

高等职业教育  
机电系列教材

# 公差配合与 检测技术

■ 陈舒拉 主编 ■ 杨淑珍 马凤岚 副主编 ■ 陈根琴 陈智刚 主审



人民邮电出版社  
POSTS & TELECOM PRESS





**公差配合与检测技术**

公差配合与测量技术

液压与气动技术

AutoCAD 2006 实用教程

PLC及其在数控机床中的应用

数控机床维修与调整

数控机床原理与结构

数控加工与编程

数控加工技术及编程

陈舒拉

刘 华

谢仁明

郑 金

祝红芳

熊 军

熊 军

顾 晔

杨 洋

封面设计：董志楠

人民邮电出版社网址：[www.ptpress.com.cn](http://www.ptpress.com.cn)

ISBN 978-7-115-16204-5



9 787115 162045 >

ISBN 978-7-115-16204-5/TN

定价：23.00 元

TG 801  
281  
f

高等职业教育机电系列教材

# 公差配合与检测技术

陈舒拉 主编

杨淑珍 马凤岚 副主编

陈根琴 陈智刚 主审

人民邮电出版社

北京

## 图书在版编目 (CIP) 数据

公差配合与检测技术/陈舒拉主编. —北京: 人民邮电出版社, 2007.8  
(高等职业教育机电系列教材)

ISBN 978-7-115-16204-5

I. 公... II. 陈... III. ①公差—配合—高等学校 ②技术学校—教材 ③技术测量—高等学校 ④技术学校—教材 IV. TG801

中国版本图书馆CIP数据核字 (2007) 第 064908 号

## 内 容 提 要

本书为高等职业技术学院机械类和机电类专业的技术基础课教材。全书共 11 章, 分上、下两篇, 包括绪论, 孔、轴的公差与配合, 测量技术基础, 形状和位置公差与检测, 表面粗糙度与检测, 光滑工件尺寸检验与光滑极限量规, 滚动轴承的公差与配合, 圆锥的互换性与检测, 键和花键的互换性与检测, 螺纹的互换性与检测, 渐开线圆柱齿轮的公差与检测。

本书以贯彻国家最新标准为主线, 在讲清楚基础理论的同时, 特别加强了实际应用及工程实例的介绍。每章前均有课前导读, 各章后有思考题与习题, 还附有解题和设计所必需的有关公差表格, 以方便教学与读者自学。

本书也可作为职工大学以及函授大学的教材, 并可供从事机械设计、制造工艺、计量测试等工作的工程技术人员参考。

### 高等职业教育机电系列教材 公差配合与检测技术

- ◆ 主 编 陈舒拉
- 副 主 编 杨淑珍 马凤岚
- 主 审 陈根琴 陈智刚
- 责任编辑 潘新文
- ◆ 人民邮电出版社出版发行 北京市崇文区夕照寺街 14 号  
邮编 100061 电子函件 315@ptpress.com.cn  
网址 <http://www.ptpress.com.cn>  
北京华正印刷有限公司印刷  
新华书店总店北京发行所经销
- ◆ 开本: 787×1092 1/16  
印张: 14.5  
字数: 351 千字  
印数: 1—3 000 册
- 2007 年 8 月第 1 版  
2007 年 8 月北京第 1 次印刷

ISBN 978-7-115-16204-5/TN

定价: 23.00 元

读者服务热线: (010) 67170985 印装质量热线: (010) 67129223

# 编者的话

“公差配合与检测技术”是高等职业技术学院机械类、仪器仪表类和机电相结合类各专业必需的主干技术基础课，是联系基础课及其他技术基础课与专业课的纽带与桥梁，是从事机电技术类各岗位人员必备的基础知识，涉及机械产品及其零件的设计、制造、维修、质量控制和生产管理等多方面技术问题，在生产中具有广泛的实用性。

本书是按照高职高专教学所需内容编写的，教学内容以贯彻国家最新标准为主线，以工程应用为目的，并融入了编者多年来在教学实践中积累的经验，具有以下特点。

(1) 理论适度，以够用为准则。在讲清基础理论的同时，特别加强了实际应用及工程实例的介绍，做到理论联系实际，学以致用。

(2) 以传统内容为主，但在内容的编排上力求创新。全书共 11 章，分为上、下两篇，第 1 章~第 6 章为上篇，讲授公差与配合国家标准内容中的基础知识；第 7 章~第 11 章为下篇，讲授公差配合在典型表面上的具体应用。各章独立，脉络清晰，读者可以根据需要进行取舍。

(3) 根据读者的认知规律，将每一章的教学内容明确分成 3 个层次，即基础知识、重点知识和难点知识，以课前导读的形式给予提示，引导学生以尽可能少的时间把握知识的要点和实用点。

(4) 为了方便学生进行课程设计（即大型作业）和毕业设计，本书收录了适量的公差表格，以附录的形式列于书后。

本书由江西机电职业技术学院陈舒拉担任主编。参加本书讨论及资料整理工作的还有赵雪花、邢闽芳、柴崇春、王调品、王秋平、张荣、孙云等。本书由江西现代职业技术学院陈智刚教授和江西机电职业技术学院陈根琴副教授共同担任主审，并对书稿提出了许多宝贵的修改意见。本书在编写过程中，还得到了江西机电职业技术学院邓晓阳、聂林水、殷立君、胡凤翔等同志的大力支持，以及公差教研室胡立炜、杨淑珍、谢雪茹、马凤岚等同志的密切配合，在此一并表示真诚的谢意。

限于编者水平，书中难免存在错误和不妥之处，恳请广大读者批评指正。

编者

2006 年 12 月于江西南昌

# 目 录

## 上篇 基础部分

<b>第 1 章 绪论</b> .....	1
1.1 互换性概述 .....	1
1.2 加工误差、公差及检测 .....	2
1.3 标准化与优先数系 .....	3
1.4 本课程的特点和学习任务 .....	5
思考题与习题 .....	6
<b>第 2 章 孔、轴的公差与配合</b> .....	7
2.1 基本术语及定义 .....	7
2.2 公差与配合的标准化 .....	14
2.3 公差与配合的选择 .....	28
2.4 公差配合选用示例 .....	36
思考题与习题 .....	39
<b>第 3 章 测量技术基础</b> .....	40
3.1 概述 .....	40
3.2 测量器具和测量方法的分类 .....	43
3.3 测量误差及数据处理 .....	48
思考题与习题 .....	56
<b>第 4 章 形状和位置公差及其检测</b> .....	57
4.1 概述 .....	57
4.2 形状公差和位置公差 .....	60
4.3 形位公差的标注 .....	67
4.4 公差原则 .....	72
4.5 形位公差的选择 .....	81
4.6 形位误差的检测 .....	93
思考题与习题 .....	110
<b>第 5 章 表面粗糙度与检测</b> .....	113
5.1 概述 .....	113

5.2 表面粗糙度国家标准 .....	114
5.3 表面粗糙度参数及其参数值的选用 .....	117
5.4 表面粗糙度代号及其标注方法 .....	120
5.5 表面粗糙度的检测 .....	123
思考题与习题 .....	124
<b>第 6 章 光滑工件尺寸检验与光滑极限量规 .....</b>	<b>125</b>
6.1 光滑工件尺寸检验 .....	125
6.2 光滑极限量规设计 .....	130
思考题与习题 .....	136
<b>下篇 典型件部分</b>	
<b>第 7 章 滚动轴承的公差与配合 .....</b>	<b>137</b>
7.1 滚动轴承的分类及公差特点 .....	137
7.2 滚动轴承配合件公差及选用 .....	140
思考题与习题 .....	146
<b>第 8 章 圆锥的互换性与检测 .....</b>	<b>147</b>
8.1 概述 .....	147
8.2 圆锥公差 .....	150
8.3 圆锥配合 .....	154
8.4 角度和锥度的检测 .....	156
思考题与习题 .....	159
<b>第 9 章 键和花键的互换性与检测 .....</b>	<b>160</b>
9.1 单键结合的互换性 .....	160
9.2 矩形花键结合的互换性 .....	163
9.3 键和花键的检测 .....	168
思考题与习题 .....	169
<b>第 10 章 螺纹的互换性与检测 .....</b>	<b>171</b>
10.1 螺纹几何参数误差对互换性的影响 .....	171
10.2 普通螺纹的公差与配合 .....	176
10.3 螺纹的检测 .....	182
思考题与习题 .....	184
<b>第 11 章 渐开线圆柱齿轮的公差与检测 .....</b>	<b>185</b>
11.1 齿轮的使用要求及 3 个公差组 .....	185

---

11.2 单个齿轮的评定指标及其检测 .....	186
11.3 齿轮副的评定指标及其检测 .....	197
11.4 渐开线圆柱齿轮精度标准 .....	198
思考题与习题 .....	208
附录 .....	209
附表 1 轴的极限偏差 .....	209
附表 2 孔的极限偏差 .....	213
附表 3 公差等级的应用举例 .....	219
附表 4 孔用极限量规形式和尺寸 .....	221
附表 5 轴用极限量规形式和尺寸 .....	222
参考文献 .....	224



# 上篇 基础部分

## 第1章 绪 论

**课前导读** 本章从机械产品的互换性要求出发,引出误差、公差、检测和标准化等概念,综述它们之间的联系,并对学习任务提出明确要求。

**基础知识** 互换性的概念、分类和作用。

**重点知识** 明确公差、检测及标准化是保证互换性生产得以实现的条件。

**难点知识** 优先数系。

### 1.1 互换性概述

#### 1.1.1 互换性的概念

机械制造中的互换性是指同一规格的一批零件或部件,不经选择、修配或调整,就能与其他零部件安装在一起而组成一台机器,并且能达到规定的使用性能要求。可见,互换性表现为对产品零部件装配过程中的3个不同阶段的要求:装配前,不经选择;装配时,不需修配或调整;装配后,满足预定的使用性能要求。

上述为狭义的互换性概念,广义上讲,互换性是指一种产品、过程或服务能够代替另一种产品、过程或服务,且满足同样要求的能力。

互换性在日常生活中随处可见。例如,机器上丢了一个螺钉,可以按相同的规格装上一个;灯泡坏了,可以换个新的;自行车或钟表的零部件磨损了,同样可以换个新的。计算机中的硬盘和内存条等零部件也都具有互换性。

#### 1.1.2 互换性的作用

互换性的作用主要有如下3个方面。

##### (1) 设计方面

可以最大限度地采用标准件和通用件,极大地简化了绘图和计算工作,缩短了设计周期,有利于产品更新换代和CAD技术的应用。

##### (2) 制造方面

有利于组织专业化协作生产,使用专用设备和CAM技术,使加工过程和装配过程实现

机械化、自动化，提高产品质量，降低生产成本。

### (3) 维修方面

可以及时更换已经磨损或损坏的零件，节约了使用者的维修费用，提高了机器的使用价值。

总之，互换性是现代化生产中必须遵守的重要的技术、经济原则。

## 1.1.3 互换性的分类

按不同场合对于零部件互换的形式和程度的不同要求，互换性可以分为完全互换性和不完全互换性两类。

完全互换性简称互换性，以零部件装配或更换时不需要挑选、修配为条件。孔和轴加工后只要符合设计的规定要求，就具有完全互换性。

不完全互换性也称有限互换性，在零部件装配时允许有附加条件的选择或调整。对于不完全互换性可以采用分组装配法、调整法等来实现。一般来讲，当零部件的装配精度要求很高时，宜采用不完全互换性。

对标准部件或机构来讲，其互换性又可分为内互换性和外互换性。内互换性指部件或机构内部组成零件间的互换性；外互换性指部件或机构与其相配合件间的互换性。例如，滚动轴承内、外圈滚道直径与滚动体（滚珠或滚柱）直径间的配合为内互换性，滚动轴承内圈内径与传动轴的配合、滚动轴承外圈外径与壳体孔的配合为外互换性。

## 1.2 加工误差、公差及检测

零件的几何形体参数大多是通过加工得到的，但任何加工方法都不可能把零件加工得绝对准确，而总会在尺寸、形状和相互位置这3个方面存在一定的加工误差。

例如，直径为100mm的轴，工作时若与孔相配合，按中等精度要求，它的误差一般不能超过0.035mm。须知，一般人的头发直径约为0.07mm。

又如，车间用的630mm×400mm划线平板，即使是最低等级的3级精度平板，其工作面的平面度误差也不得超过0.07mm。

再如，普通车床的主轴前顶尖与尾座后顶尖在装配后应保持等高（轴线重合），一般它的最大误差不允许超过0.01mm。

从上述例子可以看出，要保证产品及其零部件的使用要求，必须将加工误差控制在一定的范围内。实际上，只要零部件的几何参数误差在规定的范围内，就能满足互换性的要求。

允许零件几何参数的变动量称为“公差”。工件的误差在公差范围内，为合格件；超出了公差范围，为不合格件。误差是在加工过程中产生的，而公差是设计人员给定的。设计者的任务就在于正确地确定公差，并把它在图样上明确地表示出来。也就是说，互换性要用公差来保证。显然，在满足功能要求的条件下，公差应尽量规定得大些，以获得最佳的技术经济效益。

完工后的零件是否满足公差要求，要通过检测加以判断。检测包含检验与测量。几何量

的检验是指确定零件的几何参数是否在规定的极限范围内，并作出合格性判断，而不必得出被测量的具体数值；测量是将被测量与作为计量单位的标准量进行比较，以确定被测量的具体数值的过程。检测不仅用来评定产品质量，而且用于分析产品不合格的原因，以便及时调整生产，监督工艺过程，预防废品产生。检测是机械制造的“眼睛”。无数事实证明，产品质量的提高，除设计和加工精度的提高外，往往更有赖于检测精度的提高。

由此可见，合理确定公差并正确进行检测，是保证产品质量、实现互换性生产的两个必不可少的条件和手段。

## 1.3 标准化与优先数系

### 1.3.1 标准和标准化

#### 1. 标准

标准是指为了在一定的范围内获得最佳秩序，对活动或其结果规定共同的和重复使用的规则、导则或特性的文件。

#### 2. 标准化

标准化是指为了在一定的范围内获得最佳秩序，对实际或潜在的问题制定共同的和重复使用的规则的活动。

标准化工作包括制定标准、发布标准、组织实施标准和对标准的实施进行监督的全部活动过程。标准化是个不断循环且不断提高其水平的过程。

标准分为国家标准、行业标准、地方标准和企业标准。对需要在全国范围内统一的技术要求，应当制定国家标准，代号为 GB/T。对没有国家标准而又需要在全国某个行业范围内统一的技术要求，可制定行业标准，如机械行业标准（JB）等。对没有国家标准和行业标准而又需要在某个范围内统一的技术要求，可制定地方标准或企业标准，分别用 DB 或 QB 表示。

建立并正确贯彻实施标准，就可以保证产品质量，缩短生产周期，便于开发新产品和协作配套，提高企业管理水平。现代化程度越高，对标准化的要求也就越高。

标准化是社会化生产的产物。在近代工业兴起和发展的过程中，标准化显得日益重要起来。早在 19 世纪，标准化的应用就非常广泛，特别在国防、造船、铁路运输等行业中的应用更为突出。20 世纪初期，一些资本主义国家相继成立全国性的标准化组织机构，推进了本国的标准化事业。此后，随着生产的发展，国际间的交流越来越频繁，出现了地区性和国际性的标准化组织。1947 年成立了国际标准化组织（ISO）。现在，这个世界上最大的标准化组织正成为联合国甲级咨询机构。据统计，ISO 制定了约 8 000 多个国际标准。我国在 1978 年恢复为 ISO 成员国，1982 年、1985 年两届当选为 ISO 理事国，现已开始承担 ISO 技术委员会秘书处工作和国际标准起草工作。

总之，标准化是发展贸易、提高产品在国际市场上竞争能力的技术保证。提高标准化，对于高速发展国民经济、提高产品和工程建设质量、提高劳动生产率、搞好环境保护和安全生产、改善人民生活等都有重要作用。

### 1.3.2 优先数和优先数系

#### 1. 优先数系

在产品的设计、制造和使用中,各种产品的尺寸参数和性能参数都需要通过数值来表达。而这个数值会按一定的规律向一切相关的参数指标传播扩散。如动力机械功率和转速确定以后,将会传播到机器本身的轴、轴承、齿轮和键等一系列零部件的尺寸和材料特性参数上,同时还会传播到加工和检验这些零件的刀具、夹具、量具和专用机床等相应的参数上。这种技术参数的传播在生产中极为普遍,如不对产品的技术参数加以规定和限制,这样的传播势必会造成尺寸规定的繁复杂乱,以致给组织生产、协作配套、使用维修等带来很多困难,因此,规定统一的数值标准是标准化的重要内容。

那么,什么样的数系最能满足工程要求呢?

在标准化初期常采用算术级数构成的数系,即等差数列,如 1, 2, 3, 4...其数值是逐渐增长的,但相对差  $\frac{a_n - a_{n-1}}{a_{n-1}} \times 100\%$  不为常数,随着数值的增长,相对差越来越小,造成疏密不均,小规格太疏,大规格太密的不合理现象。等差数列还有一个缺点,就是经过工程技术上的运算后不再呈原有规律,如轴径为算术级数  $d_1, d_2, d_3 \dots$  则面积  $F_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2, F_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2, F_3 = \frac{\pi}{4} d_3^2 \dots$  显然  $F_1, F_2, F_3 \dots$  不再是算术级数。

而采用等比数列构成的系数可避免上述缺点,国家标准规定十进等比数列为优先数系,并规定了 5 个系列,分别用系列符号 R5、R10、R20、R40 和 R80 表示,称为 Rr 系列。其中前 4 个系列是常用的基本系列,而 R80 则作为补充系列,仅用于分级很细的特殊场合,如表 1-1 所示。

表 1-1 优先数系的基本系列

R5	R10	R20	R40	R5	R10	R20	R40	R5	R10	R20	R40
1.00	1.00	1.00	1.00			2.24	2.24		5.00	5.00	5.00
			1.06				2.36				5.30
		1.12	1.12	2.50	2.50	2.50	2.50			5.60	5.60
			1.18				2.65				6.00
	1.25	1.25	1.25			2.80	2.80	6.30	6.30	6.30	6.30
			1.32				3.00				6.70
		1.40	1.40		3.15	3.15	3.15			7.10	7.10
			1.50				3.35				7.50
1.60	1.60	1.60	1.60			3.55	3.55		8.00	8.00	8.00
			1.70				3.75				8.50
		1.80	1.80	4.00	4.00	4.00	4.00			9.00	9.00
			1.90				4.25	10.00	10.00	10.00	10.00
	2.00	2.00	2.00			4.50	4.50				
			2.12				4.75				

#### 2. 优先数系的特点

优先数系主要有以下特点。

(1) 优先数系是十进等比数列, 其中包含 10 的所有整数幂 ( $\dots, 0.01, 0.1, 1, 10, 100, \dots$ )。只要知道一个十进段内的优先数值, 其他十进段内的数值就可由小数点的前后移位得到。

(2) 优先数系的公比为  $q_r = \sqrt[r]{10}$ 。优先数在同一系列中, 每隔  $r$  个数, 其值增加 10 倍。由表 1-1 可以看出, 基本系列 R5、R10、R20、R40 的公比分别为:  $q_5 = \sqrt[5]{10} \approx 1.60$ ,  $q_{10} = \sqrt[10]{10} \approx 1.25$ ,  $q_{20} = \sqrt[20]{10} \approx 1.12$ ,  $q_{40} = \sqrt[40]{10} \approx 1.06$ 。另外, 补充系列 R80 的公比为  $q_{80} = \sqrt[80]{10} \approx 1.03$ 。

(3) 任意相邻两项间的相对差近似不变 (按理论值两相对差为一常数)。如 R5 系列约为 60%, R10 系列约为 25%, R20 系列约为 12%, R40 系列约为 6%。由表 1-1 可以明显地看出这一点。

(4) 任意两项的理论值经计算后仍为一个优先数的理论值。计算包括任意两项理论值的积或商, 任意一项理论值的正、负整数乘方等。

(5) 优先数系具有相关性。优先数系的相关性表现为: 在上一级优先数系中隔项取值, 就得到下一系列的优先数系; 反之, 在下一系列中插入比例中项, 就得到上一系列。

选用基本系列时, 应遵守先疏后密的规则。一般机械的主要参数按 R5 或 R10 系列; 专用工具的主要尺寸通常按 R10 系列; 通用型材、零件及铸件的壁厚等按 R20 系列。

## 1.4 本课程的特点和学习任务

“公差配合与检测技术”是机械类、汽车类、仪器仪表类和机电相结合类各专业必需的主干技术基础课, 是从理论性、系统性较强的基础课向实践性、应用性较强的专业课过渡的转折点, 本课程的性质决定了它与先修课程有许多不同之处。

从结构上讲, 本课程是由“公差配合”与“检测技术”两部分组成, 前者属标准化范畴, 后者属计量学范畴, 是独立的两个系统, 但又有一定的联系。

从学科上讲, 本课程是从“精度”的观点去分析零件及结构的几何参数, 基本理论是误差理论, 解决办法是规定公差, 并用计量测试手段保证互换性的贯彻实施。

基于此, 形成本课程的内容特点有“六多”, 即抽象概念多, 标准规定多, 术语定义多, 符号代号多, 零件种类多, 叙述性内容多。此外, 从标准角度讲, 原则性强; 但从应用角度看, 灵活性大, 故学习者应给予足够的重视。

通过本课程的学习和实践性实训, 要求掌握以下知识技能:

- (1) 理解几何参数互换性与标准化的基本概念。
- (2) 认识各种几何参数有关公差标准的基本内容和主要规定。
- (3) 会初步选用公差和配合; 对常见公差要求会正确标注、解释和查用有关表格。
- (4) 会正确选择、使用生产现场的常用量具和仪器, 能对一般几何量进行综合检测和数据处理。
- (5) 会设计光滑极限量规。

本课程除课堂教学要讲授检测知识外, 为了强化学生的检测技能, 可考虑安排专用实验



周。此外，为了培养学生的综合运用能力和设计能力，可考虑布置适当的大型作业。

总之，本课程的任务在于使学生获得机械工艺技术人员所必须具备的几何量公差与检测方面的基本知识和技能；而后续课程的教学和毕业后的实际工作锻炼，则将使学生进一步加深理解和逐渐熟练掌握本课程的内容。

## 思考题与习题

1-1 什么是互换性？互换性的优越性有哪些？

1-2 互换性的分类有哪些？完全互换性和不完全互换性有何区别？

1-3 误差、公差、检测、标准化与互换性有什么关系？

1-4 为何要采用优先数系？R5、R10、R20、R40系列各代表什么？

1-5 自6级开始各等级尺寸公差计算公式为  $10i$ 、 $16i$ 、 $25i$ 、 $40i$ 、 $64i$ 、 $100i$ 、 $160i$ …  
自3级开始螺纹公差的等级系数为 0.50, 0.63, 0.80, 1.00, 1.25, 1.60, 2.00。试判断它们各属于何种优先数的系列 ( $i$  为公差单位)。

1-6 本课程的主要任务是什么？

## 第2章 孔、轴的公差与配合

**课前导读** 从最简单的光滑圆柱形（即孔与轴）的互换性要求出发，全面介绍《公差与配合》国家标准。本章是本门课程的核心内容，是学习以后各章的基础。

**基础知识** 公差与配合的基本术语及定义。

**重点知识** 《公差与配合》国家标准。

**难点知识** 公差与配合的选择与应用。

### 2.1 基本术语及定义

#### 2.1.1 孔和轴

##### 1. 孔

孔主要指圆柱形的内表面，也包括其他内表面中由单一尺寸确定的部分。

##### 2. 轴

轴主要指圆柱形的外表面，也包括其他外表面中由单一尺寸确定的部分。

定义中的“单一尺寸确定的部分”，是指内、外部表面某一部分的意思。从孔与轴的定义中可知，孔并不一定是圆柱形的，也可以是非圆柱形的[如图2-1(a)中的榫槽]。同样，轴也并不一定是圆柱形的，也可以是非圆柱形的[如图2-1(b)中的轴槽]。

从装配关系讲，孔是包容面，轴是被包容面。从加工过程来看，随着余量的切除，孔的尺寸由小变大，轴的尺寸由大变小。从测量方法看，测孔用内卡脚，测轴用外卡脚，如图2-1(c)所示。

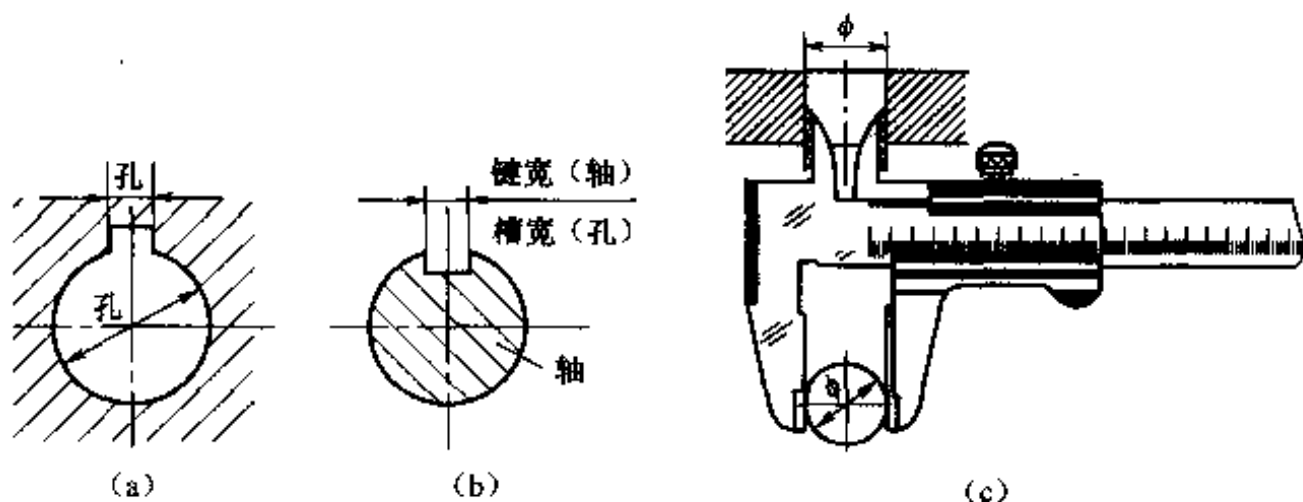


图2-1 孔和轴的区别

### 2.1.2 有关尺寸的术语及定义

#### 1. 尺寸

尺寸是指用特定单位表示长度值的数值。

长度值包括直径、半径、宽度、深度、高度、中心距等。在机械制造中，一般常用毫米(mm)作为特定单位，在图样上标注尺寸时，可将单位省略，仅标注数值。当以其他单位表示尺寸时，则应注明相应的长度单位，如50 $\mu\text{m}$ 。

#### 2. 基本尺寸

基本尺寸是由设计时给定的，孔用 $D$ 表示，轴用 $d$ 表示。它是设计者根据使用要求，通过强度、刚度计算及结构等方面的考虑，并按标准直径或标准长度圆整后所给定的尺寸。

基本尺寸仅表示零件尺寸的基本大小，它并非对完工零件实际尺寸的要求，不能将它理解为理想尺寸，认为完工零件尺寸越接近基本尺寸就越好。零件尺寸是否合格，要看它是否落在尺寸公差带之内，而不是看它对基本尺寸偏离多少。故基本尺寸只是计算极限尺寸和偏差的起始尺寸。

#### 3. 极限尺寸

允许尺寸变化的两个界限值称为极限尺寸。它以基本尺寸为基数来确定。两个界限值中较大的一个称为最大极限尺寸；较小的一个称为最小极限尺寸。孔和轴的最大、最小极限尺寸分别用 $D_{\text{max}}$ 、 $d_{\text{max}}$ 和 $D_{\text{min}}$ 、 $d_{\text{min}}$ 表示，如图2-2所示。

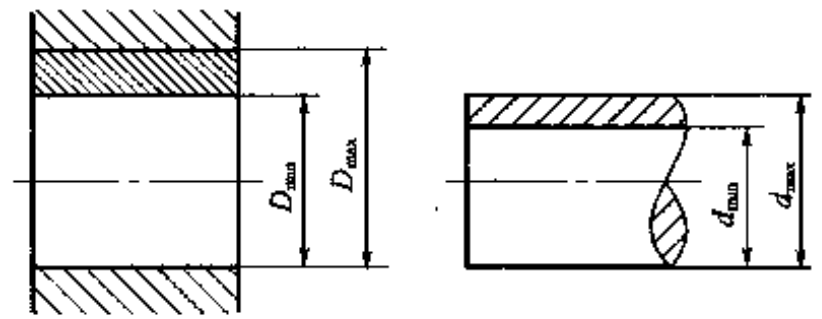


图 2-2 极限尺寸

#### 4. 实际尺寸

实际尺寸是通过测量所得的尺寸。孔的实际尺寸用 $D_a$ 表示，轴的实际尺寸用 $d_a$ 表示。由于存在测量误差，实际尺寸并非是被测尺寸的真值，它只是接近真实尺寸的一个随机尺寸。由于零件存在形状误差，所以不同部位的实际尺寸也不尽相同，因此往往把它称为局部实际尺寸，如图2-3所示。

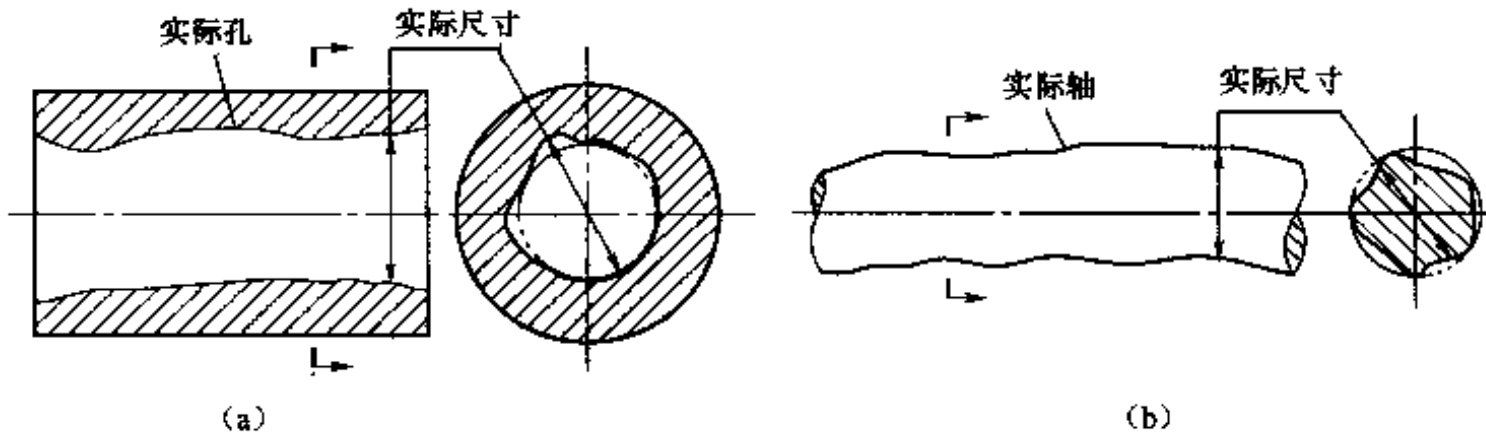


图 2-3 实际尺寸

### 2.1.3 有关偏差、公差的术语及定义

#### 1. 尺寸偏差

某一尺寸减去其基本尺寸所得的代数差称为尺寸偏差（简称偏差）。孔用 $E$ 表示，轴用 $e$

表示。偏差可能为正值或负值，也可为零。

### (1) 上偏差

最大极限尺寸减去其基本尺寸所得的代数差称为上偏差。孔用 ES 表示，轴用 es 表示。

### (2) 下偏差

最小极限尺寸减去其基本尺寸所得的代数差称为下偏差。孔用 EI 表示，轴用 ei 表示。

$$\begin{aligned} ES &= D_{\max} - D & es &= d_{\max} - d \\ EI &= D_{\min} - D & ei &= d_{\min} - d \end{aligned} \quad (2-1)$$

偏差值除零外，前面必须标有正号或负号。上偏差总是大于下偏差，如  $50^{+0.034}_{+0.009}$ ， $50^{-0.009}_{-0.020}$ ， $30^{0}_{-0.007}$ ， $30^{+0.011}_{0}$ ， $80 \pm 0.015$ 。

## 2. 极限偏差

上偏差和下偏差统称为极限偏差。

## 3. 实际偏差

实际尺寸减去其基本尺寸所得的代数差称为实际偏差。孔和轴的实际偏差代号分别为  $E_a$  和  $e_a$ 。

## 4. 基本偏差

在公差与配合标准中，确定尺寸公差带相对零线位置的那个极限偏差称为基本偏差。孔、轴的基本偏差数值均已标准化，它可以是上偏差或下偏差，一般为靠近零线的那个极限偏差。

## 5. 尺寸公差

尺寸公差（简称公差）是最大极限尺寸与最小极限尺寸之差，它是允许尺寸的变动量。尺寸公差是一个没有符号的绝对值。若孔的公差用  $T_D$  表示，轴的公差用  $T_d$  表示，其关系为

$$T_D = |D_{\max} - D_{\min}| = |ES - EI| \quad (2-2)$$

$$T_d = |d_{\max} - d_{\min}| = |es - ei| \quad (2-3)$$

## 6. 标准公差

公差与配合国家标准中所规定的用以确定公差带大小的任一公差值称为标准公差。

## 7. 公差带图

表示零件的尺寸相对其基本尺寸所允许变动的范围，叫做尺寸公差带。公差带的图解方式称为公差带图，如图 2-4 所示。公差带图由零线、极限偏差线等构成。

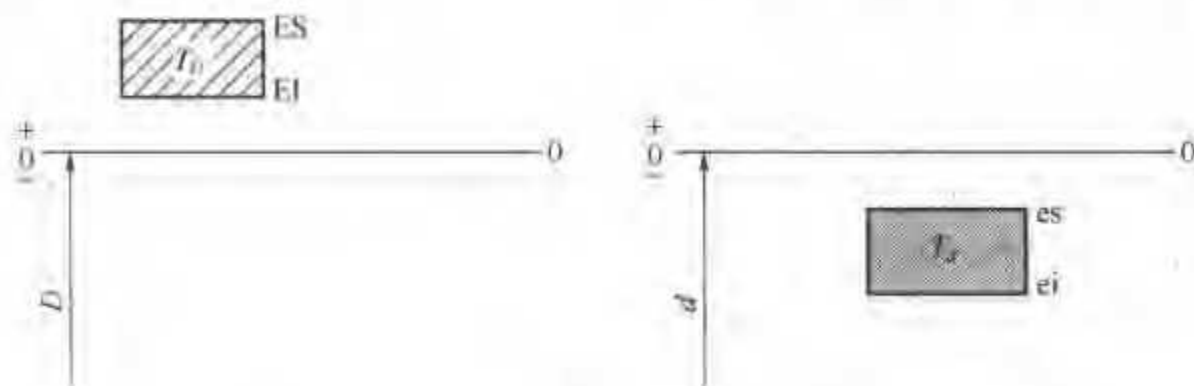


图 2-4 公差带图

### (1) 零线

公差带图中用于确定极限偏差的一条基准线即零偏差线，表示基本尺寸。位于零线上

方的极限偏差值为正数；位于零线下方的极限偏差值为负数；当与零线重合时，表示偏差为零。

## (2) 偏差线

公差带图中与零线平行的直线即偏差线，用于表示上、下偏差，亦称为上、下偏差线。其间的宽度表示公差带的大小，即公差值。公差带相对零线的位置由基本偏差确定。公差带图的实例画法如图 2-5 所示。

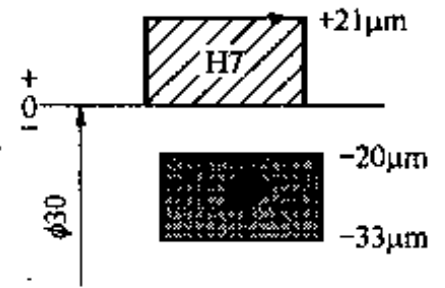


图 2-5 公差带图的实例画法

## 8. 公差与极限偏差的异同点说明

公差与极限偏差是两个极为重要的概念，《公差与配合》国家标准就是通过对这两个公差带组成要素（实际上是公差与基本偏差）的标准化，从而形成了标准公差系列与基本偏差系列。公差与极限偏差既有区别又有联系，搞清这两个概念对于正确理解《公差与配合》国家标准有帮助，现简单归纳如下。

(1) 两者都是由设计给定的，反映了使用或设计要求。

(2) 公差是绝对值，且不能为零；极限偏差是代数值，可以为正值、负值或零。

(3) 公差反映了对尺寸分布的密集、均匀程度的要求，是用以限制尺寸误差的；极限偏差表示对尺寸偏移程度的要求，是用以限制实际偏差的。

(4) 极限偏差决定了加工零件时机床进刀、退刀位置，一般与零件加工精度要求无关，通常任何机床可加工任一极限偏差的零件；公差反映对制造精度的要求，体现了加工的难易程度。某一精度等级的机床只能够加工公差值在某一范围内的零件。

(5) 极限偏差在公差带图中限定公差带的位置，影响孔轴结合的松紧程度；公差值表示公差带的大小，影响配合松紧的均匀程度（或配合精确程度）。

### 2.1.4 有关配合的术语及定义

#### 1. 配合

配合是指基本尺寸相同的、相互结合的孔和轴公差带之间的关系。

#### 2. 间隙或过盈

在轴与孔的配合中，孔的尺寸减去轴的尺寸所得的代数差，当差值为正时称为间隙，用  $X$  表示；当差值为负时称为过盈，用  $Y$  表示。

#### 3. 配合种类

按配合性质不同，配合可分为间隙配合、过盈配合和过渡配合 3 种，如图 2-6 所示。

#### 4. 间隙配合

具有间隙（包括最小间隙等于零）的配合称为间隙配合。在间隙配合中，孔的公差带在轴的公差带之上，如图 2-7 所示。

当孔为最大极限尺寸而轴为最小极限尺寸时，装配后得到最大间隙（ $X_{\max}$ ）；当孔为最小极限尺寸而轴为最大极限尺寸时，装配后得到最小间隙（ $X_{\min}$ ）。

最大间隙：

$$X_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei \quad (2-4)$$

最小间隙：

$$X_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es \quad (2-5)$$



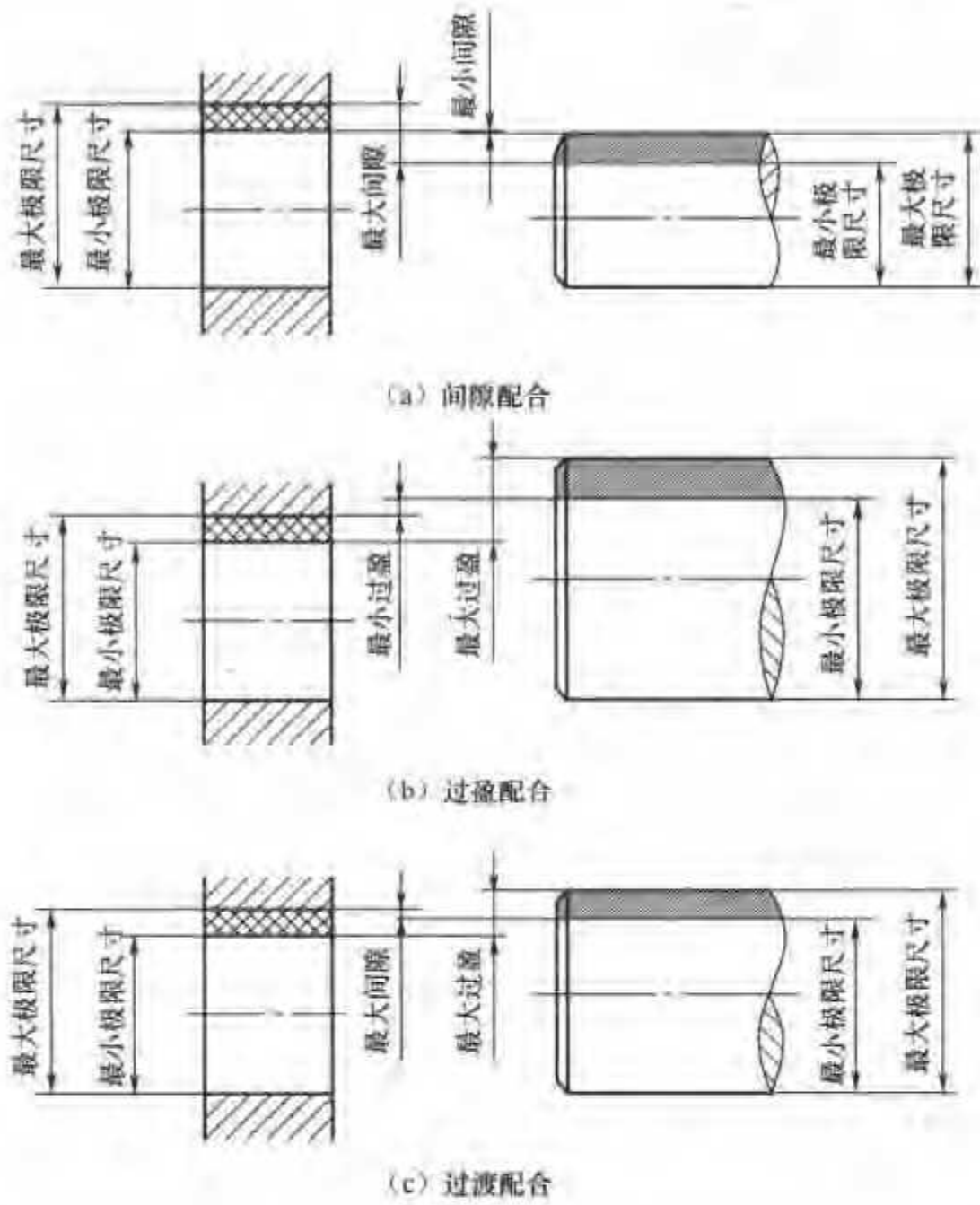


图 2-6 配合种类

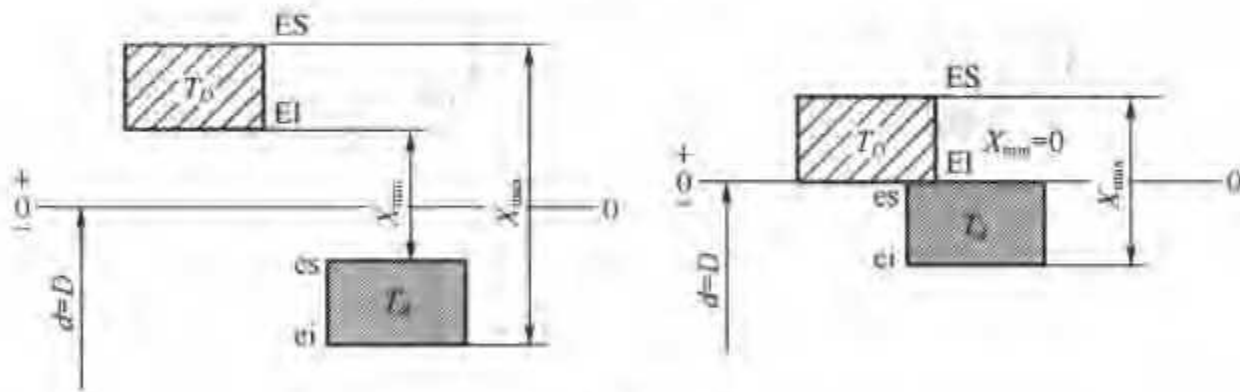


图 2-7 间隙配合

最大间隙与最小间隙统称为极限间隙，它们表示间隙配合中允许间隙变动的两个界限值。在正常生产中，两者出现的机会很少。间隙配合的平均松紧程度称为平均间隙 ( $X_{av}$ )。平均间隙：

$$X_{av} = \frac{1}{2} (X_{max} + X_{min}) \quad (2-6)$$

### 5. 过盈配合

具有过盈（包括最小过盈等于零）的配合称为过盈配合。在过盈配合中，孔的公差带在轴的公差带之下，如图 2-8 所示。

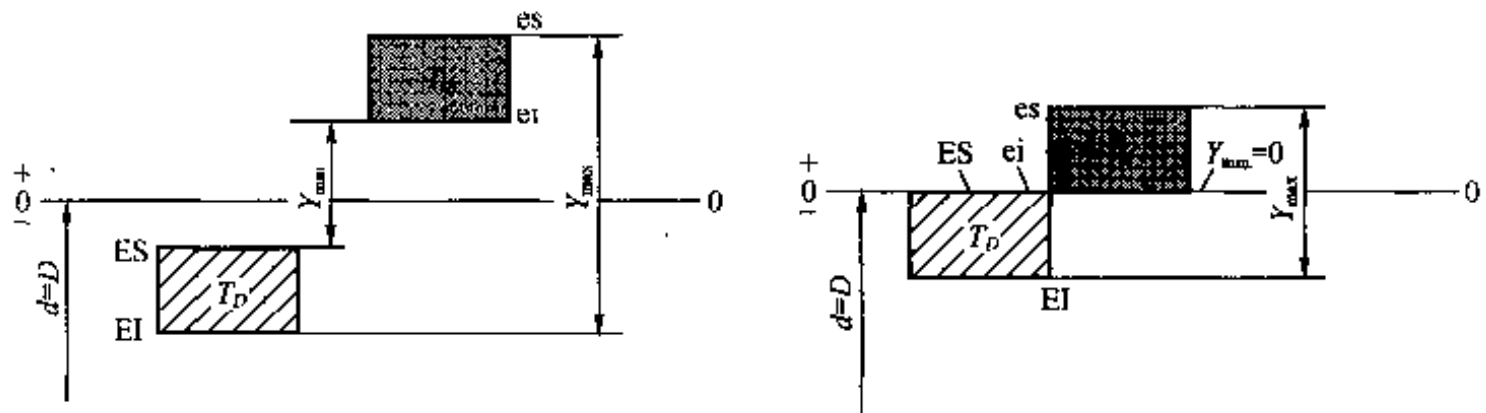


图 2-8 过盈配合

当孔为最小极限尺寸而轴为最大极限尺寸时，装配后得到最大过盈 ( $Y_{max}$ )；当孔为最大极限尺寸而轴为最小极限尺寸时，装配后得到最小过盈 ( $Y_{min}$ )。

最大过盈：

$$Y_{max} = D_{min} - d_{max} = EI - es \quad (2-7)$$

最小过盈：

$$Y_{min} = D_{max} - d_{min} = ES - ei \quad (2-8)$$

最大过盈和最小过盈统称为极限过盈，它们表示过盈配合中允许过盈的两个界限值。在正常的生产中，两者出现的机会很少。平均过盈 ( $Y_{av}$ ) 为最大过盈与最小过盈的平均值。

平均过盈：

$$Y_{av} = \frac{1}{2} (Y_{max} + Y_{min}) \quad (2-9)$$

### 6. 过渡配合

可能具有间隙或过盈的配合称为过渡配合（对于孔、轴群体而言。若单对孔、轴配合则无过渡之说）。此时，孔的公差带与轴的公差带相互交叠，如图 2-9 所示。

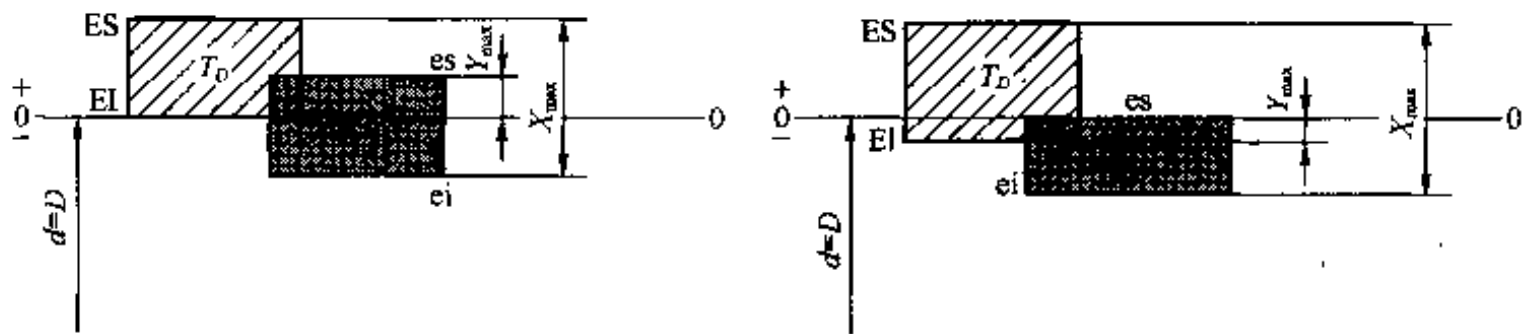


图 2-9 过渡配合

当孔为最大极限尺寸而轴为最小极限尺寸时，装配后得到最大间隙 ( $X_{max}$ )；当孔为最小极限尺寸而轴为最大极限尺寸时，装配后得到最大过盈 ( $Y_{max}$ )。

最大间隙：

$$X_{max} = D_{max} - d_{min} = ES - ei \quad (2-10)$$

最大过盈：

$$Y_{max} = D_{min} - d_{max} = EI - es \quad (2-11)$$

在过渡配合中，平均间隙或平均过盈为最大间隙与最大过盈的平均值，所得值为正，则为平均间隙；若为负，则为平均过盈。

$$X_{av}(Y_{av}) = \frac{1}{2} (X_{max} + Y_{max}) \quad (2-12)$$

7. 配合公差

允许间隙或过盈的变动量称为配合公差，它表明配合松紧程度的变化范围。配合公差用  $T_f$  表示，是一个没有符号的绝对值。

对间隙配合：

$$T_f = |X_{\max} - X_{\min}|$$

对过盈配合：

$$T_f = |Y_{\min} - Y_{\max}|$$

对过渡配合：

$$T_f = |X_{\max} - Y_{\max}| \quad (2-13)$$

在式 (2-13) 中，把最大、最小间隙和过盈分别用孔、轴的极限尺寸或偏差带入，可得 3 种配合的配合公差都为

$$T_f = T_D + T_d \quad (2-14)$$

式 (2-14) 表明配合件的装配精度与零件的加工精度有关，要提高装配精度，使配合后间隙或过盈的变动量小，则应减小零件的公差，提高零件的加工精度。

用直角坐标表示出相配合的孔和轴的间隙或过盈的变动范围的图形，叫做配合公差带图，如表 2-1 中最下栏内所示。

间隙配合、过盈配合和过渡配合的计算实例如表 2-1 所示。

表 2-1 三类配合作图计算及综合比较表

配合类型	间隙配合	过盈配合	过渡配合
项目	具有间隙（包括最小间隙等于零）的配合	具有过盈（包括最小过盈等于零）的配合	可能具有间隙或过盈的配合
定义：一批合格轴孔按互换性原则组成			
轴孔公差带关系：实例	<p>孔公差带在轴公差带之上</p> <p><math>\phi 30 \frac{H7(+0.021)}{g6(-0.020)}</math></p> <p><math>X_{\min} = +0.007</math> <math>X_{\max} = +0.041</math></p> <p><math>\phi 30 \frac{H7}{g6}</math></p>	<p>孔公差带在轴公差带之下</p> <p><math>\phi 30 \frac{H7(+0.021)}{p6(+0.022)}</math></p> <p><math>Y_{\min} = -0.001</math> <math>Y_{\max} = -0.035</math></p> <p><math>\phi 30 \frac{H7}{p6}</math></p>	<p>孔公差带与轴公差带交叠</p> <p><math>\phi 30 \frac{H7(+0.021)}{k6(+0.002)}</math></p> <p><math>X_{\max} = +0.019</math> <math>Y_{\max} = -0.015</math></p> <p><math>\phi 30 \frac{H7}{k6}</math></p>
配合松紧的特征参数	孔轴均处于最大实体尺寸： $D_{\max} - d_{\max} = EI - es$		
	可能最紧配合状态下的极限盈隙/mm $X_{\min} = 0 - (-0.007) = +0.007$	$Y_{\max} = 0 - (+0.035) = -0.035$	$Y_{\max} = 0 - (+0.015) = -0.015$
配合松紧的特征参数	孔轴均处于最小实体尺寸： $D_{\max} - d_{\min} = ES - ei$		
	可能最松配合状态下的极限盈隙/mm $X_{\max} = +0.021 - (-0.020) = +0.041$	$Y_{\min} = +0.021 - (+0.021) = -0.001$	$X_{\max} = +0.021 - (+0.002) = +0.019$

续表

配合类型		间隙配合	过盈配合	过渡配合
项目	平均间隙(或平均过盈)	$X_{av}=(X_{max}+X_{min})/2$	$Y_{av}=(Y_{max}+Y_{min})/2$	$X_{av}(Y_{av})=(Y_{max}+X_{max})/2$
	配合松紧变化程度特征参数配合公差 $T_f$	$ X_{max}-X_{min} $	$ Y_{min}-Y_{max} $	$ X_{max}-Y_{max} $
		$T_f=T_D+T_d$		
配合公差带图				

## 2.2 公差与配合的标准化

### 2.2.1 基准制

在生产实践中，需要各种不同的孔、轴公差带来实现各种不同性质的配合。为了设计和制造的方便，把孔（或轴）的公差带位置固定，改变与其配合的轴（或孔）公差带的位置来形成所需要的各种配合。在 GB/T 1800.1—1997 中规定了两种等效的配合制：基孔制配合和基轴制配合。

#### 1. 基孔制配合

基本偏差为一定的孔的公差带，与不同基本偏差的轴的公差带形成各种配合的一种制度，称为基孔制配合（简称基孔制）。基孔制的孔称为基准孔，基本偏差为 H，其下偏差为零，如图 2-10 所示。

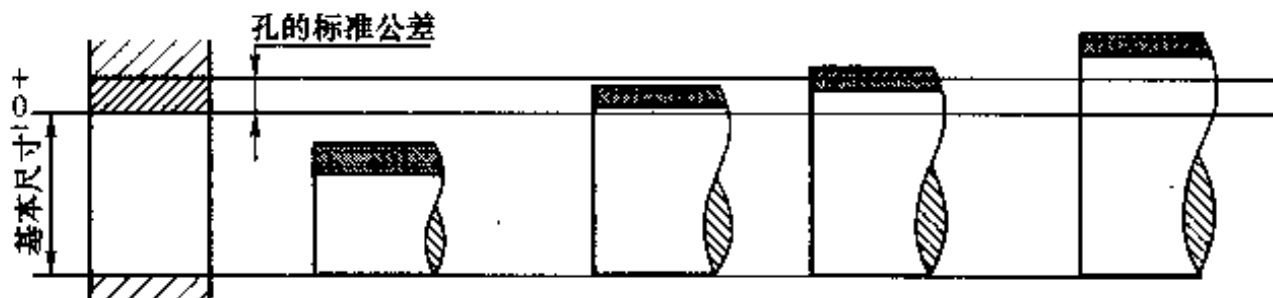


图 2-10 基孔制配合

#### 2. 基轴制配合

基本偏差为一定的轴的公差带，与不同基本偏差的孔的公差带形成各种配合的一种制

度,称为基轴制配合(简称基轴制)。基轴制的轴称为基准轴,基本偏差为 $h$ ,其上偏差为零,如图2-11所示。

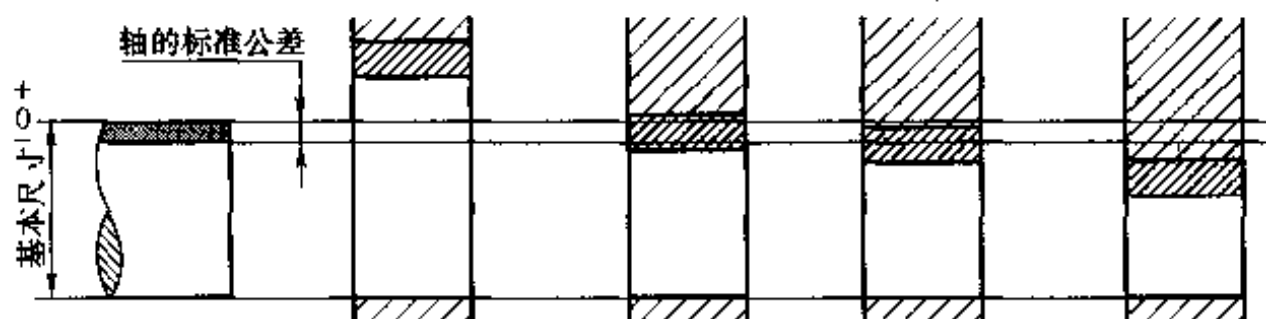
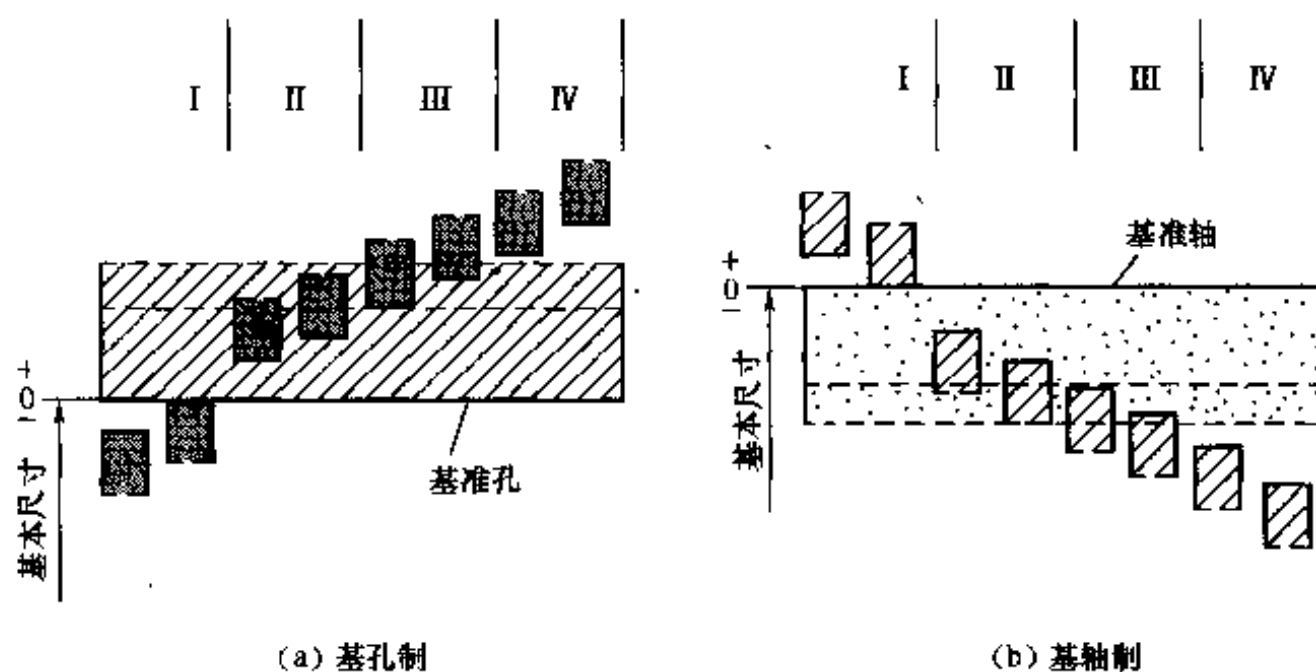


图2-11 基轴制配合

基准制公差带图如图2-12所示。由图可知,基准件公差画有两条虚线,一个表示精度较低,一个表示精度较高。当精度较高时,过渡配合将可能成为过盈配合,如 $\phi 30H7/n6$ 。此外,图中所有孔、轴公差带未封口者表示该位置待定,取决于公差值的大小。



I—间隙配合; II—过渡配合; III—过渡配合或过盈配合; IV—过盈配合

图2-12 基准制公差带

## 2.2.2 标准公差系列

### 1. 公差单位

公差单位是计算标准公差的基本单位,是制定标准公差系列表格的基础。

公差是用于控制误差的,因此确定公差值的依据是加工误差的规律性与测量误差的规律性。根据生产实践及科学试验与统计分析得知:零件的加工误差(主要是加工时的力变形与热变形)与基本尺寸之间呈立方抛物线关系。测量误差(包括测量时温度不稳定或测量时温度偏离标准温度及量规变形等所引起的误差)基本上与基本尺寸呈线性关系,因此标准规定基本尺寸 $D \leq 500\text{mm}$ 的常用尺寸段的公差单位 $i$ 的计算公式如下:

$$i = 0.45 \sqrt[3]{D} + 0.001D \quad (2-15)$$

式中, $D$ ——孔或(轴)的基本尺寸(mm);

$i$ ——公差单位( $\mu\text{m}$ )。

### 2. 公差等级

确定尺寸精确程度的等级称为公差等级。不同零件和零件上不同部位的尺寸,对精确程



度的要求往往不同,为了满足生产的需要,国家标准设置了20个公差等级,各级标准公差的代号为IT01, IT0, IT1, IT2, …, IT18, 其中IT01精度最高,其余代号精度依次降低,标准公差值依次增大。

在尺寸 $\leq 500\text{mm}$ 的常用尺寸范围内,各级标准公差计算公式如表2-2所示。由表2-2可知,常用公差等级IT5~IT18,其计算公式可归纳为

$$IT = a \times i \quad (2-16)$$

式中,  $a$ ——公差等级系数,符合R5优先数系。

表 2-2 标准公差的计算公式

公差等级	公 式	公差等级	公 式	公差等级	公 式
IT01	$0.3+0.008D$	IT6	$10i$	IT13	$250i$
IT0	$0.5+0.012D$	IT7	$16i$	IT14	$400i$
IT1	$0.8+0.020D$	IT8	$25i$	IT15	$640i$
IT2	$(IT1)(IT5/IT1)^{1/4}$	IT9	$40i$	IT16	$1\ 000i$
IT3	$(IT1)(IT5/IT1)^{2/4}$	IT10	$64i$	IT17	$1\ 600i$
IT4	$(IT1)(IT5/IT1)^{3/4}$	IT11	$100i$	IT18	$2\ 500i$
IT5	$7i$	IT12	$160i$		

### 3. 尺寸分段

由标准公差的计算公式可知,对应每一个基本尺寸和公差等级就可计算出一个相应的公差值,这样编制的公差表格将非常庞大,给生产、设计带来麻烦,同时也不利于公差值的标准化、系列化。为了减少标准公差的数目、统一公差值、简化公差表格以便于实际应用,国家标准对基本尺寸进行了分段,对同一个尺寸段内的所有基本尺寸,在相同公差等级情况下,规定相同的标准公差。

在计算标准公差和基本偏差时,公差单位算式中 $D$ 取尺寸段首尾两个尺寸的几何平均值。例如对30~50mm尺寸段, $D = \sqrt{30 \times 50} \approx 38.73\text{mm}$ 。凡属于这一尺寸段的任一基本尺寸,其标准公差均以 $D=38.73\text{mm}$ 进行计算。实践证明,这样计算的公差值差别不大,有利于生产应用,极大地简化了公差表格。

标准公差数值如表2-3所示。

表 2-3 标准公差数值 (摘自 GB/T 1800.3—1998)

基本尺寸 /mm		公差等级																			
		IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
大于	至	$\mu\text{m}$										mm									
—	3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0.10	0.14	0.25	0.40	0.60	1.0	1.4
3	6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	0.12	0.18	0.30	0.48	0.75	1.2	1.8
6	10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	0.15	0.22	0.36	0.58	0.90	1.5	2.2
10	18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0.18	0.27	0.43	0.70	1.10	1.8	2.7
18	30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0.21	0.33	0.52	0.84	1.30	2.1	3.3
30	50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0.25	0.39	0.62	1.00	1.60	2.5	3.9
50	80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0.30	0.46	0.74	1.20	1.90	3.0	4.6
80	120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0.35	0.54	0.87	1.40	2.20	3.5	5.4
120	180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0.40	0.63	1.00	1.60	2.50	4.0	6.3
180	250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0.46	0.72	1.15	1.85	2.90	4.6	7.2
250	315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0.52	0.81	1.30	2.10	3.20	5.2	8.1
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0.57	0.89	1.40	2.30	3.60	5.7	8.9
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0.63	0.97	1.55	2.50	4.00	6.3	9.7

### 2.2.3 基本偏差系列

基本偏差是决定公差带位置的唯一参数，原则上与公差等级无关。基本偏差的数量将决定配合种类的数量，基本偏差系列是对公差带位置的标准化。

#### 1. 代号

为了满足机器中各种不同性质和不同松紧程度的配合需要，国家标准对孔和轴分别规定了28个公差带位置，分别由28个基本偏差代号来确定。

基本偏差代号用拉丁字母表示，孔用大写字母表示，轴用小写字母表示。28种基本偏差代号，由26个拉丁字母中除去5个容易与其他参数混淆的字母I、L、O、Q、W (i、l、o、q、w)，剩下的21个字母加上7个双写的字母CD、EF、FG、JS、ZA、ZB、ZC (cd、ef、fg、js、za、zb、zc) 组成。这28种基本偏差构成了基本偏差系列。

#### 2. 基本偏差系列图及其特征

图2-13所示为基本偏差系列图。该图主要有以下特征。

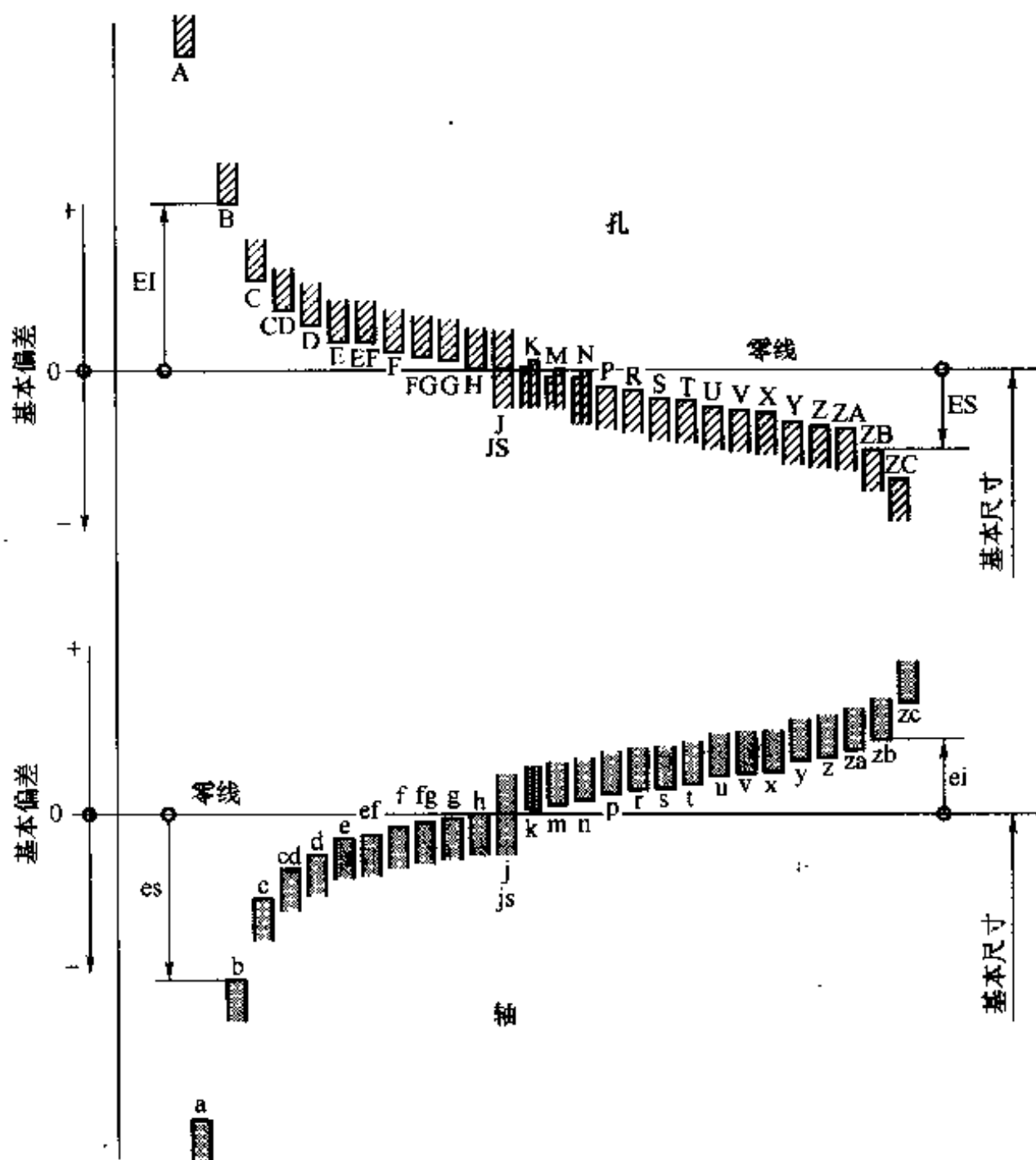


图 2-13 基本偏差系列示意图

(1) 基本偏差系列中的H(h)其基本偏差为零。

(2) JS(js)与零线对称, 上偏差  $ES(es) = +IT/2$ , 下偏差  $EI(ei) = -IT/2$ , 上下偏差均可作为基本偏差。

JS 和 js 将逐渐代替近似对称于零线的基本偏差 J 和 j, 因此在国家标准中, 孔仅有 J6、J7 和 J8, 轴仅保留了 j5、j6、j7 和 j8。

(3) 在孔的基本偏差系列中, A~H 的基本偏差为下偏差 EI, J~ZC 的基本偏差为上偏差 ES。

在轴的基本偏差系列中, a~h 的基本偏差为上偏差 es, j~zc 的基本偏差为下偏差 ei。

A~H (a~h) 的基本偏差的绝对值逐渐减小, J~ZC (j~zc) 的基本偏差的绝对值一般为逐渐增大。

(4) 图 2-13 中各公差带只画出基本偏差一端, 另一端取决于标准公差值的大小。

### 3. 轴的基本偏差数值

轴的基本偏差数值是以基孔制配合为基础, 按照各种配合要求, 再根据生产实践经验和统计分析结果得出的一系列公式经计算后经圆整尾数而得出。轴的基本偏差计算公式请参考有关资料。为了方便使用, 国家标准按有关轴的基本偏差公式计算列出了轴的基本偏差数值表, 如表 2-4 所示。

轴的基本偏差可查表确定, 另一个极限偏差可根据轴的基本偏差数值和标准公差值按下列关系计算:

$$ei = es - IT \quad (2-17)$$

$$es = ei + IT \quad (2-18)$$

### 4. 孔的基本偏差数值

孔的基本偏差数值是由同名的轴的基本偏差换算得到的。换算原则为: 同名配合的配合性质不变, 即基孔制的配合 (如  $\phi H9/f9$ 、 $\phi 40H7/p6$ ) 变成同名基轴制的配合 (如  $\phi F9/h9$ 、 $\phi 40P7/h6$ ) 时, 其配合性质 (极限间隙或极限过盈) 不变。

