装置的额定转速; b. 运转达到热平衡后10 min开始测量转速、转矩; c. 输出转矩从0开始以额定值的10%递增直至100%,逐档加载测试; d. 记录各档的转速、转矩、效率,作出转矩—效率曲线
		额定转矩变转速试验	a. 输入转矩为齿轮装置的额定转矩; b. 输入转速分成5档,按额定转速的40%、50%、60%、80%、100%进行测试; c. 记录各档的转速、转矩、效率,作出转速—效率曲线
4	温升测试	温升测试是测量齿轮装置的润滑油温升和轴承温升; a. 在额定转速、额定转矩下,试验台连续运转,观察并记录温升情况; b. 试验时间为齿轮装置开始运转到热平衡后30 min止	
5	噪 声 测 试	空载额定转矩	a. 在额定转速,空载时测量齿轮装置噪声; b. 在额定转速、额定转矩时测量齿轮装置噪声
		要求记录	按GB/T 6404(见第28章)规定进行; 将噪声测试数据记入表33-9中
	振 动 测 试	条件要求记录	a. 齿轮装置振动的测试在额定转速、额定转矩的情况下进行; b. 振动测试方法按GB 8543(见第29章)的规定进行; c. 将振动测试数据记入表33-10中

5.2 齿轮装置耐久性试验(见表33-5)

表 33-5 耐久性试验

试 验 项 目	方 法	
疲 劳 寿 命 试 验	条 件	在额定转矩、额定转速条件下进行
	时 间	试验时间应不低于高速轴齿轮 5×10^7 应力循环次数,亦可用相当的强化试验代替。 允许用工业应用试验代替台架疲劳寿命试验,工业应用试验时间为1 000 h,并应有记录报告

续表 33-5

试验项目		方 法		
疲劳寿命试验	检查	在试验过程中,按试验时间的25%、50%、75%进行停机检查作好详细记录。若齿面良好或仅有局部点蚀,而无发展趋势时可继续试验。 试验过程中不允许更换重要零件,否则重新试验		
超负荷试验	条件时间	加载次序	1	2
		额定转矩的百分比	110%	120%
		加载稳定运转试验时间/min	10	10

5.3 齿轮装置型式试验结束后的完好指标(见表 33-6)

表 33-6 齿轮装置的完好指标

序号	指 标	要 求	序号	指 标	要 求
1	变形	无折断、裂纹、轮齿无塑性变形	3	磨损量	齿面磨损量,不超过技术文件规定值
2	胶合	轮齿齿面无胶合	4	点蚀面积	齿面点蚀面积,不超过技术文件规定值

6 试验报告

试验全部结束后,应根据试验结果写出详细的试验报告,所有的技术文件应归档妥善保存。

标准在附录中规定了各种测试项目记录表格及试验报告的统一格式,见表 33-8~表 33-10。

表 33-7 被试齿轮装置应提供的基本参数

型号	传动型式	总传动比	中心距/mm	额定输入转速/(r/min)	额定输出转矩/(N·m)	工作转向				
序号	基本齿廓	模数 <i>m</i>	螺旋角	小齿轮参数			大齿轮参数			
				齿数	精度	材料	齿面硬度	齿数	精度	材料
必要说明										

表 33-8 噪声测量记录表

委托单位		测量目的		日期							
测量地点		环境		温度							
被测设备名称、型号、主要参数											
测量仪器	名称	型号	校准方法								
测量噪声平面布置图											
数据记录	测点	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	声级/dB	A									
	Li										
备注											
检测者						校对					

表 33-9 振动检测记录表

委托单位		测量目的		日期		
测量地点		环境		温度		
被测设备名称、型号、主要参数						
测量仪器						
测量振动位置图						
序号	测点位置	测 值			记录号	备注
		加速度/(m/s ²)	速度/(mm/s)	位移/mm		
检测者		校对				

表 33-10 齿轮装置型式试验报告

项目来源				日期							
试验内容				地点							
图 号				型 号							
出厂号				试验号							
依据标准											
齿轮装置基本参数											
传动型式	总传动比		中心距/mm	额定输入转速/ (r/min)	额定输出转矩/ (N·m)	工作转向					
序号	基本齿廓	模数 m_n	螺旋角	小齿轮参数				大齿轮参数			
				齿数	精度	材料	齿面 硬度	齿数	精度	材料	齿面 硬度
必要说明											

续表 33-10

润滑油牌号		润滑方式	
-------	--	------	--

试验台安装简图

测试仪器

内齿轮装置测试数据表

序号	时间	测试项目	转向	输入转速/ (r/min)	输出转速/ (N·m)	输出转矩/ (N·m)	效率/ %	室温/℃	油温/℃	温升/℃	轴承 座温度/ ℃

转矩-效率曲线

转速-效率曲线

测试项目	标准值	测得值	评价
温升			
效率			
清洁度			
渗漏油			
噪声值			
振动值			
疲劳寿命试验			
超载试验			

试验后齿轮装置状态

试验中有关问题说明

结 论

检测者		记 录	
质量保证工程师		审 核	

第 34 章

透平齿轮传动装置技术条件

GB/T 8542—1987《透平齿轮传动装置技术条件》，对用于透平发电机组；透平压缩机、鼓风机；离心泵所用的重要的透平齿轮装置（结构为封闭平行定轴形式，包括斜齿或人字齿，单级或两级的渐开圆柱齿轮传动），规定了术语定义、技术要求、试验、检验、标志、包装、发运、贮存、质量保证以及卖方提供的资料等。

标准还包括有关的润滑系统、控制装置、仪器仪表

及其他辅助设备的技术要求。

当齿轮装置与其他设备为一体时，该齿轮装置不能采用该标准。

当买方或卖方有特殊要求时，应以订货合同为准。

1 术语及定义（见表 34-1）

表 34-1 术语及定义

术 语	定 义
买方	齿轮传动装置的订购者
卖方	齿轮传动装置的制造者
齿轮额定功率	买方在订货合同中即齿轮装置的铭牌上规定的功率
齿轮传动装置的额定输入转速	买方在订货合同中表明其驱动机所规定的额定转速
齿轮传动装置的额定输出转速	买方在订货合同中表明其被驱动机所规定的额定转速
最高连续转速	齿轮装置连续运行转速的上限值。对于变速机组至少要等于小齿轮额定转速的105%的转速。对于恒速机组则为小齿轮的额定转速
脱扣转速	原动机的超速危急保安器动作转速（汽轮机的脱扣转速为最高连续转速的110%，燃汽轮机的脱扣转速至少为最高连续转速的105%）

2 技术要求

2.1 一般要求（见表 34-2）

表 34-2 齿轮装置的一般要求

内 容	要 求
设计、制造准则	在规定的运行条件下，能正常运行三年
噪声级评定	当用声功率级评定时，按GB/T 6101（见第28章）进行。当用声压级评定时，按第8节进行
安全运行	齿轮传动装置应在所连接机组的脱扣转速整定值以内安全运行
电气组件	全部电气组件及设备应符合买方规定对现场安全的要求，并符合GB J58《爆炸和火灾危险场所电力装置设计规范》的规定
油箱与润滑部件	油箱和装有转动的润滑部件、轴承、轴封、高粗糙度的零件、仪表及控制元件的壳体，在设计时应考虑尽量避免进入湿气、尘埃和其他杂质
跑合	齿轮装置不要求进行减载降速跑合
传动简图	买方应在合同中提供齿轮传动简图并标明转向

2.2 主机（见表 34-3）

表 34-3 主机技术要求

项 目	要 求																
齿轮额定功率	<p>由买方在合同中规定。对于由原动机直接驱动的齿轮装置,齿轮额定功率通常为原动机的最大功率。对位于两个从动设备之间的齿轮装置,正常和非正常的运行方式都应考虑,其齿轮额定功率通常不低于下列两项中之较大者:</p> <p>a. 由齿轮带动的设备所要求的最大功率的110%</p> <p>b. 根据被驱动设备之间正常的功率消耗来分摊驱动机的最大功率。</p> <p>如果传动装置在小于最高连续转速的某一转速下出现最大扭矩时,买方应将扭矩及其对应的转速在合同中予以规定,并依此作为确定齿轮尺寸的依据。</p> <p>对于透平发电机组的齿轮传动装置,要考虑当发电机发生短路时,瞬间扭矩剧增的影响。如需估算齿轮承载能力时,可参照第8节和第9节</p>																
箱 体	结 构	<p>a. 为铸造或焊接结构。应有足够的刚性,在最大载荷下能保持转子的对中性。</p> <p>b. 箱体结构应能防止在过渡过程和稳态运转时,因箱体内部温度梯度而产生有害变形</p> <p>c. 箱体与底座结合面之间用两个定位销定位。这两个定位销要尽可能靠近小齿轮轴心线的下方</p> <p>d. 箱体、支座和底板应有足够的刚性,能防止由于温度及允许的外载等所引起的有害变形</p> <p>e. 箱体采用金属对金属的中分接合面,接合面可借助适当的密封材料保持严密贴合,但不得使用垫料</p>															
	油 路	<p>a. 油管道应尽可能地设置在箱体内部,尽量减少外部接管</p> <p>b. 内部管道最好采用焊接结构和法兰连接</p> <p>c. 内部管道应有牢靠的支撑和防护设施,以防止因振动、运输或维修而造成损坏。内部管道和润滑油管道应认真清洗,除掉一切杂质</p> <p>d. 箱体的排油应畅通,尽可能减少油泡沫的生成。对于齿轮节圆线速度大于125 m/s的装置应考虑下列特殊结构:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 箱体内部设置一个活装底板,避免高速溅油直接击入油池 2) 箱体底面至油箱润滑油平面之间的落差至少为610 mm 3) 排油口应顺着大齿轮回转方向 4) 排到油箱的回油管应与其他油系统的回油管分开 5) 设置一个尺寸与主排油口相同的辅助回油接口 6) 齿轮与箱体之间较大的侧向和周向间隙 7) 沿齿轮周向设置挡风板,以阻止气流的搅动 <p>e. 在起吊上箱盖时,应不需拆动下箱体的主要给油管</p>															
	通气装置	<p>齿轮箱一般应设有通气装置,通气装置通常装在箱体顶端。当箱体上无通气装置时,建议将通气装置装在靠近箱体的排油管道上</p>															
	观察孔	<p>为了能直接观察齿轮副的啮合情况,在箱盖上设置可拆罩盖的观察孔,观察孔宽度至少应为齿宽的二分之一</p>															
	涂 漆	<p>除非买方要求在箱体内部涂刷特制的涂料外,箱体内部一般不应使用永久性涂层或油漆</p>															
	装 拆	<p>为了便于装拆,应设有顶起螺钉、起吊耳或吊环螺钉以及接合面对中定位销钉,必要时应设有导向杆。顶起螺钉处的接合面应有沉孔或凹槽,以防拧动螺钉引起的擦伤,而使接合面接触不良</p>															
箱体接头	<p>a. 齿轮箱外部供油时,最好设置总的润滑油供油接头</p> <p>b. 设置单独的润滑油排放接头,最小的排油管尺寸取决于进入箱体的总油量。排油管尺寸按如下选定:</p> <table border="1"> <tr> <td>输入油流量/(L·min⁻¹)</td> <td>26</td> <td>56</td> <td>170</td> <td>380</td> <td>585</td> <td>830</td> <td>1 000</td> </tr> <tr> <td>最小排油管尺寸/mm</td> <td>75</td> <td>100</td> <td>150</td> <td>200</td> <td>250</td> <td>300</td> <td>350</td> </tr> </table>	输入油流量/(L·min ⁻¹)	26	56	170	380	585	830	1 000	最小排油管尺寸/mm	75	100	150	200	250	300	350
输入油流量/(L·min ⁻¹)	26	56	170	380	585	830	1 000										
最小排油管尺寸/mm	75	100	150	200	250	300	350										

续表 34-3

项 目	要 求							
齿 坯	a. 小齿轮和轴一般应为整体锻件 b. 当节圆线速度大于 150 m/s 时, 大齿轮和轴应是整体锻件, 等于或小于 150 m/s, 可以整体锻造, 也可以与轴分开锻造, 分开锻造时, 大齿轮孔与轴采用过盈套装结构 在大齿轮的各种制造方法中, 未经买方同意, 节圆线速度不得超过下面所列的值:							
	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 30%;">制造方案</th> <th style="width: 20%;">热装锻造齿圈</th> <th style="width: 20%;">锻造齿圈的焊接齿轮</th> <th style="width: 30%;">整体锻造齿轮</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>最大节圆线速度/(m·s⁻¹)</td> <td style="text-align: center;">60</td> <td style="text-align: center;">125</td> <td style="text-align: center;">150</td> </tr> </tbody> </table>	制造方案	热装锻造齿圈	锻造齿圈的焊接齿轮	整体锻造齿轮	最大节圆线速度/(m·s ⁻¹)	60	125
制造方案	热装锻造齿圈	锻造齿圈的焊接齿轮	整体锻造齿轮					
最大节圆线速度/(m·s ⁻¹)	60	125	150					
齿轮精度与检验项目	根据用途, 齿轮精度应符合 GB/T 10095 规定的 4, 5, 6 级的要求, 见第 4 章。推荐检验项目: 齿距累积误差 ΔF _p ; 齿形误差 Δf _t ; 齿距偏差 Δf _m ; 轴向齿距偏差 ΔF _{px} ; 法向侧隙 j _n							
齿面镀层	为提高齿面抗胶合能力, 轮齿可以镀铜或镀银等, 但是否采用应由买卖双方商定							
斜齿轮设计	斜齿轮的设计, 应考虑由于啮合轴向力所引起的力矩对齿轮零件的影响, 避免对齿轮装置造成损害							
支 承	每个大齿轮和小齿轮都应由两个轴承支承, 除特殊情况外不得用悬臂结构							
轮								
保证齿轮质量的措施	a. 啮合齿轮副的接触精度, 应符合第 4 章规定。检验结果由卖方保存, 需要时, 可提供给买方 b. 齿轮在滚齿、剃齿或磨齿机上进行精加工前, 应使用机械或电子仪器测定其轴颈跳动。当节圆线速度小于或等于 60 m/s 时, 全跳动值不大于 13 μm, 对更高的线速度时, 则不应大于 8 μm。其记录由卖方保存备查 c. 啮合人字齿轮副的轴向稳定性, 应通过试验测定轴的轴向振动, 轴向振动的不滤波的双振幅值不应大于 50 μm。如用千分表进行盘转检验时, 其相对的轴向位移应不大于 38 μm							
轴	轴应用整体锻造或热轧钢制成, 并经热处理。整个轴应进行精加工, 并在测振表面上根据要求进行适当研磨							
动 力 特 性	标准中所涉及的临界转速系指转子 轴承支承系统的横向共振频率高于运行转速的临界转速由计算确定, 其余均应通过运转试验来确定 转动部件在启动和停机过程中, 当通过临界转速时不应引起任何损坏 齿轮转子应作横向临界转速分析, 实际的工作转速值与对应的临界转速值之间应有一定的余量, 具体数值由买卖双方商定 作齿轮转子的横向临界转速分析时, 应考虑下列因素: <ol style="list-style-type: none"> a. 轴承油膜弹性和齿轮箱体支承结构的刚性 b. 联轴器实际总重量的一半作用在轴端上 对转速较低的齿轮转子, 当买卖双方一致同意时, 可不作横向临界转速分析							
	所有的齿轮零件在转子最后组装后做多平面动平衡, 联轴器带单键的转子应在原位上装半个键后进行平衡。在最高连续转速下, 作用在任一轴颈上允许最大的不平衡力不得超过该轴颈静重负荷的 10%, 每个轴颈上的允许最大的剩余不平衡量应按式计算: $U_r = 0.9129 \times 10^7 \times \frac{G}{n_m^2} \dots \dots \dots (34-1)$ 式中: U _r ——剩余不平衡量, g·mm; G——轴颈静重负荷, N; n _m ——最高连续转速, r/min。 对转速高, 重量轻的齿轮转子, 其剩余不平衡量可由买、卖双方商定							
振 动	装配好的齿轮装置作工厂试验时, 在最高连续转速或买方规定的其他转速下运行。在靠近每个径向轴承的轴的任一平面内测量振动的双振幅不得超过式(34-2)所规定的值或 50 μm。取两值之较小者。 $A = 25.4 \sqrt{\frac{12\,000}{n_m}} + 6.35 \sqrt{\frac{12\,000}{n_m}} \dots \dots \dots (34-2)$							

续表 34-3

项 目	要 求
动力特性 振 动	<p>式中: A——包括振动和跳动的不滤波的双振幅, μm;</p> <p>n_m——最高连续转速, r/min。</p> <p>式(34-2)中, 第一项为振动值, 第二项为跳动值。跳动包括机械跳动和电量跳动, 跳动的计算值如小于 $6\ \mu\text{m}$ 时, 则取 $6\ \mu\text{m}$。</p> <p>对于驱动机处于脱扣转速下的振动值不应超过上述振动值与 $13\ \mu\text{m}$ 之和。</p> <p>当振动不能在轴上测量时, 可在轴承箱上测量, 其双振幅值由买、卖双方商定</p>
轴 承	<p>a. 径向和推力轴承一般均应为动压滑动轴承。</p> <p>b. 径向轴承为剖分式, 设有防止转动的销子, 并在轴向可靠地固定。轴承应能抑制液体动力的不稳定性, 并具有足够的阻尼, 将转子振动限制在规定的振幅值以下。</p> <p>c. 选用的推力轴承, 在两个方向都应具有止推能力。两侧都应配置连续的压力油润滑。套装式的推力盘应可靠地固定在轴上, 以防微振磨损。采用整体式推力盘时, 盘的厚度应留有一定裕量, 以利于推力盘损伤后修整。推力盘两表面的粗糙度 R_a 不大于 $0.8\ \mu\text{m}$, 轴向跳动值小于 $13\ \mu\text{m}$。</p> <p>d. 推力轴承的选择, 应考虑所有规定的工况。在规定的转速、润滑剂及润滑温度等条件下, 其承受的负荷不应超过该轴承最大许用负荷的 50%。由联轴器传递的轴向力应和内部推力进行叠加。如果一个推力轴承承受的推力来自二个或多个连接转子或来自相互啮合的齿轮转子, 这些推力也应叠加。由弹性联轴器传递的最小外力按下述情况考虑:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) 齿轮传动装置与采用套筒轴承的单面驱动的电动机相联时, 外力应等于电动机的最大磁场定心力。如最大磁场定心力没有规定, 可采用齿轮额定功率乘以 $1.5\ \text{N/kW}$ 的计算值。 2) 对于与 1) 项不同场合的齿式联轴器, 其外力至少等于 $0.25\ T/d$, 其中 T 是联轴器在任何规定工况下的最大扭矩, d 为联轴器处的轴颈。 3) 对于与 1) 项不同场合的膜片式联轴器, 外力应根据联轴器制造厂允许的最大许用偏转角来计算
轴承箱和轴封	<ol style="list-style-type: none"> a. 作为整个齿轮箱体的一部分, 轴承箱应有足够的排油能力, 以免润滑油或泡沫通过轴封向外泄漏; b. 轴承箱的设计, 要考虑有安装非接触式径向测振探头和轴向位移测量探头的结构。是否采用这些探头应在合同中规定; c. 轴封应为迷宫型。密封齿应由不产生火花的金属材料制成。轴封的设计要防止漏油及杂质进入
润 滑	<ol style="list-style-type: none"> a. 齿轮装置应采用压力润滑, 包括轮齿的喷嘴润滑; b. 润滑系统应符合风机用润滑、密封和调节油系统的规定; c. 除非另有规定, 通常采用的润滑油为 20 号或 30 号汽轮机油; d. 齿轮装置的设计应考虑当进油温度为 $50\ \text{C}$ 时, 排油温度不高于 $78\ \text{C}$
材 料	<ol style="list-style-type: none"> a. 齿轮装置构件的材料, 一般应为符合订货数据表和所要求的符合国家标准材料。采用非标准的材料时, 应写明其力学性能、化学成分和试验要求。 b. 为了保证使用, 卖方应按有关标准进行试验和检验。这些试验和检验项目应在协议书中列出。必要时, 买方可规定附加的试验和检验。 c. 转动部件的焊接应参照 JB7417《钢制焊接压力容器技术条件》中的第 3 章进行。 d. 转动部件的焊缝均应焊透。除了只能在一侧焊接外, 所有的焊缝均应进行双面焊。 e. 不允许在齿轮表面进行补焊。 f. 无论铸造箱体或焊接结构箱体, 均应在精加工前及补焊之后消除应力。 g. 主要转动零件的材料证明书在发货后至少保存五年。证明书包括下列资料: <ol style="list-style-type: none"> 1) 试样和零件的化学及物理性能数据; 2) 热处理及最终得到的硬度记录; 3) X 射线或超声波检验记录; 4) 对于表面淬硬的齿轮, 在与 1 件一起热处理的试样上测定的硬度和硬化层深度数值; 5) 对于调质齿轮, 至少测量二个分散位置上的硬度值

2.3 辅助设备

买方应在合同中规定,卖方提出哪些辅助设备。

a. 一般要求

b. 辅助设备的技术要求(见表 34-1)

表 34-4 辅助设备技术要求

设备名称		技术要求
联轴器	种类	齿轮装置和驱动机及从动机的连接应采用平衡校正的挠性联轴器
	尺寸	齿轮装置制造厂应向联轴器供方提供联轴器相配合的几何尺寸
	传递功率	除非另有规定,联轴器和联轴器与轴的连接应能传递合同规定的齿轮装置额定功率的 175%
联轴器护罩	刚度	联轴器护罩应完全罩住联轴器的外露部分,应有足够的刚度,要求承受 900N 负荷无显著变形,并能方便拆装
	密封	连续润滑的联轴器,其防护罩最好具有轴向中分面,轴端为法兰连接结构,在运行期间保持密封
控制设备与测量装置		控制设备和测量装置应符合合同的规定
管道和附件		a. 全部润滑油管道和附件应按润滑、密封和调节油系统中的要求; b. 箱体外的排油管道上及连续润滑联轴器的排油管道上应装设示油器

3 试验

3.1 一般要求(见表 34-5)

表 34-5 试验一般要求

项 目	要 求
试验类别	齿轮装置应按 3.2 要求进行试验,买方规定的其他试验在 3.3 中说明。对于节圆线速度较低的齿轮装置,在卖方确保运转性能符合本标准情况下,经买方同意,可不作 3.2 中规定的试验
试验日期	卖方进行试验的日期应提前二周通知买方
卖方责任	按 3.2 和 3.3 试验合格后,卖方仍应对现场运转性能负责

3.2 空载运转试验(见表 34-6)

表 34-6 空载运转试验

试验内容	试 验 要 求
顺序	a. 在最高连续转速下运行,直到轴承和润滑油温度稳定; b. 增速到比脱扣转速约低 1% 的转速下,至少运行 15 min(产品原动机为电动机时,不作此项试验); c. 减速到最高连续转速,运行 2~4 h; d. 买方在合同中规定的其他试验
要求	a. 齿轮装置空负荷运转试验时应采用合同规定的轴承。润滑油流量、压力、温度及粘度应符合实际工作的技术要求,滤清度达 25 μm b. 应检查箱体与油系统的接头处的密封性,消除任何渗漏现象 c. 应检查所有报警、防护及控制装置,并按要求进行校验和调整 d. 必要时,试验应在模拟联轴器工况下进行
振动测量	不应超过表 34-3 中动力特性的规定
振动扫描	经买方和卖方共同商定,作振动的扫描测定,在最大连续转速下,用扫描测定除同步频率外的所有频率的振幅,扫描至少要包括下列频率:低速齿轮同步转速的四分之一至高速齿轮同步转速的四倍,但不低于 1 000 Hz
临界转速	试验验证横向临界转速应符合表 34-3 中动力特性的要求

续表 34-6

试验内容	试验要求
仪表	除了卖方的标准仪器外,还需下列仪表: a. 试验时,应使用随产品配置的振动和轴向位移测头及振荡检波器。如果由于其他原因,经买方同意,亦可使用卖方试验台用测头和显示装置; b. 在运转试验中,应测量和记录频率、双振幅和相位移,振动位移还应用示波器显示出来,示波器显示值应作为对振动极限值进行验收的依据
目测检查	运转试验完成后,应打开齿轮装置作目测检查,从齿面的损伤和接触痕迹来检查轮齿的啮合情况。检查所有的轴承和轴颈。如果试验和外观检查合格,此装置才能重新组装并发运
二次试验	根据试验结果和目测检查,如果需要改进,原试验不能验收,应在更换零件或改进以后重新作试验
备件试验	只有当订购的齿轮备件与整机同时生产时,这些备件才作空负荷运转试验
记录保存	卖方应保存最后试验的详细记录,记录的项目至少应包括: a. 入口油温和压力; b. 油的流量; c. 出口油温; d. 轴振动频率及振幅; e. 轴承温度

3.3 选择试验 规定。

是否需要进行表 34-7 所列试验,买方应在合同中

表 34-7 选择试验

名称	要求
全负荷、全速试验	即在额定输入和输出转速下,齿轮装置传递额定功率的试验,直到轴承和润滑油温度稳定为止。试验细节(包括振动极限值)应在订货前商定
额定扭矩、低转速试验	在卖方试验设备相适应的低转速下,通过机械或液压方法对各轴施加额定扭矩进行试验。额定扭矩是相应于额定功率、额定转速下的扭矩值。 试验的持续时间应在订货前商定。 试验只验证工作齿面接触情况和负荷承载能力,对振动和温度不作考核
额定扭矩的静态试验	固定一个齿轮轴,将额定扭矩施加于另一个轴上,在齿轮装置的几个啮合点上重复上述试验
噪声级试验	按合同规定进行

4 检验

4.1 一般要求(见表 34-8)

表 34-8 检验一般要求

内容	要求
检验日期	在合同中或其他协议中规定了买方要求检验的项目,卖方应将检验的确定日期提前通知买方,以便买方代表及时到现场,卖方也有责任将买方的检验要求通知外购件供应厂
资料	卖方应保存下列资料供买方查阅: a. 重要件的材料(包括锻坯)合格证,包括钢厂或卖方的试验报告; b. 外购件的规格性能和技术条件; c. 空负荷运转试验数据及合同中规定的其他试验的数据; d. 齿轮质量的检验结果(见表 34-3)
试验准备	在卖方进行组装和机组试验之前,每个组件和管道都应清洗(酸洗或其他适当方法),清除杂质(如焊渣、氧化皮、铁沫、污物等),如有规定,买方可对组件、管道等进行一次清洁度检查

4.2 传动件的检验(见表34-9)

表34-9 传动件的检验

项 目	要 求
焊 缝	<p>a. 转动件包括齿轮和轴连接件,其所有焊缝,都必须作检验。焊缝的所有可接触的表面,在铲平和切割修整后都应检验,且在除应力后再检验,检验方法可选择采用磁粉或超声波检验以及渗透探伤、X射线检验等。</p> <p>b. 检验方法和验收标准参照有关规范或由买方和卖方共同商定</p>
材 质	<p>a. 大、小齿轮的所有轮齿,应逐齿进行磁粉探伤检验,对大型齿轮,也可进行渗透探伤检验,不允许有裂纹。当齿面或齿根有大于1.5 mm的由非金属夹杂造成的线性痕迹时,应通过买方和卖方共同协商,根据具体情况作出裁决。</p> <p>注:线性痕迹是指长度大于或等于三倍宽度的痕迹。</p> <p>b. 主要的锻钢件和热轧钢轴应满足下列要求:</p> <p>1) 锻钢和热轧钢轴不得有裂纹、疤痕、折叠、缩孔以及其他类似的有害缺陷;</p> <p>2) 主要转动件的锻坯和棒料毛坯。粗加工后都必须进行超声波检查</p>

5 保证

在买方选用产品恰当并遵守卖方提出的保管及使用规则的前提下,买方运行使用一年以内(但不超过自卖方发运日起的18个月),如因产品质量不良而造成损坏或性能不满足合同要求时,卖方应免费进行一切

必要的改进、修理或更换零部件。

6 卖方资料

卖方应向买方提供必要的技术资料(见表34-10),确认齿轮装置符合设计和制造要求,并对齿轮装置的安装、运行、维护方法作出说明。

表34-10 卖方资料

种 类	资 料 内 容
数据资料 (合格证明书)	<p>a. 主要尺寸;</p> <p>b. 齿轮副啮合侧隙;</p> <p>c. 轴承间隙;</p> <p>d. 空载荷试车记录;</p> <p>e. 如合同另有载荷试车规定,应另附试车报告</p>
图 纸	<p>提供给买方的图纸,应具备下列内容:</p> <p>a. 装配关系;</p> <p>b. 主要外形尺寸、重大机件的重心位置和重量;</p> <p>c. 所有连接件的型式、尺寸、位置和标记。连接件包括气、水、油管道和仪表接线;</p> <p>d. 轴伸端详图和旋转方向;</p> <p>e. 必要时,带有联轴器的名称、型号、规格尺寸和防护罩的位置及覆盖范围</p>
使用说明	<p>a. 齿轮装置概况说明;</p> <p>b. 吊运注意事项,必要时专用工具使用说明书;</p> <p>c. 安装技术要求,必要时基础平面布置图和载荷分布图;</p> <p>d. 启动、停机以及运行技术要求,包括对润滑、保安系统的限制条件;</p> <p>e. 维护保养说明;</p> <p>f. 重要间隙的最大和最小设计推荐值</p>
其 它	买方如有其它要求,应在合同中商定注明
交货说明	<p>卖方应向买方提供必要的交货说明资料,包括:</p> <p>a. 全部供货范围的供货清单;</p> <p>b. 装箱清单;</p> <p>c. 备件清单;</p> <p>d. 全部资料清单</p>

7 噪声声压级测量

标准以补充件形式,规定了《透平齿轮传动装置噪声声压级测量规范》。提出噪声测量的仪器及程序,并提出噪声(A计权声压级)的极限值。

标准声明:该补充件不能作为现场齿轮装置声压级测量的依据。

7.1 适用范围

- a. 试验转速应避开临界转速;

- b. 按设计要求在充分润滑的条件下;

- c. 在一个与旋转部件相连的系统中进行试验。

齿轮装置只是整个声学系统的一部分,这个系统除了齿轮装置外还包括驱动力、传动设备、齿轮装置的安装基础及声学环境等,其中每一项都可能影响齿轮装置的声压级(A)测量值。卖方应在其厂内的试验条件下,保证齿轮装置的声压级(A)在表34-13的图中规定范围内或商定的范围内。

7.2 仪器(见表34-11)

表34-11 仪器

仪器	声压计	噪声级测量采用按GB3785《声级计的电、声性能及测试方法》中规定的I型或I型以上的声级计测量声压级
	倍频程计	当进行频谱分析时,使用的1/1或1/3倍频程滤波器应符合GB 3241《声和振动分析用的1/1和1/3倍频程滤波器》的要求
调校	校准	在每次试验前、后,必须对声级仪器进行声学校准,并符合JJG 176《声压级校准器试行检定规程》的要求
	调整	声压级测量时,优先采用仪器的慢响应