根据上述原则, 孔的基本偏差按以下两种规则换算。

#### (1) 通用规则

用同一字母表示的孔、轴的基本偏差的绝对值相等, 符号相反。孔的基本偏差是轴的基本相对于零线的倒影, 即

$$ES = -ei \quad (\text{适用于 A} \sim \text{H}) \quad (2-19)$$

$$EI = -es \quad (\text{适用于同级配合的 J} \sim \text{ZC}) \quad (2-20)$$

#### (2) 特殊规则

用同一字母表示的孔、轴的基本偏差的符号相反, 而绝对值相差一个  $\Delta$  值, 即

$$\begin{aligned} ES &= -ei + \Delta \\ \Delta &= IT_n - IT_{n-1} \end{aligned} \quad (2-21)$$

特殊规则适用于基本尺寸  $\leq 500\text{mm}$ , 标准公差  $\leq IT8$  的 J、K、M、N 和标准公差  $\leq IT7$  的 P~ZC。

孔的另一个极限偏差可根据孔的基本偏差数值和标准公差值按下列关系式计算。

$$EI = ES - IT \quad (2-22)$$

$$ES = EI + IT \quad (2-23)$$

按上述换算规则, 国家标准制定出孔的基本偏差数值表, 如表 2-5 所示。

表 2-4 尺寸 ≤ 500mm 的轴的基本偏差数值 (GB/T 1800.3—1998)

基本尺寸/mm	基本偏差/μm																													
	上偏差 (es)											下偏差 (ei)																		
	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	js	j	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc		
≤3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	所有公差等级																		
3~6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	5~6	7	8	4~7	0	0	+2	+4	+6	+10	+14	+18	—	+20	—	+26	+32	+40	+60
6~10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0	-2	-4	-4	+1	+1	+4	+8	+12	+15	+19	+23	+28	—	+34	—	+42	+52	+67	+97
10~14	-290	-150	-95	—	-50	-32	—	-16	—	-6	0	-3	-6	—	+1	+7	+12	+18	+23	+28	—	+33	—	+40	—	+50	+64	+90	+130	
14~18	-300	-160	-110	—	-65	-40	—	-20	—	-7	0	-4	-8	—	+2	+8	+15	+22	+28	+35	—	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188	
18~24	-310	-170	-120	—	-80	-50	—	-25	—	-9	0	-5	10	—	+2	+9	+17	+26	+34	+43	—	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
24~30	-320	-180	-130	—	-100	-60	—	-30	—	-10	0	-7	-12	—	+2	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405	
30~40	-340	-190	-140	—	-120	-72	—	-36	—	-12	0	-9	-15	—	+3	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585	
40~50	-360	-200	-150	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0	-11	-18	—	+3	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	-365	+470	+620	+800	
50~65	-380	-220	-170	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0	-11	-18	—	+3	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	-365	+470	+620	+800	
65~80	-410	-240	-180	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0	-11	-18	—	+3	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	-365	+470	+620	+800	
80~100	-460	-260	-200	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0	-11	-18	—	+3	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	-365	+470	+620	+800	
100~120	-520	-280	-210	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0	-11	-18	—	+3	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	-365	+470	+620	+800	
120~140	-520	-280	-210	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0	-11	-18	—	+3	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	-365	+470	+620	+800	
140~160	-520	-280	-210	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0	-11	-18	—	+3	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	-365	+470	+620	+800	

续表

基本尺寸/mm	基本偏差/ $\mu\text{m}$																											
	上偏差 (es)								下偏差 ei																			
	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	js	j	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
160~180	-580	-310	-230									5~6	7	8	4~7	$\leq 3$		+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
180~200	-660	-340	-240														+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150	
200~225	-740	-380	-260		-170	-100	-50	-15	0			-13	-21	-	+4	0	+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250	
225~250	-820	-420	-280														+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	-640	+820	+1050	+1350	
250~280	-920	-480	-300														+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550	
280~315	-1050	-540	-330														+98	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700	
315~355	-1200	-600	-360														+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900	
355~400	-1350	-680	-400														+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100	
400~450	-1500	-760	-440														+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400	
450~500	-1650	-840	-480														+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600	

所有公差等级

所有公差等级

偏差等于  $\pm IT/2$

注: 1. 基本尺寸小于 1mm 时, 各级的 a 和 b 均不采用。

2. js 的数值: 对 IT7~IT11, 若 IT 的数值 ( $\mu\text{m}$ ) 为奇数, 则取  $js = \pm \frac{IT-1}{2}$ 。



表 2-5 尺寸 ≤ 500mm 的孔的基本偏差数值 (GB/T 1800.3—1998)

基本尺寸 /mm	基本偏差/μm																			Δ/μm																								
	下偏差 EI										上偏差 ES									上偏差 ES																								
	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS	J	K	M	N	P~ZC	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC															
≤3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	所有的公差等级											≤7	-6	-10	-14	-18	-20	-26	-32	-40	-60	3	4	5	6	7	8						
3~6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	偏差等于 IT/2											≤7	-12	-15	-19	-23	-28	-35	-42	-50	-80	1	1.5	1	3	4	6						
6~10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	偏差等于 IT/2											≤7	-15	-19	-23	-28	-34	-42	-52	-67	-97	1	1.5	2	3	6	7						
10~14												偏差等于 IT/2											≤7																					
14~18	+290	+150	+95		+50	+32		+16		+6	0	偏差等于 IT/2											≤7	-18	-23	-28	-33	-39	-60	-77	-108	-150	1	2	3	3	7	9						
18~24												偏差等于 IT/2											≤7																					
24~30	+300	+160	+110		+65	+40		+20		+7	0	偏差等于 IT/2											≤7	-22	-28	-35	-41	-47	-73	-98	-136	-188	1.5	2	3	4	8	12						
30~40	+310	+170	+120			+50						偏差等于 IT/2											≤7																					
40~50	+320	+180	+130			+80		+25		+9	0	偏差等于 IT/2											≤7	-26	-34	-43	-54	-70	-81	-136	-180	-242	-325	1.5	3	4	5	9	14					
50~60	+340	+190	+140			+100		+30		+10	0	偏差等于 IT/2											≤7																					
60~80	+360	+200	+150									偏差等于 IT/2											≤7	-32	-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480	2	3	5	6	11	16			
80~100	+380	+220	+170									偏差等于 IT/2											≤7																					
100~120	+410	+240	+180			+120	+72	+36		+12	0	偏差等于 IT/2											≤7	-37	-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690	2	4	5	7	13	19			

续表

基本尺寸/mm	基本偏差/ $\mu\text{m}$																			$\Delta/\mu\text{m}$								
	下偏差 EI									上偏差 ES									上偏差 ES									
	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS	J	K	M	N	P~ZC	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB
120~140	+460	+260	+200	所有的公差等级																			3	4	5	6	7	8
140~160	+520	+280	+210	偏差等于 $\pm IT/2$																			3	4	6	7	15	23
160~180	+580	+310	+230																									
180~200	+660	+340	+240																									
200~225	+740	+380	+260																				3	4	6	9	17	26
225~250	+820	+420	+280																									
250~280	+920	+480	+300																									
280~315	+1050	+540	+330																				4	4	7	9	20	29
315~355	+1200	+600	+360																									
355~400	+1350	+680	+400																				4	5	7	11	21	32
400~450	+1500	+760	+440																									
450~500	+1650	+840	+480																				5	5	7	13	23	34

注: 1. 基本尺寸小于 1mm 时, 各级的 A 和 B 及大于 8 级的 N 均不采用。  
 2. 特殊情况, 当基本尺寸大于 25 (~315mm) 时, M6 的 ES 等于 -9 (不等于 -11)。

**【例 2-1】** 查表确定  $\phi 35j6$ 、 $\phi 72K8$ 、 $\phi 90R7$  的基本偏差与另一极限偏差。

解:

$\phi 35j6$ : 查表 2-3, IT6 时,  $T_d = 16\mu\text{m}$ ;

查表 2-4,  $e_i = -5\mu\text{m}$ , 则  $e_s = e_i + T_d = 11\mu\text{m}$ ,

即  $\phi 35j6 \rightarrow \phi 35_{-0.005}^{+0.011} \text{mm}$ 。

$\phi 72K8$ : 查表 2-3, IT8 时,  $T_D = 46\mu\text{m}$ ;

查表 2-5,  $E_S = -2\mu\text{m} + \Delta = (-2+16)\mu\text{m} = 14\mu\text{m}$ ,

$E_I = E_S - T_D = (14-46)\mu\text{m} = -32\mu\text{m}$ ,

即  $\phi 72K8 \rightarrow \phi 72_{-0.032}^{+0.014} \text{mm}$ 。

$\phi 90R7$ : 查表 2-3, IT7 时,  $T_D = 35\mu\text{m}$ ;

查表 2-5,  $E_S = -51\mu\text{m} + \Delta = (-51+13)\mu\text{m} = -38\mu\text{m}$ ,

$E_I = E_S - T_D = (-38-35)\mu\text{m} = -73\mu\text{m}$ ,

即  $\phi 90R7 \rightarrow \phi 90_{-0.073}^{-0.038} \text{mm}$ 。

各种基本偏差的应用说明如表 2-6 所示。

表 2-6 各种基本偏差的应用说明

配合	基本偏差	特点及应用实例
间隙配合	a (A) b (B)	可得到特别大的间隙, 应用很少, 主要用于工作时温度高、热变形大的零件的配合, 如发动机中活塞与缸套的配合为 H9/a9
	c (C)	可得到很大的间隙, 一般用于工作条件较差 (如农业机械)、工作时受力变形大及装配工艺性不好的零件的配合, 也适用于高温工作的间隙配合, 如内燃机排气阀杆与导管的配合为 H8/c7
	d (D)	与 IT7~IT11 对应, 适用于较松的间隙配合 (如滑轮、空转的带轮与轴的配合), 以及大尺寸滑动轴承与轴颈的配合 (如涡轮机、球磨机等滑动轴承)。活塞环与活塞槽的配合可用 H9/d9
	e (E)	与 IT6~IT9 对应, 具有明显的间隙, 用于大跨距及多支点的转轴与轴承的配合, 以及高速、重载的大尺寸轴与轴承的配合, 如大型电机、内燃机的主要轴承处的配合为 H8/e7
	f (F)	多与 IT6~IT8 对应, 用于一般转动的配合, 受温度影响不大、采用普通润滑油的轴与滑动轴承的配合, 如齿轮箱、小电动机、泵等的转轴与滑动轴承的配合为 H7/f6
	g (G)	多与 IT5、IT6、IT7 对应, 形成配合的间隙较小, 用于轻载精密装置中的转动配合, 用于插销的定位配合, 滑阀、连杆销等处的配合, 钻套孔多用 G
	h (H)	多与 IT4~IT11 对应, 广泛用于无相对转动的配合、一般的定位配合。若没有温度、变形的影响, 也可用于精密滑动轴承, 如车床尾座孔与滑动套筒的配合为 H6/h5
过渡配合	js (JS)	多用于 IT4~IT7 具有平均间隙的过渡配合, 用于略有过盈的定位配合, 如联轴节, 齿圈与轮毂的配合, 滚动轴承外圈与外壳孔的配合多用 JS7, 一般用手或木槌装配
	k (K)	多用于 IT4~IT7 平均间隙接近零的配合, 用于定位配合, 如滚动轴承的内、外圈分别与轴颈、外壳孔的配合, 用木槌装配
	m (M)	多用于 IT4~IT7 平均过盈较小的配合, 用于精密定位的配合, 如蜗轮的青铜轮缘与轮毂的配合为 H7/m6
	n (N)	多用于 IT4~IT7 平均过盈较大的配合, 很少形成间隙, 用于加键传递较大扭矩的配合, 如冲床上齿轮与轴的配合, 用槌子或压力机装配
过盈配合	p (P)	用于小过盈配合, 与 H6 或 H7 的孔形成过盈配合, 而与 H8 的孔形成过渡配合。碳钢和铸铁制零件形成的配合为标准压入配合, 如绞车的绳轮与齿圈的配合为 H7/p6。合金钢制零件的配合需要小过盈时可用 p (或 P)

续表

配合	基本偏差	特点及应用实例
过盈配合	r (R)	用于传递大扭矩或受冲击负荷而需要加键的配合, 如蜗轮与轴的配合为 H7/r6。H8/r8 配合在基本尺寸 < 100mm 时, 为过渡配合
	s (S)	用于钢和铸铁零件的永久性和半永久性结合, 可产生相当大的结合力, 如套环压在轴、阀座上用 H7/s6 配合
	t (T)	用于钢和铸铁制零件的永久性结合, 不用键可传递扭矩, 需用热套法或冷轴法装配, 如联轴节与轴的配合为 H7/t6
	u (U)	用于大过盈配合, 最大过盈需验算, 用热套法进行装配, 如火车轮毂和轴的配合为 H6/u5
	v (V), x (X) y (Y), z (Z)	用于特大过盈配合, 目前使用的经验和资料很少, 需经试验后才能应用, 一般不推荐

### 2.2.4 公差与配合在图样上的标注

#### 1. 公差带代号与配合代号

孔、轴的公差带代号由基本偏差代号和公差等级数字组成。例如: H7、F7、K7、P6 等为孔的公差带代号; h7、g6、m6、r7 等为轴的公差带代号。

当孔和轴组成配合时, 配合代号写成分数形式, 分子为孔的公差带代号, 分母为轴的公差带代号, 如  $\frac{H7}{g6}$  或 H7/g6。如指某基本尺寸的配合, 则基本尺寸标在配合代号之前, 如  $\phi 30H7/g6$ 。

#### 2. 图样中尺寸公差的标注形式

零件图中尺寸公差有 3 种标注形式, 如图 2-14 所示。

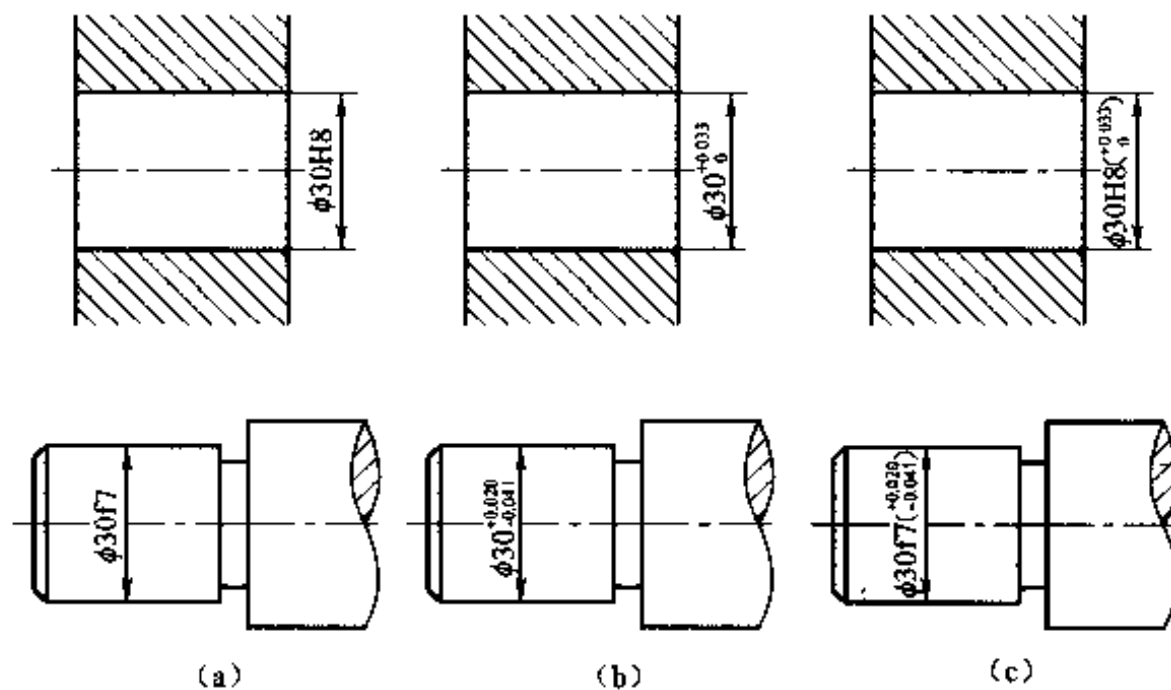


图 2-14 零件图中尺寸公差的标注

##### (1) 标注基本尺寸和公差带代号

如图 2-14 (a) 所示, 此种标注适用于大批量生产的产品零件。

##### (2) 标注基本尺寸和极限偏差值

如图 2-14 (b) 所示, 此种标注一般在单件或小批生产的产品零件图样上采用, 应用较



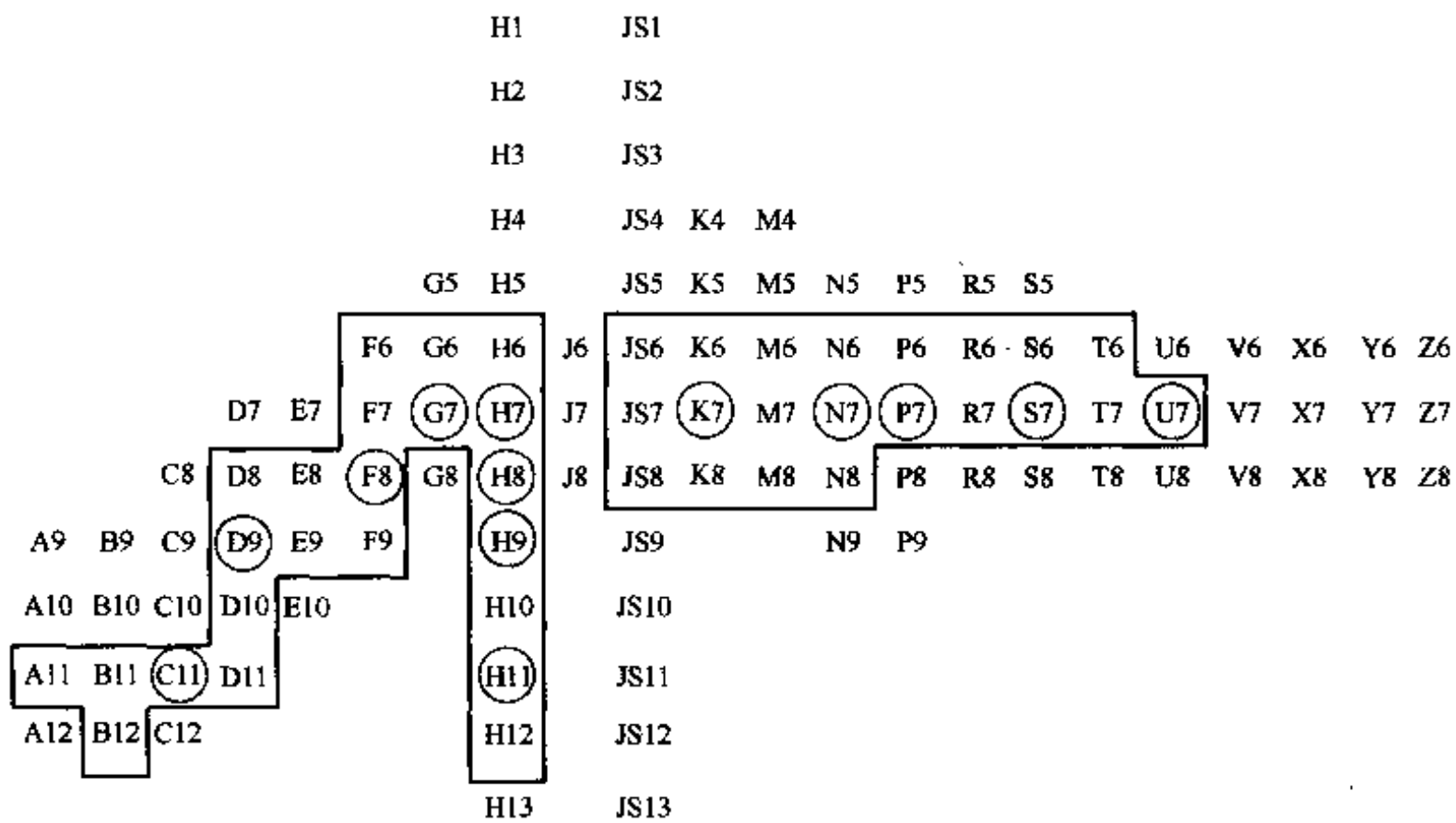


图 2-17 一般、常用和优先孔公差带

表 2-7 基孔制优先、常用配合 (GB/T 1801—1999)

基准孔	轴																				
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z
	间隙配合								过渡配合				过盈配合								
H6						$\frac{H6}{f5}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H6}{js5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$	$\frac{H6}{t5}$					
H7						$\frac{H7}{f6}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u6}$	$\frac{H7}{v6}$	$\frac{H7}{x6}$	$\frac{H7}{y6}$	$\frac{H7}{z6}$
H8				$\frac{H8}{e7}$	$\frac{H8}{f7}$	$\frac{H8}{g7}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H8}{js7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$	$\frac{H8}{p7}$	$\frac{H8}{r7}$	$\frac{H8}{s7}$	$\frac{H8}{t7}$	$\frac{H8}{u7}$					
			$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{f8}$	$\frac{H8}{g8}$	$\frac{H8}{h8}$														
H9			$\frac{H9}{c9}$	$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f9}$	$\frac{H9}{g9}$	$\frac{H9}{h9}$													
H10			$\frac{H10}{c10}$	$\frac{H10}{d10}$			$\frac{H10}{h10}$														
H11	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$			$\frac{H11}{h11}$														
H12		$\frac{H12}{b12}$					$\frac{H12}{h12}$														

注: 1.  $\frac{H6}{n5}$ 、 $\frac{H7}{p6}$  在基本尺寸小于或等于 3mm 和  $\frac{H8}{r7}$  在基本尺寸小于或等于 100mm 时, 为过渡配合。

2. 带 ▽ 的配合为优先配合



表 2-8 基轴制优先、常用配合 (GB/T 1801—1999)

基准轴	孔																				
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z
	间隙配合								过渡配合				过盈配合								
h5						F6/h5	G6/h5	H6/h5	JS6/h5	K6/h5	M6/h5	N6/h5	P6/h5	R6/h5	S6/h5	T6/h5					
h6						F7/h6	G7/h6	H7/h6	JS7/h6	K7/h6	M7/h6	N7/h6	P7/h6	R7/h6	S7/h6	T7/h6	U7/h6				
h7					E8/h7	F8/h7	H8/h7	JS8/h7	K8/h7	M8/h7	N8/h7										
h8				D8/h8	E8/h8	F8/h8	H8/h8														
h9				D9/h9	E9/h9	F9/h9	H9/h9														
h10				D10/h10			H10/h10														
h11	A11/h11	B11/h11	C11/h11	D11/h11			H11/h11														
h12		B12/h12					H12/h12														

注：带▼的配合为优先配合。

### 2.2.6 一般公差

在车间普通工艺条件下机床设备一般加工能力可保证的公差称为一般公差（线性尺寸的未注公差）。在正常维护和操作情况下，它代表车间一般的经济加工精度。

国家标准 GB/T 1804—2000 对线性尺寸的一般公差规定了 4 个公差等级，它们分别是精密级 f、中等级 m、粗糙级 c 和最粗级 v；对适用尺寸也采用了较大的分段，具体数值如表 2-9 所示。f、m、c、v 4 个等级分别相当于 IT12、IT14、IT16、IT17。

表 2-9 线性尺寸的极限偏差数偏 (mm)

公差等级	尺寸分段							
	0.5~3	3~6	6~30	30~120	120~400	400~1 000	1 000~2 000	2 000~4 000
f (精密级)	±0.05	±0.05	±0.1	±0.15	±0.2	±0.3	±0.5	—
m (中等级)	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2
c (粗糙级)	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4
v (最粗级)	—	±0.5	±1	±1.5	±2.5	±4	±6	±8

由表 2-9 可知，不论孔和轴还是长度尺寸，其极限偏差的取值都采用对称分布的公差带，这样使用更方便，概念更清晰，数值更合理。

线性尺寸一般公差主要用于较低精度的非配合尺寸。采用一般公差的尺寸，在该尺寸后

不注出极限偏差。只有当要素的功能允许一个比一般公差更大的公差，且采用该公差比一般公差更为经济时，其相应的极限偏差要在尺寸后注出。

采用 GB/T 1804—2000 规定的一般公差，在图样、技术文件或标准中用该标准号和公差等级符号表示。例如，当选用中等等级 m 时，表示为 GB/T 1804—m。

一般公差的线性尺寸是在车间加工精度保证的情况下加工出来的，一般可以不用检验。

### 2.2.7 标准温度

标准规定的公差与配合的有关数值均为标准温度 20℃ 时的数值。为什么要规定标准温度呢？这是因为物体具有热胀冷缩的性质，温度的变化（特别是温度显著变化）对零件尺寸会有一定的影响，一个零件在某一温度条件下测量时合格，而在另一温度条件下测量其尺寸可能不合格（这对精度高的零件尤为显著），所以，国标明确规定了一个统一的标准温度 20℃。当使用条件偏离标准温度而影响工作性能时，应予以修正。其计算公式为

$$\Delta X = D[\alpha_H(t_H - 20) - \alpha_s(t_s - 20)]$$

式中， $\alpha_H$ 、 $\alpha_s$ ——孔、轴材料线膨胀系数；

$t_H$ 、 $t_s$ ——孔、轴工作温度。

### 2.2.8 公差表格

为便于使用，标准根据表 2-3～表 2-5 将一般、常用、优先公差带的上下偏差一一查算出来，列成表格，供直接查用，见附录中附表 1 和附表 2。

## 2.3 公差与配合的选择

公差与配合的选择主要是基准制、公差等级和配合种类的选择。

公差配合的选择一般有 3 种方法：类比法、计算法和试验法。类比法就是通过对类似机器和零部件进行调查研究、分析对比后，根据前人的经验教训来选取公差与配合。这是目前应用最多、也是最主要的一种方法。计算法是按照一定的理论和公式来确定需要的间隙或过盈。这种方法虽然麻烦，但比较科学，只是有时将条件理论化、简单化了，使得计算结果不完全符合实际。试验法是通过试验或统计分析来确定间隙或过盈。这种方法合理、可靠，只是代价较高，因而只用于重要产品的重要配合处。

本节讨论公差配合的选择，主要采用类比法。

### 2.3.1 基准制的选择

基准制的选择主要考虑结构的工艺性及加工的经济性，一般原则如下。

#### 1. 一般情况下优先选用基孔制

优先选用基孔制，这主要是从工艺性和经济性来考虑的。孔通常用定值刀具（如钻头、铰刀、拉刀等）加工，用极限量规（塞规）检验。当孔的基本尺寸和公差等级相同而基本偏差改变时，就需要更换刀具、量具。而一种规格的磨轮或车刀，可以加工不同基本偏差的轴，轴还可以用通用量具进行测量。所以，为了减少定值刀具、量具的规格和数量，利于生产，

提高经济性，应优先选用基孔制。

2. 有明显经济效益时应选用基轴制

(1) 当在机械制造中采用具有一定公差等级 (IT7~IT9) 的冷拉钢材，其外径不经切削加工即能满足使用要求 (如农业机械和纺织机械等) 时，就应选择基轴制，再按配合要求选用适当的孔公差带加工孔就可以了。这在技术上、经济上都是合理的。

(2) 由于结构上的特点，宜采用基轴制。图 2-18 (a) 所示为发动机的活塞销轴与连杆铜套孔和活塞孔之间的配合，根据工作要求，活塞销轴与活塞孔应为过渡配合，而活塞销轴与连杆之间由于有相对运动应为间隙配合。若采用基孔制配合，如图 2-18 (b) 所示，销轴将做成阶梯状，这样既不便于加工，又不利于装配。若采用基轴制配合，如图 2-18 (c) 所示，销轴做成光轴，既方便加工，又利于装配。

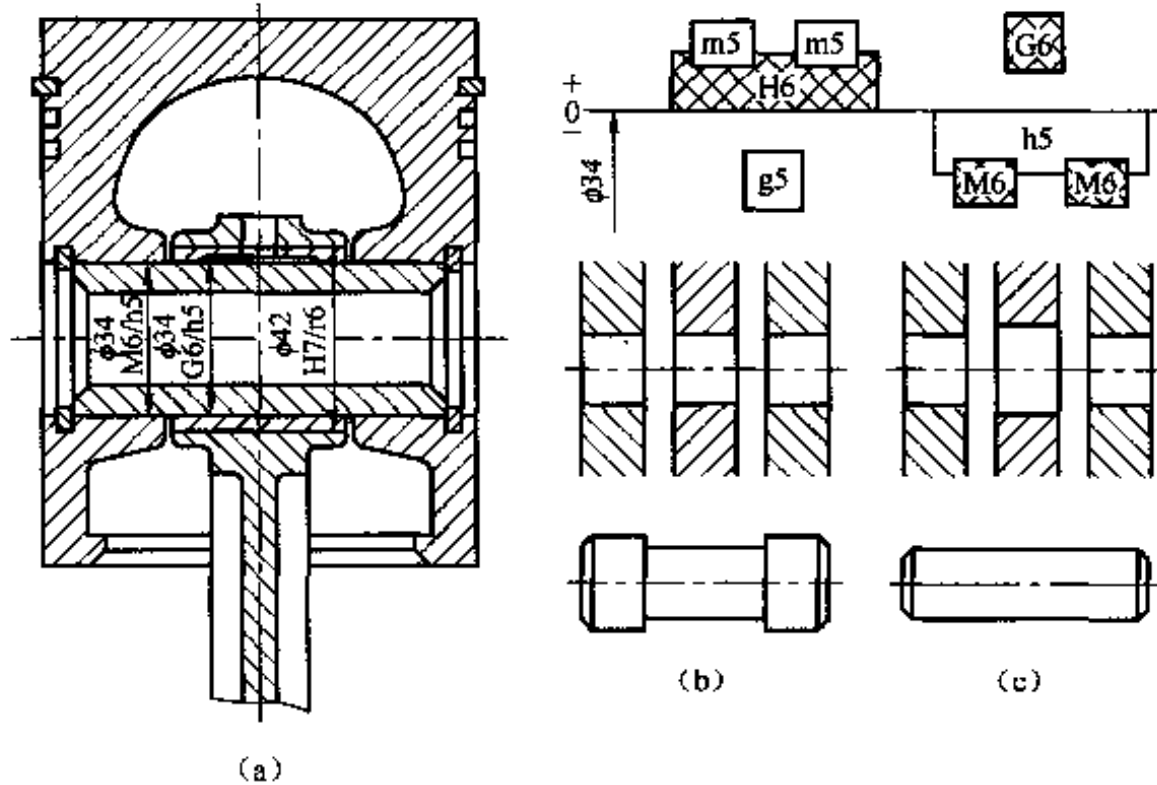


图 2-18 基准制选择示例之一

3. 与标准件配合时，应服从标准件的既定表面

标准件通常由专业工厂大量生产，在制造时其配合部位的基准制已确定。所以与其配合的轴和孔一定要服从标准件既定的基准制。例如，与滚动轴承内圈配合的轴应选用基孔制，而与滚动轴承外圈外径相配合的外壳孔应选用基轴制，如图 2-19 所示。

4. 在特殊需要时可采用非基准制配合

非基准制配合是指由不包含基本偏差 H 和 h 的任一孔、轴公差带组成的配合。图 2-19 所示为轴承座孔同时与滚动轴承外径和端盖的配合，滚动轴承是标准件，它与轴承座孔的配合应为基轴制过渡配合，选取轴承座孔公差带为  $\phi 110J7$ ，而轴承座孔与端盖的配合应为较低精度的间隙配合，座孔公差带已定为 J7，现在只能对端盖选定

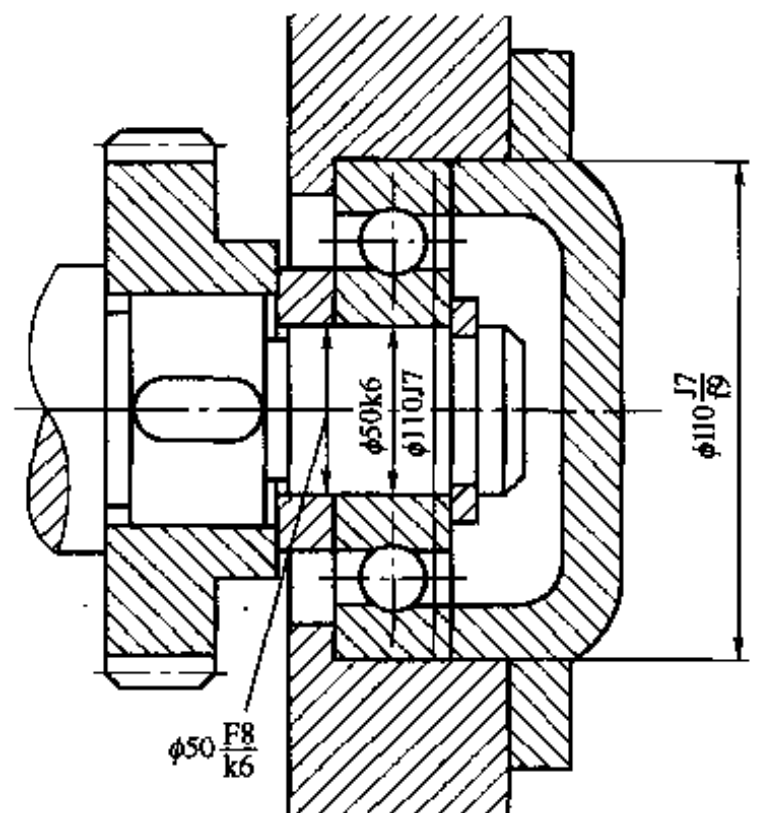


图 2-19 基准制选择示例之二

一个位于 J7 下方的公差带,以形成所要求的间隙配合。考虑到端盖的性能要求和加工的经济性,采用 f9 的公差带,最后确定端盖与轴承座孔之间的配合为  $\phi 110J7/f9$ 。

### 2.3.2 公差等级的选择

正确合理地选择公差等级,就是需要处理好零件的使用要求与制造工艺和成本之间的关系。选择公差等级的基本原则是,在满足零件使用要求的前提下,尽量选取较低的公差等级。

公差等级的选择常采用类比法,即参考从生产实践中总结出来的经验资料,联系待定零件的工艺、配合和结构等特点,经分析后再确定公差等级。其一般过程如下。

(1) 了解各个公差等级的应用范围。可参考表 2-10 和附录中的附表 3。

表 2-10 公差等级的应用

应用	公差等级 (IT)																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
量块	—	—	—																	
量规			—	—	—	—	—	—	—											
配合尺寸							—	—	—	—	—	—	—	—						
特别精密的配合				—	—	—	—													
非配合尺寸														—	—	—	—	—	—	—
原材料尺寸										—	—	—	—	—	—	—				

(2) 掌握配合尺寸公差等级的应用情况。可参考表 2-11。

表 2-11 配合尺寸公差等级的应用

公差等级	重要处		常用处		次要处	
	孔	轴	孔	轴	孔	轴
精密机械	IT4	IT4	IT5	IT5	IT7	IT6
一般机械	IT5	IT5	IT7	IT6	IT8	IT9
较粗机械	IT7	IT6	IT8	IT9	IT10-IT12	

(3) 熟悉各种工艺方法的加工精度。公差等级与加工方法的关系如表 2-12 所示。要慎重选择使用高精度公差等级,否则会使加工成本急剧增加。

表 2-12 各种加工方法可能达到的公差等级

加工方法	公差等级 (IT)																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
研磨	—	—	—	—	—	—	—													
珩						—	—	—	—											
圆磨							—	—	—	—										
平磨							—	—	—	—										
金刚石车							—	—	—											
金刚石镗							—	—	—											
拉削							—	—	—	—										
铰孔								—	—	—	—	—								
车									—	—	—	—	—							

续表

加工方法	公差等级 (IT)																				
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
镗									—	—	—	—	—								
铣										—	—	—	—								
刨、插												—	—								
钻												—	—	—	—						
液压、挤压												—	—								
冲压												—	—	—	—	—					
压铸													—	—	—	—					
粉末冶金成形									—	—	—										
粉末冶金烧结									—	—	—	—									
砂型铸造、气割																			—	—	—
锻造																			—	—	

(4) 注意孔、轴配合时的工艺等价性 孔和轴的工艺等价性是指孔和轴加工难易程度应相同。在公差等级 $\leq 8$ 级时,从目前来看,中小尺寸的孔加工比相同尺寸、相同等级的轴加工要困难,加工成本也要高些,其工艺是不等价的。为了使组成配合的孔、轴工艺等价,其公差等级应按优先常用配合(见表2-7、表2-8)孔、轴相差一级选用,这样就可保证孔轴工艺等价。当然,在实践中如有必要仍允许同级组成配合。按工艺等价选择公差等级可参考表2-13。

表 2-13 按工艺等价性选择轴的公差等级

要求配合	条件: 孔的公差等级	轴应选的公差等级	实例
间隙配合 过渡配合	$\leq IT8$	轴比孔高一级	H7/f6
	$> IT8$	轴与孔同级	H9/d9
过盈配合	$\leq IT7$	轴比孔高一级	H7/p6
	$> IT7$	轴与孔同级	H8/s8

精度要求不高的配合允许孔、轴的公差等级相差2~3级,如图2-19中轴承端盖凸缘与箱体外壳孔的配合代号为 $\phi 110J7/f9$ ,孔、轴的公差等级相差2级。

### 2.3.3 配合的选择

标准规定有间隙、过渡和过盈三类配合,在选择配合时,要了解各类配合的特性。如间隙配合主要用于孔、轴间活动连接,间隙大小影响孔、轴相对运动的活动程度;过渡配合用于孔、轴间的定位连接,它可保证结合零件有很好的对中性,并便于拆卸和装配;过盈配合用于孔、轴间无相对运动的紧固连接。

在实际生产中,广泛应用的选择方法是类比法,其一般步骤如下。

(1) 按表2-14确定大体方向(初选)。

由表2-14可知,当孔、轴间有相对运动时,应选间隙配合。当孔、轴间无相对运动时,应根据具体工作条件不同,从三类配合中选取:若要求传递足够大的扭矩,且不要求拆卸时,一般应选过盈配合;若需要传递一定的扭矩,但要求能够拆卸,应选用过渡配合;若对同轴度要求不高,只是为了装配方便,则应选取间隙配合。

表 2-14 配合类别选择的大体方向

无相对运动	要传递转矩	要精确同轴	永久结合	过盈配合
			可拆结合	过渡配合或基本偏差为 H(h) <sup>②</sup> 的间隙配合加紧固件 <sup>①</sup>
	不需要传递转矩		不要精确同轴	间隙配合加紧固件 <sup>①</sup>
有相对运动	只有移动			基本偏差为 H(h)、G(g) <sup>②</sup> 等间隙配合
	转动或转动和移动复合运动			基本偏差 A~F(a~f) <sup>②</sup> 等间隙配合

注：① 紧固件指键、销钉和螺钉等。

② 指非基准件的基本偏差代号。

(2) 按表 2-15、表 2-16 和表 2-17 确定 (精选)。

表 2-15 尺寸至 500mm 常用和优先间隙配合的特征及应用

配合种类 基准件	基本偏差	轴 或 孔																	
		a	A	b	B	c	C	d	D	e	E	f	F	g	G	h	H		
H6	h5											$\frac{H6}{f5}$	$\frac{F6}{h5}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{G6}{h5}$	$\frac{H6}{h5}$			
H7	h6											$\frac{H7}{f6}$	$\frac{F7}{h6}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$			
H8	h7									$\frac{H8}{e7}$	$\frac{E8}{h7}$	$\frac{H8}{f7}$	$\frac{F8}{h7}$	$\frac{H8}{g7}$		$\frac{H8}{h7}$			
	h8							$\frac{H8}{d8}$	$\frac{D8}{h8}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{E8}{h8}$	$\frac{H8}{f8}$	$\frac{F8}{h8}$			$\frac{H8}{h8}$			
H9	h9					$\frac{H9}{c9}$		$\frac{H9}{d9}$	$\frac{D9}{h9}$	$\frac{H9}{e9}$	$\frac{E9}{h9}$	$\frac{H9}{f9}$	$\frac{F9}{h9}$			$\frac{H9}{h9}$			
H10	h10					$\frac{H10}{c10}$		$\frac{H10}{d10}$	$\frac{D10}{h10}$							$\frac{H10}{h10}$			
H11	h11	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{H11}{d11}$	$\frac{D11}{h11}$							$\frac{H11}{h11}$			
H12	h12			$\frac{H12}{b12}$	$\frac{B12}{h12}$											$\frac{H12}{h12}$			
摩擦类型		紊流液体摩擦					层流液体摩擦					半液体摩擦							
配合间隙		特别大	特大	很大			较大			适中	较小	很小极端情况为零							
应用场合		用于高温或工作时要求大间隙的配合，一般很少应用				用于缓慢、松弛的动配合；用于工作条件较差（如农业机械），受力变形，或为了便于装配而需要大间隙的配合；高温时的动配合				用于高速、重载的滑动轴承或大直径的滑动轴承；由于间隙较大，也可用于大跨距或多支点支承的配合				用于一般转速转动配合；当温度影响不大时，广泛地应用在普通润滑油（或润滑脂）润滑支承处		最适合于不回转的精密滑动配合或用于缓慢间歇回转的精密配合		用于不同精度要求的一般定位配合或缓慢移动和摆动配合	

注：带▴的配合为优先配合。



表 2-16 尺寸至 500mm 常用和优先过渡配合的特征及应用

配合种类 基准件		基本偏差		轴 与 孔							
		js	Js	k	K	m	M	n	N	p	t
H6	h5	$\frac{H6}{js5}$	$\frac{Js6}{h5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{K6}{h5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{M6}{h5}$	$\frac{H6}{n5}$			
H7	h6	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{Js7}{h6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{H7}{p6}$	
H8	h7	$\frac{H8}{js7}$	$\frac{Js8}{h7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{K8}{h7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{H8}{n7}$	$\frac{N8}{h7}$	$\frac{H8}{p7}$	$\frac{H8}{r7}$
出现过盈百分率		低 $\xrightarrow{\hspace{10em}}$ 高									
应用场合		用于易于装拆的定位配合或加紧固件可传递一定静载荷的配合		用于稍有振动的定位配合, 加紧固件可传递一定的载荷, 装拆尚方便		用于定位精度较高且能抗振的定位配合, 加键能传递较大的载荷, 一般可用木锤装配, 但在最大过盈时要求相当的压入力		用于精确定位或紧密组件的配合, 加键能传递大扭矩或冲击性载荷, 由于拆卸较难, 一般大修理时才拆卸的配合		加键后能传递很大扭矩、振动及冲击的配合; 因拆卸困难故用于装配后不再拆卸的配合	

注: ①  $\frac{H6}{n5}$ 、 $\frac{H7}{p6}$  当基本尺寸大于 3mm 和  $\frac{H8}{r7}$  当基本尺寸大于 100mm 时, 为过盈配合。

② 带 ▽ 的配合为优先配合。

表 2-17 尺寸至 500mm 常用和优先过盈配合的特征及应用

配合种类 基准件		基本偏差		轴 或 孔																	
		n	N	p	P	r	R	s	S	t	T	u	U	v	V	x	X	y	Y	z	Z
H6	h5	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{N6}{h5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{P6}{h5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{R6}{h5}$	$\frac{H6}{s5}$	$\frac{S6}{h5}$	$\frac{H6}{t5}$	$\frac{T6}{h5}$										
H7	h6			▽ $\frac{H7}{p6}$	▽ $\frac{P7}{h6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{T7}{h6}$	▽ $\frac{H7}{u6}$	▽ $\frac{U7}{h6}$	$\frac{H7}{v6}$		$\frac{H7}{x6}$		$\frac{H7}{y6}$		$\frac{H7}{z6}$	
H8	h7					$\frac{H8}{r7}$		$\frac{H8}{s7}$		$\frac{H8}{t7}$		$\frac{H8}{u7}$									
配合类型	轻型				中型				重型				特重型								
装配方法	用手锤或压力机				用压力机, 热胀孔或冷缩轴法				用热胀孔或冷缩轴法				用热胀孔或冷缩轴法								
应用场合	用于精确的定位配合。上列多数配合不能靠过盈产生的紧固性传递载荷。要传递扭矩或轴向力时, 要加紧固件				在传递较小扭矩或轴向力时不需加紧固件; 若承受较大载荷或动载荷时, 应加紧固件				不加紧固件能传递和承受大的扭矩和动载荷, 但材料的许用应力要大				能传递和承受很大的扭矩和动载荷, 目前使用的经验和资料还很少, 须经试验后才可应用								

注: ①  $\frac{H6}{n5}$ 、 $\frac{H7}{p6}$  当基本尺寸小于等于 3mm 和  $\frac{H8}{r7}$  当基本尺寸小于等于 100mm 时, 为过渡配合。

② 带 ▽ 的配合为优先配合。

归纳起来, 间隙配合的选择主要看运动的速度、承受载荷、定心要求和润滑要求。相对运动速度高, 工作温度高, 则间隙应选大一些; 相对运动速度低, 如一般只作低速的相对运

动, 则间隙可选小一些。

过盈配合的选择主要根据扭矩的大小以及是否加紧固件与拆装困难程度等要求, 无紧固件的过盈配合, 其最小过盈量产生的结合力应保证能传递所需的扭矩和轴向力; 而最大过盈量产生的内应力不许超出材料的屈服强度。

过渡配合的选择主要根据定心要求与拆装等情况。对于定位配合, 要保证不松动; 如需要传递扭矩, 则还需加键、销等紧固件; 经常拆装的部位要比不经常拆装的配合松些。

(3) 按表 2-18 和表 2-19 调整。

表 2-18 对选择的间隙配合的调整

具体情况	间隙的增大或减小	具体情况	间隙的增大或减小
工作温度 { 孔高于轴时 轴高于孔时	减小 增大	两支承距离较大或多支承时	增大
表面粗糙度值较大时	减小	支承间同轴度误差大时	增大
润滑油黏度较大时	增大	生产类型 { 单件小批生产时 大批大量生产时	增大 减小
定心精度较低时	增大		

表 2-19 对选择的过盈配合的调整

具体情况	过盈的增或减	具体情况	过盈的增或减
材料强度小时	减	配合长度较大时	减
经常拆卸	减	配合面形位误差较大时	减
有冲击载荷	增	装配时可能歪斜	减
工作时温度 { 孔高于轴时 轴高于孔时	增 减	转速很高时 表面粗糙度值较大时	增

(4) 工程中常用机构的配合如图 2-20 所示。现简要说明如下。

① 图 2-20 (a) 所示为车床尾座和顶尖套筒的配合, 套筒在调整时要在车床尾座孔中滑动, 需有间隙, 但在工作时要保证顶尖高的精度, 所以要严格控制间隙量以保证同轴度, 故选择了最小间隙为零的间隙定位配合 H/h 类。

② 图 2-20 (b) 所示为三角皮带轮与转轴的配合, 皮带轮上的力矩通过键连接作用于转轴上, 为了防止冲击和振动, 两配合件采用了轻微定心配合 H/js 类。

③ 图 2-20 (c) 所示为起重机吊钩铰链配合, 这类粗糙机械只要求动作灵活, 便于装配, 且多为露天作业, 对工作环境要求不高, 故采用了特大间隙低精度配合。

④ 图 2-20 (d) 所示为管道的法兰连接, 为使管道连接时能对准, 一个法兰上有一凸缘和另一法兰上的凹槽相结合, 用凸缘和凹槽的内径作为对准的配合尺寸。为了防止渗漏, 在凹槽底部放有密封填料, 并由凸缘将之压紧。凸缘和凹槽的外径处的配合本来只要求有一定间隙, 易于装配即可; 但由于凸缘和凹槽的外径在加工时, 不可避免地会产生相对于内径的同轴度误差, 所以在外径处采用大的间隙配合, 这里用的是 H12/h12。

⑤ 图 2-20 (e) 所示为内燃机排气阀与导管的配合, 由于气门导杆工作时温度很高, 为补偿热变形, 故采用很大间隙 H7/c6 配合, 以确保气门导杆不被卡住。

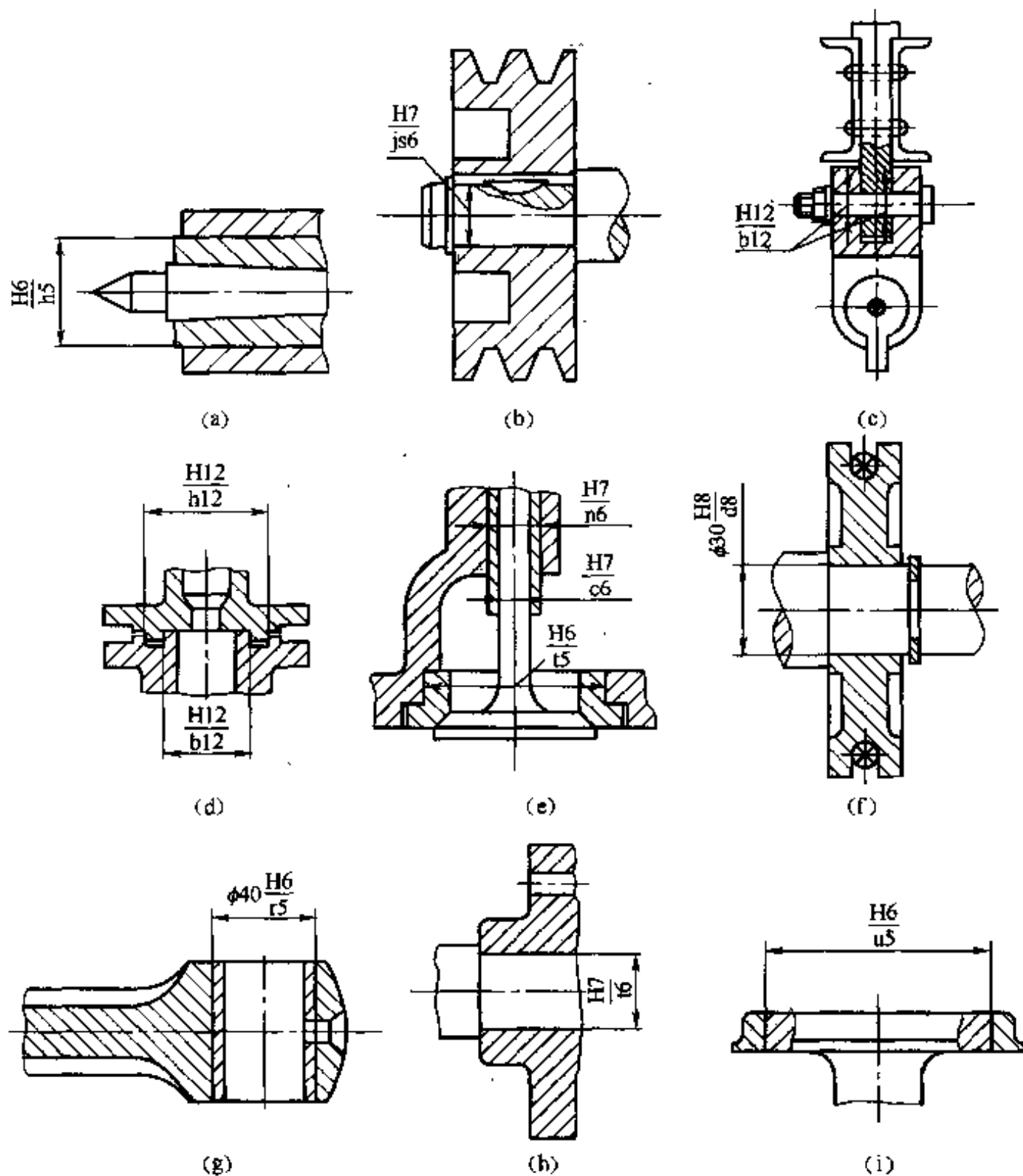


图 2-20 工程中常用机构的配合

⑥ 图 2-20 (f) 所示为滑轮与心轴的配合 (注: 心轴是只承受弯矩作用而不承受转矩作用的轴, 传动轴正好相反, 转轴则兼而有之, 既承受弯矩作用又承受转矩作用)。为使滑轮在心轴上能灵活转动, 宜采用较大的间隙配合, 故采用了  $H/d$  配合。机器中有些结合本来只需稍有间隙, 能有活动作用即可, 但为了补偿形位误差对装配的影响, 需增大间隙, 这时也常采用这种配合。

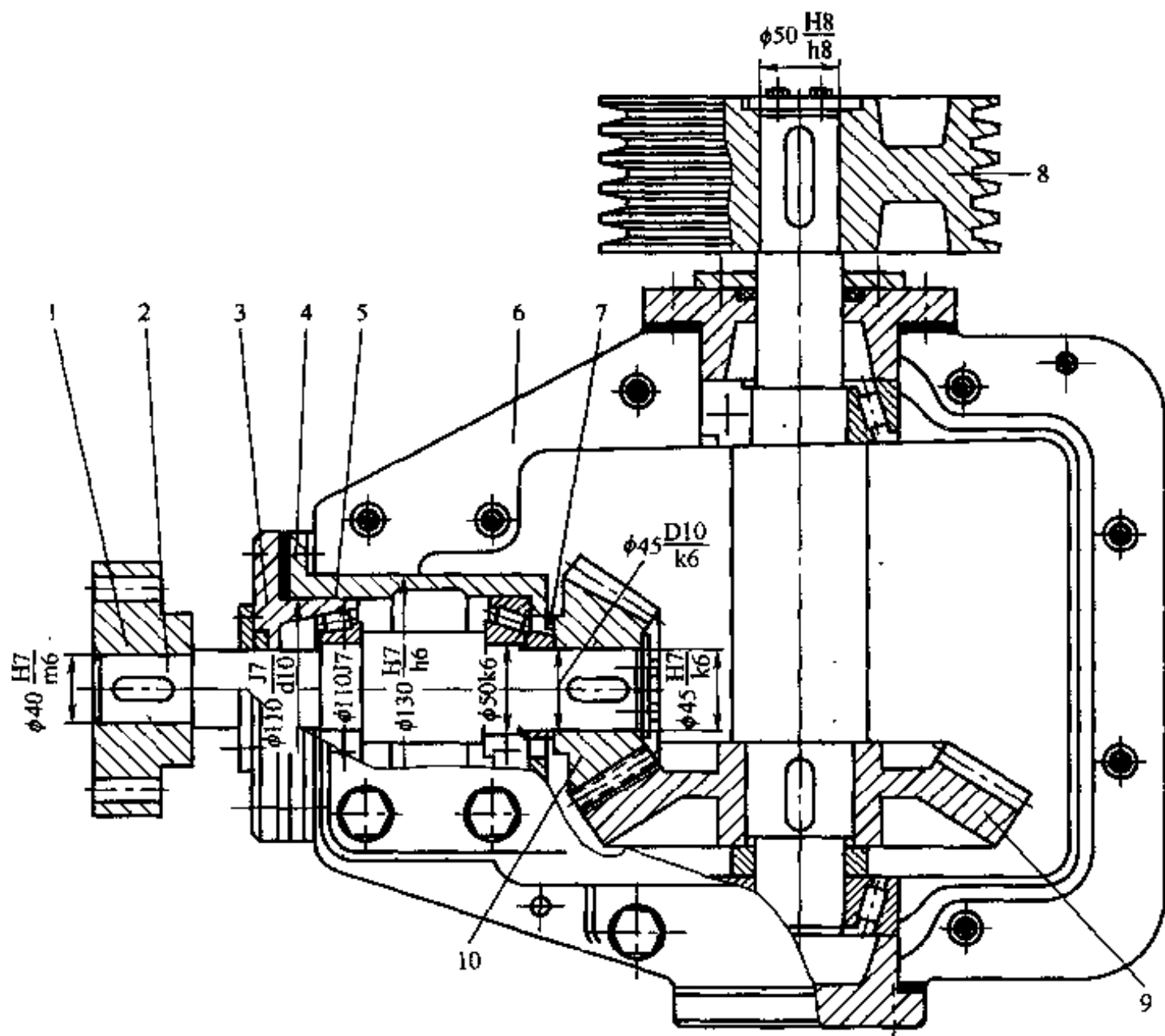
⑦ 图 2-20 (g) 所示为连杆小头孔与衬套的配合, 这类配合的过盈能产生足够大的夹紧力, 确保两相配件连为一个整体, 而又不致于在装配时压坏衬套。

⑧ 图 2-20 (h) 所示为联轴器与传动轴的配合, 这种配合过盈较大, 对钢和铸铁件适于作永久性结合, 图 2-20 (e) 中的内燃机阀座和缸头的配合也属于  $H/t$  类。

⑨ 图 2-20 (i) 所示为火车轮缘与轮毂的配合, 这种配合过盈量很大, 需用热套法装配, 且应验算在最大过盈时其内应力不许超出材料的屈服强度。

## 2.4 公差配合选用示例

**【例 2-2】** 锥齿轮减速器如图 2-21 所示, 已知传递的功率  $P=100\text{kW}$ , 中速轴转速  $n=750\text{r/min}$ , 稍有冲击, 在中小型工厂小批生产。试选择以下 4 处的公差等级和配合: ①联轴器 1 和输入端轴颈 2; ②带轮 8 和输出端轴颈; ③小锥齿轮 10 和轴颈; ④套杯 4 外径和箱体 6 座孔。



1—联轴器; 2—输入端轴颈; 3—轴承盖; 4—套杯; 5—轴承 T310;  
6—箱体; 7—隔套; 8—带轮; 9, 10—锥齿轮

图 2-21 锥齿轮减速器

解: 由于 4 处配合无特殊的要求, 所以优先采用基孔制。

(1) 联轴器 1 是用精制螺栓连接的固定式刚性联轴器, 为防止偏斜引起附加载荷, 要求对中性好; 又由于联轴器是中速轴上重要的配合件, 无轴向附加定位装置, 结构上采用紧固件, 故选用过渡配合  $\phi 40H7/m6$ 。

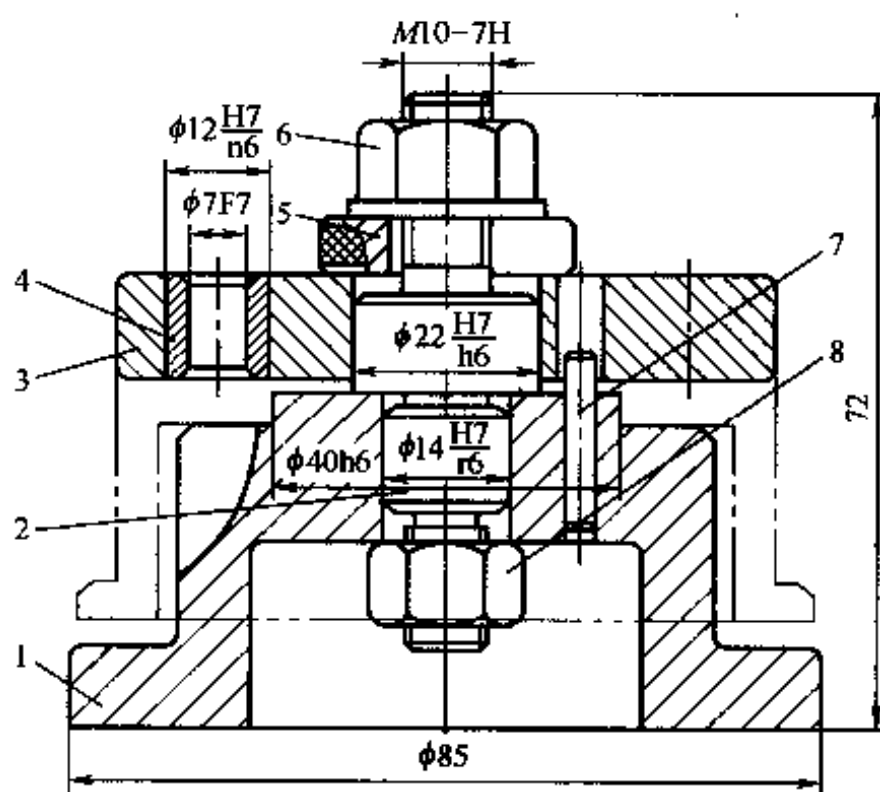
(2) 带轮 8 和输出轴轴颈配合与上述配合相比较, 定心精度因是挠性件传动, 因而要求不高, 且又有轴向定位件, 为便于装卸可选用  $H8/h7$  ( $h8, js7, js8$ ), 本例选用  $\phi 50H8/h8$ 。

(3) 小锥齿轮 10 内孔和轴颈, 是影响齿轮传动的重要配合, 内孔公差等级由齿轮精度

决定,一般减速器齿轮精度为8级,故基准孔为IT7。传递负载的齿轮和轴的配合,为保证齿轮的工作精度和啮合性能,要求准确对中,一般选用过渡配合加紧固件,可供选用的配合有H7/js6(k6、m6、n6,甚至p6、r6),至于采用哪种配合,主要考虑装卸要求、载荷大小、有无冲击振动、转速高低、批量生产等。此处为中速、中载、稍有冲击、小批量生产,故选用 $\phi 45\text{H}7/\text{k}6$ 。

(4)套杯4外径和箱体孔配合是影响齿轮传动性能的重要部位,要求准确定心;但考虑到调整锥齿轮间隙而轴向移动的要求,为便于调整,故选用最小间隙为零的间隙定位配合 $\phi 130\text{H}7/\text{h}6$ 。

**【例 2-3】** 图 2-22 所示为钻孔用夹具(又称钻模)。钻模板 3 上装有固定钻套 4,以引导钻头对准被加工零件中心。试选择以下 4 处的公差等级和配合:①钻套与钻模板;②钻套内孔与钻头;③定位轴与底座;④定位轴与钻模板。



1—底座; 2—轴; 3—钻模板; 4—钻套;  
5—垫圈; 6—螺母; 7—圆柱销; 8—螺母

图 2-22 钻模

解: (1) 基准制的选择

对钻头与钻套内孔的配合,因钻头属于定值刀具,可视为标准件,故与钻套内孔的配合应采用基轴制,其余 3 处无特殊要求,应优先选用基孔制。

(2) 公差等级的选择

参看表 2-11,钻模夹具各元件的连接可按一般机械的常用处选用,即孔用 IT7,轴用 IT6。本例中钻模板两内孔、底座内孔均按 IT7 选用,而钻套外圆和定位心轴外圆均按 IT6 选用。

(3) 配合的选择

① 钻套外圆与钻模板内孔的配合要求连接牢固,在轻微冲击负荷下不会发生松动,为了保证定位精度,采用了精确定心配合 H/n 类,本例配合选为 $\phi 12 \frac{\text{H}7}{\text{n}6}$ 。

② 底座与钻模板靠定位心轴连接成一整体,为了保证定心精度和连接牢固(参见表 2-15 和表 2-17),两处配合分别选择了间隙定位配合 $\phi 22 \frac{\text{H}7}{\text{h}6}$ 和中压定心配合 $\phi 14 \frac{\text{H}7}{\text{r}6}$ 。

③ 钻套内孔因要引导钻头进给, 既要保证一定的导向精度, 又要防止间隙过小而被卡住, 故选择适中间隙为宜。参见表 2-15, 本例选为  $\phi 7F7$ 。

**【例 2-4】** 图 2-23 所示为发动机中的铝制活塞在钢制汽缸孔内高速往复运动, 其工作间隙要求为  $80 \sim 220 \mu\text{m}$ 。工作时, 汽缸的温度  $t_H = 110^\circ\text{C}$ , 活塞的温度  $t_s = 180^\circ\text{C}$ 。汽缸材料的线膨胀系数  $\alpha_H = 12 \times 10^{-6}/\text{K}$ , 活塞材料的线膨胀系数  $\alpha_s = 24 \times 10^{-6}/\text{K}$ , 已知活塞与汽缸的基本尺寸为  $\phi 80\text{mm}$ , 试确定活塞与汽缸孔的尺寸偏差。

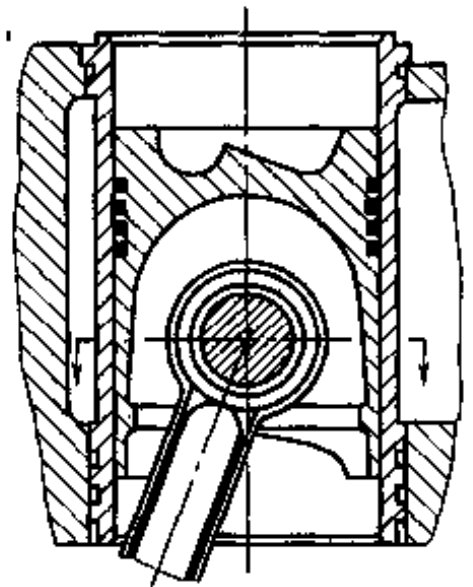


图 2-23 活塞与汽缸孔的配合

解: (1) 确定基准制

由题意可知, 无特殊要求, 优先选用基孔制。

(2) 确定孔、轴公差等级

由于  $T_f = X_{\max} - X_{\min} = (220 - 80) \mu\text{m} = 140 \mu\text{m}$

又因为  $T_f = T_D + T_d = 140 \mu\text{m}$

按  $T_D = T_d = T_f / 2 = 70 \mu\text{m}$  (估计值)

查表 2-3 可知:  $IT8 = 46 \mu\text{m}$ ,  $IT9 = 74 \mu\text{m}$

考虑工艺等价性, 所以选取汽缸孔  $T_D = IT9 = 74 \mu\text{m}$ ,  $T_d = IT8 = 46 \mu\text{m}$ 。

同时验算:  $T_f' = IT9 + IT8 = 120 \mu\text{m}$

因为  $T_f' < T_f$ , 所以符合要求。故基准孔的公差带代号为  $\phi 80H9 \left( \begin{smallmatrix} +0.074 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$ 。

(3) 确定轴的尺寸偏差

由公式  $X_{\min} = EI - es$

求得:

$$es = EI - X_{\min} = -80 \mu\text{m}$$

查表 2-4 可知轴的基本偏差数值 ( $es = -80 \mu\text{m}$ ) 在  $e$  ( $es = -60 \mu\text{m}$ ) 和  $d$  ( $es = -100 \mu\text{m}$ ) 之间。

为了确保工作时不因间隙偏小导致磨损, 所以非基准件轴的代号暂定为  $\phi 80d8 \left( \begin{smallmatrix} -0.080 \\ -0.126 \end{smallmatrix} \right)$ 。

(4) 计算热变形所引起的间隙变化量

$$\begin{aligned} \Delta X &= D[\alpha_H(t_H - t) - \alpha_s(t_s - t)] \\ &= 80 \times [12 \times 10^{-6} \times (110 - 20) - 24 \times 10^{-6} \times (180 - 20)] \\ &= -0.22 \text{mm} = -220 \mu\text{m} \end{aligned}$$

以上计算结果为负值, 说明工作间隙因受热变形而减小。为了补偿热变形, 必须在轴的上、下偏差中加入补偿值  $\Delta X$ , 即

$$es' = es + \Delta X = (-80 - 220) = -300 \mu\text{m}$$

$$ei' = ei + \Delta X = (-126 - 220) = -346 \mu\text{m}$$

(5) 计算汽缸孔与活塞的尺寸偏差

汽缸:  $\phi 80 \begin{smallmatrix} +0.074 \\ 0 \end{smallmatrix} \text{mm}$

活塞:  $\phi 80 \begin{smallmatrix} -0.300 \\ -0.346 \end{smallmatrix} \text{mm}$



## 思考题与习题

- 2-1 什么是极限尺寸？什么是实际尺寸？二者关系如何？
- 2-2 什么是标准公差？什么是基本偏差？二者各自的作用是什么？
- 2-3 试述尺寸公差与尺寸偏差的异同点。
- 2-4 什么是配合？当基本尺寸相同时，如何判断孔、轴配合性质的异同？
- 2-5 间隙配合、过渡配合、过盈配合各适用于何种场合？
- 2-6 什么是基准制？国标规定了几种基准制？如何正确选择基准制？
- 2-7 国标规定了多少个公差等级？选择公差等级的基本原则是什么？其一般过程有哪几步？
- 2-8 如何用类比法选择配合的种类及代号？大致有哪几个步骤？
- 2-9 什么是线性尺寸的一般公差？它分为哪几个公差等级？如何确定其极限偏差？
- 2-10 已知一孔、轴配合，图样上标注为孔 $\phi 30^{+0.033}_0$ 、轴 $\phi 30^{+0.029}_{+0.008}$ 。试作出此配合的尺寸公差带图，并计算孔、轴极限尺寸及配合的极限间隙或极限过盈，判断配合性质。
- 2-11 不查表，试直接判别下列各组配合的配合性质是否完全相同：
- ①  $\phi 18 \frac{H6}{f5}$  与  $\phi 18 \frac{F6}{h5}$ ； ②  $\phi 30 \frac{H7}{m6}$  与  $\phi 30 \frac{M7}{h6}$ ； ③  $\phi 50 \frac{H8}{t7}$  与  $\phi 50 \frac{T8}{h7}$ 。

## 第3章 测量技术基础

- 课前导读** 本章主要介绍测量技术方面的基本知识,包括量值传递系统、量块基本知识、测量器具的基本计量参数、测量误差的特点及分类、测量误差的处理方法及测量结果的数据处理等。
- 基础知识** 测量方法的分类和计量器具的基本度量指标。
- 重点知识** 测量误差的基本类型及其处理原则。
- 难点知识** 测量误差的来源及其减少措施。

### 3.1 概 述

#### 3.1.1 测量与检验

检测是测量与检验的总称。测量是指被测量与作为测量单位的标准量进行比较,从而求出比值的过程。而检验则是判断零件是否合格而不需要测出具体数值。

一个完整的测量过程应包括如下4个要素。

##### 1. 测量对象

我们研究的测量对象是几何量,即长度、角度、形状、位置、表面粗糙度以及螺纹、齿轮等零件的几何参数。

##### 2. 测量单位

我国采用的法定计量单位是:长度的计量单位为米(m),角度单位为弧度(rad)和度( $^{\circ}$ )、分(')、秒(")。在机械零件制造中,常用的长度计量单位是毫米(mm);在几何量精密测量中,常用的长度计量单位是微米( $\mu\text{m}$ );在超精密测量中,常用的长度计量单位是纳米(nm)。

##### 3. 测量方法

测量时所采用的测量原理、测量器具和测量条件的总和称为测量方法。

##### 4. 测量精度

测量结果与被测量真值的一致程度即测量精度。为了保证测量精度,除了合理地选择测量器具和测量方法外,还应正确估计测量误差的性质和大小,以保证测量结果具有较高的置信度。

#### 3.1.2 长度基准与尺寸传递

根据1983年第17届国际计量大会的决议,规定米的定义为:米是光在真空中

1/299792458s 的时间间隔内所经过的距离。米定义的复现主要采用稳频激光，我国采用碘吸收稳定的  $0.663\mu\text{m}$  氮氛激光辐射作为波长标准来复现“米”。

用光波波长作为长度基准，不便于在生产中直接应用。为了保证量值统一，必须把长度基准的量值向下传递，如图 3-1 所示。其中一个系统是端面量具（量块）系统，另一个是刻线量具（线纹尺）系统。

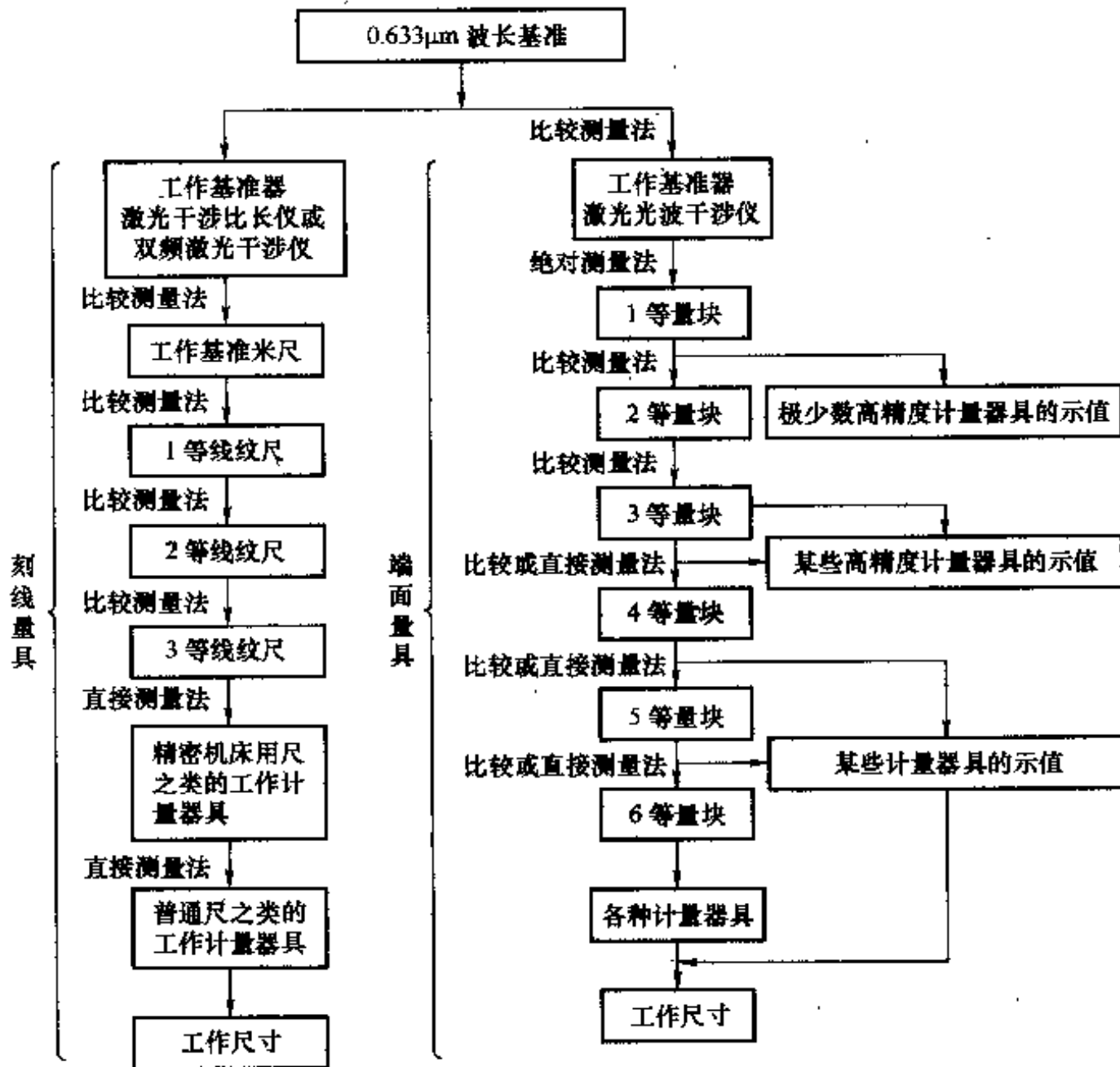


图 3-1 长度基准的量值传递系统

### 3.1.3 量块

量块又叫块规，是无刻度的端面量具，用铬锰合金钢制成，线膨胀系数小，不易变形，且耐磨性能好。量块的形状有长方体和圆柱体两种，常用的是长方体，如图 3-2 所示。

量块上有两个平行的测量面，这两个测量面极为光滑、平整，具有研合性。量块一个测量面上的一点至与此量块另一测量面相研合的辅助体表面之间的垂直距离称为量块长度。量块一个测量面上任意一点的量块长度称为量块任意点长度  $L_i$ 。量块一个测量面上中心点的长度称为量

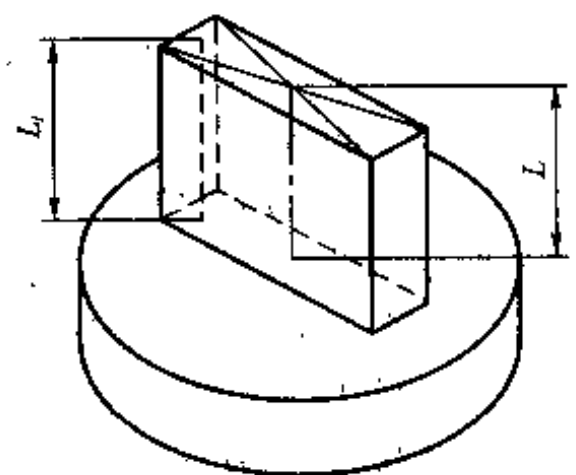


图 3-2 量块工作面与平晶研合

块中心长度  $L$ 。量块上标出的尺寸称为量块标称长度  $l$ 。

量块的长度实测值与标称长度之差称为量块的长度偏差。量块测量面上最大与最小量块长度之差称为量块长度变动量（即  $L_v=L_{\max}-L_{\min}$ ）。量块长度偏差的允许值（极限偏差  $\pm D$ ）和量块长度变动量的允许值  $T_v$  均列在表 3-1 和表 3-2 中。

表 3-1 各级量块的精度指标（摘自 GB/T 6093—2001）

标称长度 $l/\text{mm}$		量块制造精度									
		0 级		K 级		1 级		2 级		3 级	
		长度/ $\mu\text{m}$									
大于	到	极限 偏差 $\pm D$	变动量 允许值 $T_v$	极限 偏差 $\pm D$	变动量 允许值 $T_v$	极限 偏差 $\pm D$	变动量 允许值 $T_v$	极限 偏差 $\pm D$	变动量 允许值 $T_v$	极限 偏差 $\pm D$	变动量 允许值 $T_v$
	10	0.12	0.10	0.20	0.05	0.20	0.16	0.45	0.30	1.00	0.50
10	25	0.14	0.10	0.30	0.05	0.30	0.16	0.60	0.30	1.20	0.50
25	50	0.20	0.10	0.40	0.06	0.40	0.18	0.80	0.30	1.60	0.55
50	75	0.25	0.12	0.50	0.06	0.50	0.18	1.00	0.35	2.00	0.55
75	100	0.30	0.12	0.60	0.07	0.60	0.20	1.20	0.35	2.50	0.60
100	150	0.40	0.14	0.80	0.08	0.80	0.20	1.60	0.40	3.00	0.65
150	200	0.50	0.16	1.00	0.09	1.00	0.25	2.00	0.40	4.00	0.70
200	250	0.60	0.16	1.20	0.10	1.20	0.25	2.40	0.45	5.00	0.75

表 3-2 各等量块的精度指标（仅供参考）

标称长度 $l/\text{mm}$		量块检定精度											
		1 等		2 等		3 等		4 等		5 等		6 等	
		长度/ $\mu\text{m}$											
大于	到	测量的 不确定 度允许 值 $\pm$	变动量 允许值 $T_v$	测量的 不确定 度允许 值 $\pm$	变动量 允许值 $T_v$	测量的 不确定 度允许 值 $\pm$	变动量 允许值 $T_v$	测量的 不确定 度允许 值 $\pm$	变动量 允许值 $T_v$	测量的 不确定 度允许 值 $\pm$	变动量 允许值 $T_v$	测量的 不确定 度允许 值 $\pm$	变动量 允许值 $T_v$
0.5		0.02	0.05	0.06	0.10	0.11	0.16	0.22	0.30	0.6	0.5	2.1	0.5
0.5	10												
10	25	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.16	0.25	0.30	0.6	0.5	2.3	0.5
25	50	0.03	0.06	0.08	0.10	0.15	0.18	0.30	0.30	0.8	0.55	2.6	0.55
50	75	0.04	0.06	0.09	0.12	0.18	0.18	0.35	0.35	0.9	0.55	2.9	0.55
75	100	0.04	0.07	0.10	0.12	0.20	0.20	0.40	0.35	1.0	0.6	3.2	0.6
100	150	0.05	0.08	0.12	0.14	0.25	0.20	0.50	0.40	1.2	0.65	3.8	0.65
150	200	0.06	0.09	0.15	0.16	0.30	0.25	0.60	0.40	1.5	0.7	4.4	0.7
200	250	0.07	0.10	0.18	0.16	0.35	0.25	0.70	0.45	1.8	0.75	5.0	0.75

量块按制造精度分为 5 级，即 0、1、2、3、K 级，其中 0 级精度最高，3 级精度最低，K 级为校准级，用来校准 0、1、2 级量块。量块的“级”主要是根据量块长度极限偏差和量块长度变动量的允许值来划分的。量块按“级”使用时，以量块的标称长度作为工作尺寸。该尺寸包含了量块的制造误差，不需要加修正值，使用较方便，但不如按“等”使用的测量精度高。量块分级的精度指标见表 3-1。

量块按检定精度分为 1~6 等，其中 1 等精度最高，6 等精度最低。量块按“等”使用时，是以量块检定书列出的实测中心长度作为工作尺寸，该尺寸排除了量块的制造误差，只包含

检定时较小的测量误差。因此，量块按“等”使用比按“级”使用的测量精度高，量块分等的精度指标见表 3-2。

按“等”使用量块，在测量上需要加入修正值，虽麻烦一些，但消除了量块尺寸制造误差的影响，从而可用制造精度较低的量块进行较精密的测量。

利用量块的研合性，可根据实际需要，用多个尺寸不同的量块研合组成所需要的长度标准量，为保证精度，一般不超过 4 块。量块是成套制成的，每套包括一定数量不同尺寸的量块。表 3-3 列出了成套量块的标称尺寸构成。

表 3-3 成套量块尺寸表（摘自 GB/T 6093—2001）

套 别	总 块 数	尺寸系列/mm	间隔/mm	块 数
1	91	0.5		1
		1		1
		1.001, 1.002, ..., 1.009	0.001	9
		1.01, 1.02, ..., 1.49	0.01	49
		1.5, 1.6, ..., 1.9	0.1	5
		2.0, 2.5, ..., 9.5	0.5	16
		10, 20, ..., 100	10	10
2	83	0.5		1
		1		1
		1.005		1
		1.01, 1.02, ..., 1.49	0.01	49
		1.5, 1.6, ..., 1.9	0.1	5
		2.0, 2.5, ..., 9.5	0.5	16
		10, 20, ..., 100	10	10
3	46	1		1
		1.001, 1.002, ..., 1.009	0.001	9
		1.01, 1.02, ..., 1.09	0.01	9
		1.1, 1.2, ..., 1.9	0.1	9
		2, 3, ..., 9	1	8
		10, 20, ..., 100	10	10
4	38	1		1
		1.005		1
		1.01, 1.02, ..., 1.09	0.01	9
		1.1, 1.2, ..., 1.9	0.1	9
		2, 3, ..., 9	1	8
		10, 20, ..., 100	10	10

长度量块的尺寸组合一般采用消尾法，即选用一块量块应消去一位尾数。如尺寸 46.725mm 使用 91 块套的 4 块量块组合为  $46.725 = 1.005 + 1.22 + 4.5 + 40$ 。

量块常作为尺寸传递的长度标准和计量仪器示值误差的检定标准，也可作为精密机械零件测量、精密机床和夹具调整时的尺寸基准。

## 3.2 测量器具和测量方法的分类

### 3.2.1 测量器具的分类

测量器具（也称计量器具）是测量仪器和测量工具的总称。通常把没有传动放大系统的测量工具称为量具，如游标卡尺、直角尺和量规等；把具有传动放大系统的测量仪器称为量仪，如

机械比较仪、测长仪和投影仪等。也可按其测量原理、结构特点及用途等，分为以下4类。

#### (1) 基准量具

测量中用做标准量具，如基准米尺、量块、角度量块、直角尺和线纹尺等。

#### (2) 极限量规

一种没有刻度的，用以检验零件尺寸或形状、相互位置的专用检验工具。它只能判断零件是否合格，而不能读出具体的尺寸。

#### (3) 检验夹具

一种专用的检验工具，当配合各种比较仪时，用来检验更多和更复杂的参数。

#### (4) 通用测量器具

有刻度，能读出具体的数值。它有下列几种类型。

① 游标量具：游标卡尺、游标高度尺寸及游标量角器等。

② 螺旋测微量具：内、外径千分尺，深度千分尺等。

③ 机械量仪：杠杆齿轮比较仪、扭簧比较仪等。

④ 光学量仪：比较仪、测长仪、投影仪、干涉仪等。

⑤ 气动量仪：压力表式气动量仪、浮标式气动量仪等。

⑥ 电动量仪：电感式比较仪、电动轮廓仪等。

### 3.2.2 测量方法的分类

测量方法可以从不同角度进行不同的分类。

#### 1. 按所获得被测结果的方法分类

##### (1) 直接测量

指直接从计量器具上获得被测量的量值的测量方法。如用游标卡尺、千分尺或比较仪测量零件的直径或长度，如图3-3所示。

##### (2) 间接测量

指测量与被测量有一定函数关系的量，然后通过函数关系算出被测量的测量方法。图3-4所示为用间接法测量壁厚。

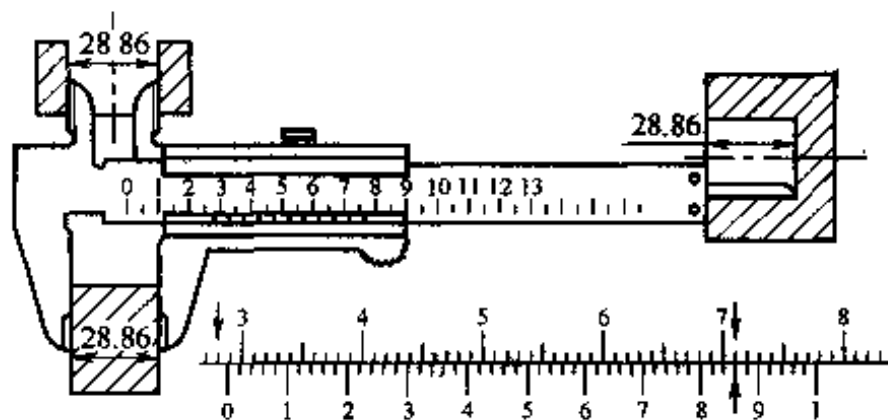


图 3-3 直接测量

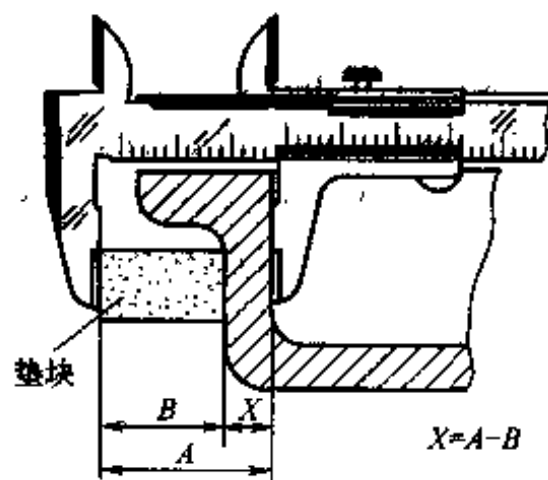


图 3-4 间接测量

为减少测量误差，一般都采用直接测量，必要时才采用间接测量。

#### 2. 按读数值是否为被测量的整个量值分类

##### (1) 绝对测量

指被测量的全值从计量器具的读数装置直接读出。如用游标卡尺、千分尺测量零件，其

尺寸由刻度尺上直接读出，如图 3-5 所示，千分尺测得轴径为 14.68mm。

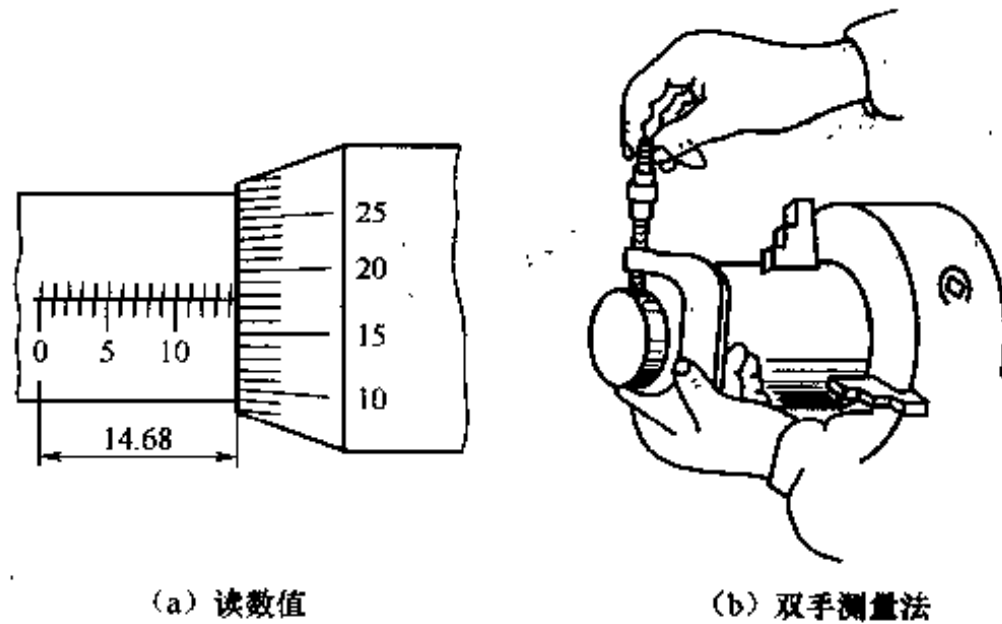


图 3-5 绝对测量

### (2) 相对测量

又称比较测量，是指从计量器具上仅读出被测量对已知标准量的偏差值，而被测量的量值为计量器具的示值与标准量的代数和。如用比较仪测量时，先用量块调整仪器零位，然后测量被测量，所获得的示值就是被测量相对于量块尺寸的偏差，如图 3-6 所示。

一般来说，相对测量的测量精度比绝对测量的测量精度高。

### 3. 按被测表面与计量器具的测量头是否有机接触分类

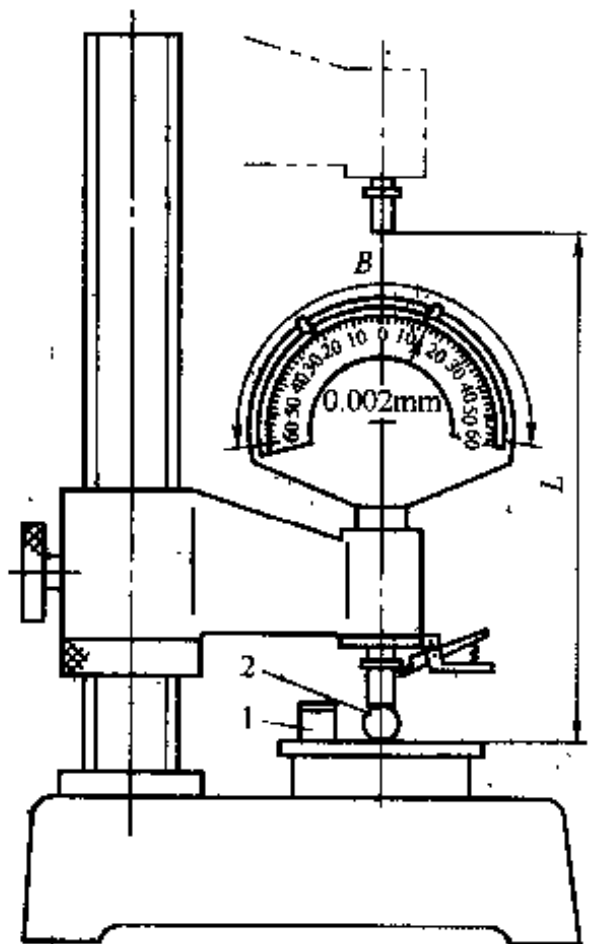
#### (1) 接触测量

指计量器具在测量时，其测头（测片）与被测表面直接接触的测量。图 3-7 所示为用塞尺测量间隙。

#### (2) 非接触测量

指计量器具的测头与被测表面不接触的测量。图 3-8 所示为用压痕法测量螺距。

接触测量有测量力，会引起被测表面和计量器具有关部位产生弹性变形，因而影响测量精度；非接触测量则无此影响。



1—量块；2—被测工件

图 3-6 相对测量

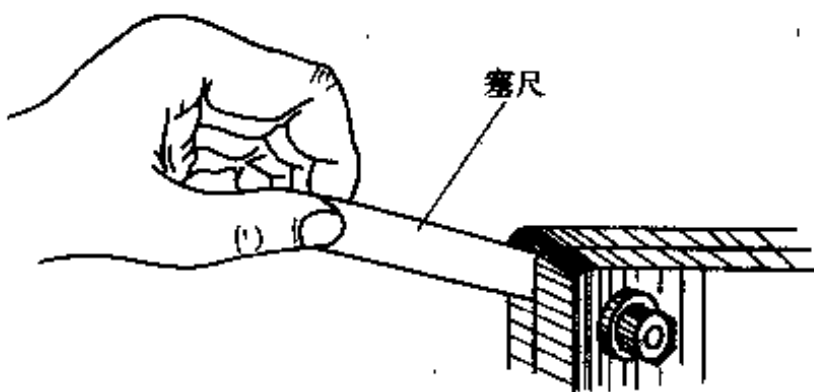


图 3-7 接触测量

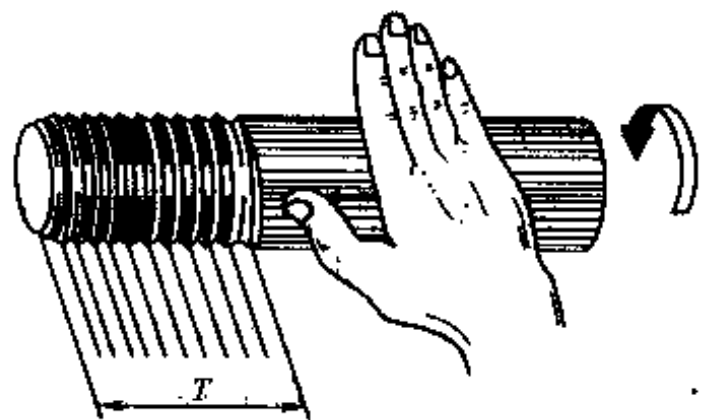


图 3-8 非接触测量



## 4. 按同时测量参数的多少分类

## (1) 单项测量

指分别测量工件的各个参数的测量,如分别测量螺纹的中径、螺距和牙型半角。图 3-9 所示为用螺纹千分尺测量螺纹实际单一中径。

## (2) 综合测量

指同时测量工件上某些相关的几何量的综合结果,以判断综合结果是否合格,如用螺纹通规检验螺纹的单一中径、螺距和牙型半角实际值的综合结果,即作用中径,如图 3-10 所示。

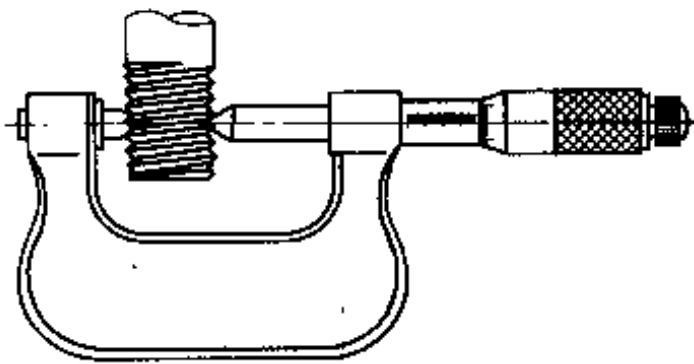


图 3-9 单项测量

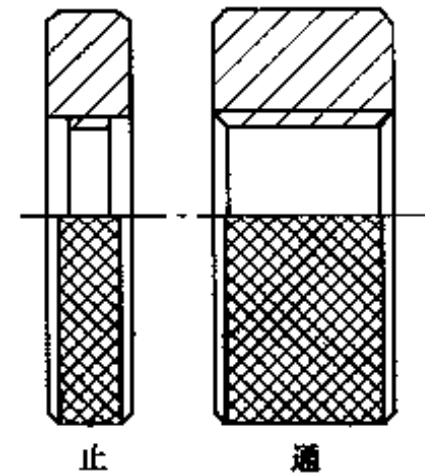


图 3-10 综合测量

单项测量的效率比综合测量低,但单项测量结果便于工艺分析。

## 5. 按测量在加工过程中所起的作用分类

## (1) 主动测量

指在加工过程中对零件的测量,其测量结果用来控制零件的加工过程,从而及时防止废品的产生。图 3-11 所示为用千分尺测量燕尾导轨的平行度。

## (2) 被动测量

指在加工后对零件进行的测量,其测量结果只能用来判断零件是否合格,仅限于发现并剔除废品。

主动测量使检测与加工过程紧密结合,以保证产品质量;被动测量是验收产品时的一种检测。

## 6. 按被测量在测量过程中所处的状态分类

## (1) 静态测量

指在测量时被测表面与计算器具的测量头处于静止状态,如用游标卡尺、千分尺测量零件的尺寸等。图 3-12 所示为用齿厚游标卡尺测量法向齿厚。

## (2) 动态测量

指测量时被测表面与计量器具的测量头之间处于相对运动状态,如用电动轮廓仪测量表面粗糙度等。

## 7. 按决定测量结果的全部因素或条件是否改变分类

## (1) 等精度测量

指决定测量精度的全部因素或条件都不变的测量,如由同一人员,使用同一台仪器,在同样的条件下,以同样的方法和测量次数,同样仔细地测量同一个量值的测量。

## (2) 不等精度测量

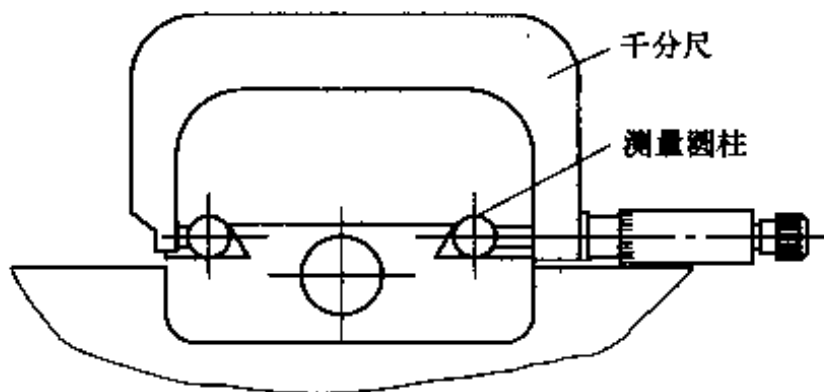


图 3-11 主动测量

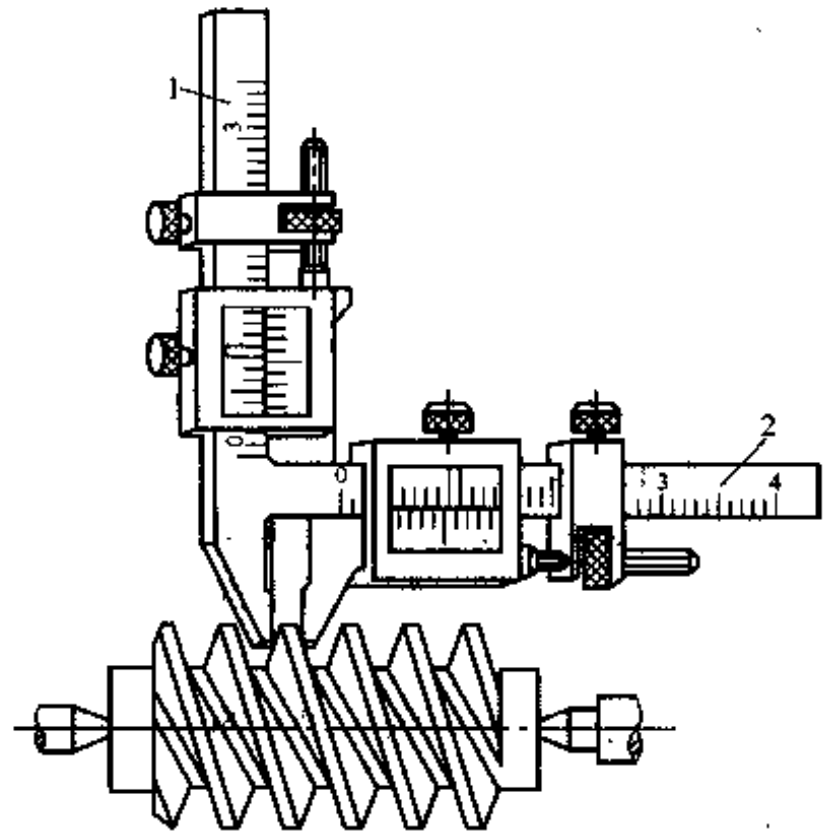


图 3-12 静态测量

指在测量过程中，决定测量精度的全部因素或条件可能完全改变或部分改变，如上述的测量当改变其中一个或几个甚至全部条件或因素的测量。

一般情况下都采用等精度测量。

### 3.2.3 计量器具的基本度量指标

度量指标是用来说明计量器具的性能和功用的。它是选择和使用计量器具，研究和判断测量方法正确性的依据。基本度量指标如下。

#### 1. 刻度间距

刻度间距 ( $a$ ) 是指计量器具的刻度尺或分度盘上相邻两刻线中心之间的距离。为了便于目视估计，一般刻度间距为  $1\text{mm}\sim 2.5\text{mm}$ 。

#### 2. 分度值

分度值 ( $i$ ) 又称刻度值，是指在测量器具的标尺或分度盘上，相邻两刻线间所代表的被测量的量值，如千分表的分度值为  $0.001\text{mm}$ ，百分表的分度值为  $0.01\text{mm}$ 。对于数显式仪器，其分度值称为分辨率。一般来说，分度值越小，计量器具的精度越高。

#### 3. 示值范围

示值范围 ( $b$ ) 是指计量器具所显示或指示的最小值到最大值的范围，如机械比较仪的示值范围为  $\pm 0.060\text{mm}$ 。

#### 4. 测量范围

测量范围 ( $B$ ) 是指计量器具所能测量零件的最小值到最大值的范围，如某一机械比较仪的测量范围为  $0\sim 180\text{mm}$ 。

#### 5. 灵敏度

灵敏度 ( $S$ ) 是计量器具对被测几何量微小变化的响应变化能力。若被测几何量的变化为  $\Delta x$ ，该几何量引起计量器具的响应变化能力为  $\Delta L$ ，则灵敏度  $S = \Delta L / \Delta x$ 。

当上式中分子和分母为同种量时，灵敏度也称为放大比 ( $K$ ) 或放大倍数，其数值等于

刻度间距  $a$  与分度值  $i$  之比, 即  $K=a/i$ 。

#### 6. 示值误差

示值误差是指计量器具上的示值与被测几何量的真值的代数差。一般来说, 示值误差越小, 计量器具的精度就越高。

#### 7. 修正值

修正值是指为了消除或减少系统误差, 用代数法加到测量结果上的数值, 其大小与示值误差的绝对值相等, 而符号相反。例如, 示值误差为  $-0.004\text{mm}$ , 则修正值为  $+0.004\text{mm}$ 。

#### 8. 测量重复性

测量重复性是指在相同的测量条件下, 对同一被测几何量进行多次测量时, 各测量结果之间的一致性, 通常以测量重复性误差的极限值 (正、负偏差) 来表示。

#### 9. 不确定度

不确定度是指由于测量误差的存在而对被测几何量量值不能肯定的程度, 它直接反映测量结果的置信度。

### 3.3 测量误差及数据处理

#### 3.3.1 测量误差的概念

在测量过程中, 由于计量器具本身的误差以及测量方法和测量条件的限制, 任何一次测量的测得值都不可能是被测几何量的真值, 两者存在着差异。这种差异在数值上则表现为测量误差。

测量误差有下列两种形式。

##### 1. 绝对误差

绝对误差  $\delta$  是指测量的量值  $x$  与其真值  $x_0$  之差的绝对值, 即

$$\delta = |x - x_0|$$

因此, 测量误差可能是正值, 也可能是负值。这样, 真值就可以用下列公式表示:

$$x_0 = x \pm \delta$$

利用上式, 可以由被测量的量值和测量误差来估算真值所在的范围。测量误差的绝对值越小, 则被测量的量值  $x$  就越接近真值  $x_0$ , 因此测量精度就越高; 反之, 测量精度就越低。

用绝对误差表示测量精度, 适用于评定或比较大小相同的被测量的测量精度。对于大小不相同的被测量, 则需要用相对误差来评定或比较它们的测量精度。

##### 2. 相对误差

相对误差  $f$  是指绝对误差  $\delta$  (取绝对值) 与真值  $x_0$  之比。由于真值不知道, 因此在实用中常以被测量的测得值  $x$  代替真值  $x_0$  进行估算, 即

$$f = \frac{|\delta|}{x_0} \approx \frac{|\delta|}{x}$$

相对误差是一个无量纲的数据, 常以百分比的形式表示。例如, 测量某两个轴颈尺寸分别为  $20\text{mm}$  和  $200\text{mm}$ , 它们的绝对误差都为  $0.02\text{mm}$ ; 但是, 它们的相对误差分别为  $f_1 =$

$0.02/20=0.1\%$ ,  $f_2=0.02/200=0.01\%$ , 故前者的测量精度比后者低。可见, 相对误差比绝对误差能更好地说明测量的精确程度。

### 3.3.2 测量误差的来源

产生测量误差的因素很多, 主要有以下几个方面。

#### 1. 计量器具的误差

计量器具的误差是指计量器具本身所具有的误差, 包括计量器具在设计、制造和使用过程中的各项误差, 这些误差的综合反映可用计量器具的示值精度或确定度来表示。

此外, 相对测量时使用的标准量, 如量块、线纹尺等误差, 也将直接反映到测量结果中。

#### 2. 测量方法误差

测量方法误差是指由于测量方法不完善而引起的误差, 包括计算公式不准确, 测量方法选择不当, 测量基准不统一, 工件安装不合理以及测量力等引起的误差。

#### 3. 测量环境误差

测量环境误差是指测量时的环境条件不符合标准条件所引起的误差。环境条件是指湿度、温度、振动、气压和灰尘等。其中, 温度对测量结果的影响最大。

#### 4. 人员误差

人员误差是指测量人员的主观因素所引起的误差。例如, 测量人员技术不熟练、视觉偏差、估读判断错误等引起的误差。

总之, 造成测量误差的因素很多, 有些误差是不可避免的, 有些则是可以避免的。测量时应采取相应的措施, 设法减小或消除它们对测量结果的影响, 以保证测量的精度。

### 3.3.3 测量误差的种类和特性

测量误差按其性质分为随机误差、系统误差和粗大误差。

#### 1. 随机误差

随机误差是指在一定的测量条件下, 多次测量同一量值时, 其数值大小和符号以不可预定的方式变化的误差。它是由于测量中的不稳定因素综合形成的, 是不可避免的。例如, 测量过程中温度的波动、振动, 测量力的不稳定, 量仪的示值变动、读数不一致等。对于某一次测量结果无规律可循, 但如果进行大量、多次重复测量, 随机误差分布则服从统计规律。

##### (1) 随机误差的分布规律及其特性

随机误差可用试验方法来确定。实践表明, 在大多数情况下, 随机误差符合正态分布。例如, 在立式光学计上对某圆柱销的同一部位重复测量 150 次, 得到 150 个测得值, 其中最大值为 12.0515mm, 最小值为 12.0405mm, 按测得值大小分别归入 11 组, 分组间隔为 0.001mm, 有关数据见表 3-4。

表 3-4 测量数据统计表

组号	尺寸分组区间/mm	区间中心值 $x_i$ /mm	出现次数 $n_i$	频率 $n_i/n$
1	12.0405~12.0415	12.041	1	0.007
2	12.0415~12.0425	12.042	3	0.020
3	12.0425~12.0435	12.043	8	0.053

续表

组号	尺寸分组区间/mm	区间中心值 $x_i$ /mm	出现次数 $n_i$	频率 $n_i/n$
4	12.0435~12.0445	12.044	18	0.120
5	12.0445~12.0455	12.045	28	0.187
6	12.0455~12.0465	12.046	34	0.227
7	12.0465~12.0475	12.047	29	0.193
8	12.0475~12.0485	12.048	17	0.113
9	12.0485~12.0495	12.049	9	0.060
10	12.0495~12.0505	12.050	2	0.013
11	12.0505~12.0515	12.051	1	0.007
	间隔区间 $\Delta x=0.001$	测得值的平均值 $\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i = 12.046$	$n = \sum_{i=1}^n n_i = 150$	$\sum_{i=1}^n \left(\frac{n_i}{n}\right) = 1$

将表中的数据画成图形，横坐标表示测得值  $x_i$ ，纵坐标表示出现次数和频率，并以每组的区间与相应的频率为边长画成长方形，便得到频率直方图，连接各组的中心值的纵坐标值所得折线，称为测得值的实际分布曲线，如图 3-13 所示。

如果上述实验的测量次数无限增大 ( $n \rightarrow \infty$ )，分组间隔无限减小 ( $\Delta x \rightarrow 0$ )，则实际分布曲线就会变成一条光滑的正态分布曲线，也叫高斯曲线，如图 3-14 所示。

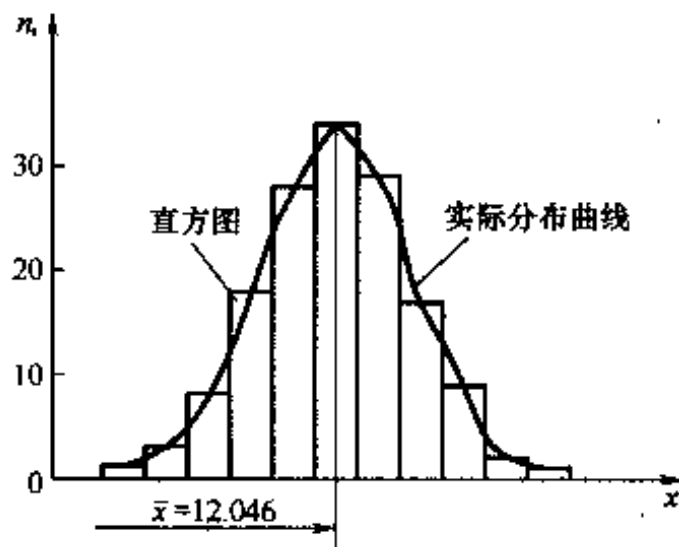


图 3-13 频率直方图

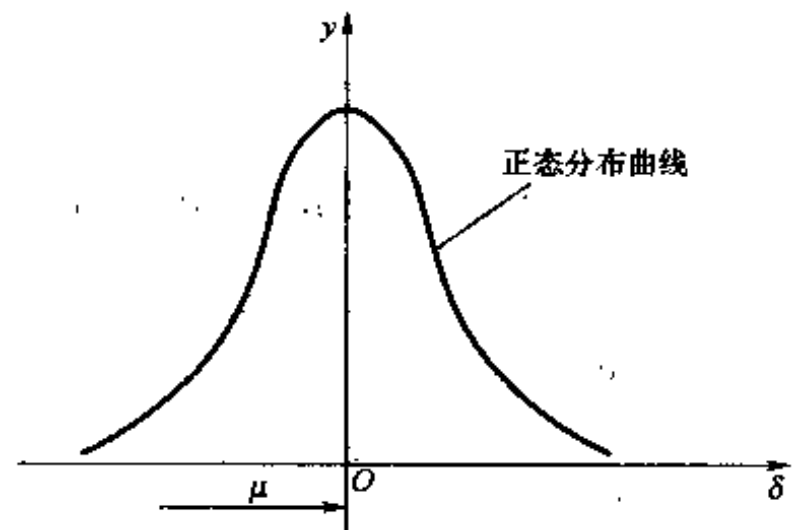


图 3-14 正态分布曲线

图 3-14 中，横坐标表示随机误差  $\delta$ ，纵坐标表示概率密度  $y$ 。从随机误差的正态分布曲线图中可以看出，随机误差具有以下 4 个特性。

① 单峰性：绝对值小的随机误差出现的概率比绝对值大的随机误差出现的概率大。随机误差为零时，概率最大，存在一个最高点。

② 对称性：绝对值相等、符号相反的随机误差出现的概率相等。

③ 有界性：在一定的测量条件下，随机误差的绝对值不会超出一定的界限。

④ 抵偿性：在一定的测量条件下，多次重复进行测量各次随机误差的代数和趋近于零。因此，可以用概率论和数理统计的一些方法来掌握随机误差的分布特性并估算误差范围，对测量结果进行处理。

(2) 随机误差的评定指标

根据概率论的原理，正态分布曲线可用下面的数学表达式表示：

$$y = f(\delta) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\delta^2}{2\sigma^2}}$$

式中,  $y$ ——概率密度函数;

$\delta$ ——随机误差;

$\sigma$ ——标准偏差 (均方根误差);

$e$ ——自然对数的底,  $e = 2.71828\dots$ 。

从上式可以看出, 概率密度  $y$  与随机误差  $\delta$  及标准偏差  $\sigma$  有关, 当  $\delta=0$  时,  $y$  最大,

$y_{\max} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}$ 。不同的  $\sigma$  对应不同形状的正态分布曲线。 $\sigma$  愈小,  $y_{\max}$  值愈大, 曲线愈陡, 随

机误差分布愈集中, 如图 3-15 所示。根据误差理论, 正态分布曲线中心位置的平均值  $\bar{x}$  代表被测量的真值  $x_0$ , 标准偏差  $\sigma$  代表测得值的分散程度。因此,  $\sigma$  可作为表示各测得值的精密程度指标, 并可用下式计算:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \dots + \delta_n^2}{n}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \delta_i^2}{n}}$$

式中,  $n$ ——测量次数;

$\delta_i$ ——随机误差。

### (3) 随机误差的极限值

由随机误差的有界性可知, 随机误差不会超过某一范围。随机误差的极限值是指测量极限误差, 也就是测量误差可能出现的极限值。

在多种情况下, 随机误差呈正态分布, 由概率论可知, 正态分布曲线和横坐标轴间所包含的面积等于所有随机误差出现的概率总和。如果随机误差落在整个分布范围 ( $-\infty \sim +\infty$ ) 内, 则其概率  $P$  为

$$P(-\infty, +\infty) = \int_{-\infty}^{+\infty} y d\delta = \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\delta^2}{2\sigma^2}} d\delta = 1$$

而随机误差落在  $-\delta \sim +\delta$  的概率为

$$P(-\delta, +\delta) = \int_{-\delta}^{+\delta} y d\delta = \int_{-\delta}^{+\delta} \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\delta^2}{2\sigma^2}} d\delta$$

为计算方便, 令  $z = \delta/\sigma$ , 则  $dz = d\frac{\delta}{\sigma}$ , 将其代入上式, 得

$$P = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-z}^{+z} e^{-\frac{z^2}{2}} dz = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{+z} e^{-\frac{z^2}{2}} dz$$

令  $P=2\phi(z)$ , 则

$$\phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$$

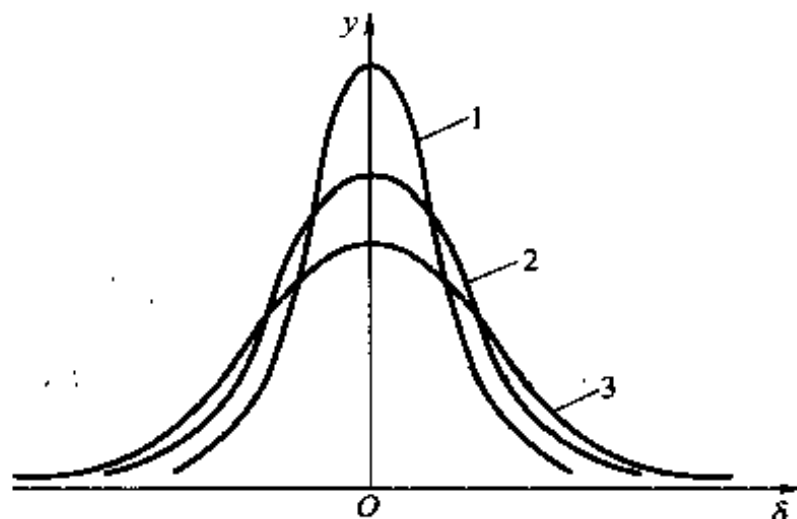


图 3-15 3 种不同  $\sigma$  的正态分布曲线

该式是将所求概率转化为变量  $z$  的函数, 该函数称为拉普拉斯函数, 也称概率函数积分。只要确定了  $z$  的值, 就可计算出  $\phi(z)$  的值。在实际使用时, 可直接查正态分布积分表。下面列出几个特殊区间的概率值:

当  $z = 1$  时,  $\delta = \pm\sigma$ ,  $\phi(z) = 0.3413$ ,  $P = 0.6826 = 68.26\%$ ;

当  $z = 2$  时,  $\delta = \pm 2\sigma$ ,  $\phi(z) = 0.4772$ ,  $P = 0.9544 = 95.44\%$ ;

当  $z = 3$  时,  $\delta = \pm 3\sigma$ ,  $\phi(z) = 0.4986$ ,  $P = 0.9973 = 99.73\%$ ;

当  $z = 4$  时,  $\delta = \pm 4\sigma$ ,  $\phi(z) = 0.4999$ ,  $P = 0.9999 = 99.99\%$ 。

由上述可知, 正态分布的随机误差 99.73% 可能分布在  $\pm 3\sigma$  范围内, 而超出该范围的概率仅为 0.27%, 可以认为这种可能性几乎很小了。因此, 可将  $\pm 3\sigma$  看作是单次测量的随机误差的极限值, 将此值称为极限误差, 记作:

$$\delta_{\text{lim}} = \pm 3\sigma$$

## 2. 系统误差

系统误差是指在一定的测量条件下, 多次测量同一量时, 大小和符号均保持不变或按一定规律变化的误差。前者称为定值系统误差, 如千分尺的零位不正确而引起的测量误差, 如图 3-16 (a) 所示。后者称为变值系统误差, 按其变化规律的不同, 变值系统误差又主要分为以下两种类型。

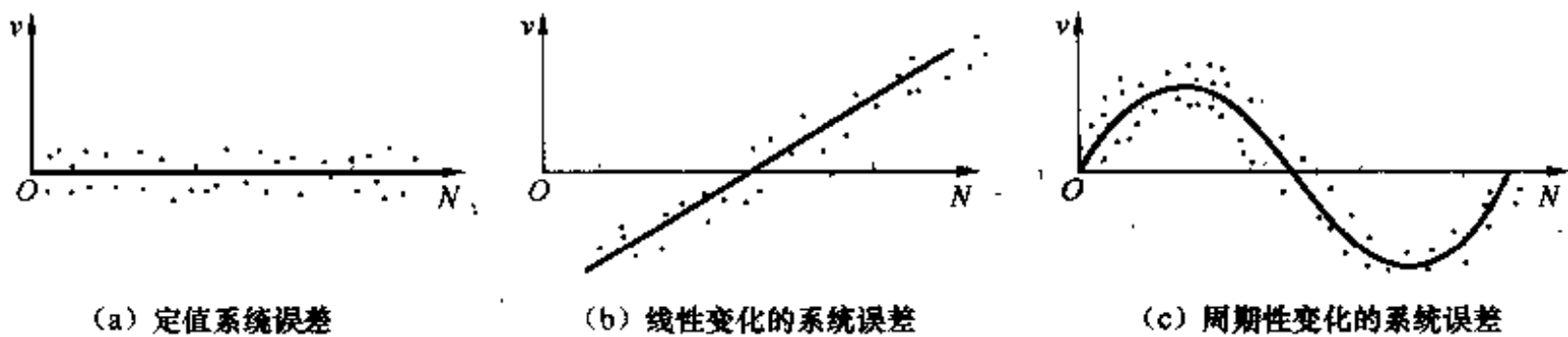


图 3-16 系统误差的发现

### (1) 线性变化的系统误差

指在整个测量过程中, 随着测量时间或量程的增减, 成比例增大或减小的误差。例如, 随着时间的推移, 温度逐渐均匀变化, 由于工件的热膨胀, 长度随着温度而变化, 所以在一系列测得值中就存在着随时间而变化的线性系统误差, 如图 3-16 (b) 所示。

### (2) 周期性变化的系统误差

指随着测得值或时间的变化呈周期性变化的误差。例如, 百分表的指针回转中心与刻度盘中心有偏心, 指针在任一转角位置的误差按正弦规律变化, 如图 3-16 (c) 所示。

## 3. 粗大误差

粗大误差是指由于主观疏忽大意或客观条件发生突然变化而产生的误差。在正常情况下, 一般不会产生这类误差。例如, 由于操作者的粗心大意, 在测量过程中看错、读错、记错以及突然的冲击振动而引起的测量误差。通常情况下, 这类误差的数值都比较大, 使测量结果明显歪曲。在测量中, 应避免或剔除粗大误差。

### 3.3.4 测量精度分类

测量精度是指被测几何量的测得值与其真值的接近程度。它和测量误差是从两个不同



角度说明同一概念的术语。测量误差越大，则测量精度就越低；测量误差越小，则测量精度就越高。为了反映系统误差和随机误差对测量结果的不同影响，测量精度可分为以下3种。

#### (1) 精密度

精密度反映测量结果受随机误差的影响程度。它是指在一定测量条件下连续多次测量所得的测得值之间相互接近的程度。随机误差小，则精密度高。

#### (2) 正确度

正确度反映测量结果受系统误差的影响程度。系统误差小，则正确度高。

#### (3) 准确度

准确度反映测量结果同时受系统误差和随机误差的综合影响程度。若系统误差和随机误差都小，则准确度高。

对于一个具体的测量，精密度高，正确度不一定高；正确度高，精密度也不一定高；精密度和正确度都高的测量，准确度就高；精密度和正确度当中有一个不高，准确度就不高。

### 3.3.5 各类测量误差的数据处理

对测量结果进行数据处理是为了找出被测量最可信的数值以及评定这一数值所包含的误差。在相同的测量条件下，对同一被测量进行多次连续测量，得到一测量列。测量列中可能同时存在随机误差、系统误差和粗大误差，因此，必须对这些误差进行处理。

#### 1. 测量列中随机误差的处理

随机误差的出现是不可避免和无法消除的。为了减小其对测量结果的影响，可以用概率与数理统计的方法来估算随机误差的范围和分布规律，对测量结果进行处理。数据处理的步骤如下。

##### (1) 计算算术平均值 $\bar{x}$

由于测量误差的存在，在同一条件下，对同一量多次重复测量，将得到一系列不同的测量值，设测量列为  $x_1, x_2, \dots, x_n$ ，则算术平均值为

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

式中， $n$ ——测量次数。

当  $n \rightarrow \infty$  时，平均值  $\bar{x}$  最接近于真值  $X_0$ 。

##### (2) 计算残差 $v_i$

残差是指每个测得值的量值与算术平均值的代数差，即

$$v_i = X_i - \bar{X}$$

当测量次数足够多时，残差的代数和趋近于零，即  $\sum_{i=1}^n v_i = 0$ 。

##### (3) 计算标准偏差（即单次测量精度） $\sigma$

标准偏差  $\sigma$  是表征随机误差集中与分散程度的指标。由于随机误差是未知量，实际测量时常用残差  $v_i$  代表，所以测量列中单次测得值的标准偏差  $\sigma$  估算值为

$$\sigma \approx \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n v_i^2}{n-1}}$$

(4) 计算测量列算术平均值的标准偏差  $\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$

显然，多次测量结果的精度比单次测量的精度高，即测量次数越多，测量精密度就越高。但测量次数也并不是越多越好，一般取  $n > 10$ （15 次左右）为宜。

(5) 测量列算术平均值的测量极限误差

测量列算术平均值的测量极限误差为

$$\delta_{\text{lim}(\bar{x})} = \pm 3\sigma_{\bar{x}}$$

(6) 测量列的测量结果

测量列的测量结果可表示为

$$X_0 = \bar{x} \pm \delta_{\text{lim}(\bar{x})} = \bar{x} \pm 3\sigma_{\bar{x}}$$

此时的置信概率  $P=99.73\%$ 。

## 2. 系统误差的发现和消除

发现系统误差必须针对具体测量过程和计量器具进行全面而仔细的分析。从数据处理的角度出发，发现系统误差的方法有多种，直观的方法是“残差观察法”，即根据测量值的残余误差，列表或作图进行观察。若残差大体正负相同，无显著变化规律，则可认为不存在系统误差；若残差有规律地递增或递减，则存在线性系统误差；若残差有规律地逐渐由负变正或由正变负，则存在周期性系统误差。当然，这种方法不能发现定值系统误差。

发现系统误差后需采取有效措施加以消除，可用加修正值的方法加以消除，也可用两次读数的方法消除系统误差等。例如，测量螺纹参数时，可以分别测出左右牙面螺距，然后取平均值，则可减小由于安装不正确引起的系统误差。

消除和减小系统误差的关键是找出产生误差的根源和规律。实际上，系统误差不可能完全被消除。一般来说，系统误差若能减小到使其影响相当于随机误差的程度，则可认为已被消除。

## 3. 粗大误差的剔除

粗大误差的特点是数值比较大，对测量结果产生明显的歪曲，应从测量数据中将其剔除。剔除粗大误差不能凭主观臆断，应根据判断粗大误差的准则予以确定。判断粗大误差常用拉依达准则（又称  $3\sigma$  准则）。

该准则的依据主要来自随机误差的正态分布规律。从随机误差的特性中可知，测量误差越大，出现的概率越小，误差的绝对值超过  $\pm 3\sigma$  的概率仅为 0.27%，故认为是不可能出现的。因此，凡绝对值大于  $3\sigma$  的残差，就看作为粗大误差而予以剔除。其判断式为

$$|v_i| > 3\sigma$$

剔除具有粗大误差的测量值后，应根据剩下的测量值重新计算  $\sigma$ ，然后再根据  $3\sigma$  准则去判断剩下的测量值中是否还存在粗大误差。每次只能剔除一个，直到剔除完为止。

当测量次数  $n < 10$  时，不能使用拉依达准则。

## 4. 数据处理举例

例如，用立式光学计对某轴同一部位进行 12 次等精度测量，测得数值见表 3-5，假设已

消除了定值系统误差，试求其测量结果。

表 3-5 测量数值计算结果表

序 号	测得值 $x_i/\text{mm}$	残差 $\nu_i/\mu\text{m}=x_i-\bar{x}$	残差的平方 $\nu_i^2/(\mu\text{m})^2$
1	28.784	-3	9
2	28.789	+2	4
3	28.789	+2	4
4	28.784	-3	9
5	28.788	+1	1
6	28.789	+2	4
7	28.786	-1	1
8	28.788	+1	1
9	28.788	+1	1
10	28.785	-2	4
11	28.788	+1	1
12	28.786 $\bar{x}=28.787$	-1 $\sum_{i=1}^{12}\nu_i=0$	1 $\sum_{i=1}^{12}\nu_i^2=40$

解：(1) 计算算术平均值  $\bar{x}$

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^{12} x_i = 28.787 \text{mm}$$

(2) 计算残差  $\nu_i$

$$\nu_i = \bar{x}_i - x$$

同时计算出  $\nu_i^2$  和累加值，见表 3-5。

(3) 判断变值系统误差

根据残差观察法判断，测量列中的残差大体上正负相间，无明显的变化规律，所以认为无变值系统误差。

(4) 计算单次测量的标准偏差  $\sigma$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \nu_i^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{40}{11}} = 1.9 \mu\text{m}$$

(5) 判断粗大误差

由标准偏差求得粗大误差的界限  $|\nu_i| < 3\sigma = 5.7 \mu\text{m}$ ，故不存在粗大误差。

(6) 计算算术平均值（即多次测量）的标准偏差  $\sigma_{\bar{x}}$

$$\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = \frac{1.9}{\sqrt{12}} = 0.55 \mu\text{m}$$

此时可求出测量列算术平均值的测量极限误差，即

$$\delta_{\lim(\bar{x})} = \pm 3\sigma_{\bar{x}} = 0.0016 \text{mm}$$

(7) 写出测量结果  $X_0$

$$X_0 = \bar{x} \pm 3\sigma_{\bar{x}} = 28.787 \pm 0.0016 \text{mm}$$

此时的置信概率为 99.73%。

## 思考题与习题

- 3-1 测量的实质是什么？一个完整的测量过程包括哪几个要素？
- 3-2 什么是尺寸传递系统？为什么要建立尺寸传递系统？
- 3-3 量块分等、分级的依据是什么？按级使用和按等使用量块有何不同？
- 3-4 试从 91 块一套的量块中同时组合下列尺寸（单位 mm）：  
29.875          48.98          40.79
- 3-5 以机械比较仪为例说明计量器具有哪些基本度量指标。
- 3-6 试说明分度值、刻度间距和灵敏度三者有何区别。
- 3-7 试说明绝对测量方法与相对测量方法、绝对误差与相对误差的区别。
- 3-8 测量误差分哪几类？产生各类测量误差的因素有哪些？
- 3-9 举例说明随机误差、系统误差和粗大误差的特性和不同。如何进行处理？
- 3-10 用立式光学计对某轴径的同一位置重复测量 12 次，各次的测得值按顺序记录如下（单位 mm），假设已消除了定值系统误差，试求测量结果。
- |        |        |        |        |        |        |
|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 10.012 | 10.010 | 10.013 | 10.012 | 10.014 | 10.016 |
| 10.011 | 10.013 | 10.012 | 10.011 | 10.016 | 10.013 |

## 第4章 形状和位置公差及其检测

**课前导读** 为了保证零件的互换性,应对零件规定形状和位置公差(简称形位公差)。本章着重介绍14个形位公差项目,对每一个形位公差项目应熟记其相应符号、公差带特点以及正确的标注方法,并了解常用的检测工具和测量方法。

**基础知识** 形位公差诸项目定义及其公差带特点。

**重点知识** 形位公差标注与应用。

**难点知识** 公差原则。

### 4.1 概 述

#### 4.1.1 零件的要素及其分类

各种零件尽管几何特征不同,但都是由称为几何要素的点、线、面构成,这些几何要素简称为要素,如图4-1所示。

形位公差研究的对象,就是上述零件几何要素本身的形状精度和有关要素之间相互的位置精度问题。

零件的几何要素可按不同的方式来分类,具体分类如下。

##### 1. 按存在的状态分类

###### (1) 理想要素

指具有几何学意义的要素。设计时,图上给出要素的形状和位置关系,它们是没有几何误差的理想要素。

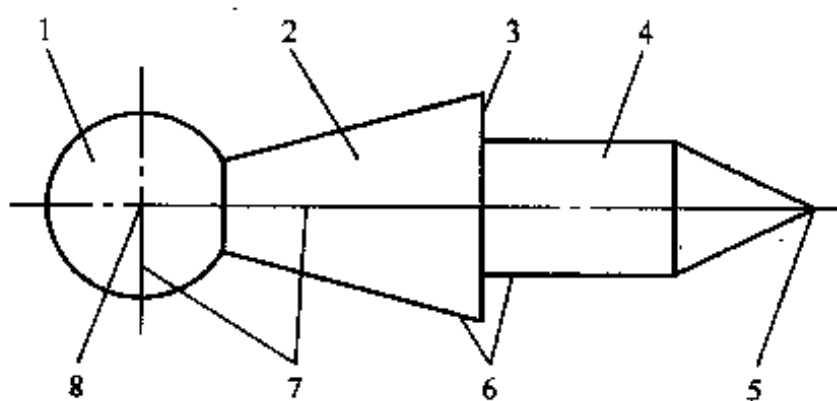
###### (2) 实际要素

指零件上实际存在的要素。由于加工有误差,零件上要素的形状和位置关系发生了歪曲。对于具体零件,其实际要素只能由测得要素来代替。又由于受到测量误差的影响,此时,实际要素并非该要素的真实情况。

##### 2. 按几何特征分类

###### (1) 轮廓要素

指构成零件外廓并能为人们直接感觉到的要素,如平面、圆柱面、直线等。



1—球面；2—圆锥面；3—平面；4—圆柱面；5—顶点；  
6—素线；7—中心线；8—球心

图4-1 零件的几何要素

(2) 中心要素

指零件上的轴线、球心、两平行平面的中心面，它们是不可见的、抽象的，虽然不能为人们直接所感觉到，但却随着相应的轮廓要素的存在而客观存在。

3. 按在形位公差中所处的地位分类

(1) 被测要素

指图样上给出了形状或（和）位置公差要求的要素。

(2) 基准要素

指用来确定被测要素方向或（和）位置的要素。理想的基准要素简称为基准。

4. 按被测要素的功能关系分类

(1) 单一要素

指仅对被测要素本身给出形状公差要求的要素。如图 4-2 中  $\phi d_1$  的圆柱面是被测要素，且给出了圆柱度公差要求，故为单一要素。

(2) 关联要素

指与零件上其他要素有功能关系的要素。图 4-2 中  $\phi d_2$  圆柱的轴线相对于  $\phi d_1$  圆柱的轴线有同轴功能要求， $\phi d_1$  圆柱的台肩面相对于  $\phi d_1$  圆柱的轴线有垂直功能要求，且都给出了位置公差，则  $\phi d_2$  圆柱的轴线和  $\phi d_1$  圆柱的台肩面都是被测关联要素。

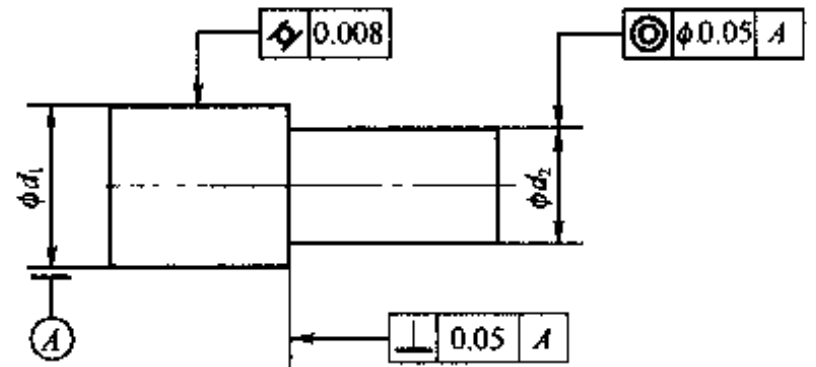


图 4-2 单一要素

4.1.2 形位公差的项目与符号

形位公差特征项目和符号如表 4-1 所示。形位公差项目有 14 个，其中形状公差 4 个，因它是对单一要素提出的要求，因此无基准要求；位置公差有 8 个，因它是对关联要素提出的要求，因此，在大多数情况下有基准要求；形状或位置公差有 2 个，若无基准要求，则为形状公差，若有基准要求，则为位置公差。

表 4-1 形位公差特征项目和符号

公差	特征项目	符号	有或无基准要求	
形状	形状	直线度	—	无
		平面度	▱	无
		圆度	○	无
		圆柱度	⊘	无
形状或位置	轮廓	线轮廓度	⌒	有或无
		面轮廓度	⌒	有或无
位置	定向	平行度	//	有
		垂直度	⊥	有
		倾斜度	∠	有

续表

公差		特征项目	符号	有或无基准要求
位置	定位	位置度		有或无
		同轴(同心)度		有
		对称度		有
	跳动	圆跳动		有
		全跳动		有

### 4.1.3 形位公差带概念

形位公差以公差带表示,它是限制形位误差的空间区域。形位公差带有4个要素,分别是大小、形状、方向和位置。

形位公差的大小由所给定的形位公差值决定,如图4-2所示,形位公差带的形状由被测要素的特征及设计要求确定。常用的形位公差带共有11种形状,如图4-3所示。

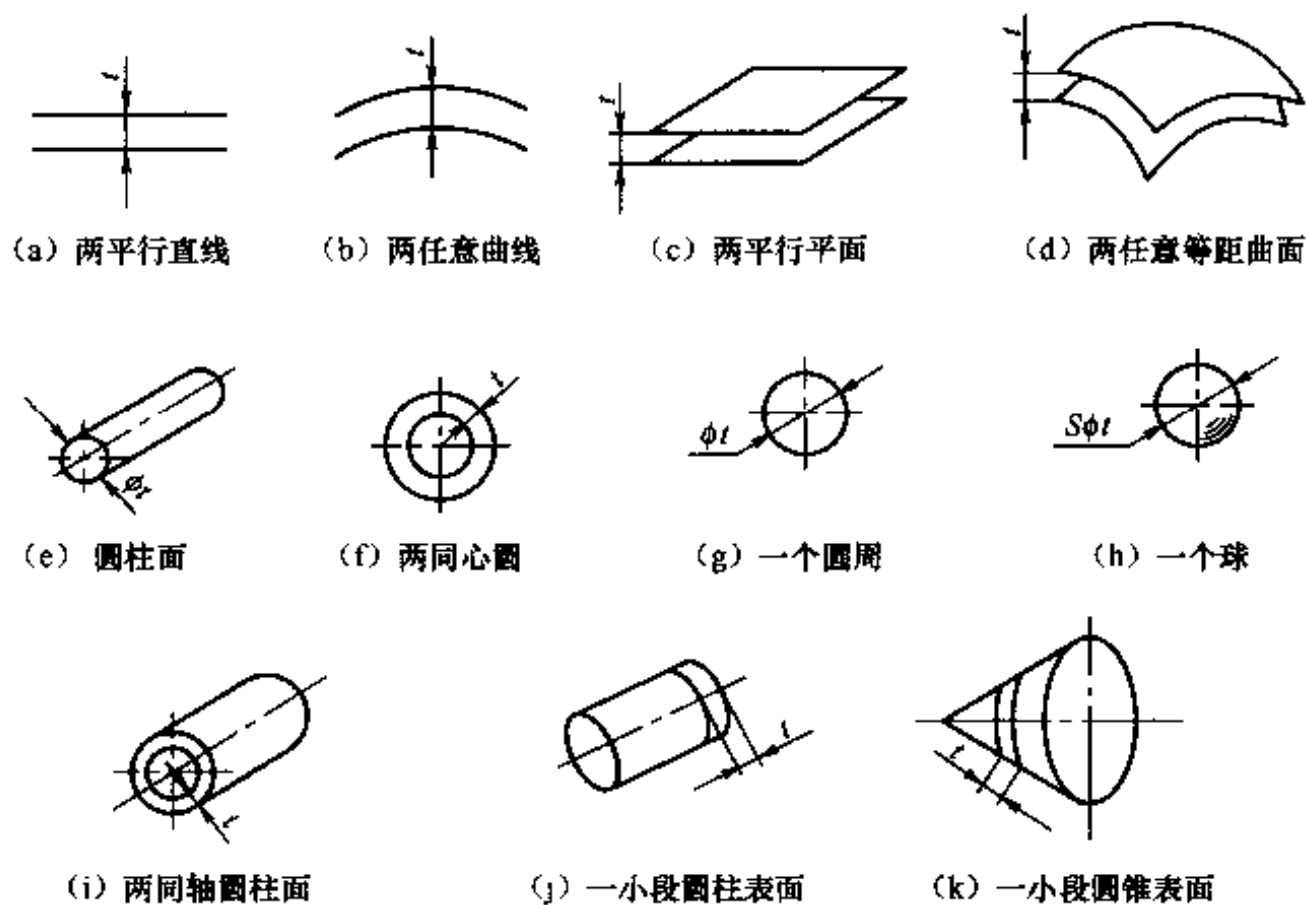


图4-3 常用的形位公差带形状

形状公差带必须包含实际被测要素,对于有定向位置公差要求的被测要素来说,其公差带的形状还应与基准保持图样上给定的方向要求,其位置一般为浮动,如图4-2所示的垂直度公差带。

对于有定位位置公差要求的被测要素来说,其公差带的形状也应与基准保持图样上给定的方向要求,其位置一般为固定,如图4-2所示的同轴度公差带。



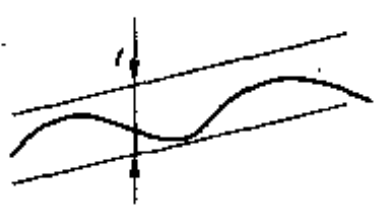
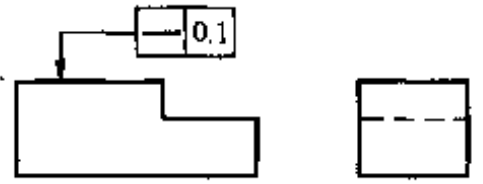
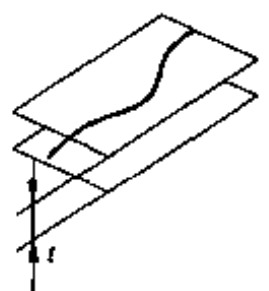
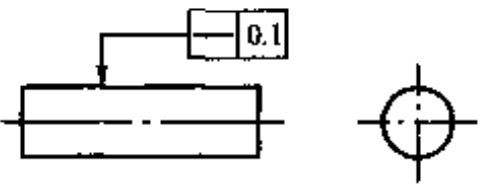
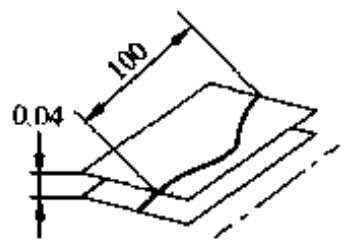
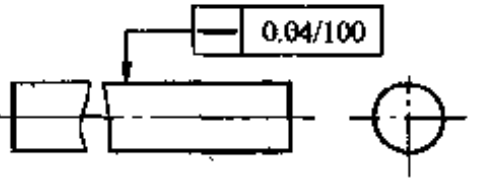