7.3 试验条件(见表34-12)

表34-12 试验条件

条件	要 求
环境	试验场所的声学环境应为一个半混响场。由于试验目的是测定齿轮装置所产生的声压级,所以在试验中,应尽可能将其他设备与齿轮装置隔开
安装	试验时,齿轮装置必须安装在其设计的工作位置上,在卖方试验室内可由任一种原动机通过皮带传动或联轴器传动
速度	在没有其他要求情况下,应以齿轮装置的额定转速作为单一的试验转速
负荷	除合同另有规定外,齿轮装置在不带负载情况下作噪声测试

7.4 声学测试(见表34-13)

表34-13 声学测试

测试项目	测试要求					
传声器位置	应安放在与齿轮装置主要铅垂表面中心相垂直的位置上,离试验地面高度不小于0.3 m					
	最低速齿轮副中心距/mm	<100	100~380	≥380		
	传声器离齿轮装置主要铅垂表面的距离/m	1.0	1.5	3.0		
测量值的确定	如果声级计指出的声压值有摆动时,则应以读数的平均值作为被测的声压级					
对背景噪声影响的修正	若测量值与背景噪声的声压级之差≤10 dB(A)时,则测量时必须进行修正,齿轮装置声压级测量值应减去修正值					
	齿轮装置声压级与背景噪声声压级之差	3	4~5	6~8	9~10	>10
	应减去的修正值	3.0	2.0	1.0	0.5	0

续表 34-13

测试项目	测试要求
噪声声压级限制值	<p style="text-align: right;">注：若一个箱体中有多级 齿轮传动，应以最高速的节圆线 速度为依据</p>

8 齿轮使用系数 K 。

械的特性、质量比、联轴器以及运行状态。

8.1 使用系数 K ，是考虑由于啮合外部因素引起的动力过载影响的系数。这种过载取决于原动机和从动机

8.2 买方应在合同中规定出齿轮最低的使用系数，它不得低于表 34-14 中相应的数值(供参考)。

表 34-14 齿轮最低的使用系数 K 。

被 驱 动 设 备	驱 动 机		
	电 机	汽轮机、燃气轮机	内 燃 机
鼓风机：			
离心式	1.4	1.6	1.7
压缩机：			
离心式	1.4	1.6	1.7
轴流式	1.4	1.6	1.7
通风机：			
离心式	1.4	1.6	1.7
强制通风	1.4	1.6	1.7
引风	1.7	2.0	2.2
工业及矿山(大型井启动频繁)	1.7	2.0	2.2
发电机及励磁机：			
基本载荷或持续载荷		1.1	
尖峰载荷		1.3	
泵：			
锅炉给水用离心泵	1.7	2.0	
热油离心泵	1.7	2.0	
高速离心泵(3 600 r/min 以上)	1.7	2.0	
供水离心泵	1.5	1.7	2.0
轴流泵	1.5	1.5	1.8
除上述用离心泵外其他用途的离心泵	1.3	1.5	1.7

9 齿面接触负荷系数

9.2 齿面接触负荷系数 K 的定义：

9.1 齿轮装置可根据齿面接触负荷系数 K 来估算尺寸。

$$K = \frac{100}{9.81} \times \frac{F_t}{bd_1} \times \frac{u+1}{u} \dots\dots\dots (34-3)$$

式中： F_t ——端面分度圆上的名义切向力，N；

b ——工作齿宽，mm，指一对齿轮中的较小齿

宽:

d_1 ——小齿轮分度圆直径,mm;

u ——齿数比, $u = z_2/z_1$; z_1, z_2 分别为小齿轮和大齿轮的齿数。

$$F_1 = \frac{19\,098\,000p}{n_1 d_1}$$

式中: p ——齿轮额定功率, kW;

n_1 ——小齿轮转速, r/min。

9.3 齿轮额定功率的许用齿面接触负荷系数 $[K]$ 将随着大齿轮所选用的材料、热处理方法和使用系数的不同而变化。

$$[K] = \frac{M}{K_s} \dots\dots\dots (34-4)$$

式中: M ——材料指数, 见表 34-15 和图 34-1;

K_s ——使用系数。

9.4 表 34-15 给出了常用材料不同组合情况下的材料指数(供参考)。其他材质的材料指数可参照图 34-1 来确定(按最小的硬度值确定)。正常热处理要求的公差范围大约为 40~50 HB。因此, 当大齿轮硬度处于上限, 小齿轮硬度处于下限, 它们具有相同或大致一样的硬度的配置, 也是允许的。

表 34-15 材料指数 M

大齿轮硬度最低值	小齿轮硬度最低值	材料指数 M	L/d_1 (小齿轮的最大值)	
			人字齿	单斜齿
223HB	262HB	9.2	2.4	1.7
262HB	302HB	11.3	2.3	1.6
302HB	341HB	14.1	2.2	1.5
352HB	50HRC(氮化)	18.3	2.0	1.45
50HRC(氮化)	50HRC(氮化)	21.1	1.9	1.4
55HRC(渗碳)	55HRC(渗碳)	28.9	1.7	1.35
55HRC(渗碳)	58HRC(渗碳)	31	1.6	1.3

注: L ——有效齿宽加进刀槽宽。

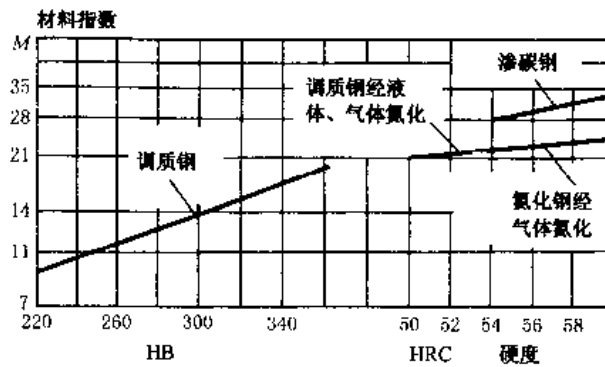


图 34-1 材料指数

第35章

工业闭式齿轮的润滑油 选用方法

齿轮传动的润滑是齿轮传动中不可缺少的组成部分,在齿轮传动装置的设计过程中,齿轮润滑设计是一项十分重要的工作内容,即应全面考虑齿轮的润滑,润滑剂的选用、润滑方法与冷却、润滑装置、齿面喷油量和润滑油总量等因素。良好的润滑可以提高齿轮承载能力,延长使用寿命,提高生产率,节约能源。

齿轮润滑剂的主要作用是:

- a. 减少摩擦与磨损,防止胶合;
- b. 降低噪声;
- c. 吸收冲击和振动;
- d. 防锈、抗腐蚀;
- e. 散热、冷却排除异物。

要起到上述作用以保证齿轮传动装置能正常的工作,就要求齿轮润滑剂具有合适的黏度;较高的承载能力;良好的抗磨性、氧化安定性与热氧化安全性;抗乳化性;抗泡沫性;防锈性;流动性好,凝点低和使用安全

等。

工业齿轮润滑油一般是由基础油加各添加剂调制成的。

JB/T 8831-2001《工业闭式齿轮的润滑油选用方法》对转速低于3 600 r/min或节圆圆周速度不超过80 m/s的工业闭式齿轮传动的润滑(包括渐开线圆柱齿轮、圆弧圆柱齿轮及锥齿轮传动,不包括用于车辆、钟表、仪器仪表及食品、医药行业有特殊要求的齿轮传动的润滑),规定了润滑油选用方法,包括选择润滑油的种类、黏度以及润滑方式。

JB/T 8831-2001是参照美国齿轮制造者协会标准ANSI/AGMA 9005-D94《工业齿轮的润滑》制订的。

1 主要代号

本章的主要代号及其意义见表35-1。

表 35-1 主要代号

代号	意 义	单 位	代号	意 义	单 位
b	工作齿宽	mm	Z_r	接触强度计算的重合度系数	
b_{EH}	锥齿轮接触强度计算的有效齿宽	mm	Z_β	接触强度计算的螺旋角系数	
d_1	小齿轮的分度圆直径	mm	Z_K	锥齿轮接触强度计算的锥齿轮系数	
d_{w1}	小齿轮的节圆直径	mm	Z_u	圆弧齿轮接触强度计算的齿数比系数	
d_{v1}	锥齿轮小轮当量圆柱齿轮分度圆直径	mm	Z_s	圆弧齿轮接触弧长系数	
F_t	端面内分度圆周上的名义切向力	N	T_1	小齿轮的名义转矩	N·mm
F_{mt}	锥齿轮齿宽中点分度圆上的名义切向力	N	n_1	小齿轮的转速	r/min
K_A	使用系数		z_1	小齿轮齿数	
K_V	动载系数		z_2	大齿轮齿数	
$K_{H\alpha}$	接触强度计算的齿向载荷分配系数		u	齿数比, $u = z_2/z_1$	
$K_{H\beta}$	接触强度计算的齿向载荷分布系数		u_v	锥齿轮当量圆柱齿轮齿数比	
K_I	圆弧齿轮接触迹间分配系数		μ_k	圆弧齿轮纵向重合度的整数部分	
K_{H2}	圆弧齿轮接触强度计算的接触迹内载荷分布系数		v	节圆圆周速度	m/s
K_{Σ}	圆弧齿轮接触迹系数		ν	运动黏度	mm ² /s
Z_H	节点区域系数		σ_H	齿轮的计算接触应力	N/mm ²
Z_E	弹性系数	$\sqrt{N/mm^2}$	K	齿面接触负荷系数	N/mm ²

2 工业闭式齿轮润滑油的分类及其使用要求

工业闭式齿轮油适用于齿轮节圆圆周速度不超过 25 m/s 的低速工业闭式齿轮传动的润滑,其分类及规格见表 35-2。

2.1 工业闭式齿轮油的分类及规格

表 35-2 工业闭式齿轮油的分类及规格

类 型	油 品 及 特 性	适 用 场 合	黏度等级 (ν_{40})	质量指标
L-CKB 工业齿轮油 (抗氧防锈工业齿轮油)	精制矿油,并具有抗氧、抗腐 (黑色和有色金属)和抗泡性	在轻负荷下运转的齿轮	68 100	见表 35-3
L-CKC 工业齿轮油 (中负荷工业齿轮油)	在 L-CKB 油的基础上,提高其 极压和抗磨性	保持在正常或中等恒定油温和 中等负荷下运转的齿轮	150 220 320	
L-CKD 工业齿轮油 (重负荷工业齿轮油)	在 L-CKC 油的基础上,提高其 热/氧化安定性,能使用于较高的 温度	高的恒定油温和重负荷下运转 的齿轮	460 680	
L-CKS 工业齿轮油 (极温工业齿轮油)	由合成油或含有部分合成油的 精制矿油制成,加入抗氧剂、抗磨 剂和防锈剂	在更低的、低的或更高的恒定 油温和轻负荷下运转的齿轮		
L-CKT 工业齿轮油 (极温重负荷工业齿轮油)	由合成油或含有部分合成油的 精制矿油加入极压、抗磨剂和防 锈剂而制成。具有抗氧、防锈、抗 磨和高低温性能	在更低的、低的或更高的恒定 油温和重负荷下运转的齿轮		

注:油的恒定温度或环境温度:更低温—— < -34 C;低温—— $-34 \sim -16$ C;正常温—— $-16 \sim 70$ C;中等温—— $70 \sim 100$ C;高温—— $100 \sim 120$ C;更高温—— > 120 C。

表 35-3 工业闭式齿轮油质量指标 (GB/T 5903)

项 目	质 量 指 标																				试 验 方 法				
	L-CKB				L-CKC								L-CKD												
	一等品				一等品				合格品				一等品												
黏度等级(按 GB/T 3141)	100	150	220	320	68	100	150	220	320	160	680	68	100	150	220	320	160	680	100	150	220	320	160	680	
运动黏度/($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) (40 C)	90	135	198	288	61.2	90	135	198	288	414	612	61.2	90	135	198	288	414	612	90	135	198	288	414	612	GB/T 265
	110	165	242	352	74.8	110	165	242	352	506	748	74.8	110	165	242	352	506	748	110	165	242	352	506	748	
黏度指数 ¹⁾ 不小于	90				90				90				90				GB/T 2541								
闪点(开口)/C 不低于	180	200			180	200			180	200			180	200			GB/T 267								
倾点/C 不高于	-8				-8				-5	-8				5	8				5	GB/T 3535					
水分/% 不大于	痕 迹				痕 迹				痕 迹				痕 迹				GB/T 260								
机械杂质/% 不大于	0.01				0.02				0.02				0.02				GB/T 511								
腐蚀试验/级 (铜片)121 C, 3 h 不大于 100 C, 3 h 不大于	—				1				—				1				GB/T 5096								

续表 35.3

项 目	质 量 指 标							试验方法
	L-CKB		L-CKC				L-CKD	
品 种	一等品		二等品	合格品		一等品		
质量等级	一等品		二等品	合格品		一等品		
液相锈蚀试验 蒸馏水 合成海水	-- 无 锈		无 锈 无 锈	无 锈 --		无 锈 无 锈		GB/T 11143
氧化安定性 ²⁾ /h 不小于 中和值(KOH)达 2.0 mg/g	750	500	--		--		--	GB/T 12581
氧化安定性 ²⁾ a. (95 C, 312 h)100 C 运动黏度增长/% 不大于			10		10		--	SH/T 0123
b. (121 C, 312 h)100 C 运动黏度增长/%, 不大于 沉淀值/mL 不大于	--		--		--		6 0.1	SH/T 0024
旋转氧弹 (150 C)/min	报告							SH/T 0193
泡沫性/(mL·mL ⁻¹) (泡沫倾向/泡沫稳定性) 24 C 不大于 93.5 C 不大于 后 24 C 不大于	75/10		75/10		75/10		75/10	GB/T 12579
抗乳化性 (82 C) 油中水/% 不大于 乳化层/mL 不大于 总分离水/mL 不大于	0.5 2.0 30		1.0 2.0 60	1.0 4.0 50	1.0 2.0 60	1.0 4.0 50	2.0 1.0 80	GB/T 8022
Timken 机试验 (OK 负荷)/N(lb) ²⁾ 不小于			200(45)		200(45)		267(60)	GB/T 11144
FZG (或 CL-100) 齿轮试验 机试验 (A/8.3/90), 通过等级 ²⁾ 不小于	--		11		11		11	SH/T 0306
四球机试验 负荷磨损指数, N(kgf) 不小于 烧结负荷, PD, N(kgf) 不小于 磨斑直径/mm 不大于 (1 800 r/min, 196 N, 60 min, 54 C)	-- -- --				-- --		441(45) 2150(250) 0.35	GB/T 3142 SH/T 0189
剪切安定性(齿轮机法) ³⁾ 剪切后 40 C 运动黏度 (mm ² ·s ⁻¹)			在等级黏度范围		在等级黏度范围		在等级黏度范围	SH/T 0200

续表 35-3

项 目	质 量 指 标				试验方法
	L-CKB	L-CKC		L-CKD	
品 种	一等品	一等品	合格品	一等品	
热安定性(135 C, 168 h) ¹⁾					SH/T 0209
铜棒失重/(mg/200 mL)	-	-	-	报 告	
钢棒失重/(mg/200 mL)	-	-	-	报 告	
总残渣重/(mg/200 mL)	-	-	-	报 告	
40 C运动黏度变化/%	-	-	-	报 告	
中和值变化/%	-	-	-	报 告	
铜棒外观	-	-	-	报 告	
钢棒外观	-	-	-	报 告	

1) MV1 基础油生产的 L-CKB、L-CKC(一等品和合格品), 黏度指数允许不低于 70。

2) 氧化安定性, Timken 机试验和 FZG 齿轮机试验为保证项目, 每年抽查一次, 但必须合格; L-CKC 合格品在 Timken 机试验和 FZG 齿轮机试验两项中, 只要求测试其中之一。

3) 不含黏度添加剂的 L-CKC、L-CKD, 不测定剪切安定性。

4) 热安定性为抽查项目。

2.2 高速齿轮润滑油的分类及规格

常使用各种汽轮机油(又称透平油)来润滑。我国常用于高速齿轮传动润滑的汽轮机油类型见表 35-4。

目前高速齿轮(节圆圆周速度大于 25 m/s)传动通

表 35-4 汽轮机油类型及适用场合

类 型	油 品 及 特 性	适 用 场 合	黏度等级(ν_{10c})	质量指标
L-TSA 汽轮机油 (防锈汽轮机油, GB/T 11120)	以深度精制、脱蜡的润滑油组分为基础油, 加入抗氧、防锈、抗泡添加剂调合而成, 具有优良的润滑性、冷却性、抗氧性、防锈性、抗乳化性、防腐性及抗泡性	发动机、工业驱动装置及其相配套的控制系统及不需改善齿轮承载能力的船舶驱动装置	32 46 68 100	表 35-5
抗氨汽轮机油(SH 0362)	以精制矿油或低温合成烃润滑油为基础油, 加入抗氧、防锈、抗泡等添加剂调合而成, 除满足防锈汽轮机油的性能要求外, 还具有良好的抗氨性	大型合成氨化肥装置离心式合成气压缩机、冷冻机及汽轮机组的润滑与密封		表 35-6
L-TSE 汽轮机油 (极压汽轮机油)	在满足防锈汽轮机油质量指标的基础上, 增加 FZG 齿轮承载能力不小于 9 级的指标要求(目前我国尚未制订此类产品统一的规格标准)			

表 35-5 L-TSA 汽轮机油质量指标 (GB/T 11120)

项 目	质 量 指 标												试验方法
	优 级 品				一 级 品				合 格 品				
黏度等级(按 GB/T 3141)	32	46	68	100	32	46	68	100	32	46	68	100	-
运动黏度/($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) (40 C)	28.8~ 35.2	41.4~ 50.6	61.2~ 74.8	90.0~ 110.0	28.8~ 35.2	41.4~ 50.6	61.2~ 74.8	90.0~ 110.0	28.8~ 35.2	41.4~ 50.6	61.2~ 74.8	90.0~ 110.0	GB/T 265
黏度指数 ¹⁾ 不小于	90				90				90				GB/T 1995
倾点 ²⁾ /C 不高于	-7				-7				-7				GB/T 3535

续表 35-5

项 目	质 量 指 标												试验方法
	优 级 品				一 级 品				合 格 品				
闪点(开口)/C 不低于	180	180	195	195	180	180	195	195	180	180	195	195	GB/T 3536
密度(20 C)/(kg·m ⁻³)	报告				报告				报告				GB/T 1884
酸值/(mg·g ⁻¹) KOH含量不大于	—				—				0.3				GB/T 264
中和值/(mg·g ⁻¹) KOH含量不大于	报告				报告				—				GB/T 4945
机械杂质	无				无				无				GB/T 511
水分	无				无				无				GB/T 260
破乳化值 ^{d)} /min (40-37-3)mL													GB/T 7305
54 C 不大于	15	15	30		15	15	30	—	15	15	30	—	
82 C 不大于				30				30				30	
起泡性试验 ^{e)} /(mL·mL ⁻¹)													GB/T 12579
24 C 不大于	450/0				450/0				600/0				
93 C 不大于	100/0				100/0				100/0				
后24 C 不大于	450/0				450/0				600/0				
氧化安定性 ⁵⁾													GB/T 12581
a. 总氧化产物/%	报告				报告				—				
沉淀物/%	报告				报告				—				
b. 氧化后酸值达2.0 mgKOH/g时, 时间/h 不小于	3 000	3 000	2 000	2 000	2 000	2 000	1 500	1 500	1 500	1 500	1 000	1 000	GB/T 12581
液相锈蚀试验(合成海水)	无 锈												GB/T 11143
铜片试验(100 C, 3h) 不大于	1 级												GB/T 5096
空气释放值 ^{d)} /min (50 C)	5	6	8	10	5	6	8	10	—				SH/T 0308

1) 对中间基原油生产的汽轮机油, L-TSA合格品黏度指数允许不低于70;一级品黏度指数允许不低于80。根据生产和使用实际, 经与用户协商, 可不受本表限制。

2) 倾点指标, 根据生产和使用实际, 经与用户协商, 可不受本表限制。

3) 作为军用时, 破乳化值由部队和生产厂双方协商。

4) 测起泡性试验时, 只要泡沫未完全盖住油的表面, 结果报告为“0”。

5) 氧化安定性为保证项目, 一年抽查一次。

6) 对一级品中空气释放值根据生产和使用实际, 经与用户协商可不受本表限制。

表 35-6 抗氨汽轮机油质量指标 (SH0362)

项 目	质 量 指 标								试验方法
	一 级 品				合 格 品				
黏度等级(按GB/T 3141)	32	32D	46	68	32	32D	46	68	
运动黏度/(mm ² ·s ⁻¹) (40 C)	28.8~35.2		41.4~50.6	61.2~74.8	28.8~35.2		41.4~50.6	61.2~74.8	GB/T 265
黏度指数 不小于	95				95 ¹⁾				GB/T 1995
倾点/C 不高于	-17	-27	-17		-17	-27	-17		GB/T 3535
闪点(开口)/C 不低于	200				180				GB/T 267
中和值/(mg·g ⁻¹) (加剂前 KOH含量)	报告				报告				GB/T 4945
(加剂后 KOH含量) 不大于	0.03				0.06				
灰分/% (加剂前) 不大于	0.005				0.005				GB/T 508
水分/%	无				无				GB/T 260

续表 35-6

项 目	质 量 指 标		试验方法	
	级 品	合 格 品		
机械杂质/%	无	无	GB/T 511	
氧化安定性 ²⁾ /h (酸值/KOH)达 2.0 mg/g 时间) 不小于	2 000	1 000	GB/T 12581	
破乳化时间/min (5; (1); (4) 37-3) 不小于	15	20	30	GB/T 7305
液相锈蚀(15号钢棒)蒸馏水, 24 h	无锈	无锈	GB/T 11143	
抗氧试验	合格	合格	SH/T 0302	

1) 中间基原油生产的抗氧汽轮机油黏度指数允许不低于 75。

2) 氧化安定性试验为保证项目, 每年测定一次。

2.3 工业闭式齿轮润滑油的使用要求(见表 35-7)

表 35-7 使用要求

条 件	要 求					
环境温度	一般情况下, 安装的齿轮装置可在环境温度为 -40~+55℃ 范围条件下工作。环境温度定义为最接近所安装齿轮装置的地方的大气温度。在某种程度上, 所用润滑油的具体种类和黏度等级由环境温度来决定					
油池温度	<table border="1"> <tr> <td>矿物基工业齿轮油</td> <td>油池温度最高上限为 95℃</td> <td rowspan="2">因为在超过上述规定的油池最高温度值时, 许多润滑剂就失去了其稳定性能</td> </tr> <tr> <td>合成型工业齿轮油</td> <td>油池温度最高上限为 107℃</td> </tr> </table>	矿物基工业齿轮油	油池温度最高上限为 95℃	因为在超过上述规定的油池最高温度值时, 许多润滑剂就失去了其稳定性能	合成型工业齿轮油	油池温度最高上限为 107℃
矿物基工业齿轮油	油池温度最高上限为 95℃	因为在超过上述规定的油池最高温度值时, 许多润滑剂就失去了其稳定性能				
合成型工业齿轮油	油池温度最高上限为 107℃					
其他需要考虑的条件	<p>a. 对于直接的太阳光照射, 高的湿度和空气中悬浮灰尘或化学制品的环境条件应加以特殊考虑。直接暴露在太阳光线下的齿轮装置将会比一个用途相同但遮蔽起来的齿轮装置工作起来更热一些</p> <p>b. 暴露在一个潜在的或实际有害的条件下(诸如热、湿度、灰尘和化学制品或其他因素)的齿轮装置应由其制造者特殊考虑并具体推荐一合适的润滑油</p>					
低温工业齿轮油	在寒冷地区工作的齿轮传动装置必须保证润滑油能自由循环流动及不引起过大的起动转矩。这时, 可以选择一合适的低温工业齿轮油(极温工业齿轮油或极温重负荷工业齿轮油), 所选用润滑油的倾点至少要比预期的环境温度最低值低 5℃。润滑油必须有足够低的黏度以便在起动温度下润滑油能自由流动, 但是, 润滑油又必须有足够高的黏度以便在工作温度下承受负荷					
油池加热器	如果环境温度与所选润滑油的倾点接近, 齿轮传动装置就必须配备油池加热器, 用以把润滑油加热到起动时油能自由循环流动的温度值。加热器的设计应避免过度集中加热以至引起润滑剂加速变质					
冷却	当齿轮传动装置长期连续运转以至引起润滑油的工作温度超过上述规定的油池最高温度时, 就必须采取措施冷却润滑油					

3 润滑油种类的选择

根据计算出的齿面接触应力(见表 35-8)和齿轮使用

工况, 参考表 35-9 即可确定工业闭式齿轮油的

种类。

3.1 工业闭式齿轮油种类的选择

表 35-8 齿面接触应力的计算

齿 轮	计 算 式
渐开线圆柱齿轮	$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{u \pm 1}{u}} \dots \dots \dots (35-1)$ <p>式中的“+”号用于外啮合传动, “-”号用于内啮合传动。式中具体参数的选择及计算按 GB/T 3480 的规定</p>
锥齿轮	$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{F_{tH}}{d_1 b_{eH}} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{u_v + 1}{u_v}} \dots \dots \dots (35-2)$ <p>式中具体参数的选择及计算按 GB/T 10062 的规定</p>

续表 35-8

齿 轮	计 算 式
双圆弧齿轮	$\sigma_H = \left(\frac{T_1 K_A K_V K_H K_{H2}}{2\mu_t + K_{\Delta r}} \right)^{0.73} \frac{Z_E Z_u Z_{\beta} Z_{\alpha}}{z_1 m_n^{2.19}} \dots \dots \dots (35-3)$ <p>式中具体参数的选择及计算按 GB/T 13799 的规定</p>

表 35-9 工业闭式齿轮润滑油种类的选择

条 件		推荐使用的工业闭式齿轮润滑油
齿面接触应力 $\sigma_H/(N/mm^2)$	齿轮使用工况	
<350	一般齿轮传动	抗氧防锈工业齿轮油(L-CKB)
350~500 (轻负荷齿轮)	一般齿轮传动	抗氧防锈工业齿轮油(L-CKB)
	有冲击的齿轮传动	中负荷工业齿轮油(L-CKC)
500~1 100 ¹⁾ (中负荷齿轮)	矿井提升机、露天采掘机、水泥磨、化工机械、水力电力机械、冶金矿山机械、船舶海港机械等的齿轮传动	中负荷工业齿轮油(L-CKC)
>1 100 (重负荷齿轮)	冶金轧钢、井下采掘、高温有冲击、含水部位的齿轮传动等	重负荷工业齿轮油(L-CKD)
<500	在更低的、低的或更高的环境温度和轻负荷下运转的齿轮传动	极温工业齿轮油(L-CKS)
≥ 500	在更低的、低的或更高的环境温度和重负荷下运转的齿轮传动	极温重负荷工业齿轮油(L-CKT)

1) 在计算出的齿面接触应力略小于1 100 N/mm²时,若齿轮工况为高温、有冲击或含水等,为安全计,应选用重负荷工业齿轮油。

3.2 高速齿轮润滑油种类的选择

根据下式计算出的齿面接触负荷系数和齿轮使用工况,参考表 35-10 即可确定高速齿轮润滑油的种类。

$$K = \frac{F_t u \pm 1}{b d_1 u} \dots \dots \dots (35-4)$$

式中: K——齿面接触负荷系数, N/mm²;

F_t ——端面内分度圆周上的名义切向力, N;

b ——工作齿宽, mm;

d_1 ——小齿轮的分度圆直径, mm;

u ——齿数比, $u = z_2/z_1$

式中的“+”号用于外啮合传动,“-”号用于内啮合传动。

表 35-10 高速齿轮润滑油种类的选择

条 件		推荐使用的高速齿轮润滑油
齿面接触负荷系数 $K(N/mm^2)$	齿轮使用工况	
硬齿面齿轮 ¹⁾ : $K < 2$ 软齿面齿轮 ²⁾ : $K < 1$	不接触水、蒸汽或氨的一般高速齿轮传动。	防锈汽轮机油
	易接触水、蒸汽或海水的一般高速齿轮传动,如与蒸汽轮机、水轮机、涡轮鼓风机相联的高速齿轮箱,海洋航船、汽轮机齿轮相等。	防锈汽轮机油
	在有氨的环境气氛下工作的高速齿轮箱,如大型合成氨化肥装置离心式合成气压缩机、冷冻机及汽轮机齿轮箱等。	抗氨汽轮机油
硬齿面齿轮 ¹⁾ : $K \geq 2$ 软齿面齿轮 ²⁾ : $K \geq 1$	要求改善齿轮承载能力的发电机、工业装置和船舶高速齿轮装置。	极压汽轮机油

1) 硬齿面齿轮: ≥ 45 HRC

2) 软齿面齿轮: ≤ 350 HB

4 润滑油黏度的选择

$$v = \frac{\pi d_w n_1}{60 \times 1000} \dots\dots\dots (35-5)$$

根据按下式计算出的低速级节圆圆周速度和环境温度,参考表 35-11 即可确定所选润滑油的黏度等级。

式中: v ——齿轮节圆圆周速度, m/s;
 d_w ——小齿轮的节圆直径, mm;
 n_1 ——小齿轮的转速, r/min。

齿轮节圆圆周速度 v 按式(35-5)计算:

表 35 11 工业闭式齿轮装置润滑油黏度等级的选择

平行轴及锥 齿轮传动	润滑油黏度等级 ¹⁾ $\nu_{40} / (\text{mm}^2/\text{s})$			
	环境温度/ C			
低速级齿轮节圆圆周速度 ²⁾ $v / (\text{m/s})$	-40~-10 C	-10~10 C	10~35 C	35~55 C
≤ 5	100(合成型)	150	320	680
5~15	100(合成型)	100	220	460
15~25	68(合成型)	68	150	320
25~80 ³⁾	32(合成型)	46	68	100

- 1) 当齿轮节圆圆周速度 $\leq 25 \text{ m/s}$ 时,表中所选润滑油黏度等级为工业闭式齿轮油;
 当齿轮节圆圆周速度 $> 25 \text{ m/s}$ 时,表中所选润滑油黏度等级为汽轮机油;
 当齿轮传动承受较严重冲击负荷时,可适当增加一个黏度等级。
- 2) 锥齿轮传动节圆圆周速度是指锥齿轮齿宽中点的节圆圆周速度。
- 3) 当齿轮节圆圆周速度 $> 80 \text{ m/s}$ 时,应由齿轮装置制造者特殊考虑并具体推荐一合适的润滑油。