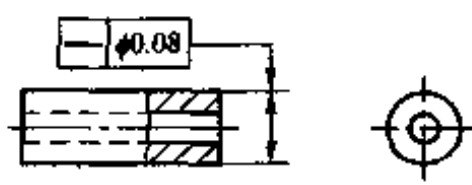
## 4.2 形状公差和位置公差

## 4.2.1 形状公差



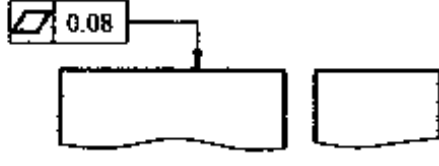

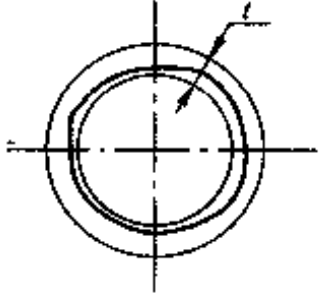
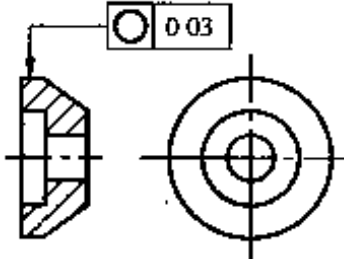
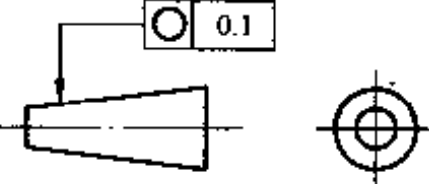

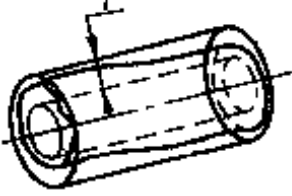


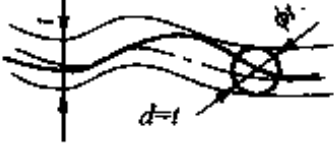
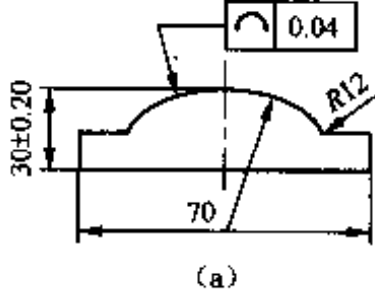
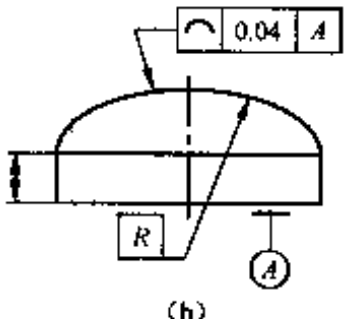
形状公差是为了限制形状误差而设置的。除有基准要求的轮廓度外，形状公差用于单一要素。

形状公差项目、公差带及图例如表 4-2 所示。


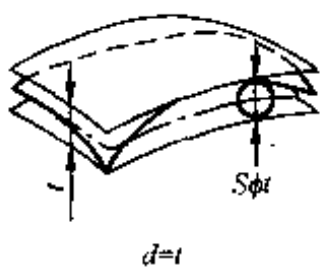
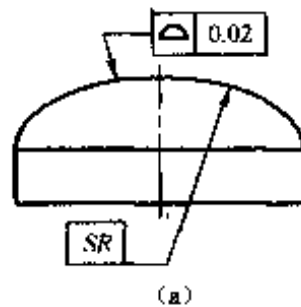
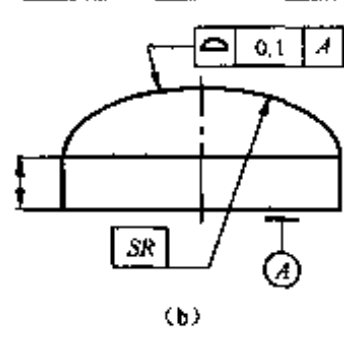
表 4-2 形状公差项目、公差带及图例

项 目	序 号	公差带形状和定义	公差带位置	图样标注和解释	说 明
	1	在给定平面内，公差带是距离为公差值 $t$ 的两平行直线之间的区域 	浮动	被测表面的素线必须位于平行于图样所示投影面且距离为公差值 0.1 的两平行直线内 	给定平面内直线度公差
	2	在给定方向上公差带是距离为公差值 $t$ 的两平行平面之间的区域 	浮动	被测圆注面的任一素线必须位于距离为公差值 0.1 的两平行平面之内 	给定方向直线度公差
	3	在给定方向上公差带是距离为公差值 0.04 的两平行平面之间的区域 	浮动	圆柱面的任一素线，在长度方向上任意 100mm 长度内，必须位于距离为 0.04mm 的两平行平面内 	给定方向直线度公差
	4	如在公差值前加注 $\phi$ ，则公差带是直径为 $t$ 的圆柱面内的区域 	浮动	被测圆柱面的轴线必须位于直径为公差值 $\phi 0.08$ 的圆柱面内 	给定任意方向的直线度公差

续表

项 目	序 号	公差带形状和定义	公差带位置	图样标注和解释	说 明
	5	公差带是距离为公差值 $t$ 的两平行平面之间的区域 	浮动	被测表面必须位于距离为公差值 0.08 的两平行平面内 	平面度公差
	6	公差带是在同一正截面上, 半径差为公差值 $r$ 的两同心圆之间的区域 	浮动	被测圆柱面任一正截面的圆周必须位于半径差为公差值 0.03 的两同心圆之间  被测圆锥面任一正截面上的圆周必须位于半径差为公差值 0.1 的两同心圆之间 	圆度公差
	7	公差带是半径差为公差值 $r$ 的两同轴圆柱面之间的区域 	浮动	被测圆柱面必须位于半径差为公差值 0.1 的两同轴圆柱面之间 	圆柱度公差
	8	公差带是包络一系列直径为公差值 $t$ 的圆的两包络线之间的区域。诸圆的圆心位于具有理论正确几何形状的线上  无基准要求的线轮廓度公差见图 (a); 有基准要求的线轮廓度公差见图 (b)	浮动	在平行于图样所示投影面的任一截面上, 被测轮廓线必须位于包络一系列直径为公差值 0.04, 且圆心位于具有理论正确几何形状的线上的两包络线之间 	线轮廓度公差无基准时, 属于形状公差
			固定		线轮廓度公差有基准时, 属于位置公差

续表

项 目	序 号	公差带形状和定义	公差带位置	图样标注和解释	说 明
	9	公差带是包络一系列直径为公差值 $t$ 的球的两包络面之间的区域，诸球的球心应位于具有理论正确几何形状的面 	浮动	被测轮廓面必须位于包络一系列球的两包络面之间，诸球的直径为公差值 0.02，且球心位于具有理论正确几何形状的面上的两包络面之间 	面轮廓度公差无基准时，属于形状公差
		无基准要求的面轮廓度公差见图 (a)；有基准要求的面轮廓度公差见图 (b) 	固定		面轮廓度公差有基准时，属于位置公差

### 4.2.2 位置公差

位置公差是为了限制位置误差而设置的。

位置公差分为定向公差、定位公差和跳动公差。

#### 1. 定向公差

定向公差是关联实际要素对基准在方向上允许的变动全量，包括平行度、垂直度和倾斜度 3 项。

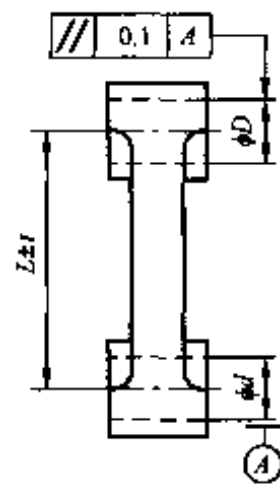
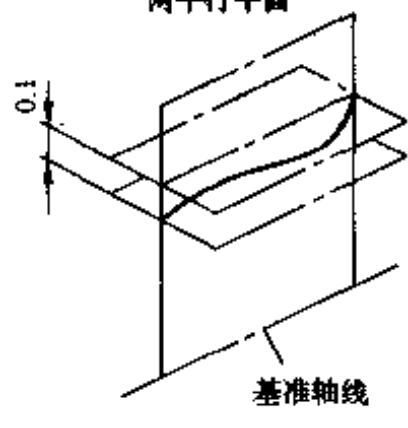
平行度——限制实际要素对基准在平行方向上变动量的一项指标。

垂直度——限制实际要素对基准在垂直方向上变动量的一项指标。

倾斜度——限制实际要素对基准在倾斜方向上变动量的一项指标。

定向公差典型示例如表 4-3 所示。

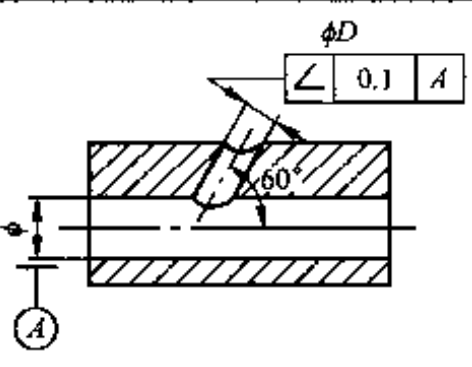
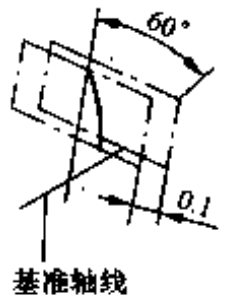
表 4-3 定向公差典型示例

项 目	公差带定义	图 样 标 注	公差带形状	公差带位置	说 明
平 行 度	公差带是距离为公差值 $t$ 且平行于基准线（或平面、轴线），位于给定方向上的两平行面之间的区域		两平行平面 	浮动 （如 $L \pm t$ 改注为理论正确尺寸，则公差带位置相对基准固定）	被测轴线必须位于距离为公差值 0.1mm，且在垂直方向平行于基准轴线的两平行平面之间

续表

项目	公差带定义	图样标注	公差带形状	公差带位置	说明
平行度	公差带是两对互相垂直的距离分别为 $t_1$ 和 $t_2$ 且平行于基准线的两平行平面之间的区域		两组平行平面 	浮动	被测轴线必须位于水平方向距离为公差值 0.2mm、垂直方向距离为公差值 0.1mm，且平行于基准轴线的两组平行平面内
	如在公差值前加注 $\phi$ ，公差带是直径为公差值 $t$ 且平行于基准线的圆柱面内的区域		圆柱 	浮动	被测轴线必须位于直径为公差值 $\phi 0.1$ mm，且平行于基准轴线的圆柱面内
垂直度	公差带是距离为公差值 $t$ ，且垂直于基准平面（或直线、轴线）的两平行平面（或直线）之间的区域		两平行平面 	浮动	被测端面必须位于距离为公差值 0.05mm，且垂直于基准轴线的两平行平面之间
	如公差值前加注 $\phi$ ，则公差带是直径为公差值 $t$ 且垂直于基准面的圆柱面内的区域		圆柱 	浮动	被测轴线必须位于直径为公差值 $\phi 0.05$ mm，且垂直于基准平面的圆柱面内
	公差带是互相垂直的距离分别为 $t_1$ 、 $t_2$ 且垂直于基准面的两对平行平面之间的区域		两组平行平面 	浮动	被测轴线必须位于距离分别为公差值 0.2mm 和 0.1mm，且互相垂直于基准平面的两对平行平面之间

续表

项目	公差带定义	图样标注	公差带形状	公差带位置	说明
倾斜度	公差带是距离为公差值 <i>t</i> ，且与基准轴线成理论正确角度的两平行平面之间的区域		两平行平面 	浮动	被测轴线必须位于距离为公差值0.1mm，且与基准轴线成理论正确角度60°的两平行平面之间

2. 定位公差

定位公差是关联实际要素对基准在位置上允许的变动全量。理想要素的位置由基准和理论正确尺寸确定，包括同轴度、对称度和位置度3项。

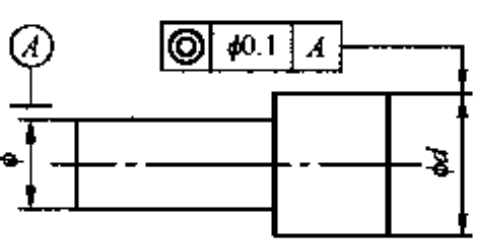
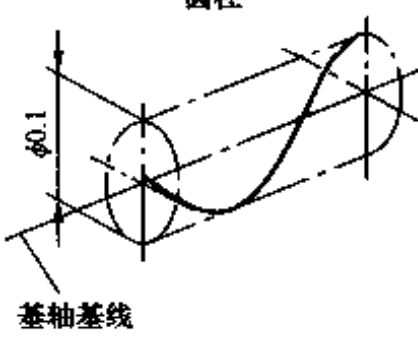
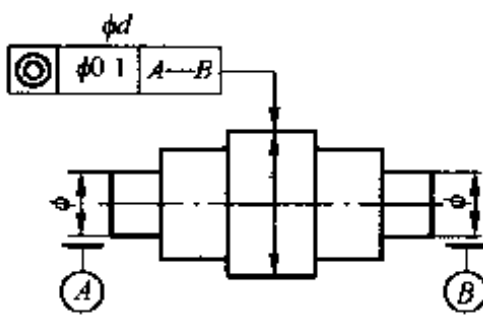
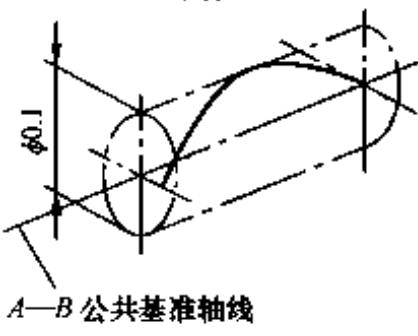
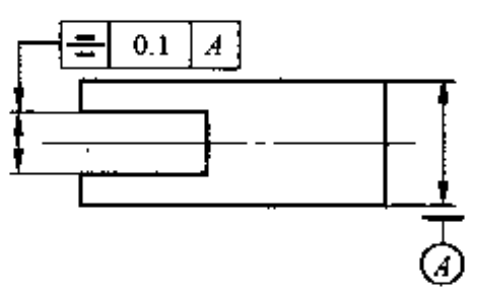
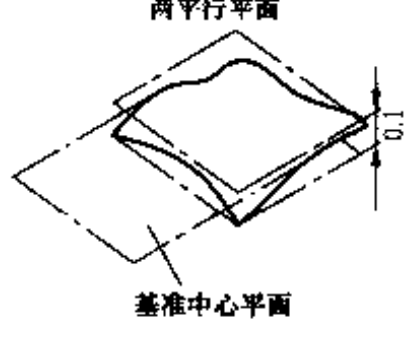
同轴度——限制被测轴线偏离基准轴线的一项指标。

对称度——限制被测中心要素偏离基准中心要素的一项指标。

位置度——限制被测点、线、面的实际位置对其理想位置变动量的一项指标。

定位公差典型示例如表4-4所示。

表4-4 定位公差典型示例

项目	公差带定义	图样标注	公差带形状	公差带位置	说明
同轴度	公差带是直径为公差值 $\phi$ 的圆柱面内的区域，该圆柱面的轴线与基准轴线同轴		圆柱 	固定	$\phi d$ 圆柱面的轴线必须位于直径为公差值 $\phi 0.1\text{mm}$ ，且与基准轴线同轴的圆柱面内
轴对称度	公差带是直径为公差值 $\phi$ 的圆柱面内的区域，该圆柱面的轴线与基准轴线同轴		圆柱 	固定	大圆柱面的轴线必须位于直径为公差值 $\phi 0.1\text{mm}$ ，且与公共基准轴线A-B同轴的圆柱面内。公共基准轴线为A与B两段实际轴线所共有的理想轴线
对称度	公差带是距离为公差值 <i>t</i> ，且相对于基准中心平面对称配置的两平行平面之间的区域		两平行平面 	固定	被测中心平面必须位于距离为公差值0.1mm，且相对基准中心平面对称配置的两平行平面之间

续表

项目	公差带定义	图样标注	公差带形状	公差带位置	说明
位置	公差带是直径为公差值 $t$ ，且以理想位置为轴线的圆柱面内的区域			固定	4个 $\phi D$ 孔的轴线必须分别位于直径为 $\phi$ mm，且以理想位置为轴线的4个圆柱面内，4孔为一孔组，其理想轴线形成几何图框。几何图框在零件上的位置由理论正确尺寸相对于基准A、B、C确定
位置度	公差带是直径为公差值 $t$ ，且以理想位置为轴线的圆柱面内的区域			位置公差带可随其几何一起在孔组定位尺寸公差带内平移、转动或倾斜	4个 $\phi D$ 孔的轴线必须分别位于直径 $\phi 0.05$ mm，且以理想位置为轴线的4个圆柱面内。其4孔组的几何图框可在其定位尺寸( $L_1$ 和 $L_2$ )的公差带( $\pm \Delta L_1$ 和 $\pm \Delta L_2$ )内作上下及左右的平移、转动及倾斜

### 3. 跳动公差

跳动公差是关联实际要素对基准轴线回转一周或连续回转时所允许的最大跳动量，包括圆跳动和全跳动两项。当关联实际要素绕轴线回转一周时，为圆跳动；当绕基准轴线连续回转时，为全跳动。

圆跳动——限制指定测量面内被测量要素轮廓圆的跳动的一项指标。

全跳动——限制整个被测表面跳动的一项指标。

跳动公差典型示例如表 4-5 所示。

表 4-5 跳动公差典型示例

项目	公差带定义	图样标注	公差带形状	公差带位置	说明
圆跳动	径向圆跳动公差带是在垂直于基准轴线的任一测量平面内半径差为公差值 $t$ ，且圆心在基准轴线上的两个同心圆之间的区域			浮动	$\phi D$ 圆柱面绕基准轴线作无轴向移动回转时，在任一测量平面内的径向跳动量（指示表测得的最大与最小读数之差）均不得大于0.05mm

续表

项目	公差带定义	图样标注	公差带形状	公差带位置	说明
圆跳动	端面圆跳动公差带是在与基准同轴的任一半径位置测量圆柱面上距离为 $r$ 的两圆之间的区域	<p>(测量示意图)</p>	与基准轴线同轴的任一直径位置的测量圆柱面上, 沿母线方向宽度为公差值 0.05mm 的圆柱面	浮动	被测面绕基准线 $A$ (基准轴线) 旋转一周时, 在任一测量圆柱面内轴向的跳动量均不得大于 0.05mm
斜向圆跳动	斜向圆跳动公差带是在与基准轴线同轴的任一测量圆锥面上距离为 $r$ 的两圆之间的区域。除另有规定, 其测量方向应与被测面垂直	<p>(测量示意图)</p>	与基准轴线同轴且母线垂直于被测表面的任一测量圆锥面上, 沿母线方向宽度为公差值 0.05mm 的圆锥面	浮动	被测面在绕基准线 $A$ (基准轴线) 旋转一周时, 在任一测量圆锥面上的跳动量均不得大于 0.05mm
全跳动	径向全跳动公差带是半径差为公差值 $t$ , 且与基准轴线同轴的两圆柱面之间的区域	<p>(测量示意图)</p>	半径差为公差值 0.05mm 且与基准轴线同轴的两同轴圆柱面	浮动	$\phi d$ 表面绕基准轴线作无轴向移动的连续回转, 同时指示表平行于基准轴线方向作直线移动, 在整个 $\phi d$ 表面上的跳动量不得大于 0.05mm
端面全跳动	端面全跳动公差带是距离为公差值 $t$ , 且与基准轴线垂直的两平行平面之间的区域	<p>(测量示意图)</p>	垂直于基准轴线, 距离为公差值 0.03mm 的两平行平面	浮动	被测零件绕基准轴线作无轴向移动的连续回转, 同时指示表沿垂直轴线移动, 在整个端面上描摹, 跳动量不得大于 0.03mm



## 4.3 形位公差的标注

### 4.3.1 基准和基准符号

#### 1. 基准

基准有3种：单一基准、公共（组合）基准和三基面体系，在确定位置公差时必须给出基准。

##### (1) 单一基准

单一基准是由一个要素建立的基准，如图4-4所示。

##### (2) 组合基准（公共基准）

组合基准是由两个或两个以上的要素建立的一个独立基准，如图4-5所示。

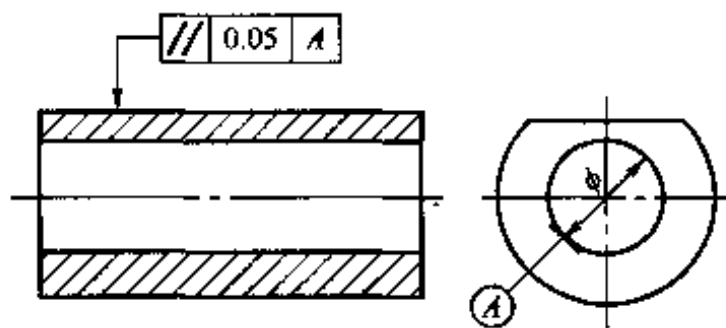


图4-4 单一基准

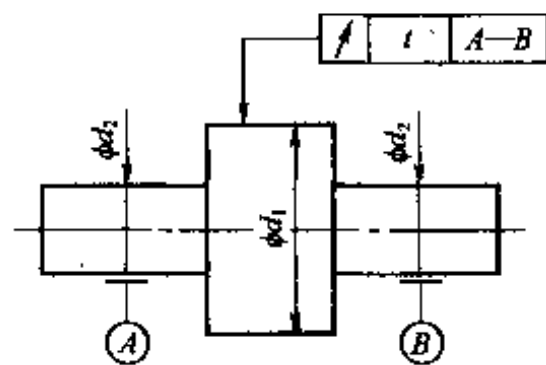
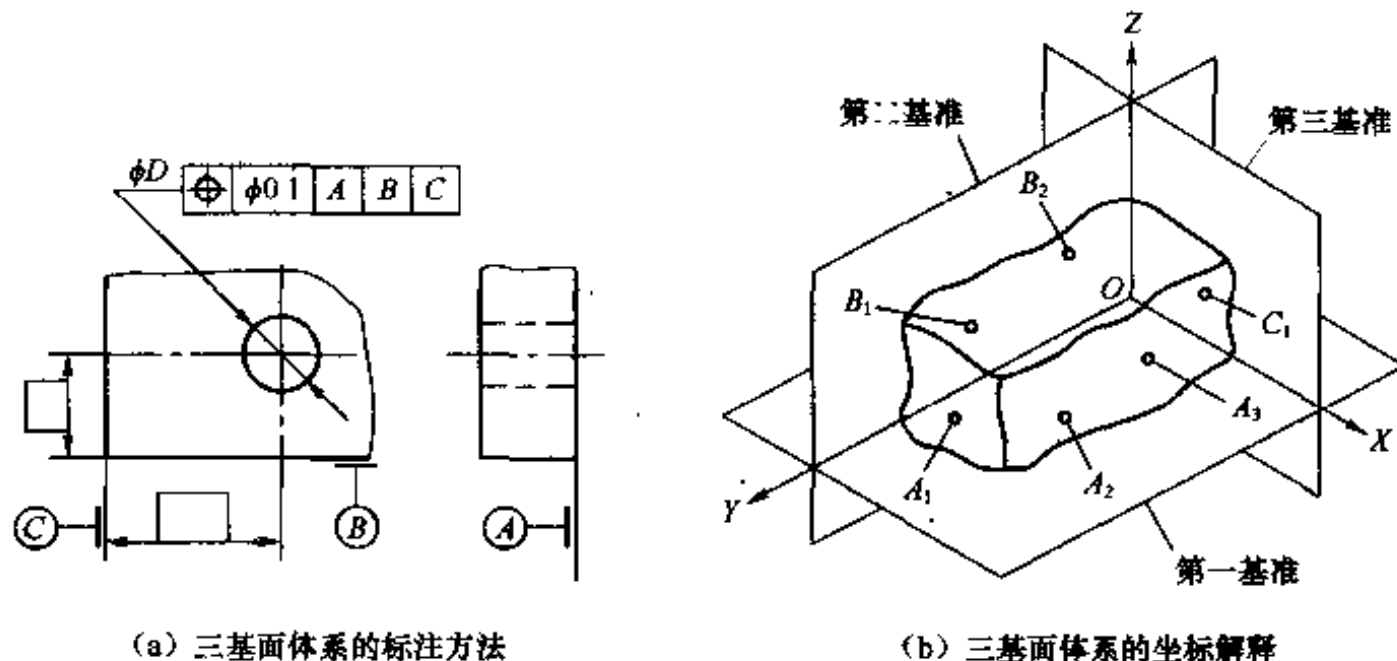


图4-5 组合基准

##### (3) 三基面体系

三基面体系是由3个互相垂直的基准平面构成的一个基准体系，其标注方法如图4-6(a)所示。



(a) 三基面体系的标注方法

(b) 三基面体系的坐标解释

图4-6 三基面体系

设计时，应选择对被测要素的使用要求影响最大或定位最稳的平面作为第一基准（应有三点接触），影响次之或窄而长的平面作为第二基准（应有两点接触），影响最小仅为辅助定位的平面作为第三基准（应有一点接触），即所谓的六点定位原理，如图4-6(b)所示。在

实际应用中，三基面体系也可由一根轴线或与其垂直的一个平面组成。检测时可用实物来模拟，例如三坐标测量机的工作台、测头沿纵横上下导轨运动来体现三基面体系。

### 2. 基准符号

基准符号由带圆圈的大写字母和粗的短线并用细实线连接而成，如图 4-7 所示。应注意圆圈内的  
大写字母必须竖直方向书写。为避免引起误解，表示基准要素的大写字母不得采用 E、F、I、J、L、M、O、P、R。这 9 个大写字母在形位公差的标注中另有含义，部分意义如表 4-6 所示。

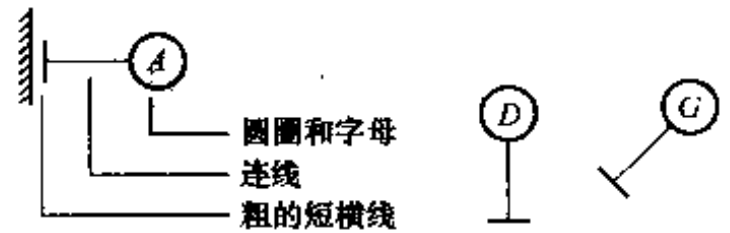


图 4-7 基准符号

表 4-6 形位公差标注中的部分附加符号及意义

标注的大写字母	含 义	标注的大写字母	含 义
$\textcircled{E}$	包容要求	$\textcircled{M}$	最大实体要求
$\textcircled{L}$	最小实体要求	$\textcircled{R}$	可逆要求
$\textcircled{P}$	延伸公差带	$\textcircled{F}$	自由状态条件（非刚性零件）

### 4.3.2 公差框格

公差框格为矩形方框，由两格或多格组成。

公差框格在图样上一般为水平放置，当受空间限制时，也允许将框格垂直放置。对于水平放置的公差框格，应从框格的左边起，第一格填写公差项目的符号；第二格填写公差值，公差值用线性值，如公差带是圆形或圆柱形，则在公差值前加注  $\phi$ ，如是球形的，则加注  $S\phi$ ；从第三格起填写代表基准的字母。当公差框格在图面上垂直放置时，应从框格下方的第一格起填写公差项目符号，顺次向上填写公差值、代表基准的字母等。图 4-8 所示为公差框格填写示例。

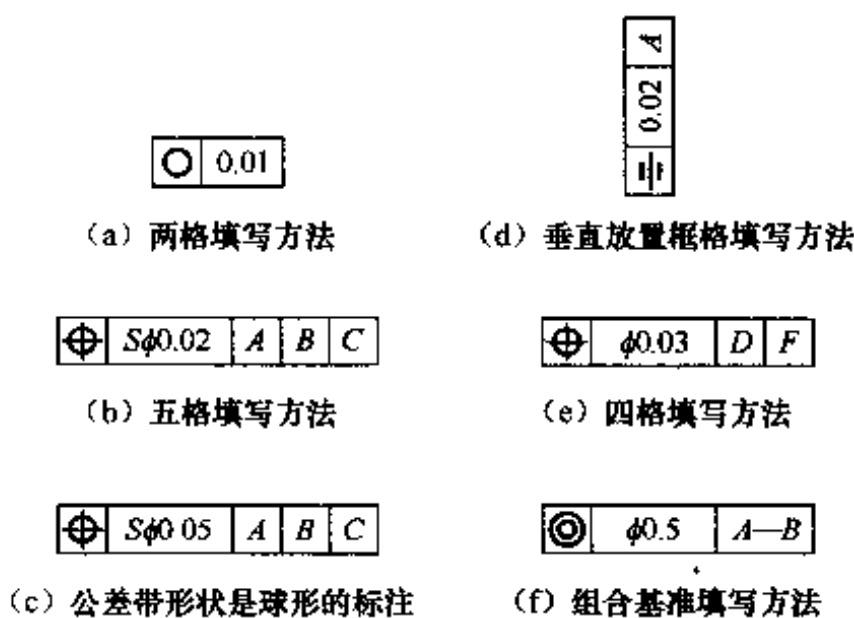


图 4-8 公差框格填写示例

公差框格中填写的公差值必须以 mm 为单位。代表基准的字母 A、B、C 依次为第一、第二和第三基准，如图 4-8 (b) 所示。基准的顺序在公差框格中是固定的，总是第三格填写第一基准，依次填写第二、第三基准，而与字母在表中的顺序无关。此外，组合基准采用两个字母中间加一短横线的形式，如图 4-8 (f) 所示。

用带箭头的指引线将被测要素与公差框格的一端相连，指引线的箭头应指向公差带的宽度方向或直径。对于水平放置的公差框格，指引线可以从框格的左端或右端引出；对于垂直放置的公差框格，指引线可以从框格的上端或下端引出。

指引线从框格引出时必须垂直于框格，而引向被测要素时允许弯折，但不得多于两次。

### 4.3.3 被测要素的表示方法

#### 1. 轮廓要素

当被测要素是轮廓要素时，箭头应指向要素的轮廓线或轮廓线的延长线上，但必须与尺寸线明显地错开，如图 4-9 所示。应注意，圆度标注的指引线箭头必须垂直指向回转体的轴线。

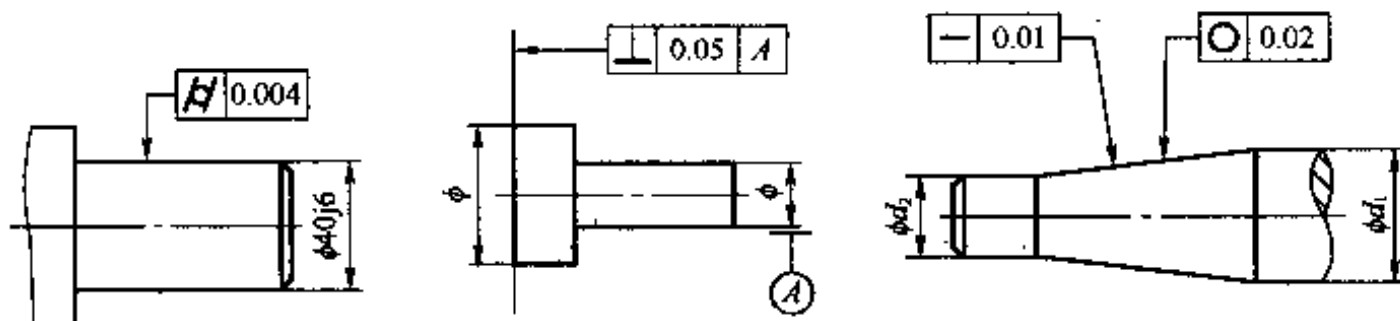


图 4-9 被测要素为轮廓要素时的标注

#### 2. 中心要素

当被测要素是中心要素时，箭头应对准尺寸线，即与尺寸线的延长线重合。被测要素指引线的箭头可兼作一个尺寸箭头，如图 4-10 所示。

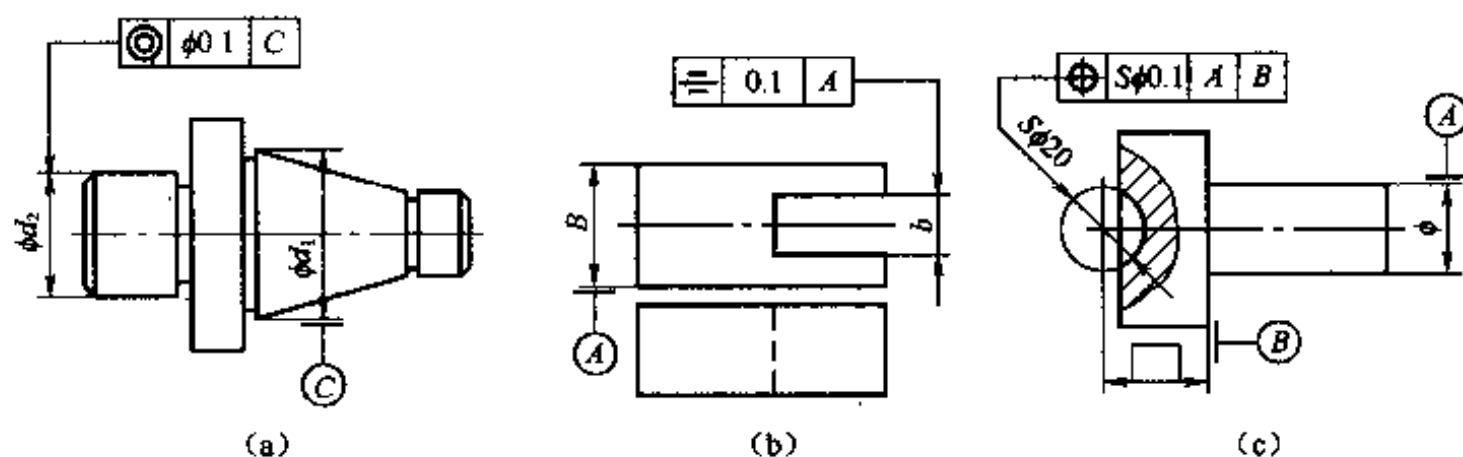


图 4-10 被测要素为中心要素时的标注

### 4.3.4 基准要素的表示方法

#### 1. 轮廓要素

当基准要素是轮廓要素时，基准符号的短横线应靠近基准要素的轮廓线或轮廓面，也可靠近轮廓的延长线，但连线必须与尺寸线明显分开，如图 4-11 所示。

#### 2. 中心要素

当基准要素是中心要素时，基准符号中的连接（细实线）应对准尺寸线，基准符号中的短横线也可以代替尺寸线的一个箭头，如图 4-12 所示。

#### 3. 任选基准的标注

在设计时，对于形状完全对称的零件，为了保证零件在装配时无论正反、上下颠倒均能互换，应规定任选基准，如图 4-13 所示。对于任选基准，在检验时一般要进行两次，分别采用不同的测量基准，以其中误差较大者作为判定合格与否的依据，故一般不要随意采用。

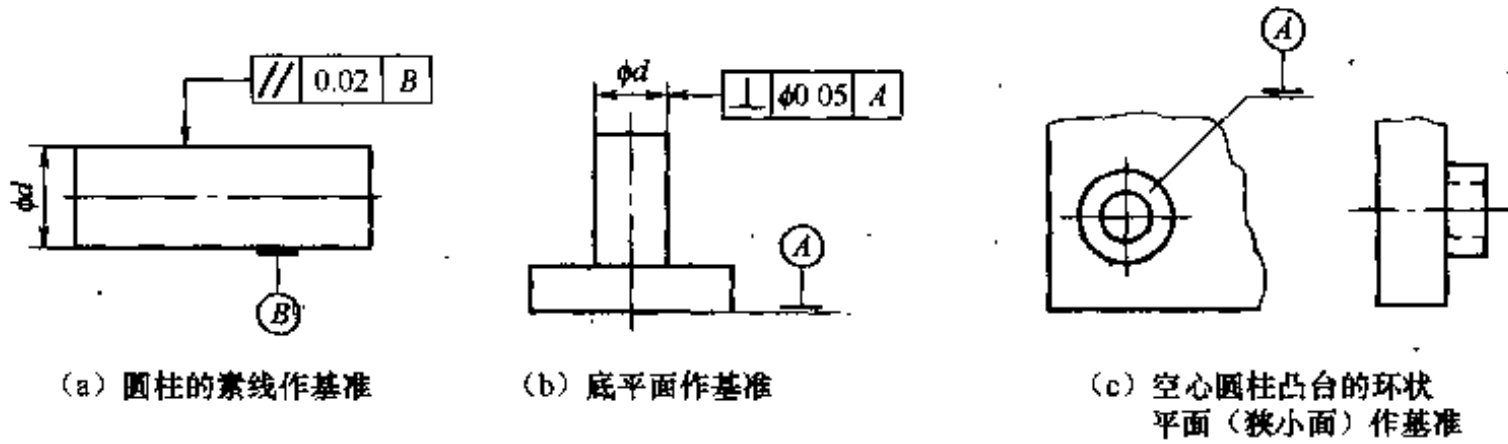


图 4-11 基准要素为轮廓要素的标注

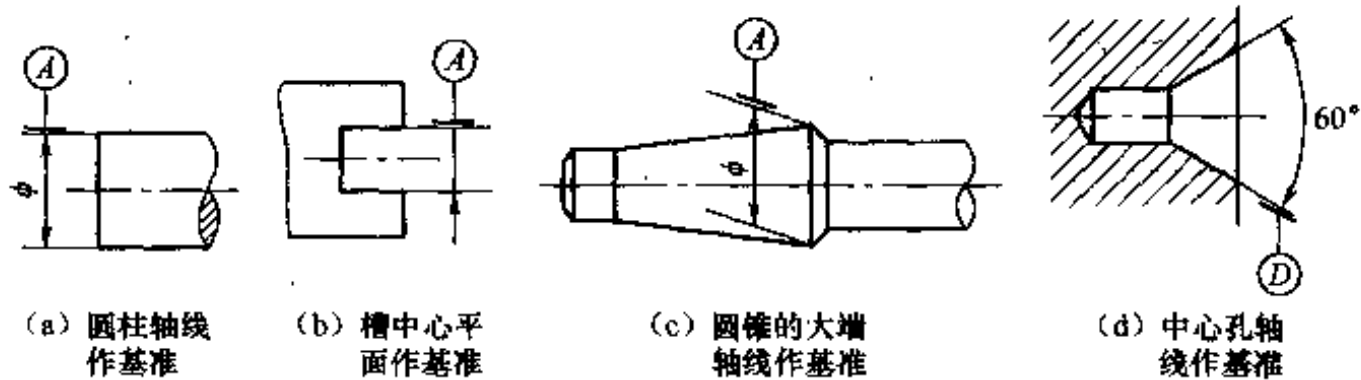


图 4-12 基准要素为中心要素的标注

#### 4. 基准目标的标注

当需要在基准要素上指定某些点、线或局部表面来体现各基准平面时，应标注基准目标。基准目标的标注方法可以参照有关标准，还要注意有些标注方法是不允许使用的，如图 4-14 所示。

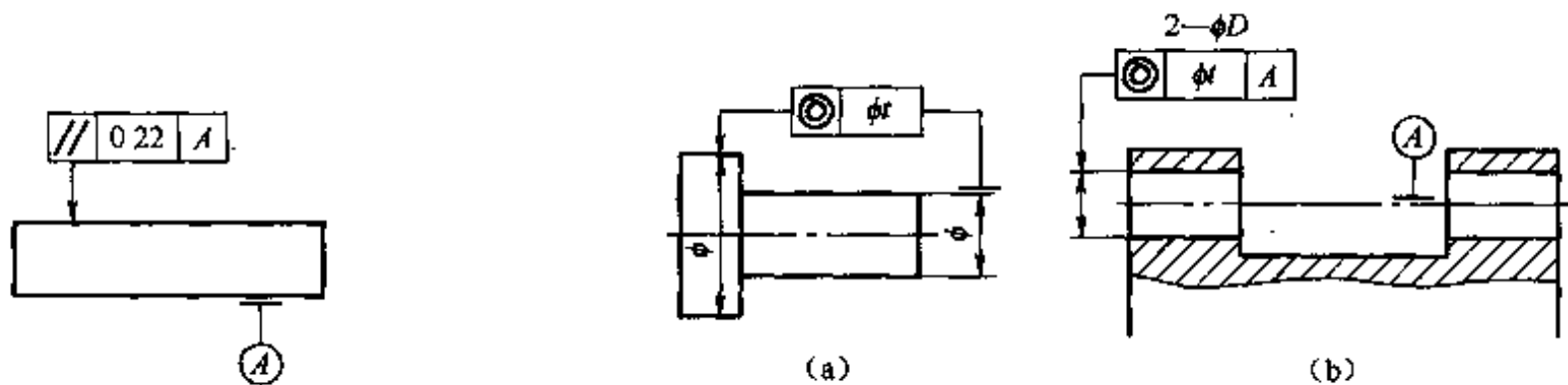


图 4-13 任选基准的标注

图 4-14 不允许使用的基准标注方法

#### 4.3.5 常用的简化标注方法

(1) 一个要素具有多项公差要求时，可以将多个公差框格叠放在一起，使用一条指引线，如图 4-15 所示。

(2) 一项公差要求适用于多个要素时，可使用一个公差框格，在一条指引线上分出多个带箭头的线分别指到多个要素，如图 4-16 所示。当不便于分别指到多个要素时，还可以采用无引线框格加 T 尾箭头的方法标注，如图 4-17 所示，但要注意应该在公差框格上方写清相应的要素数量标记（而公差框格下方一般标注说明性文字）。

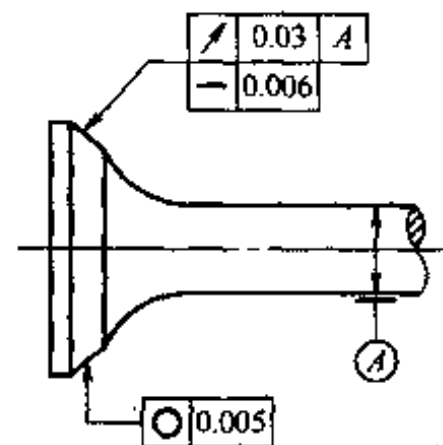


图 4-15 一个要素具有多项公差要求的标注

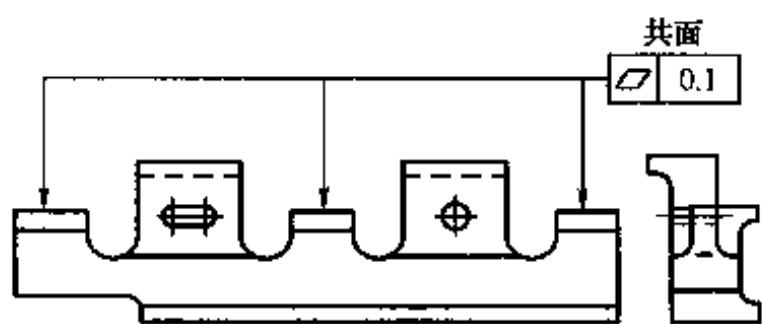


图 4-16 一项公差要求适用于多个要素的标注 (一)

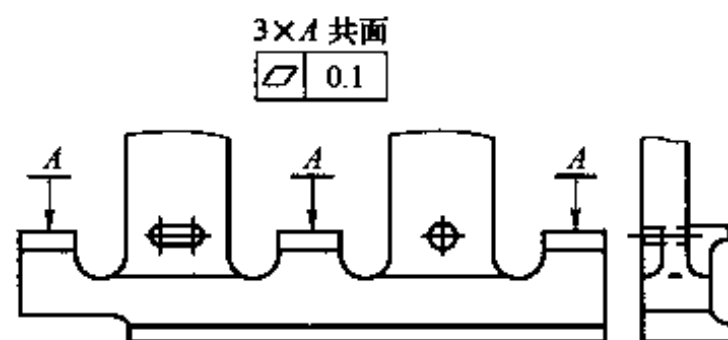


图 4-17 一项公差要求适用于多个要素的标注 (二)

(3) 全周符号的标注。对于被测要素范围为整个外轮廓线或整个外轮廓面时, 可采用全周符号标注, 以简化图面。图 4-18 (a) 表示了对所有素线与曲线的要求, 图 4-18 (b) 则表示了对所有平面及曲面的要求。

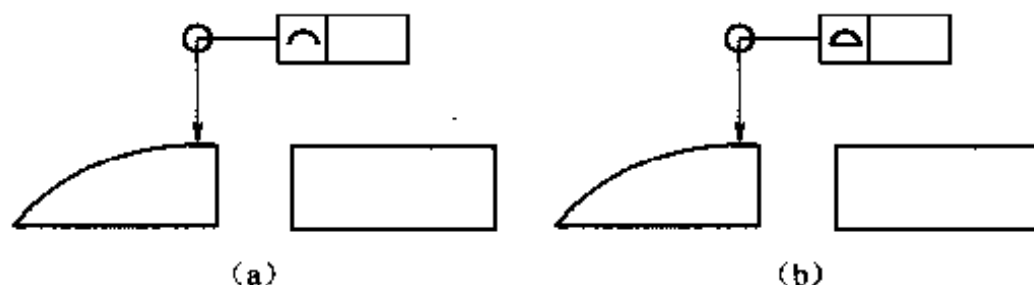


图 4-18 全周符号的标注

### 4.3.6 其他标注方法

其他标注方法与附加符号密切相关。如延伸公差带, 如图 4-19 所示, 为保证两相配件配合时能顺利装入, 则需将被测要素的公差带延伸到工件实体之外, 以控制工件外部的公差带称为延伸公差带。延伸公差带的标注用符号  $\textcircled{P}$  表示, 并要求注出其延伸范围。

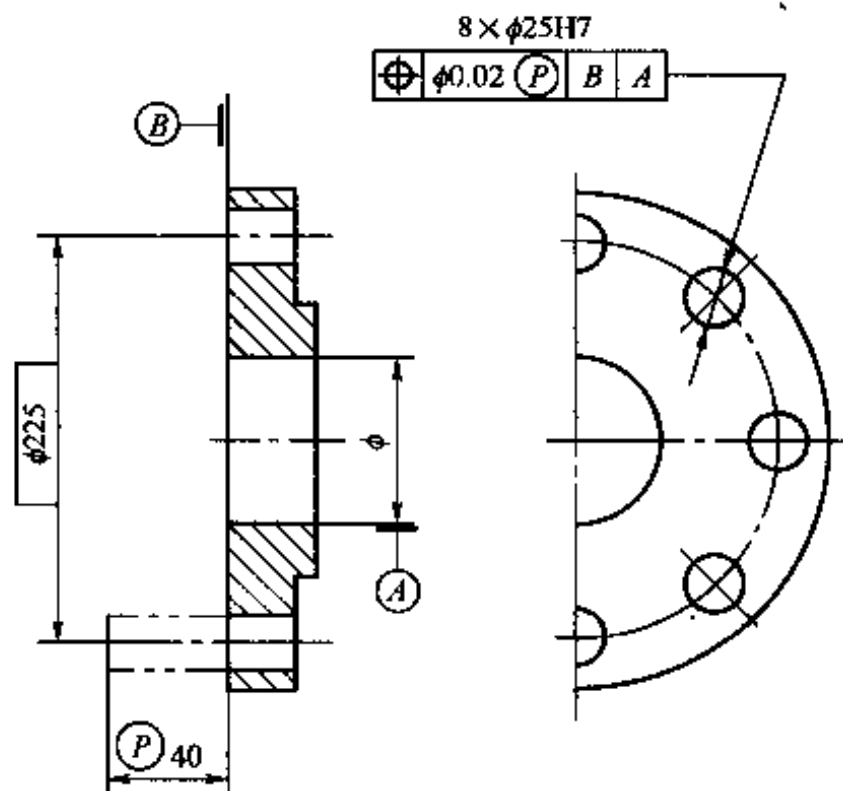


图 4-19 延伸公差带的标注

形位公差附加要求如表 4-7 所示。

表 4-7

形位公差附加要求

含 义	符 号	举 例
只许中间向材料内凹下	(-)	
只许中间向材料外凸起	(+)	
只许从左至右减小	(▷)	
只许从右至左减小	(◁)	

## 4.4 公差原则

公差原则是处理形位公差与尺寸公差关系的基本原则。公差原则有独立原则和相关原则，相关原则又可分成包容要求、最大实体要求（及其可逆要求）和最小实体要求（及其可逆要求）。

### 4.4.1 有关术语及定义

#### 1. 体外作用尺寸

体外作用尺寸是对零件装配起作用的尺寸。

在被测要素的给定长度上，与实际轴（外表面）体外相接的最小理想孔（内表面）的直径（或宽度）称为轴的体外作用尺寸  $d_{fe}$ ；与实际孔（内表面）体外相接的最大理想轴（外表面）的直径（或宽度）称为孔的体外作用尺寸  $D_{fe}$ ，如图 4-20 所示。对于关联实际要素，该体外相接的理想孔（轴）的轴线（非圆形孔、轴则为中心平面）必须与基准保持图样上给定的几何关系。

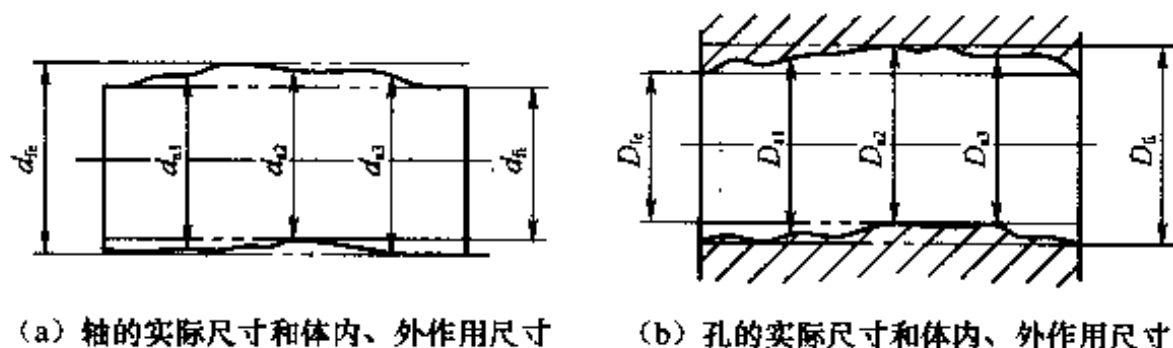


图 4-20 实际尺寸和作用尺寸

#### 2. 体内作用尺寸

体内作用尺寸是对零件强度起作用的尺寸。

在被测要素的给定长度上，与实际轴（外表面）体内相接的最大理想孔（内表面）的直径（或宽度）称为轴的体内作用尺寸  $d_{fi}$ ；与实际孔（内表面）体内相接的最小理想轴（外表面）的直径（或宽度）称为孔的体内作用尺寸  $D_{fi}$ ，如图 4-20 所示。对于关联实际要素，该体内相接的理想孔（轴）的轴线（非圆形孔、轴则为中心平面）必须与基准保持图样中给定的几何关系。

## 3. 最大实体状态和最大实体尺寸

最大实体状态 (MMC) 是实际要素在给定长度上, 处处位于极限尺寸之间并且实体最大时 (占有材料量最多) 的状态。与最大实体状态对应的极限尺寸称为最大实体尺寸 (MMS)。显然, 轴的最大实体尺寸  $d_M$  就是轴的最大极限尺寸  $d_{\max}$ , 孔的最大实体尺寸  $D_M$  就是孔的最小极限尺寸  $D_{\min}$ 。

## 4. 最小实体状态和最小实体尺寸

最小实体状态 (LMC) 是实际要素在给定长度上, 处处位于极限尺寸之间并且实体最小时 (占有材料量最少) 的状态。与最小实体状态对应的极限尺寸称为最小实体尺寸 (LMS)。显然, 轴的最小实体尺寸  $d_L$  就是轴的最小极限尺寸  $d_{\min}$ , 孔的最小实体尺寸  $D_L$  就是孔的最大极限尺寸  $D_{\max}$ 。

## 5. 最大实体实效状态和最大实体实效尺寸

最大实体实效状态 (MMVC) 是在给定长度上, 实际要素处于最大实体状态, 且其中心要素的形状或位置误差等于给出公差时的综合极限状态。与最大实体实效状态对应的体外作用尺寸称为最大实体实效尺寸 (MMVS)。对于轴, 它等于最大实体尺寸  $d_M$  加上带有  $(M)$  的形位公差值  $t$ , 即

$$d_{MV} = d_{\max} + t(M) \quad (4-1)$$

对于孔, 它等于最大实体尺寸  $D_M$  减去带有  $(M)$  的形位公差值  $t$ , 即

$$D_{MV} = D_{\min} - t(M) \quad (4-2)$$

## 6. 最小实体实效状态和最小实体实效尺寸

最小实体实效状态 (LMVC) 是在给定长度上, 实际要素处于最小实体状态, 且其中心要素的形状或位置误差等于给出公差值时的综合极限状态。最小实体实效状态对应的体内作用尺寸称为最小实体实效尺寸 (LMVS)。对于轴, 它等于最小实体尺寸  $d_L$  减去带有  $(L)$  的形位公差值  $t$ , 即

$$d_{LV} = d_{\min} - t(L) \quad (4-3)$$

对于孔, 它等于最小实体尺寸  $D_L$  加上带有  $(L)$  的形位公差值  $t$ , 即

$$D_{LV} = D_{\max} + t(L) \quad (4-4)$$

## 7. 边界

边界是设计时所给定的具有理想形状的极限包容面。(这里需要注意, 孔的理想边界是一个理想轴, 轴的理想边界是一个理想孔。) 依据极限包容面的尺寸, 理想边界具有最大实体边界 MMB、最小实体边界 LMB、最大实体实效边界 MMVB 和最小实体实效边界 LMVB, 如图 4-21 所示。各种理想边界尺寸的计算公式如下。

孔的最大实体边界尺寸:  $MMB_D = D_M = D_{\min}$

轴的最大实体边界尺寸:  $MMB_d = d_M = d_{\max}$

孔的最小实体边界尺寸:  $LMB_D = D_L = D_{\max}$

轴的最小实体边界尺寸:  $LMB_d = d_L = d_{\min}$

孔的最大实体实效边界尺寸:  $MMVB_D = D_{MV} = D_{\min} - t_1(M)$

轴的最大实体实效边界尺寸:  $MMVB_d = d_{MV} = d_{\max} + t_1(M)$

孔的最小实体实效边界尺寸:  $LMVB_D = D_{LV} = D_{\max} + t_1(L)$

轴的最小实体实效边界尺寸:  $LMVB_d = d_{LV} = d_{\min} - t_1(L)$



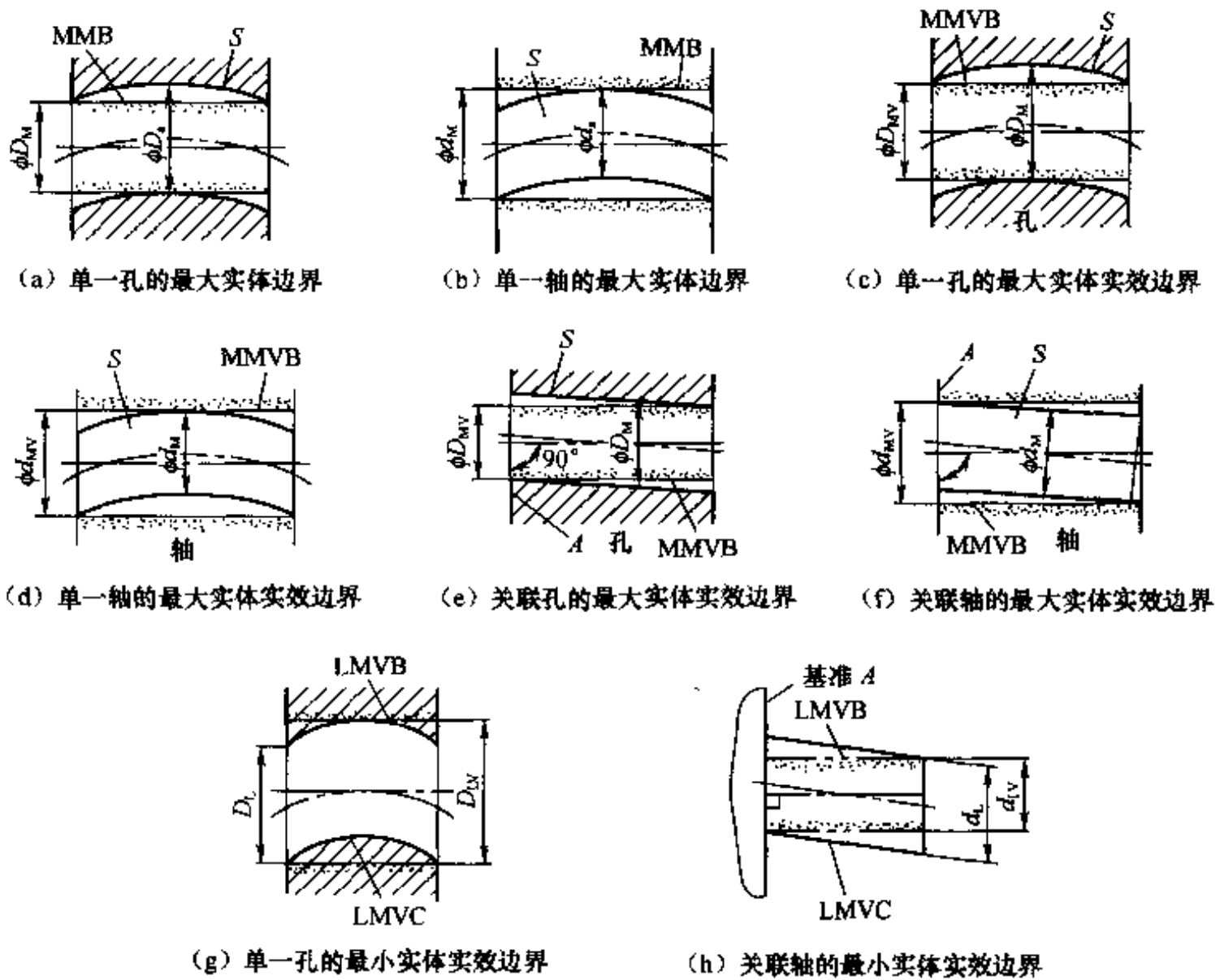


图 4-21 理想边界示意图

为方便记忆，将以上有关公差原则的术语及表示符号和公式列在表 4-8 中。

表 4-8 公差原则术语及对应的表示符号和公式

术 语	符号和公式	术 语	符号和公式
孔的体外作用尺寸	$D_{fe} = D_a - f$	最大实体尺寸	MMS
轴的体外作用尺寸	$D_{fe} = d_a + f$	孔的最大实体尺寸	$D_M = D_{min}$
孔的体内作用尺寸	$D_{fi} = D_a + f$	轴的最大实体尺寸	$d_M = d_{max}$
轴的体内作用尺寸	$D_{fi} = d_a - f$	最小实体尺寸	LMS
最大实体状态	MMC	孔的最小实体尺寸	$D_L = D_{max}$
最大实体实效状态	MMVC	轴的最小实体尺寸	$d_L = d_{min}$
最小实体状态	LMC	最大实体实效尺寸	MMVS
最小实体实效状态	LMVC	孔的最大实体实效尺寸	$D_{MV} = D_{min} - t \text{ (M)}$
最大实体边界	MMB	轴的最大实体实效尺寸	$d_{MV} = d_{max} + t \text{ (M)}$
最大实体实效边界	MMVB	最小实体实效尺寸	LMVS
最小实体边界	LMB	孔的最小实体实效尺寸	$D_{LV} = D_{max} + t \text{ (L)}$
最小实体实效边界	LMVB	轴的最小实体实效尺寸	$d_{LV} = d_{min} - t \text{ (L)}$

### 4.4.2 独立原则

独立原则是指图样上给定的形位公差和尺寸公差相互无关、各自独立、分别满足要求的

公差原则。

图样中给出的公差大部分遵守独立原则，因此该原则也是基本公差原则。采用独立原则时，图样上不需标注任何特定符号。本书前面大部分插图尺寸标注都遵循独立原则，读者可自行分析。

独立原则的适用范围较广，在尺寸公差、形位公差二者要求都严、一严一松、二者要求都松的情况下，使用独立原则都能满足要求。如印刷机滚筒形位公差要求严、尺寸公差要求松；通油孔形位公差要求松、尺寸公差要求严；连杆的小头孔尺寸公差、形位公差二者要求都严，使用独立原则均能满足要求，如图4-22所示。

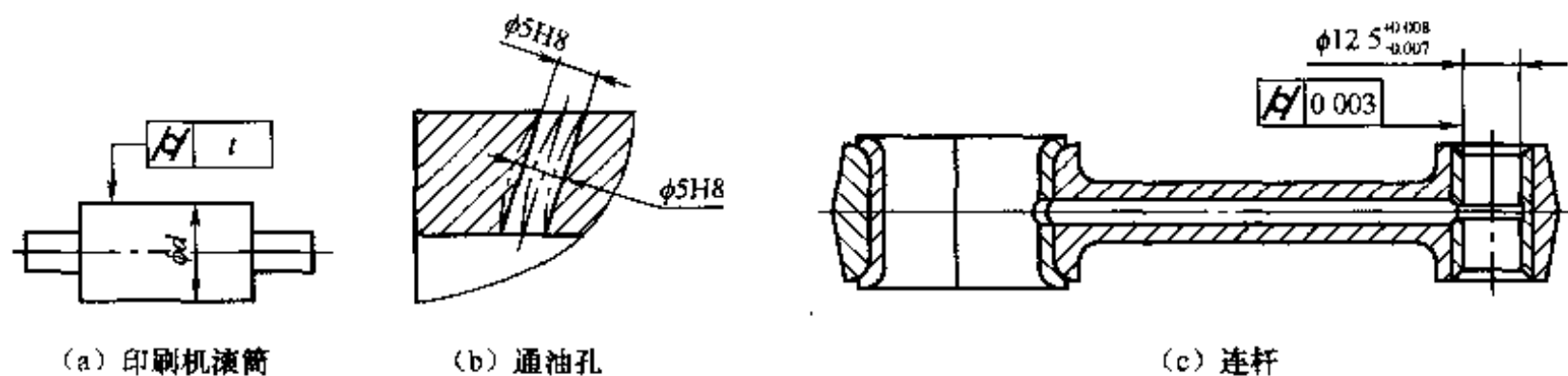


图4-22 独立原则的适用实例

### 4.4.3 包容要求

包容要求适用于单一要素。采用包容要求时，应在其尺寸极限偏差或公差带代号之后加注符号 $\textcircled{E}$ ，如图4-23(a)所示。

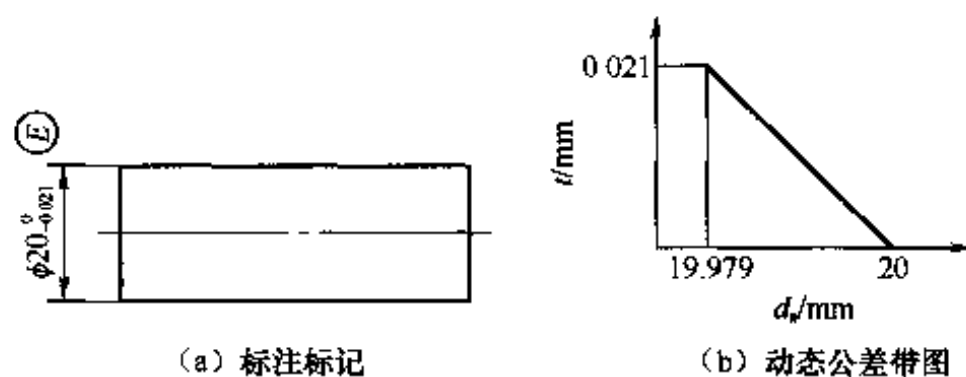


图4-23 包容要求的标注与动态公差带图

适用包容要求的被测实际要素应遵守最大实体边界，在最大实体状态下给定的形状公差值为0。当被测实际要素偏离最大实体状态时，形状公差可以获得补偿值 $t_2$ ，其补偿量来自尺寸公差，补偿量的一般计算公式为 $t_2 = |MMS - D_a(d_a)|$ 。当被测实际要素为最小实体状态时，补偿量等于尺寸公差，为最大值。

形状公差 $t$ 与尺寸公差 $T$ 的关系可以用动态公差带图表示，如图4-23(b)所示。

符合包容要求的被测实体( $D_{fe}$ 、 $d_{fe}$ )不得超越最大实体边界；被测要素的局部实际尺寸( $D_a$ 、 $d_a$ )不得超越最小实体尺寸。符合包容要求的被测实际要素的合格条件如下。

对于孔： $D_{fe} \geq D_M = D_{\min}$ ； $D_a \leq D_L = D_{\max}$ 。

对于轴： $d_{fe} \leq d_M = d_{\max}$ ； $d_a \geq d_L = d_{\min}$ 。

本例合格条件为

$$d_{fe} \leq \phi 20\text{mm}$$

$$d_a \geq \phi 19.979\text{mm}$$

综上所述, 在使用包容要求的情况下, 图样上所标注的尺寸公差具有双重职能, 既控制尺寸误差, 又控制形状误差。

包容要求用于机器零件上配合性质要求较严格的配合表面, 如滑动轴承与轴的配合、滑块和滑块槽的配合、车床尾座孔与其套筒的配合等。

#### 4.4.4 最大实体要求

##### 1. 最大实体要求的公差带解释及合格条件

最大实体要求适用于中心要素, 主要用于保证零件具有互换性的场合。其表示方法是在公差框格中的形位公差给定值  $t_1$  后面加注  $(M)$ , 如图 4-24 (a) 所示。

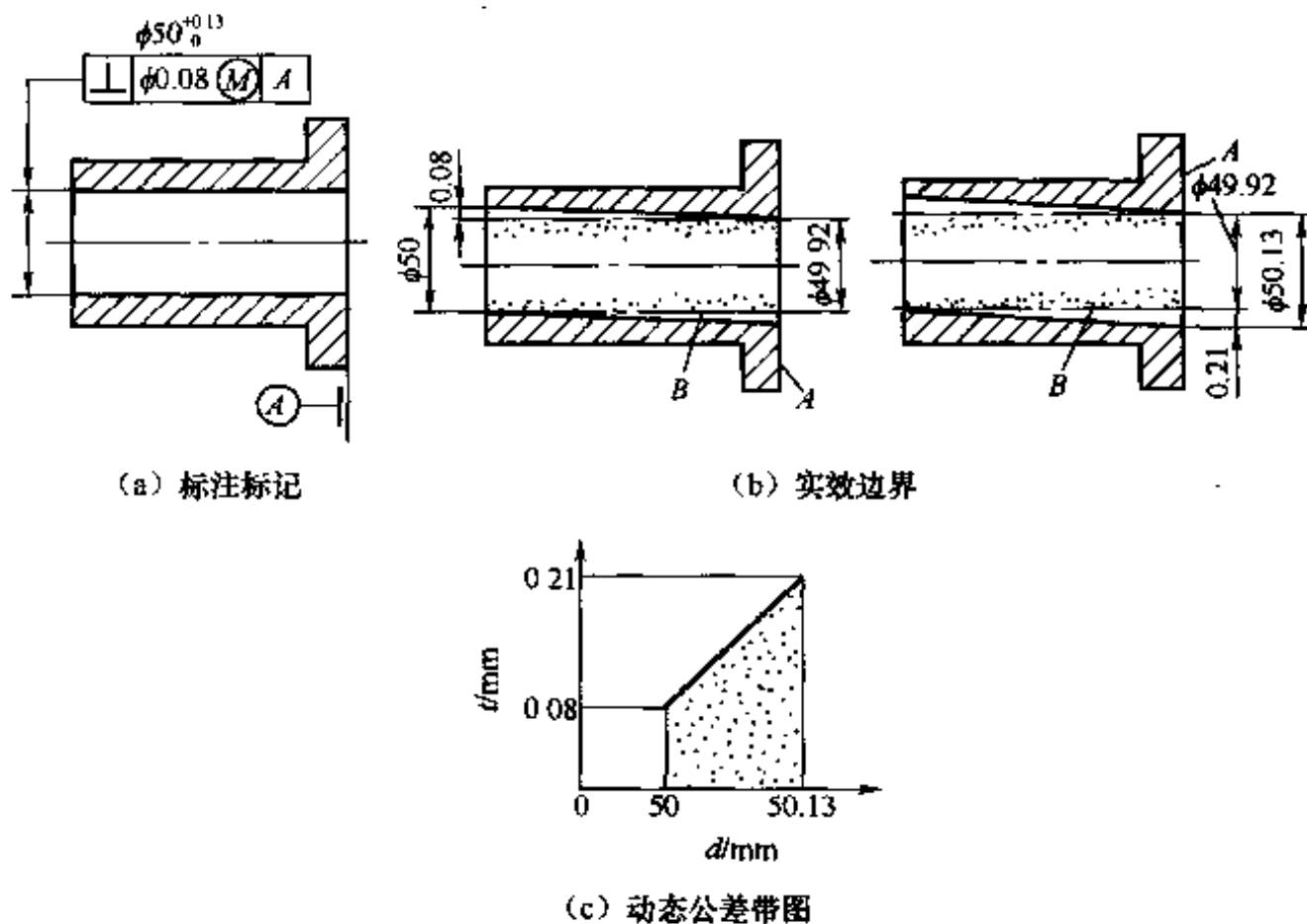


图 4-24 最大实体要求的标注标记与动态公差带图

适用最大实体要求的被测实际要素应遵守最大实体实效边界, 当其实际尺寸偏离最大实体尺寸时, 允许形位公差获得补偿值  $t_2$ 。补偿量的一般计算公式为  $t_2 = |MMS - D_a(d_a)|$ 。当被测要素为最小实体状态时, 补偿量等于尺寸公差, 为最大值, 如图 4-24 (b) 所示。其形位公差的最大允许值为  $t_{\max} = t_{2\max} + t_1$ 。由于形位公差的给定值  $t_1$  不为 0, 故动态公差带图一般为直角梯形, 如图 4-24 (c) 所示。符合最大实体要求的被测实际要素的合格条件如下。

对于孔:  $D_{fe} \geq D_{MV} = D_{\min} - t_1$ ;  $D_{\min} = D_M \leq D_a \leq D_L = D_{\max}$ 。