有关工业润滑油黏度牌号分类及各黏度牌号在不同黏度指数和不同温度时的运动黏度,参见表 35-12。

表 35-12 工业用润滑油黏度牌号分类及各黏度牌号在不同黏度指数和不同温度时的运动黏度

GB/T 3141 采用的 黏度牌号	ISO 采用的 黏度牌号	运动黏度 范围 mm^2/s	在不同黏度指数和不同温度时的运动黏度						
			黏度指数 (VI)=50				黏度指数 (VI)=95		
			mm^2/s				mm^2/s		
		40 C	20 C	37.8 C	50 C	20 C	37.8 C	50 C	100 C
22	ISOVG22	19.8~24.2	51.0~65.8	21.7~26.6	13.6~16.3	48.0~61.7	21.6~26.5	13.9~16.6	4.00~4.50
32	ISOVG32	28.8~35.2	82.6~108	31.9~39.2	19.0~22.6	76.9~98.7	31.7~38.9	19.4~23.3	4.97~5.60
46	ISOVG46	41.4~50.6	133~172	46.3~56.9	26.1~31.3	120~153	45.9~56.3	27.0~32.3	6.22~7.05
68	ISOVG68	61.2~74.8	219~283	69.2~85.0	37.1~44.4	193~244	68.4~83.9	38.7~46.6	7.96~9.09
100	ISOVG100	90.0~110	356~451	103~126	52.4~63.0	303~383	101~124	55.3~66.6	10.3~11.8
150	ISOVG150	135~165	583~743	155~191	75.9~91.2	486~614	153~188	80.6~97.1	13.5~15.5
220	ISOVG220	198~242	927~1180	230~282	108~129	761~961	226~277	115~138	17.5~19.9
320	ISOVG320	288~352	1460~1870	337~414	151~182	1180~1500	331~406	163~196	23.3~25.4
460	ISOVG460	414~506	2290~2930	488~599	210~252	1810~2300	478~587	228~274	28.3~32.2
680	ISOVG680	612~748	3700~4740	728~894	300~360	2880~3630	712~874	326~393	36.5~41.5
1000	ISOVG1000	900~1100	5960~7640	1080~1330	425~509	4550~5780	1050~1290	466~560	46.6~52.9
1500	ISOVG1500	1350~1650	8850~12600	1640~2010	613~734	7390~9400	1590~1960	676~812	60.1~68.1

5 润滑方式的选择

润滑方式直接影响齿轮传动装置的润滑效果,必须予以重视。

齿轮传动装置的润滑方式是根据节圆圆周速度来确定的(见表 35-13)。若采用特殊措施,节圆圆周速度可超过表 35-13 给出的标准值,例如使用冷却装置和

专用箱体等。

表 35-13 节圆圆周速度与润滑方式的关系

节圆圆周速度 $v / (\text{m/s})$	推荐润滑方式	备注
≤ 15	油浴润滑	特殊情况下,也可同时采用油浴润滑与喷油润滑
> 15	喷油润滑	

6 润滑油的保养

6.1 润滑油的使用、保养要求(见表 35-14)

表 35-14 润滑油的使用、保养

内 容	要 求
存 放	润滑油在存放保管过程中,必须把不同种类和不同黏度等级的油分开,并应有明显的标志,油品不允许露天存放。同时,润滑油在贮运过程中要特别注要防止混入杂质和其他品种的油料
理化指标	润滑油在进厂时,尤其是重要设备和关键设备的用油,必须对油品的主要理化指标进行复检
混 用	不同厂家生产的润滑油不宜混用,在特殊情况下,混用前必须进行小样混合试验
换 油	润滑油在使用过程中,必须经常注意油质的变化,并定期抽取油样化验。 L-CKC 工业闭式齿轮油换油指标,见表 35-15,汽轮机油换油指标,见表 35-16 和表 35-17

表 35-15 L-CKC 工业闭式齿轮油换油指标 (SH/T 0586)

项 目	换油指标	试验方法
外观 ¹⁾	异常	目测
运动黏度变化率 ²⁾ /%(40℃)	超过 +15 或 -20	GB/T 265
水分/%	大于 0.5	GB/T 260
机械杂质/%	等于或大于 0.5	GB/T 511
铜片腐蚀/级 (100℃,3h)	等于或大于 3b	GB/T 5096
梯姆肯 OK 值/N	等于或小于 133.4	GB/T 11144

1) 油品在使用过程中,若发现抗泡性能变差时,可根据使用情况向油品中补加抗泡沫添加剂。

2) 40℃运动黏度变化率 η 按下式计算:

$$\text{变化率} = \frac{\text{使用中油品的黏度实测值} - \text{新油的黏度实测值}}{\text{新油的黏度实测值}} \times 100\%$$

表 35-16 L-TSA 汽轮机油换油指标 (SH/T 0636)

项 目	换油指标				试验方法
黏度等级(按 GB/T 3141)	32	46	68	100	-
40℃运动黏度变化率 ¹⁾ /%	超过 ±10				GB/T 265
酸值(KOH 增加值)/(mg·g ⁻¹)	大于 0.1				GB/T 264
氧化安定性/min	低于 60				GB/T 0193
闪点(开口)/℃	低于 170	低于 185			GB/T 3536
破乳化值/min (40-37-3)ml,54℃ ²⁾	大于 40	大于 60			GB/T 7305
液相锈蚀试验(合成海水)	低于 轻锈				GB/T 11143

1) 变化率 = $\frac{\text{使用中汽轮机油的黏度实测值} - \text{新油的黏度实测值}}{\text{新油的黏度实测值}} \times 100\%$

2) 当使用 100 号油时,测试温度为 82℃。

表 35-17 抗氧汽轮机油换油指标 (SH/T 0137)

项 目	换油指标	试验方法
运动黏度变化率 ¹⁾ / % (40 °C)	超过 ±10	GB/T 265
酸值/(mg/g) (KOH 含量)	大于 0.2	GB/T 264
闪点(开口)/ °C	比新油标准低 8	GB/T 267
水分/ %	大于 0.1	GB/T 260
破乳化时间/min	大于 80	GB/T 7305
液相锈蚀试验(15 号钢棒, 24 h) 蒸馏水	锈	GB/T 11143
氧化安定性/min	小于 60	SH/T 0193
抗氨性能试验	不合格	SH/T 0302

1) 变化率 = $\frac{\text{使用中汽轮机油的黏度实测值} - \text{新油的黏度实测值}}{\text{新油的黏度实测值}} \times 100\%$

6.2 清洁和冲洗

在设备检修或换油时, 油箱必须认真地清洗。在齿轮传动装置处于运行温度时放出润滑油, 装置应用洗涤油清洗, 洗涤油必须是清洁的并且能与工作油相溶。

6.2.1 用溶剂清洁

除非齿轮箱体内有了用洗涤油清洗不掉的氧化沉淀物或者污染了的润滑剂, 应避免使用溶剂。当有长久沉淀而需要使用溶剂时, 必须用洗涤油除去残留在系

统内的溶剂残余物。

6.2.2 用过的润滑油

用过的润滑油和洗涤油应完全从系统内排除以免污染新加入的油。

6.2.3 检查

箱体内表面必须检查, 如果可能的话, 清除箱体内表面所有残余物, 应加入新的润滑剂并使其循环流动从而使所有的内部零件涂上润滑剂。

- 王 伟
- 吴荆平
- 李 峰
- 段 楠
- 王文英

第八篇

齿 轮 热 处 理 质 量 检 验

热处理是利用加热和冷却固态金属的方法改变金属的组织,以获得所要求性能的一种工艺。通过热处理,可以消除上一工序所产生的缺陷,也可以为下一道工序创造条件,更重要的是进一步提高合金的性能,从而充分发挥合金的潜力。在机械工业中热处理占有十分重要的地位。例如,现代机床工业中有60%~70%的零件,汽车、拖拉机工业中有70%~80%的零件均要进行热处理;尤其是飞机零件几乎全部要进行热处理;滚动轴承和各种工具则需100%进行热处理。所以热处理是强化钢材使其发挥潜在能力的重要方法,也是提高产品质量和使用寿命的主要途径。

随着硬齿面技术的推动,齿轮内在质量要求提高了,齿轮材料与热处理工艺越来越受到人们的重视,本篇主要介绍国家标准《齿轮材料及热处理质量检验的一般规定》以及各种齿轮热处理工艺及其质量控制的行业标准,这些标准规定了各种齿轮用钢的选材规则和热处理工艺控制及质量检验方法。

第 36 章

齿轮材料及热处理质量检验

随着机械工业的发展,对齿轮产品的质量要求日益提高。齿轮的强度、寿命和制造精度与其材料及热处理质量有着密切联系,下面介绍的GB/T 8539—2000是一个齿轮强度与材料热处理之间关系密切的标准,即疲劳极限和材料热处理质量要求,这两者之间的关系是:不同的疲劳强度等级要求不同的材料热处理质量水平,或者说,不同的材料热处理质量水平获得相应的不同的疲劳强度等级。

GB/T 8539—2000《齿轮材料及热处理质量检验的一般规定》,等效采用ISO 6336.5:1996《渐开线圆柱直齿和斜齿轮承载能力计算方法 第5部分:材料强度和硬度》中的第6章“材料质量及热处理工艺规范”。

GB/T 8539规定了齿轮材料及热处理质量检验要求,给出了与材料质量等级(ML、MQ、ME和MX)相对应的接触与弯曲疲劳极限值(见图36-1~图36-14)。

标准适用于钢、铸铁制造的齿轮材料及热处理质量检验。

1 术语定义与符号

有关齿轮术语的定义见第2章基本术语,有关热处理术语的定义可参见GB/T 7232—1987《金属热处理工艺术语》,标准中的符号和单位见第8章渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法。

2 齿轮材料及热处理质量检验要求

2.1 一般原则

不同材料、不同热处理工艺所得到的 σ_{Hlim} (接触疲劳极限)、 σ_{Flim} (弯曲疲劳极限)和 σ_{FE} ($\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} Y_{ST}$)见图36-1~图36-14。图中的各材料质量等级的定义见表36-1。

表 36-1 材料质量等级定义

等级代号	定 义	等级代号	定 义
ML	对齿轮加工过程中材料及热处理工艺的一般要求	ME	必须具有高可靠度制造过程控制才能达到的等级
MQ	对有经验的制造者在一般成本下可以达到要求的等级	MX	对淬透性及金相组织有特殊考虑的调质合金钢的质量要求

2.2 齿轮材料及热处理检验要求

以下各条要求已经过实际应用验证,推荐使用。齿轮制造厂家可根据各自的经验或需要采用其他的方法或数据。尤其是大型齿轮,也应由供需双方对细节达成协议。

2.2.1 铸钢、结构钢(图36-1、图36-2)

由于这些钢材无一定化学成分要求,冶炼方法也不明确,因此MQ线位于强度不限(ML,即MQ=ML)。该类结构钢只用于轻载齿轮和次要齿轮。当钢材生产可达到高档要求或经过实际验证时,也可用ME线数据。

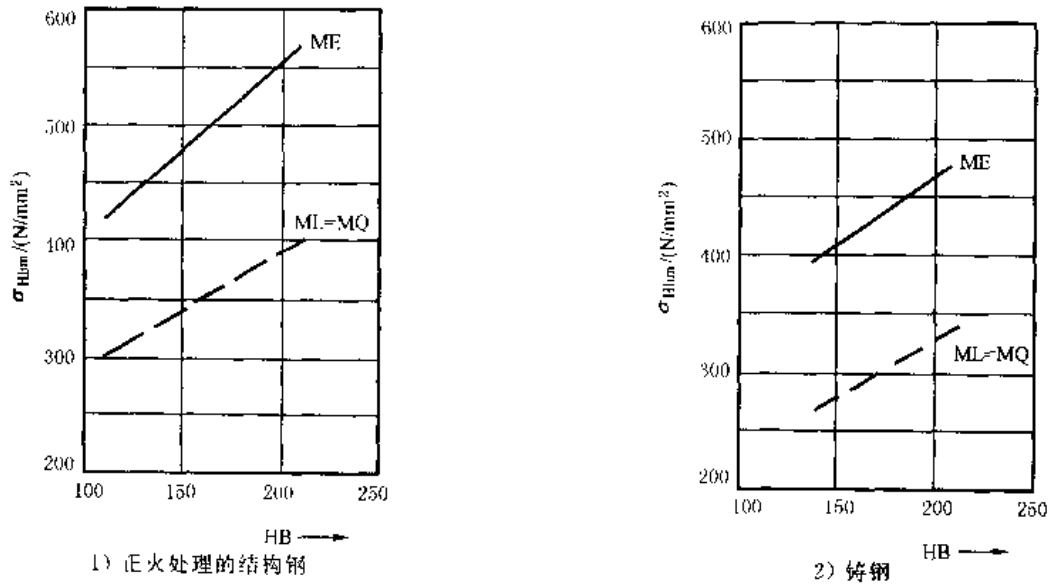
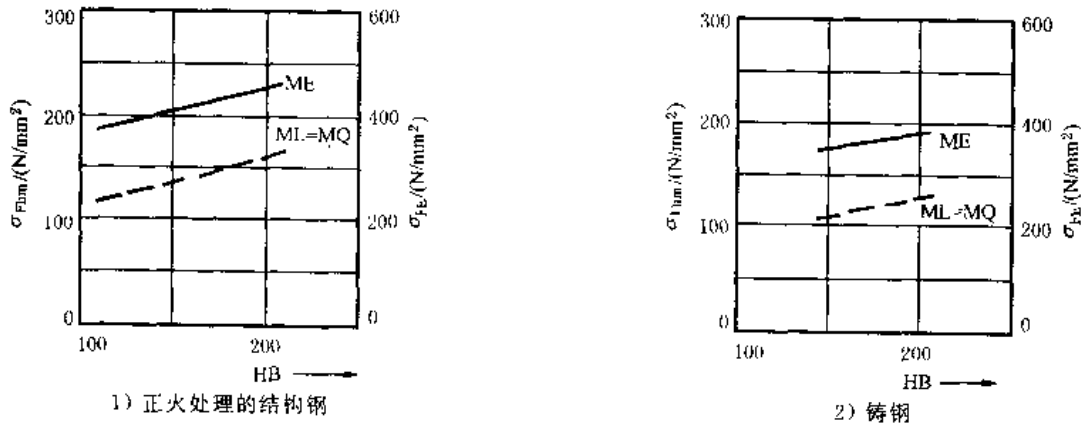


图 36-1 正火处理的结构钢和铸钢的 σ_{Hlim}



注: $\sigma_{FE} = \sigma_{lim} Y_{ST}$

图 36-2 正火处理的结构钢和铸钢的 σ_{FLim} 和 σ_{FE}

2.2.2 黑心可锻铸铁(见图 36-3.图 36-4)

这类材料常用于小型轻载齿轮。热处理工艺控制得当,可提高材料性能。从可靠性考虑, MQ 线位于下限 (ML), 若经过实用验证, 也可采用 E 线数据。

2.2.3 其他材料

a. 铸铁材料(灰口及球墨铸铁)(图 36-3.图 36-4) 的质量及热处理检验要求, 见表 36-2。

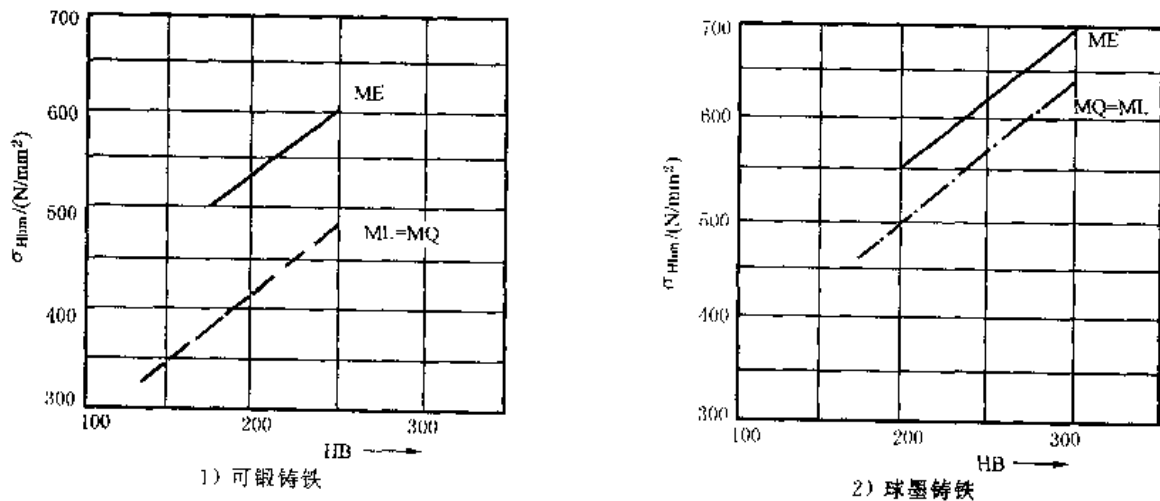
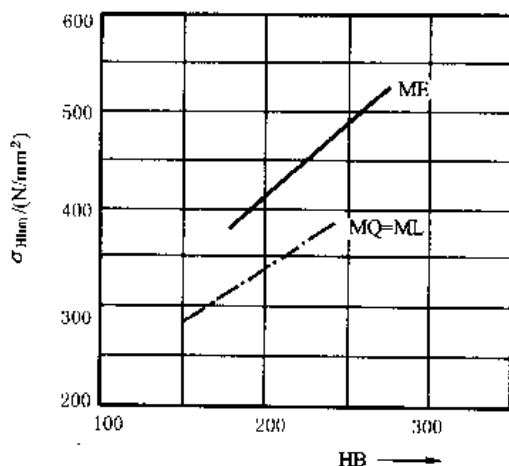
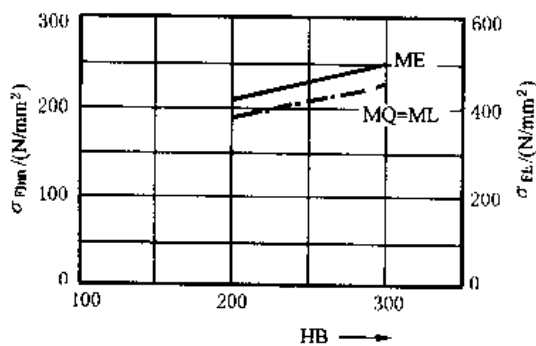


图 36-3 铸铁的 σ_{Hlim}

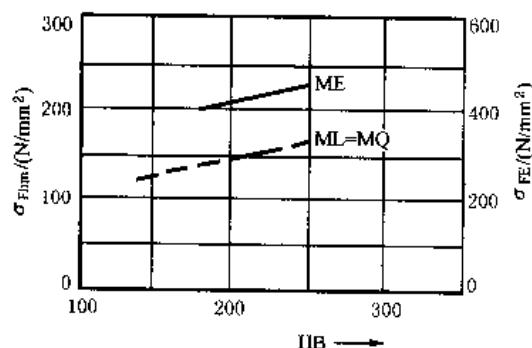


3) 灰铸铁

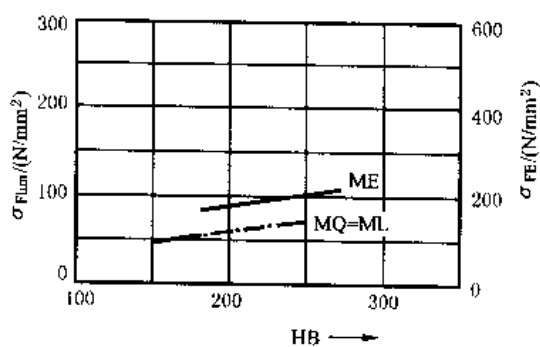
续图 36-3



1) 可锻铸铁



2) 球墨铸铁



3) 灰铸铁

注: $\sigma_{FE} = \sigma_{Hlim} Y_{ST}$

图 36-4 铸铁的 σ_{Hlim} 和 σ_{FE}

表 36-2 铸铁材料(灰口及球墨铸铁)

序号	项 目	灰口铸铁			球墨铸铁		
		ML	MQ	ME	ML	MQ	ME
1	化学成分	不检验		100%检验 提交铸造合格证	不检验		100%检验 提交铸造合格证
2	冶炼	不规定		电炉或相当设备	不规定		电炉或相当设备
3	力学性能	只提供HB值		要求 σ_b 或HB,针对同炉号独立的试样做检验报告	只提供HB值		检验 $\sigma_s(\sigma_{0.2}, \sigma_b, \delta_5, \psi)$ (代表性试样) 靠近实际轮齿部位检验HB

续表 36-2

序号	项 目	灰口铸铁		球墨铸铁		
		ML	MQ	ME	ML	MQ
4	石墨形态	规定但不必检验			不检验	限制
	基体组织	不规定(对于灰铁,铁素体含量 $\leq 5\%$)		铁素体含量 $\leq 5\%$		
5	焊补	不允许在轮齿部位焊补,其他部位只能在认可工艺下进行,焊补后应进行去应力退火处理				不允许焊补
6	去应力退火	不规定		推荐500~530℃,对于合金灰铁530~560℃保温适当时间	不规定	推荐500~560℃保温适当时间
7	内部缩孔(裂纹)	不检验		检验气孔、裂纹、砂眼,限制缺陷	不检验	检验气孔、裂纹、砂眼,限制缺陷
8	表面裂纹	不检验		着色渗透探伤	不检验	不允许有裂纹,100%经磁粉或着色渗透探伤,大批量产品可抽样检验

b. 非表面硬化调质钢(铸件)(图36-6、图36-8)的质量及热处理检验要求,见表36-3。

表 36-3 非表面硬化调质钢(铸件)

序号	项 目	ML, MQ	ME
1	化学成分	不检验	100%跟踪原始铸件,提交检验报告
2	晶粒度	不规定	5级或更细晶粒,提交检验报告
3	热处理后的力学性能	HB	检验 σ_s ($\sigma_{0.2}$)、 σ_b 、 δ_5 、 ψ 、HB, 100%跟踪原始铸件,提交检验报告。也可按供需双方协议进行
4	无损检测		
4.1	超声波检查(粗车状态)	不规定	推荐检查轮齿及内根部位,对于大直径工件,在切齿前检查缺陷。〔按GB/T 7233,合格标准:1区(外圆至齿根以下25mm处)为1级,Ⅱ区(轮缘其余部位)为2级〕
4.2	表面裂纹检测(最终加工状态)	不允许存在裂纹。100%经磁粉或着色渗透探伤检查,对于大批量产品可抽查	
5	焊补	可按规定工艺进行	轮齿部位不允许。其他部位只允许在热处理前的粗车状态进行,切齿后不能焊补

注:当铸钢件质量达到锻钢件(锻打或轧制)质量标准时,对与锻钢小齿轮配对的铸钢齿轮,也可采用锻钢的许用应力值计算其承载能力,但这种情况须经试验数据或应用实例验证。

c. 非表面硬化调质钢(锻件或轧材)(图36-5、图36-7)的质量及热处理检验要求,见表36-4。

表 36-4 非表面硬化调质钢(锻件或轧材)

序号	项 目	ML	MQ	ME	MX						
1	化学成分 ¹⁾	不检验	100%跟踪原始铸件,提供检验报告								
2	材料纯度 ²⁾ (按 GB/T 10561 检验)	不规定	钢材在钢包中脱氧及精炼,并应经过真空脱气,浇铸过程应有防氧化措施,除非用户要求,否则禁止故意加钙,最大氧含量 25×10^{-6} ,按GB/T 10561方法B检验Ⅰ区纯度,检验面积近200 mm ² ,下表为夹杂物级别。提供检验报告								
			A		B		C		D		
			细系	粗系	细系	粗系	细系	粗系	细系	粗系	
			MQ	3.0	3.0	2.5	1.5	2.5	1.5	2.0	1.5
			ME	3.0	2.0	2.5	1.5	1.0	1.0	1.5	1.0
			MX	3.0	2.0	2.5	1.5	1.0	1.0	1.5	1.0
3	晶粒度	不规定	5级或更细晶粒,提供检验报告								
4	锻造比 ³⁾	不规定	至少3倍								
5	热处理后力学性能	HB值		对于锻件或直径250 mm以上棒材,同炉号切割试样检验 $\sigma_s(\sigma_{0.2})$ 、 σ_b 、 δ_5 及 ψ 指标,试样连同工件一同热处理,全部工件检验表面硬度HB,也可按供需双方协议进行,提供检验报告		同ME。材料淬透性及热处理工艺应足以保证齿根部位规定深度的最低硬度。控制截面见本章第3节。					
6	显微组织	不规定		最低回火温度480℃,齿根硬度应满足图样要求		轮缘部位显微组织应以回火马氏体为主 ⁴⁾					
7	无损检测										
7.1	超声波检测 (粗车状态)	不规定	锻后检测并提交报告,对于大直径工件,建议在切齿前检查缺陷(按ASTMA388灵敏度为3.2 mm平底孔进行探伤,探伤时由外圆至中径360°扫描,在保证同等质量前提下允许采用供需双方协议的检测方法)								
7.2	表面裂纹检测 (最终加工状态)	不允许存在锻造或淬火裂纹		不允许存在锻造及淬火裂纹,磨削齿轮应检查表面裂纹,检查方法由供需双方协商							
8	焊补	可按规定工艺进行		轮齿部位不允许,其他部位只允许在热处理前的粗车状态进行,切齿后不能焊补							

注:当铸钢件质量达到锻钢件(锻打或轧制)质量标准时,对与锻钢小齿轮配对的铸钢齿轮,也可采用锻钢的许用应力值计算其承载能力,但这种情况须经试验数据和应用实例验证。

锻钢纯度及锻造比标准不能用于铸件,夹杂物含量与形状应控制为球状硫化锰夹杂物(I型)为主,但不允许存在晶界硫化锰夹杂物(II型)。

1) 对于0℃以下冷态环境下服役的齿轮:

考虑低温夏比(冲击)性能的要求;

考虑断口形貌转化或无延伸温度性能的要求;

考虑采用高镍合金钢;

考虑将碳含量降至0.4%以下;

考虑用加热元件提高润滑剂温度。

2) 材料纯度检验只针对切齿部位,位于最终齿顶圆下两倍齿高以上的深度。对于外齿轮,齿坯的这段区域通常不超过半径的25%。

3) 只针对由铸锭制成的锻件,对于连铸材料,最小锻造比为7/1。

4) 在齿轮截面上,至1.2倍齿高深处的显微组织以回火马氏体为主,允许混有少量先析铁素体、上贝氏体及细小珠光体,不允许存在未溶块状铁素体。对于控制截面 ≤ 250 mm的齿轮,非马氏体相变产物不可超过10%,控制截面 > 250 mm的齿轮,不可超过20%。

d. 表面硬化钢——经火焰及感应加热淬火(锻造、轧制或铸造)(图 36-10、图 36-12)的质量及热处理

表 36-5 表面硬化调质钢——经火焰及感应淬火(锻造、轧制或铸造)

序号	项 目	ML	MQ	ME					
1	化学成分	同表 36-4(调质钢 1~6 项) 对于普碳钢和锰钢的纯度要求为:							
2	调质后力学性能								
3	纯度								
4	晶粒度	A	B	C	D				
5	超声波探伤	细系	粗系	细系	粗系	细系	粗系		
6	锻造比	3.0	3.0	2.5	1.5	2.5	1.5	2.0	1.5
7	预备热处理	淬火及回火态组织							
8	表面硬度	48~56 HRC			50~56 HRC				
9	有效硬化层深度 ¹⁾ (按 GB/T 5617 检验)	硬化层深度是指从表面到相当于表面硬度规定值 80% 的硬度处的垂直距离							
10	表层组织	不规定		抽查,以细针马氏体为主		严格抽查,细针马氏体			
11	无损检测								
11.1	表面裂纹(磁粉或着色渗透探伤) ²⁾	不允许 抽查首批工件			不允许 全部检查				
11.2	齿部磁粉探伤 ²⁾	不规定			模数/mm 缺陷最大尺寸/mm				
					≤2.5	1.6			
					>2.5~8	2.4			
					>8	3.0			
12	过热(尤其是齿顶)	禁止		严格禁止					

注:本表适用于套圈式火焰淬火、套圈式或逐齿感应淬火工艺,齿根部位经过硬化,硬化层形状如图 36-16、36-17 所示。

1) 为了得到稳定的硬化效果,硬度分布、硬化层深、设备参数及工艺方法应该建档,并定时检查,另外用一个与工件形状及材料相同的代表性试样来修正工艺。设备及工艺参数应足以保证硬化效果的良好复现性,硬化层应布满全齿宽和齿廓,包括双侧齿面、双侧齿根和齿根拐角。

2) 最终加工后的齿轮齿区区域内,任何质量级别的材料都不允许存在裂纹、爆裂、折皱。限制:25 mm 齿宽内不超过 1 个,一侧齿面内不超过 5 个,在工作齿高中线以下不允许存在。对于超标缺陷,在不影响齿轮完整性并征得用户同意情况下可以去除。

e. 表面硬化渗氮钢和调质钢——经气体、液体、离子渗氮(氮碳共渗)(图 36-13、图 36-14)的质量及热处理检验要求,见表 36-6。

表 36-6 表面硬化渗氮钢和调质钢——经气体、液体、离子渗氮(氮碳共渗)

序号	项 目	ML	MQ	ME
1	化学成分	同表 36-4(调质钢 1~6 项)		
2	调质后力学性能			
3	纯度			
4	晶粒度			
5	超声波探伤			
6	锻造比			
7	预备热处理	无表面脱碳的调质或正火,其中回火温度应高于后续氮化(共渗)温度		

续表 36-6

序号	项 目	ML	MQ	ME	
8	心部要求 ¹⁾	不检验	$\sigma_b > 900 \text{ N/mm}^2$ 或硬度 $> 266 \text{ HB}$ (一般情况下铁素体含量应 $< 5\%$)		
9	渗氮(氮碳共渗)层深度	有效渗氮层深度是指从表面到 460 HV 或 40.8 HRC 硬度处的垂直距离。如果心部硬度超过 380 HV, 那么心部硬度 + 50 HV 可作为界限硬度			
10	表面硬度				
10.1	渗氮	渗氮钢 ^{2), 3), 4)}	650~900 HV ⁵⁾		
10.2		调质钢 ²⁾	$> 450 \text{ HV}$		
10.3	氮碳共渗	合金钢 ²⁾	$> 500 \text{ HV}$		
10.4		非合金钢 ²⁾	$> 300 \text{ HV}$		
11	表面组织 (白亮层 及脆性)	渗氮	$\leq 25 \mu\text{m}$	$\leq 25 \mu\text{m}$, 且以 ϵ 相为主	同 MQ, 若渗氮后磨齿, 应考虑抗点蚀能力
		氮碳共渗	不规定	白亮层 $< 30 \mu\text{m}$, 且以 ϵ 相为主	
		脆性	≤ 3 级	≤ 2 级 (GB/T 11351)	
12	渗氮后加工精度 ⁶⁾	特殊情况下磨齿, 但应防止表面承载能力的降低			
13	渗氮(氮碳共渗)设备	设备及工艺参数可控。对液体氮碳共渗, 要求带有通风的铁耐热合金坩锅或钝化炉衬, 以防止共渗时铁元素渗入熔盐中			

1) 对于渗氮或氮碳共渗件其调质后的心部硬度决定其最终心部硬度, 因此在调质回火温度高于渗氮或氮碳共渗温度前提下, 其硬度值在允许切齿(冷加工)的条件下, 应尽可能取高的硬度值, 以增加强度和以便不产生蛋壳效应