对于轴:  $d_{fe} \leq d_{MV} = d_{\max} + t_1$ ;  $d_{\max} = d_M \geq d_a \geq d_L = d_{\min}$ 。

本例合格条件为

$$D_{fe} \geq \phi 49.92\text{mm}$$

$$\phi 50\text{mm} \leq D_a \leq \phi 50.13\text{mm}$$

生产中常采用位置量规 (只有通规, 专为按最大实体实效尺寸判定孔、轴作用尺寸合格

性而设计制造的定值量具，可以参考形位误差检验的相关标准和有关书籍）检验使用最大实体要求的被测实际要素的实体，位置量规（通规）检验体外作用尺寸（ $D_{fe}$ 、 $d_{fe}$ ）是否超越最大实体实效边界，即位置量规测头模拟最大实体实效边界，位置量规测头通过为合格；被测实际要素的局部实际尺寸（ $D_a$ 、 $d_a$ ），采用通用量具按两点法测量，以判定是否超越最大实体尺寸和最小实体尺寸，局部实际尺寸落入极限尺寸内为合格。

最大实体要求主要用于需保证装配成功率的螺栓或螺钉连接处（即法兰盘上的连接用孔组或轴承盖上的连接用孔组）的中心要素，一般是孔组轴线的位置度，还有槽类的对称度和同轴度。

## 2. 最大实体要求的零形位公差

这是最大实体要求的特殊情况，在零件图样上的标注标记是在位置公差框格的第二格内，即位置公差值的格内写  $0(M)$  或  $\phi 0(M)$ ，如图 4-25 (a) 所示。此种情况下，被测实际要素的最大实体实效边界就变成了最大实体边界。对于位置公差而言，最大实体要求的零形位公差比起最大实体要求来，显然更严格。由于零形位公差的缘故，动态公差带的形状由直角梯形转为直角三角形，如图 4-25 (b) 所示。

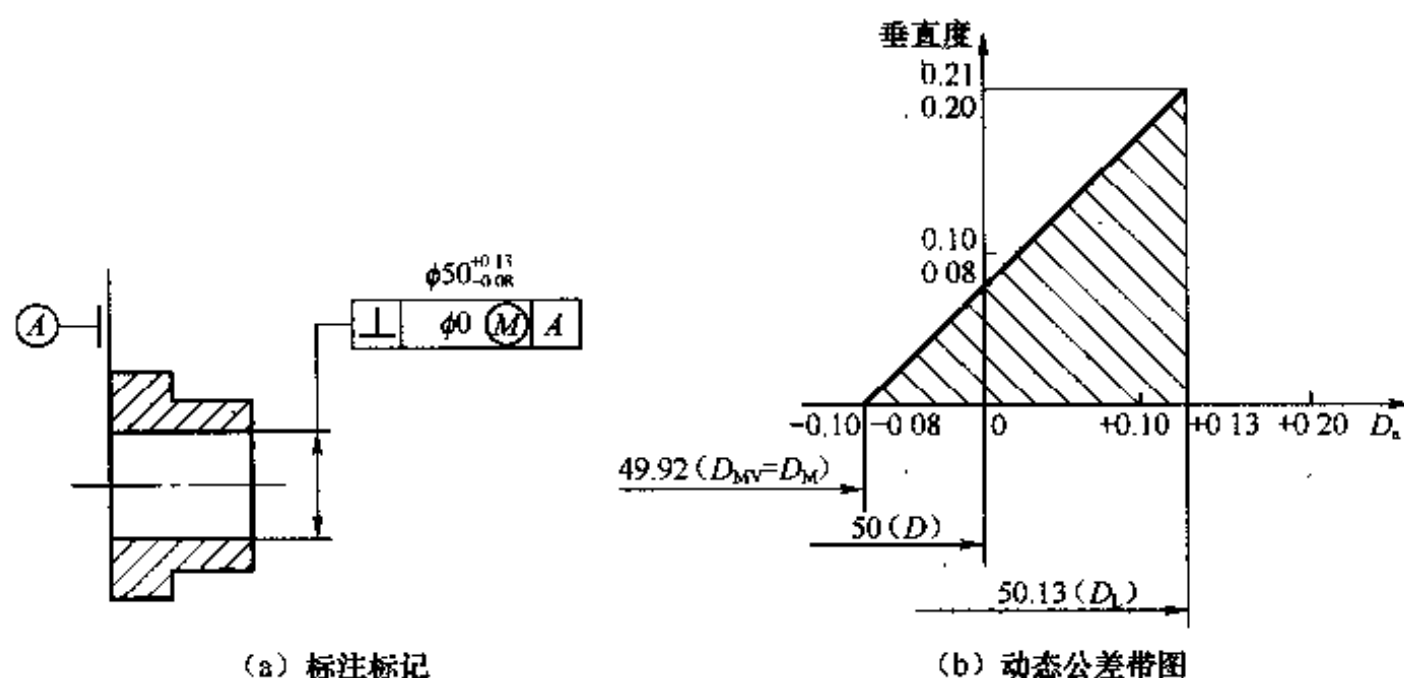


图 4-25 最大实体要求的零形位公差

生产中采用位置量规（轴型通规）检验被测要素的体外作用尺寸  $D_{fe}$ ，采用两点法检验被测要素的实际尺寸  $D_a$ 。

本例合格条件为

$$D_{fe} \geq \phi 49.92 \text{mm}$$

$$\phi 49.92 \text{mm} \leq D_a \leq \phi 50.13 \text{mm}$$

## 3. 可逆要求用于最大实体要求

在不影响零件功能的前提下，位置公差可以反过来补给尺寸公差，即位置公差有富余的情况，允许尺寸误差超过给定的尺寸公差，显然，这在一定程度上能够降低工件的废品率。在零件图样上，可逆要求用于最大实体要求的标注标记是在位置公差框格的第二格内位置公差值后面加写  $(M)$   $(R)$ ，如图 4-26 (a) 所示。此时，尺寸公差有双重职能：一是控制尺寸误差；二是协助控制形位误差。而位置公差也有双重职能：一是控制形位误差；二是协助控制尺寸误差。

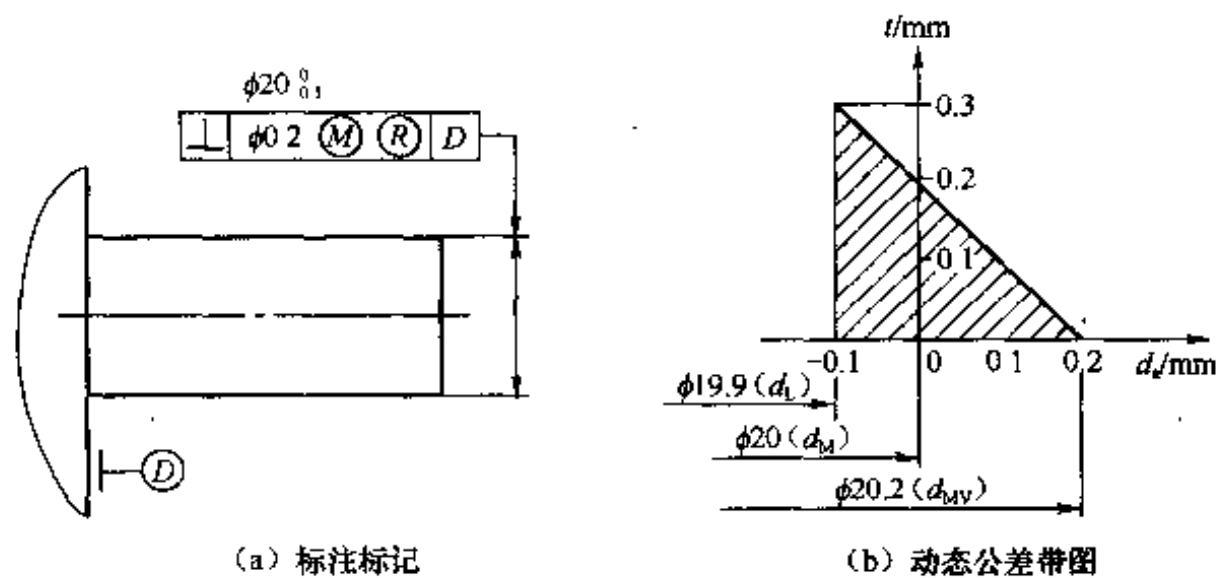


图 4-26 可逆要求用于最大实体要求

动态公差带图如图 4-26 (b) 所示。当被测要素尺寸为最小实体状态尺寸 ( $d_L = d_{\min} = \phi 19.9\text{mm}$ ) 时, 在最大实体状态 ( $d_M = d_{\max} = \phi 20\text{mm}$ ) 下给定的形位公差值  $t_1$  (0.2mm) 即可获得补偿值  $t_2$  (0.1mm), 其位置公差最大允许值为  $t_{\max} = (0.2 + 0.1)\text{mm} = 0.3\text{mm}$ 。

当位置公差有富余时, 也允许位置公差补给尺寸公差, 如本例尺寸为  $\phi 20.2\text{mm}$  时, 位置公差值为最小, 等于 0。相当于使被测要素的尺寸公差增大。需强调的是, 被测实际要素的实际轮廓仍要遵守其最大实体实效边界。

本例合格条件为

$$d_{fe} \leq \phi 20.2\text{mm}$$

$$\phi 19.9\text{mm} \leq d_a \leq \phi 20\text{mm}$$

当  $f_L < 0.2\text{mm}$  时,  $\phi 19.9\text{mm} \leq d_a \leq \phi 20.2\text{mm}$ 。

#### 4.4.5 最小实体要求

##### 1. 最小实体要求的公差带解释及合格条件

最小实体要求也是相关公差原则中的 3 种要求之一, 主要用于保证零件的最小壁厚 (如空心的圆柱凸台、带孔的小垫圈或耳板等), 一般用于中心轴线的位置度、同轴度等处。其表示方法是在公差框格中的形位公差给定值  $t_1$  后面加注  $(L)$ , 如图 4-27 (a) 所示, 此时要保证孔边距平面 A 的最小距离为

$$S_{\min} = (6 - 0.2 - 4.125)\text{mm} = 1.675\text{mm}$$

适用最小实体要求的被测实际要素应遵守最小实体实效边界 ( $D_{LV}$ ), 当其实际尺寸偏离最小实体尺寸时, 允许形位公差获得补偿值  $t_2$ 。补偿量的一般计算公式为  $t_2 = |LMS - D_a(d_a)|$ 。

当被测实际要素为最大实体状态时, 形位公差获得的补偿量为最多, 这种情况下形位公差的最大允许值为  $t_{\max} = t_{2\max} + t_1$ 。

由于形位公差的给定值  $t_1$  不为 0, 故动态公差带图一般为直角梯形, 如图 4-27 (c) 所示。

目前尚没有检验用量规, 因为量规无法实现检测过程 (量规测头不可能进入被测要素的体内去检测体内作用尺寸)。生产中一般采用绘图法求得被测要素的体内作用尺寸 ( $D_B$ 、 $d_B$ ), 在测量具备很好条件时, 可采用坐标机测量并由计算机处理测量数据 (三坐标测量机的内容详见第 4.6 节)。被测实际要素的局部实际尺寸 ( $D_a$ 、 $d_a$ ) 用通用量具按两点法测量, 以判断

是否合格。符合最小实体要求的被测实际要素的合格条件如下。

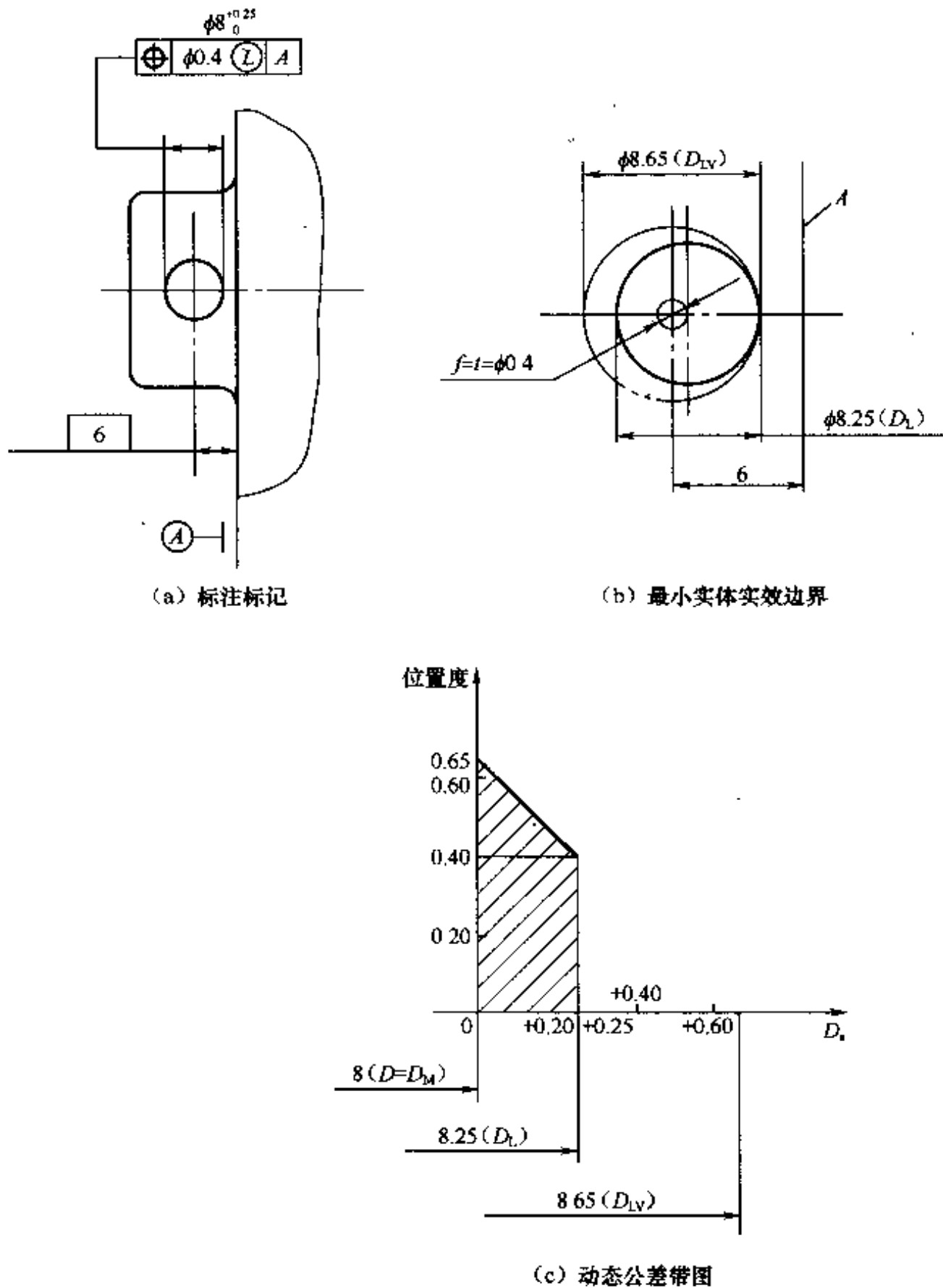


图 4-27 最小实体要求

对于孔： $D_{fi} \leq D_{LV} = D_{max} + t_1$ ； $D_{min} = D_M \leq D_a \leq D_L = D_{max}$ 。

对于轴： $d_{fi} \geq d_{LV} = d_{min} - t_1$ ； $d_{max} = d_M \geq d_a \geq d_L = d_{min}$ 。

### 2. 最小实体要求的零形位公差

这是最小实体要求的特殊情况，允许在最小实体状态时给定位置公差值为 0。在零件图样上的标注标记是在位置公差框格的第二格内，即在位置公差值的格内写 0 (L) 或  $\phi 0$  (L)。此种情况下，被测实际要素最小实体实效边界就变成了最小实体边界。对于位置公差而言，最小实体要求的零形位公差比起最小实体要求来，显然更严格。有关示例和应用可以参考形位误差检验的相关标准和有关书籍。

3. 可逆要求用于最小实体要求

在零件图样上，可逆要求用于最小实体要求的标注标记，是在位置公差框格的第二格内位置公差值后面加写Ⓕ Ⓖ，如图 4-28 (a) 所示。此时尺寸公差也具有双重职能：一是控制尺寸误差；二是协助控制形位误差。而位置公差也有双重职能：一是控制形位误差；二是协助控制尺寸误差。当被测要素实际尺寸偏离最小实体尺寸时，其偏离量可补偿给形位公差值；当被测要素的形位误差值小于公差框格中的给定值时，也允许实际尺寸超出尺寸公差所给出的极限尺寸（最小实体尺寸）。此时被测要素的实际轮廓仍应遵守其最小实体实效边界。

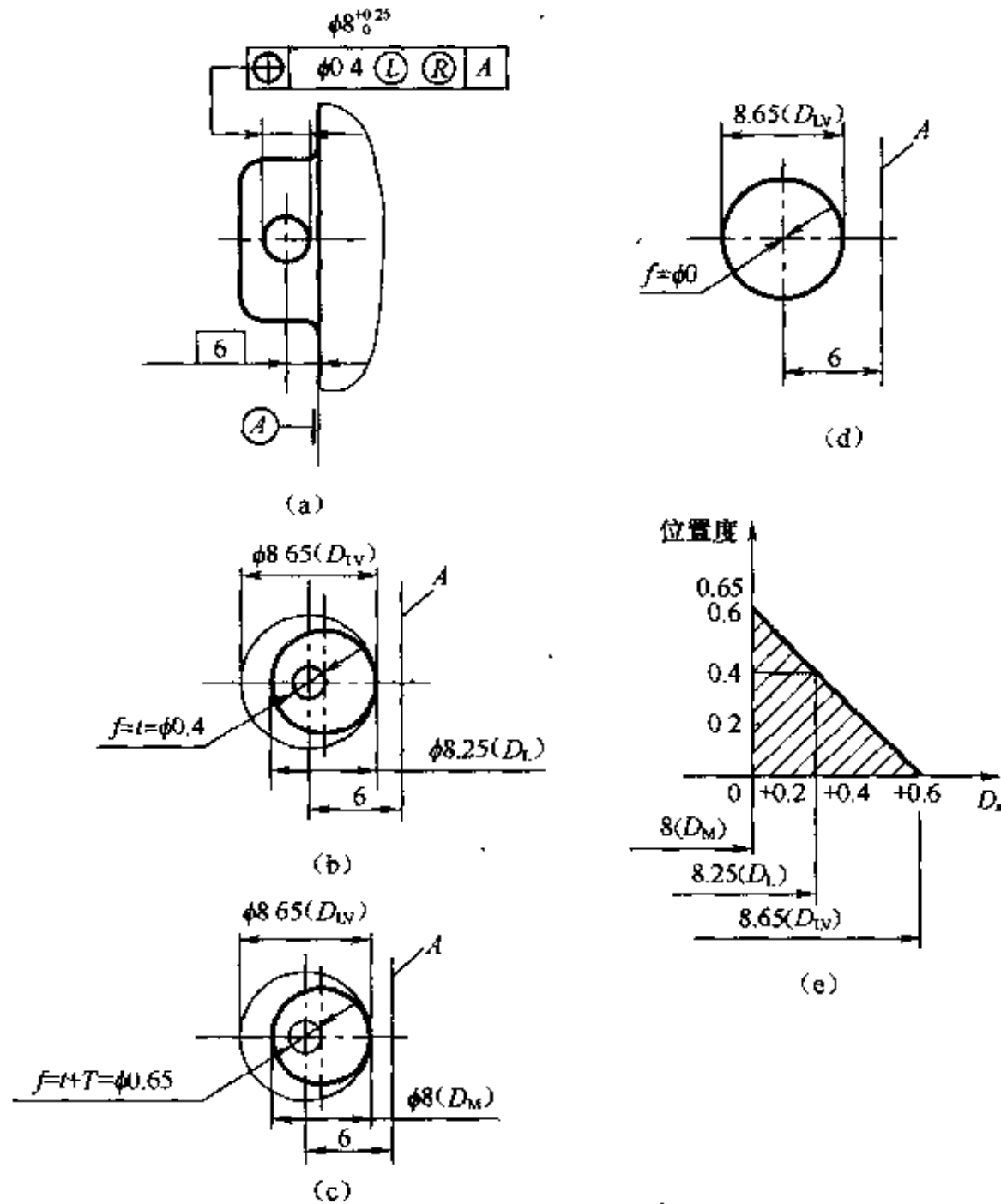


图 4-28 可逆要求用于最小实体要求

可逆要求解释如下：当孔的实际尺寸偏离最小实体尺寸时，其轴线对基准 A 的位置度公差值增大，最大至 0.65mm，如图 4-28 (c) 所示；而当孔的轴线对基准 A 的位置度误差值小于给出的位置度公差值时，也允许孔的实际尺寸超出其最小实体尺寸 ( $D_L = D_{max} = \phi 8.25\text{mm}$ )。即允许其尺寸公差值增大，但必须保证其体内作用尺寸  $D_{fi}$  不超出其定位最小实体实效尺寸  $D_{LV} = D_L + t_1 = 8.25 + 0.4 = 8.65\text{mm}$ 。给出的孔轴线的位位置公差值与孔轴线的位位置度误差值之差就等于孔的尺寸公差的增加值，所以，当孔的轴线对基准 A 的位置度误差为 0 时（即该孔具有理想形状及位置），其实际尺寸可以等于孔的定位最小实体实效尺寸  $\phi 8.65\text{mm}$ ，即其尺寸公差可达最大值，且等于给出的尺寸公差与给出的位置

度公差之和  $T_D = 0.25 + 0.4 = 0.65\text{mm}$ 。可逆要求用于最小实体要求的动态公差带图如图 4-28 (e) 所示。

## 4.5 形位公差的选用

正确地选用形位公差项目，合理地确定形位公差数值，对提高产品的质量和降低成本具有十分重要的意义。

形位公差的选用主要包括选择和确定公差项目、公差数值、基准、公差原则以及选择正确的标注方法。

### 4.5.1 形位公差项目的选择

形位公差项目的具体选用，可综合考虑以下几个方面。

#### 1. 零件的几何特征

零件在加工后总会产生自身几何特征决定的一些形位误差。例如，圆柱形零件会有圆柱度误差，圆锥零件会有圆度误差和素线直线度误差，平面零件会有平面度误差，凸轮类零件会有轮廓度误差，阶梯轴、孔会有同轴度误差，孔、槽类零件会有位置度或对称度误差等等。但是，在图样上要控制零件的形位误差，是否都要规定相应的公差项目呢？这还需从后述的几个方面综合考虑后决定。

#### 2. 零件的使用要求

在确定形位公差项目时，应分析形位误差对零件使用性能的影响。有的影响配合性质（如转轴的正截面内各处间隙不均匀），有的影响可装入性（如箱盖上各螺栓孔的位置度误差过大），有的影响密封性（如齿轮泵左右泵盖的平面度误差过大）等。只有对零件使用性能有显著影响的误差项目，才规定形位公差。例如，机床导轨的直线度误差会影响与之结合零件的运动精度，故应规定直线度公差；齿轮箱上各轴承孔轴线的平行度误差，会影响齿轮的接触精度和齿侧间隙的均匀性，因此应规定平行度公差。设计时，应尽量减少在图样上标注的形位公差项目，对于那些对零件使用性能无影响或影响不大而能由尺寸公差控制的形位公差项目，以及一般机械加工能控制的形位误差项目，在图样上则不必标注形位公差，但应遵守国家标准《形状和位置公差 未注公差的规定》（GB/T 1184—1996）中的规定。

#### 3. 测量的方便性

例如，齿轮箱中传动轴的两支承轴颈，根据其几何特征及使用要求，应规定圆柱度公差和同轴度公差，但为了便于测量，可用径向圆跳动（或全跳动）公差代替；对于长度与直径之比较大的圆柱形零件，从综合控制形状误差的角度出发，应标注圆柱度公差。但目前圆柱度误差难以检测，故为测量方便，可考虑分别用圆度、素线直线度和素线平行度等项目代替。

#### 4. 形位公差的综合控制功能

圆柱度公差可以控制该要素的圆度误差，定向公差可以控制与其有关的形状误差，定位公差可以控制与其有关的定向误差和形状误差，跳动公差可以控制与其有关的定位、定向和



形状误差。因此，对同一被测要素规定了圆柱度公差，一般就不再规定圆度公差；规定了定向公差，通常就不再规定与其有关的形状公差等。

5. 典型零件形位公差项目选择示例

零件的结构形状虽然千差万别，但根据它们在机器中的作用、加工方法和结构特点，大致可分为轴套、盘盖、叉架和箱体 4 种类型。选择形位公差项目时，可参照同类零件进行类比。

现简要作一介绍。

(1) 轴套类零件

轴套类零件包括各种轴、丝杠、套筒等。轴类零件在机器中主要用来支承传动件（如齿轮、带轮等），实现旋转运动并传递动力。

轴套类零件大多数由位于同一轴线上数段直径不同的回转体组成，它们的轴向尺寸一般比径向尺寸大。根据结构特点，一般选择具有综合功能的形位公差项目（如圆跳动公差）控制形位误差（如圆度误差）。轴上的常见结构有轴肩、键槽等，可根据需要选用端面圆跳动来控制轴肩对基准轴线的垂直度误差，对键槽一般给出对称度公差等，如图 4-29 所示。

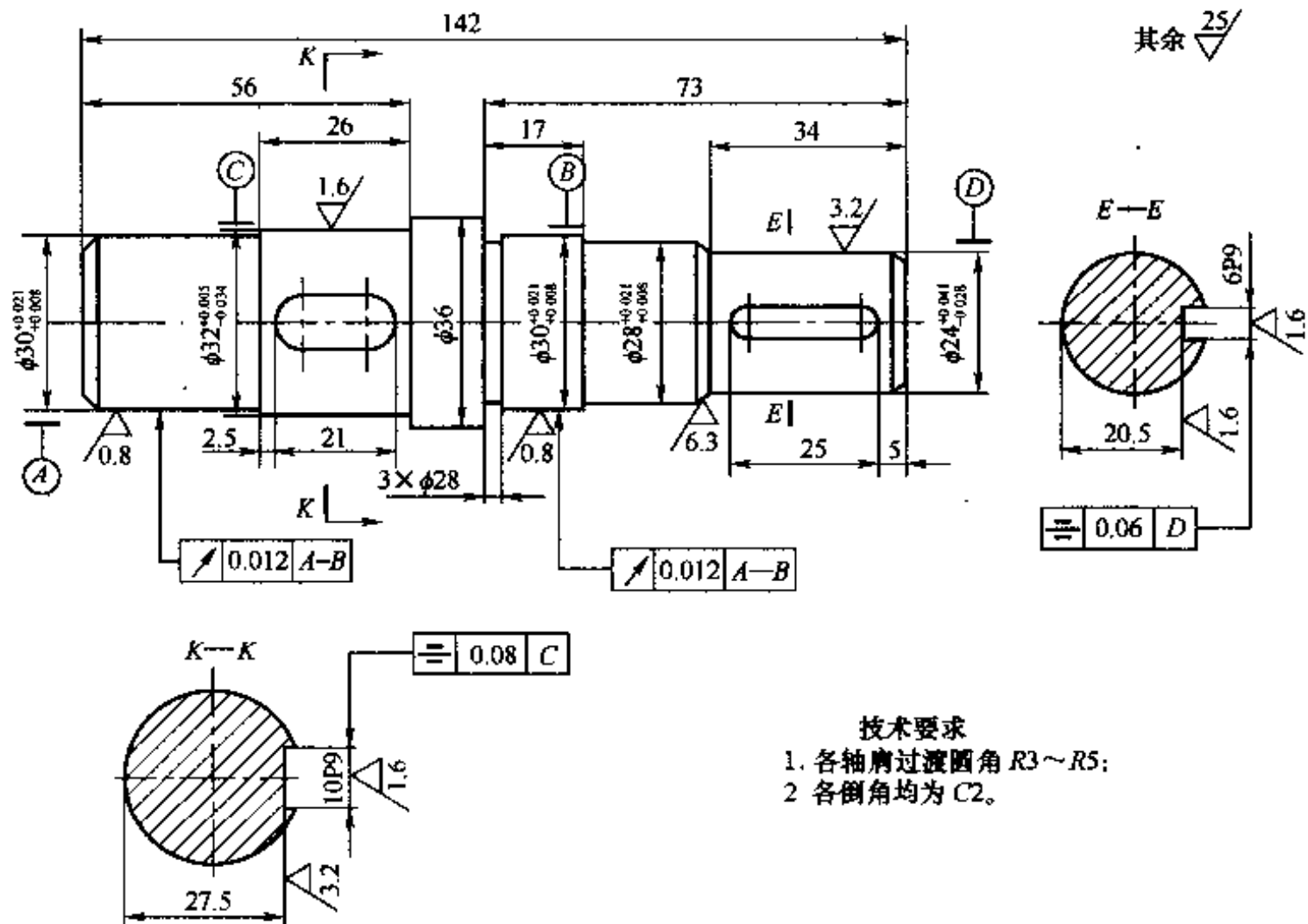


图 4-29 输出轴零件图

(2) 盘盖类零件

盘盖类零件包括法兰盘，端盖各种轮子（手轮、齿轮）等，这类零件主要用于支承传动、轴向定位和密封等。

盘盖类零件的基本形状是扁平的盘状，一般由同轴不同直径的回转体组成，其厚度方向尺寸往往比其他方面的尺寸小得多。根据结构特点，一般选择同轴度控制回转体各直径的同

轴度误差；在有密封要求的端面上，一般需给出平面度公差；对凸缘处起连接作用的螺孔（光孔），需给出位置度公差等，如图4-30所示。

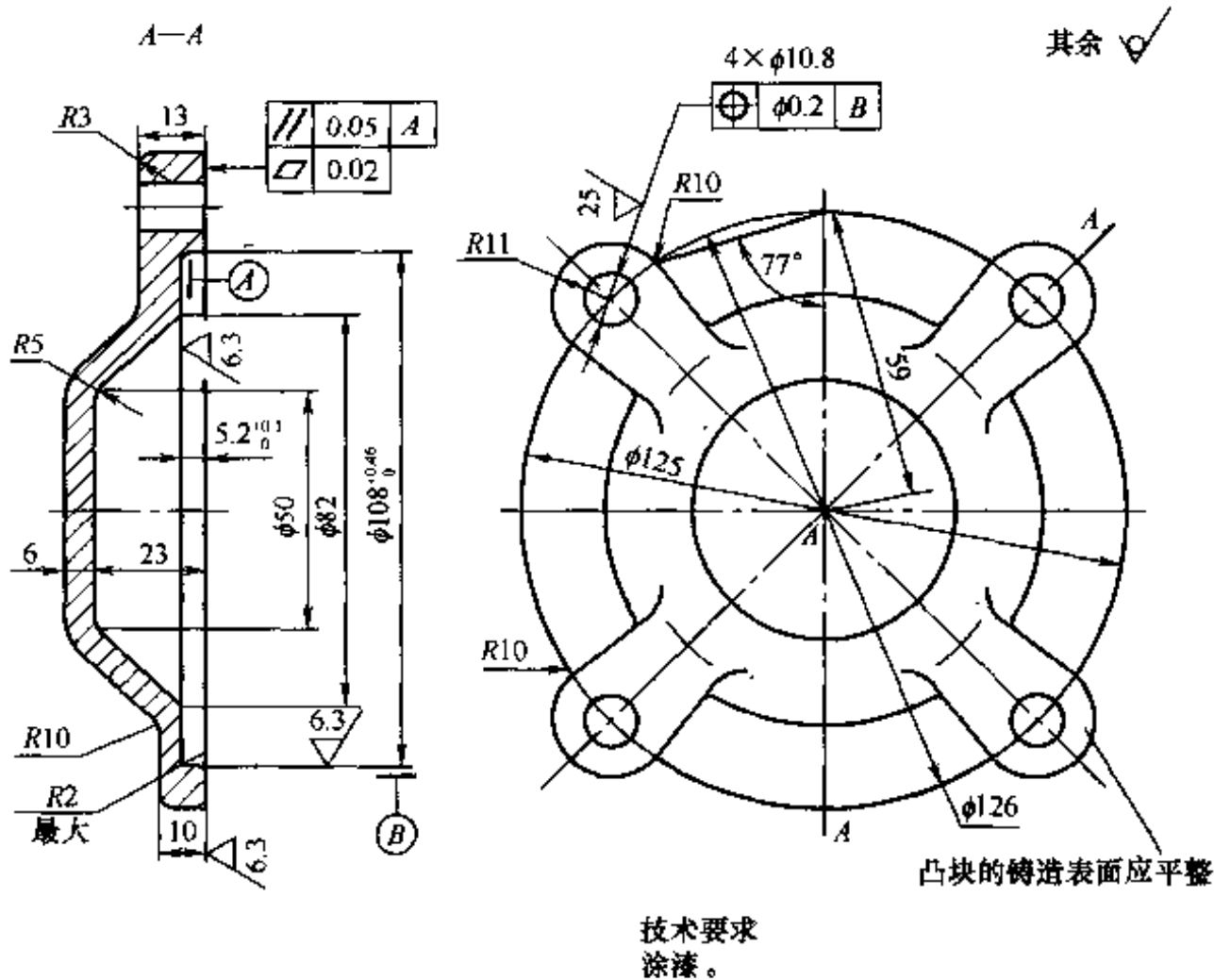


图4-30 压盖零件图

### (3) 叉架类零件

叉架类零件包括拨叉、连杆、摇臂、杠杆等，该类零件常起支承、连接和拨动零件的作用。

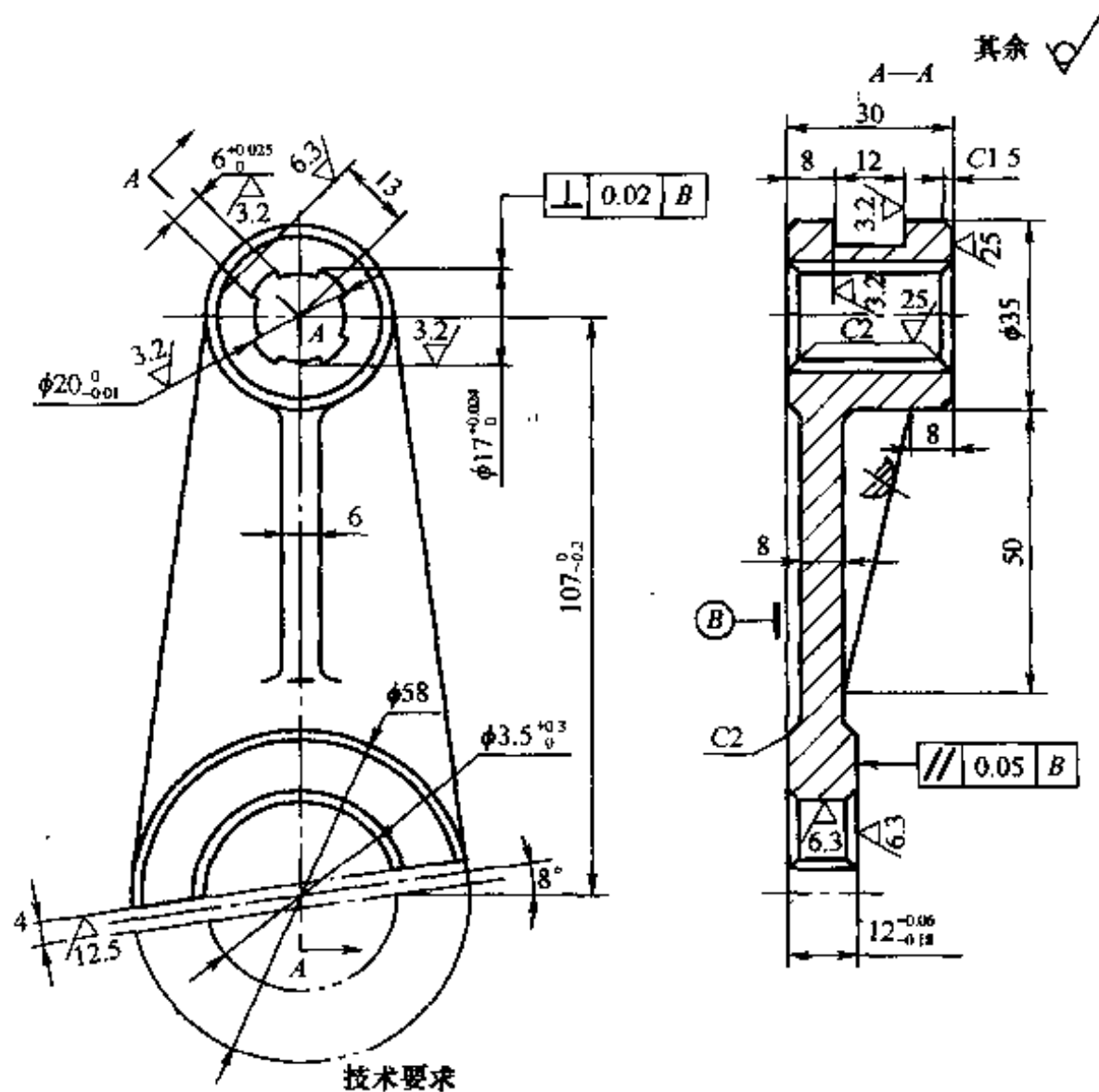
叉架类零件的结构形式多样化，差别较大，但都是由支承部分、拨动部分和连接部分组成。根据结构特点，一般选用平面度控制拨叉脚两端面的形状误差，选用平行度和垂直度控制连接部分与支承部分的位置误差，如图4-31所示。

### (4) 箱体类零件

箱体是机器或部件的外壳或座体，起着支承、包容运动件等作用。其结构形状复杂，加工位置多变，一般选择圆度和圆柱度控制包容面（内孔）的形状误差，选择平行度、垂直度和同轴度控制孔系之间的相互位置误差，如图4-32所示。

## 4.5.2 形位公差值（或公差等级）的选择

形位公差值的确定原则是根据零件的功能要求，并考虑加工的经济性和零件的结构刚性等情况，形位公差值的大小由形位公差等级确定（结合主参数），因此，确定形位公差值实际上就是确定形位公差等级。在国家标准中，将形位公差分为12个等级，1级最高，依次递减，6级与7级为基本级（参见表4-9），其中圆度、圆柱度公差值，为了适应精密零件的需要增加了一个0级。



技术要求  
 1. 拨叉斜度不大于 3°;  
 2. 未注倒角 C1。

图 4-31 拨叉零件图

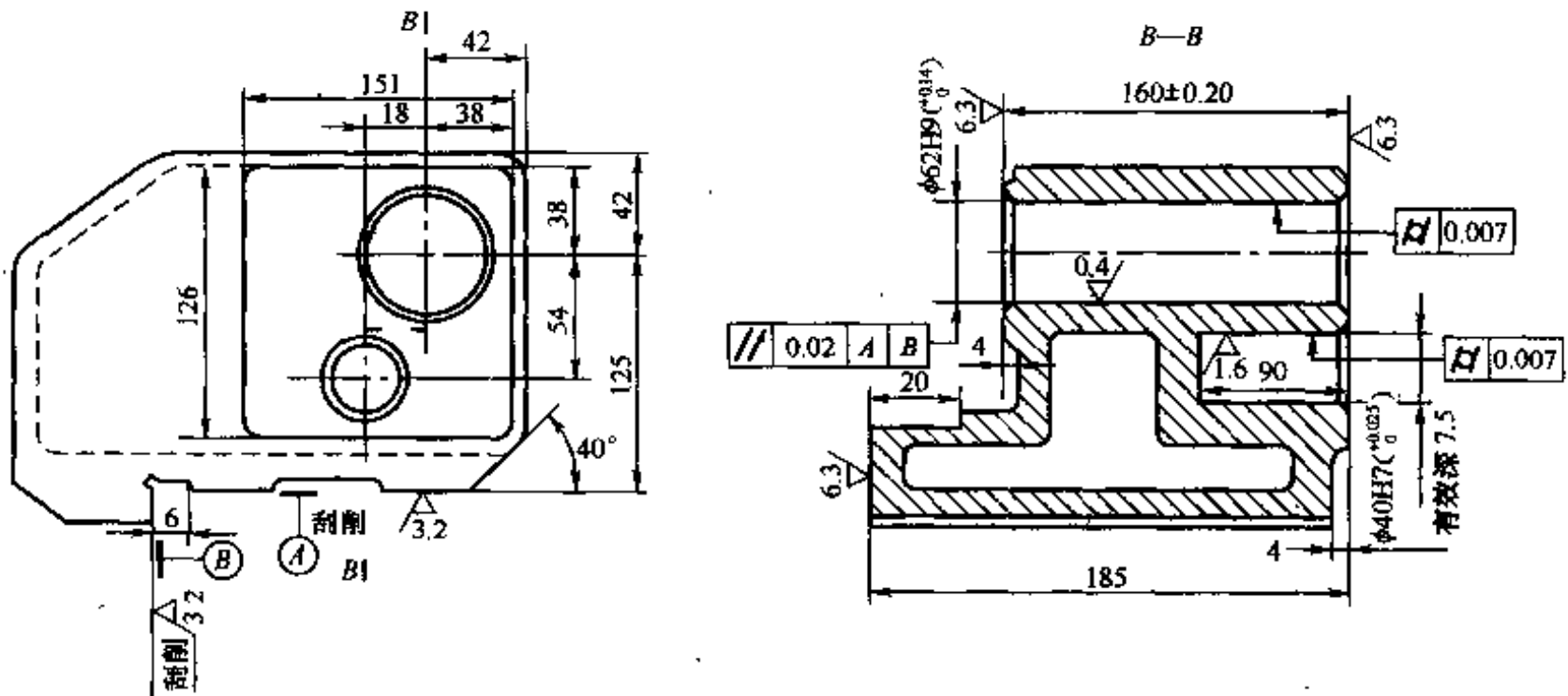


图 4-32 尾座壳体

表 4-9

形位公差基本级

基本级	项 目				
6	—	□		⊥	∟

续表

基本级	项 目				
7	○	∥	⊙	≡	↗

通常用类比法选择公差等级，此外还应考虑下列因素。

#### 1. 形状公差与位置公差的关系

同一要素上给定的形状公差值应小于位置公差值。如同一平面，平面度公差值应小于该平面对基准的平行度公差值，即应满足下列关系： $f_{\text{形状}} < f_{\text{定向}} < f_{\text{定位}}$ 。

#### 2. 形位公差与尺寸公差的关系

圆柱形零件的形状公差（轴线直线度除外）一般情况下应小于其尺寸公差值，平行度公差值应小于其相应的距离尺寸的公差值。

#### 3. 形位公差与表面粗糙度的关系

通常表面粗糙度的  $R_a$  值可约占形状公差值的 20%~25%。

#### 4. 考虑零件的结构特点

对于刚性较差的零件（如细长轴）和结构特殊的要素（如跨距较大的孔、轴的同轴度公差等），在满足零件功能要求的前提下其公差值可适当降低 1~2 级。

确定具体公差数值时，可参考表 4-10~表 4-18。

表 4-10 直线度和平面度公差值 (GB 1184—80) ( $\mu\text{m}$ )

主参数 $L$ (mm)	公差等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 10$	0.2	0.4	0.8	1.2	2	3	5	8	12	20	30	60
10~16	0.25	0.5	1	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	80
16~25	0.3	0.6	1.2	2	3	5	8	12	20	30	50	100
25~40	0.4	0.8	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	60	120
40~63	0.5	1	2	3	5	8	12	20	30	50	80	150
63~100	0.6	1.2	2.5	4	6	10	15	25	40	60	100	200
100~160	0.8	1.5	3	5	8	12	20	30	50	80	120	250
160~250	1	2	4	6	10	15	25	40	60	100	150	300
250~400	1.2	2.5	5	8	12	20	30	50	80	120	200	400
400~630	1.5	3	6	10	15	25	40	60	100	150	250	500
630~1 000	2	4	8	12	20	30	50	80	120	200	300	600
1 000~1 600	2.5	5	10	15	25	40	60	100	150	250	400	800
1 600~2 500	3	6	12	20	30	50	80	120	200	300	500	1 000
2 500~4 000	4	8	15	25	40	60	100	150	250	400	600	1 200
4 000~6 300	5	10	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1 500
6 300~10 000	6	12	25	40	60	100	150	250	400	600	1 000	2 000

主参数  $L$  图例

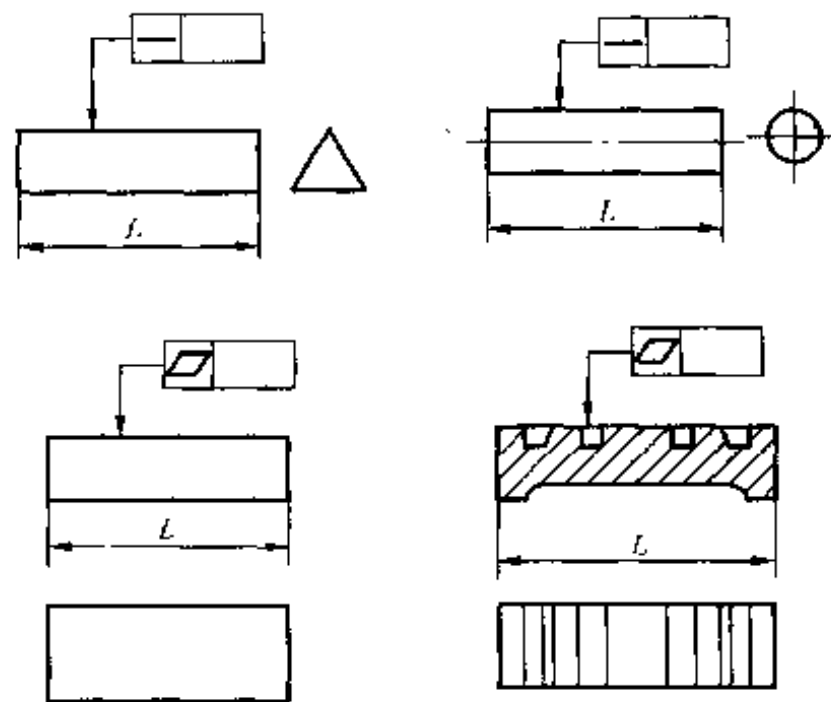


表 4-11 直线度和平面度公差等级应用举例

公差等级	应用举例
1、2	用于精密量具，测量仪器以及精度要求较高的精密机械零件，如零级样板、平尺、零级宽平尺、工具显微镜等精密测量仪器的导轨面，喷油嘴针阀体端面平面度，液压泵柱塞套端面的平面度等
3	用于零级及 1 级宽平尺工作面，1 级样板平尺的工作面，测量仪器圆弧导轨的直线度、测量仪器的测杆等
4	用于量具，测量仪器和机床的导轨，如 1 级宽平尺、零级平板，测量仪器的 V 形导轨，高精度平面磨床的 V 形导轨和滚动导轨，轴承磨床及平面磨床床身直线度等
5	用于 1 级平板、2 级宽平尺、平面磨床纵导轨、垂直导轨、立柱导轨和平面磨床的工作台，液压龙门刨床导轨面、转塔车床床身导轨面，柴油机进排气门导杆等
6	用于 1 级平板，卧式车床床身导轨面，龙门刨床导轨面，滚齿机立柱导轨，床身导轨及工作台，自动车床床身导轨，平面磨床垂直导轨，卧式镗床、铣床工作台以及机床主轴箱导轨，柴油机进排气门导杆直线度，柴油机机体上部结合面等
7	用于 2 级平板，0.02 游标卡尺尺身的直线度，机床主轴箱体，滚齿机床身导轨的直线度，镗床工作台，摇臂钻底座工作台，柴油机气门导杆，液压泵盖的平面度，压力机导轨及滑块
8	用于 2 级平板，车床溜板箱体，机床主轴箱体、机床传动箱体，自动车床底座的直线度，“汽缸盖结合面、汽缸座、内燃机连杆分离面的平面度，减速机壳体的结合面
9	用于 3 级平板，机床溜板箱，立钻工作台，螺纹磨床的挂轮架，金相显微镜的载物台，柴油机汽缸体连杆的分离面，缸盖的结合面，阀片的平面度，空气压缩机汽缸体，柴油机缸孔环面的平面度以及辅助机构及手动机械的支承面
10	用于 3 级平板，自动车床床身底面的平面度，车床挂轮架的平面度，柴油机汽缸体，摩托车的曲轴箱体，汽车变速箱的壳体与汽车发动机缸盖结合面，阀片的平面度，以及液压、管件和法兰的连接面等
11、12	用于易变形的薄片零件，如离合器的摩擦片、汽车发动机缸盖的结合面等

表 4-12 圆度和圆柱度公差值 (GB/T 1184—1996) ( $\mu\text{m}$ )

主参数 $d$ ( $D$ ) /mm	公差等级												
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 3$	0.1	0.2	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25
3~6	0.1	0.2	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30

续表

主参数 $d$ ( $D$ ) /mm	公差等级												
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
6~10	0.12	0.25	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36
10~18	0.15	0.25	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43
18~30	0.2	0.3	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52
30~50	0.25	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62
50~80	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74
80~120	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87
120~180	0.6	1	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100
180~250	0.8	1.2	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115
250~315	1.0	1.6	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130
315~400	1.2	2	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140
400~500	1.5	2.5	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155

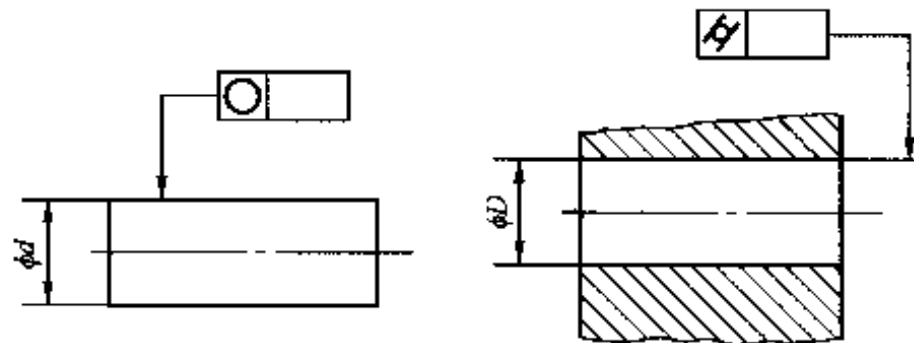
主参数  $d$  ( $D$ ) 图例

表 4-13

圆度和圆柱度公差等级应用举例

公差等级	应用举例
1	高精度量仪主轴, 高精度机床主轴、滚动轴承滚珠和滚柱等
2	精密量仪主轴、外套、阀套, 高压油泵柱塞及套, 纺锭轴承, 高速柴油机进、排气门、精密机床主轴轴颈, 针阀圆柱表面, 喷油泵柱塞及柱塞套
3	工具显微镜套管外圆, 高精度外圆磨床轴承, 磨床砂轮主轴套筒, 喷油嘴针、阀体, 高精度微型轴承内外圆
4	较精密机床主轴, 精密机床主轴箱孔, 高压阀门活塞、活塞销、阀体孔, 工具显微镜顶针, 高压液压泵柱塞, 较高精度滚动轴承配合轴, 铣削动力头箱体孔等
5	一般量仪主轴, 测杆外圆, 陀螺仪轴颈, 一般机床主轴, 较精密机床主轴及主轴箱孔, 柴油机、汽油机活塞、活塞销孔, 铣削动力头轴承箱座孔, 高压空气压缩机十字头销、活塞, 较低精度滚动轴承配合轴等
6	仪表端盖外圆, 一般机床主轴及箱体孔, 中等压力下液压装置工作面(包括泵、压缩机的活塞和汽缸), 汽车发动机凸轮轴, 纺机锭子, 通用减速器轴颈, 高速船用发动机曲轴, 拖拉机曲轴主轴颈
7	大功率低速柴油机曲轴、活塞、活塞销、连杆、汽缸、高速柴油机箱体孔, 千斤顶或压力液压缸活塞, 液压传动系统的分配机构, 机车传动轴, 水泵及一般减速器轴颈
8	低速发动机、减速器、大功率曲柄轴轴颈, 压气机连杆盖、体, 拖拉机汽缸体、活塞, 炼胶机冷铸轴辊, 印刷机传墨辊, 内燃机曲轴, 柴油机机体孔、凸轮轴, 拖拉机、小型船用柴油机汽缸套
9	空气压缩机缸体, 液压传动筒, 通用机械杠杆与拉杆用套筒销子, 拖拉机活塞环、套筒孔
10	印染机导布辊、绞车、吊车、起重机滑动轴承轴颈等

表 4-14

平行度、垂直度和倾斜度公差值 (GB/T 1184—1996)

( $\mu\text{m}$ )

主参数 $L, d(D)$ /mm	公差等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 10$	0.4	0.8	1.5	3	5	8	12	20	30	50	80	120
10~16	0.5	1	2	4	6	10	15	25	40	60	100	150
16~25	0.6	1.2	2.5	5	8	12	20	30	50	80	120	200
25~40	0.8	1.5	3	6	10	15	25	40	60	100	150	250
40~63	1	2	4	8	12	20	30	50	80	120	200	300
63~100	1.2	2.5	5	10	15	25	40	60	100	150	250	400
100~160	1.5	3	6	12	20	30	50	80	120	200	300	500
160~250	2	4	8	15	25	40	60	100	150	250	400	600
250~400	2.5	5	10	20	30	50	80	120	200	300	500	800
400~630	3	6	12	25	40	60	100	150	250	400	600	1 000
630~1000	4	8	15	30	50	80	120	200	300	500	800	1 200
1000~1600	5	10	20	40	60	100	150	250	400	600	1 000	1 500
1600~2500	6	12	25	50	80	120	200	300	500	800	1 200	2 000
2500~4000	8	15	30	60	100	150	250	400	600	1 000	1 500	2 500
4000~6300	10	20	40	80	120	200	300	500	800	1 200	2 000	3 000
6300~10000	12	25	50	100	150	250	400	600	1 000	1 500	2 500	4 000

主参数  $L, d(D)$  图例

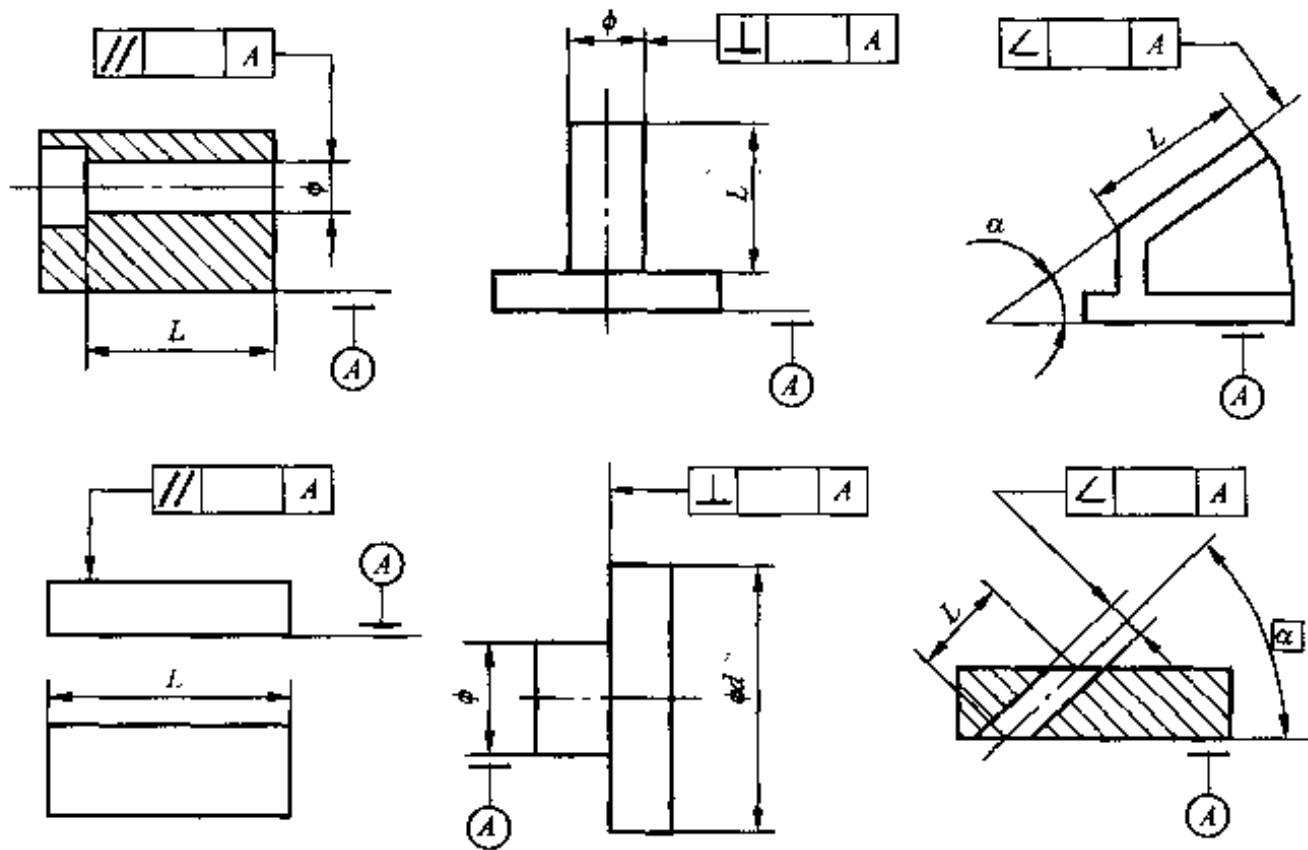


表 4-15

平行度和垂直度公差等级应用举例

公差等级	面对面平行度应用举例	面对线、线对线平行度应用举例	垂直度应用举例
1	高精度机床, 高精度测量仪器以及量具等主要基准面和工作面		高精度机床、高精度测量仪器以及量具等主要基准面和工作面

续表

公差等级	面对面平行度应用举例	面对线、线对线平行度应用举例	垂直度应用举例
2、3	精密机床, 精密测量仪器、量具以及夹具的基准面和工作面	精密机床上重要箱体主轴孔对基准面及对其他孔的要求	精密机床导轨, 普通机床重要导轨, 机床主轴轴向定位面, 精密机床主轴肩端面, 滚动轴承座圈端面, 齿轮测量仪的心轴, 光学分度头心轴端面, 精密刀具、量具工作面 and 基准面
4、5	卧式车床, 测量仪器、量具的基准面和工作面, 高精度轴承座圈, 端盖, 挡圈的端面	机床主轴孔对基准面要求, 重要轴承孔对基准面要求, 床头箱体重要孔间要求, 齿轮泵的端面等	普通机床导轨, 精密机床重要零件, 机床重要支承面, 普通机床主轴偏摆, 测量仪器、刀、量具, 液压传动轴瓦端面, 刀量具工作面 and 基准面
6、7、8	一般机床零件的工作面和基准面, 一般刀、量、夹具	机床一般轴承孔对基准面要求, 主轴箱一般孔间要求, 主轴花键对定心直径要求, 刀、量、模具	普通精度机床主要基准面和工作面, 回转工作台端面, 一般导轨, 主轴箱体孔、刀架、砂轮架及工作台回转中心, 一般轴肩对其轴线
9、10	低精度零件, 重型机械滚动轴承端盖	柴油机和煤气发动机的曲轴孔、轴颈等	花键轴轴肩端面, 带运输机法兰盘等对端面、轴线, 手动卷场机及传动装置中轴承端面, 减速器壳体平面等

表 4-16 同轴度、对称度、圆跳动和全跳动公差值 (GB/T 1184—1996) ( $\mu\text{m}$ )

主参数 $d(D)$ 、 $B$ 、 $L$ /mm	公差等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\leq 1$	0.4	0.6	1.0	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	60
1~3	0.4	0.6	1.0	1.5	2.5	4	6	10	20	40	60	120
3~6	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	12	25	50	80	150
6~10	0.6	1	1.5	2.5	4	6	10	15	30	60	100	200
10~18	0.8	1.2	2	3	5	8	12	20	40	80	120	250
18~30	1	1.5	2.5	4	6	10	15	25	50	100	150	300
30~50	1.2	2	3	5	8	12	20	30	60	120	200	400
50~120	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	80	150	250	500
120~250	2	3	5	8	12	20	30	50	100	200	300	600
250~500	2.5	4	6	10	15	25	40	60	120	250	400	800
500~800	3	5	8	12	20	30	50	80	150	300	500	1 000
800~1250	4	6	10	15	25	40	60	100	200	400	600	1 200
1250~2000	5	8	12	20	30	50	80	120	250	500	800	1 500
2000~3150	6	10	15	25	40	60	100	150	300	600	1 000	2 000
3150~5000	8	12	20	30	50	80	120	200	400	800	1 200	2 500
5000~8000	10	15	25	40	60	100	150	250	500	1 000	1 500	3 000
8000~10000	12	20	30	50	80	120	200	300	600	1 200	2 000	4 000



主参数  $d(D)$ 、 $B$ 、 $L$  图例

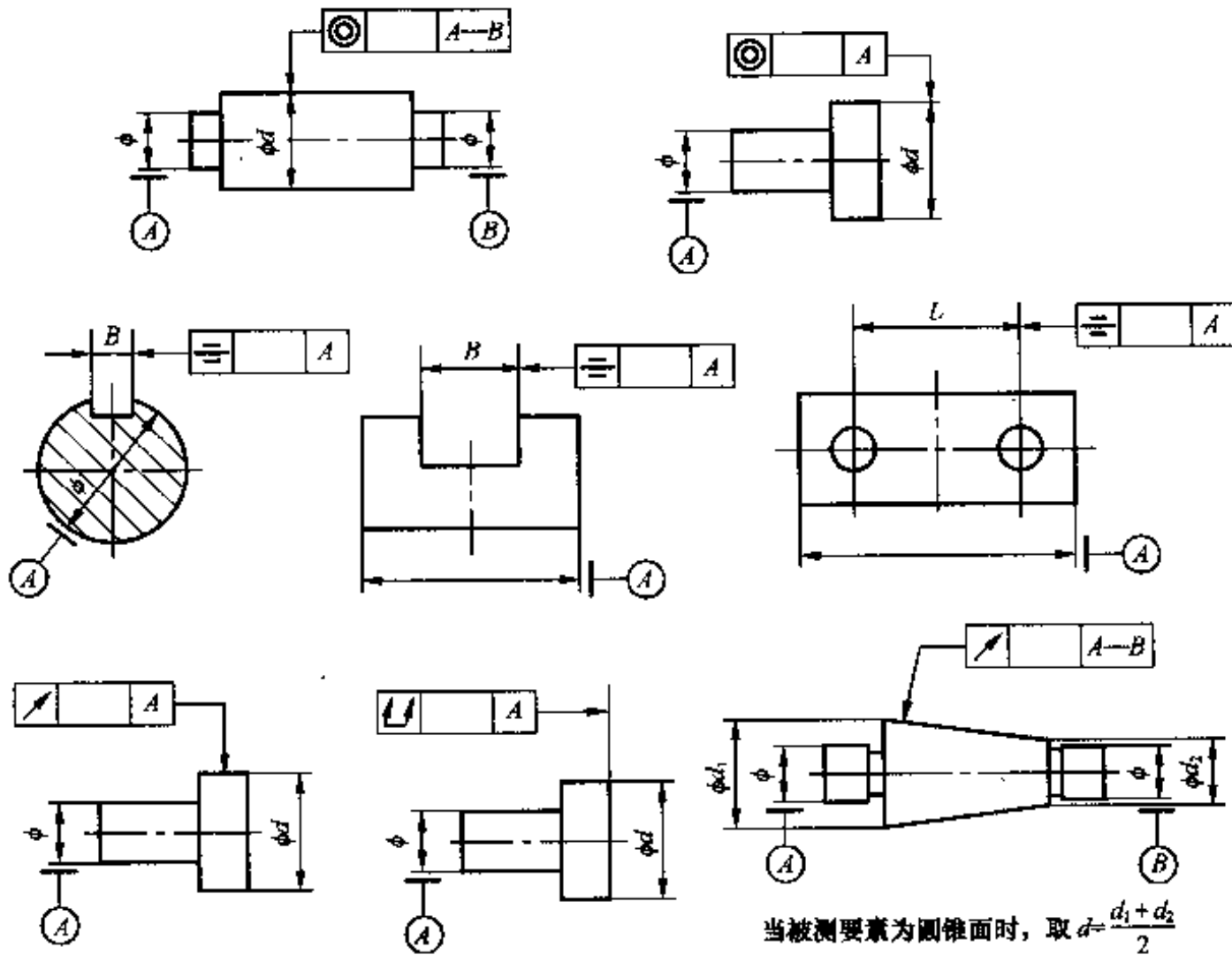


表 4-17 同轴度、对称度、跳动公差等级应用

公差等级	应用举例
5、6、7	这是应用范围较广的公差等级, 用于形位精度要求较高、尺寸公差等级为 IT8 及高于 IT8 的零件。5 级常用于机床轴颈, 计量仪器的测量杆, 汽轮机主轴, 柱塞液压泵转子, 高精度滚动轴承外圈, 一般精度滚动轴承内圈, 回转工作台端面跳动; 7 级用于内燃机曲轴、凸轮轴、齿轮轴、水泵轴、汽车后轮输出轴, 电动机转子、印刷机传墨辊的轴颈, 键槽
8、9	常用于形位精度要求一般, 尺寸公差等级 IT9~IT11 的零件。8 级用于拖拉机发动机分配轴轴颈, 与 9 级精度以下齿轮相配的轴, 水泵叶轮, 离心泵体, 棉花精梳机前后滚子, 键槽等; 9 级用于内燃机汽缸套配合面, 自行车中轴

表 4-18 位置度的公差值数系

优先数系	1	1.2	1.6	2	2.5	3	4	5	6	8
	$1 \times 10^n$	$1.2 \times 10^n$	$1.6 \times 10^n$	$2 \times 10^n$	$2.5 \times 10^n$	$3 \times 10^n$	$4 \times 10^n$	$5 \times 10^n$	$6 \times 10^n$	$8 \times 10^n$

注:  $n$  为正整数。

### 4.5.3 基准的选择

基准要素的选择应包括几个方面, 即选择基准部位、基准数量和基准顺序, 并力求设计基准、加工基准、检测基准和装配基准相统一。

例如, 图 4-33 所示的圆柱齿轮, 它以内孔  $\phi 40H7$  安装在轴上, 轴向定位以齿轮端

面靠在轴肩上。因此，齿轮端面对 $\phi 40H7$ 轴线有垂直度要求，且要求齿轮两端面平行；同时考虑齿轮内孔与切齿分开加工，切齿时齿轮以端面和内孔定位在机床心轴上，当齿顶圆作为测量基准时，还要求齿顶圆的轴线与内孔 $\phi 40H7$ 轴线同轴。事实上端面和轴线都是设计基准，因此从使用要求、要素的几何关系、基准重合等方面考虑，选择 $\phi 40H7$ 轴线作为端面与齿顶圆的基准是合适的。考虑检测方便，图4-33中采用了跳动公差（或全跳动公差）。

选定 $\phi 40H7$ 轴线作为基准，还满足了装配基准、检测基准、加工基准与设计基准的重合；同时又使圆柱齿轮上各项位置公差采用了统一的基准。

定向公差项目常采用单一基准。定位公差项目中的同轴度、对称度，其基准可以是单一基准，也可以是组合基准；对于位置度，采用三基面较为常见。

#### 4.5.4 公差原则和公差要求的选择

从公差原则和公差要求的概念可知，它和独立原则相比，在同样的条件下，增加了一个补偿值，其实际尺寸由合格变成了合用。合格与合用是两个不同的概念，合格属于公差设计要求，合用属于零件使用要求；合格对应的概念是“公差”，合用对应的概念是“允差”；合格主要考虑互换性，合用主要考虑装配性。故公差原则的选择，主要根据被测要素的功能特点和使用要求来进行。同时还要根据可行性和经济性等方面来考虑，或者按照公差原则的特点来选择。如图4-33所示，考虑到既要保证可装配性，又要保证对中精度与运动精度和齿轮啮合良好的功能要求，可采用单一要素的包容要求。

#### 4.5.5 形位公差选用示例

图4-34所示为齿轮液压泵中的齿轮轴，两轴颈的尺寸公差按层流液体摩擦状态已选择了间隙配合 $\phi 15f6$ ，为了保证轴截面各处间隙均匀，防止磨损不一致造成泄漏，应严格控制其形状误差。根据其结构特点，首选圆度和圆柱度公差项目。由于圆柱度为综合公差，按表4-13类比，可考虑选用6级公差（查表可得 $t=3\mu\text{m}$ ），而圆度公差选用5级（查表可得 $t=2\mu\text{m}$ ）。

为了保证可装配性和运动精度，两轴颈的位置误差应规定同轴度公差，考虑到同轴度在生产中不便检测，可用径向圆跳动公差加以控制，按表4-17类比以6级公差较合适，查表可得圆跳动公差值 $t=8\mu\text{m}$ 。