2) 测量表面硬度时应注意垂直于表面, 试验载荷应同渗层深度及硬度相称。

3) 渗氮齿轮抗过载能力较低, 由于 S-N 曲线形状平缓, 因此在设计前应考虑好其冲击敏感性。对于含铝的合金钢, 当渗氮周期较长时, 晶界有形成连续网状氮化物的可能, 使用这种钢材, 应在热处理时列出特别注意事项。

4) 含铝氮化物或类似钢材, 只限于 ML 和 MQ。这类材料的齿根应力值 $\sigma_{F_{lim}}$ 限制是: 对于 ML 级, 230 N/mm^2 以下; 对于 MQ 级, 340 N/mm^2 以下。

5) 当由于白亮层 ($> 10 \mu\text{m}$) 而使硬度增加时, 疲劳强度反而由于脆性原因而降低。

6) 许多氮化齿轮抗过载能力低, 因此, 齿轮应有足够高的几何精度, 以限制动载荷在轮齿总载荷中的比例。

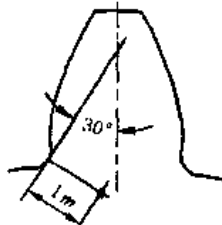
f. 表面硬化钢——经渗碳(碳氮共渗)(锻打或轧制) (表 36-7)。

制)(图 36-9、图 36-11)的质量及热处理检验要求, 见

表 36-7 表面硬化钢——经渗碳(碳氮共渗)(锻打或轧制)

序号	项 目	ML	MQ	ME						
1	化学成分	不检验								
2	淬透性(按 GB/T 225 检验)	不检验	100% 跟踪原始坯锭, 提交检验报告	对同一批坯锭取样检验, 提交检验报告						
3	纯度及冶炼	不规定	钢材在钢包中脱氧及精炼处理, 并经真空脱气, 浇铸过程应有防氧化措施, 除非用户要求, 否则禁止故意加钙。最大氧含量 25×10^{-4} , 按 GB/T 10561 方法 B 检验 II 区纯度, 检验面积近 200 mm^2 。下表为夹杂物级别							
			A		B		C		D	
			细系	粗系	细系	粗系	细系	粗系	细系	粗系
	MQ	3.0	3.0	2.5	1.5	2.5	1.5	2.0	1.5	
	ME	3.0	2.0	2.5	1.5	1.0	1.0	1.5	1.0	

续表 36-7

序号	项 目	ML	MQ	ME
4	锻造比 ¹⁾	不规定	至少3倍	
5	晶粒度	不规定	5级或更细晶粒,提交检验报告	
6	粗车状态超声波探伤	不规定	推荐。对于大直径工件在切齿前检查缺陷	要求。5件以上产品可抽查
			方法同表36-4(调质钢7.1项)	
7	表面硬度			
7.1	工件代表性表面硬度 ²⁾ (见表36-10)	最低 55 HRC 或 73 HR30 N, 抽查。	58~64 HRC 或 75.7~81.1 HR30 N, 抽查	58~64 HRC 或 75.7~81.1 HR30 N, 同炉热处理件数≤5时全部检查,否则抽查。
7.2	模数≥12时齿宽中线齿根区域的表面硬度	不规定	满足图样要求,抽查代表性试样	满足图样要求,全部检查或检验代表性试样
8	心部硬度	21 HRC 以上	25 HRC 以上	35 HRC 以上
		推荐测量位置:齿宽中部齿根30°切线的法向上,深度为5倍硬化层深,但不小于1倍模数。可按技术条件要求,或采用供需双方协议的检查方法进行检测		
				
9	有效硬化层深度(按 GB/T 9450 检验)	用代表性试样检查或类似齿轮的同模数齿块试样的齿宽中部位于齿顶圆以下的齿顶高上检查,本指标关系到齿面接触强度。在考虑齿轮模数和最大应力状态的情况下确定。有效硬化层深度是指表面到550 HV 或 52 HRC 硬度处的垂直距离。在规定最小硬化层深度时,应注意到对于弯曲强度和表面承载能力的最佳值不一样。另外,不能超过最大硬化层深度,否则齿顶脆性增加		
10	至表面硬度降(参见表36-10)	不规定	对于工件或代表性试样,硬度降低不超过2 HRC。当精加工状态硬度650 HV 以上时,硬度降低限制在40 HV 以下	硬度降低不能超过30 HV
11	各种显微组织检查均可按2.3中代表性试样上进行。这种检查对MQ任意,对ME必须检查(对ML不要求)			
11.1	表面含碳量限制。	不制定	共析碳含量加±0.2%~-0.10%,建议代表性试样中以细针马氏体为主,贝氏体含量小于10%	
11.2	表面含氮量(碳氮共渗)	不检查	按技术条件要求,一般含氮量不超过0.3%	
11.3	碳化物	允许有半连续状碳化物网(图36-15a)	允许有断续的碳化物,对于代表性试样,所有碳化物长度不超过0.02 mm(图36-15b)	允许弥散状碳化物按2.3条检验代表性试样(图36-15c)
		可按各行业标准执行		
11.4	残余奥氏体(对代表性试样金相法检查)	不规定	25%以下	25%以下且细小弥散

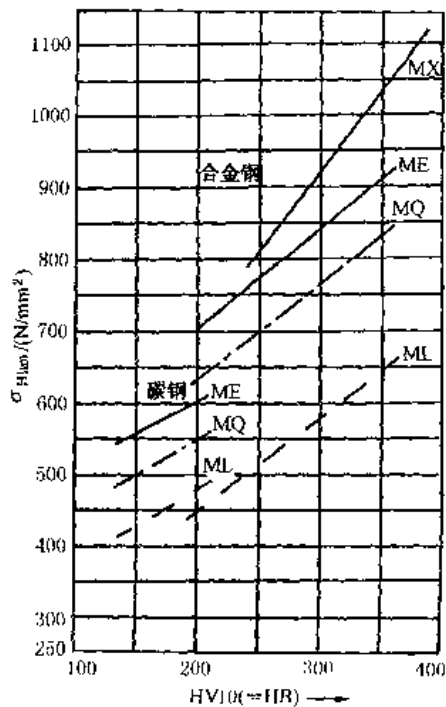
续表 36-7

序号	项 目	MI	MQ		ME	
			渗层深度 e/mm	IGO $/\mu m$	渗层深度 e/mm	IGO $/\mu m$
11.5	表面非马氏体 (IGO)	不规定	$e < 0.75$	17	$e < 0.75$	12
			$0.75 < e < 1.50$	25	$0.75 < e < 1.50$	20
			$1.50 < e < 2.25$	38	$1.50 < e < 2.25$	20
			$2.25 < e < 3.00$	50	$2.25 < e < 3.00$	25
			$e > 3.00$	60	$e > 3.00$	30
若超差, 可与用户协调采用控制喷丸进行补救						
12	无损检测					
12.1	表面裂纹 (在不影响齿轮完整性并经用户同意可去除表面缺陷 ³⁾)	不允许有裂纹。用磁粉或着色渗透探伤法抽查	不允许有裂纹。磁粉探伤抽查率应达到 50%		不允许有裂纹。100%磁粉探伤, 批量 ≥ 5 件可抽查。抽查率高于 MQ	
12.2	齿部磁粉探伤 ³⁾	不规定	模数/mm	缺陷最大尺寸/mm	模数/mm	缺陷最大尺寸/mm
			≤ 2.5	1.6	≤ 2.5	0.8
			$> 2.5 \sim 8$	2.4	$> 2.5 \sim 8$	1.6
			> 8	3.0	> 8	2.1
13	心部显微组织 (位置同第8项)	不规定	按行业有关标准执行		不允许有块状游离铁素体	

1) 见表 36-1 脚注 3)。

2) 由于尺寸和工艺的差别, 齿根硬度可能略低于齿面硬度, 允许值可由供需双方协商。

3) 在最终加工后的齿轮轮齿区域内, 任何质量级别的材料都不允许有裂纹、爆裂、折皱。限制: 25 mm 齿宽内不超过 1 个, 一侧齿面内不超过 5 个。在工作齿高中线以下不允许存在, 对于超标缺陷, 在不影响齿轮完整性并征得用户同意情况下可以去除。



注: 额定碳含量 $\geq 0.20\%$

图 36-5 调质处理的碳钢、合金钢的 σ_{Hlim}

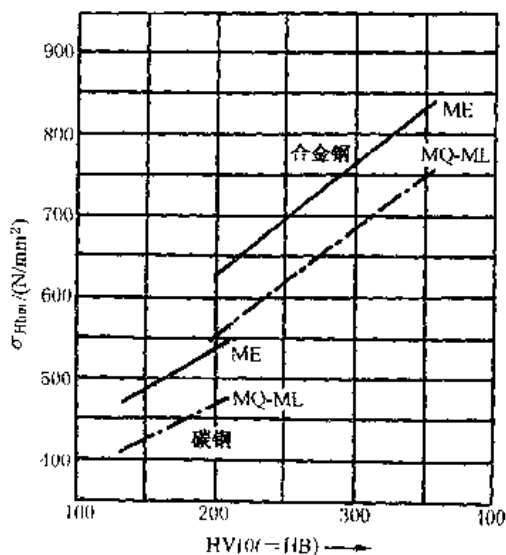
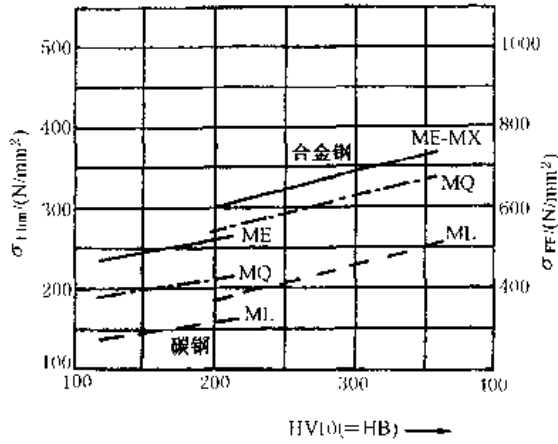
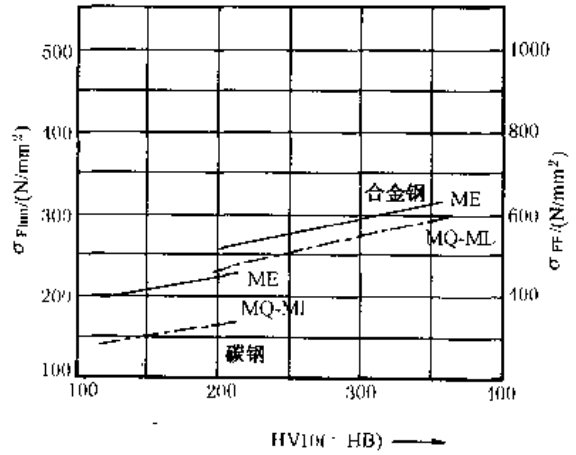


图 36-6 调质处理的铸钢的 σ_{Hlim}



注：额定碳含量 $\leq 0.20\%$

图 36-7 调质处理的碳钢、合金钢的 σ_{Flim} 和 σ_{FF}



注： $\sigma_{FF} = \sigma_{Flim} Y_{S1}$

图 36-8 调质处理的铸钢的 σ_{Flim} 和 σ_{FF}

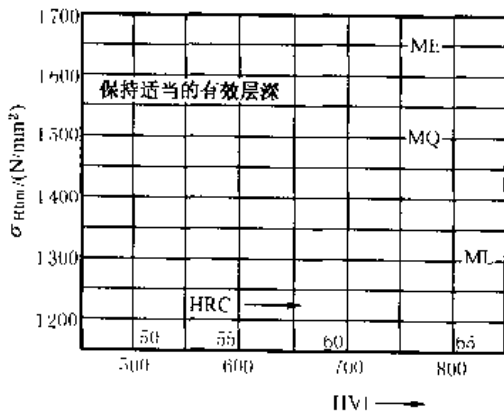


图 36-9 渗碳淬火钢的 σ_{Hlim}

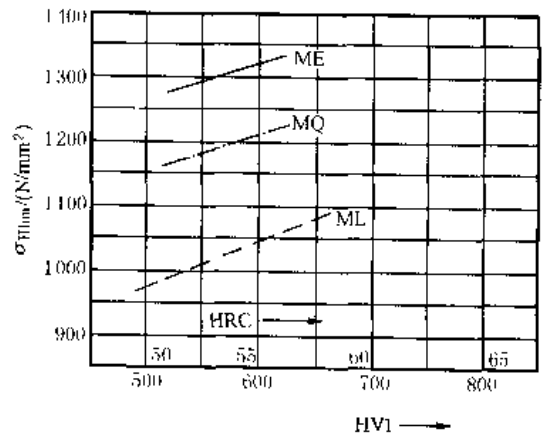


图 36-10 表面硬化(火焰或感应淬火)钢的 σ_{Hlim}

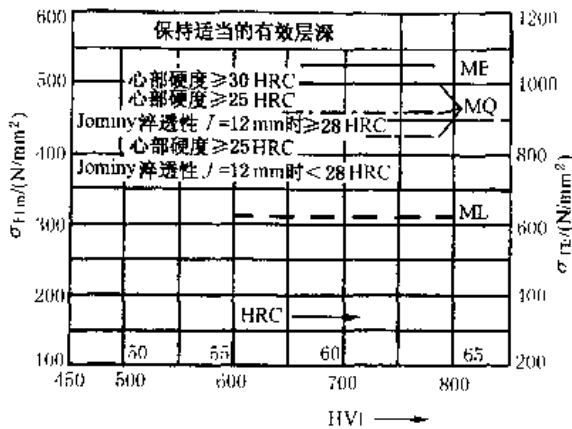
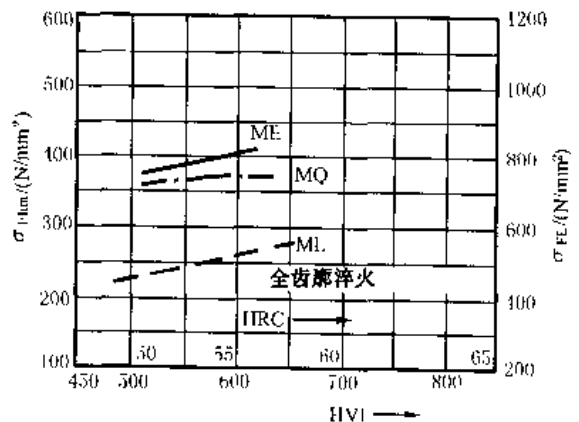
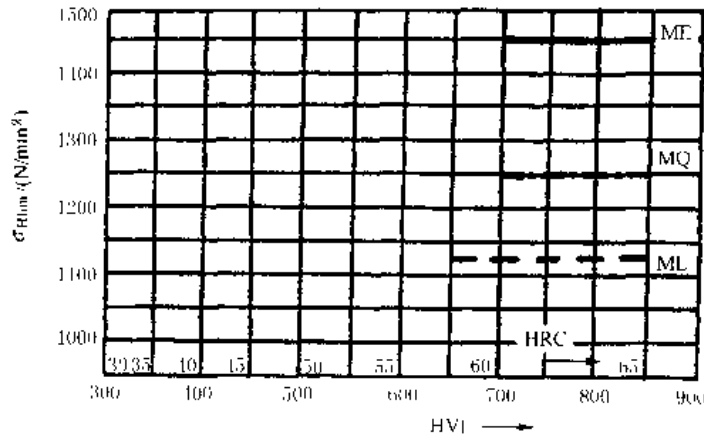


图 36-11 渗碳淬火钢的 σ_{Flim} 和 σ_{FF}

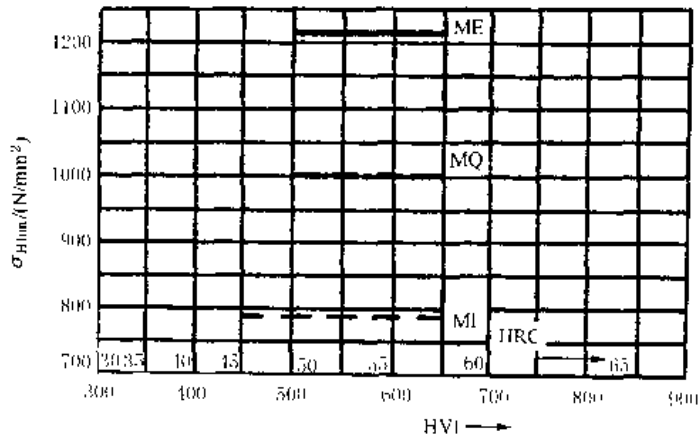


注： $\sigma_{FF} = \sigma_{Flim} Y_{ST}$

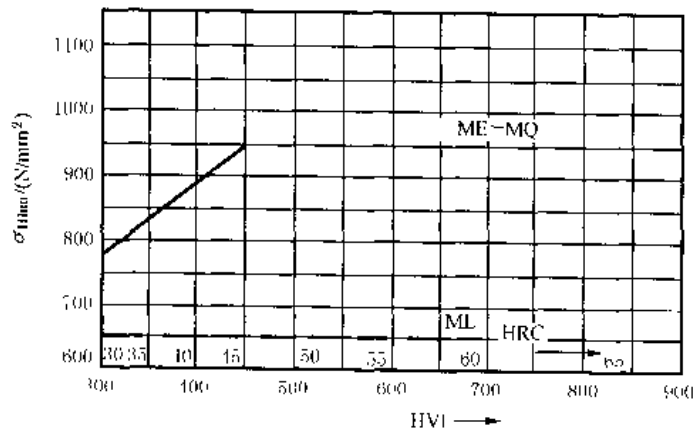
图 36-12 表面硬化(火焰或感应淬火)钢的 σ_{Flim} 和 σ_{FF}



1) 调质— 气体渗氮处理的渗氮钢

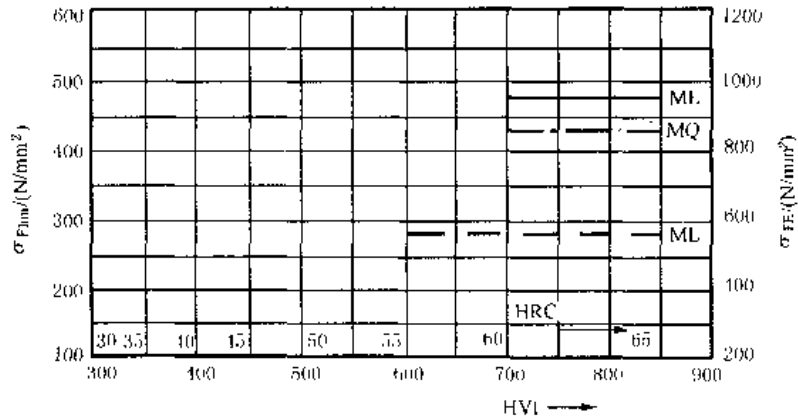


2) 调质— 气体渗氮处理的调质钢

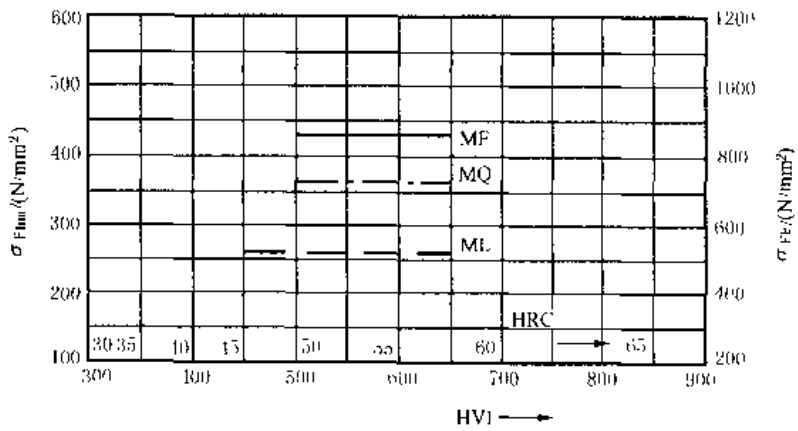


3) 调质或正火— 氮碳共渗处理的调质钢

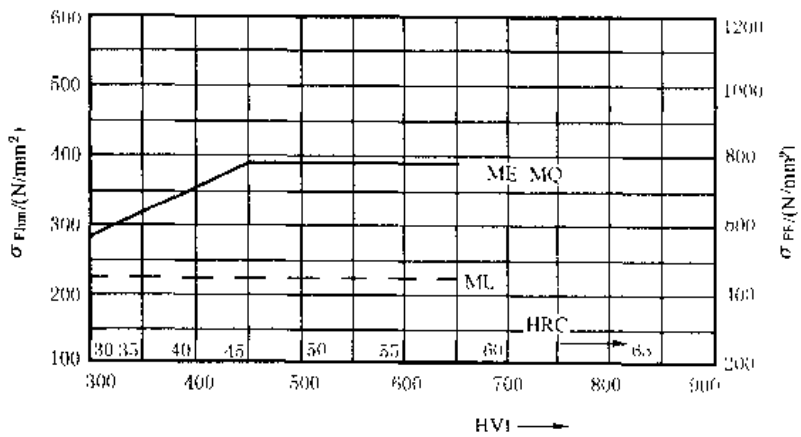
图 36-13 气体渗氮和氮碳共渗钢的 σ_{Hlim}



1) 调质 - 气体渗氮处理的渗氮钢



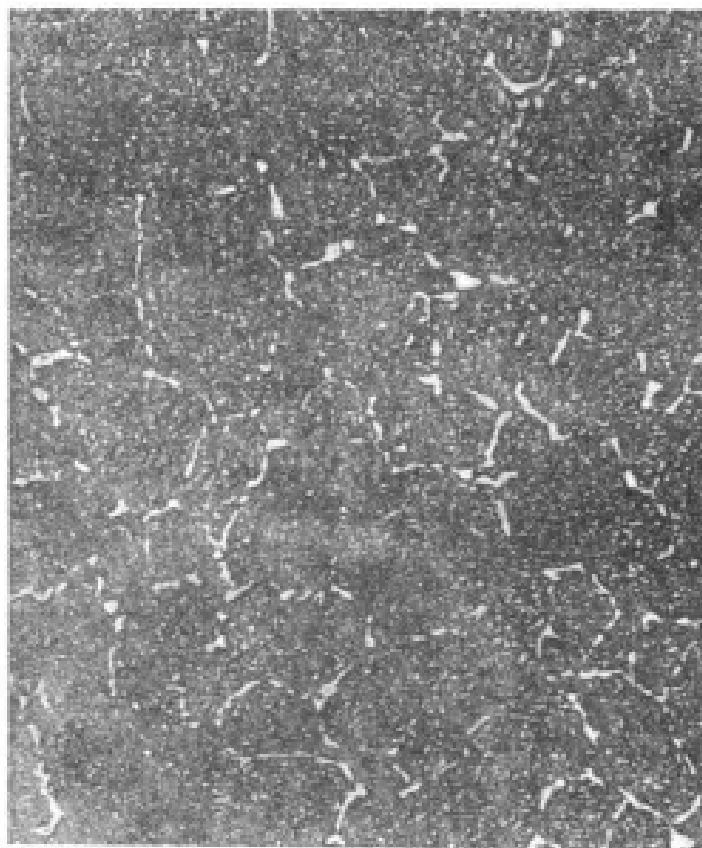
2) 调质 - 气体渗氮处理的调质钢



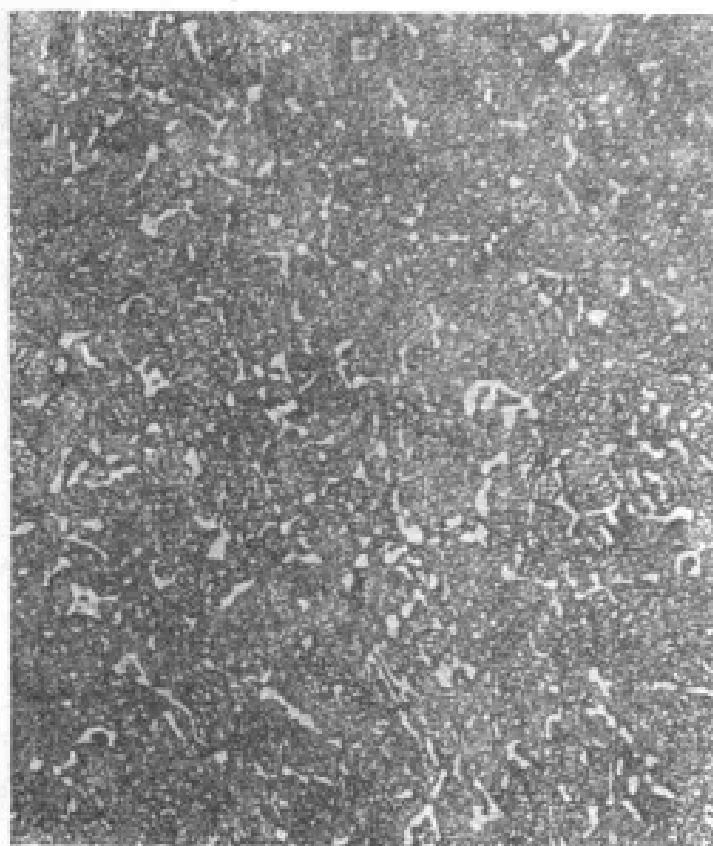
3) 调质或正火 - 氮碳共渗处理的调质钢

注: $\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} \cdot Y < 1$

图 36-14 气体渗氮和氮碳共渗钢的 σ_{Llim} 和 σ_{FE}



a) 半断续状碳化物, 对 ML 级合格



b) 断续状碳化物, 对 ML 及 MQ 级合格



c) 弥散状碳化物, 对 ML、MQ 和 ME 级都合格

图 36-15 渗碳淬火齿轮渗层内的允许碳化物类型
(5% 硝酸酒精溶液腐蚀, 放大倍数 400×)

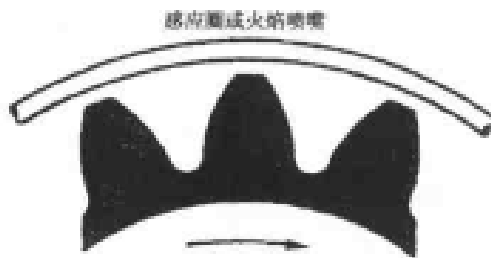


图 36-16 A型:非齿廓型硬化

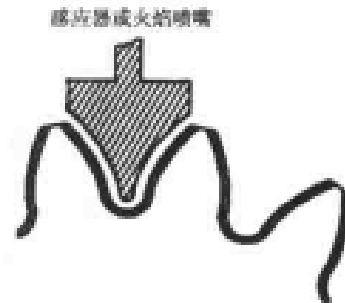


图 36-17 A型:齿廓型硬化

2.3 试样

试样由代表性钢材制成,可以单独锻造,同产品一道经过所有的热处理工序。选择试样应能在碳含量及显微组织方面控制热处理质量,也可从工件代表性性能的角度来选择。标准试样的性能应在渗层组织和渗

层深度方面与工件接近,并可根据经验推断。

另外,试样钢材应在化学成份及淬透性方面与工件相当。

标准推荐的试样与要求,见表 36-8。

表 36-8 热处理试样

试样名称	要 求
过程控制试样	适用于任何材料和形状,它用于检测热处理工艺的稳定性,其显微组织并不代表最终齿轮的显微组织,可根据实际经验来推断最终齿轮的近似状态,这种推断应存档备查
代表性试样	主要考虑能反映产品齿轮的冷却速度,试样的心部硬度和显微组织应该接近表 36-7 中第 8 项、第 13 项规定指标,其推荐尺寸: 最小直径(mm): $6 \times$ 模数 最小长度(mm): $12 \times$ 模数

3 调质齿轮控制(关键)截面的尺寸效应

标准在附录 A(标准的附录)中,介绍调质(淬火回火)齿轮近似最大控制截面尺寸及影响因素,图解确定最大控制截面尺寸的方法,以及部分低合金钢件的推荐最大控制截面尺寸。

3.1 定义

所谓工件的控制截面是指在淬火过程中对工件有力学性能(硬度)要求部分的冷却速度有决定性影响的截面。

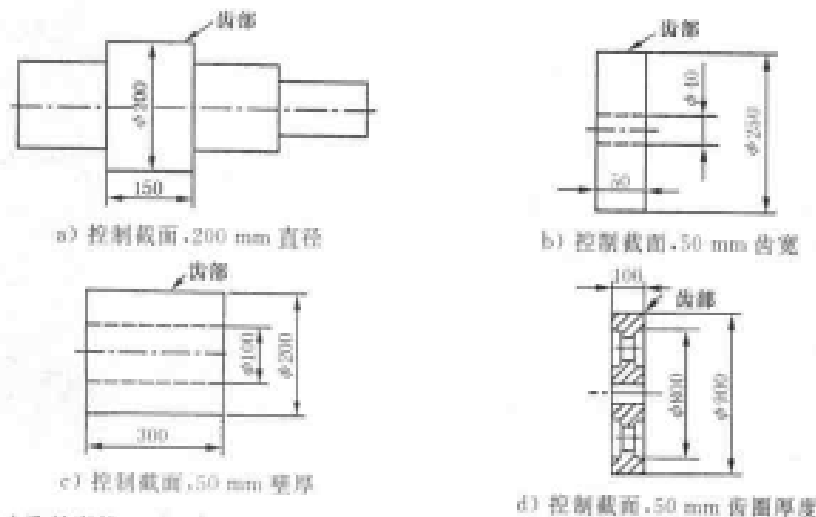
3.2 影响因素

某种钢材的最大控制截面尺寸主要取决于其淬透性、规定硬度、理想硬化层深度及淬火、回火温度等因素。

当为了合理选材和(或)规定硬度而考虑控制截面尺寸时,不需考虑正常的粗加工余量,而其他加工余量(如为减少热处理变形而留余量)则应予考虑。

3.3 确定最大控制截面尺寸的图解法

图 36-18 表示几种热处理后切齿的淬火齿坯控制截面。



若内孔直径小于内孔长度的 20%, 则以外径为准

图 36-18 控制截面尺寸实例

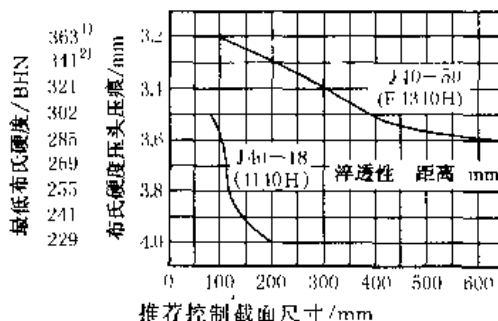
3.4 推荐控制截面尺寸

图36-19表示两种油淬(淬火烈度 $II=0.5$)及回火的低合金钢的推荐最大控制截面尺寸,主要考虑硬度要求范围、淬火前的正常加工余量以及为得到最低齿根硬度而采取的最低480℃回火温度。

关于 $\phi < 200$ mm的棒材的最大控制截面尺寸与截面硬度要求的对应关系,可以参考“冶金学家实用参数”,第12版, Timke 钢铁公司, Canton, Ohio, 美国, 1991。

对于 $\phi > 200$ mm的棒材的最大控制截面尺寸,一般要求先对大截面试件进行热处理试验,然后进行解剖及横截面硬度检测。

有些大尺寸齿轮结构不允许淬火处理而要求正火及回火处理,也要考虑最大控制截面尺寸。但是,在同样材质(淬透性)条件下所能达到的硬度值就很低,因此需要改用更高淬透性的钢材,而且要求试验性正火、回火处理及硬度检测。



注:若经过试验数据(热处理)验证,也可采用高于上述的数据的最大控制截面尺寸。

- 1) 为了达到这些硬度要求,可采用最低回火温度480℃;
- 2) 对某些特殊齿轮可以规定更高的硬度值(如375~415 HB, 388~421 HB及401~414 HB),但应注意因加工性能下降而使成本增加。

图 36-19 两种 0.40% C 低合金钢的控制截面尺寸

4 合格证、硬度换算及表面硬度检测方法(供参考)

4.1 合格证

合格证是指产品经检验后,证明其合格的文件。

合格证的种类及确认要求见表36-9。

表 36-9 合格证的确认

种 类	确 认 要 求
工件合格证	加工的产品或来料加工的产品检验结果是在与来样相当的产品加工过程中测取,并符合合同(订单)要求
1件测状合格证	产品性能是在加工的产品或来料加工的产品测试过程中测取,并且符合合同(订单)要求
验收测试合格证	由独立于供方的检测人员对产品或来料加工产品检测开具的,表明送检产品满足合同(订单)要求,这种合格证可由供方指定的检验人员根据合同所列技术要求而签发。 规定检测项目需在供方以外的试验室内进行检测,该试验室必须具备规定的设施和手段

4.2 硬度值换算

硬度值的换算见表36-10

4.3 表面硬度锉刀检测法

锉刀法作为表面硬度的一般检测方法,主要用于

整体淬硬工件和某些只能用锉刀法检测表面硬度的场合:工作齿廓和齿根部位的表面硬度;淬火件的脱碳检验。检测原理、工具和检测程序见表36-11。

表 36-10 硬度值换算表

抗拉强度/ (N/mm ²)	维氏硬度 (F \geq 98 N)	布氏硬度 HB	洛氏硬度		抗拉强度/ (N/mm ²)	维氏硬度 (F \geq 98 N)	布氏硬度 HB	洛氏硬度	
			HRC	HR 30N				HRC	HR 30N
770	240	228	20.3	41.7	930	290	276	28.5	49.0
785	245	233	21.3	42.5	950	295	280	29.2	49.7
800	250	238	22.2	43.4	965	300	285	29.8	50.2
820	255	242	23.1	44.2	995	310	295	31.0	51.3
835	260	247	24.0	45.0	1030	320	304	32.2	52.3
850	265	252	24.8	45.7	1060	330	314	33.3	53.6
865	270	257	25.6	46.4	1095	340	323	34.4	54.4
880	275	261	26.4	47.2	1125	350	333	35.5	55.4
900	280	266	27.1	47.8	1155	360	342	36.6	56.4
915	285	271	27.8	48.4	1190	370	352	37.7	57.4

续表 36-10

抗拉强度/ (N/mm ²)	维氏硬度 (F _{≥98N})	布氏硬度 HB	洛氏硬度		抗拉强度/ (N/mm ²)	维氏硬度 (F _{≥98N})	布氏硬度 HB	洛氏硬度	
			HRC	HR 30N				HRC	HR 30N
1220	380	361	38.8	58.4	2030	610	(580)	55.7	73.7
1255	390	371	39.8	59.3	2070	620	(589)	56.3	74.2
1290	400	380	40.8	60.2	2105	630	(599)	56.8	74.6
1320	410	390	41.8	61.1	2145	640	(608)	57.3	75.1
1350	420	399	42.7	61.9	2180	650	(618)	57.8	75.5
1385	430	409	43.6	62.7		660		58.3	75.9
1420	440	418	44.5	63.5		670		58.8	76.4
1455	450	428	45.3	64.3		680		59.2	76.8
1485	460	437	46.1	64.9		690		59.7	77.2
1520	470	447	46.9	65.7		700		60.1	77.6
1555	480	(458)	47.7	66.4		720		61.0	78.4
1595	490	(466)	48.4	67.1		740		61.8	79.1
1630	500	(475)	49.1	67.7		760		62.5	79.7
1665	510	(485)	49.8	68.3		780		63.3	80.4
1700	520	(494)	50.5	69.0		800		64.0	81.1
1740	530	(504)	51.1	69.5		820		64.7	81.7
1775	540	(513)	51.7	70.0		840		65.3	82.2
1810	550	(523)	52.3	70.5		860		65.9	82.7
1845	560	(532)	53.0	71.2		880		66.4	83.1
1880	570	(542)	53.6	71.7		900		67.0	83.6
1920	580	(551)	54.1	72.1		920		67.5	84.0
1955	590	(561)	54.7	72.7		940		68.0	84.4
1995	600	(570)	55.2	73.2					

表 36-11 表面硬度锉刀检测法

项 目	要 求 与 说 明
优 点	a. 便携性; b. 可检测由其他仪器无法检测的部位; c. 快速性; d. 对表面状态(如脱碳及组织缺陷)具有敏感性; e. 不损伤受检部位
原 理	用一把锉刀将受检工件表面锉试感觉与某一基准块的手锉感觉相比较。“锉硬”是指锋利锉刀对于受检位的锉试比最低要求硬度的基准块更硬。这种比较只能依赖于工件试锉与基准块试锉的感觉差异
工 具	优质锉刀要淬硬至洛氏硬度66~68 HRC,一般从稍低硬度(65 HRC)锉刀开始,锉刀齿部锋利,其锋利程度影响锉削能力,标准锉刀有必要经过硬度检验。 a. 锉刀大小应与工件尺寸相称,常用锉刀长度为100~200 mm; b. 锉刀锋利性很重要,有经验的检验人员可以断定钝化失效的锉刀,比较可靠的方法是将锉刀定期在基准块上试锉
基 准 块	基准块为盘状,其尺寸为 $\phi 50 \times 6$ mm,经过渗碳淬火处理接近最低要求硬度值,也可将已知硬度的试件作为基准块。阶差为2 HRC的成套基准块可组成系列。另外,基准块表面粗糙度应类似于工件
程 序	受检表面的划痕和锈蚀对锉刀有阻滞作用,会导致检测结果偏差。 检测高硬度工件时,磨削面比一般加工面难于锉削。 试锉时用手握紧锉刀手柄,食指沿锉刀后背压紧使动作平稳锉刀也可用拇指压紧,锉刀缓慢移动,以便弄清锉刀是否有效锉削,锉第一刀后暂停观察,动作幅度应尽量小以延长锉刀寿命。另外,压力和接触面积应保持一致,这对锉削也有影响。 如果试锉某一工件表面不比试锉最低硬度基准块更容易,则称该工件为“锉硬”

第37章

齿轮渗氮、氮碳共渗

经渗氮或氮碳共渗工艺处理的齿轮,具有较高的承载能力,其抗腐蚀、抗胶合性能优于其他工艺处理的齿轮,且热处理变形很小。自20世纪70年代以来,该工艺受到设计者的重视,应用范围也日益扩大。为提高齿轮产品质量,JB/T 9172—1999《齿轮渗氮、氮碳共渗工艺及质量控制》对合金结构钢和球墨铸铁齿轮的渗氮(气体、离子)、氮碳共渗(气体、离子和液体)以及45碳

素结构钢齿轮的氮碳共渗工艺作了推荐,并对材料选择、设备要求、质量控制与检验方法作了规定。标准给出的数据、应根据齿轮的工作条件、材料、生产批量以及氮气纯度等适当选用。

1 术语(见表37-1)

表 37-1

术 语	定 义	术 语	定 义
齿面硬度	指成品齿轮工作齿高中间部位的齿面硬度	有效硬化层深度	a. 齿轮渗氮、氮碳共渗后,于齿宽中部轮齿法截面上,在齿高中部沿垂直于齿面方向,自表面测至界限硬度值处的深度; b. 试样渗氮、氮碳共渗后,于垂直渗氮表面的横截面上,自表面测至界限硬度值处的深度
渗层深度	齿轮或试样经渗氮、氮碳共渗后,从硬化层表面垂直测至规定的硬度或显微组织处的距离		
界限硬度值	为确定渗氮、氮碳共渗后齿轮的有效硬化层深度而规定的最低硬度值。 界限硬度值=(实际中心硬度+50)HV		

2 材料选择与要求

渗氮齿轮用钢须含有:Cr、V、Mo、Al等在渗氮温

度下能形成稳定氮化物的元素。

2.1 常用材料(见表37-2)

表 37-2 常用材料

材料名称	材 料 牌 号	材料名称	材 料 牌 号
渗氮材料	40Cr、35CrMo、42CrMo、25Cr2MoV、18Cr2Ni4WA、38CrMoAlA及相近成分的钢材;珠光体球墨铸铁	氮碳共渗材料	45钢、40Cr、35CrMo、42CrMo、25Cr2MoV等

注:当齿轮设计的接触疲劳极限与弯曲疲劳极限位于GB/T 3480《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》(见第8章)疲劳极限区域图的不同位置时,可参考表37-3选择材料

表 37-3 渗氮、氮碳共渗齿轮常用材料

齿轮疲劳极限/(N·mm ⁻²)		常用材料	渗氮、氮碳共渗后表面最低硬度值 HV ₁	齿轮疲劳极限/(N·mm ⁻²)		常用材料	渗氮、氮碳共渗后表面最低硬度值 HV ₁
接触疲劳 σ_{Hlim}	弯曲疲劳 σ_{Flim}			接触疲劳 σ_{Hlim}	弯曲疲劳 σ_{Flim}		
≤650	≤250	45	300	850~1 000	300~350	35CrMo 42CrMo	550
≤650	≤250	珠光体球墨铸铁	400				
650~800	250~280	40Cr	500	1 000~1 250	350~420	25Cr2MoV 18Cr2Ni4WA	650
800~950	250~300	38CrMoAlA	850				

- 注:1 疲劳极限适用于渗氮层深度0.3 mm以上;
2 各材料心部抗拉强度应大于900 N/mm²;
3 表中推荐数据适用于常温条件;
4 特殊使用的齿轮经用户和制造厂协商选取其他材料。

2.2 材料的冶金质量(见表 37-4)

对某些有特殊要求的齿轮,其材料的冶金质量要

求可由用户与制造厂协商确定。

2.3 锻坯质量与力学性能(见表 37-5)

表 37-4 冶金质量要求

项 目	要 求	项 目	要 求
化学成分、低倍和高倍组织、非金属夹杂物	按 GB/T 0077《合金结构钢技术要求》、GB/T 699《优质碳素结构钢钢号和一般技术条件》规定	晶粒度	采用本质细晶粒钢,按 YB/T 27 钢的晶粒度测定方法评定。当设计疲劳极限值位于 GB/T 3480(见第 8 章)疲劳极限区域图的上限时,晶粒度级别必须在 7 级以上。

表 37-5 锻坯和力学性能要求

项 目	要 求	项 目	要 求
锻造比	承载能力要求高的齿轮,用钢锭锻制齿坯,锻造比 ≥ 5 ;用轧材锻制齿坯,锻造比 ≥ 1.5 。带状组织 ≤ 2 级(YB/T 30《钢的显微组织评定方法》)。对形成白点敏感的材料及大截面齿轮进行扩散处理,其他齿轮及内齿轮按各行业规定执行。	齿坯流线	在其纵剖面上,沿外廓形状分布。
		力学性能	不低于 GB/T 3077、GB/T 699、GB/T 1348《球墨铁件》的规定值。
		齿坯	不得过热、过烧,晶粒度级别不低于原材料的晶粒度级别。

3 设备

3.2 离子渗氮、氮碳共渗和液体氮碳共渗设备(见表 37-7)

3.1 气体渗氮、氮碳共渗设备(见表 37-6)

表 37-6 气体渗氮、氮碳共渗设备的要求

序号	项 目	要 求	序号	项 目	要 求
1	温度控制	在有效加热区内,处理时的温度能控制在预定温度 $\pm 10^{\circ}\text{C}$ 以内	5	燃 烧	有充分燃烧,排废气装置,环境中 C^{N} 含量控制在 0.3 mg/m^3 以下
2	氮分解率	根据工艺要求,进行适当调整	6	渗氮罐	定期进行退氮处理
3	密 封	有良好的密封性,以满足工艺要求	7	测试仪表	精度为 0.5 级(按 JJG 74《自动平衡式显示仪表检定规程》)
4	流 动	有流通装置,使气体均匀接触齿轮表面			

表 37-7 离子渗氮、氮碳共渗和液体氮碳共渗设备的要求

工 艺	项 目	要 求	工 艺	项 目	要 求
离子 渗氮、 氮碳 共渗	控制仪表	配有电压、电流、温度、真空度、气体流量等指示仪表,并自动控制温度和记录	液体 氮碳 共渗	安全防护	顺风防护罩性能良好,配置有关安全防护装置
	极 限 真空度	不低于 $6.7\text{ Pa}(5\times 10^{-2}\text{ Torr})$		环境保护	设置中和消除有毒废液处理装置,排污须符合环保条例
	压升率	$\leq 1.3\times 10^{-1}\text{ Pa/min}$ ($1\times 10^{-1}\text{ Torr/min}$)			
	灭弧装置	安全可靠			

4 工艺控制

使用的渗剂须符合标准渗剂技术条件的要求,不能对齿轮产生有害影响。

4.1 常用渗剂(见表 37-8)

表 37-8 常用渗剂

工 艺	渗 剂
渗 氮	氮、热分解氮、氮氢混合气、氮加氧
氮碳共渗	氮加甲醇、氮加二氧化碳、氮加吸热性气氛、微毒盐类等

4.2 渗氮、氮碳共渗预处理(见表 37-9)

表 37-9 预处理要求

项 目	要 求	项 目	要 求
基体处理	a. 合金结构钢齿轮采用调质处理。调质回火温度一般比渗氮温度高 20℃ 以上,调质处理表面不允许有脱碳,调质硬度符合技术条件要求; b. 碳素钢氮碳共渗齿轮在冲击性能要求不高时,采用正火处理,正火后硬度符合技术条件要求	表面清理	渗氮、氮碳共渗前,须除去锐边,清洗干净,不得有油污、氧化皮等其他杂物
		防 渗	对不需渗氮、氮碳共渗的部位采用镀层、防渗涂料或用机械屏蔽法防渗
		表面粗糙度	$Ra < 3.2 \mu m$
去应力退火	对变形要求小的内齿,在渗氮前应进行一次或数次去应力退火,退火时最高温度低于调质回火温度,高于渗氮、氮碳共渗时的温度	夹 具	a. 设计合理、吊挂牢固,定期进行退氮处理; b. 使用时,其与齿轮之间要有适当的间隙,以免打弧

4.3 渗氮、氮碳共渗工艺规程(见表 37-10)

表 37-10 工艺规程

项 目	要 求	项 目	要 求
随炉试样	a. 材料成分、预先热处理、金相组织、力学性能应与齿轮一致,对高可靠度的齿轮,最好在齿轮上取样 b. 尺寸(圆棒直径或方形试样厚度)近似于分度圆齿厚	随炉试样	c. 被检表面粗糙度 $Ra < 0.8 \mu m$,试样表面不得有脱碳层、氧化皮、锈斑和油污 d. 试样放在能代表该炉内齿轮渗层质量的位置上
		装 炉	装炉量、位置和方向恰当合理,以使炉内介质流畅,每个齿轮加热均匀,减小变形

4.4 渗氮、氮碳共渗工艺(见表 37-11)

表 37-11 工艺要求

项 目	要 求	项 目	要 求
温度及参数	根据齿轮材料、形状、模数和技术要求,从表 37-12 中选用适当的温度及参数	冷却方式	b. 气体氮碳共渗后也可采用油冷; c. 液体氮碳共渗后一般采用水冷; d. 为减少变形,对高精度不磨齿的齿轮,可采用分段冷却
处理时间	根据齿轮材料,渗层深度、工艺等综合确定,通常按每小时 0.01 mm 的平均渗速估算处理时间		
冷却方式	a. 气体渗氮、离子渗氮、离子氮碳共渗后在炉内冷至 200℃ 以下后空冷;	清洗	液体氮碳共渗后要及時清洗,中和附在齿轮上的残盐、残渣

表 37-12 工艺参数

工艺类别	气 体 渗 氮							离 子 渗 氮			氮碳共渗 温度 / ℃			
	温 度 /℃			氮分解率 /%				温 度 /℃				气压 /Pa (Torr)		
	均温	第一段	第二段	第一段	第二段	第三段	强渗期	扩散期	退氮期	第一段			第二段	第三段
一段法	430~ 450	450~ 530	-	-	-	-	15~ 35	40~ 60	>90	450~ 530	-	-	66.7 ~ 1066	560~ 580
二段法	430~ 450	480~ 530	540~ 570	-	-	-	18~ 30	50~ 70	>90	480~ 530	540~ 570	-	1066 (0.5~8)	-
三段法	430~ 450	480~ 500	540~ 570	590~ 530	-	-	18~ 30	50~ 70	调整 30~40 退氮 >95	480~ 500	540~ 570	500~ 530	1066 (0.5~8)	-

5 渗氮、氮碳共渗质量控制与检验

5.1 随炉试样的检验(见表 37-13)

表 37-13 试样检验

项 目	方法与要求				项 目	方法与要求	
表面硬度	a. 按 GB/T 5030《金属小负荷维氏硬度试验方法》、GB/T 4340《金属维氏硬度试验方法》、GB/T 1818《金属表面洛氏硬度试验方法》测量;				渗层深度	金相法 (辅助方法)	用金相显微镜,按 JB/T 2849《钢铁零件渗氮层金相检验》检验,从试样表面垂直测至与基体组织有明显分界处。 当基体组织界线不明确,无法正确判断时,以硬度法为准
	b. 对渗氮后磨齿的齿轮,将试样表面磨去加工余量后测量,硬度应符合技术条件的规定,推荐测试负荷如下:						
	有效硬化层深度/mm	≤0.15	>0.15 ≤0.3	>0.3	心部硬度	随炉试样磨制后,在大于渗层二倍处测定三点硬度,取其平均值作为心部硬度。按 GB/T 4340 或 GB/T 230《金属洛氏硬度试验方法》测定	
	维氏硬度(HV)测试负荷/N	9.806 (1 kgf)	49.03 (5 kgf)	98.06 (10 kgf) 也可用 (HR15 N)		脆 性	检验压痕周边碎裂程度,按 JB/T 2849 检验,每件测三点,其中至少有两点处于相同级别,1~3 级为合格。对留有磨量的内轮,磨去加工余量后测量。对要求高的齿轮,经供需双方协商同意后,可用声发射法检验
渗层深度	硬度法 (主要方法)	选用 4.9 N(0.5 kgf) 负荷测定有效硬化层深度,从试样表面垂直测至界限硬度处。 测试负荷选取范围:1.96 N~19.6 N(0.2~2 kgf)			渗层疏松		1~3 级为合格,按 JB/T 2849 评定
					渗层氮化物形态	1~3 级为合格,按 JB/T 2849 评定	
					化合物层厚度与硬度	用金相显微镜测定厚度。 用显微硬度计测定硬度,负荷为 0.49~0.98 N(0.05~0.1 kgf)	
					表面组织结构或残余应力	有需要时测量	

5.2 渗氮、氮碳共渗质量检验(见表 37-14)

表 37-14 质量检验方法和要求

项 目	方法和要求		项 目	方法和要求		
外 观	目测,表面无氧化皮、碰伤、剥落、电弧烧伤、残盐存留等缺陷		渗层深度 与轮齿中 心硬度	b. 单件重要的齿轮,以随炉试样的测量值为准,或经协商一致后,将一个轮齿的末端沿某一角度磨制抛光并腐蚀,用带有刻度的放大镜测量渗层深度。用肖氏硬度计检测轮齿中心的硬度; c. 渗层深度的均匀度为技术要求中值的±15%		
齿面硬度	a. 批量生产的齿轮进行抽检,随炉试样合格时,每批抽检一件,在相隔约120°的三个轮齿的齿高中部各测1~3点,也可用维氏硬度计或表面硬度计(HR15N)测量端面或齿顶硬度;随炉试样不合格时,抽检因炉齿轮三件,每件测三个轮齿,每齿测1~3点;			变 形	对精度要求高的齿轮,抽检其几何精度1~3件	
	b. 对无法用硬度计检验的齿轮,一般以随炉试样的测量值为准; c. 对硬度不合格的齿轮,根据情况判废或返修					
渗层深度 与轮齿中 心硬度	a. 批量生产的内轮,随炉试样合格时定期抽检;不合格时,至少抽检一件,检验方法见表 37-13;		防 渗	目测防渗部位,基本保持原金属色,若有渗氮色,用硬度计或在不影响切削加工情况下用锉刀进行检查		

第 38 章

齿轮碳氮共渗

齿轮采用碳氮共渗工艺较之渗碳工艺具有处理温度低、变形小、易控制、经济性好等特点,且提高齿轮使用寿命,得以广泛应用。JB/T 9173 -1999《齿轮碳氮共渗工艺及质量控制》,对气体碳氮共渗的钢制齿轮,规

定了材料选择,处理设备、工艺及质量控制。

1 术语(见表 38-1)

表 38-1

术 语	定 义	术 语	定 义
内氧化型黑色组织	在碳氮共渗层表面,由于内氧化和分子氮与氢的作用以及碳氮化合物偏聚所造成的、不经浸蚀即可观察到的黑色组织缺陷	至表面硬度降	在碳氮共渗有效硬化层深度范围内,共渗层横截面上维氏硬度峰值与表面维氏硬度之差
屈氏体型黑色组织	由于内氧化和碳氮化合物偏聚引起共渗层淬透性下降所造成的、须经腐蚀方可观察到黑色网状非马氏体组织	至心部硬度降	在碳氮共渗有效硬化层深度范围内,共渗层横截面上自齿表面向心部方向的硬度梯度 $\Delta HV/\Delta EH$
心部铁素体	指经碳氮共渗并淬火、回火后,在齿宽中部法向截面上,齿轮中心线与齿根圆交点附近的游离铁素体		

2 材料选择

应符合 GB/T 3077《合金结构技术条件》、GB/T 699《优质碳素结构钢》的规定。

碳氮共渗齿轮常用材料,见表 38-2。材料质量要求

表 38-2 常用材料

类 别	材料牌号和要求	类 别	材料牌号和要求
一般齿轮	20CrMo、30CrMo、35CrMo、20CrMoTi、30CrMoTi、38CrSi、20CrMnMo、20CrNiMoA、20Cr2Ni4A 等	大模数齿轮	选用含碳量较高的材料,相应减薄共渗层深度
		高精度齿轮	保证材质的淬透性
重载齿轮	20CrNiMoA、20Cr2Ni4A 等	重要齿轮	高级优质钢、真空脱气钢,加检钢中的金属夹杂物和带状组织

3 设备要求(见表 38-3)

表 38-3 设备的要求

项 目	要 求	项 目	要 求
温度控制 (有效加热区)	推荐采用连续式或箱形周期式可控气氛炉	炉子结构、 气源管路系统	密封良好、符合环保要求。炉膛附有炉气循环设施,采用仪表控制炉内气氛以保证碳势符合工艺要求
	允许采用井式炉(滴注式)		

续表 38-3

项 目	要 求	项 目	要 求
测温仪表	各加热区均应装备自动测控、跟踪显示实际温度的记录装置,精度不低于0.5级(JJG 74《自动平衡式显示仪表检定规程》),定期校对	挂具、料盘	推荐用耐热钢、耐热铸铁制造,使用中不许有明显的变形
淬火冷却槽	配置加热和循环冷却装置,冷却介质在使用过程中能较快达到预定温度±25℃	淬火介质	20#、30#机械油,气缸油或其他专用淬火介质。不应使对齿轮产生氧化、腐蚀,并应符合有关技术条件的要求,定期检查性能、清除杂质

4 工艺控制

4.1 常用渗剂(见表38-4)

表 38-4 常用渗剂

用途	名 称	要 求
供碳剂	醋酸乙脂、丙酮、甲烷、丙烷、丙丁烷等,或不饱和烃、硫含量低的煤油	纯度最低应达到工业纯等级,不得对齿轮表面及共渗过程产生有害影响,并应符合各自的标准或技术条件
供氮剂	氨气	
供氮碳剂	甲酰胺、尿素、乙二醇胺等	

4.2 处理前的验收和准备

4.2.1 详细了解对热处理的技术要求。

4.2.2 钢料、锻造、预先热处理和机械加工的质量应稳定,并符合技术要求。

4.2.3 制订工艺规范,确定使用设备、装炉方式和装炉量。

4.2.4 齿轮表面不得有锈斑、油污、碰伤、裂纹等,并进行编号、登记和装挂。

4.2.5 齿轮的装挂应按其结构选择适当方式,对于中小模数的薄壁齿轮推荐采用挂装方式。

4.3 装炉

随炉放置的试棒与齿轮试块的材质和热处理条件应和同炉齿轮一致,且应放置在与齿轮保持相同工艺状态的位置。

4.4 工艺规程(见表38-5)

表 38-5 工艺规程

内 容	要 求	内 容	要 求		
共渗时间	根据渗层深度要求和随炉试样的实测结果来确定	局部防渗	需局部防渗的部位,可采用防渗涂料或其他防渗措施,尽量避免采用镀铜防渗,以防止氢脆		
温度、渗速	渗层深度/mm	平均渗速/(mm/h)	炉压		
	<0.5	800~840	贯通炉:10~200 Pa,周期式炉:150~500 Pa		
	<0.5	800~840	0.12	直接淬火	
	0.5~0.8	840~880	0.15	精度要求高的齿轮,中温共渗后应在炉内预冷至较低的温度(高于Ar3),并等温30 min以上,然后出炉淬火	
	第一阶段 880~920 第二阶段 820~860	0.18	第一阶段进行共渗或渗碳 第二阶段进行中温碳氮共渗	通氮量	吸热式可控气氛碳氮共渗2%~3.5%(占炉气总量) 滴注式碳氮共渗25%~35%(炉气总量按滴液气化量和通氮量之和估算)
				排 气	采用滴注式碳氮共渗时,采用甲醇、乙醇或氮气进行排气,不宜将氮气或其他供氮剂在开始阶段大量通入,作排气使用
				其 它	铬锰钛钢齿轮进行碳氮共渗时,为避免产生黑色组织缺陷,供氮量应偏低控制,并应采用后期供氮强渗缩短共渗时间

5 质量控制与检验方法(见表38-6)

表 38-6 质量控制与检验

项 目	方法与要求	项 目	方法与要求	
外 观	目测,齿轮碳氮共渗后,表面不得有氧化皮、碰伤、剥落、锈蚀等缺陷	心部铁素体量	用金相法,按照JB 2782在齿轮的中心线与齿根圆的交点附近进行检查	
平均碳浓度 平均氮浓度	用剥层分析方法检验第一表层(碳氮共渗层表面至深度为0.1 mm处): 平均碳浓度为0.73%~0.93% 平均氮浓度为0.16%~0.30%		模数/mm	心部铁素体量
共渗层碳氮化合物	在齿顶角部,按JB 2782《汽车碳氮共渗齿轮金相检验》 呈颗粒状或小块状均匀分布,不允许聚集呈断续或连续网状分布	有效硬化层深度	按照产品图样规定。用维氏硬度法按照GB/T 9450《钢件渗碳淬火有效硬化层深度的测定和校核》在齿高中部检测。 宜偏低控制,一般应允许比渗碳有效硬化层深度减薄10%~20%	
马氏体	按JB 2782用金相法在齿高中部工作面处检查 呈隐针状,针长 ≤ 0.02 mm	硬 度	齿面硬度	
残余奥氏体量	按JB 2782用金相法在齿高中部工作面处检查。 15%~30%,不允许高于40% 注:用金相法检查共渗层残余奥氏体数量时,试样应充分回火和进行深腐蚀,必要时可采用显微维氏硬度法或其他方法鉴别。		一般应 ≥ 56 HRC,允许在齿顶或端面检查。在约相隔120°的三个齿轮上检测3处,同一齿轮上3处的硬度差应不大于3HRC,测定方法按GB/T 230《金属洛氏硬度试验方法》	
黑色组织缺陷	分为内氧化型和屈氏体型二种,用金相法在齿根附近检查。 a. 内氧化型黑色组织不经腐蚀检查,不允许有黑带,黑点和黑网的深度 ≤ 0.02 mm; b. 屈氏体型黑色组织经腐蚀后检查,黑网的宽度 ≤ 0.04 mm		心部硬度	一般应 ≥ 30 HRC,用洛氏硬度法在轮齿的中心线与齿根圆的交点附近检查
			硬度降	至表面硬度降和至心部硬度降不可过陡,用维氏硬度法按GB/T 8539(见第36章)检查。 注:由于碳氮共渗表面层残余奥氏体较多而引起的至表面硬度降,允许 >50 HV单位。
		变 形	变形应稳定,并应和冷加工互相配合达到规定的精度要求	

第 39 章

齿轮火焰加热及感应 加热淬火

齿轮的表面硬化处理,在工艺方法上可分为两大类。一类是表面化学热处理,如渗碳、碳氮共渗、渗氮、氮碳共渗、硫氮碳共渗等。在齿轮表面及一定深度渗入化学元素,经处理后,齿轮整体具有较高的强度和一定的韧性,齿面具有良好的耐磨性和接触疲劳强度,齿根具有较高的弯曲疲劳强度,因而在工业上得到广泛应用。另一类是表面热处理,如火焰加热淬火、感应加热淬火、激光淬火等。经正确表面处理的齿轮,齿面具有

较高的耐磨性和接触疲劳强度,同时也具有一定的弯曲疲劳强度,但总的说来不及渗碳和碳氮共渗者好。在低速重载、机床、机车、汽车、农机等行业的齿轮广泛采用感应加热淬火工艺。为提高齿轮产品表面处理质量,JB/T 9171—1999《齿轮火焰及感应淬火工艺及其质量控制》,在材料选择、设备、推荐工艺、质量检验等方面,对设计、工艺、供应、管理及检验提出了要求。

1 术语(见表 39-1)

表 39-1 术语与定义

术 语	定 义	术 语	定 义
齿面硬度	指成品齿轮轮齿工作高度中间部位的齿面硬度	有效淬硬层深度	极限硬度值: $HV_{HL} = 0.8HV_{MS}$ 式中: HV_{HL} - 极限硬度; HV_{MS} - 设计要求的最低表面硬度
齿槽底面硬度	指成品齿轮齿宽中部齿槽底面部位的表面硬度	淬硬层分布	齿轮经火焰或感应淬火后,于齿宽中部轮齿法截面上,轮齿与其齿槽底面所呈现出的淬硬层分布形式
有效淬硬层深度	齿轮经火焰或感应淬火,并经回火后,于齿宽中部轮齿法截面上,在齿高中部沿垂直于齿面方向(全齿硬化除外),自表面测至极限硬度值处的深度。		

2 材料

2.1 常用标料(见表 39-2)