考虑到既要保证齿轮的运动精度，又要保证齿轮轴与两端泵盖孔的可装配性，按公差原则的选择方法可选用包容要求，并标注符号 $(E)$ 。

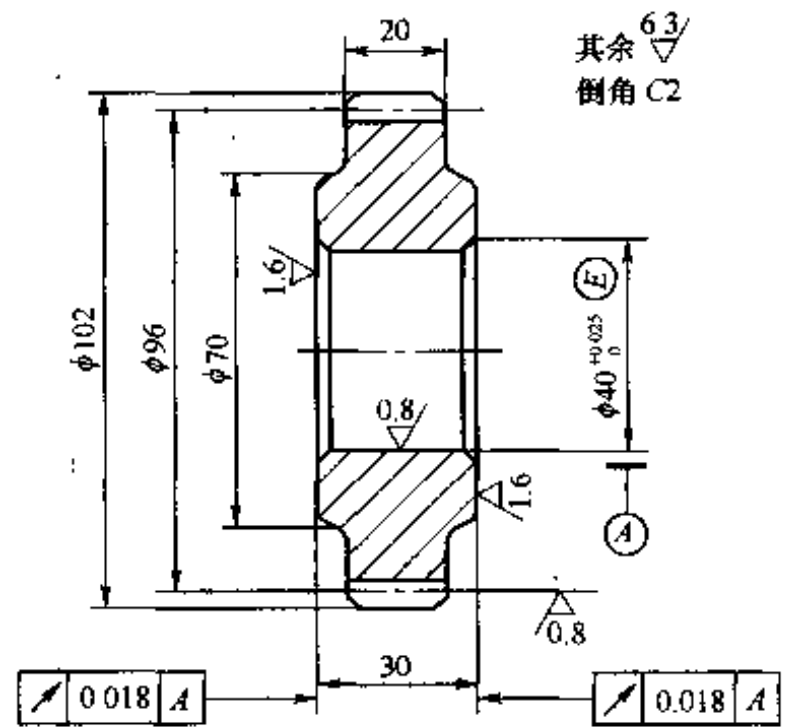


图4-33 圆柱齿轮基准的选择

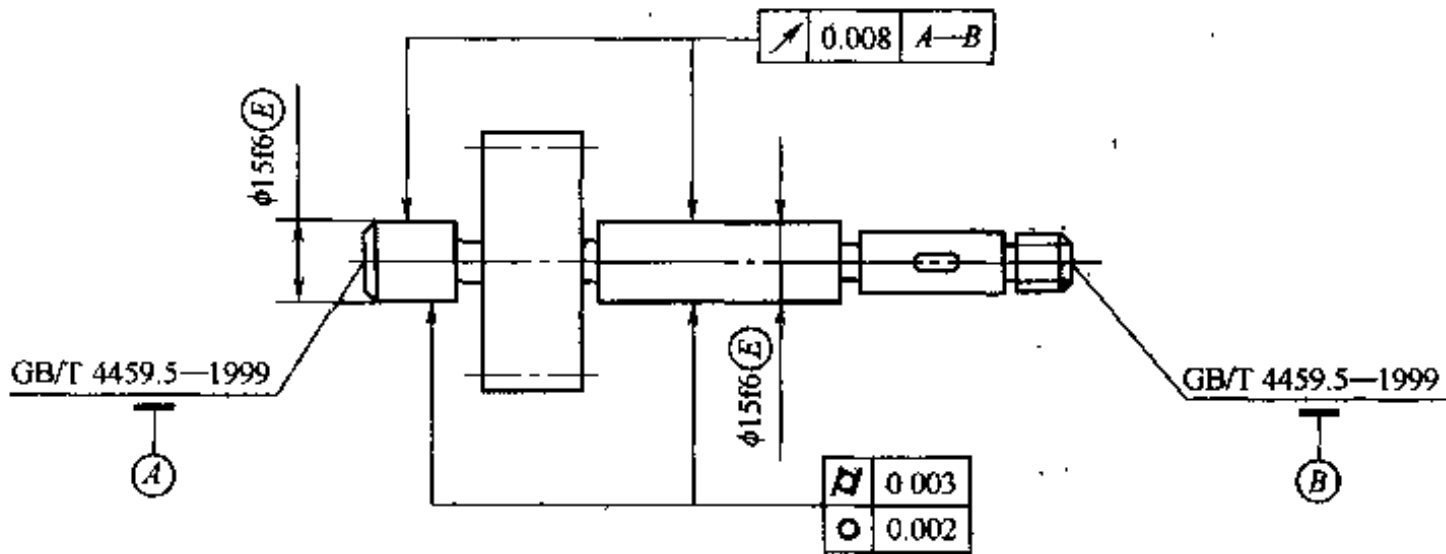


图 4-34 形位公差选用

### 4.5.6 未注形位公差的规定

在工程图样上有两类形位公差，一类是由于功能要求而需对某个要素提出更高或更低的公差要求时，才需注出形位公差；另一类是在各类工厂正常技术设备和工艺条件下，一般制造精度能够达到的公差等级，在图样上不用标注出来，在 GB/T 1184—1996 中称为“未注公差”，分为 H、K、L 3 个公差等级，见表 4-19~表 4-22。

表 4-19 直线度和平面度未注公差值 (mm)

公差等级	直线度和平面度基本长度范围					
	≤10	10~30	30~100	100~300	300~1 000	1 000~3 000
H	0.02	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4
K	0.05	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
L	0.1	0.2	0.4	0.8	1.2	1.6

表 4-20 垂直度未注公差值 (mm)

公差等级	直线度和平面度基本长度范围			
	≤100	100~300	300~1 000	1 000~3 000
H	0.2	0.3	0.4	0.5
K	0.4	0.6	0.8	1
L	0.6	1	1.5	2

表 4-21 对称度未注公差值 (mm)

公差等级	基本长度范围			
	≤100	100~300	300~1 000	1 000~3 000
H	0.5			
K	0.6		0.8	1
L	0.6	1	1.5	2

表 4-22 圆跳动未注公差值 (mm)

公差等级	公差值
H	0.1
K	0.2
L	0.5

除了以上表列形位公差的未注公差值外, GB/T 1184—1996 对圆度、圆柱度、平行度和同轴度的未注公差作了文字说明性规定。

圆度的未注公差值等于其直径的尺寸公差值, 但不得大于表 4-22 所示的圆跳动公差值, 圆柱度的未注公差值未作规定。圆柱度误差是圆度误差、直线度误差和相对素线的平行度误差的综合, 其中每一项误差由相应的注出公差或未注公差控制; 平行度的未注公差值等于该被测要素的尺寸公差值, 或是直线度和平面度未注公差值中的相应公差值较大者; 同轴度的未注公差值未作规定, 可取表 4-22 中的圆跳动公差值。对于线、面轮廓度、倾斜度、位置度和全跳动的未注公差值, 均应由各要素的注出或未注形位公差、线性尺寸公差或角度公差控制。

未注公差值的图样表示方法, 应在标题栏附近或技术要求、技术文件(如企业标准)中注出标准号及公差等级代号, 如 GB/T 1184—K。

图样上被测要素的未注形位公差和相应的尺寸公差的关系, 一般遵守独立原则。根据公差原则, 各形位公差的特征项目及其相互关系确定未注公差项目、公差等级和公差值。

图样上采用形位公差的未注公差, 具有图样简明、检验方便、重点明确、减少争议等优点, 给设计、加工带来极大方便和效益。

## 4.6 形位误差的检测

形位误差是指被测实际要素对其理想要素的变动量。在其检测过程中, 是以测得要素作为实际要素, 根据测得要素来评定形位误差值, 判断是否符合形位公差要求, 作出合格与否的结论。国际上除对基准的建立作了明确规定外, 也相应规定了检测原则和评定方法。

### 4.6.1 形位误差的检测原则

形位公差的项目较多, 加之被测要素的形状和零件的部位不同, 使得形位误差的检测方法众多。为了便于准确选用, 国家标准将各种检测方法加以整理, 概括出 5 种检测原则。

#### 1. 与理想要素比较原则

即将被测实际要素与其理想要素相比较, 用直接或间接测量法测得形位误差值。理想要素用模拟方法获得, 如以平板、小平面、光线扫描平面等作为理想平面; 以一束光线、拉紧的钢丝或刀口尺等作为理想的直线。由于该原则所测结果与规定的误差定义一致, 因此也是一条基本原则, 为大多数形位误差的检测所遵循。

#### 2. 测量坐标值原则

即测量被测实际要素的坐标值(如直角坐标值、极坐标值和圆柱面坐标值), 经数据处理而获得形位误差值。这项原则适宜测量形状复杂的表面, 但数据处理往往比较烦琐。目前, 由于计算机技术的发展, 其应用将会越来越广泛。

#### 3. 测量特征参数原则

即测量被测要素上具有代表性的参数来表示形位误差值。此原则虽然近似, 但易于实现, 为生产中所常用。

#### 4. 测量跳动原则

即将被测实际要素绕基准轴回转, 沿给定方向测量其对某参考点或线的变动量作为误差

值，变动量是指示器的最大与最小读数之差。此原则方法简单，但只限于回转零件。

5. 控制实效边界原则

该原则适用于采用最大实体要求和包容要求的场合，即适用于形位公差框格内注有符号  $\textcircled{M}$  及尺寸公差后注有  $\textcircled{E}$  的地方，用“位置量规”来检验其体外作用尺寸。

4.6.2 最小条件及最小包容区域

最小条件是指被测实际要素对其理想要素的最大变动量为最小。在图 4-35 中，平面内实际线相对于理想直线  $A_1B_1$ 、 $A_2B_2$ 、 $A_3B_3$  的最大变动量分为  $f_1$ 、 $f_2$ 、 $f_3$ 。其中  $f_1$  最小，即  $A_1B_1$  是满足最小条件的理想要素。最小包容区域是指包容被测实际要素并且有最小宽度或直径的区域，也就是满足最小条件的包容区域。

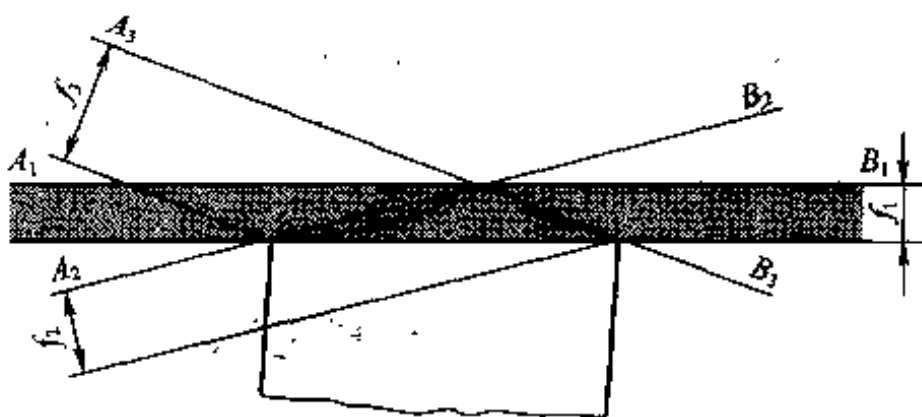
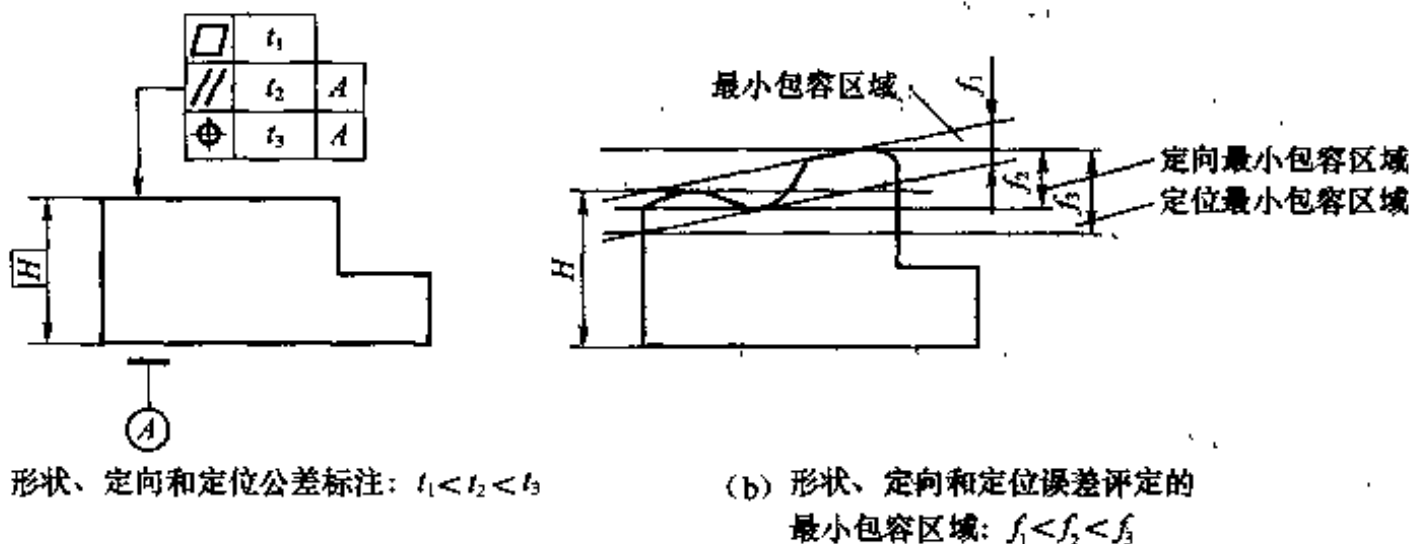


图 4-35 平面内实际线对理想直线变动量的最小条件及最小包容区域

对于有定向位置公差要求的被测要素的最小包容区域，如图 4-36 (b) 所示，其构成要素与基准应保持图样上给定的方向要求。



(a) 形状、定向和定位公差标注:  $t_1 < t_2 < t_3$

(b) 形状、定向和定位误差评定的最小包容区域:  $f_1 < f_2 < f_3$

图 4-36 定向和定位最小包容区域

对于有定位位置公差要求的被测要素的最小包容区域，其构成要素与基准除了保持图样上给定的方向要求外，还应保持图样上给定的由理论正确尺寸确定的理想位置要求，如图 4-36 (b) 所示。

理论正确尺寸是用来确定被测要素的理想形状和方位的尺寸，不附带公差。理论正确尺寸的标注应围以框格，如图 4-36 (a) 所示。

需要特别指出，最小包容区域与形位公差带都具有大小、形状、方向和位置 4 个要素，但二者又是有区别的。形位公差带的大小是设计时根据零件的功能和互换性要求确定的，属

于“公差”问题；而最小包容区域的大小是由被测实际要素的实际状态决定的，属于“误差”问题。形位精度符合要求是指形位误差（最小包容区域的大小）不超过形位公差（形位公差带的大小）。

### 4.6.3 形状误差的检测

#### 1. 直线度误差的测量及数据处理

##### (1) 直线度误差的测量

① 指示器测量法。如图 4-37 所示，将被测零件安装于平行于平板的两顶尖之间，用带有两只指示器的表架沿铅垂轴截面的两条素线测量，同时分别记录两指示器在各自测点的读数  $M_1$  和  $M_2$ ，取各测点读数差一半中的最大值作为该截面轴线的直线度误差。将零件转位，按上述方法测量若干个截面，取其中最大的误差作为被测零件轴线直线度误差。

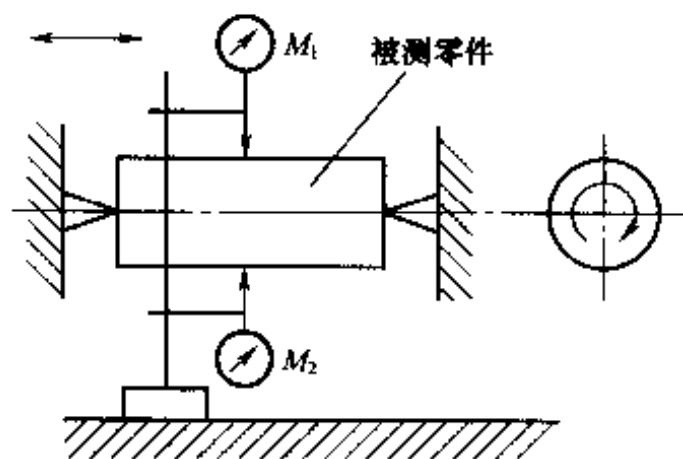
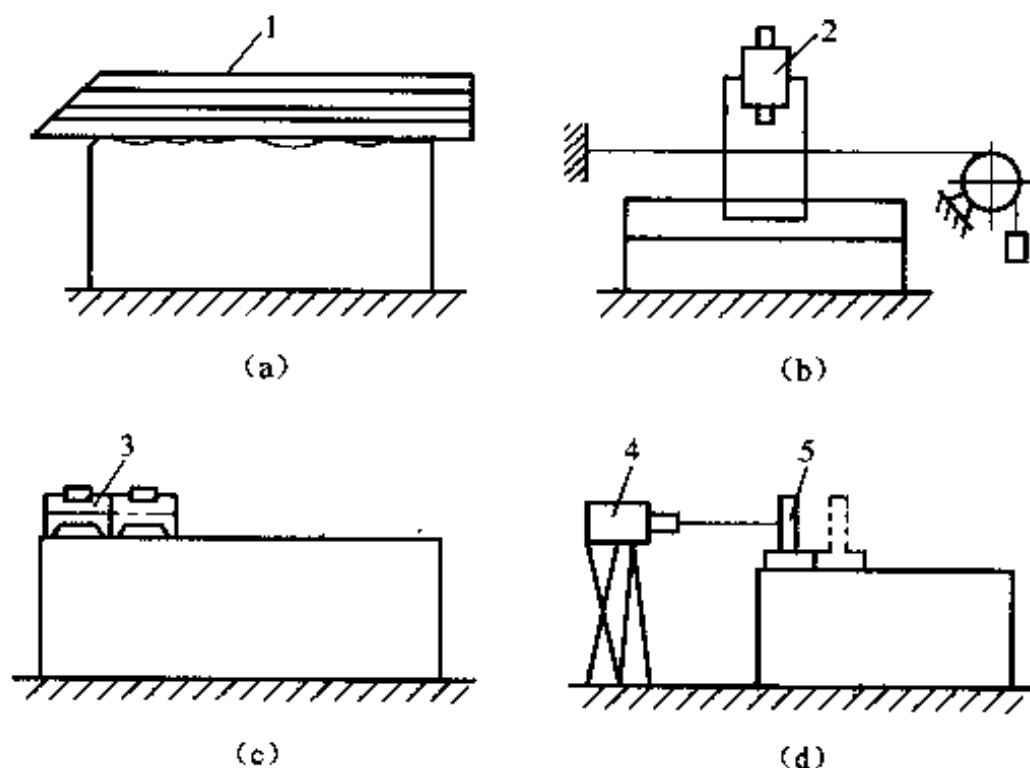


图 4-37 用两只指示器测直线度

② 刀口尺法。如图 4-38 (a) 所示，用刀口尺和被测要素（直线或平面）接触，使刀口尺和被测要素之间的最大间隙为最小，此最大间隙即为被测的直线度误差。间隙量可用塞尺测量或者与标准间隙比较。



1—刀口尺；2—测量显微镜；3—水平仪；4—自准直仪；5—反射镜

图 4-38 直线度误差的测量

③ 钢丝法。如图 4-38 (b) 所示，用专门的钢丝作为测量基准，用测量显微镜读数。调整钢丝的位置，使测量显微镜读得两端读数相等。沿被测要素移动显微镜，显微镜中的最大读数即为被测要素的直线度误差值。

④ 水平仪法。如图 4-38 (c) 所示，将水平仪放在被测表面上，按节距沿被测要素逐段连续测量。经计算或者作图求得直线度误差值。一般是在读数之前先将被测要素调成近似水平，以保证水平仪读数方便。测量时可在水平仪下面放入桥板，桥板长度可按被测要素的长

度以及测量的精度要求决定。

⑤ 自准直仪法。如图 4-38 (d) 所示，将自准直仪放在固定位置上，测量过程中保持位置不变。反射镜通过桥板放在被测要素上，按节距沿被测要素逐段连续移动反射镜，并在自准直仪的读数显微镜中读得对应读数，经计算可求得直线度误差。该测量中是以准直光线为测量基准。

(2) 直线度误差的数据处理 (图解法)

采用图解法求出直线度误差是一种直观易行的方法。根据相对测量基准的测得数据，在直角坐标纸上按一定的放大比例，可以描绘出误差曲线的图像，然后按图像读出直线度误差，如图 4-39 所示。

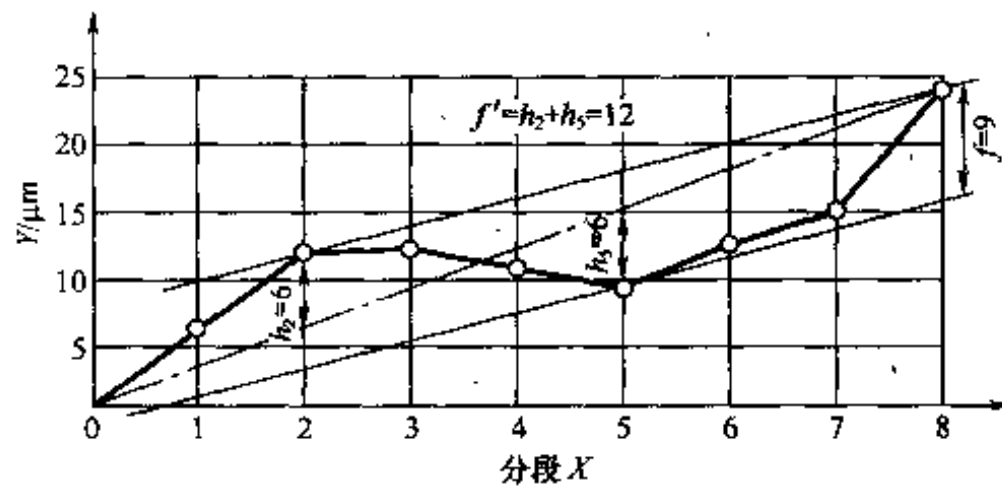


图 4-39 用图解法与最小区域法求直线度误差

例如，用水平仪测得下列数据 (表中读数已化为线性值，线性值=水平仪分度值×桥板长度×水平仪格数值)，如表 4-23 所示。

表 4-23		直线度初测数据								( $\mu\text{m}$ )
测点序号	0	1	2	3	4	5	6	7	8	
水平仪读数	0	+6	+6	0	-1.5	-1.5	+3	+3	+9	
累计值 $h_i$	0	+6	+12	+12	+10.5	+9	+12	+15	+24	

根据表列数据，从起始点“0”开始逐段累积作图。累计值相当于图中的 Y 坐标值；测点序号相当于图中 X 轴上的各分段点。作图时，对于累计值  $h_i$  来说，采用的是放大比例，根据  $h_i$  值的大小可以任意选取放大比例，以作图方便、读图清晰为准。横坐标是将被测长度按缩小的比例尺进行分段。通常，纵坐标的放大比例和横坐标的缩小比例两者之间并无必然的联系。但从绘图的要求上来说，对于纵坐标在图上的分度以小于横坐标的分度为好，这样画出的图像在坐标系里比较直观形象，否则就把误差过分夸大而使误差曲线严重歪曲。

按最小区域法评定直线度误差时，可在绘制出的误差曲线图像上直接寻找最高点和最低点，需要找到最高和最低相间的三点。从图 4-39 中可知，该例的最高点为序号 2 和序号 8 的测点，而序号 5 的测量点为最低点。过这些点可作两条平行线，将直线度误差曲线全部包容在两平行线之内。由于接触的三点已符合规定的相间准则，于是，可沿 Y 轴坐标方向量取两平行线之间的距离，按 Y 轴的分度值就可确定直线度误差。从图中可以取得 9 个分度，因分度值为  $1\mu\text{m}$ ，故该例按最小区域法评定的直线度误差为  $9\mu\text{m}$ 。

如果按两端点连线法来评定该例的直线度误差，则可在图 4-39 上把误差曲线的首尾连接



成一条直线，该直线即为这种评定法的理想直线。相对于该理想直线来说，序号为2的测量点至两端点连线的距离为最大正值，而序号为5的测量点至两端点连线的距离为最大负值，这里所指的“距离”也是按Y轴方向量取（因为绘图时，纵坐标和横坐标采用了十分悬殊的比例），可在图上量得  $h_2=6\mu\text{m}$ 、 $h_5=6\mu\text{m}$ 。因此，按两端点连线法评定的直线度误差为  $f=12\mu\text{m}$ 。

## 2. 平面度的误差测量及数据处理

### (1) 平面度误差的测量

常见的平面度误差测量方法如图4-40所示。图4-40(a)是用指示器测量，将被测零件支承在平板上，将被测平面上两对角线的角点分别调成与平板等高，按一定布点测量被测表面。指示器上最大与最小读数之差即为该平面的平面度误差近似值。

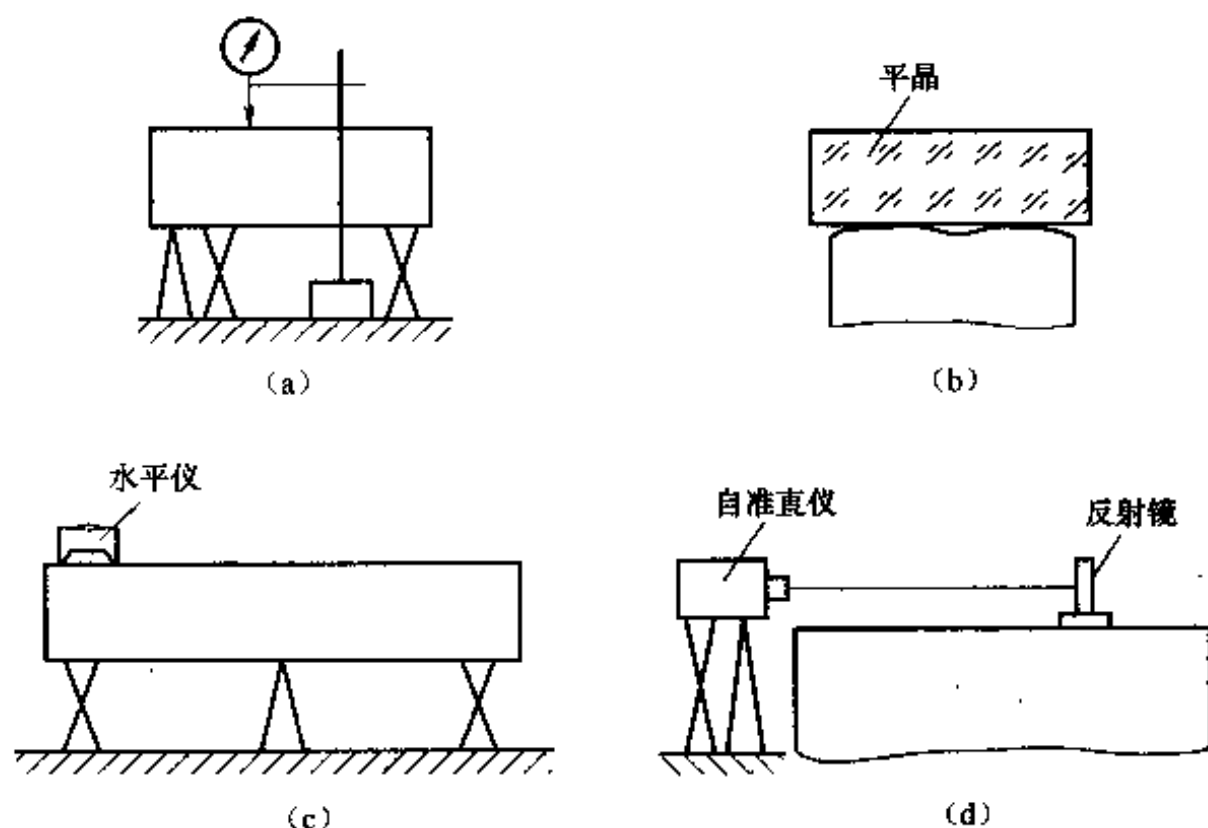


图4-40 平面度误差的测量

图4-40(b)是用平晶测量平面度误差。将平晶紧贴在被测平面上，由产生的干涉条纹经过计算得到平面度误差值。此方法适用于高精度小尺寸的平面。

图4-40(c)是水平仪测平面度误差。水平仪通过桥板放在被测平面上，用水平仪按一定的布点和方向逐点测量，经过计算得到平面度误差值。

用自准直仪和反射镜测量平面度误差如图4-40(d)所示。将自准直仪固定在平面外的一定位置，反射镜放在被测平面上。调整自准直仪，使其和被测表面平行，按一定布点和方向逐点测量。经过数据处理后得到平面度误差值。

### (2) 平面度误差的数据处理

数据处理的目的是要找到符合最小条件的平面度误差值。这里仅就适用于车间和计量室的简便图解法作一介绍，步骤如下。

① 初测数据。首先选一测量基面，按图4-40(a)所示的测量装置进行。而后测得一组均布的数据，如图4-41(a)所示。

② 各点数据减去其中的最大值，把结果标注在新的示意图上，如图4-41(b)所示。

③ 旋转被测面，多次变换被测面各点的平面度数据，直到出现符合图4-42中的最小条件判别准则为止。图4-41(c)所示为符合交叉准则。



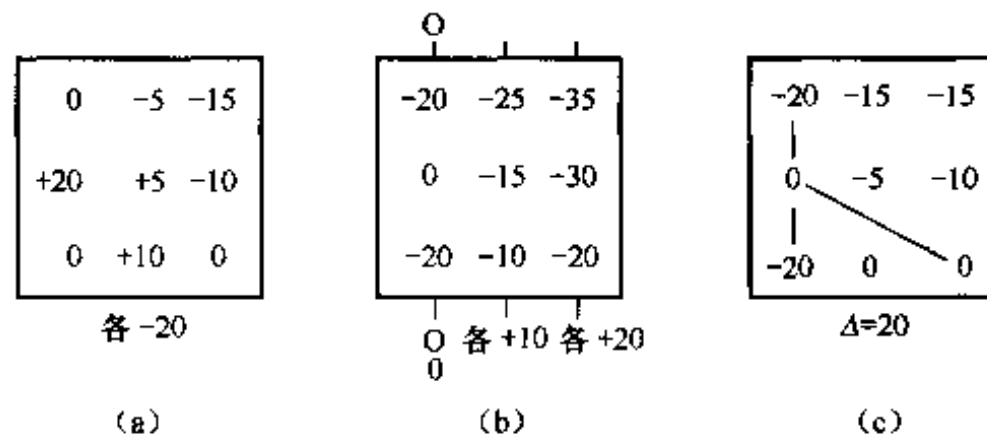


图 4-41 平面度误差的数据处理

(3) 基面旋转法

上述方法称为基面旋转法，其过程和要领总结如下。

① 合理选定转轴：一般选择通过最高点（数据为零的点）并最有利于减小最大平面度数据的任一行、列或斜线（不在行与列方向上的任意两点的连线即为斜线）为转轴，用 O-O 标出转轴位置，如图 4-41 (b) 所示。

② 决定最低点的旋转量  $Q$ ：原则是使其既不出现值为正的点，又不出现大于原有最大负值的点。（注：转轴旋转一定为 0。）

③ 计算各点的平面度误差：将位于各行（列或斜线）上各点的原有值加上或减去该行（列或斜线）的旋转量  $Q_i$ ，即为各点新的平面度数值。为了便于检查，可将各行（列或斜线）的旋转量标注在该行（列或斜线）的旁边，如图 4-41 (b) 所示。

④ 用准则进行判别：在每一新的示意图中，其数值凡出现图 4-42 中的 3 个判别准则之一，即已经符合最小条件。

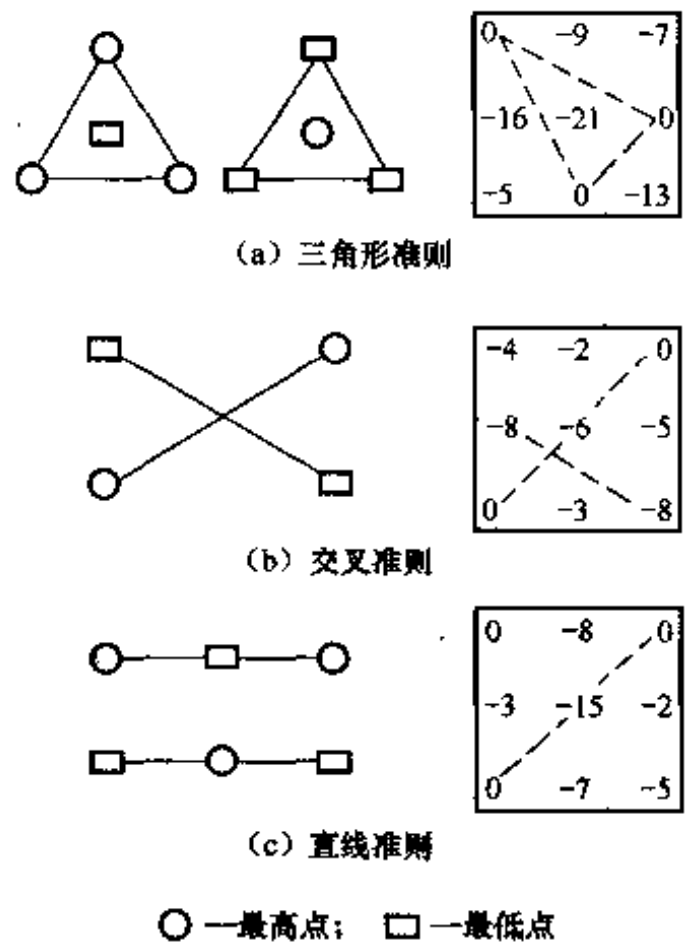


图 4-42 平面度最小条件判别准则

3. 圆度误差的检测

圆度误差的检测方法有如下两类。

一类是在圆度仪上测量，如图 4-43 (a) 所示。圆度仪上回转轴带着传感器转动，使传感器上测量头沿被测表面回转一圈，测量头的径向位移由传感器转换成电信号，经放大器放大，推动记录笔在圆盘纸上画出相应的位移，得到所测截面的轮廓图，如图 4-43 (b) 所示。这是以精密回转轴的回转轨迹模拟理想圆，与实际圆进行比较的方法。用一块刻有许多等距同心圆的透明板 [如图 4-43 (c) 所示]，置于记录纸下，与测得的轮廓圆相比较，找到紧包容轮廓圆，而半径差又为最小的两同心圆，如图 4-43 (d) 所示，其间距就是被测圆的圆度误差，如图 4-43 (e) 所示。

另一类是将被测零件放在支承上，用指示器来测量实际圆的各点对固定点变化量，如图 4-44 所示。被测零件轴线应垂直于测量截面，同时固定轴向位置。在被测零件回转一周的过程中，指示器读数的最大差值之半数作为单个截面的圆度误差。按上述方法测量若干个截面，

取其中最大的误差值作为该零件的圆度误差。

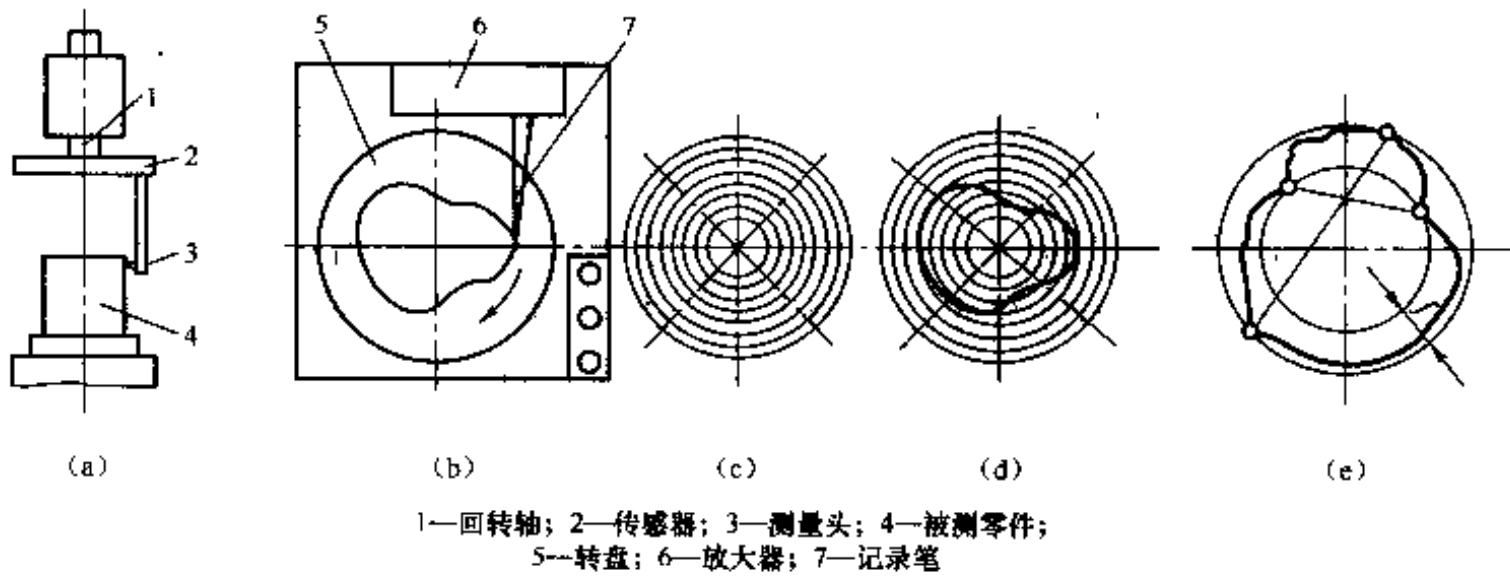


图 4-43

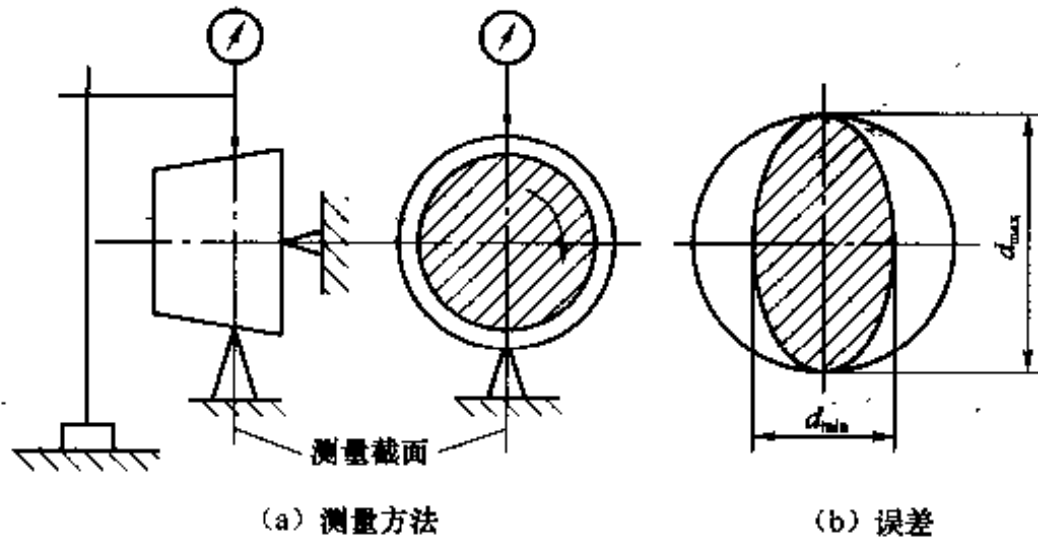


图 4-44 两点法测量圆度误差

#### 4. 圆柱度误差的测量

圆柱度是一项综合性指标，它包括圆柱体纵、横剖面内的各项误差及轴心线（孔心线）的直线度误差。对于它的测量，目前多采用单项测量的办法来代替。如图 4-45 所示，用量缸表分别测量汽缸的上、中、下部，在 3 个断面内所测得的所有读数中最大与最小直径差值的一半即为汽缸的圆柱度误差。

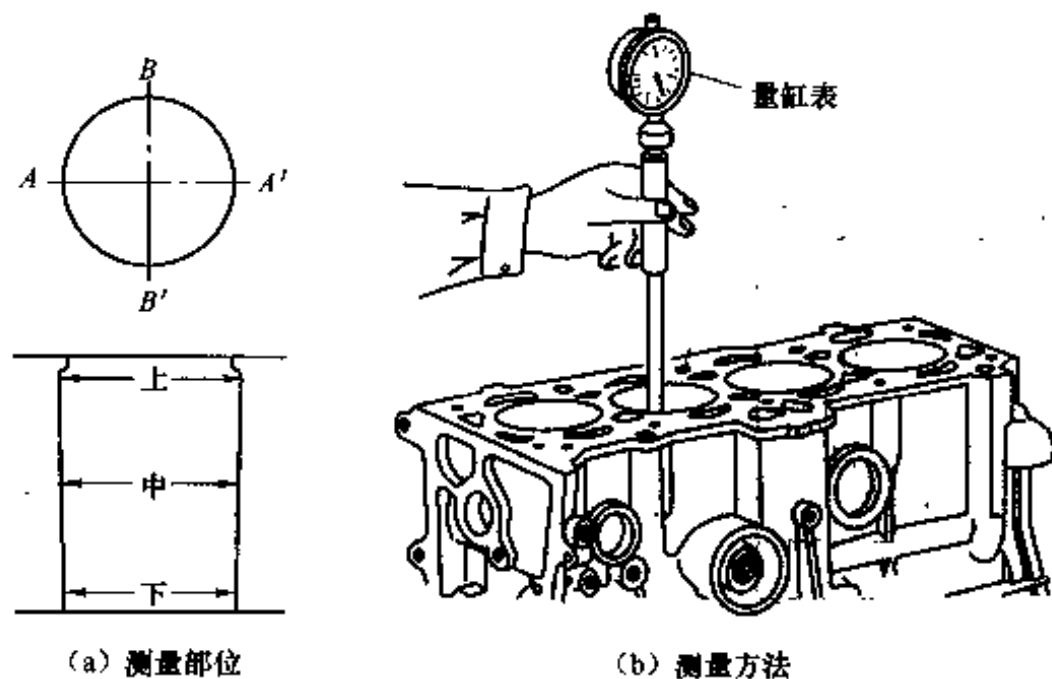


图 4-45 测量汽缸的圆柱度误差

### 5. 线轮廓度和面轮廓度误差的检测

轮廓度误差的检测方法有如下两类。

一类是用轮廓样板模拟理想轮廓曲线，并与实际轮廓进行比较。如图 4-46 所示，将轮廓样板按规定的方向放置在被测零件上，根据光隙法估读间隙的大小，取最大间隙作为该零件的线轮廓度误差。

另一类是用坐标测量仪测量曲线或曲面上若干点的坐标值。如图 4-47 所示，将被测零件放置在仪器工作台上，并进行正确定位。测出实际曲面轮廓上若干个点的坐标值，并将测得的坐标值与理想轮廓的坐标值进行比较，取其中差值最大的绝对值的两倍为该零件的面轮廓度误差。

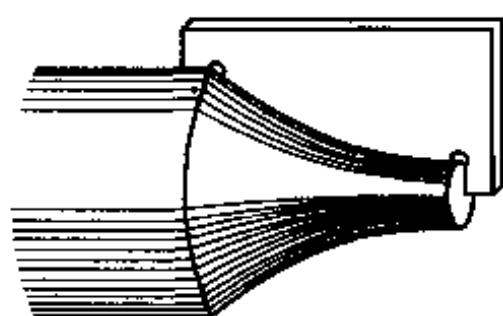


图 4-46 轮廓样板测量线轮廓度

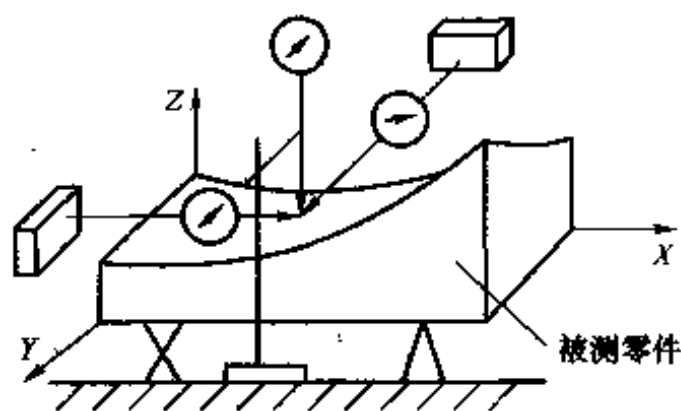


图 4-47 三坐标测量仪测量面轮廓度

### 4.6.4 位置误差的检测

#### 1. 平行度误差的检测

平行度误差的检测经常是用平板、心轴或 V 形块来模拟平面、孔或轴作为基准，然后测量被测线、面上各点到基准的距离之差，以最大相对差作为平行度误差。图 4-48 所示为连杆大小头孔在两个互相垂直方向的平行度检验。在大小头孔中塞入心轴，大头的心轴搁在等高垫铁上，使大头心轴与平板平行。将连杆置于直立位置时 [见图 4-48 (a)]，在小头心轴上距离为 100mm 处测量高度的读数差，即为大小头孔在连杆轴心线方向的平行度误差值；工件置于水平位置时 [见图 4-48 (b)]，以同样方法测得的读数差，即为大小头孔在垂直连杆轴心线方向的平行度误差值。

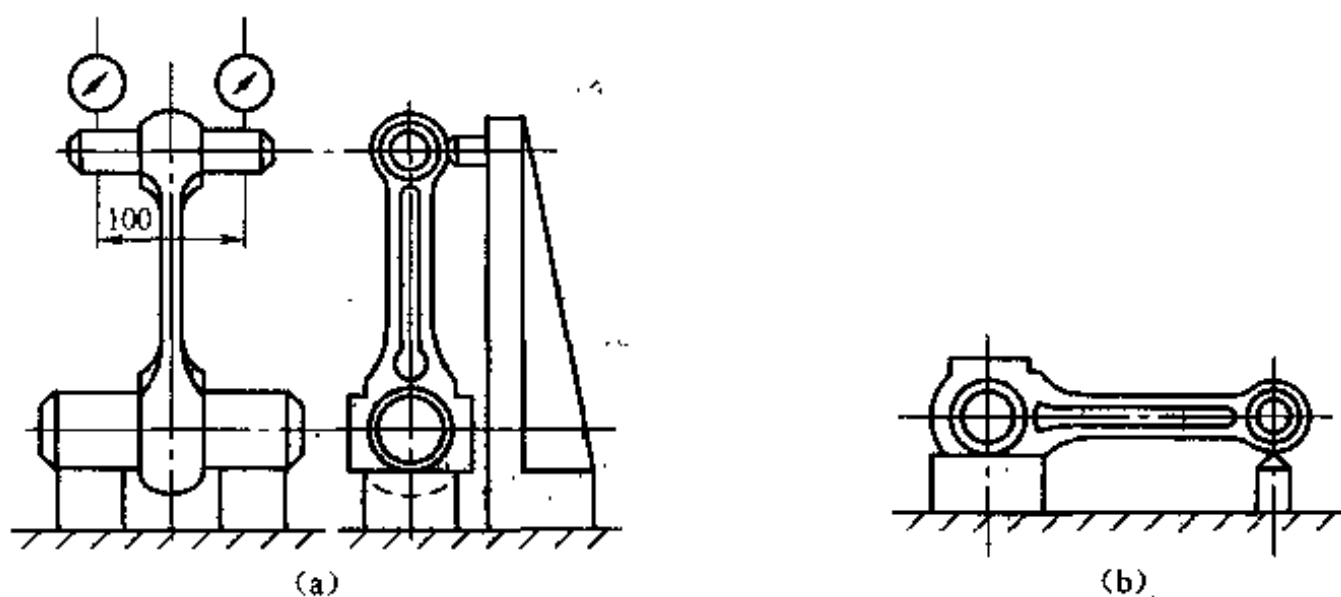


图 4-48 连杆平行度误差的测量

## 2. 垂直度误差的检测

垂直度误差的检测常以平板、角尺来模拟理想正确的基准要素，同时找出被测要素偏离基准要素的最大差值，如图4-49所示。

## 3. 倾斜度误差的检测

倾斜度误差的检测经常是利用平板、心轴和定角座，将被测表面转换到与测量基准平行或垂直的位置，用百分表测得最大与最小读数差，作为倾斜度误差。

## 4. 同轴度误差的检测

同轴度误差的检测是找出被测轴线离开基准轴线的最大距离，以其两倍值定为同轴度误差。

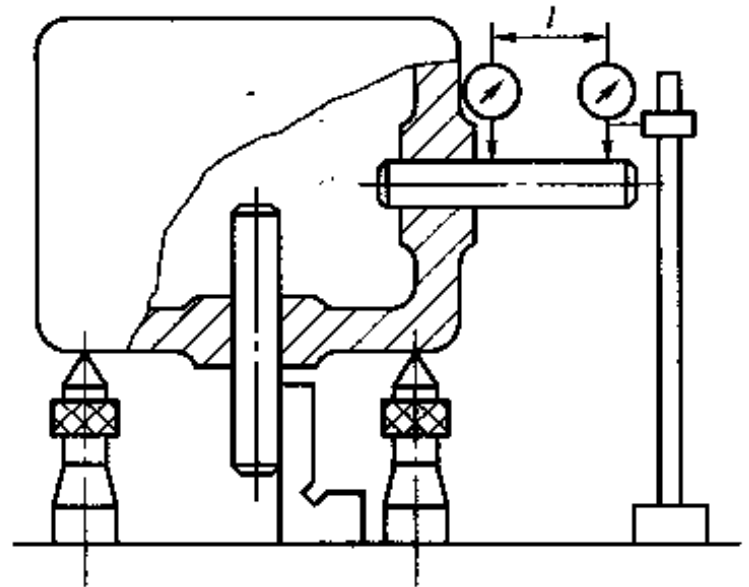


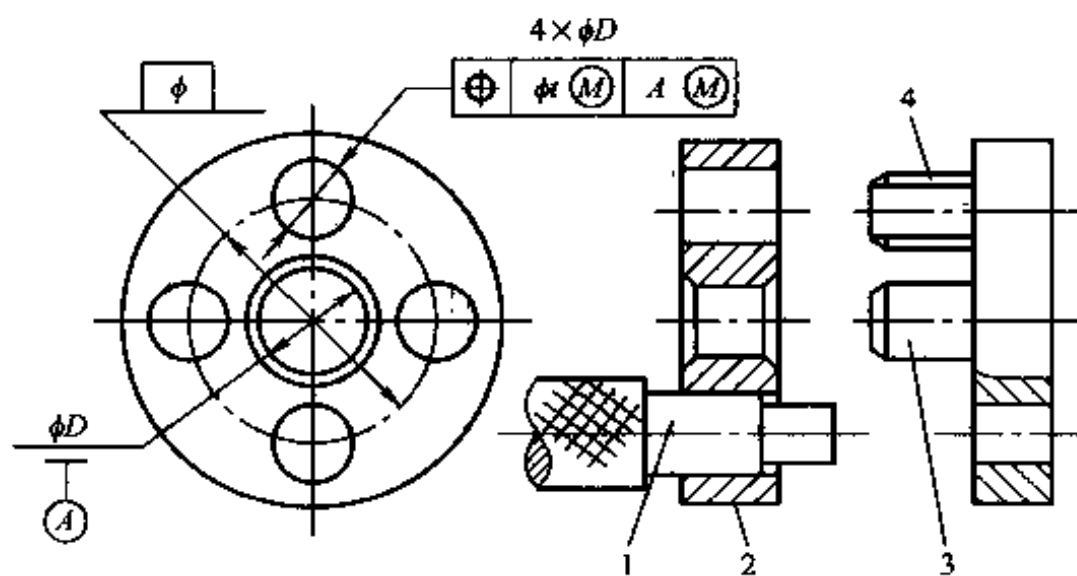
图4-49 箱体垂直度检测

## 5. 对称度误差的检测

对称度误差的检测是找出被测中心要素离开基准中心要素的最大距离，以其两倍值定为对称度误差，通常是用测长量仪测量对称的两平面或圆柱面的两边素线各自到基准平面或圆柱面的两边素线的距离之差。测量时用平板或定位块模拟基准滑块或槽面中心平面。

## 6. 位置度误差的检测

位置度误差的检测方法，常用的有以下两种：单项测量多用三坐标测量机，综合测量一般采用位置量规。如图4-50所示，要求在法兰盘上装螺钉用的4个孔具有以中心孔为基准的位置度，将量规的基准测销3和固定测销4插入零件中，再将活动测销1插入其他孔中，如能一一对应即为零件2合格。



1—活动测销；2—零件；3—基准测销；4—固定测销

图4-50 位置量规检验孔的位置度

## 7. 圆跳动误差的检测

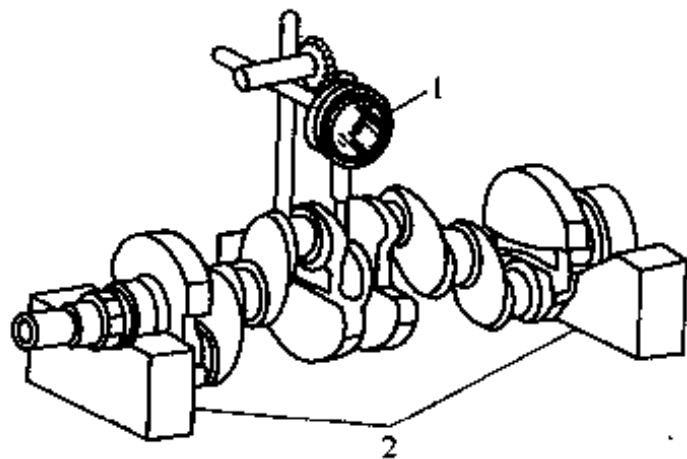
## (1) 径向圆跳动的检测

用V形块模拟基准轴线，将被测零件支承在V形块上，并在轴向定位。在被测零件回转一周的过程中，与圆柱面接触的指示器读数最大差值即为单个测量平面上的径向跳动。按上述方法测量若干个截面，取各截面上测得的跳动量中的最大值作为该零件的径向跳动。该测

量方法受 V 形块角度和基准实际要素形状误差的综合影响, 如图 4-51 所示。

(2) 端面圆跳动的检测

将被测零件在轴向上固定, 在被测件回转一周的过程中, 与端面接触的百分表上的最大与最小读数之差, 即为单个测量圆柱面上的端面跳动, 如图 4-52 所示。按上述方法, 测量若干个圆柱面, 取各测量圆柱面上测得的跳动量中的最大值作为该零件的端面跳动。



1—百分表; 2—V形块

图 4-51 径向圆跳动的检测

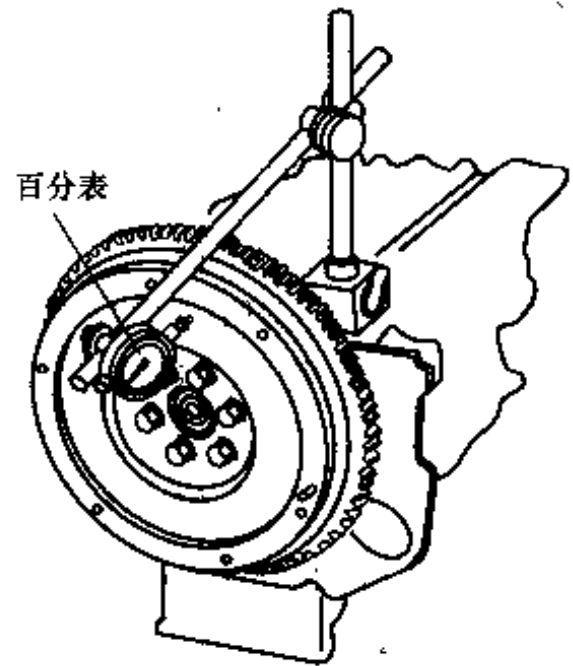


图 4-52 端面圆跳动误差的检测

(3) 斜向圆跳动的检测

将被测件固定在 V 形块上, 并在轴向上固定, 在被测零件回转一周的过程中, 与圆锥面接触的百分表上的最大与最小读数之差即为单个测量圆锥面上的斜向圆跳动, 如图 4-53 所示。按上述方法在若干被测圆锥面上测量, 取各测量圆锥面上测得的跳动量中的最大值作为该零件的斜向跳动。

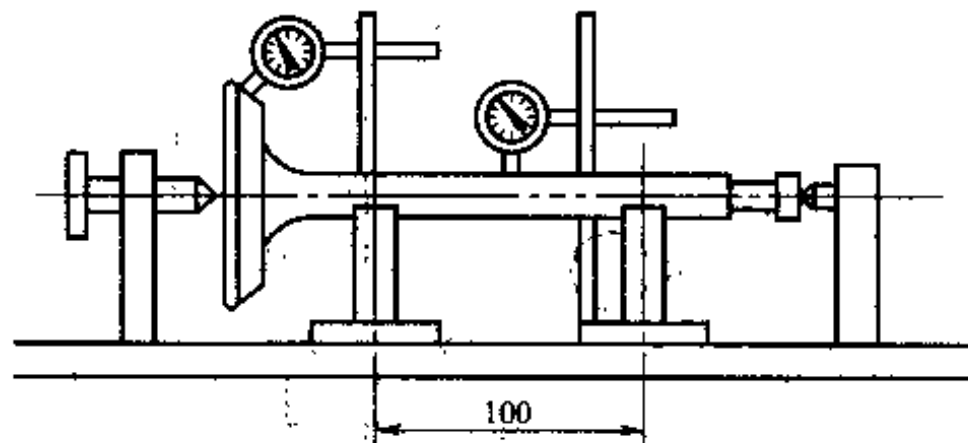


图 4-53 斜向圆跳动的检测

8. 全跳动误差的检测

(1) 径向全跳动误差的检测

用同轴导向套或者一对 V 形块或一对顶尖来模拟基准轴线。将零件在轴向上固定, 在被测件连续回转的过程中, 同时让与圆柱面接触的指示器沿基准线的方向作直线运动。在整个测量过程中指示器读数的最大差值即为该零件的径向全跳动。

(2) 端面全跳动误差的检测

用同轴导向套或者一对 V 形块模拟基准轴线。将被测零件在轴向上固定, 在被测零件连

续回转的过程中，与端面接触的指示器沿其径向作直线运动。在整个测量过程中指示器读数的最大差值即为该零件的端面全跳动。

#### 4.6.5 生产中常用量具、检具与量仪

##### 1. 百分表

百分表的工作原理是通过齿条及齿轮的传动，将量杆的直线位移变成指针的角位移。百分表的外形如图 4-54 所示。

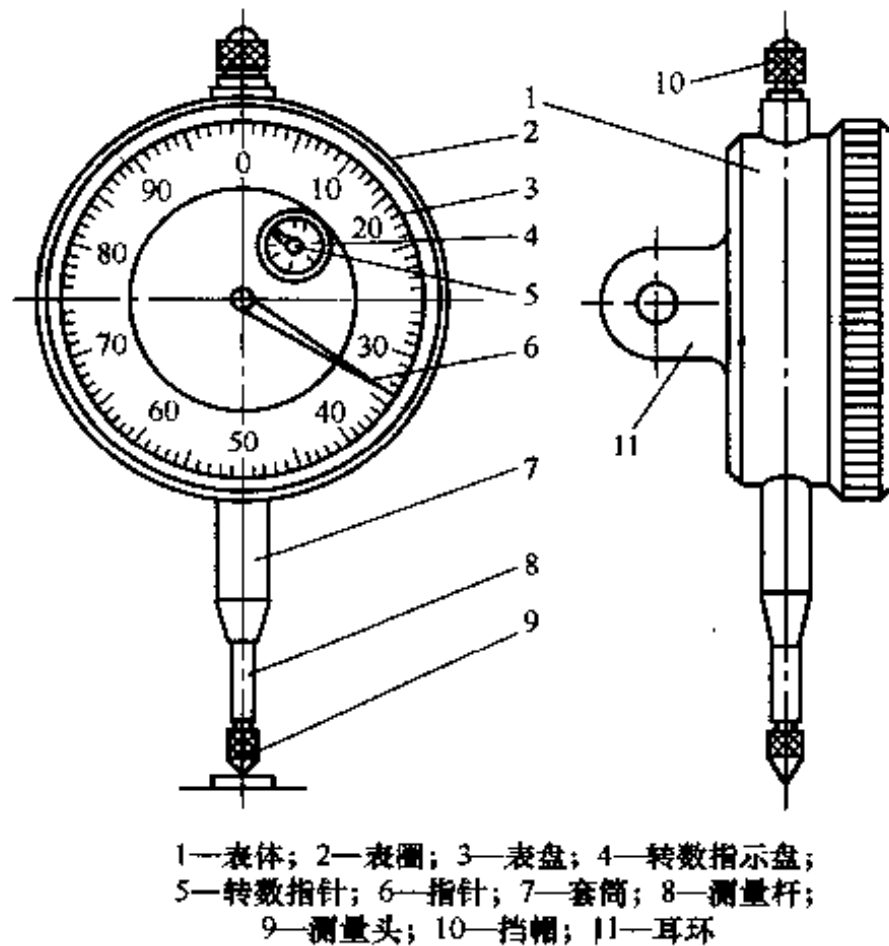


图 4-54 百分表

百分表的表盘上刻有 100 个等分的刻度，当量杆移动 1mm 时，大指针转一圈，此时，小指针转一格，因此表盘上一格的分度值表示 0.01mm。

百分表常用于在生产中检测长度尺寸、形位误差以及调整设备或装夹找正工件，或用来作为各种检测夹具及专用量仪的读数装置等。

正确使用百分表应注意以下几点。

(1) 使用前应用手轻轻地压缩测量杆，检查指针转动是否灵活，不得有卡滞现象。在每次放松测量杆后，指针应能回复到初始的刻度指示位置处。

(2) 百分表安装在表架上，应稳固、可靠，但不得夹持过紧，以免使套筒变形造成测量杆活动不灵活。

(3) 测量时，测量杆必须垂直于被测表面，保持测量杆的轴线方向与被测尺寸方向一致，以免产生测量误差。

(4) 应注意被测尺寸范围，不得使测量杆的行程超出测量范围。应避免冲击和振动的影响，不得把零件强行推入测量头下，也不得用百分表测量粗糙表面。

(5) 在测量头与零件接触时，应使百分表有 0.3mm~1mm 的初始压缩量（使指针转过半圈左右），然后转动表圈使指针指向零位，并轻轻拉动测量杆的圆头，反复检查几次，观察指

针零位有无变化，待稳定后再进行测量。

(6) 测量完成后，应使测量杆恢复到自由状态放置，以免表内弹簧失效。应保持表的清洁，防止水及污物进入表内。

## 2. 平板

如图 4-55 所示，平板是平台测量的基本工具，主要用作检测工作台。测量时，被测零件、直角尺、支架、表架及其他测量用的辅助工具和量具，一般都放在平板上，以平板表面作为检测基准。

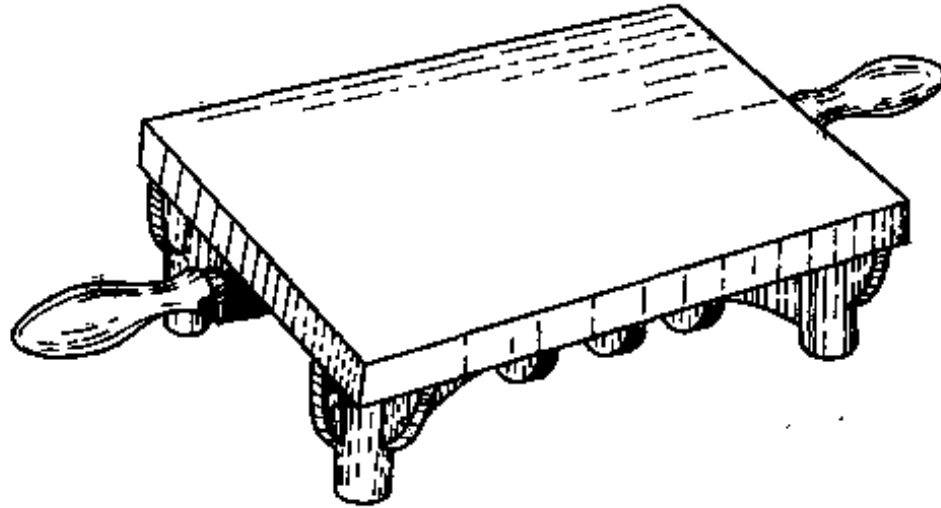


图 4-55 平板

平板是用灰铸铁制成，具有很高的刚性，其工作面是一个平面度精度很高的精密平面。平板根据工作面的平面度精度高低，可分为 0、1、2 和 3 级四个精度等级，其中 0 级精度最高。生产中一般取 0~2 级作为检验平板，而 3 级用作划线平板。

平板按工作面尺寸大小不同，可分为 100mm×200mm 到 1 000mm×1 500mm 多种不同规格，生产中可根据被测零件大小和不同使用要求选用。

## 3. 检验心轴

如图 4-56 所示，检验心轴是平台测量中用于体现孔的轴线位置的常用工具。测量时，将心轴装入被测零件的相应孔中，以心轴表面素线来体现孔对坐标尺寸及位置误差进行测量。心轴与孔的配合应紧密，以减少测量误差；但也不能配合过紧，以免损坏零件和给检测过程装拆带来不便。

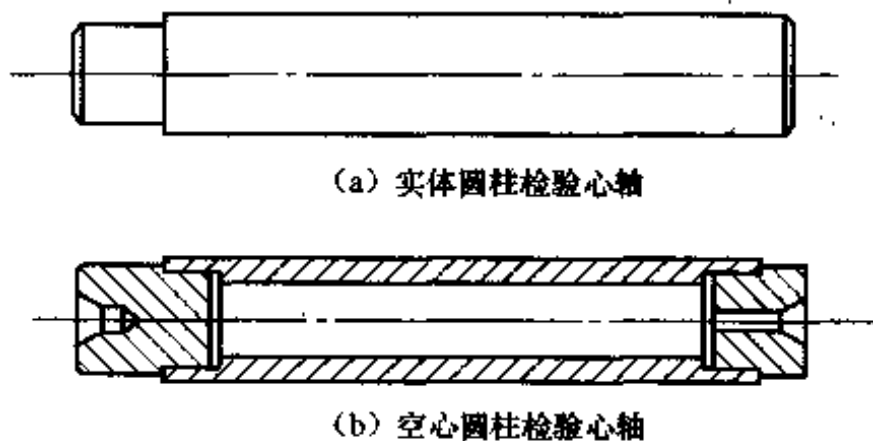


图 4-56 检验心轴

## 4. 塞尺（厚薄规）

塞尺是一组厚度不等的金属薄片组成的量具，如图 4-57 所示。塞尺主要用于测量两表面

间较小间隙的尺寸大小，其测量范围（厚度范围）一般是 0.02~1mm。

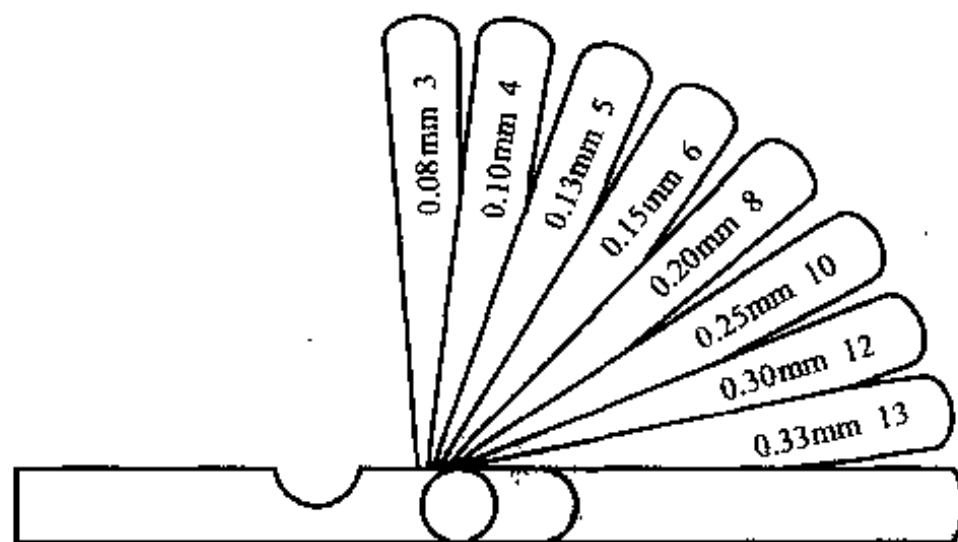


图 4-57 塞尺

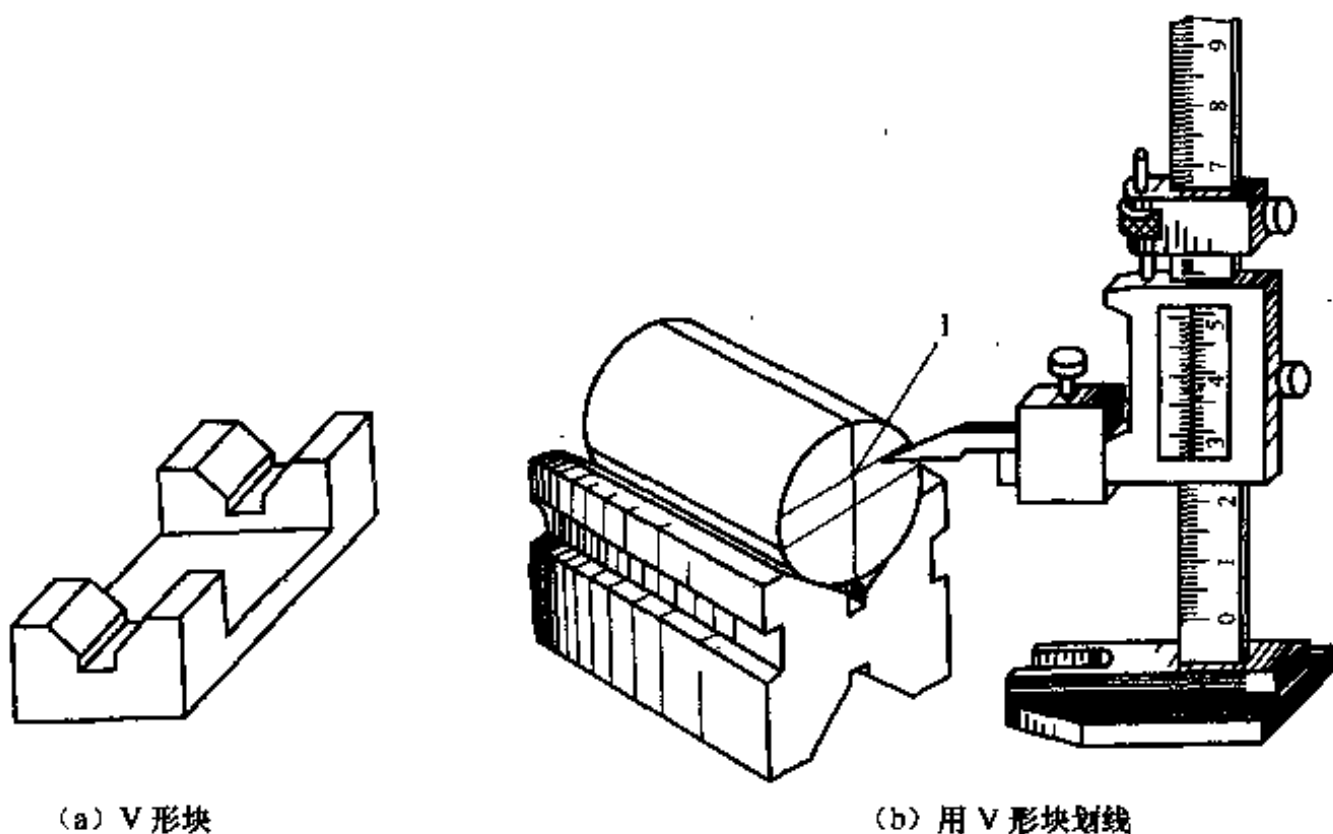
每片塞尺上都标记有它的工作尺寸，使用时，根据被测间隙大小，选择适宜厚度塞尺塞入被测间隙。若能方便地塞入且能任意活动，表明所选塞尺厚度太小；若塞尺塞不进去，表明选择厚度太大；若塞尺塞入间隙后，移动时有轻微的阻滞感觉，此时塞尺的厚度即为被测间隙尺寸。