表 39-2 常用材料

类 别	牌 号	类 别	牌 号
碳素结构钢	45, 55, ZG 310—570, ZG 340—640	渗碳、碳氮共渗后再进行感应淬火的齿轮	20, 20Cr, 20CrMnTi, 20CrMnMo
合金结构钢	40Cr, 35CrMo, 42CrMo, 42MnMoV, 37SiMnMoV, 40CrNiMo, 32CrMnMo, ZG35CrMo, ZG35CrMnSi, ZG40Mn		其他
低淬透性钢	55Ti, 60Ti, 70Ti		

2.2 冶金质量(见表 39-3)

表 39-3 材料要求

项 目	要 求	项 目	要 求
化学成分、低倍和高倍组织、非金属夹杂物	符合 GB/T 3077《合金结构钢技术条件》、GB/T 699《优质碳素结构钢号和一般技术条件》	大模数及重要齿轮	毛坯应切除钢锭尾部,以免除缩孔及不允许的偏析
		力学性能	不低于 GB/T 3077、GB/T 699、YB/T 2009《低淬透性含钛优质碳素结构钢》的规定
晶粒度	5~8 级,合金结构钢应采用细晶粒钢,按 GB 6394《金属平均晶粒度测定方法》评定	其他	对有特殊要求的齿轮,按用户与制造厂双方协议规定执行

2.3 锻坯质量与力学性能(见表 39-4)

表 39-4 锻坯与力学性能

项 目	要 求	项 目	要 求
锻造比	对承载能力高的齿轮,用钢锭锻成齿坯,锻造比应符合 GB/T 8539(见第 36 章)的规定	晶粒度	齿坯不得过热、过烧,其晶粒度不得低于原材料晶粒度
齿坯流线	尽量沿轮齿齿廓分布	试样	齿坯力学性能试样的取样部位、数量、性能指标按各行业标准规定

3 设备要求

度、有效淬硬层深度及淬硬层分布等技术要求。

所选用的设备应能保证齿轮达到图样规定的硬

3.1 火焰淬火设备(见表 39-5)

表 39-5 火焰淬火设备要求

项 目	要 求	项 目	要 求		
供气装置	输出燃烧气体压力	喷嘴与喷枪	火孔、水孔直径	喷嘴的火孔直径一般为 0.3~0.6 mm,水孔直径为 1.0~1.5 mm,二者的行间距离一般为 10~18 mm,水孔中心线与火孔中心线夹角呈 12°~30°,在火孔与水孔之间应设置挡水板,以免回火	
	输出氧气压力			喷枪	注意喷枪的保养,以防阻塞和爆炸
	体积比	采用氧乙炔焰时,乙炔与氧气的体积比为 1:1.1~1:1.5	选用	根据齿轮的尺寸、模数和要求的淬硬层深度,适当选择一次式淬火机床或移动式淬火机床或齿轮专用淬火机床	
喷嘴与喷枪	喷嘴结构形式	淬火机床	精度	视淬火方法而定,要考虑火孔直径、数量及排数和水孔直径、倾斜角度及排数。 当齿轮旋转加热时,设定两个或多个固定火焰喷嘴; 单齿沿齿槽加热淬火喷嘴,尽量仿形,在齿根部火孔数量要多些,火孔位置要低于齿顶 3~5mm。 对于淬裂倾向较大的合金钢可采用三室喷嘴,在火孔与水孔之间加压缩空气孔,以实现预冷淬火	
				机床检验项目	精度
				主轴锥孔径向圆跳动 ¹⁾ /mm	0.3
				回转工作台面的跳动 ²⁾ /mm	0.3
顶尖连线时滑板移动的平行度/mm	0.3				
工件进给速度变化量 ³⁾ /mm/s	±5%				

- 1) 将检验棒插入主轴锥孔,在距主轴端面 300 mm 处测量。
- 2) 装上直径大于 300 mm 的圆盘,在半径 150 mm 处测量。
- 3) 测量工作行程 300 mm 的平均速度。

3.2 感应加热淬火设备(见表 39-6)

表 39-6 感应加热淬火设备要求

项 目	要 求			项 目	要 求	
使用范围	频率	模数/mm	淬硬层深度/mm	感应器结构	圈式结构	齿轮旋转加热淬火感应器均为圈式结构,对于外齿轮、内齿轮、锥齿轮、双联及多联齿轮均应考虑感应器高度、内径、外径及合理的截面
	高频(GP)	<4 ≥6.(采用单齿淬火)	1.0~1.5			
	超音频(CYP)	2~5	2~5		喷液孔位置	单齿连续加热淬火感应器; 模数:5~10 mm,喷液孔应低于齿顶1.5~2 mm; 模数:≥10 mm 喷液孔则应高于齿顶1.5~2 mm
	中频(变频器、半导体装置)	>6	3~8			
电压变动量	电压变动量控制在±2.5%或输出功率变动量控制在±5%的范围内。 正常工作条件下,必须按加热要求输出适当的功率,在输入端和输出端应有控制装置			单齿沿齿槽加热淬火感应器	根据齿轮模数及齿形设计成Ⅱ型和Ⅴ型等不同形式	
稳压装置	为克服由于网路电压变化引起的感应加热电参数波动,配置稳压装置			导磁体材料	根据设备频率选用。高频导磁材料可采用铁氧体,中频导磁材料可采用硅钢片或铁氧体或中频导磁体	
加热延时、冷却装置	配有加热延时及冷却限时装置			淬火机床	根据齿轮模数、尺寸,可设置适当的一次加热式淬火机床和连续式加热淬火机床,或内轮专用淬火机床,机床不允许有爬行现象,淬火机床精度见表39-5,检验方法参照JB/GQ 1122《感应热处理机床通用技术条件》	
电磁辐射、噪声	高频电磁辐射职业暴露应符合GB 9175《环境电磁波卫生标准》的要求,噪声限制值不大于85dB					

3.3 温度测试

火焰或感应加热时,用调节工艺参数来控制温度。

若配有测温装置,其测温精度应能控制在±15℃以内。

3.4 淬火介质及冷却装置(见表39-7)

表 39-7 淬火介质及冷却装置

项 目	要 求			项 目	要 求
淬火介质	种类	根据齿轮材料、尺寸、形状不同,选用水、油、聚合物水溶液、油的乳化液、压缩空气等		冷却槽及装置	浸冷时,冷却槽应有足够容量以及将淬火介质保持在下述温度范围: 水 油 聚乙烯醇水溶液 10~35℃ 40~80℃ 10~40℃
	数量、压力	配制合适,以保持足够的冷却能力,应定期检验,并符合有关规定			聚乙烯醇水溶液使用浓度0.1%~0.3%,见JB/T 4393《聚乙烯醇合成淬火剂技术条件》、JB/T 9201《钢铁件的感应加热淬火回火处理》。 冷却装置须可靠,不得有堵孔现象
				冷却剂	喷冷时,冷却剂的数量及压力要保持稳定,并能调节

3.5 回火设备

齿轮可在有空气循环的电炉、或盐浴、油浴中进行

回火,回火设备的要求见表39-8。

表 39-8 回火设备要求

项 目	要 求
温度与温差	有效加热区的温度均匀性,按下述允许温度偏差进行调节与控制。当功率和温度控制较稳定时,也允许用中频或高频电流感应加热回火 所需温度范围/℃ 允许温度偏差/℃ ≤400 ±10 >400 ±15
记录装置	配有显示温度的自动记录装置,热电偶应定期校对,保持规定的精度

4 齿轮预处理(见表 39-9)

表 39-9 预处理要求

内 容	要 求	内 容	要 求
齿轮表面	a. 齿面的表面粗糙度、齿端倒角、齿根过渡曲面均应符合技术条件; b. 工作齿面上不允许有砂眼、缩孔等缺陷,其他部位可进行焊补等补救措施,并按 GB/T 8539(见第 36 章)规定检验; c. 去除齿轮表面的毛刺、污垢、锈斑、铁屑以及其他杂物	合金结构钢	预先应经调质处理,得到索氏体组织,40Cr 也可进行正火处理,处理后的硬度和金相组织应符合技术条件
		碳钢结构钢	预先经调质、正火或正火加回火处理,以得到细珠光体与铁素体组织,其硬度和金相组织应符合技术条件
加工余量	对于预切齿后调质或淬火后需精加工的齿轮,应留有加工余量,要保证精加工后有效硬化层达到图样要求	合金结构钢 碳钢结构钢	可采用锻造余热进行正火或调质,其硬度和组织应符合技术条件

5 工艺规程

根据齿轮的模数、形状和尺寸选择以下的淬火方式,

a. 齿轮旋转一次淬火法;

b. 齿轮旋转(或不旋转)连续淬火法;

c. 单齿沿齿面淬火法;

d. 单齿沿齿槽淬火法。

5.1 火焰淬火工艺规程(见表 39-10)

表 39-10 火焰淬火工艺规程

内 容	要 求	内 容	要 求
喷嘴与喷枪	a. 设计和选择喷嘴的结构,选定淬火喷枪规格、型号与数量; b. 齿轮与喷嘴、冷却水嘴要保证正确的相对位置; c. 齿轮旋转淬火时,喷嘴与齿轮齿顶间隙为 3~5 mm,单齿沿齿槽加热淬火时,喷嘴与齿面间隙为 5~8 mm	连续淬火喷嘴移动速度	1.2~4.2 mm/s
		加热温度	840~900 °C,以淬硬层的显微组织来确定最佳淬火温度。应避免齿顶过热及齿根加热不足
燃烧气压力、冷却水压力	火焰加热时,燃烧气的压力、氧气压力同 3.1,冷却水压力为 0.2~0.4 MPa	冷却	碳钢 合金钢 用水、聚合物水溶液喷冷或浸冷; 用聚合物水溶液、乳化液、压缩空气喷冷,或聚合物水溶液、油浸冷

5.2 感应加热淬火工艺规程(见表 39-11)

表 39-11 感应加热淬火工艺规程

内 容	要 求	内 容	要 求	
感应器	在各种淬火方法下,感应器与齿轮或轮齿之间有合理的间隙值	预热	复杂易变形齿轮最好进行预热,单齿加热淬火时,可采用隔齿加热以利减小变形和开裂倾向	
电参数匹配	电压、电流、电功率等电参数的选择要匹配,并根据试淬结果调整各参数			
加热温度	840~900 °C,以淬硬层的显微组织来确定最佳淬火温度,避免齿顶热及齿根加热不足	冷却方式	淬火介质种类	根据齿轮材料、尺寸、形状不同,选用水、油、聚合物水溶液、油的乳油液、压缩空气等
加热时间	根据模数、淬硬层深度要求,设备功率及加热形式确定		旋转加热淬火	齿轮在淬火介质中旋转速度 ≤ 30 r/min, 或外圆线速度 < 500 mm/s
相对移动速度	齿轮与感应器的相对移动速度与感应器高度、加热时间的关系: $V = \frac{h}{t}$ 式中: V —— 齿轮对感应器相对移动速度,一般为 2~9 mm/s; h —— 感应器高度,mm; t —— 加热时间,s		沿齿槽加热淬火	须对轮齿的两外侧齿面施以旁冷,以免已淬火轮齿齿面超过回火温度

5.3 回火

回火工序,回火要求见表 39-12。

为防齿轮淬火开裂及使齿轮的尺寸稳定,应进行

表 39-12 回火要求

内容	要求	内容	要求
回火方式	采用空气炉、浴炉及感应回火,对大齿轮也可采用自行回火	回火时间	通常在齿轮透烧后保温不低于 1.5~2 h
温度	回火温度可根据齿轮材料、硬度要求确定。参见表 39 13	时间间隔	淬火到回火的时间间隔一般不得超过 4h,合金钢淬火后应立即回火
		防腐	对有回火脆性倾向的材料应有快冷措施

表 39 13 常用钢材回火温度与硬度的关系

钢 号	硬度 HRC							钢 号	硬度 HRC						
	30 { 35	35 { 40	40 { 45	45 { 50	50 { 55	55 { 60	>60		30 { 35	35 { 40	40 { 45	45 { 50	50 { 55	55 { 60	>60
45	480	420	350	300	180			42CrMo		490	430	320	200		
ZG 310-370								37SiMnMoV			450	380	250		
ZG 340-640			390	300	180			38CrSiMnMo			450	380	250		
40Gr		450	360	300	180			20Cr					220	180	
35SiMn		460	410	310	180			20CrMnTi					~	~	
35CrMnSi		480	420	320	200			20CrMnMo					250	200	

6 质量控制和检验方法 (见表 39-14)

表 39 14 火焰淬火或感应加热淬火质量控制和检验方法

项目	方法和要求	项目	方法和要求	
外观	目测,不得有裂纹、烧伤、剥落等缺陷,齿部不得有碰伤	齿面硬度	有效齿宽 齿宽 < 150 mm 有效齿宽硬度区为齿宽的 80%,并对称分布于齿的两端	
批量生产	每批抽检三件(首件、末件及中间抽检)检验硬度		有效齿宽 齿宽 ≥ 150 mm 有效齿宽硬度区按设计要求规定	
旋转一次 淬火齿轮	在相隔约 120°的三个轮齿上,于齿高中部齿面各测 1~3。也可用洛氏硬度计测定齿顶硬度。检测处的表面粗糙度 Ra < 3.2 μm		返修	硬度不符合图样要求时,应根据具体情况进行返修,在淬火前必须经正火或高温回火处理,为防止产生氧化皮和减少变形也可采用感应正火,返修次数不得超过二次
单齿淬火大 模数齿轮	用肖氏硬度计或用其他硬度计测量轮齿分度圆附近的齿面硬度	有效淬硬层 深度	按 GB/T 5617《钢的感应加热淬火或火焰淬火有效硬化层深度的测定》进行,测定结果应符合图样要求,同一件齿轮的有效淬硬层深度偏差值应控制在技术条件要求中值的 ±20% 范围内,重要齿轮偏差值控制在技术条件要求中值的 ±15% 范围内	
小模数 齿轮	模数小于 2 mm,或无法使用硬度计测量的齿轮,可用标准锉刀或其他方法检验		齿槽底面硬度	按各行业有关标准或图样要求检验
齿面 硬度	按 GB/T 230、GB/T 4341 规定测定硬度值不取平均值,其最低硬度亦应符合图样要求	淬硬层 分布	抽检	批量生产时,每批抽检一件,单件生产时,若有要求,可用齿形试块进行检验
	洛氏硬度 表面硬度偏差值		分布	沿齿廓分布的淬硬层,其齿槽底面以下不同深度的硬度分布,应能达到技术条件要求
	HRC 同一件 同一批			
	>60 4 5			
表面硬 度偏差	50~60 4.5 5.5			
40~50 5 6				
肖氏硬度 表面硬度偏差值				
HRC 同一件 同一批				
>80 8 10				
67~80 6 8				
55~67 6 8				

续表 39-14

项目	方法和要求	项目	方法和要求		
金相检验	返修	裂纹检验	火焰或感应加热淬火后应100%进行裂纹检验,表面不允许有裂纹,当目测无法确定时,可采用磁粉探伤、荧光检验、着色检验及其他方法检验		
	抽检				
	晶粒度	变形量	控制在产品图样或技术条件要求范围内		
	金相组织			变形检验	抽样
	心部组织				

7 报告单

报告单应包括下列内容:

a. 齿轮件号、材料、外径、内径、模数、技术要求;

b. 质量检验结果;

c. 数量及质量;

d. 操作者、检验者的姓名或代号;

e. 处理日期。

第40章

齿轮气体渗碳

渗碳淬火工艺是汽车、拖拉机、纺织、宇航、采掘、汽轮机、工程机械等行业中齿轮热处理中普遍采用的一种工艺。近年来,机床齿轮及大型设备重型齿轮也逐步采用这种工艺,渗碳虽然是古老的传统工艺,但随着科学技术的发展,其工艺装备及工艺参数的改进,已使渗碳水平进一步提高。为提高齿轮的承载能力和寿命,保证齿轮产品质量,JB/T 7516-1994《齿轮气体渗碳热处理工艺及质量控制》,对齿轮的材料选择、热处理设备、工艺及其质量控制等方面作出了规定。

1 齿轮材料

1.1 选择原则

- a. 所选齿轮钢材经各种机械加工和气体渗碳热处理后能满足产品性能的设计要求;
- b. 材料应为本质细晶粒钢;
- c. 对可靠度要求高的齿轮及大批量生产的齿轮应采用保证淬透性结构钢;
- d. 材料的热加工性能及切削加工性能应能满足生产要求;
- e. 考虑经济性和货源情况。

1.2 渗碳齿轮推荐用钢材

根据使用条件及钢材淬透性分档选用,除另有规定外,推荐用钢材见表40-1。

表 40-1 渗碳齿轮推荐用钢材

牌 号	应 用 范 围	牌 号	应 用 范 围
20Cr	机床齿轮、轻载荷齿轮	12CrNi3	化工、冶金、工程机械、机车、电站、船舶、航空、坦克等高速齿轮及承受冲击载荷较大的重载齿轮
20CrMo	汽车、拖拉机、机床、工程机械、船用减速器、机车及一般工业齿轮	15CrNi3	
20CrMnTi		20CrNi2Mo	
20CrMnMo		20Cr2Ni4A	
20MnVB		18Cr2Ni4WA	

1.3 材料冶金质量(见表40-2)

表 40-2 材料冶金质量

项 目	要 求	项 目	要 求
化学成分、力学性能、一般疏松、中心疏松、偏析及表面质量	按 GB/T 3077《合金结构钢技术条件》、GB/T 1979《结构钢低倍组织缺陷评级图》规定。GB/T 3077 中未列入的材料,其技术条件及材料的尺寸精度按双方协议控制。 齿轮制造厂应具有钢材质量保证书,并进行抽检复核	纯度	a. 氧化物、硫化物 ≤ 3 级,非金属夹杂物按 GB/T 10561《钢中非金属夹杂物显微评定方法》检验; b. 对可靠度要求高的齿轮,需保证材料的纯度,采用以真空冶炼、电渣重熔或真空重熔等方法冶炼的钢材。有特殊要求时,按双方协议规定。
奥氏体晶粒度	> 5 级,不应有混晶现象,按 GB/T 6394《金属平均晶粒度测定方法》检验		材料的含氧量 含氢量 含硫量 $< 20 \times 10^{-6}$ $< 5 \times 10^{-6}$ $< 0.015\%$
淬透性带	应在 GB/T 5216《保证淬透性结构钢技术条件》规定的范围内。有特殊要求时,距端淬试样末端一定距离的硬度范围由用户与钢厂协商确定	带状组织	≤ 3 级,按 GB/T 13299《钢的显微组织评定法》检验

1.4 锻件质量(见表40-3)

表 40-3 锻件质量要求

项目	要 求	项目	要 求
温度	齿轮锻件的始锻、终锻温度应严格控制	锻造比	按GB/T 8539(见第36章)规定,锻造时应使坯料整个截面得到均匀变形
流线	若采用封闭锻造,其流线应基本上呈径向分布。对大型轴齿轮按有关行业规定	缺陷	锻坯不应有裂纹、折叠、过热及其他内部缺陷,也不能有最后加工无法除去的表面缺陷

2 热处理设备技术要求(见表40-4)

表 40-4 热处理设备与要求

设备	技 术 要 求	设备	技 术 要 求
渗碳设备	类型 采用连续式气体渗碳炉、密封箱式炉、井式气体渗碳炉等	设备	具有可以控制的加热、冷却循环系统、搅拌装置并装有防火排烟装置
	温度及其控制 连续式气体渗碳炉及密封箱式炉应能在加热、保温、冷却等各个阶段所设定的温度下保持所需的时间 连续式气体渗碳炉、密封箱式炉及井式气体渗碳炉的有效加热区内的温度应控制在预定值的±10℃以内。有效加热区按GB/T 9452《热处理炉有效加热区测定方法》的规定测定	介质	具有齿轮淬火所要求的冷却能力,且不易老化,其技术要求应符合有关标准。在生产现场应有定期分析和调整的管理制度,以确保淬火质量
		清洗设备	具有浸泡、喷淋、油水分离等功能。清洗液可用碱水,其温度为80~90℃。也可用专用清洗剂
	结构 渗碳加热设备应结构合理,设有使炉内气氛均匀流动的装置,渗碳加热室应具有良好的密封性,渗碳的原料供给系统应安全可靠	回火设备	a. 回火可采用连续式或周期式炉,其炉内有效加热区的温度应控制在预定值的±10℃以内; b. 回火设备应配有排油烟装置
渗碳后淬火加热设备	温度 转炉、密封箱式炉、井式气体渗碳炉等加热设备,其有效加热区内的温度应控制在预定值的±10℃以内	温度的测定及控制设备	a. 渗碳淬火加热炉、回火炉配有温度测控、自动记录及报警装置,淬火冷却设备配有温度测控装置; b. 定期校验,测温仪表及热电偶,并符合GB/T 9452的规定
	感应加热设备 应符合JB/T 9171(见第39章)的规定	炉内气氛的测定及控制设备	炉内气氛可采用CO ₂ 红外仪、氧探头、电阻丝、露点仪、定碳片及取气分析等任一方法进行测定与控制,相关设备按各自使用说明书操作。碳势控制精度应在±0.05%范围内
	盐浴炉 加热时,盐浴不应对内轮有腐蚀、脱碳及其他有害影响		

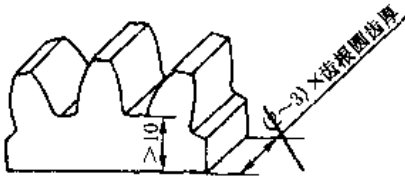
3 渗碳前的预备处理(见表40-5)

表 40-5 渗碳前预处理要求

工 艺	要 求	工 艺	要 求
正火	a. 根据钢材特性和锻造生产具体条件,可采用锻造余热等温退火或锻造余热正火工艺; b. 齿轮锻坯应进行正火,正火温度一般为890~950℃,保温时间根据锻坯有效尺寸、装炉情况及炉型而定,锻坯出炉后不应堆放冷却,而应散开空冷或喷雾冷却; c. 锻坯正火后或正火加回火后的硬度应符合工艺文件规定,而测试部位可参照JB/T 6077(见第41章);硬度应均匀,单件硬度差值≤25HBS,同一批硬度差≤40HBS	合金结构钢	对于某些合金结构钢,当采用正火加回火工艺时,正火温度略高于渗碳温度,回火温度为600~680℃
		等温退火	对于高精度齿轮,为增加预处理组织均匀性,可采用等温退火工艺
		去应力处理	对要求高的齿轮以及模数大于14mm的齿轮,齿形粗加工后应进行去应力退火处理或在600~650℃进行高温回火

4 渗碳处理前的准备工作(见表40-6)

表 40-6 渗碳前的准备工作

内容		要 求	内容		要 求
探伤		对可靠度要求高的齿轮应进行超声波或磁粉探伤检验,其技术指标按GB/T 8539(见第36章)或行业规定	渗碳层 检验试 样	模数	圆棒试样尺寸 $d \times l$ (直径 \times 长度)
表面 清理		待渗碳的齿轮及吊装夹具均应进行清理或置于450~550℃炉内气化脱脂,除去表面油污、铁屑及其他有害杂物		≤ 6 mm	16 mm \times 35 mm
防渗 措施		对齿轮不需渗碳的部位,可以采用防渗涂料涂敷表面。防渗涂料应附着牢固,渗碳处理后应易脱落,且对齿轮表面质量无有害影响,其技术指标按JB/T 9199《防渗涂料技术条件》规定。也可采用镀铜或预留加工量等防渗措施		$> 6 \sim 18$ mm	25 mm \times 50 mm
吊装夹 具		根据处理设备类型及齿轮的结构特点设计吊装夹具。 a. 夹具的结构、尺寸应保证其在高温状态下具有足够的刚性。吊装夹具经多次使用后不应 对齿轮有较大的畸变影响,必要时必须及时更换; b. 夹具应保证在处理过程中齿轮各部位加 热、冷却均匀、渗碳气氛流动均匀,并使生产操 作安全方便	随 炉 试 样	模数	圆棒试样尺寸 $d \times l$ (直径 \times 长度)
	材料形 状尺寸	与被处理齿轮材料相同,形状尺寸应能代表齿 轮实际处理情况,根据需要采用		≤ 6 mm	32 mm \times 76 mm
	数量	根据设备类型及装炉情况确定,试样放置在能 代表齿轮处理质量的部位,周期式渗碳炉的中检 试样,由企业规定	$> 6 \sim 10$ mm	56 mm \times 130 mm	
随 炉 试 样	仿形试 样或齿 形试样	至少含有3个轮齿。齿根以下截面厚度等于齿 根圆齿厚的二分之一,或根据齿轮模数选取,一 般应大于10 mm;齿宽为齿根圆齿厚的2~3倍, 如下图所示	$> 10 \sim 18$ mm	76 mm \times 180 mm	
			> 18 mm	90 mm \times 205 mm	
			盘形 试样	其厚度应大于渗碳层检验试样,心部硬度与心 部组织检验试样相应圆棒试样直径的70%,而直 径应大于厚度的3倍	
			圆棒 试样	用于锥齿轮,其直径大小可按齿宽中部模数值 参照渗碳层检验试样、心部硬度与心部组织检验 试样确定	
			剥层 试样	随炉定碳剥层圆棒试样尺寸: $d \times l$, 25 mm \times 100 mm,	
			渗碳剂	滴注式气体渗碳炉可采用专用渗碳油、煤油、 丙酮、异丙醇、醋酸乙酯、甲苯等任一种	
			稀释剂	甲醇	
			气氛 原料	可控气氛渗碳时,吸热式气氛原料气为天然气 和液化石油气,其成分应符合JB/T 9207《钢件在 吸热式气氛中的热处理》规定	
			成分	渗碳原料应成分稳定、有害杂质含量低,含硫 量应在0.02%以下,检验符合要求后使用	
			预渗处理	对于新购置的及较长时间未作渗碳使用的设 备以及新夹具应进行预渗处理	

5 工艺控制(见表40-7)

表 40-7 渗碳工艺控制

工艺规范		要 求	工艺规范		要 求
渗碳	装炉	a. 将准备就绪的齿轮和随炉试样安放在吊装 夹具上。对于中、小模数的薄壁齿轮应采用挂装 或托垫形式的夹具,对带有花键孔的齿轮应支承 合理	渗碳	装炉	b. 齿轮装在夹具上时,齿轮之间不得有搭接, 且轮齿工作面之间应留有足够间隙

续表 40-7

工艺规范		要 求		工艺规范		要 求			
渗	装炉	c. 井式气体渗碳炉的中检试样可在齿轮装炉后或排气结束后放入试样孔		淬	火	直接 淬火	齿轮经气体渗碳后在渗碳炉内降温至840~860℃保温0.5~1h,尔后投入淬火介质中冷却。用井式气体渗碳炉处理的齿轮,出炉后应尽快投入淬火介质内,以避免表面产生异常组织		
	排气	a. 齿轮装炉后,温度达750℃以上时大量滴入甲醇,达850℃后再通入渗碳剂; b. 当采用井式气体渗碳炉处理易畸变和可靠度要求高的齿轮以及装炉量较大时,应采取分段均温加热方式,同时通入氮气开始排气,炉温升至750℃后滴入甲醇; c. 当炉温达到设定的渗碳温度,且炉气碳势达0.8%时,即为排气结束,转入强渗阶段				重新加 热淬火	对于渗碳后需机械加工或由于钢材特性渗碳后需预冷,以及需经1~2次高温回火或球化退火的齿轮应进行重新加热淬火		
		温度和 时间	渗碳温度一般为890~930℃。渗碳时间根据钢材特性、渗层深度要求、渗碳温度、渗碳原料特性、炉型等条件决定			一次加 热淬火	一般加热温度为820~860℃。对用连续式气体渗碳炉或密封箱式炉渗碳的齿轮,为细化晶粒在冷却装置中冷至600℃后,再重新加热至淬火温度		
	扩 散		对于要求渗层梯度平缓的内轮,强渗后应进行扩散。但当要求有效硬化层深度小于1mm时,可不进行扩散。 a. 当使用井式气体渗碳炉时,在强渗阶段后期取出中检试样,检验渗层深度,根据技术要求适时转入扩散阶段; b. 从强渗阶段转入扩散阶段时,一般温度不变,并应合理调整渗碳原料的比例及用量,必要时可通入能快速降低炉内碳势的气体,如氮气、空气等; c. 当使用井式气体渗碳炉时,在扩散阶段末期检查中检试样,根据要求的渗层深度及表层含碳量确定实际扩散时间		二次加 热淬火	第一次淬火加热温度为860~880℃,保温后淬火冷却,待工时冷至室温后再进行第二次淬火,其第二次加热温度为780~800℃,冷却方法同前			
		碳 势 控 制 原 则	强渗期碳势控制	一般情况下,在不出现炭黑及工件表面碳化物级别允许的前提下,在强渗期炉内应具有最高碳势,以获得最快的渗速		回 火	火	清洗	齿轮及吊装夹具经淬火冷却至适当温度后方可进行清洗
	扩散期碳势控制		一般以工件表层达到设计要求的碳浓度确定炉内碳势		齿轮清洗后应及时低温回火,一般间隔不超过4h。根据图样技术要求的硬度及钢种确定回火温度				
	当有微机控制时		应能根据齿轮渗层碳浓度分布的设计要求进行自动测控						
	降 温 处 理	根据材料及工艺要求,渗碳后采用不同的降温处理				冷 处 理			
		齿轮	直接淬火	重新加热淬火	回火		回火温度/℃	回火或保温时间/h	
		渗碳炉内降温	至840~860℃	至820~880℃	一般齿轮		160~220	2~4	
保温		0.5~1h	适当时间	高铬铬钢大型齿轮(充分回火)	160~220		10~20		
冷却	投入淬火介质中冷却	移至冷却装置中冷却,并应采取防氧化脱碳措施,齿轮冷至350℃以下方可空冷; 当齿面有较大加工留量时可采用空冷; 镍铬含量较高的材料,冷至150~200℃后进行高温回火		高精度齿轮(磨齿后去应力回火)	140~160	≥2			
				合金元素含量较高的钢材(渗碳缓冷后在重新加热淬火之前进行一次或二次高温回火)	600~700	2~6(每次)			
				喷砂或喷丸	热处理后齿轮按要求进行喷砂清理或喷丸强化				

6 质量控制与检验方法(见表40-8)