使用塞尺应注意以下事项。

- (1) 塞尺的工作面应擦拭干净，不得有弯折、不平的现象。
- (2) 使用时不可硬塞、硬拔，以免损伤工作面。若不能塞入时，应更换较薄的再试。
- (3) 测量时应将塞尺塞入整个被测间隙内，不能仅塞入一小段以此确定被测尺寸的大小。

### 5. V 形块

V 形块是两个对称相交成  $\alpha$  角的定位平面组成的一种定位元件，其结构形式有多种，图 4-58 (a) 所示为其中一种，主要用于支承外圆柱表面，模拟轴类零件的轴心线；还可以用作装夹零件、钳工划线等用途，如图 4-58 (b) 所示。



(a) V 形块

(b) 用 V 形块划线

图 4-58 V 形块



## 6. 水平仪

如图 4-59 所示, 水平仪的主要部分是一个固定在水平仪框体内封闭的弧形玻璃管。玻璃管凸出的弧形管壁上刻有数条刻线, 管内装有乙醚或酒精, 其中留有一气泡作指示用。水平仪倾斜时, 气泡便相对玻璃管移动。根据气泡移动方向和刻线上的移动格数, 可以得出被测平面的倾斜方向和角度。水平仪玻璃管上的刻度值表示被测面的斜率。例如, 刻度值为 0.02/1 000 的水平仪, 其气泡移动一格, 相当于被测平面在 1m 长度上两端的高度差为 0.02mm, 机床导轨的直线度误差通常用水平仪检验。

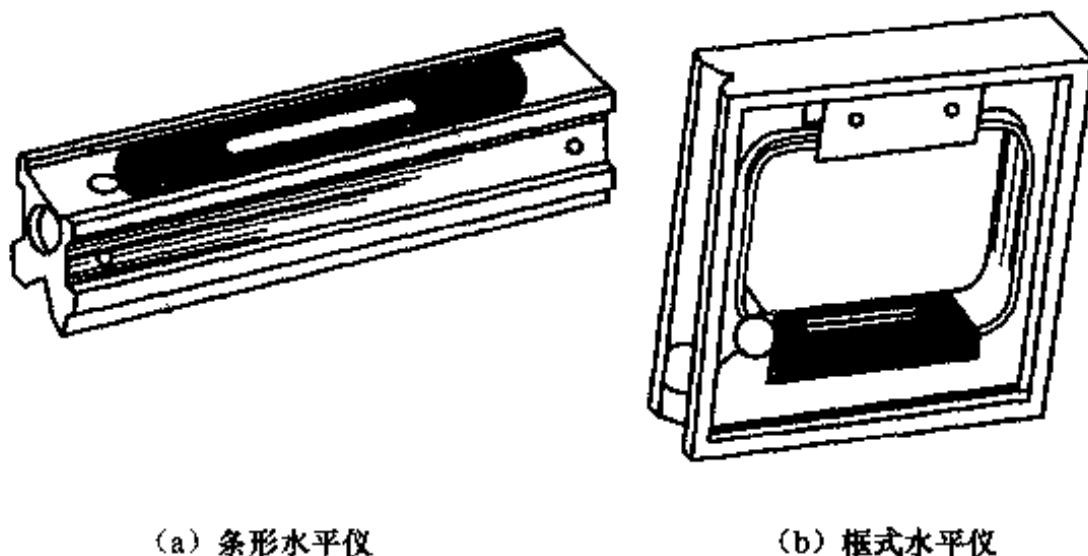


图 4-59 水平仪

## 7. 三坐标测量机

三坐标测量机是一种高效率的精密测量仪器, 它广泛地用于机械和仪器制造、电子工业、汽车和航空工业中, 用作零件和部位的几何尺寸和相互位置的测量, 例如箱体、导轨、涡轮和泵的叶片、多边形体、缸体、齿轮、凸轮和飞机形体等空间型面的测量。除此之外, 它还可划线、定中心孔、钻孔、铣削模型和样板、刻制光栅及线纹尺、光刻集成线路板等, 并可对连接曲面进行扫描。由于它的测量范围大、精度高、效率高、性能好, 已成为一类大型精度仪器, 具有“测量中心”的称号。

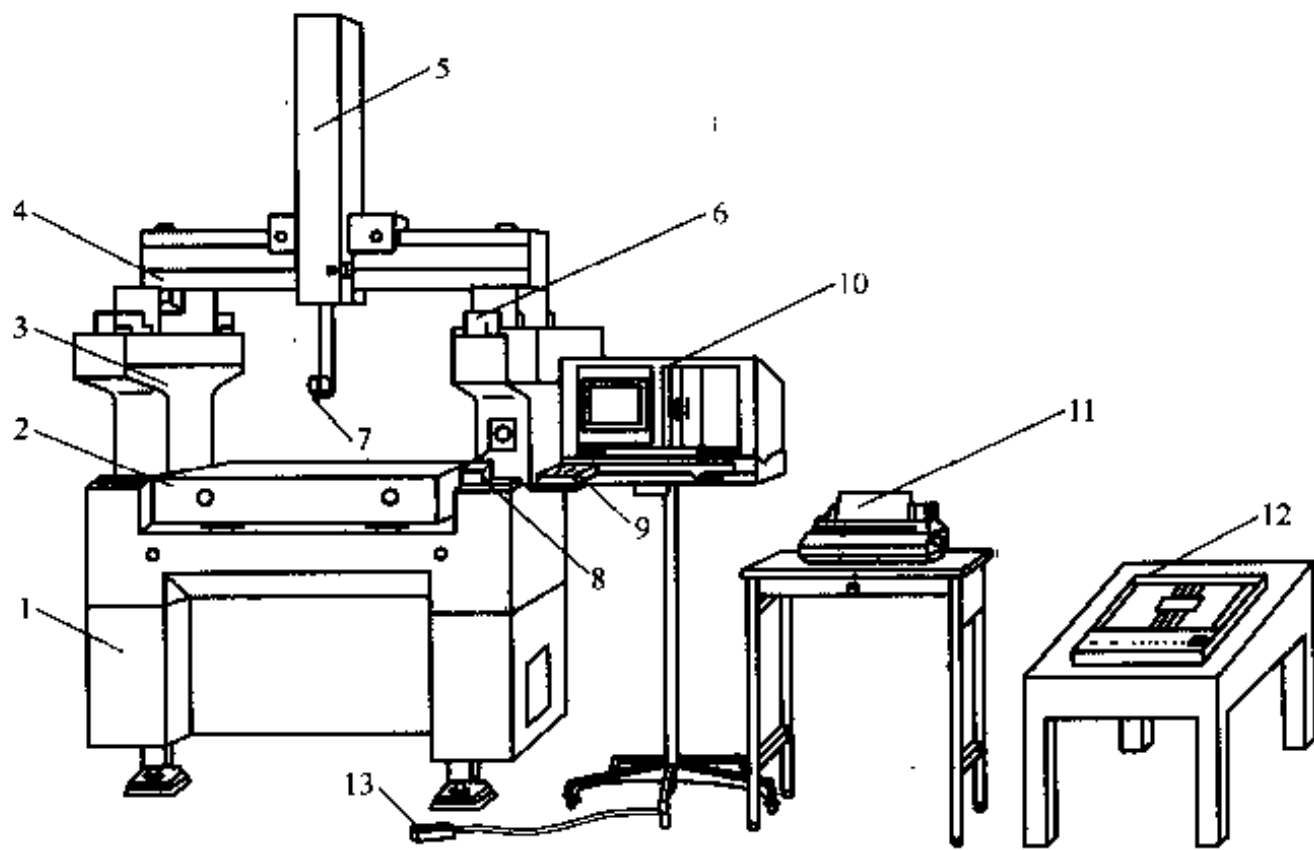
### (1) 测量原理

如图 4-60 所示, 三坐标测量机具有空间 3 个相互垂直的 X、Y、Z 运动导轨, 可测出空间范围内各测点的坐标位置。三坐标测量机所采用的标准器是光栅尺。反射式金属光栅尺固定在导轨上, 读数头(指示光栅)与其保持一定间隙安装在滑架上, 当读数头随滑架沿着导轨作连续运动时, 由于光栅所产生的莫尔条纹的明暗变化, 经光电元件接收, 将测量位移所得的光信号转换成周期变化的电信号, 经电路放大、整形、细分处理成计数脉冲, 最后显示出数字量。当探头移到空间的某个点位置时, 计算机屏幕上立即显示出 X、Y、Z 方向的坐标值。

任何复杂的几何表面和几何形状, 只要三坐标测量机的测头能够测到, 就能够借助于计算机的数据处理测出它们的几何尺寸和相互位置关系。这种测量方法具有极大的万能性。

### (2) 结构形式

三坐标测量机的 3 个轴互成直角配置。3 个坐标轴的相互配合位置(即总体布局形式)与测量机的精度及对测量工件的适用性关系很大, 目前常用的总体结构形式有以下几种。



1—底座；2—工作台；3—立柱；4,5,6—导轨；7—测头；8—测动开关；  
9—键盘；10—计算机；11—打印机；12—绘图仪；13—脚开关

图 4-60 三坐标测量机

① 立轴式：类似于万能工具显微镜的结构。测量范围较小，但测量精度较高，如图 4-61 (a) 所示。

② 卧轴式：适用于测量与工作台面相垂直的工件端面上的检测项目，操作方便。这种结构适宜于中型精密测量机，如图 4-61 (b) 所示。

③ 悬臂式：这种结构工作面开阔，工件可以从 3 个方向不受限制地装卸、测量，有利于操作，如图 4-61 (c) 所示。这种结构的缺点在于单点支承刚性不好，易于变形，且变形量随测量轴线在 Y 轴上的位置而变化。因此，此种结构在设计中应考虑对悬臂的下垂和弯曲进行补偿。

④ 桥式：这种结构刚性好，3 个坐标测量范围较大时也可以保证测量精度，因而适宜做大型测量机的结构，如图 4-61 (d) 所示。这种结构的缺点是桥框立柱限制了工件的装卸，并给测量操作带来不便。

⑤ 龙门式：可分为龙门移动式 and 龙门固定式两种，优缺点同桥式相似，如图 4-61 (e) 所示。龙门固定式不适宜测量重型工件，否则工作台运动时惯性太大，不易克服，因此只能作为中型测量机的结构。

三坐标测量机的测量精度除去受结构形式的影响以外，更重要的是还要看各坐标轴的相互配置位置是否符合阿贝原则。根据阿贝原则的要求，各坐标轴及其标准器应在一条直线上，或尽可能地贴近。因此，设计时应全面考虑技术、经济各项指标的前提下尽量满足这一原则或采取相应的补偿措施。

### (3) 三坐标测量头

测量头是三坐标测量机中直接实现对工件进行测量的重要部件，它直接影响三坐标测量机测量的精度、操作的自动化程度和检测效率。

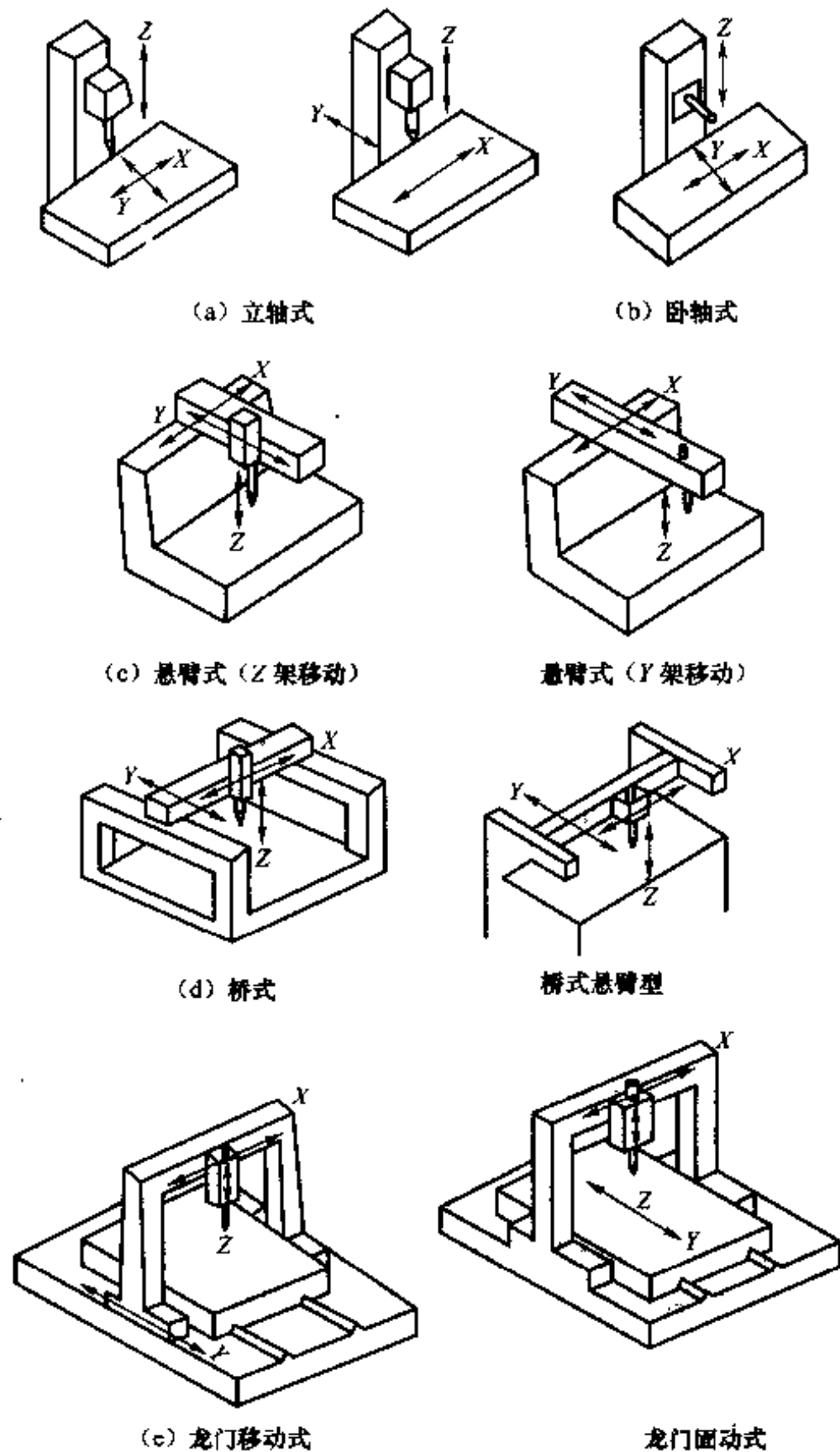


图 4-61 三坐标测量机的结构形式

三坐标测量头可视为一种传感器，只是结构、种类、功能较一般传感器复杂得多，但其原理仍与传感器相同。按其结构原理可分为机械式、光学式和电气式 3 种；按测量方法可分为接触式和非接触式两种。接触式测量头可分为硬测头与软测头两类。硬测头多为机械测头，测量力会引起测头和被测件的变形，降低瞄准精度；而软测头测端和被测件接触后，测端可作偏移，传感器输出模拟位移量的信号，因此它不但可用于瞄准，还可用于测微。非接触测量头主要为光学点位测量头，一般借助于光学系统构成，可以直接采用万能工具显微镜的瞄准测量显微镜，也可以设计成专用显微镜。

由于测量的自动化要求，新型测量头主要采用电磁、电触、电感、光电、压力以及激光原理。

#### (4) 三坐标测量机的功能

① 基本测量功能。如图 4-62 所示，可用于对一般几何元素的确定（如直线、圆、椭圆、

平面、圆柱、球、圆锥等); 对一般几何元素的形位公差测量(如直线度、平面度、圆度、圆柱度、平行度、倾斜度、同轴度、位置度等)以及对曲线的点到点的测量和对一般几何元素进行连接、坐标转换、相应误差统计分析, 必要的打印输出和绘图输出等。

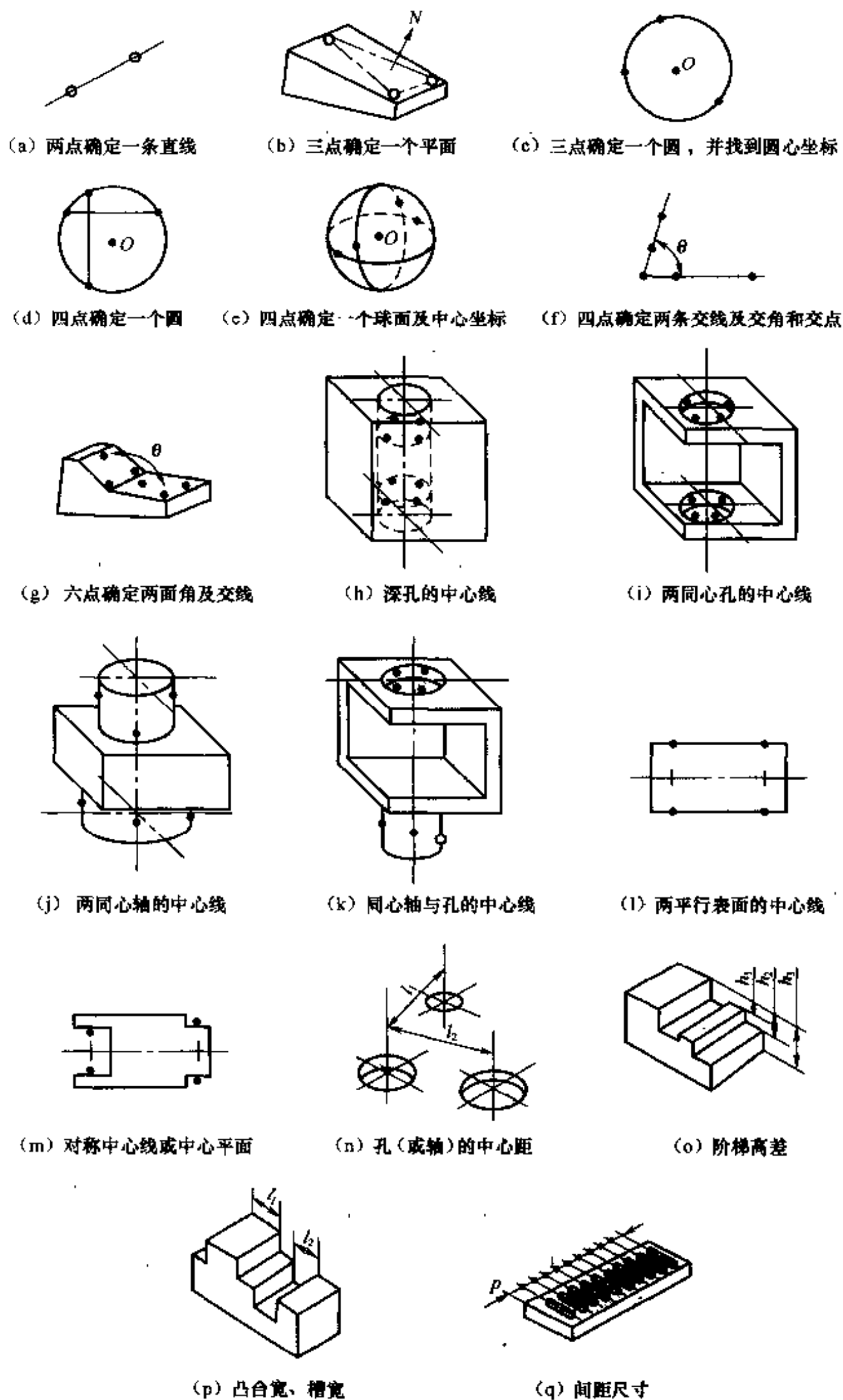


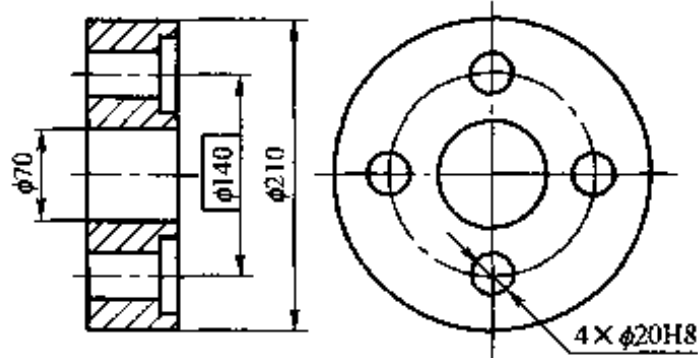
图 4-62 三坐标测量机的基本测量功能

② 特殊测量处理功能。包括对曲线的连续扫描,圆柱与圆锥齿轮的齿形、齿向和周节测量,各种凸轮和凸轮轴的测定以及各种螺纹参数的测量等。

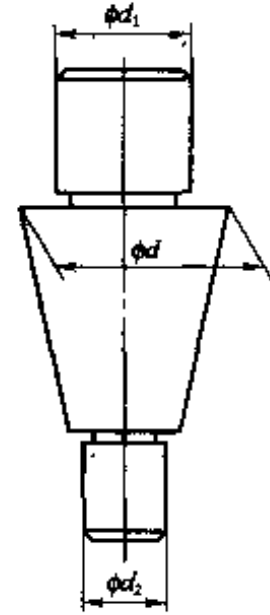
③ 还可用于机械产品计算机的辅助设计与辅助制造。例如汽车车身设计从泥模的测量到主模型的测量;冲模从数控加工到加工后的检验,直至投产使用后的定期磨损检验都可应用三坐标测量机完成。

## 思考题与习题

- 4-1 形状和位置公差各规定了哪些项目?它们的符号是什么?
- 4-2 形位公差带由哪些要素组成?形位公差带的形状有哪些?
- 4-3 评定形位误差的最小条件是什么?最小包容区域由哪些要素组成?
- 4-4 形位误差的最小包容区域与形位公差带有何区别与联系?
- 4-5 如何确定被测要素的形位误差值?如何判断形位误差的合格性?
- 4-6 基准有哪几种?何为三基面体系?如何判定形位误差的合格性?
- 4-7 如果某圆柱面的径向圆跳动误差为  $15\mu\text{m}$ ,其圆度误差能否大于  $15\mu\text{m}$ ?
- 4-8 如果某平面的平面度误差为  $20\mu\text{m}$ ,其垂直度误差能否小于  $20\mu\text{m}$ ?
- 4-9 何为理论正确尺寸?其在形位公差中的作用是什么?图样上如何表示?
- 4-10 什么是体内作用尺寸、体外作用尺寸?它们与实际尺寸的关系如何?
- 4-11 什么是最大实体尺寸、最小实体尺寸?二者有何异同?
- 4-12 体外(内)作用尺寸与最大(小)实体尺寸有何区别与联系?
- 4-13 最大(小)实体状态和最大(小)实体实效状态的区别是什么?
- 4-14 理想边界有几种?理想边界的名称和代号如何?
- 4-15 当被测要素遵守包容要求时,其实际尺寸和体外作用尺寸的合格条件如何?
- 4-16 当被测要素遵守最大实体要求时,其实际尺寸和体外作用尺寸的合格条件如何?
- 4-17 当被测要素遵守最小实体要求时,其实际尺寸和体外作用尺寸的合格条件如何?
- 4-18 形位公差值的选择原则是什么?具体选择时应考虑哪些情况?
- 4-19 未注形位公差有何规定?图样上如何表示?
- 4-20 形位公差项目的选择应考虑哪些因素?试举例说明。
- 4-21 将下列各项形位公差要求标注在习题图 4-1 上。
  - ① 左端面的平面度公差值为  $0.01\text{mm}$ 。
  - ② 右端面对左端面的平行度公差值为  $0.04\text{mm}$ 。
  - ③  $\phi 70\text{H}7$  孔遵守包容要求,其轴线对左端面的垂直度公差值为  $\phi 0.02\text{mm}$ 。
  - ④  $\phi 210\text{h}7$  圆柱面对  $\phi 70\text{H}7$  孔的同轴度公差值为  $\phi 0.03\text{mm}$ 。
  - ⑤  $4 \times \phi 20\text{H}8$  孔的轴线对左端面(第一基准)和  $\phi 70\text{H}7$  孔的轴线的位置度公差值为  $\phi 0.15\text{mm}$ ,要求均布在理论正确尺寸  $\phi 140\text{mm}$  的圆周上。
- 4-22 将下列各项形位公差要求标注在习题图 4-2 上。
  - ①  $\phi d$  圆锥的左端面对  $\phi d_1$  轴线的端面圆跳动公差为  $0.02\text{mm}$ 。
  - ②  $\phi d$  圆锥面对  $\phi d_1$  轴线的斜向圆跳动公差为  $0.02\text{mm}$ 。



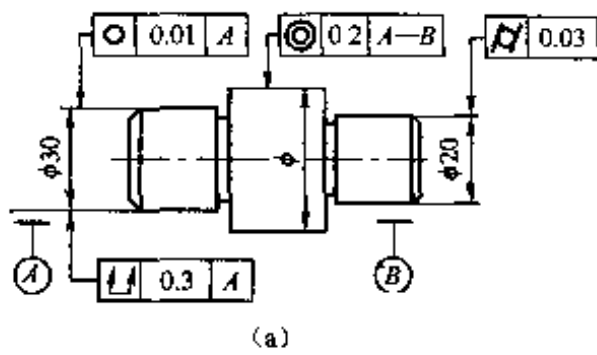
习题图 4-1



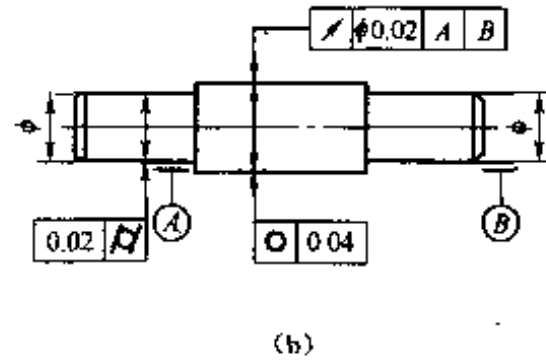
习题图 4-2

- ③  $\phi d_2$  圆柱面轴线对  $\phi d$  圆锥左端面的垂直度公差值为  $\phi 0.015\text{mm}$ 。
- ④  $\phi d_2$  圆柱面轴线对  $\phi d_1$  圆柱面轴线的同轴度公差值为  $0.03\text{mm}$ 。
- ⑤  $\phi d$  圆锥面的任意横截面的圆度公差值为  $0.006\text{mm}$ 。

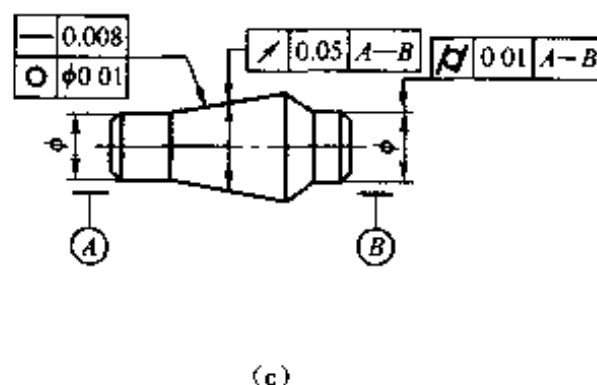
4-23 试分别改正习题图 4-3 (a) ~ (f) 所示的 6 个图样上形位公差标注的错误 (形位公差的项目不允许变更)。



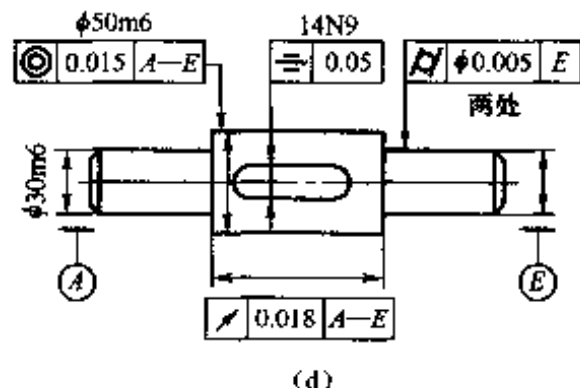
(a)



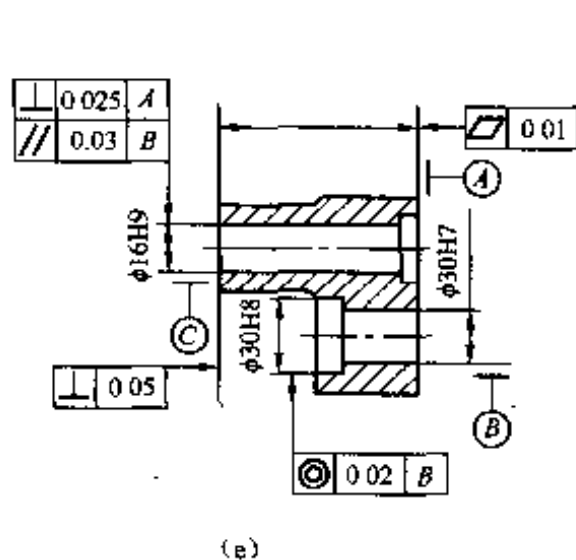
(b)



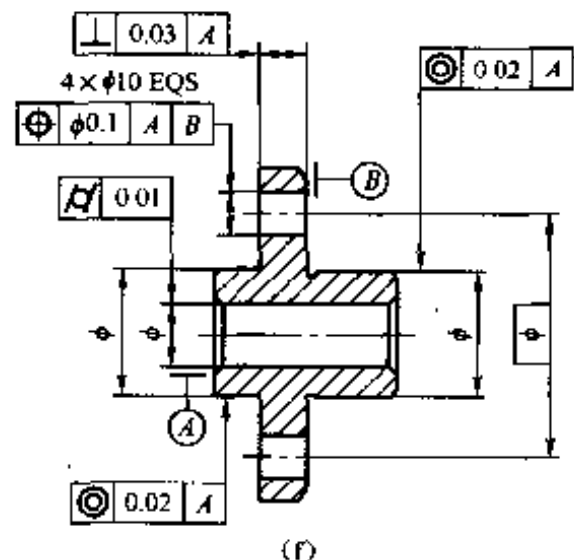
(c)



(d)



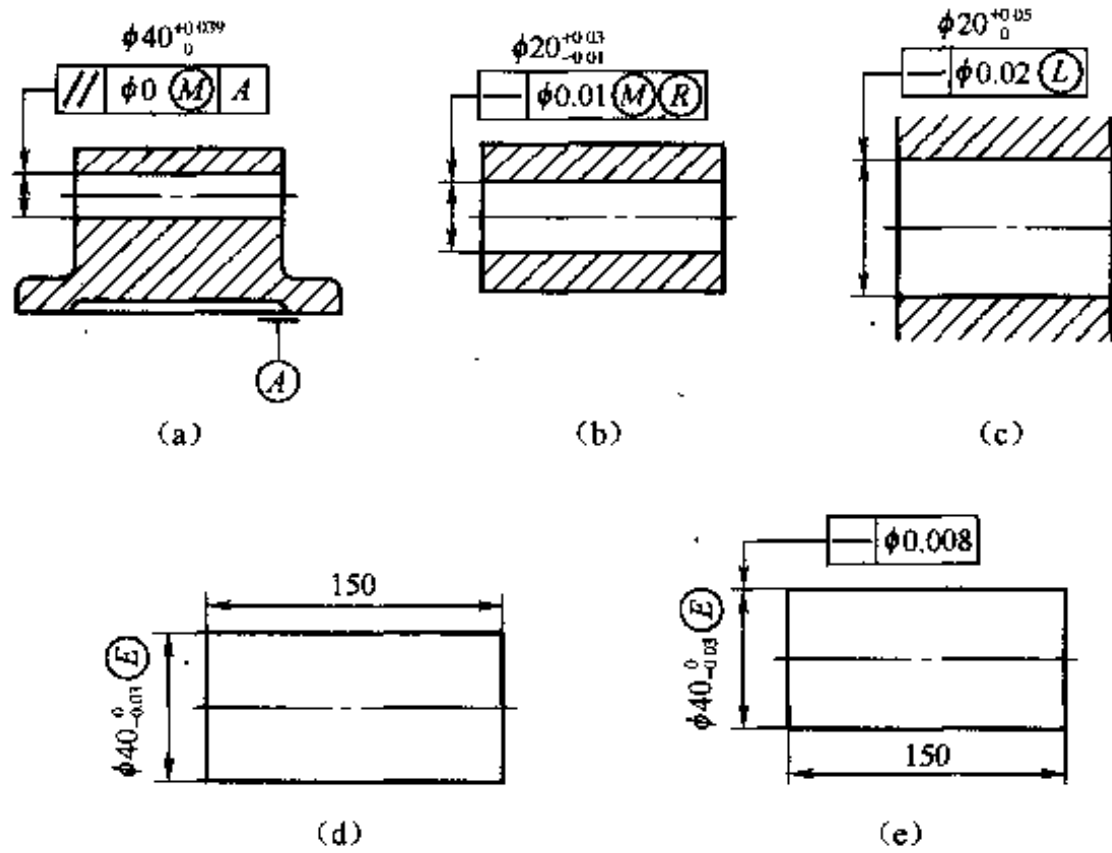
(e)



(f)

习题图 4-3

4-24 试对习题图 4-4 (a) ~ (e) 中的标注内容进行分析, 按要求将有关内容填入习题表 4-1 中。



习题图 4-4

习题表 4-1

图号	最大实体尺寸	最小实体尺寸	形位公差的给定值	形位公差的最大允许值	遵守的边界名称	边界的尺度	合格条件
(a)							
(b)							
(c)							
(d)							
(e)							

## 第5章 表面粗糙度与检测

**课前导读** 本章从介绍表面粗糙度的概念出发, 讨论并分析如何正确选用表面粗糙度参数及参数值, 以满足零件的互换性和机器的使用性能要求。

**基础知识** 表面粗糙度的基本术语, 评定参数和标注方法。

**重点知识** 表面粗糙度的评定参数和参数值的选择原则。

**难点知识** 用类比法选择表面粗糙度参数值。

### 5.1 概 述

#### 5.1.1 表面粗糙度的概念

用机械加工或其他方法获得零件表面, 总会存在着由较小的间距和峰谷组成的微量高低不平的痕迹。这是一种微观几何形状误差, 也称为微观不平度。我们把这种微观几何形状误差称为表面粗糙度。轮廓的表面粗糙度值越小, 表面越光滑。

表面粗糙度主要由加工过程中刀具和零件表面间的摩擦、切屑分离时表面金属层的塑性变形以及工艺系统的高频振动等原因形成。

表面粗糙度与形状误差(宏观的误差)和表面波度是有区别的。通常波距 $\lambda$ (指相邻两波峰或两波谷之间的距离)小于1mm的属于表面粗糙度, 波距在1mm~10mm的属于表面波度, 波距大于10mm的属于形状误差, 如图5-1所示。

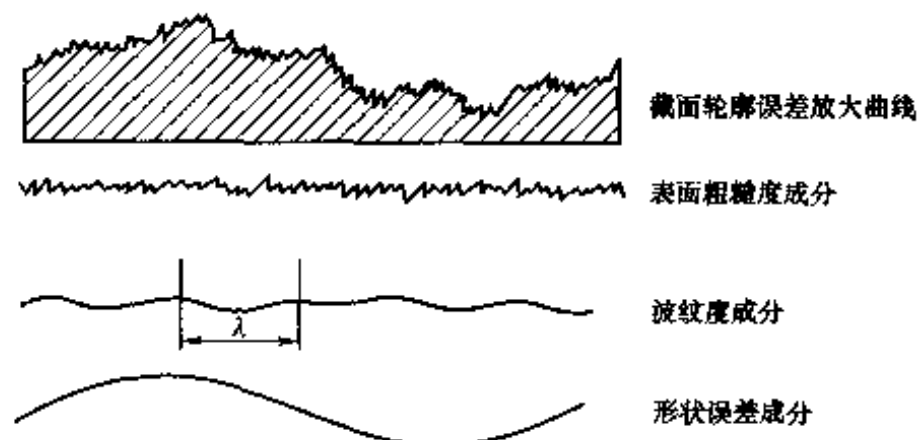


图 5-1 完工零件的实际轮廓形状

#### 5.1.2 表面粗糙度对零件使用性能的影响

##### 1. 摩擦和磨损方面

表面越粗糙, 摩擦系数就越大, 摩擦阻力也越大, 零件配合面的磨损就会加剧。



## 2. 配合性质方面

表面粗糙度影响配合性质的稳定性。对间隙配合，粗糙的表面会因峰尖很快磨损而使间隙逐渐加大；对过盈配合，则因装配表面的峰顶被挤平，使有效实际过盈减少，影响连接强度。

## 3. 疲劳强度方面

表面越粗糙，一般表面微观不平的凹痕就越深，交变应力作用下的应力集中就会越严重，越易造成零件抗疲劳强度的降低，导致零件失效。

## 4. 耐腐蚀性方面

粗糙的表面，腐蚀性气体或液体易于通过表面微观凹谷渗入到金属内层，造成表面锈蚀。

## 5. 接触刚度方面

表面越粗糙，表面间接触面积就越小，致使单位面积受力就增大，造成峰顶处的局部塑性变形加剧，接触刚度下降，影响机器工作精度和平稳性。

此外，表面粗糙度还影响结合面的密封性，影响产品的外观和表面涂层的质量等。

综上所述，为保证零件的使用性能和寿命，应对零件的表面粗糙度加以合理限制。

## 5.2 表面粗糙度国家标准

我国现行的表面粗糙度国家标准有 3 个：GB 3505—83《表面粗糙度 术语 表面及其参数》，GB 1031—1995《表面粗糙度 参数及其数值》，GB/T 131—93《机械制图 表面粗糙度符号、代号及其注法》。现简要作一介绍。

### 5.2.1 取样长度 $l$

取样长度  $l$  是指用于判别具有表面粗糙度特征的一段基准线长度，如图 5-2 所示。这样规定的目的是为了限制和减弱宏观几何形状误差，特别是表面波度对测量结果的影响，客观真实地反映零件的表面质量。标准规定取样长度按表面粗糙程度合理取值，通常应包含至少 5 个轮廓峰和轮廓谷。

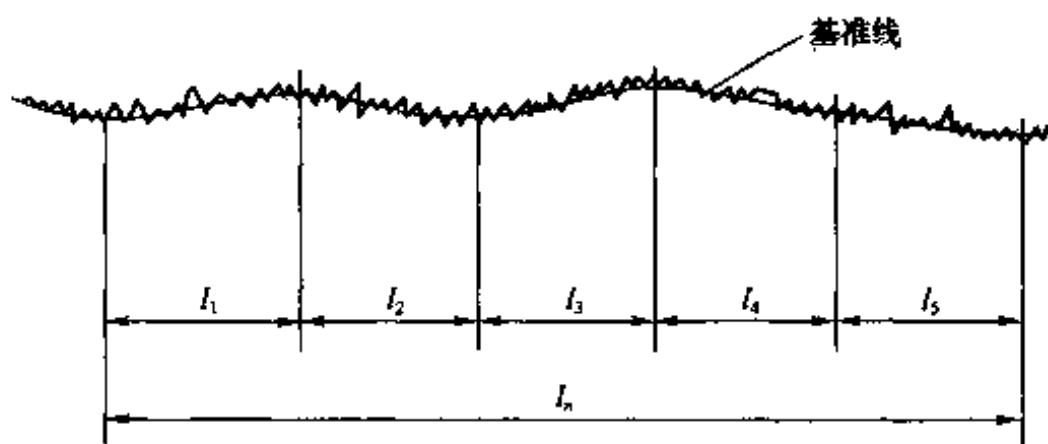


图 5-2 取样长度和评定长度

### 5.2.2 评定长度 $l_n$

评定长度  $l_n$  是指评定轮廓表面粗糙度所必需的一段长度，这样规定是基于零件表面质量的不均匀性，单一取样长度上的测量和评定不足以反映全貌，因此需要在表面上取几个取样

长度来进行测量和评定。一般  $l_n=5l$ ，如图 5-2 所示，具体数值见表 5-1。

表 5-1 取样长度与评定长度的选用值 (摘自 GBT 1031—1995)

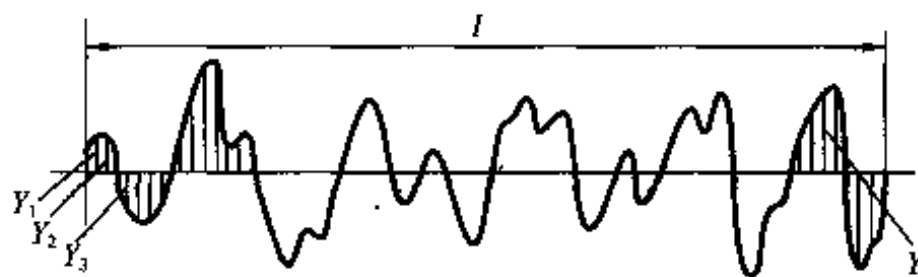
$R_a/\mu\text{m}$	$R_c$ 与 $R_z/\mu\text{m}$	$l/\text{mm}$	$l_n (l_n=5l) / \text{mm}$
0.008~0.02	0.025~0.10	0.08	0.4
0.02~0.1	0.10~0.50	0.25	1.25
0.1~2.0	0.50~10.0	0.8	4.0
2.0~10.0	10.0~50.0	2.5	12.5
10.0~80.0	50.0~320	8.0	40.0

注:  $R_c$ 、 $R_z$ 、 $R_s$  为粗糙度评定参数, 详见后述。

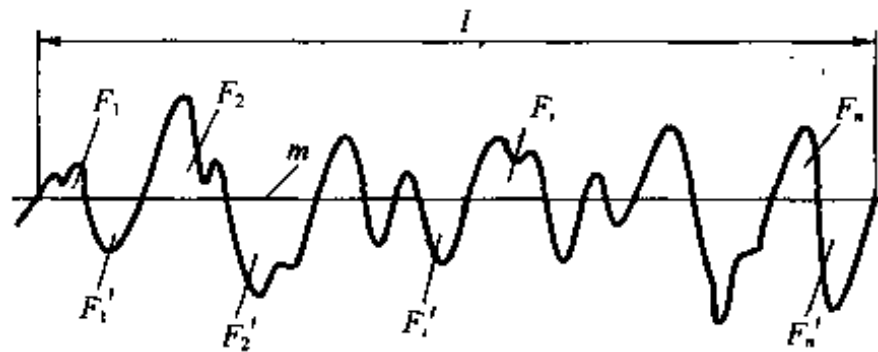
### 5.2.3 基准线

基准线  $m$  是用以评定表面粗糙度参数大小而规定的一条参考线, 据此来作为计算表面粗糙度参数大小的基准。在取样长度内, 使轮廓上各点的轮廓偏距  $Y_i$  (在测量方向上轮廓上的点至基准线的距离) 的平方和为最小, 这条基准线称为最小二乘中线 [如图 5-3 (a) 所示]。也可以采用轮廓的算术平均中线, 这条基准线的方向应与轮廓的方向一致, 并将轮廓曲线划分为上、下两半, 使其在取样长度内, 由中线至轮廓上、下两边的面积相等, 如图 5-3 (b) 所示, 即

$$F_1 + F_3 + \dots + F_{2n-1} = F_2 + F_4 + \dots + F_{2n}$$



(a) 轮廓的最小二乘中线



(b) 轮廓的算术平均中线

图 5-3 轮廓中线

通常轮廓算术平均中线可用目测估定。

### 5.2.4 评定参数

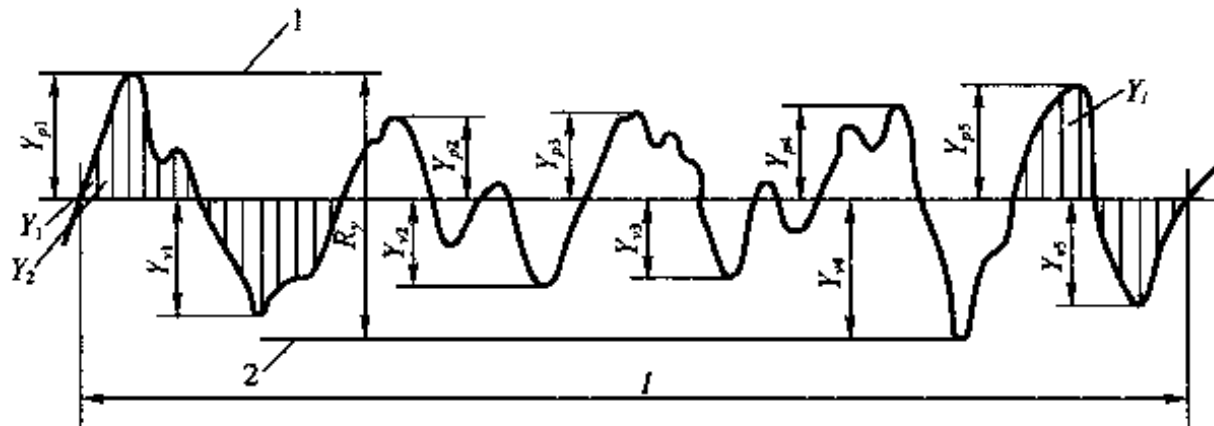
#### 1. 高度特征参数

##### (1) 轮廓算术平均偏差 $R_a$

在取样长度内, 被测实际轮廓上各点至基准线距离  $Y_i$  的绝对值的算术平均值即轮廓算术平均偏差  $R_a$ , 如图 5-4 所示, 用下式表示:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx$$

或近似为  $R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |Y_i|$



1—轮廓峰顶线；2—轮廓谷底线

图 5-4 高度特征参数

(2) 微观不平度十点高度  $R_z$

在取样长度内，被测实际轮廓上 5 个最大轮廓峰高的平均值为 5 个最大轮廓谷深的平均值之和（见图 5-4），用下式表示：

$$R_z = \frac{1}{5} \left( \sum_{i=1}^5 Y_{pi} + \sum_{i=1}^5 Y_{vi} \right)$$

式中， $Y_{pi}$ ——第  $i$  个最大轮廓峰高；

$Y_{vi}$ ——第  $i$  个最大轮廓谷深。

(3) 轮廓最大高度  $R_y$

在取样长度内，轮廓的最高峰顶线和轮廓的最低谷底线之间的距离称为轮廓最大高度，如图 5-4 所示。

2. 间距特征参数

(1) 轮廓的单峰平均间距  $S$

单峰间距是指两相邻单峰的最高点之间的距离投影在中线上的长度，如图 5-5 所示。在取样长度内，轮廓的单峰间距的平均值可表示为

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i$$

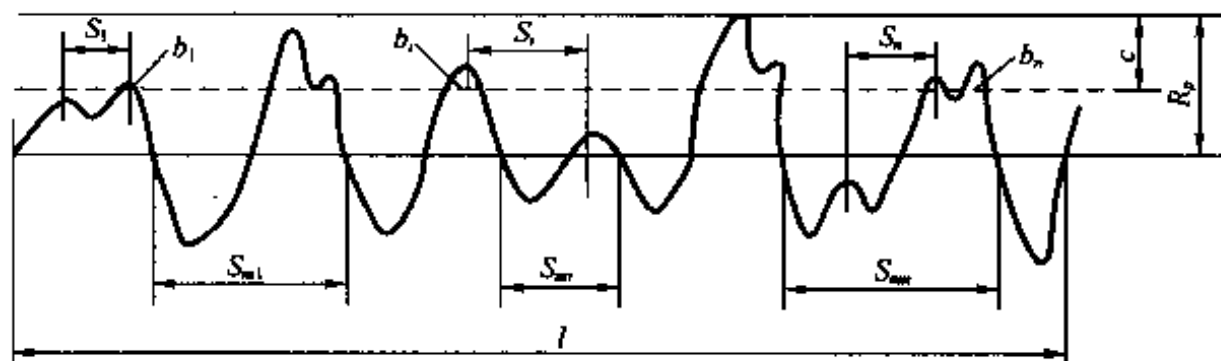


图 5-5 附加评定参数

(2) 轮廓微观不平度的平均间距  $S_m$

轮廓不平度的平均间距是指在一个取样长度内，轮廓微观不平度的间距的平均值，如图 5-5 所示。其表达式为

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}$$

### 3. 形状特征参数

轮廓支承长度率  $t_p$  是常用的形状特征参数, 它是指在取样长度内, 取一条平行于基准线的直线与轮廓相截, 得到的各段截线长度之和, 即  $t_p = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^n b_i$ 。由图 5-5 可知, 轮廓支承长度率与所取的平行于中线的截距  $C$  有关。所以, 轮廓支承长度率  $t_p$  应该对应于水平截距  $C$  给出, 水平截距  $C$  用  $\mu\text{m}$  或用占轮廓最大高度  $R_p$  的百分比来表示。

轮廓支承长度率  $t_p$  与零件的实际轮廓形状有关, 是反映零件表面耐磨性能的指标。 $t_p$  越大, 表示零件表面凸起的实体部分越大, 承载面积就越大, 因而接触刚度就越高, 表面就越耐磨。

国家标准 GB/T 1031—1995 规定, 高度特征参数是基本评定参数 (又称主参数), 而间距和形状特征参数是附加评定参数。表面粗糙度的高度特征参数值系列如表 5-2 和表 5-3 所示。

表 5-2  $R_a$  的数值 (摘自 GB/T 1031—1995) ( $\mu\text{m}$ )

第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列
	0.008						
	0.010						
0.012			0.125		1.25	12.5	
	0.016		0.160	1.60			16.0
	0.020	0.20			2.0		20
0.025			0.25		2.5	25	
	0.032		0.32	3.2			32
	0.040	0.40			4.0		40
0.050			0.50		5.0	50	
	0.063		0.63	6.3			63
	0.080	0.80			8.0		80
0.100			1.00		10.0	100	

表 5-3  $R_z$  和  $R_y$  的数值 (摘自 GB/T 1031—1995) ( $\mu\text{m}$ )

第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列	第 1 系列	第 2 系列
0.025			0.25		2.5		25		250
	0.032		0.32	3.2			32		320
	0.040	0.40			4.0		40	400	
0.050			0.50		5.0	50			500
	0.063		0.63	6.3			63		630
	0.080	0.80			8.0		80	800	
0.100			1.0		10.0	100			1 000
	0.125		1.25	12.5			125		1 250
	0.160	1.60			16.0		160	1600	
0.20			2.0		20	200			

## 5.3 表面粗糙度参数及其参数值的选用

### 5.3.1 表面粗糙度参数的选择

在表面粗糙度的三类特性评定参数中, 最常采用的是高度特性参数。当只给出高度特性参数不能满足零件的功能要求时, 才附加给出间距特性参数或 (和) 形状特性参数。选择表面粗糙度参数时应注意如下问题。

(1) 对于光滑表面和半光滑表面, 一般采用  $R_a$  作为评定参数。 $R_a$  值反映实际轮廓微观几

何形状特性的信息量大，而且  $R_a$  值用触针式电动轮廓仪测量比较容易。

(2) 对于极光滑和极粗糙表面，宜采用  $R_z$  作为评定参数。 $R_z$  值通常用非接触式的光切显微镜测量，但  $R_z$  不如  $R_a$  对表面微观几何形状特征反映得全面。

(3) 对不允许出现较大加工痕迹和受交变应力作用的表面，应采用  $R_y$  作为评定参数。 $R_y$  概念简单、测量简便，但  $R_y$  不如  $R_a$  或  $R_z$  反映全面，因此对于狭小表面， $R_y$  具有实际意义。另外可按实际情况， $R_y$  与  $R_a$  或  $R_z$  联用，综合控制表面粗糙度。

(4) 对密封性要求高的表面，可使用间距特性参数  $S_m$  和  $S$ 。

(5) 对耐磨性要求高的表面，可规定  $t_p$ 。

### 5.3.2 表面粗糙度参数值的选择

(1) 工作表面的表面粗糙度参数值应比非工作表面小。

(2) 相对运动速度高、单位面积压力大的摩擦表面，其表面粗糙度参数值应小。

(3) 承受交变应力的零件，易产生应力集中处，如圆角、沟槽等，其表面粗糙度参数值应小。

(4) 配合性质要求稳定、小间隙配合和受重载的过盈配合，其配合表面的表面粗糙度参数值应小。

(5) 有防腐蚀、密封性要求和外表美观的表面，其表面粗糙度参数值应小。

(6) 注意表面粗糙度参数值与形状公差值的协调关系，如表 5-4 所示。

表 5-4 形状公差与表面粗糙度参数值的关系

形状公差 $t$ 占尺寸公差 $T$ 的百分比 $t/T$ (%)	表面粗糙度参数值占尺寸公差百分比	
	$R_a/T$ (%)	$R_z/T$ (%)
$\approx 60$	$\leq 5$	$\leq 20$
$\approx 40$	$\leq 2.5$	$\leq 10$
$\approx 25$	$\leq 1.2$	$\leq 5$

(7) 遇到已有专门标准对表面粗糙度作出要求的（例如齿轮齿面的表面粗糙度），应按专门标准来确定各典型表面的表面粗糙度参数值。

(8) 在实际工作经验不足的情况下，可以参照表 5-4 和表 5-5。表 5-4 列出了表面粗糙度与尺寸公差、形状公差的一般关系，表 5-5 列出了有关表面粗糙度参数值选用的实例。表 5-6 列出了有关孔、轴表面粗糙度参数值选用的实例，仅供使用时参考。

表 5-5 表面粗糙度的表面特征、经济加工方法及应用举例 ( $\mu\text{m}$ )

表面微观特性		$R_a$	$R_z$	加工方法	应用举例
粗糙表面	可见刀痕	20~40	80~160	粗车、粗刨、粗铣、钻、毛锉、锯断	半成品粗加工过的表面，非配合的加工表面，如轴端面、倒角、钻孔、齿轮带轮侧面、键槽底面、势圈接触面等
	微见刀痕	10~20	40~80		
半光表面	微见加工痕迹	5~10	20~40	车、刨、铣、镗、钻、粗绞	轴上不安装轴承、齿轮处的非配合表面，紧固件的自由装配表面，轴和孔的退刀槽等
	微见加工痕迹	2.5~5	10~20	车、刨、铣、镗、磨、拉、粗刮、滚压	半精加工表面，箱体、支架、盖面、套筒等和其他零件结合面无配合要求的表面，需要法兰的表面等
	看不清加工痕迹	1.25~2.5	6.3~10	车、刨、铣、镗、磨、拉、刮、压、铣齿	接近于精加工表面，箱体上安装轴承的镗孔表面，齿轮的工作面

续表

表面微观特性		$R_a$	$R_z$	加工方法	应用举例
光表面	可辨加工痕迹方向	0.63~1.25	3.2~6.3	车、镗、磨、拉、刮、精绞、磨齿、滚压	圆柱销、圆锥销、与滚动轴承配合的表面，卧式车床导轨面，内、外花键定心表面等
	微辨加工痕迹方向	0.32~0.63	1.6~3.2	精绞、精镗、磨、刮、滚压	要求配合性质稳定的配合表面，工作时受交变应力的重要零件，较高精度车床的导轨面
	不可辨加工痕迹方向	0.16~0.32	0.8~1.6	精磨、珩磨、研磨、超精加工	精密机床主轴锥孔、顶尖圆锥面、发动机曲轴、凸轮轴工作表面，高精度齿轮齿面
极光表面	暗光泽面	0.08~0.16	0.4~0.8	精磨、研磨、普通抛光	精密机床主轴颈表面，一般量规工作表面，汽缸套内表面，活塞销表面等
	亮光澤面	0.04~0.08	0.2~0.4	超精磨、精抛光、镜面磨削	精密机床主轴颈表面，滚动轴承的滚珠，高压液压泵中柱塞和柱塞配合的表面
	镜状光泽面	0.01~0.04	0.05~0.2		
	镜面	≤0.01	≤0.05	镜面磨削、超精研	高精度量仪，量块的工作表面，光学仪器中的金属镜面

表 5-6 表面粗糙度  $R_a$  的推荐选用值 ( $\mu\text{m}$ )

应用场合		基本尺寸/mm						
公差等级		≤50		50~120		120~500		
		轴	孔	轴	孔	轴	孔	
经常装拆零件的配合表面	IT5	≤0.2	≤0.4	≤0.4	≤0.8	≤0.4	≤0.8	
	IT6	≤0.4	≤0.8	≤0.8	≤1.6	≤0.8	≤1.6	
	IT7	≤0.8		≤1.6		≤1.6		
	IT8	≤0.8	≤1.6	≤1.6	≤3.2	≤1.6	≤3.2	
过盈配合	压入装配	IT5	≤0.2	≤0.4	≤0.4	≤0.8	≤0.4	≤0.8
		IT6~IT7	≤0.4	≤0.8	≤0.8	≤1.6	≤1.6	
	IT8	≤0.8	≤1.6	≤1.6	≤3.2	≤3.2		
	热装	—	≤1.6	≤3.2	≤1.6	≤3.2	≤1.6	≤3.2
滑动轴承的配合表面	公差等级	轴			孔			
	IT6~IT9	≤0.8			≤1.6			
	IT10~IT12	≤1.6			≤3.2			
	液体湿摩擦条件	≤0.4			≤0.8			
圆锥结合的工作面		密封结合		对中结合		其他		
		≤0.4		≤1.6		≤6.3		
密封材料处的孔、轴表面	密封型式	速度/( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ )						
		≤3		3~5		≥5		
	橡胶圈密封	0.8~1.6 (抛光)		0.4~0.8 (抛光)		0.2~0.4 (抛光)		
	毛毡密封	0.8~1.6 (抛光)						
	迷宫式	3.2~6.3						
	涂油槽式	3.2~6.3						
精密定心零件的配合表面	IT5~IT8	径向跳动	2.5	4	6	10	16	25
		轴	≤0.05	≤0.1	≤0.1	≤0.2	≤0.4	≤0.8
		孔	≤0.1	≤0.2	≤0.2	≤0.4	≤0.8	≤1.6

续表

应用场合		基本尺寸/mm		
V形带和平带轮工作面		带轮直径/mm		
		≤120	120~315	>315
		1.6	3.2	6.3
箱体分界面(减速箱)	类型	有垫片		无垫片
	需要密封	3.2~6.3		0.8~1.6
	不需要密封	6.3~12.5		

## 5.4 表面粗糙度代号及其标注方法

确定了表面粗糙度的评定参数及其数值后,还应按 GB/T 131—1993《机械制图表面粗糙度符号、代号及其注法》的规定,把对表面粗糙度的要求正确地标注在零件图上。

### 5.4.1 表面粗糙度的符号

表面粗糙度的符号有3种形式,如表5-7所示。

表 5-7 表面粗糙度的符号及标注意义




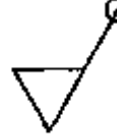


符 号	意 义	符 号	意 义
	基本符号,表示用任何方法获得的表面,当不加注参数数值或有关说明(如表面处理、局部热处理状况等)时,仅适用于简化代号标注		用任何方法获得的表面,小圆表示所有表面具有相同的表面粗糙度要求
	表示用去除材料方法获得的表面,如车、铣、钻、磨、剪切、抛光、腐蚀、电火花加工、气割等		用去除材料方法获得的表面,且所有表面具有相同的表面粗糙度要求
	用不去除材料方法获得的表面,如铸、锻、冲压变形、热轧、冷轧、粉末冶金等或者是用于保持原供应状况的表面(包括保持上道工序的状况)粗糙度, $R_a$ 的上限值为 $3.2\mu\text{m}$		用不去除材料方法获得的表面,且所有表面具有相同的表面粗糙度要求

表5-7列出了用任何方法获得的表面,用去除材料的方法获得的表面,用不去除材料的方法获得的表面,其表面粗糙度的各种标注符号,以及所有表面具有相同的表面粗糙度要求时的标注符号。

### 5.4.2 表面粗糙度的代号

表面粗糙度的代号由表面粗糙度符号和表面粗糙度参数字母代号及数值和各种有关规定注写内容组成。

表5-8列出了在表面粗糙度的标注代号中,表面粗糙度符号、表面粗糙度参数字母代号及数值和各种有关规定注写内容的位置。

表 5-8 表面粗糙度代号注法解释

表面粗糙度的代号	表面粗糙度的参数代号及数值和各种有关规定注写位置的解释
	a—表面粗糙度高度参数代号及其数值, 单位为 $\mu\text{m}$ , $R_a$ 可省略
	b—加工方法、镀覆、涂覆、表面处理或其他说明等
	c—取样长度(单位为 mm)或波长度(单位为 $\mu\text{m}$ )
	d—加工纹理方向符号
	e—加工余量, 单位为 mm
	f—表面粗糙度间距参数代号及其值(单位为 $\mu\text{m}$ )或轮廓支承长度率

### 5.4.3 表面粗糙度代号的标注示例

表 5-9 列出了表面粗糙度的代号标注示例, 在标注表面粗糙度的代号时, 要注意加工方法、表面粗糙度参数及其数值的上限值(下限值)和最大值(最小值)、加工纹理方向、取样长度等的正确注写。

表 5-9 表面粗糙度的代号标注示例

代 号	意 义	代 号	意 义
	用任何方法获得的表面, 粗糙度 $R_a$ 的上限值为 $3.2\mu\text{m}$		用不去除材料方法获得的表面, 粗糙度 $R_a$ 的上限值为 $3.2\mu\text{m}$
	用去除材料方法获得的表面, 粗糙度 $R_a$ 的上限值为 $3.2\mu\text{m}$		用去除材料方法获得的表面, 粗糙度 $R_a$ 的上限值为 $3.2\mu\text{m}$ , 下限值为 $1.6\mu\text{m}$
	用去除材料方法获得的表面, 粗糙度 $R_a$ 的最大值为 $3.2\mu\text{m}$		用去除材料方法获得的表面, 粗糙度 $R_a$ 的最大值为 $6.3\mu\text{m}$
	用去除材料方法获得的表面, 粗糙度 $R_a$ 的最大值为 $3.2\mu\text{m}$ , 最小值为 $1.6\mu\text{m}$		用去除材料方法获得, 零件上所有表面的粗糙度 $R_a$ 的最大值为 $3.2\mu\text{m}$ , $R_y$ 的最大值为 $12.5\mu\text{m}$
	最后用磨削方法获得的表面, $R_a$ 的最大值为 $1.6\mu\text{m}$ , 取样长度 $0.8\text{mm}$ , 轮廓微观不平度平均间距 $S_m$ 不得超过 $0.05\text{mm}$ , 加工纹理方向平行于标注代号的视图的投影面		用去除材料方法获得的表面, 粗糙度 $R_a$ 的上限值为 $1.6\mu\text{m}$ , 轮廓的支承长度率 $t_p$ 为 $70\%$ , 轮廓的水平截距 $C$ 为 $R_a$ 的 $50\%$ , 加工纹理方向呈两相交的方向

表面粗糙度参数的“上限值”(或“下限值”)和“最大值”(或“最小值”)的含义是有区别的。“上限值”表示所有实测值中, 允许 16% 的测得值超过规定值; “最大值”表示不允许任何测得值超过规定值。

需要控制表面加工纹理方向时, 可在规定之处加注纹理方向符号, 如表 5-9 所示。国家标准规定了常见的加工纹理方向符号, 如图 5-6 所示。

### 5.4.4 表面粗糙度在零件图中的标注注意事项

(1) 表面粗糙度代号一般标注在可见轮廓线、尺寸界线、引出线或它们的延长线上, 符号的尖端必须从材料外指向表面。

(2) 表面粗糙度的代号中数字书写的方向必须按机械制图中尺寸标注的规定, 注意尺寸标注的“ $30^\circ$ ”禁区内应使用引线引出后标注。



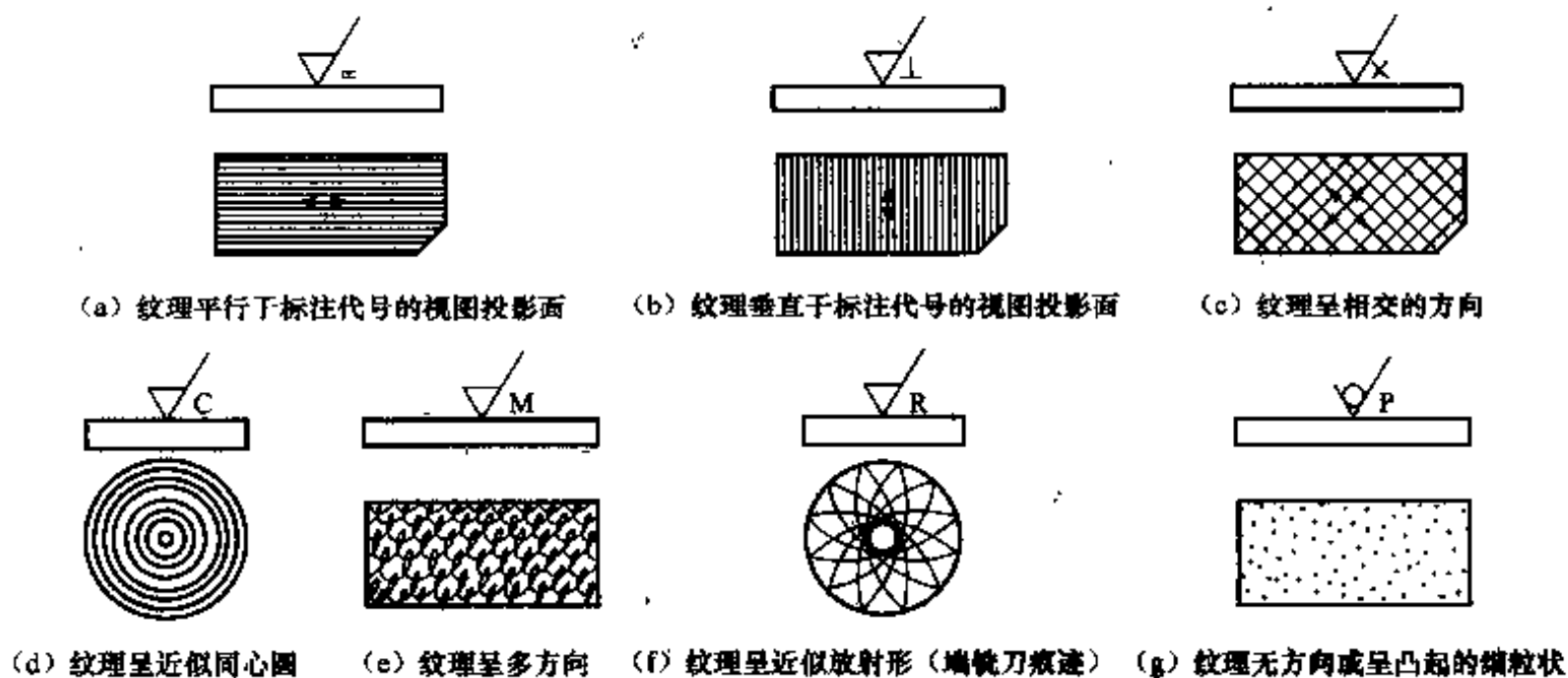


图 5-6 常见的加工纹理方向符号

- (3) 重复要素的表面（齿轮齿面、花键键槽表面），表面粗糙度的代号只标注一次。
- (4) 表面粗糙度的“其余”代号标注在图样的右上角。

### 5.4.5 表面粗糙度在面样上的标注实例

图 5-7 所示为一减速箱中的输出轴，表面粗糙度的要求均已标注齐全。读图时注意以下几点。

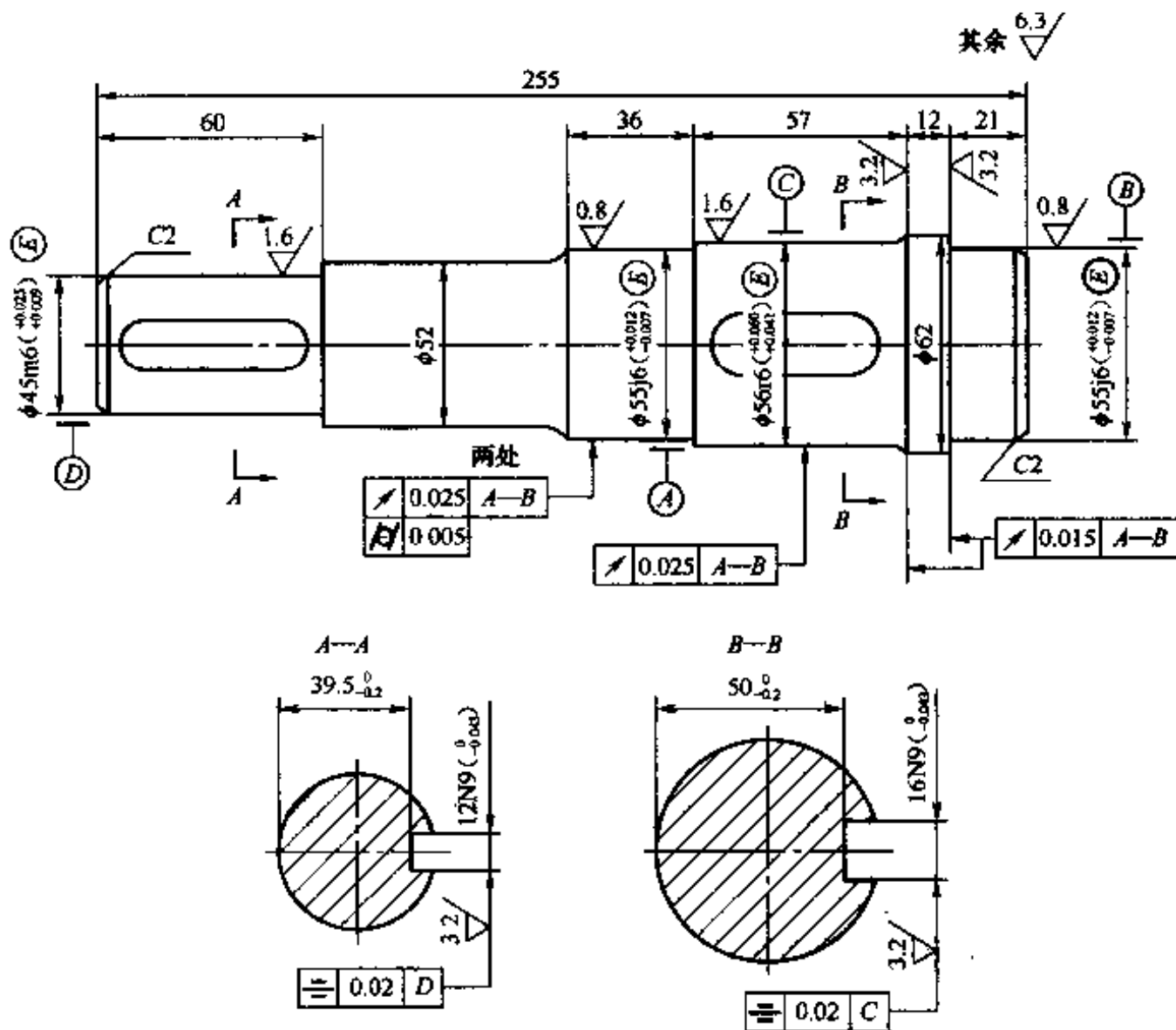


图 5-7 表面粗糙度代号在变速器轴出轴的图样上的标注

- (1) 两个轴颈  $\phi 55j6$  与滚动轴承配合，参照表 5-2、表 5-5、表 5-6 及表 7-7（见第 7 章），应选取  $R_a \leq 0.8\mu m$ ，图中取  $R_a$  为  $0.8\mu m$ 。