表 40-8 渗碳齿轮的质量控制与检验

项目	方 法	项目	方 法												
表面 硬度	<p>a. 根据有效硬化层深度选用洛氏、表面洛氏等硬度计,选择方法见下表或按各行业规定,并按GB/T 230《金属洛氏硬度试验方法》或GB/T 1818《金属表面洛氏硬度试验方法》规定检测</p> <table border="1"> <tr> <td>有效硬化层深度/mm</td> <td>硬度计量类别</td> <td>硬度范围</td> </tr> <tr> <td>>0.3~0.5</td> <td>HR30N</td> <td>75~80</td> </tr> <tr> <td>>0.5~0.8</td> <td>HR45N</td> <td>63~69</td> </tr> <tr> <td>>0.8</td> <td>HRC</td> <td>58~62</td> </tr> </table> <p>b. 当图样要求测表层硬度时,用维氏硬度计在试样截面上距表面0.05~0.10mm处测定,测定方法按GB/T 4340《金属维氏硬度试验方法》,对渗碳淬火后需要磨齿的齿轮,表层硬度的测定部位应为从试样表面至轮齿单侧加工余量深度之处;</p> <p>c. 表面硬度的均匀性要求见GB/T 8539(见第36章)</p>	有效硬化层深度/mm	硬度计量类别	硬度范围	>0.3~0.5	HR30N	75~80	>0.5~0.8	HR45N	63~69	>0.8	HRC	58~62	有效硬 化层 深度	<p>式中: DC_{min}——最小有效硬化层深度,mm;</p> <p>σ_M——计算接触应力,MPa;</p> <p>d_1——小齿轮分度圆直径,mm;</p> <p>α_1——端面分度圆压力角;</p> <p>β_b——基圆螺旋角;</p> <p>U_M——硬化工艺系数,MPa(渗碳齿轮: 4.4×10^4 MPa);</p> <p>z_1——小齿轮齿数;</p> <p>z_2——大齿轮齿数;</p> <p>“+”——用于外啮合传动;</p> <p>“-”——用于内啮合传动。</p> <p>g. 若随炉试样有效硬化层深度不符合技术要求,则从该批中至少再抽取一件内轮解剖测定,并以其测定结果为准</p>
	有效硬化层深度/mm	硬度计量类别	硬度范围												
>0.3~0.5	HR30N	75~80													
>0.5~0.8	HR45N	63~69													
>0.8	HRC	58~62													
随 炉 试 样 检 验	<p>心部 硬度</p> <p>心部硬度值一般要求30~45 HRC,可由设计者根据齿轮使用条件选定;</p> <p>a. 齿形试样心部硬度的测定位置参见GB/T 8539(见第36章);</p> <p>b. 当用圆棒试样时,在试样长度中部截取10mm厚的试样,在试样横截面中心处测定。试样尺寸与模数关系符合表40-6</p>	随 炉 试 样 检 验	<p>表层 含碳量</p> <p>定义</p> <p>为表面至0.10mm深度范围的平均含碳量</p>												
	有效硬 化层 深度		<p>a. 对于渗碳淬火后需加工的齿轮,渗碳的工艺层深应为图样上标注的深度加上轮齿单侧的加工余量;</p> <p>b. 有效硬化层深度的测定应以硬度法为准,测定部位按GB/T 8539(见第36章)规定,测定方法按GB/T 9450、GB/T 4340规定,也可按各行业规定或生产厂与用户的协议;</p> <p>c. 用金相法、断口法检测渗层深度时,应预先找出与硬度法测定有效硬化层深度的关系,以保证成品齿轮满足图样技术要求;</p> <p>d. 当图样要求测定齿根有效硬化层深度时,应在齿形试样的法截面上向内测定;</p> <p>e. 渗碳齿轮有效硬化层深度推荐值参见表40-9;</p> <p>f. 渗碳淬火齿轮分度圆处最小有效硬化层深度 DC_{min},可根据接触载荷引起最大剪切应力的深度计算,计算公式为:</p> $DC_{min} = \frac{\sigma_M d_1 \sin \alpha_1}{U_M \cos \beta_b} \cdot \frac{z_2}{z_2 \pm z_1}$	<p>控制范围</p> <p>如无特殊要求,表层含碳量一般控制在0.8~1.0%范围内,原则上不低于相应钢材的共析含碳量</p>											
			有效硬 化层 深度	<p>试样分析</p> <p>用试样剥层进行化学分析,也可用金相法判别或用直读光谱仪分析</p>	<p>渗碳控制</p> <p>应用各种碳控技术对渗碳过程进行控制时,应预先找出各种钢材渗碳时,其表层含碳量与气氛碳势的关系</p>										
	<p>检验</p> <p>新产品试制或工艺调试时,应检验表层含碳量。在批量生产中,若渗碳过程无任何气氛控制措施时,应定期检验表层含碳量</p>														
有效硬 化层 深度	<p>c. 用金相法、断口法检测渗层深度时,应预先找出与硬度法测定有效硬化层深度的关系,以保证成品齿轮满足图样技术要求;</p> <p>d. 当图样要求测定齿根有效硬化层深度时,应在齿形试样的法截面上向内测定;</p> <p>e. 渗碳齿轮有效硬化层深度推荐值参见表40-9;</p> <p>f. 渗碳淬火齿轮分度圆处最小有效硬化层深度 DC_{min},可根据接触载荷引起最大剪切应力的深度计算,计算公式为:</p> $DC_{min} = \frac{\sigma_M d_1 \sin \alpha_1}{U_M \cos \beta_b} \cdot \frac{z_2}{z_2 \pm z_1}$	表层 组织	<p>残余奥氏体</p> <p>按各行业金相检验级别图评定。一般齿轮应控制在30%以下,高精度齿轮应控制在20%以下。对于留有加工余量的内轮,评定部位按内控标准规定</p>												
			<p>马氏体</p> <p>按各行业金相检验级别图评定。对于齿形试样应以分度圆附近的严重视场作为评判依据</p>												
有效硬 化层 深度	<p>碳化物</p> <p>按各行业金相检验级别图评定。当采用QC/T 262《汽车渗碳齿轮金相检验》碳化物评级图时,若试样在400倍下无明显碳化物,但试样表面硬度及含碳量合格,表层组织不为亚共析状态时,可评为1级</p>														

续表 40-8

项目		方 法		项目		方 法		
随炉试样检验	表层组织	表层脱碳	试样经4%硝酸酒精溶液轻腐蚀后,置于显微镜下放大400倍观察,对于齿形试样着重检查齿根圆角处,脱碳层深度应不大于0.02 mm或按GB/T 8539(见第36章)分档控制	齿面硬度	超差	当硬度不符合技术要求时,应加倍抽检,若仍不符合则应根据具体情况,进行返修或判废		
		表层非马氏体	试样经4%硝酸酒精溶液轻腐蚀后,置于显微镜下放大400倍观察,对于齿形试样检测分度圆及齿根圆角处,按GB/T 8539(见第36章)分档控制		其他	对于无法用硬度计检测的齿轮,一般从随炉试样的测量值为准		
	心部组织	按各行业规定或生产厂与用户的协议检验	有效硬化层深度	判据	当采用各种碳控技术控制渗碳过程且生产质量稳定时,可以随炉试样的检测结果为准			
	至表面硬度降至心部硬度降	当图样要求测定时,参见GB/T 8539(见第36章)或按各行业规定执行		抽检周期	根据具体情况确定			
	心部冲击性能	当用户有要求时,在随炉圆棒试样或齿坯试样上取料,加工成冲击试样,进行冲击试验		抽检数量	对批量生产的齿轮,当渗碳气氛无任何控制措施时,在试样合格的情况下,每周抽检一件齿轮解剖测定			
齿轮热处理质量检验	外观	齿轮经热处理后,表面不得有氧化皮、碰伤、剥落、锈蚀等缺陷		检验方法	同本表随炉试样			
	齿面硬度	抽检数量	根据齿轮重要程度,批量及炉型规定	表层组织、心部硬度、心部组织	判据	一般以随炉试样的检测结果为准		
		测定部位	以齿面为准,也可测齿顶或端面,但应考虑其与齿面硬度的差异。测量点要求分布在约相隔120°的三个轮齿上,每个轮齿上一般不得少于2点,其硬度值应符合图样技术要求		检验项目	工厂可根据具体情况,确定解剖齿轮检验项目及检验周期		
		检测	硬度计应稳定,可靠、重现性好。 当选用内面硬度计检测齿面时,应将测头垂直于齿面; 当用洛氏硬度计检测齿顶时,应将被测处用砂纸打磨,其表面粗糙度应符合GB/T 230规定,测量时应放置平稳; 当用锉刀检验齿顶、齿根硬度时,锉刀应为标准锉刀; 当用肖氏硬度计或里氏硬度计D型冲头装置检测时,齿轮的有效硬化层深度必须大于0.8 mm	检验方法	同本表随炉试样			
	裂纹	检验数量	在热处理和磨齿后,可靠度要求高的齿轮应100%检验 一般齿轮应进行抽检; 磨加工后表面一般不允许有裂纹		裂纹	检验方法	采用以下任意一种,如磁粉探伤、超声波探伤、荧光浸透及染色浸透探伤等。 冷处理后微裂纹的检验用显微镜放大400倍观察随炉试样,在0.30 mm×0.25 mm的矩形范围内;长度大于1个晶粒的微裂纹不得超过10个	
		检验方法				畸变	a. 热处理后畸变量应控制在有关技术要求的范围内; b. 批量生产时,抽检项目和件数按产品图样的技术要求; c. 单件生产的齿轮应定期抽检	

表 40 9 渗碳齿轮有效硬化层深度

模数 m/mm	渗碳齿轮有效硬化层深度/mm		模数 m/mm	渗碳齿轮有效硬化层深度/mm	
	界限值:550HV			界限值:550HV	
1.5	0.25~0.50		10	2.00~2.60	
1.75	0.25~0.50		(11)	2.00~2.60	
2	0.40~0.65		12	2.30~3.20	
2.5	0.50~0.75		14	2.60~3.50	
3	0.65~1.00		16	3.00~3.90	
3.5	0.65~1.00		18	3.00~3.90	
4	0.75~1.30		20	3.60~4.50	
5	1.00~1.50		22	3.70~4.80	
6	1.30~1.80		25	4.00~5.00	
7	1.50~2.00		28	4.00~5.00	
8	1.80~2.30		32	4.00~5.00	
9	1.80~2.30				

7 记录内容

a. 齿轮材料、数量、件号、炉号；

b. 渗碳热处理工艺流程及工艺参数；

c. 检验的项目、部位及结果；

d. 热处理操作人员、检验人员的姓名或代号；

e. 操作、检验日期。

第 41 章

齿轮调质工艺

目前,调质齿轮在传动装置中仍占有较大的比例。调质工艺在机床、汽车、拖拉机、纺织等行业的齿轮中作为预备热处理,使钢中碳化物适当聚集,降低硬度有利于切削。同时,可消除锻造组织缺陷,为后继热处理作组织准备。对于渗氮、氮碳共渗、感应加热淬火的齿轮,调质处理的质量是很关键的。对于冶金、矿山等行

业,调质工艺作为最终热处理,其工艺质量的优劣将直接影响齿轮的承载能力和使用寿命。

JB/T 6077—1992《齿轮调质工艺及其质量控制》,对调质齿轮的常用材料、热处理设备、工艺规程以及质量控制与检测方法作出了规定。

1 术语(见表 41-1)

表 41-1 术语与定义

术 语	定 义
齿轮毛坯	轮齿进行机械加工或热处理前的半成品齿轮
预备调质热处理	对最终热处理前的齿轮毛坯进行淬火和高温回火处理称为预备调质热处理
预先切齿调质热处理[开槽调质]	齿轮毛坯经预先切齿,再进行淬火和高温回火处理称为预先切齿调质热处理
最终调质热处理	齿轮毛坯经淬火高温回火后,不再进行任何热处理工艺,称为最终调质热处理
有效截面	作为计算加热、冷却时间用的截面,称为有效截面
工艺硬度	为达到齿轮图样技术要求的齿面硬度,在制订齿轮毛坯调质工艺时,根据材料的淬透性及截面尺寸而规定的齿轮毛坯的外圆柱表面或端面应达到的硬度称为工艺硬度

2 材料

调质齿轮常用材料及其要求见表 41-2,必要时由 用户与制造厂协商决定。

表 41-2 常用材料与要求

项 目	要 求	
材 料	合金结构钢	40Cr、35SiMn、35CrMo、42CrMo、50CrMoA、40CrNi、40CrMnMo、40CrNiMo、10CrNi2Mo、34CrNi3Mo、37SiMn2MoV
	优质碳素结构钢	45、50、55
	一般工程用铸造碳钢	ZG 310 570、ZG 340 610
	合金铸钢	ZG 40Cr; ZG 35CrMo; ZG 35CrMnSi
冶金质量	化学成分 非金属夹杂物 力学性能	符合GB/T 699《优质碳素结构钢》、GB/T 3077《合金结构钢技术条件》及有关行业标准的规定
	晶粒度钢锭结构	符合GB/T 8539(见第36章)、GB/T 6394《金属平均晶粒度测定方法》的规定
锻造齿坯	锻造比	按GB/T 8539(见第36章)或有关行业规定
	晶粒度	锻坯不得过热、过烧、斑疤、重皮、裂纹,其晶粒度级别不低于原材料晶粒度级别,锻后余热调质热处理后的晶粒度级别按各行业规定
力学性能检验		按规定程序批准的图样或技术文件要求测定力学性能时,其取样部位、试件数量及试验方法按各行业有关规定

3 设备(见表41-3)

表41-3 调质处理设备与要求

名 称	要 求
加热设备	a. 能根据工艺要求控制炉温。在设备的有效加热区内,其保温温度偏差最大不超过 $\pm 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ b. 当用火焰反射炉时,火焰不得直接喷射到齿轮毛坯上,以免局部烧伤
冷却设备及介质	a. 具有循环冷却装置或搅拌装置,以保证齿轮毛坯获得足够而均匀的冷却 b. 齿轮毛坯淬火冷却时,介质温度控制在下列范围内:水温 $\leq 40\text{ }^{\circ}\text{C}$;油温 $\leq 80\text{ }^{\circ}\text{C}$
温度控制设备	a. 淬火加热和回火炉应配有温度测量、指示、控制和自动记录装置 b. 测试仪表精度及热电偶等级应符合GB/T 9152《热处理有效加热区测定方法》的规定

4 工艺规程(见表41-4)

表41-4 齿轮调质热处理工艺规程

工 艺	要 求								
预备调质热处理工艺规程	淬火加热	温度一般在 A_{c1} 以上 $30\sim 50\text{ }^{\circ}\text{C}$,对某些钢材也可采用亚温淬火,或锻造余热淬火,回火温度根据设计硬度要求确定							
	装炉量	齿轮毛坯应置于炉子的有效加热区内,工件间应保留一定的间隙,装炉量不得超过设备最大装载量							
	保温	a. 齿轮毛坯达到工艺规定的淬火温度后,保温一段时间,使其透热及均匀化 b. 回火保温时间一般按有效截面尺寸计算: <table style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>有效截面尺寸/mm</td> <td>保温时间/h</td> </tr> <tr> <td>< 60</td> <td>1.3</td> </tr> <tr> <td>$60\sim 100$</td> <td>2~3</td> </tr> <tr> <td>> 100</td> <td>适当延长</td> </tr> </table>	有效截面尺寸/mm	保温时间/h	< 60	1.3	$60\sim 100$	2~3	> 100
有效截面尺寸/mm	保温时间/h								
< 60	1.3								
$60\sim 100$	2~3								
> 100	适当延长								
最终调质热处理工艺规程	检查	装炉前应检查工件表面质量,不允许有裂纹、重皮、严重磕碰等缺陷							
	齿轮毛坯	a. 粗加工后调质的齿轮毛坯,应留有合理的加工余量,必要时预留起吊夹头和力学性能试样 b. 齿轮毛坯的尖角处应倒角,断面突变处应以圆弧过渡 c. 当所选材料齿轮毛坯截面达不到图样标注的硬度时,应进行预先切齿再调质,常用的调质齿轮钢材截面与硬度对应关系参见表41-7 d. 齿轮毛坯应置于设备有效加热区内,相互之间应留有一定间隙							
	大型锻坯或铸坯	采用阶梯加热法,并控制其升温速度							
	保温	淬火加热的保温和回火时间同预备调质热处理工艺							
	回火	淬火后应及时回火,一般间隔时间 $\leq 1\text{ h}$,对于大截面水冷后的中、低合金钢锻件及铸件回火间隔时间 $\leq 2\sim 3\text{ h}$							
	变形	淬火时不应将齿轮毛坯单放在冷却槽内,防止冷却不均匀和产生过大的变形							
	回火冷却	一般为空冷,对于大截面锻件或铸件应随炉冷却至低于 $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ 后出炉再空冷;对于有回火脆性的钢材,回火后应采用油冷或水冷,然后再在 $400\sim 450\text{ }^{\circ}\text{C}$ 保温一段时间后空冷							
	轴齿轮	校直后补充回火,其温度比调质的回火温度低 $30\sim 50\text{ }^{\circ}\text{C}$,工件变形量不得大于加工余量的 $1/2$							
焊接齿轮	调质处理工艺与锻钢齿轮一样,其焊后的中间退火和最终退火的温度比齿圈调质时的回火温度低 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$,保温 $2\sim 6\text{ h}$,然后以 $25\sim 50\text{ }^{\circ}\text{C/h}$ 的冷却速度冷却到 $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下再空冷								

5 质量控制与检测方法(见表41-5)

表41-5 调质齿轮质量控制与检测方法

项 目		方 法 与 要 求
外观		齿轮毛坯调质后,外观表面不得有裂纹及伤痕等缺陷
硬 度	标准	齿轮硬度用布氏硬度标注,符号为HBS,硬度值写在符号前面。按GB/T 231《金属布氏硬度试验方法》测定。若用其他硬度计测量时,其硬度换算应符合GB/T 1172《黑色金属硬度与强度换算值》规定;当用洛氏硬度计测出的硬度低于25HRC时,则应重新用布氏硬度计测定
	批量生产	按热处理炉次抽检,其抽检数按各行业技术文件规定进行
	单件生产	100%测定
	检验部位与点数	a. 齿轮毛坯调质处理后,在其外圆柱表面或端面,用砂轮磨削一小平面,用硬度计测定,其测定值应以工艺硬度为准。几种钢工艺硬度与图样要求硬度差值参见表41-6 b. 铸造齿轮硬度检测部位及点数见表41-8 c. 锻造轴齿轮与盘状齿轮硬度检测部位及点数见表41-8 d. 锻造环状齿轮硬度检测部位及点数见表41-8
	成品检验	在齿面或轮缘面上半径方向二分之一厚度处用无损检测硬度计测定。无条件时,允许在齿顶面或端面上测定,测定结果应考虑材料淬透性的影响
	均匀性	单件硬度差 $\leq 30\sim 40$ HBS;批量硬度差 $\leq 40\sim 50$ HBS
检测结果评定	检测结果应符合技术条件。若检测齿轮中的有个别点超出规定,则在该点附近加测两点。加测合格为合格品,若测不合格,应加倍检验。若加倍检验仍有不合格,则应全部检查或按不合格处理	
金相组织		根据技术条件要求进行该项检验。在随炉试样或锻件加长部位取样,磨制成金相试样后,经腐蚀在显微镜下放大400倍观察,或根据用户与制造厂协议,用小型或手提式金相显微镜检验 a. 预备调质热处理齿轮,调质后金相组织为回火索氏体,齿面处铁素体含量 $< 10\%$ b. 最终调质热处理齿轮的金相组织按GB/T 8539(见第36章)或行业规定
力 学 性 能	检验项目与数量	按GB/T 8539(见第36章)规定或用户与制造商协议进行
	取样部位	轴齿轮取样部位在轴的加长部位距表面 $1/3$ 半径处,盘状齿轮、环状齿轮在齿宽方向加长部位取切向试样。 齿轮部位与轴颈部位直径相差悬殊的轴齿轮,其力学性能的要求应考虑断面影响差值
探伤		对设计要求探伤的齿轮,应进行超声波、磁粉、着色等任一种方式探伤。检验裂纹、气孔、缩孔等缺陷,按GB/T 8539(见第36章)有关规定或按用户与制造厂协商决定
补焊		铸钢齿轮补焊应符合JB/ZQ4000.6《铸钢件补焊通用技术条件》规定,补焊部位应符合GB/T 8539(见第36章)规定

表41-6 几种钢工艺硬度与图样要求硬度差值

HBS

牌号	模数 m	要求硬度与截面			
		269~302		229~269	
		$\phi 100\sim\phi 200$ mm	$\phi 200\sim\phi 400$ mm	$\phi 100\sim\phi 200$ mm	$\phi 200\sim\phi 400$ mm
45	< 8	—	15	—	10
	8~16	15	20	10	20
55	16~25	20	30	20	30
	< 8	—	10	—	—
40Cr	8~16	10	20	10	15
	16~25	15	30	10	20

注:工艺硬度等于图样要求硬度加相应差值。

表 41.7 常用调质齿轮钢截面与力学性能

牌 号	截面 ϕ /mm	表面最高 硬 度 HRS	力 学 性 能							对应表面 硬度 HBS
			σ_b /MPa	σ_s /MPa	σ_t/σ_b	δ_5 /%	ψ /%	A_{ku} /J	HBS	
45	≤ 100	302	686/784	372/470	$\geq 0.54/0.6$	17/11	40/32	49/34.3	197/229	229/262
	$>100\sim 300$	217	637	343	≥ 0.54	15	36	39.2	183	212
	$>300\sim 500$	212	568	314	≥ 0.6	12	34	29.4	163	179
55	≤ 100	321	706/833	392/510	$\geq 0.55/0.6$	15/10	38/30	39.2/29.4	207/255	241/285
	$>100\sim 300$	285	666/706	363/392	$\geq 0.55/0.56$	14/10	36/30	29.4/24.5	187/207	217/255
	$>300\sim 500$	241	617	333	≥ 0.54	12	32	24.5	179	-
	$>500\sim 700$	212	568	294	≥ 0.52	10	30	19.6	163	-
40Cr	≤ 100	477/388	784/931	568/706	≥ 0.75	15/10	45/38	49/29.4	241/285	255/321
	$>100\sim 300$	363/302	735/833	509/568	$\geq 0.69/0.68$	13/10	42/35	39.2/29.4	217/255	241/285
	$>300\sim 500$	302/217	686	450	≥ 0.65	12	38	29.4	201	217
	$>500\sim 700$	255	637	372	≥ 0.58	10	35	19.6	179	197
35CrMo	≤ 100	461/388	784/931	392/686	$\geq 0.5/0.74$	15/12	45/40	58.8/39.2	241/285	255/311
	$>100/300$	363/285	666/706	363/392	$\geq 0.55/0.56$	13/11	42/36	49/34.3	217/241	241/269
	$>300\sim 500$	285/217	686	450	≥ 0.66	12	38	39.2	201	229
	$>500\sim 700$	241	637	372	≥ 0.58	10	35	29.4	179	197
42CrMo	≤ 100	477/388	833/931	607/744	$\geq 0.73/0.8$	15/12	45/40	58.8/39.2	255/285	262/302
	$>100/300$	375/321	745/833	529/588	$\geq 0.71/0.71$	13/11	42/35	49/34.3	229/241	248/269
	$>300\sim 500$	302/241	705	490	≥ 0.70	12	38	39.2	217	241
	$>500\sim 700$	262/212	685	412	≥ 0.6	11	35	29.4	201	217
35SiMn	≤ 100	401/321	784/882	520/637	$\geq 0.68/0.72$	15/10	45/30	58.8/29.4	229/255	269/285
	$>100/300$	321/269	735/784	441/539	$\geq 0.6/0.69$	14/10	35/30	49/24.5	212/223	229/262
	$>300\sim 500$	269/212	637	372	≥ 0.58	11	30	31.3	179	212
	$>500\sim 700$	212	588	343	≥ 0.58	10	28	24.5	167	187
37SiMn2MoV	≤ 100	401	882/1078	735/882	$\geq 0.83/0.82$	15/12	45/35	49/29.4	262/331	262/341
	$>100\sim 300$	375	833/931	686/784	$\geq 0.82/0.84$	14/11	40/32	39.2/24.5	255/285	262/302
	$>300\sim 500$	321	784/882	607/686	$\geq 0.77/0.78$	12/10	35/30	29.4/19.6	229/262	255/293
	$>500\sim 700$	285	764	568	≥ 0.74	12	35	24.5	223	248
40CrMnMo	≤ 100	461	882/1078	529/637	$\geq 0.83/0.82$	16/11	45/35	49/29.4	269/341	269/341
	$>100\sim 300$	375	833/980	637/784	$\geq 0.76/0.8$	15/10	42/32	49/24.5	255/311	269/341
	$>300\sim 500$	341	784/882	568/686	$\geq 0.73/0.78$	14/10	40/30	39.2/19.6	241/285	269/341
	$>500\sim 700$	302	735	490	≥ 0.67	12	35	29.4	223	262
40CrNi	≤ 100	-	834	588	≥ 0.71	10	40	39	269~302	-
	$>100\sim 300$	-	785	569	≥ 0.72	9	38	31	241~286	-
	$>300\sim 500$	-	736	549	≥ 0.75	8	36	27	228~226	-
	$>500\sim 700$	-	686	529	≥ 0.77	8	35	24	217~255	-

续表 41-7

牌 号	截面 ϕ /mm	表面最高硬度 HBS	力 学 性 能							对应表面 硬度 HBS
			σ_b /MPa	σ_s /MPa	σ_s/σ_b	δ_5 /%	ψ /%	A_{ku} /J	HBS	
40CrNi2Mo	≤ 200	-	1060	964	≥ 0.91	17.4	51.3	-	321	-
	> 300	-	1023	900	≥ 0.88	17.2	50.5	-	311	-
	> 480	-	997	845	≥ 0.85	16.6	48.4	-	302	-
34CrNi3Mo	≤ 100	-	902	785	≥ 0.87	14	40	55	269~341	-
	$> 100 \sim 300$	-	853	736	≥ 0.86	14	38	47	269~341	-
	$> 300 \sim 500$	-	804	686	≥ 0.85	13	35	39	269~341	-
	$> 500 \sim 800$	-	755	635	≥ 0.84	12	32	31	241~302	-

注:1 表面最高硬度:淬火后所能达到的表面最高硬度。

2 HBS:力学性能试样的硬度。

3 对应表面硬度:被取试样材料调质后的表面硬度,可作为工艺硬度。

4 /:表示不同冷却方法得到的力学性能。

在/上面的数字为水淬油冷后回火的力学性能。

在/下面的数字为水冷后回火的力学性能。

表 41-8 硬度检测部位与点数

顶圆直径 mm	测定点数				检 测 部 位			
	A	B ₁	B ₂	B ₃	A	B ₁	B ₂	B ₃
≤ 400		4	2			二点在外圆柱表面中间部位相隔 180°,另外二点在距轴端 25 mm 的外圆柱表面,相隔 180°	每个端面一点位于齿根部位,二点相隔 180°	
> 400		5	4			三点在外圆柱表面中间部位相隔 120°,另外二点分别在距轴两端 50 mm 的外圆柱表面上	每个端面测两点,相隔 180°,位于齿根部位	
≤ 1000	2			2	上模一点在冒口处,另一点在下模,二点大致相隔 180°			在环形齿轮端面相对面上各测一点,相隔 180°
$> 1000 \sim 2000$	4			4	上模测二点,其中一点于冒口处,另一点与冒口相隔 180°,另外二点在下模,分别与上模两测点相隔 90°			在环形齿轮上端面测两点,并相隔 180°,下端面测两点,分别与上端面相隔 90°
$> 2000 \sim 3000$	8			6	上模测四点,其中两点靠近冒口,并相隔 180°,另外两点分别与冒口相隔 90°,下模测四点,分别与上模相隔 90°			环形齿轮两端面各测三点,相隔 120°
> 3000	16			8	上模测八点,其中四点靠近冒口,另四点在冒口之间,下模测八点,并沿齿轮圆周均匀分布			环形齿轮两端面各测四点,相隔 90°

注:A— 铸钢齿轮, B₁— 锻造轴齿轮, B₂— 锻造盘状齿轮, B₃— 锻造环形齿轮。

第 42 章

高速齿轮材料及热处理

为尽快使我国高速齿轮的制造质量达到国际先进水平,国内有关研究院所在引进消化吸收国外先进工业国家和著名企业标准及相关文献的基础上,结合我国知名企业的生产实践,制订了行业标准JB/T 5078—1991《高速齿轮材料选择及热处理质量控制的一般规定》,对高速齿轮的选材原则、材料的质量控制、预先热处理、最终热处理质量控制、设备和工艺、不合格件的处理等方面作出了规定。

1 质量控制基本要求

1.1 材料选择原则

选择高速齿轮材料时应综合考虑以下内容:

- a. 材料的化学成分,机械性能及机械加工性能;
- b. 应根据高速齿轮的工作条件、热处理工艺(调质或表面硬化处理)确定所用钢号;
- c. 对承受重负荷并有冲击的高速齿轮,应选用镍、铬、钼钢或镍钼钢;
- d. 高速齿轮应采用保证淬透性的结构钢;
- e. 制造高速齿轮的材料应具有较高的纯度及尺寸稳定性;
- f. 材料的经济合理性。

1.2 原材料及齿坯的质量控制(见表 42-1)

表 42-1 原材料及齿坯质量控制要求

内 容	要 求
订货	必须附有合格证明或质量保证书。检验部门负责按照采购定货单要求或图样规定检验其尺寸、外观和硬度,并按技术要求检查钢材化学成分、低倍组织(酸蚀、硫印、夹杂物)淬透性、晶粒度和力学性能 检验记录交检验部门和质量管理部门存档
不合格件	标上“不准使用”的记号,封存待处理
原材料代用	须经有关单位会签,总工程师或技术副厂长批准后方可投产使用
退火、正火	a. 原材料必须经过退火或正火处理,使组织均匀,力学性能符合要求并具有良好的加工性能 b. 齿坯应进行退火或正火处理,降低硬度,改善加工性能

1.3 预先热处理质量控制(见表 42-2)

表 42-2 预先热处理质量控制要求

内 容	要 求
渗碳齿轮	渗碳的高速齿轮齿坯均应进行正火处理,正火的粗车后进行
渗氮齿轮	渗氮的高速齿轮齿坯均应进行调质处理,调质在粗车后进行,调质时,回火温度应高于氮化温度 10℃以上,但最低回火温度不得低于 550℃
感应加热淬火齿轮	感应加热淬火的高速齿轮齿坯,必须进行调质处理,调质的硬度范围为 240~340 HB

1.4 最终热处理质量控制(见表 42-3)

表 42-3 最终热处理质量控制要求

工 艺		试 样 及 检 验 要 求												
渗碳淬火		<p>气体渗碳后淬火之前,应先用随炉试样进行淬火试验,在确定其工艺可靠后方可进行处理,试样的检验项目有:</p> <p>a. 用载荷为 9.8 N 的维氏硬度计在试样中间部位测量有效硬化层深度,测量方法按 GB/T 9150《钢件渗碳淬火有效硬化层深度的测定和校核》及 GB/T 4342《金属显微维氏硬度试验方法》或 GB/T 5030《金属小负荷维氏硬度试验方法》进行,试棒尺寸如下:</p> <table border="1" style="margin-left: 40px;"> <tr> <td>齿轮模数/mm</td> <td>试棒直径/mm</td> <td>试棒长度/mm</td> </tr> <tr> <td>≤5</td> <td>16</td> <td>50</td> </tr> <tr> <td>>5~16</td> <td>25</td> <td>50</td> </tr> <tr> <td>>16</td> <td>≥s</td> <td>50</td> </tr> </table> <p style="margin-left: 40px;">注:s 为分度圆齿厚。</p> <p>(12~31)。</p> <p>b. 在金相显微镜下观察渗层组织,按 HB/T 5022《渗碳、碳氮共渗、氮化零件金相组织检验》评级,正常的显微组织为细晶回火马氏体的基体上分布着弥散的碳化物,不允许出现严重的碳化物网或大块碳化物聚集现象</p> <p>c. 当要求测定碳浓度分布曲线时,采用剥层试棒(φ30×150 mm)测定。如无特殊要求,渗碳高速齿轮最表层的碳浓度应在 0.75%~0.95% 之间</p>	齿轮模数/mm	试棒直径/mm	试棒长度/mm	≤5	16	50	>5~16	25	50	>16	≥s	50
齿轮模数/mm	试棒直径/mm	试棒长度/mm												
≤5	16	50												
>5~16	25	50												
>16	≥s	50												
感应加热淬火	新产品	在感应加热淬火前,先在试验齿轮上用选定的感应器进行淬火工艺试验。首先检查表面是否有裂纹,然后解剖检查内面硬度、硬化层深度、硬化层沿齿廓分布的均匀性及金相组织。只有当上述检验项目均符合技术要求后,才可对高速齿轮进行淬火处理												
	老产品	坚持淬火工艺的首检程序,即先淬一个齿,由质量检验员对其表面裂纹、表面硬度及硬化层分布进行检查,首检合格由检验员签字后才可往下进行淬火												
渗氮处理		用随炉仿形试样,对表面疏松、扩散层化合物形态、化合物层厚度进行检查												

1.5 热处理设备和工艺的要求(见表 42-4)

表 42-4 设备与工艺的要求

设备、工艺	要 求
气体渗碳(或碳氮共渗)设备	能有效控制碳势 一般情况下,在渗碳工艺中碳势控制在 0.75%~0.95% 范围内,重要的高速齿轮还应通过对试样的定碳分析来控制碳势,其试样尺寸为 φ30×150 mm,自表面依次剥层 0.15、0.10、0.10 mm 来进行定碳分析
渗氮	工艺参数要综合考虑高速齿轮的表面状态、氨分解率、温度和渗氮时间等因素。渗氮前,应清除高速齿轮表面氧化物或脏物
感应器	感应加热淬火所用的感应器应保证高速齿轮能获得要求的硬化层分布,轴用夹具应对中,最大偏心量应控制在 0.05 mm 之内

2 质量检测基本要求

2.1 原材料及齿坯的质量检测(见表 42-5)

表 42-5 原材料及齿坯的质量检测要求

项 目	质 量 检 测 要 求	
原 材 料	化学成分	符合 GB/T 3077《合金结构钢技术条件》规定,每炉均应进行检查
	晶粒度	按 GB/T 6394《金属平均晶粒度测定方法》规定分炉号每批进行检查和判定
	硬度	按订货要求或图样规定每批进行检查
	低倍组织	按 GB/T 226《钢的低倍组织及缺陷酸蚀试验法》和 GB/T 1979《结构钢低倍组织缺陷评级图》规定,对每批原材料进行抽查
	淬透性	若技术条件有要求,按 GB/T 225《钢的淬透性末端淬火试验方法》进行检查
	力学性能	若技术条件规定,试棒应取自该齿坯本体材料,力学性能指标不低于 GB/T 1591《低合金结构钢》或 GB/T 3077 的规定
齿坯	粗车后,每件均应进行超声波深伤或磁粉探伤	

2.2 预先热处理的质量检测(见表 12-6)

表 42-6 预先热处理的质量检测要求

项 目	质 量 检 测 要 求
硬度	正火或调质后的齿坯,应按图样规定检查每件的布氏硬度。在齿宽中部齿面上沿圆周方向对称测4点,直径 ≥ 2000 mm的齿坯应适当增加测量点数,硬度全部合格计为合格,测定方法按GB/T 231《金属布氏硬度试验方法》。
金相组织	对图样或合同中有特殊要求的高速齿轮,调质或正火后,可用随炉试样检查金相组织。
探伤、力学性能	若图样中有明文规定,还应预先热处理后的齿坯进行超声波探伤或磁粉探伤,并进行力学性能试验,试样应取自该齿坯本体材料。

2.3 最终热处理后的质量检测(见表 42-7)

表 42-7 最终热处理后的质量检测要求

项 目	质 量 检 测 要 求	
齿面硬度	检测件数	按图样要求检查每件齿轮的齿面硬度。
	检测部位点数	在齿宽中部齿面上沿圆周方向对称测4点,对于直径 > 2000 mm或齿宽 > 100 mm的齿轮,可适当在周围或齿宽方向增加测点,硬度应全部合格。测量方法按GB/T 230《金属洛氏硬度试验方法》或GB/T 4341《金属肖氏硬度试验方法》。
	调质齿轮	允许在轮齿端面、人字齿轮的退刀槽处、轴齿轮轮齿附近的部位(支承颈部除外)进行硬度检测。
有效硬化层深度	根据不同的表面硬化工艺,按GB/T 9450 GB/T 5617《钢的感应加热淬火或火焰淬火后有效硬化层深度的测定》或JB/T 9172(见第37章),对每炉的随炉仿形试样进行检查。	
渗层金相组织	渗碳(或碳氮共渗)	淬火后的高速齿轮应根据图样要求,采用随炉仿形试样,按HB/T 5022对碳化物、残余奥氏体及马氏体进行评级。
	气体渗氮	根据图样要求,采用随炉仿形试样,按HB/T 5022规定,对表面疏松、扩散层的化合物形态、化合物层厚度进行评级。
	感应加热淬火	根据图样要求,按JB/T 9204《钢件感应加热淬火金相检验》对硬化层的马氏体进行评级。
心部硬度和心部组织	心部硬度根据图样要求采用随炉仿形试样检查,心部组织按HB/T 5022检查。	
变形量	当热处理工艺不稳定时应定期抽查热处理变形量。测量最终热处理前后的齿形、齿向数据加以对比,最大热处理变形量不应超过磨削余量的50%。	

2.4 对检测结果和试验报告的基本要求

a. 应将检测结果的复印件交检验部门和质量管理部门存档。

b. 试验报告中,应注明该试验的标准号、技术要求和实测值,并有检测人、审定人签字。必要时,还应标

出测试仪器的型号和测量精度。

2.5 对不合格齿轮处理的基本要求

凡经过最终检查被判为不合格品而又无法修复的齿轮,均应贴上不合格标签,隔离存放,不允许将其与合格品或回用品混放。

第 43 章

齿轮磨削后表面回火的 浸蚀检验

磨削时由于切削用量过大、操作不当或砂轮磨钝等原因产生的高温,超过了工作材料的回火温度,引起工件表面层(一般在几十微米到几百微米深度内)的不均匀回火或局部二次淬火,使表层组织改变,硬度降低。这种现象称为磨削烧伤。磨削烧伤的表面将严重影响齿轮的工作寿命并大幅度降低齿轮的承载能力,严重的烧伤往往是齿面裂纹的征兆。通过对磨削后表面回火的浸蚀检验可以弄清齿轮磨削后的回火情况,作为磨齿机的调整及进给量选择的依据之一,并能及时发现已出现回火的齿轮,以便及时采取补救措施或有效判断齿轮的使用寿命。

GB/T 17879—1999《齿轮 磨削后表面回火的

浸蚀检验》,对齿轮、轴、花键和轴承等钢制零件(不包括氮化零件和不锈钢件),规定了用化学浸蚀方法对磨削表面的局部过热进行检验及其分类的标准操作程序和要求。

表面回火浸蚀检验应在表面磨削后,并在进一步精加工工序前进行。

1 设备与试剂

表面回火浸蚀检验所用设备、试剂及其要求见表 43-1。

表 43-1 检验用设备试剂及要求

分 类	要 求	
设 备	容器的材料	容器的材料与容器中的溶液不得发生反应,也不得损伤被处理的零件。所有容器都应贴上所盛溶液的标签,并在不用时盖好
	被检验区域照明	被检验区域应有充分的照明,没有阴影和反射。推荐被检验区域的光照度应不低于 3 200 lx
	计时装置	应使用适当的计时装置,保证一组中的所有零件处理过程一致
	清洗装置	应采用去碱清洗器、蒸汽去油器、溶液清洗装置或相应的清洗装置
试 剂	清洗材料	应保证能去除所有的污渍、磨粒和油渍,使被检表面可形成不破水膜(不破水膜是指表面用低于 40℃ 的清水漂洗干净后,水膜至少能在 15 秒钟内保持不破)
	硝酸	密度: $\rho = 1.42 \text{ kg/L}$
	盐酸	密度: $\rho = 1.19 \text{ kg/L}$
	酒精	应使用清洁的、不含油等杂质的甲醇或变性乙醇
	水	清洁无杂质
	碱溶液	应使用 4%~6% 的氢氧化钠水溶液,其 pH 值不低于 10,或使用 13%~17% 的氢氧化铵酒精溶液
防锈油	所使用的防锈油不应遮住浸蚀的结果	

注:所有的化学试剂应为工业级或更纯的等级。

2 检验程序

检验程序见图 43-1。首先清洗零件(见 2.1 和表 43-

2),然后根据被检零件的钢种按表 43-3 或表 43-4 选择一种合适的步骤对其进行浸蚀。除另有规定外,供方可按标准的规定选择具体的检验程序。

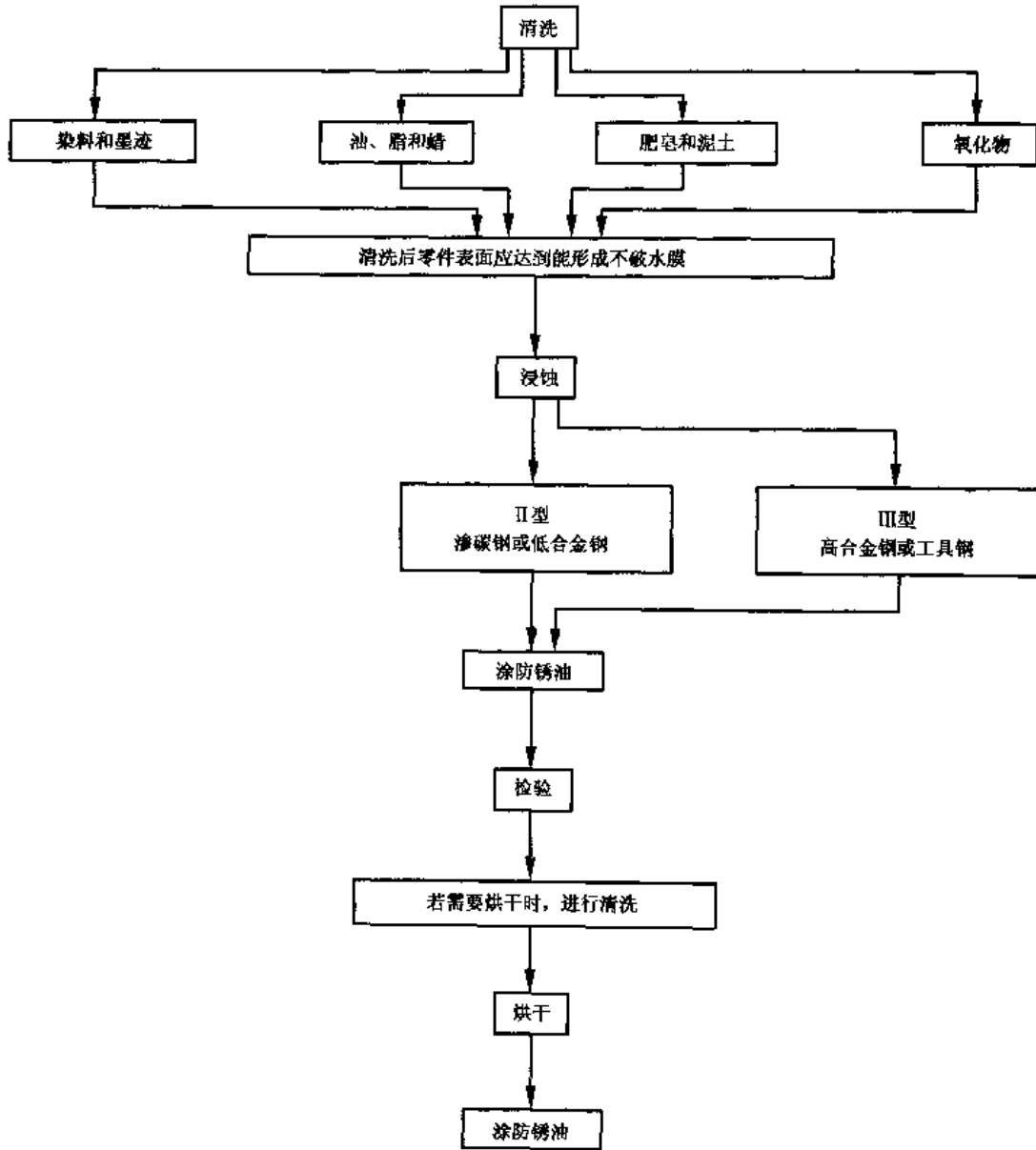


图 43-1 检验程序流程图

2.1 清洗

零件在浸蚀和检验前必须经过适当的清洗, 以达到用水漂洗后零件表面可形成不破水膜。清洗程序可由供方根据零件表面污物类型进行选择。表43-2列出了几种污物和相应的常用清洗方法。

应注意, 为达到良好的效果, 在浸蚀前, 可增设附加的清洗程序, 以彻底去除零件上的残余物。不适当的清洗会导致不均匀的变色和斑点, 使浸蚀的结果难以判断。典型的(被推荐的)清洗程序包括:

- a. 蒸汽去油或溶液清洗;
- b. 磨粒清洗; 选定颗粒尺寸和喷射方法以保持零件表面光亮和原尺寸。触摸零件时需戴清洁的白手套;
- c. 碱洗或超声波清洗, 保证零件表面可形成不破

水膜, 否则应重新进行清洗。

表 43-2 清洗方法举例

污物类型	清洗方法
染料和墨迹	酒精、丁酮或相当的溶液
油、脂	蒸汽去油
肥皂	去碱清洗(60~80℃)或超声波清洗
氧化物	磨粒清洗

2.2 浸蚀

下列方法是用于表面回火检验的浸蚀方法, 浸蚀类型应根据被检验的材料和操作方便程度来选择。

Ⅱ型浸蚀(见表43-3)通常是作为生产过程检验方法。Ⅱ型浸蚀常用于检验渗碳钢, 也可用来检验调质钢

的表面硬化区。Ⅲ型浸蚀(见表 43-4)常用于检验工具钢和高合金钢,并可用来代替Ⅰ型浸蚀检验。当采用Ⅲ型浸蚀方法时,不要求进行磨粒清洗。

对于不能浸入箱槽中的零件,可以使用表 43-3 或表 43-4 所述相同的材料和工艺用棉花拭子浸蚀,但用拭子浸蚀的技术难以控制与判断。采用拭子浸蚀的技

术供需双方应协商一致。

完成浸蚀步骤后的零件应立即进行检验。

高温焙烤以消除氢脆是任选的步骤。最高焙烤温度应至少低于最终回火处理温度 14 ℃,推荐焙烤时间为 2~4 h。

表 43-3 Ⅰ型浸蚀

步骤 ¹⁾	过程	溶液 ²⁾	推荐时间 ³⁾	备注
1	硝酸浸蚀 ⁴⁾	硝酸 3%~5%(容积) 在酒精中: 在水中:	30~60 s 10~30 s	出现黑色氧化膜的时间会有所不同,应重复试验以确定确切时间
2	漂洗	水	按要求	去酸
3	酒精浸泡 ⁵⁾	酒精	浸泡并干燥	去水
4	脱色 ⁵⁾	盐酸 4%~6%(容积) 在酒精中: 在水中:	30~60 s	零件应浸泡足够的时间,以使零件上呈现出均匀的棕灰色。脱色时间应重复试验以确定确切时间
5	漂洗	水	按要求	去酸
6	中和	碱性溶液 pH 值 不小于 10	10~60 s	浸入后搅动零件
7	漂洗	水	按要求	去碱
8	酒精浸泡 ⁵⁾	酒精	浸泡并干燥	去水
9	涂油	防锈油	只浸泡	防锈蚀并增强颜色对比度

- 1) 零件在浸入相应的浸蚀液时和漂洗时,均应搅动零件。前者是为避免点状浸蚀并获得完全的中和,后者是为漂洗干净。
- 2) 所有溶液均在室温下使用。
- 3) 允许与推荐的时间不同。
- 4) 对不需要作表面回火浸蚀检验并且公差很小的区域应适当地遮盖,以避免金属被蚀除。每次在进行该浸蚀过程时,每个表面约有 0.003 mm 厚的金属被蚀除。
- 5) 可选步骤;用不低于 65 ℃ 的热水漂洗,然后用干燥空气吹干。该步骤可用来代替酒精浸泡。

表 43-4 Ⅲ型浸蚀

步骤 ¹⁾	过程	溶液 ²⁾	推荐时间 ³⁾	备注
1	盐酸清洗 ⁴⁾	盐酸 4%~6%(容积) 在酒精中: 在水中:	1.5~3.5 min 30~60 s	确切时间由试验确定
2	漂洗	水	按要求	去酸
3	酒精浸泡 ⁵⁾	酒精	浸泡并干燥	去水
4	硝酸浸蚀 ⁴⁾	硝酸 3%~5%(容积) 在酒精中: 在水中:	1.5~3.5 min 30~60 s	出现黑色氧化膜的时间会有所不同,应重复试验以确定确切时间
5	漂洗	水	按要求	去酸

续表 43-4

步骤 ¹⁾	过程	溶液 ²⁾	推荐时间 ⁴⁾	备注
6	酒精浸泡 ⁵⁾	酒精	浸泡并干燥	去水
7	脱色 ³⁾	盐酸 4%~6% (容积) 在酒精中: 在水中:	1.5~3.5 min 30~60 s	零件应浸泡足够的时间,以使零件上呈现出均匀的棕灰色。脱色时间应重复试验以确定确切时间
8	漂洗	水	按要求	去酸
9	中和	碱性溶液 pH 值 不小于 10	10~60 s	浸入后搅动零件
10	漂洗	水	按要求	去碱
11	酒精浸泡 ⁵⁾	酒精	浸泡并干燥	去水
12	涂油	防锈油	只浸泡	防锈蚀并增强颜色对比度

1) 零件在浸入相应的浸蚀液时和漂洗时,应均匀搅动零件。前者是为避免点状浸蚀并获得完全的中和,后者是为漂洗干净。

2) 所有溶液均在室温下使用。

3) 允许与推荐的时间不同。

4) 对不需要作表面回火浸蚀检验并且公差很小的区域应适当地遮盖,以避免金属被蚀除。每次在进行该浸蚀过程时,每个表面约有 0.003 mm 厚的金属被蚀除。

5) 可逐步骤:用不低于 65℃ 的热水漂洗,然后用干燥空气吹干。该步骤可用来代替酒精浸泡。

3 检验准则

3.1 目视的外观与分类

表 43-5 描述了回火呈现的外观,未出现回火的零件在清洗和浸蚀后呈现均匀的灰色。局部回火区域在浸蚀后的零件上呈现深灰色或黑色。通常,随着颜色变得越深暗,说明回火烧伤程度越严重。如果在磨削过程中出现严重过热,将导致再硬化,再硬化区域是一块白

色或浅颜色的未回火马氏体,周围是黑色回火面。

所有的磨削后回火,尤其是再硬化的烧伤(即未回火马氏体)会影响零件的寿命,但零件仍可使用。

通常,应对有回火显示的零件进行磁粉探伤检验,尤其要对有 D 类或 E 类显示的零件进行检验,因这类零件更易产生裂纹。

表 43-5 中给出的分类可用来制订验收或判废的准则。

表 43-5 表面回火的分类

前缀代号			D	重度回火	较宽的深色显示
F:功能面,包括齿面、磨削齿根、轴颈以及其他指定表面			E	再硬化(严重过热)	白色区域周围有黑色面
X:非功能面,包括所有其他磨削表面			后缀代号		
分类代号 ¹⁾			级别	回火表面积的最大百分比	
分类	程度	目视外观(回火区域)	1	10%	
A	无回火	均匀灰色	2	25%	
B	轻度回火	较窄的浅色显示	3	无限制	

注:分类表示法如下:

FA/NB2:任何功能面上都不允许回火,但在最差的单个非功能面(如轴肩)上允许有不超过 25% 面积的轻度回火;

FB1/ND2:对最差的单个功能面上允许有不超过 10% 面积的轻度回火,对最差的单个非功能表面上允许有不超过 25% 面积的重度回火;

FB2:对最差的单个功能面上允许有不超过 25% 面积的轻度回火。对非功能面上的回火面积无限制;

FB3/FD2/ND3:对最差的单个功能面(如单个齿面)上的轻度回火面积无限制,允许有不超过 25% 面积的重度回火,对非功能面允许有无面积限制的重度回火。

1) 在单个表面(如一个齿面)上测量

3.2 表面硬度的影响

标准所述的浸蚀方法比大多数硬度测试方法更容易检测出表面硬度的变化。

当磨削表面有局部回火时,应降低许用接触应力 σ_{Hlim} 的取值。当有条件时,对回火的区域应使用显微硬度测试方法进行检验。由于硬度测试方法各不相同,应说明所用设备的类型、载荷和换算关系。有一些手提式显微硬度计可用于不损坏零件的硬度测试,然而,必须正确使用它们以保证硬度读数的正确性。

当由污迹、锈斑等而引起虚假显示时,需清洗零件重新检验。重复的浸蚀会蚀除掉过量的金属,因此,应保护好公差很小的尺寸。通常,很容易污迹与真正的回火显示区分开,污迹可以擦去而回火显示即使在擦拭后仍比它周围的区域深暗。

标准所述的浸蚀方法还可以用来发现其他造成硬度差异的原因,如化学成分变动、不均匀或未渗碳的区域。

4 表面回火零件的再加工

a. 对表面回火检验不合格的磨削零件,如果加工余量允许可再加工。再加工的零件应取得用户同意。

b. 零件再加工前、后均应进行磁粉探伤检验。

c. 由于不适当的磨削造成的有害影响可用喷丸法来缓解。对表面回火区域使用喷丸处理供需双方协商一致。

5 回火浸蚀的去除

如果需要,浸蚀产生的变色可用标准的电解碱性清洗、抛光等不影响零件使用性能的其他方法去除。在除去变色的同时会造成金属加工余量的减小或表面纹理的改变。变色不影响零件的使用。

6 维护和管理

有关溶液和样品的维护管理要求见表43-6。

表43-6 溶液、样品的维护和管理

分 类		要 求
溶 液	性能	根据溶液的使用程度或新配制溶液时,为检验溶液的性能,建议用该溶液浸蚀已知有回火显示的零件。在浸蚀和检验后,应按第5节的方法从样品上去除回火浸蚀的结果
	浓度和杂质	根据溶液的作用程度,应定期检验溶液的浓度和杂质,并予以标明。检验酒精中酸溶液的最好方法是用碱性溶液滴定
样品		样品使用后,去除回火浸蚀的结果应再防锈保护备用和定期更换

7 安全和环境保护

标准推荐的安全和环境保护的注意要点:

a. 浓的与稀释的酸和碱是有危害的物品,一旦人体的任何部位接触到了这些物质,应立即浸入水中,并寻求医生医治;

b. 避免直接接触溶剂,例如丁酮之类会引起严重的皮肤“烧伤”,使用时,应有良好的通风条件;

c. 通常是将酸加入水或酒精中,而不是将水或酒精加入酸中;

d. 浸泡箱不用时,应加盖盖好;

e. 混合酸性和碱性化学物品时或在酸、碱环境下

作业时,应穿戴防护手套、面罩和围裙;

f. 遵守职业安全和健康规定,包括培训、材料安全数据表、容器及浸泡箱的储存与贴标签等;

g. 遵守包括所有酸类化学物品及其副产品允许曝露极限的规定;

h. 应根据适用的规定进行通风换气;

i. 遵守可燃和易燃液体储存及使用的安全措施、防火标准的规定;

j. 遵守政府对有害废弃物处理和化学物品运输的规定;

k. 遵守公众监督和报告的规定。

标准索引

标准编号	标准名称	章节号
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	3-2
GB/T 1357—1988	渐开线圆柱齿轮 模数	3-1,22-1
GB/T 1840—1989	圆弧圆柱齿轮模数	25-1
GB/T 2362—1990	小模数渐开线圆柱齿轮基本齿廓	22-2
GB/T 2363—1990	小模数渐开线圆柱齿轮精度	22-3
GB/T 2821—1992	齿轮几何要素代号	1
GB/T 3374—1992	齿轮基本术语	2
GB/T 3480—1997	渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法	8
GB/T 3481—1997	齿轮轮齿磨损和损伤术语	7-1
GB/T 6404—1986	齿轮装置噪声功率级测定方法	28-1
GB/T 6413—1986	渐开线圆柱齿轮胶合承载能力简化计算方法	11
GB/T 8539—2000	齿轮材料及热处理质量检验的一般规定	36
GB/T 8542—1987	透平齿轮传动装置技术条件	34
GB/T 8543—1987	验收试验中齿轮装置机械振动的测定	29
GB/T 10062—1988	锥齿轮承载能力计算方法	15
GB/T 10063—1988	通用机械渐开线圆柱齿轮承载能力简化计算方法	9
GB/T 10085—1988	圆柱蜗杆传动基本参数	17-4
GB/T 10086—1988	圆柱蜗杆、蜗轮术语及代号	17-1
GB/T 10087—1988	圆柱蜗杆基本齿廓	17-2
GB/T 10088—1988	圆柱蜗杆模数和直径	17-3,24-1
GB/T 10089—1988	圆柱蜗杆、蜗轮精度	18
GB/T 10095.1—2001	渐开线圆柱齿轮 精度 第1部分:轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值	4-2~4-5
GB/T 10095.2—2001	渐开线圆柱齿轮 精度 第2部分:径向综合偏差与径向跳动的定义和允许值	4-2~4-5
GB/T 10096—1988	齿条精度	5
GB/T 10224—1988	小模数锥齿轮基本齿廓	23-2
GB/T 10225—1988	小模数锥齿轮精度	23-3
GB/T 10226—1988	小模数圆柱蜗杆基本齿廓	24-2
GB/T 10227—1988	小模数圆柱蜗杆、蜗轮精度	24-3
GB/T 11365—1989	锥齿轮和准双曲面齿轮 精度	14
GB/T 11366—1989	行星传动基本术语	2-12
GB/T 11367—1989	锥齿轮胶合承载能力计算方法	16
GB/T 11368—1989	齿轮传动装置清洁度	31
GB/T 12368—1990	锥齿轮模数	13-2,23-1
GB/T 12369—1990	直齿及斜齿锥齿轮基本齿廓	13-3
GB/T 12370—1990	锥齿轮和准双曲面齿轮 术语	13-1
GB/T 12371—1990	锥齿轮 图样上应注明的尺寸数据	14-7
GB/T 12601—1990	谐波齿轮传动基本术语	2-6~2-11
GB/T 12759—1991	双圆弧圆柱齿轮 基本齿廓	25-2
GB/T 12760—1991	圆柱蜗杆、蜗轮图样上应注明的尺寸数据	18-7
GB/T 13672—1992	齿轮胶合承载能力试验方法	12-4

标准编号	标准名称	章节号
GB/T 13799—1992	双圆弧圆柱齿轮承载能力计算方法	27
GB/T 13924—1992	渐开线圆柱齿轮精度检验规范	6
GB/T 14229—1993	齿轮接触疲劳强度试验方法	12-2
GB/T 14230—1993	齿轮弯曲疲劳强度试验方法	12-3
GB/T 14231—1993	齿轮装置效率测定方法	30
GB/T 15752—1995	圆弧圆柱齿轮基本术语	25-3
GB/T 15753—1995	圆弧圆柱齿轮精度	26
GB/T 16442—1996	平面二次包络环面蜗杆传动术语	21-2
GB/T 16443—1996	平面二次包络环面蜗杆传动 几何要素代号	21-1
GB/T 16445—1995	平面二次包络环面蜗杆传动精度	21-3
GB/T 16848—1997	直廓环面蜗杆、蜗轮精度	20
GB/T 17879—1999	齿轮 磨削后表面回火的浸蚀检验	43
GB/Z 18620.1—2002	圆柱齿轮 检验实施规范 第1部分:轮齿同侧齿面的检验	4-6
GB/Z 18620.2—2002	圆柱齿轮 检验实施规范 第2部分:径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验	4-7
GB/Z 18620.3—2002	圆柱齿轮 检验实施规范 第3部分:齿轮坯、轴中心距和轴线平行度	4-8
GB/Z 18620.4—2002	圆柱齿轮 检验实施规范 第4部分:表面结构和轮齿接触斑点的检验	4-9
JB/T 5076—1991	齿轮装置噪声评价	28-2
JB/T 5077—1991	通用齿轮装置 型式试验方法	33
JB/T 5078—1991	高速齿轮材料选择及热处理质量控制的一般规定	42
JB/T 5664—1991	重载齿轮失效判据	7-2
JB/T 6077—1992	齿轮调质工艺及其质量控制	41
JB/T 6078—1992	齿轮装置质量验收总则	32
JB/T 7516—1994	齿轮气体渗碳热处理工艺及质量控制	40
JB/T 8830—2001	高速渐开线圆柱齿轮和类似要求齿轮承载能力计算方法	10
JB/T 8831—2001	工业闭式齿轮的润滑油选用方法	35
JB/T 9171—1999	齿轮火焰及感应淬火工艺及其质量控制	39
JB/T 9172—1999	齿轮渗氮、氮碳共渗工艺及质量控制	37
JB/T 9173—1999	齿轮碳氮共渗工艺及质量控制	38
DIN 3996:1995	轴交角为90°的圆柱蜗杆副承载能力计算方法	19

参 考 文 献

- 1 齿轮国家标准及其编制说明
- 2 齿轮行业标准及其编制说明
- 3 《齿轮手册编委会》编. 齿轮手册. 北京:机械工业出版社,2001
- 4 《齿轮制造手册》编制委员会编. 齿轮制造手册. 北京:机械工业出版社,1998
- 5 汪恺主编. 机械设计标准应用手册. 第3卷. 北京:机械工业出版社,1997
- 6 《现代机械传动》编辑委员会编. 现代机械传动手册. 北京:机械工业出版社,1995
- 7 《航空制造工程手册》总编委会主编. 航空制造工程手册齿轮工艺分册. 北京:航空工业出版社,1995
- 8 第一机械工业部统编. 齿轮工工艺学. 北京:科学普及出版社,1983
- 9 《齿轮精度国家标准》宣贯工作组. 齿轮精度国家标准应用指南. 北京:兵器工业出版社,1990
- 10 吴昭同,张鄂,蒋承蔚编. 齿轮精度标准与检验手册. 北京:中国计量出版社,1994
- 11 中国标准出版社第三编辑室编. 齿轮与齿轮传动标准手册. 北京:中国标准出版社,1996