(2)  $\phi 55r6$  和  $\phi 45m6$  分别与齿轮和带轮相配合, 参照表 5-2、表 5-5 和表 5-6, 应选取  $R_a \leq 1.6\mu\text{m}$ , 图中取  $R_a$  为  $1.6\mu\text{m}$ 。

(3)  $\phi 62\text{mm}$  的左右两轴肩为止推面, 分别对齿轮和滚动轴承起定位作用, 参照表 5-2、表 5-5、表 5-6 及表 7-7, 应选取  $R_a \leq 3.2\mu\text{m}$ , 图中取  $R_a$  为  $3.2\mu\text{m}$ 。

(4) 键槽两侧面一般是铣削加工, 其精度较低, 故选  $R_a$  为  $3.2\mu\text{m}$ 。

(5) 轴上其他非配合表面, 如端面、键槽底面、 $\phi 52\text{mm}$  圆柱面等处, 均属不太重要的表面, 故选取  $R_a$  为  $6.3\mu\text{m}$ 。

## 5.5 表面粗糙度的检测

表面粗糙度的检测方法有如下 4 种。

### 1. 比较法

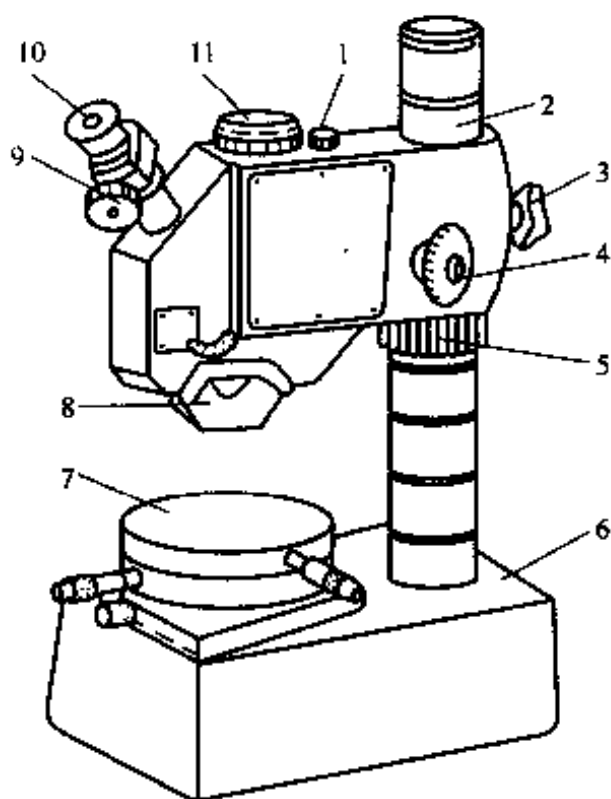
比较法是将零件表面与粗糙度样块相比较, 估计出表面粗糙度。比较法精度较差, 仅适用于车间检验。

### 2. 光切法

光切法是利用光切原理测量表面粗糙度的方法, 常采用的仪器是光切显微镜(也叫双管显微镜), 其外形如图 5-8 所示。该仪器适宜测量用车、铣、刨或其他类似方法加工的金属零件的平面或外圆表面。光切法通常适用于测量  $R_z = 0.5 \sim 80\mu\text{m}$  的表面, 且在测量  $R_z$  值的同时, 可以得到被测表面的  $R_y$  值。

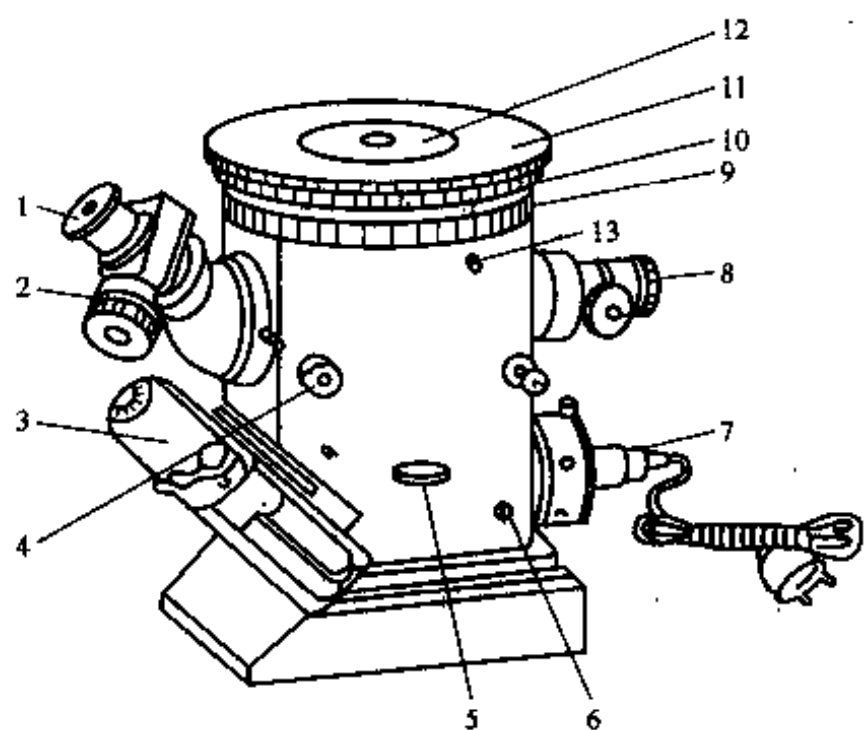
### 3. 干涉法

干涉法是利用光波干涉原理测量表面粗糙度的方法, 常采用的仪器是干涉显微镜, 其外形如图 5-9 所示。干涉法通常适用于测量极光滑的表面, 即  $R_z = 0.025 \sim 0.8\mu\text{m}$  的表面。



1—光源; 2—立柱; 3—锁紧螺钉;  
4—微调手轮; 5—微调螺母; 6—底座;  
7—工作台; 8—物镜组; 9—测微鼓轮;  
10—目镜; 11—照相机插座

图 5-8 光切显微镜外形图

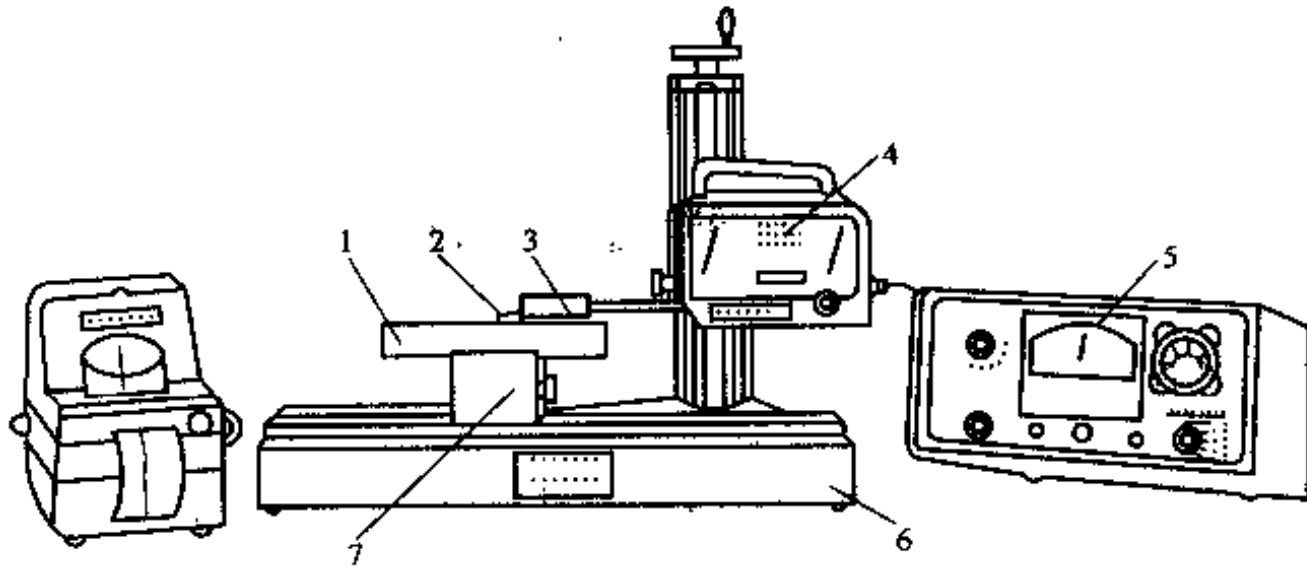


1—目镜; 2—测微鼓轮; 3—照相机;  
4、5、8、13(显微镜背面)—手轮; 6—手柄;  
7—光源; 9、10、11—滚花轮; 12—工作台

图 5-9 干涉显微镜外形图

## 4. 触针法

触针法是通过针尖（金刚石制成，半径为  $2\sim 3\mu\text{m}$  的针尖）感触微观不平度的截面轮廓的方法，它实际上是一种接触式电测量方法，所用测量仪器一般称为电动轮廓仪，其外形如图 5-10 所示。它可以测定  $R_a=0.025\sim 5\mu\text{m}$  的表面。该方法测量快速可靠、操作简便，并易于实现自动测量和微机数据处理，但被测表面易被触针划伤。



1—被测工件；2—触针；3—传感器；4—驱动箱；5—指示表；6—工作台；7—定位块

图 5-10 电动轮廓仪外形图

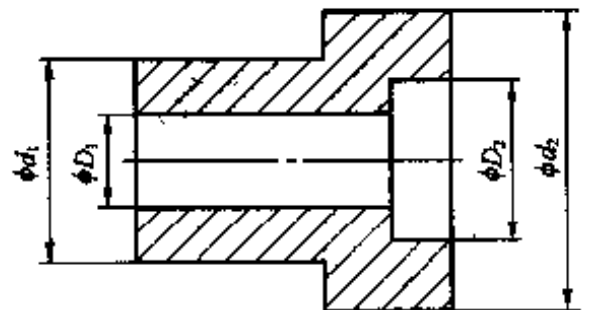
## 思考题与习题

- 5-1 表面粗糙度影响零件的哪些使用性能？
- 5-2 取样长度和评定长度有什么区别？
- 5-3  $R_a$ 、 $R_z$ 、 $R_y$  各个高度评定参数的定义如何？
- 5-4  $S_m$  和  $S$  有什么区别？
- 5-5 最大值与上限值有什么区别？
- 5-6 最小值与下限值有什么区别？
- 5-7 标注表面粗糙度代号应注意哪些问题？
- 5-8 检测表面粗糙度参数的方法有哪些？

5-9 在一般情况下， $\phi 40\text{H}7$  与  $\phi 6\text{H}7$  两孔相比， $\phi 40 \frac{\text{H}6}{\text{f}5}$  与  $\phi 40 \frac{\text{H}6}{\text{s}5}$  中的两根轴相比，何者应选用较小的粗糙度允许值？

5-10 将下列表面粗糙度的要求标注在习题图 5-1 上：

- ①  $\phi D_1$  孔的表面粗糙度参数  $R_a$  的最大值为  $3.2\mu\text{m}$ ；
- ②  $\phi D_2$  孔的表面粗糙度参数  $R_a$  的上、下限值应在  $3.2\sim 6.3\mu\text{m}$ ；
- ③ 凸缘右端面采用铣削加工，表面粗糙度参数  $R_z$  的上限值为  $12.5\mu\text{m}$ ，加工纹理呈近似放射形；
- ④  $\phi d_1$  和  $\phi d_2$  圆柱面表面粗糙度参数  $R_y$  的最大值为  $25\mu\text{m}$ ；
- ⑤ 其余表面的表面粗糙度参数  $R_a$  的最大值为  $12.5\mu\text{m}$ 。



习题图 5-1

## 第6章 光滑工件尺寸检验与光滑极限量规

**课前导读** 为了提高产品质量，目前国内外都考虑在验收界限“内缩”的基础上，制定检测标准。我国参考 ISO 标准，制定了《光滑工件尺寸的检验》(GB 3177—1982)和《光滑极限量规》(GB/T 1957—1981)两个国家标准，前者于 1996 年进行了修订，新的标准代号为 GB/T 3177—1997。下面将分别介绍这两个标准的主要内容。

**基础知识** 安全裕度与验收极限。

**重点知识** 测量器具的选择。

**难点知识** 光滑极限量规设计。

### 6.1 光滑工件尺寸检验

零件制造在车间环境的条件下，通常使用普通计量器具（即采用两点法）测量。但车间的实际情况是，工件合格与否，一般只按一次测量来判断，对于温度、压陷效应，以及计量器具的系统误差等均不进行修正。因此，任何检验都可能存在误判，如果把超出公差界线的废品误判为合格品而接收，称为误收；将接近公差界限的合格品误判为废品而给予报废，称为误废。

例如，用示值误差为 $\pm 4\mu\text{m}$ 的千分尺验收 $\phi 20\text{h}6$  ( $\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.013 \end{smallmatrix}$ )的轴颈时，若轴颈的尺寸偏差为 $0\sim+4\mu\text{m}$ ，是不合格品，但由于千分尺的测量误差为 $-4\mu\text{m}$ ，其测得值可能仍小于其上偏差，从而把超出公差界限的废品误判为合格品而接收，即导致误收；反之则会导致误废，如图 6-1 所示。

为了保证产品质量，国家标准对验收原则、验收极限和计量器具的选择等作了规定。该标准适用于普通计量器具（如游标卡尺、千分尺及车间使用的比较仪等），对图样上注出的公差等级为 IT6~

IT18 级，基本尺寸至 500mm 的光滑工件尺寸的检验，也适用于一般公差尺寸的检验。

#### 6.1.1 验收极限与安全裕度

国家标准规定的验收原则是：所用验收方法应只接收位于规定的极限尺寸之内的工件，

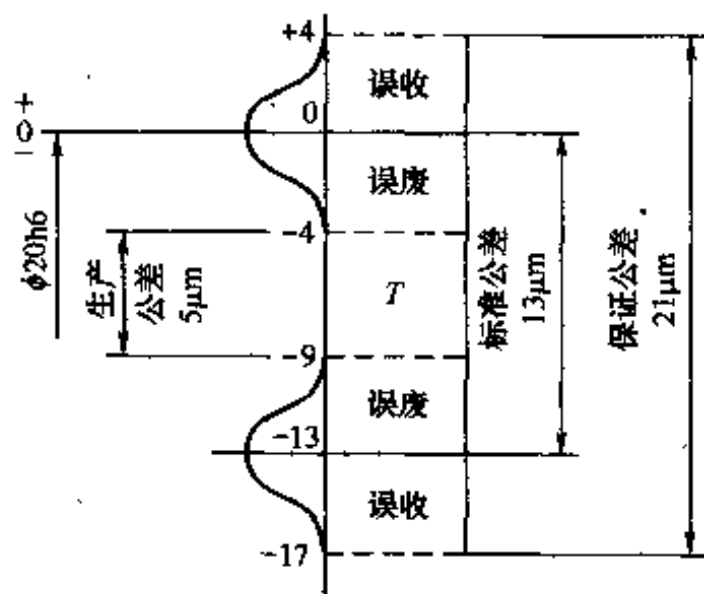


图 6-1 测量误差对测量结果的影响

即允许有误差而不允许有误差。为了保证这个验收原则的实现，将误收减至最小，规定了验收极限，即采用安全裕度抵消测量的不确定度。

验收极限是指检验工件尺寸时判断合格与否的尺寸界限。国家标准规定，验收极限可以按照下列两种方法之一确定。

方法 1：验收极限是从图样上规定的最大极限尺寸和最小极限尺寸分别向工件公差带内移动一个安全裕度  $A$  来确定，如图 6-2 所示。所计算出的两极限值为验收极限（上验收极限和下验收极限），计算公式如下：

$$\text{上验收极限} = \text{最大极限尺寸} - A$$

$$\text{下验收极限} = \text{最小极限尺寸} + A$$

安全裕度  $A$  由工件公差确定， $A$  的数值取工件公差的 1/10，其数值见表 6-1。

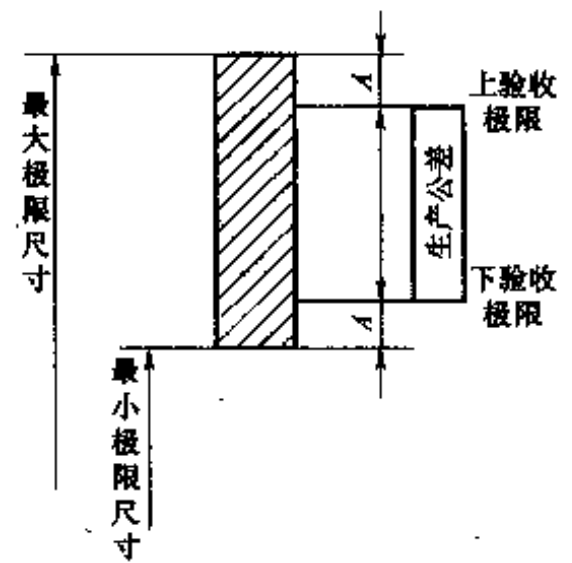


图 6-2 验收极限与安全裕度

表 6-1 安全裕度 ( $A$ ) 与计量器具的测量不确定度允许值 ( $u_1$ ) ( $\mu\text{m}$ )

公差等级		IT6					IT7					IT8					IT9				
基本尺寸 (mm)		T	A	$u_1$			T	A	$u_1$			T	A	$u_1$			T	A	$u_1$		
大于	至			I	II	III			I	II	III			I	II	III			I	II	III
—	3	6	0.6	0.54	0.9	1.4	10	1.0	0.9	1.5	2.3	14	1.4	1.3	2.1	3.2	25	2.5	2.3	3.8	5.6
3	6	8	0.8	0.72	1.2	1.8	12	1.2	1.1	1.8	2.7	18	1.8	1.6	2.7	4.1	30	3.0	2.7	4.5	6.8
6	10	9	0.9	0.81	1.4	2.0	15	1.5	1.4	2.3	3.4	22	2.2	2.0	3.3	5.0	36	3.6	3.3	5.4	8.1
10	18	11	1.1	1.0	1.7	2.5	18	1.8	1.7	2.7	4.1	27	2.7	2.4	4.1	6.1	43	4.3	3.9	6.5	9.7
18	30	13	1.3	1.2	2.0	2.9	21	2.1	1.9	3.2	4.7	33	3.3	3.0	5.0	7.4	52	5.2	4.7	7.8	12
30	50	16	1.6	1.4	2.4	3.6	25	2.5	2.3	3.8	5.6	39	3.9	3.5	5.9	8.8	62	6.2	5.6	9.3	14
50	80	19	1.9	1.7	2.9	4.3	30	3.0	2.7	4.5	6.8	46	4.6	4.1	6.9	10	74	7.4	6.7	11	17
80	120	22	2.2	2.0	3.3	5.0	35	3.5	3.2	5.3	7.9	54	5.4	4.9	8.1	12	87	8.7	7.8	13	20
120	180	25	2.5	2.3	3.8	5.6	40	4.0	3.6	6.0	9.0	63	6.3	5.7	9.5	14	100	10	9.0	15	23
180	250	29	2.9	2.6	4.4	6.5	46	4.6	4.1	6.9	10	72	7.2	6.5	11	16	115	12	10	17	26
250	315	32	3.2	2.9	4.8	7.2	52	5.2	4.7	7.8	12	81	8.1	7.3	12	18	130	13	12	19	29
315	400	36	3.6	3.2	5.4	8.1	57	5.7	5.1	8.4	13	89	8.9	8.0	13	20	140	14	13	21	32
400	500	40	4.0	3.6	6.0	9.0	63	6.3	5.7	9.5	14	97	9.7	8.7	15	22	155	16	14	23	35
公差等级		IT10					IT11					IT12					IT13				
基本尺寸 (mm)		T	A	$u_1$			T	A	$u_1$			T	A	$u_1$			T	A	$u_1$		
大于	至			I	II	III			I	II	III			I	II	I			II	I	II
—	3	40	4.0	3.6	6.0	9.0	60	6.0	5.4	9.0	14	100	10	9.0	15	140	14	13	21		
3	6	48	4.8	4.3	7.2	11	75	7.5	6.8	11	17	120	12	11	18	180	18	16	27		
6	10	58	5.8	5.2	8.7	13	90	9.0	8.1	14	20	150	15	14	23	220	22	20	33		
10	18	70	7.0	6.3	11	16	110	11	10	17	25	180	18	16	27	270	27	24	41		
18	30	84	8.4	7.6	13	19	130	13	12	20	29	210	21	19	32	330	33	30	50		
30	50	100	10	9.0	15	23	160	16	14	24	36	250	25	23	38	390	39	35	59		
50	80	120	12	11	18	27	190	19	17	29	43	300	30	27	45	460	46	41	69		
80	120	140	14	13	21	32	220	22	20	33	50	350	35	32	53	540	54	49	81		
120	180	160	16	15	24	36	250	25	23	38	56	400	40	36	60	630	63	57	95		
180	250	185	18	17	28	42	290	29	26	44	65	460	46	41	69	720	72	65	110		
250	315	210	21	19	32	47	320	32	29	48	72	520	52	47	78	810	81	73	120		
315	400	230	23	21	35	52	360	36	32	54	81	570	57	51	80	890	89	80	130		
400	500	250	25	23	38	56	400	40	36	60	90	630	63	57	95	970	97	87	150		

由于验收极限向工件的公差带之内移动,为了保证验收时合格,在生产时工件不能按原有的极限尺寸加工,应按由验收极限所确定的范围生产,这个范围称为“生产公差”。

方法2:验收极限也可以等于图样上规定的最大极限尺寸和最小极限尺寸,即 $A$ 值等于0。

具体选择哪一种方法,要结合工件尺寸功能的要求及其重要程度、尺寸公差等级、测量不确定度和工艺能力等因素综合考虑,一般原则如下。

(1) 对要求符合包容要求的尺寸,公差等级高的尺寸,其验收极限按方法1确定。

(2) 对非配合和一般的尺寸,其验收极限按方法2确定。

### 6.1.2 计量器具的选用

计量器具的选用主要有以下3个原则。

#### 1. $u'_i \leq u_1$ 原则

按照计量器具所引起的测量不确定度允许值 $u_1$ 来选择计量器具,以保证测量结果的可靠性。常用的千分尺、游标卡尺、比较仪和指示表的不确定度 $u'_i$ 值列在表6-2、表6-3和表6-4中。在选择计量器具时,应使所选用的计量器具的不确定度 $u'_i$ 小于或等于计量器具不确定度允许值 $u_1$ ,即 $u'_i \leq u_1$ 。一般情况下,优先选用I挡的 $u_1$ 值。

表6-2 千分尺和游标卡尺的测量不确定度 $u'_i$  (mm)

尺寸范围		测量器具类型			
		分度值0.01mm外径千分尺	分度值0.01mm内径千分尺	分度值0.02mm游标卡尺	分度值0.05mm游标卡尺
大于	至	测量不确定度 $u'_i$			
0	50	0.004	0.008	0.020	0.50
50	100	0.005			
100	150	0.006			
150	200	0.007	0.013	0.100	0.150
200	250	0.008	0.020		
250	300	0.009			
300	350	0.010			
350	400	0.011	0.025	0.030	0.150
400	450	0.012	0.030		
450	500	0.013			
500	600				
600	700				
700	1000				

注:采用比较测量法测量时,千分尺和游标卡尺的测量不确定度 $u'_i$ 可减小至表中数值的60%。

但是如果没有所选的精度高的仪器,或是现场器具的测量不确定度大于 $u_1$ 值,可以采用比较测量法以提高现场器具的使用精度。

#### 2. $0.4u'_i \leq u_1$ 原则

当使用形状与工件形状相同的标准器进行比较测量时,千分尺的测量不确定度 $u'_i$ 降为原来的40%。

#### 3. $0.6u'_i \leq u_1$ 原则

当使用形状与工件形状不相同的标准器进行比较测量时,千分尺的测量不确定度 $u'_i$ 降为原来的60%,如表6-2所示。

表 6-3 比较仪的测量不确定度  $u_1$  (mm)

尺寸范围		测量器具类型				
		分度值为 0.0005mm (相当于放大倍数 2000 倍) 的比较仪	分度值为 0.001mm (相当于放大倍数 1000 倍) 的比较仪	分度值为 0.002mm (相当于放大倍数 500 倍) 的比较仪	分度值为 0.005mm (相当于放大倍数 250 倍) 的比较仪	
大于	至	测量不确定度 $u_1$				
	25	0.0006	0.0010	0.0017	0.0030	
25	40	0.0007		0.0018		
40	65	0.0008	0.0011			
65	90					
90	115	0.0009	0.0012	0.0019		
115	165	0.0010	0.0013			
165	215	0.0012	0.0014	0.0020		
215	265	0.0014	0.0016	0.0021		0.0035
265	315	0.0016	0.0017	0.0022		

注: 测量时, 使用的标准器由不多于四块的 1 级 (或 4 等) 量块组成。

表 6-4 指示表的不确定度  $u_1$  (mm)

尺寸范围		所使用的计量器具			
		分度值为 0.001mm 的千分表 (0 级在全程范围内) (1 级在 0.2mm 内) 分度值为 0.002mm 的千分表在 1 转范围内	分度值为 0.001mm、0.002mm、0.005mm、0.005mm 的千分表 (1 级在全程范围内) 分度值为 0.01mm 的百分表 (0 级在任意 1mm 内)	分度值为 0.01mm 的百分表 (0 级在全程范围内) (1 级在任意 1mm 内)	分度值为 0.01mm 的百分表 (1 级在全程范围内)
大于	至	不确定度 $u_1$			
	25	0.005	0.010	0.018	0.030
25	40				
40	65				
65	90				
90	115				
115	165	0.006			
165	215				
215	265				
265	315				

注: 测量时, 使用的标准器由不多于四块的 1 级 (或 4 等) 量块组成。

选择计量器具除考虑测量不确定度外, 还应考虑以下两点要求。

(1) 选择计量器具应与被测工件的外形、位置、尺寸的大小及被测参数特性相适应, 使所选计量器具的测量范围能满足工件的要求。

(2) 选择计量器具应考虑工件的尺寸公差, 使所选计量器具的不确定度值既能保证测量精度要求, 又符合经济性要求。

### 6.1.3 光滑工件尺寸的检验实例

**【例 6-1】** 试确定测量  $\phi 75js8 (\pm 0.023) \text{E}$  轴时的验收极限, 选择相应的计量器具, 并分析该轴可否使用分度值为 0.01mm 的外径千分尺进行比较法测量验收。

解: (1) 确定验收极限

$\phi 75js8 (\pm 0.023) \text{E}$  轴采用包容要求, 因此验收极限应按方法 1 (即内缩方式) 确定。从表 6-1 查得安全裕度  $A=0.0046\text{mm}$ 。其上、下验收极限分别为

$$\text{上验收极限} = d_{\max} - A = (75.023 - 0.0046)\text{mm} = 75.0184\text{mm}$$

$$\text{下验收极限} = d_{\min} + A = (74.977 + 0.0046)\text{mm} = 74.9816\text{mm}$$

$\phi 75\text{js}8 (\pm 0.023) \text{E}$  轴的尺寸公差带及验收极限如图 6-3 所示。

### (2) 选择计量器具

由表 6-1 按优先选用 I 挡的计量器具测量不确定度允许值的原则, 确定  $u_1 = 0.0041\text{mm}$ 。

① 由表 6-3 选用分度值为  $0.005\text{mm}$  的比较仪, 其测量不确定度  $u'_1 = 0.003\text{mm} < u_1$ , 所以用分度值为  $0.005\text{mm}$  的比较仪能满足测量要求。

② 当没有比较仪时, 由表 6-2 选用分度值为  $0.01\text{mm}$  的外径千分尺, 其测量不确定度  $u'_1 = 0.005\text{mm} > u_1$ , 显然用分度值为  $0.01\text{mm}$  的外径千分尺采用绝对测量法, 不能满足测量要求。

③ 用分度值为  $0.01\text{mm}$  的外径千分尺进行比较测量, 为了提高千分尺的测量精度, 采用比较测量法, 可使千分尺的测量不确定度降为原来的 40% (当使用的标准器形状与工件形状相同时) 或 60% (当使用的标准器形状与工件形状不相同)。在此, 使用  $75\text{mm}$  量块组作为标准器 (标准器形状与轴的形状不相同), 改绝对测量法为比较测量法, 可使千分尺的测量不确定度由  $0.005\text{mm}$  减小到  $0.005\text{mm} \times 60\% = 0.003\text{mm}$ , 显然小于测量不确定度的允许值  $u_1$  (即符合  $0.6u'_1 \leq u_1$  原则)。所以用分度值为  $0.01\text{mm}$  的外径千分尺进行比较测量, 是能满足测量要求的。

结论: 若有比较仪, 该轴可使用分度值为  $0.005\text{mm}$  的比较仪进行比较法测量验收; 若没有比较仪, 该轴还可以使用分度值为  $0.01\text{mm}$  的外径千分尺进行比较法测量验收。

**【例 6-2】** 试确定测量  $\phi 35\text{H}12 (+0.250/0)$  孔 (非配合要求) 的验收极限, 并选择相应的计量器具。

解: (1) 确定验收极限

$\phi 35\text{H}12 (+0.250/0)$  孔无配合要求, 因此验收极限应按方法 2 (即不内缩方式) 确定。取安全裕度  $A=0$ 。其上、下验收极限分别为

$$\text{上验收极限} = D_{\max} = 35.250\text{mm}$$

$$\text{下验收极限} = D_{\min} = 35\text{mm}$$

$\phi 35\text{H}12 (+0.250/0)$  孔的尺寸公差带及验收极限如图 6-4 所示。

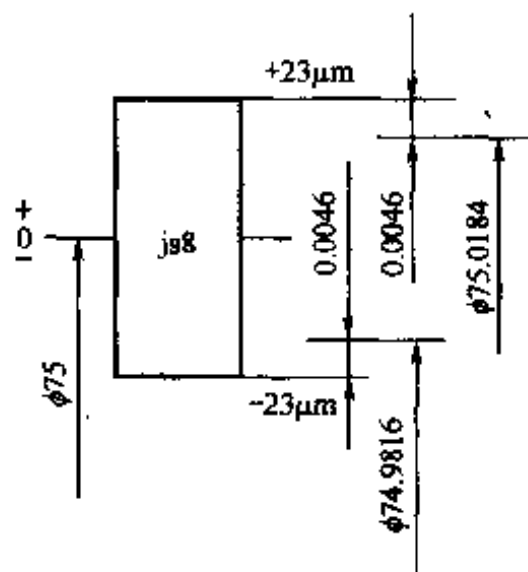


图 6-3  $\phi 75\text{js}8$  公差带及验收极限

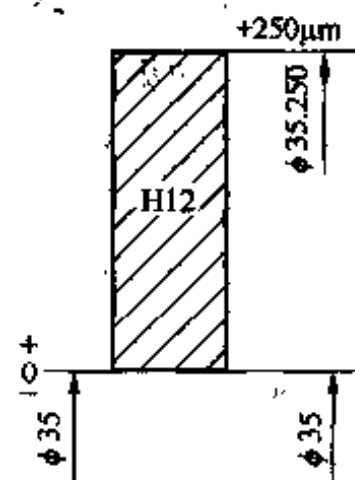


图 6-4  $\phi 35\text{H}12$  公差带及验收极限

### (2) 选择计量器具

由表 6-1 中查得 IT12 公差对应的 I 挡计量器具测量不确定度的允许值  $u_1$  为  $0.023\text{mm}$ ,



由表 6-2 中查得分度值 0.02mm 的游标卡尺, 其测量不确定度  $u_1'$  为 0.020mm, 显然  $u_1' < u_1$ 。所以采用分度值 0.02mm 的游标卡尺验收无配合要求的  $\phi 35H12 (+0.250)$  孔是合适的。

## 6.2 光滑极限量规设计

### 6.2.1 光滑极限量规的概念

光滑工件尺寸通常采用普通计量器具或用光滑极限量规检验。对于一个具体的零件, 是选用计量器具还是选用光滑极限量规, 要根据零件图样上遵守的公差原则来确定。当零件图样上被测要素的尺寸公差和形位公差遵守独立原则时, 该零件加工后的实际尺寸和形位误差采用通用计量器具来测量; 当零件图上被测要素的尺寸公差和形位公差遵守相关原则(包容要求)时, 应采用光滑极限量规来检验。

光滑极限量规是一种没有刻度的专用计量器具。用它检验零件时, 不能测出零件上实际尺寸的具体数值, 只能确定零件的实际尺寸是否在规定的两个极限尺寸范围内。因此, 光滑极限量规都是成对使用, 其中一个是通规(或通端), 另一个是止规(或止端)。如图 6-5 所示, “通规”用来模拟最大实体边界, 检验孔或轴的实体是否超越该理想边界; “止规”用来检验孔或轴的实际尺寸是否超越最小实体尺寸。因此, 通规按被检工件的最大实体尺寸制造, 止规按被检工件的最小实体尺寸制造。

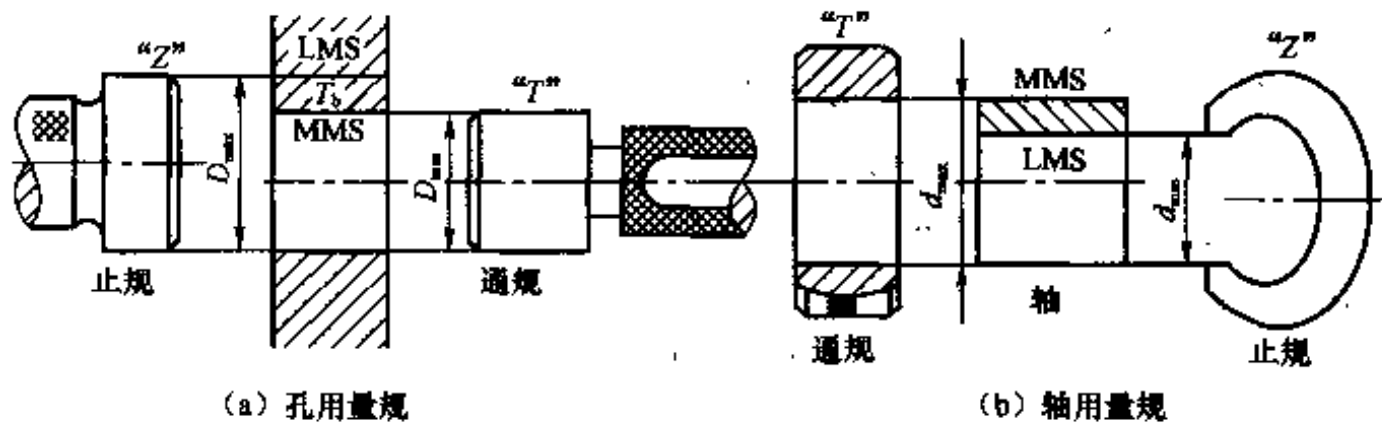


图 6-5 光滑极限量规

检验孔的量规称为塞规, 检验轴的量规称为卡规(或环规)。光滑极限量规是塞规和卡规的统称。检验零件时如果通规能通过被检测零件, 止规不能通过, 表明该零件的作用尺寸和实际尺寸在规定的极限尺寸范围之内, 则该零件合格; 反之, 若通规不能通过被检测零件, 或者止规能够通过被检测零件, 则判定该零件不合格。

如前所述, 量规是按检验工件的最大和最小实体尺寸制造的, 即把工件的极限尺寸作为量规的基本尺寸, 用以检验光滑圆柱工件是否合格, 故称为“光滑极限量规”。不仅光滑圆柱工件可用极限量规来检验, 其他一些内外尺寸(如槽宽、台阶高度、某些长度尺寸等)也可以用不同形式的极限量规来检验。

### 6.2.2 光滑极限量规的分类

光滑极限量规按用途可分为如下几种。

## (1) 工作量规

加工工件的操作者使用，通规应是新的或磨损较少的。它的通规和止规分别用代号“T”和“Z”表示。

## (2) 验收量规

检验员或用户代表使用，通规应是旧的或磨损较多但未超出磨损极限的。

## (3) 校对量规

校对量规是检验、校对轴用量规（卡规或环规）的量规。因为轴用工作量规在制造或使用过程中经常会发生碰撞、变形，且通规经常通过零件，容易磨损，所以轴用工作量规必须进行定期校对。孔用工作量规虽然也需定期校对，但能很方便地用通用量仪检测，故未规定专用的校对量规。

## 6.2.3 光滑极限量规的设计原理

光滑极限量规的设计应遵守极限尺寸判断原则（泰勒原则），即工件的体外作用尺寸（ $D_{fe}$ 、 $d_{fe}$ ）不超越最大实体尺寸（MMS），工件的实际尺寸（ $D_a$ 、 $d_a$ ）不超越最小实体尺寸（LMS）。

对于孔工件应满足： $D_{fe} \geq D_{\min} = D_M$ ， $D_a \leq D_{\max} = D_L$ 。

对于轴工件应满足： $d_{fe} \leq d_{\max} = d_M$ ， $d_a \geq d_{\min} = d_L$ 。

光滑极限量规的设计要求：使通规具有 MMS 边界的形状（全形通规），使止规具有与被测孔、轴成两个点接触的形状（两点式止规）。但在实际设计中，允许光滑极限量规偏离泰勒原则（如采用非全形通规，或允许量规长度不够等）。在这种情况下，使用光滑极限量规应注意操作的正确性（非全形通规应旋转）。

图 6-6 和图 6-7 所示分别为常用塞规和卡规的结构种类。在设计光滑极限量规时，可以根据需要选用合适的结构（可参考附录中的附表 4 和附表 5）。

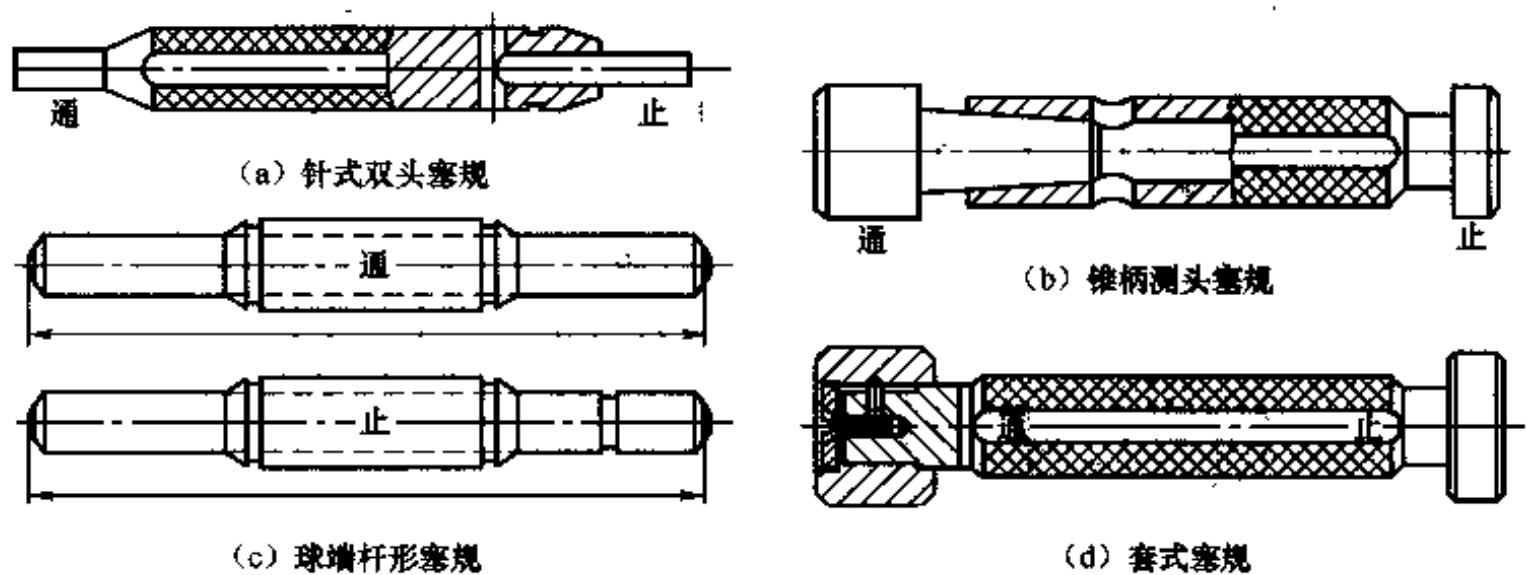


图 6-6 常用塞规的结构

结合公差原则的包容要求，我们注意到：泰勒原则和包容要求二者具有共同点，即工件既要合格也要合用，也就是说，工件的体外作用尺寸和实际尺寸均应落在最大、最小实体尺寸之内。

## 6.2.4 光滑极限量规的公差

## 1. 工作量规公差带的大小——制造公差、磨损公差

量规是一种精密检验工具，制造量规和加工零件一样，不可避免地会产生误差，故必须

规定制造公差。量规制造公差的大小决定了量规制造的难易程度。

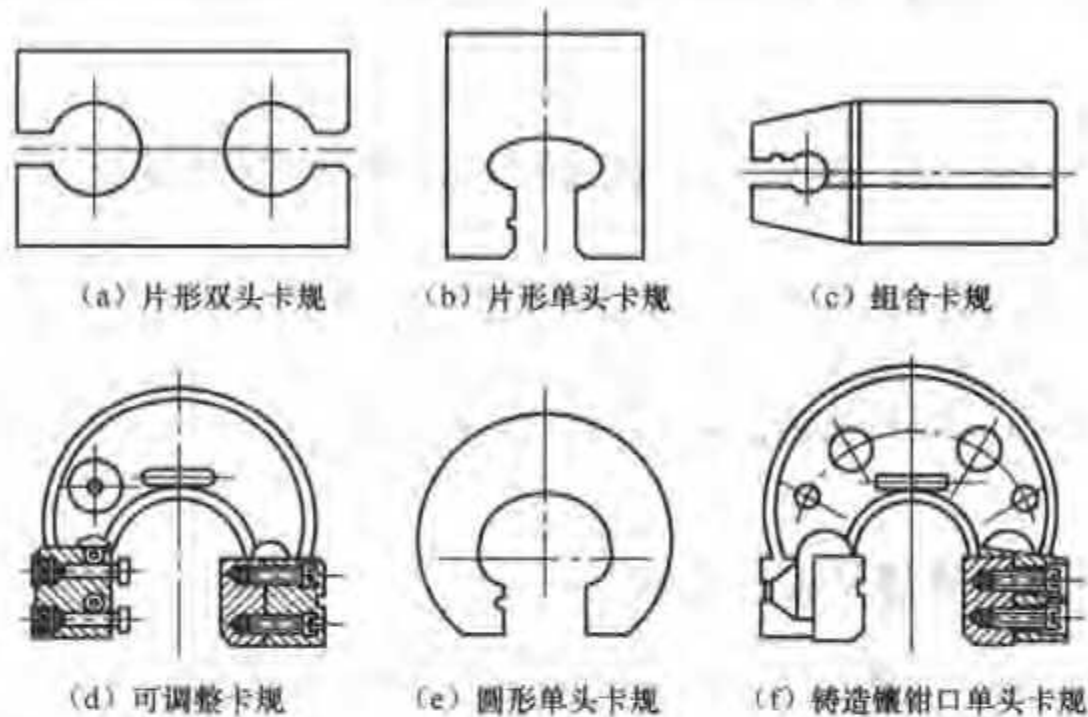


图 6-7 常用卡规的结构

工作量规通规工作时，要经常通过被检验工件，其工作表面不可避免地会产生磨损，为了使通规具有一定的使用寿命，需要留出适当的磨损储量，因而，工作量规通规除规定制造公差外，还需规定磨损极限。磨损公差的大小，决定了量规的使用寿命。

对于工作量规止规，由于它不应通过工件，磨损很少，因此不留磨损储量，即止规不规定磨损公差。

综上所述，工作量规通规公差由制造公差  $T$  和磨损公差两部分组成，而工作量规止规公差只由制造公差  $T$  组成，如图 6-8 所示。

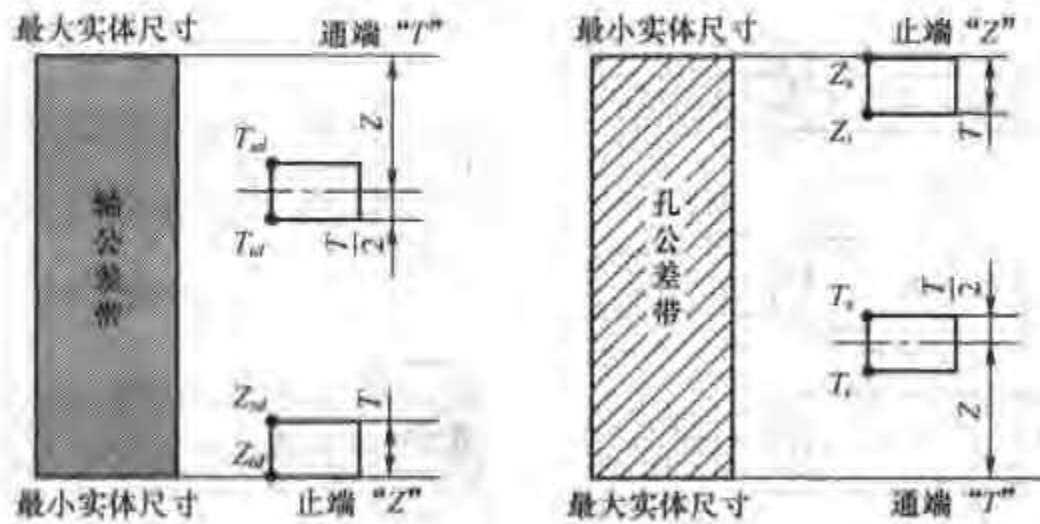


图 6-8 量规的公差带

## 2. 工作量规公差带的位置配置

我国量规国家标准 GB/T 1957—1981 规定，量规公差带采用“内缩方案”，即将量规的公差带全部限制在被测孔、轴公差带之内，它能有效地控制误收，从而保证产品质量与互换性，如图 6-8 所示。

在图 6-8 中， $T$  为量规制造公差， $Z$  为通规尺寸公差带中心到工件最大实体尺寸间的距离，称为位置要素。工作量规通规的制造公差带对称于  $Z$  值，其磨损极限与工件的最大实体尺寸重合。工作量规止规的制造公差带从工件的最小实体尺寸起始，向工件公差带内分布。由图

6-8 所示的几何关系可以得出工作量规上、下偏差的计算公式, 如表 6-5 所示。

表 6-5 工作量规极限偏差的计算

	检验孔的量规	检验轴的量规
通端上偏差	$T_s = EI + Z + \frac{1}{2} T$	$T_{sd} = es - Z + \frac{1}{2} T$
通端下偏差	$T_i = EI + Z - \frac{1}{2} T$	$T_{id} = es - Z - \frac{1}{2} T$
止端上偏差	$Z_s = ES$	$Z_{sd} = ei + T$
止端下偏差	$Z_i = ES - T$	$Z_{id} = ei$

GB/T 1957—1981 规定了基本尺寸至 500mm、公差等级 IT6~IT16 的孔与轴所用的工作量规的制造公差  $T$  和通规位置要素  $Z$  值, 如表 6-6 所示。

表 6-6 IT6~IT16 级工作量规制造公差和位置要素值 ( $\mu\text{m}$ )

工件基本尺寸 $D/\text{mm}$	IT6			IT7			IT8			IT9			IT10			IT11		
	IT6	$T$	$Z$	IT7	$T$	$Z$	IT8	$T$	$Z$	IT9	$T$	$Z$	IT10	$T$	$Z$	IT11	$T$	$Z$
≤3	6	1	1	10	1.2	1.6	14	1.6	2	25	2	3	40	2.4	4	60	3	6
3~6	8	1.2	1.4	12	1.4	2	18	2	2.6	30	2.4	4	48	3	5	75	4	8
6~10	9	1.4	1.6	15	1.8	2.4	22	2.4	3.2	36	2.8	5	58	3.8	6	90	5	9
10~18	11	1.6	2	18	2	2.8	27	2.8	4	43	3.4	6	70	4	8	110	6	11
18~30	13	2	2.4	21	2.4	3.4	33	3.4	5	52	4	7	84	5	9	130	7	13
30~50	16	2.4	2.8	25	3	4	39	4	6	62	5	8	100	6	11	160	8	16
50~80	19	2.8	3.4	30	3.6	4.6	46	4.6	7	74	6	9	120	7	13	190	9	19
80~120	22	3.2	3.8	35	4.2	5.4	54	5.4	8	87	7	10	140	8	15	220	10	22
120~180	25	3.8	4.4	40	4.8	6	63	6	9	100	8	12	160	9	18	250	12	25
180~250	29	4.4	5	46	5.4	7	72	7	10	115	9	14	185	10	20	290	14	29
250~315	32	4.8	5.6	52	6	8	81	8	11	130	10	16	210	12	22	320	16	32
315~400	36	5.4	6.2	57	7	9	89	9	12	140	11	18	230	14	25	360	18	36
400~500	40	6	7	63	8	10	97	10	14	155	12	20	250	16	28	400	20	40
工件基本尺寸 $D/\text{mm}$	IT12			IT13			IT14			IT15			IT16					
	IT12	$T$	$Z$	IT13	$T$	$Z$	IT14	$T$	$Z$	IT15	$T$	$Z$	IT16	$T$	$Z$			
≤3	100	4	9	140	6	14	250	9	20	400	14	30	600	20	40			
3~6	120	5	11	180	7	16	300	11	25	480	16	35	750	25	50			
6~10	150	6	13	220	8	20	360	13	30	580	20	40	900	30	60			
10~18	180	7	15	270	10	24	430	15	35	700	24	50	1100	35	75			
18~30	210	8	18	330	12	28	520	18	40	840	28	60	1300	40	90			
30~50	250	10	22	390	14	34	620	22	50	1000	34	75	1600	50	110			
50~80	300	12	26	460	16	40	740	26	60	1200	40	90	1900	60	130			
80~120	350	14	30	540	20	46	870	30	70	1400	46	100	2200	70	150			
120~180	400	16	35	630	22	52	1000	35	80	1600	52	120	2500	80	180			
180~250	460	18	40	720	26	60	1150	40	90	1850	60	130	2900	90	200			
250~315	520	20	45	810	28	66	1300	45	100	2100	66	150	3200	100	220			
315~400	570	22	50	890	32	74	1400	50	110	2300	74	170	3600	110	250			
400~500	630	24	55	970	36	80	1550	55	120	2500	80	190	4000	120	280			

### 3. 工作量规的形状、位置公差和表面粗糙度

量规的形位公差与量规的尺寸公差之间的关系，应遵守包容原则，即量规的形位公差应在量规的尺寸公差范围内，并规定量规形位公差为量规尺寸公差的 50%。考虑到制造和测量的困难，当量规尺寸公差小于 0.002mm 时，其形位公差取为 0.001mm。

根据工件尺寸公差等级的高低和基本尺寸的大小，工作量规测量面的表面粗糙度参数  $R_a$  通常为  $0.025\mu\text{m}\sim 0.4\mu\text{m}$ ，具体如表 6-7 所示。

表 6-7 量规测量面的表面粗糙度参数  $R_a$  值

工作量规	工件基本尺寸/mm		
	$\leq 120$	120~315	315~500
	$R_a/\mu\text{m}$		
IT6 级孔用量规	$\leq 0.025$	$\leq 0.05$	$\leq 5.1$
IT6~IT9 级轴用量规 IT7~IT9 级孔用量规	$\leq 0.05$	$\leq 0.1$	$\leq 0.2$
IT10~IT12 级孔、轴用量规	$\leq 0.1$	$\leq 0.2$	$\leq 0.4$
IT13~IT16 级孔、轴用量规	$\leq 0.2$	$\leq 0.4$	$\leq 0.4$

### 6.2.5 量规的技术要求

(1) 量规可用合金工具钢、碳素工具钢及硬质合金等尺寸稳定且耐磨的材料制造，也可用普通低碳钢表面镀铬氮化处理，其厚度应大于磨损量。

(2) 量规工作面的硬度对量规的使用寿命有直接影响。钢制量规测量面的硬度为 58~65HRC，并应经过稳定性处理，如回火、时效等，以消除材料中的内应力。

(3) 量规工作面不应有锈迹、毛刺、黑斑、划痕等明显影响使用质量的缺陷，非工作表面不应有锈蚀和裂纹。

(4) 量规的测头与手柄的连接应牢固可靠，在使用过程中不应松动。

(5) 量规必须打上清晰的标记，主要有：

- ① 被检验孔、轴的基本尺寸和公差带代号；
- ② 量规的用途代号：“T”表示通规代号；“Z”表示止规代号。

### 6.2.6 工作量规设计实例

**【例 6-3】** 设计检验孔  $\phi 30\text{H}8(\text{E})$  用的工作量规和检验轴  $\phi 30\text{f}7(\text{E})$  用的工作量规。

解：(1) 查标准公差数值表、孔轴基本偏差表得到：

$$\phi 30\text{H}8 \left( \begin{smallmatrix} +0.033 \\ 0 \end{smallmatrix} \right) \quad \phi 30\text{f}7 \left( \begin{smallmatrix} -0.020 \\ -0.041 \end{smallmatrix} \right)$$

(2) 查表 6-6 得到工作量规的制造公差  $T$  和位置要素  $Z$ ：

塞规制造公差  $T=0.0034\text{mm}$ ；

塞规位置要素  $Z=0.005\text{mm}$ ；

塞规形状公差  $T/2=0.0017\text{mm}$ ；

卡规制造公差  $T=0.0024\text{mm}$ ；

卡规位置要素  $Z=0.0034\text{mm}$ ；

卡规形状公差  $T/2=0.0012\text{mm}$ 。

(3) 画出孔、轴及量规公差带图, 如图 6-9 所示。

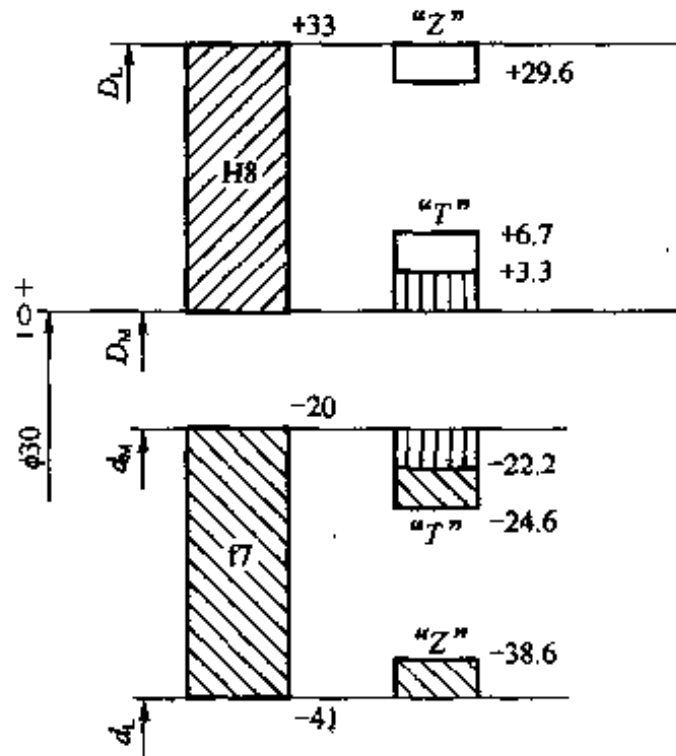


图 6-9  $\phi 30H8$  和  $\phi 30f7$  工作量规公差带图

(4) 计算工作量规的极限偏差。

①  $\phi 30H8$  孔用塞规

通规 (T):

$$\text{上偏差} = EI + Z + T/2 = 0 + 0.005 + 0.0017 = +0.0067\text{mm}$$

$$\text{下偏差} = EI + Z - T/2 = 0 + 0.005 - 0.0017 = +0.0033\text{mm}$$

$$\text{磨损极限} = EI = 0$$

止规 (Z):

$$\text{上偏差} = ES = +0.033\text{mm}$$

$$\text{下偏差} = ES - T = +0.033 - 0.0034 = +0.0296\text{mm}$$

②  $\phi 30f7$  轴用卡规

通规 (T):

$$\text{上偏差} = es - Z + T/2 = -0.020 - 0.0034 + 0.0012 = -0.0222\text{mm}$$

$$\text{下偏差} = es - Z - T/2 = -0.020 - 0.0034 - 0.0012 = -0.0246\text{mm}$$

$$\text{磨损极限} = es = -0.020\text{mm}$$

止规 (Z):

$$\text{上偏差} = ei + T = -0.041 + 0.0024 = -0.0386\text{mm}$$

$$\text{下偏差} = ei = -0.041\text{mm}$$

(5) 尺寸标注 (两种方法等效, 任选一种)。

① 孔用塞规

$$\phi 30H8 \text{ 通规: } \phi 30_{+0.0033}^{+0.0067} \text{ 或 } \phi 30.0067_{-0.0034}^0;$$

$$\phi 30H8 \text{ 止规: } \phi 30_{+0.0296}^{+0.0330} \text{ 或 } \phi 30.033_{-0.0034}^0。$$

② 轴用塞规

$$\phi 30f7 \text{ 通规: } \phi 30_{-0.0246}^{-0.0222} \text{ 或 } \phi 29.9754_0^{+0.0024};$$

$\phi 30f7$  止规:  $\phi 30_{-0.0410}^{-0.0386}$  或  $\phi 29.959_0^{+0.0024}$ 。

两种标注方法解释如下:一种是按照工件基本尺寸为量规的基本尺寸,再标注量规的上、下偏差,如上述标注方法中的第一种;在实际生产中推荐使用后一种标注方法,即所谓的“入体原则”,塞规按轴的公差  $h$  标上、下偏差,卡规(环规)按孔的公差  $H$  标上、下偏差,即用量规的最大实体尺寸为基本尺寸来标注,此时所标注偏差的绝对值即为量规的制造公差。

(6) 画出量规工作简图,如图 6-10 所示。

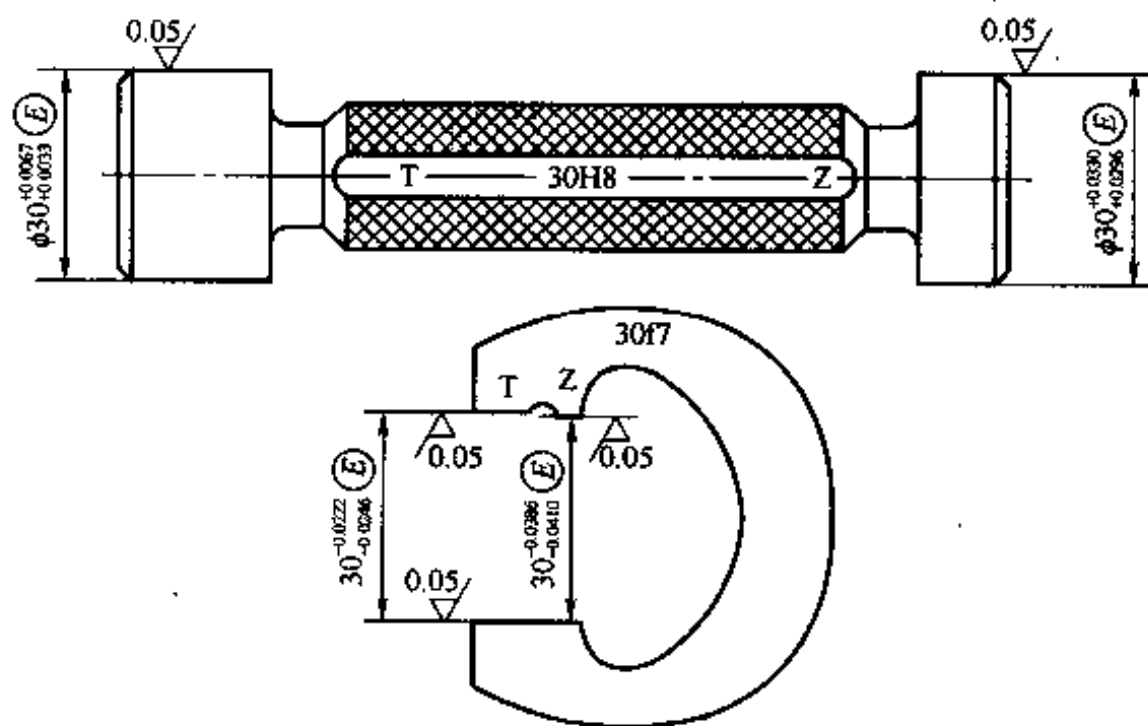


图 6-10 量规工作简图

## 思考题与习题

6-1 为什么要规定安全裕度和验收极限?

6-2 用普通计量器具测量下列孔和轴时,试分别确定它们的安全裕度、验收极限以及使用的计量器具的名称和分度值:

(1)  $\phi 150h11$ ; (2)  $\phi 140H10$ ; (3)  $\phi 35e9$ ; (4)  $\phi 95p6$ 。

6-3 零件图样上被测要素的尺寸公差和形位公差按哪种公差原则标注时,才能使用光滑极限量规检验,为什么?

6-4 用光滑极限量规检验工件时,通规和止规分别用来检验什么尺寸?被检测的工件的合格条件是什么?

6-5 光滑极限量规的通规和止规的形状各有何特点?为什么应具有这样的形状?

6-6 设计光滑极限量规时,应遵守极限尺寸判断原则(泰勒原则)的规定,试述泰勒原则的内容。试述包容原则和泰勒原则的异同。

6-7 光滑极限量规的通规和止规的尺寸公差带是如何配置的?

6-8 试计算  $\phi 45H7$  孔的工作量规和  $\phi 45k6$  轴的工作量规工作部分的极限尺寸,并画出孔、轴工作量规的尺寸公差带图。



# 下篇 典型件部分

## 第7章 滚动轴承的公差与配合

**课前导读** 滚动轴承是机械制造业中广泛使用的标准部件，它由内圈、外圈、滚动体和保持架组成。滚动轴承内圈与轴采用基孔制配合，外圈与外壳孔采用基轴制配合。国家标准分别规定了17种和16种公差带。正确选择轴承的配合，主要考虑的因素有负荷的类型和负荷的大小。负荷的类型分为定向负荷、旋转负荷和摆动负荷。负荷类型不同，配合的松紧也应不同。负荷的大小分为轻负荷、正常负荷和重负荷。选择配合时，应逐渐较紧。与轴承配合的轴颈和外壳孔的形位公差、表面粗糙度也要正确合理地确定，以保证滚动轴承正常工作，保证机器的使用性能。

**基础知识** 滚动轴承的公差带特点和公差等级。

**重点知识** 滚动轴承配合的选择。

**难点知识** 负荷的类型和大小对配合的影响。

### 7.1 滚动轴承的分类及公差特点

#### 7.1.1 概述

滚动轴承是现代机器中广泛应用的部件之一，它具有摩擦阻力小、效率高、起动灵活、润滑方便和易于互换等优点。滚动轴承是标准件，由专业厂家大批量生产。

滚动轴承的结构形式如图7-1(a)所示，主要由外圈1、内圈2、滚动体3和保持架4等组成。滚动体位于内外圈的滚道之间，是滚动轴承中必不可少的基本元件。内圈用来和轴颈装配，外圈用来和轴承座装配。当内外圈相对转动时，滚动体即在内外圈滚道间滚动。保持架的主要作用是均匀地隔开滚动体。常见滚动体的形状如图7-1(b)所示，主要有球形、圈柱形、圈锥形、鼓形和针形等。滚动轴承的内外圈和滚动体一般用轴承钢（如GCr9、GCr15、GCr15SiMn等）经淬火制成；保持架则常采用低碳钢板冲压件或青钢、塑料等。

滚动轴承分类的主要依据是其所能承受载荷的方向（或公称接触角）和滚动体的种类。按轴承负荷的方向，滚动轴承可分为深沟球轴承〔主要承受径向负荷，如图7-2(a)所示〕、平底推力球轴承〔主要承受轴向负荷，如图7-2(b)所示，推力轴承中与轴紧套在一起的零



件叫轴圈，与机座安装在一起的叫座圈]和向心推力轴承[又称角接触轴承，既能承受径向负荷，又能承受轴向负荷，如图 7-2 (c) 所示]。向心推力轴承的滚动体与外圈滚道接触点在半径方向与法线  $N-N$  有一个夹角叫接触角  $\alpha$ ， $\alpha$  越大，承受轴向载荷的能力也越大。

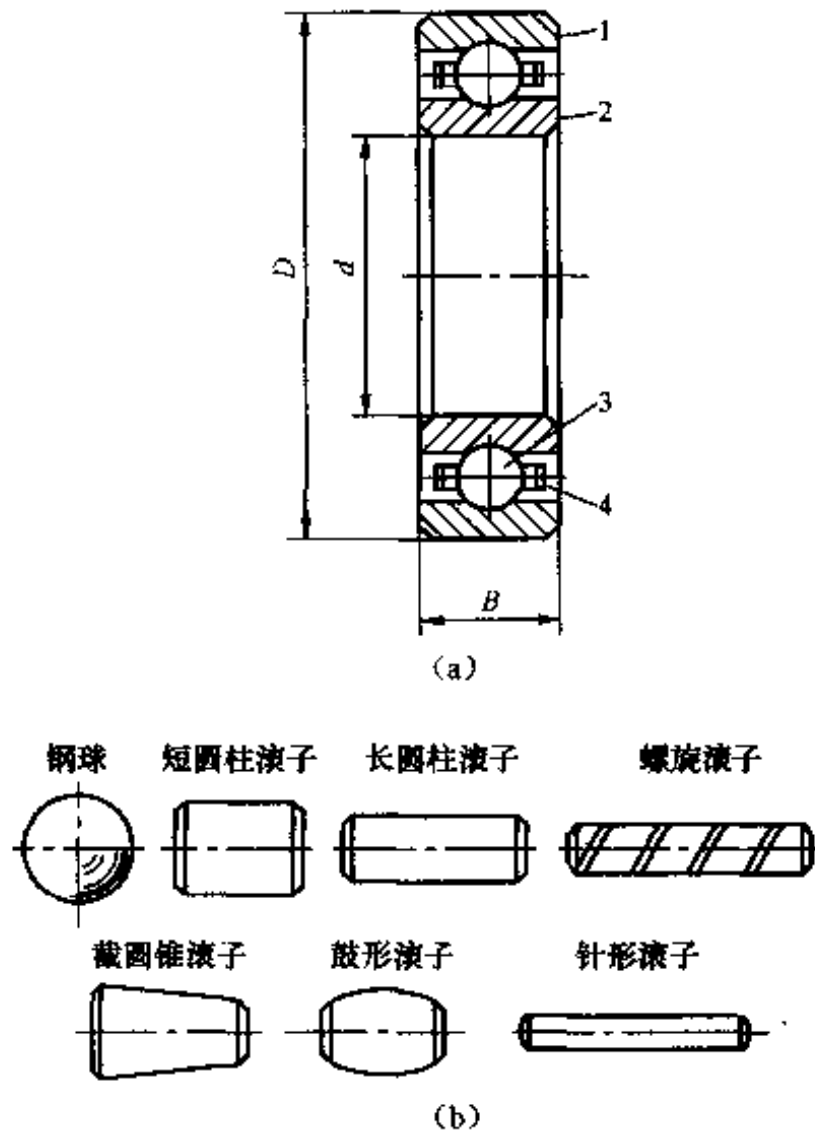


图 7-1 滚动轴承的基本结构及常用滚动体

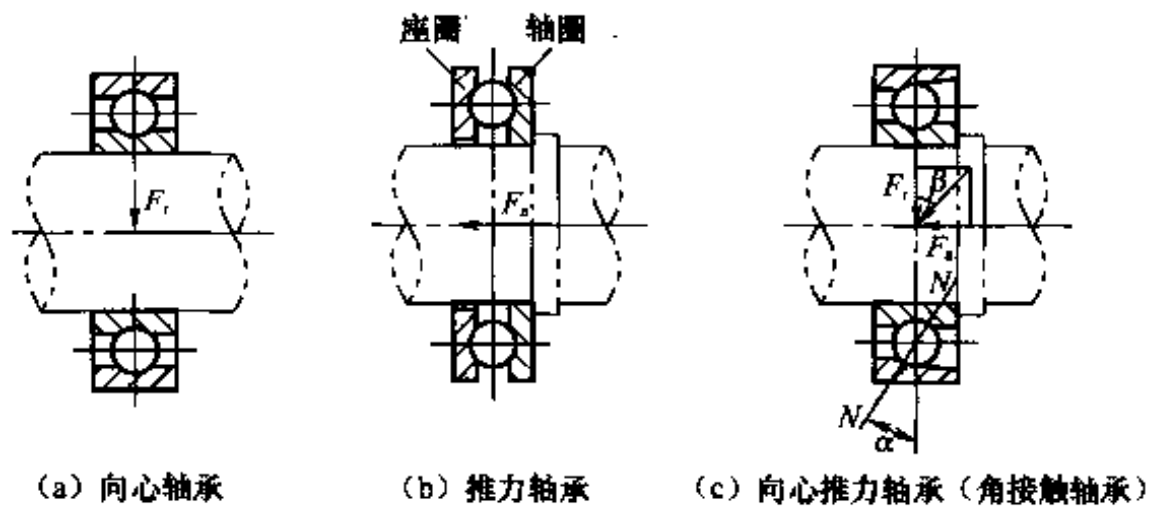


图 7-2 不同类型轴承的承载力方向

滚动轴承工作时，要求转动平稳、旋转精度高、噪音小。为了保证滚动轴承的工作性能与使用寿命，除了轴承本身的制造精度外，还要正确选择轴和外壳孔与轴承的配合、传动轴和外壳孔的尺寸精度、形位精度以及表面粗糙度等。

### 7.1.2 滚动轴承的公差等级

根据滚动轴承的结构尺寸、公差等级和技术性能等产品特征的符号，滚动轴承国家标准

将滚动轴承公差等级分为 2、4、5、6、0 五级，其中 2 级精度最高，0 级精度最低（只有深沟球轴承有 2 级，圆锥滚子轴承有 6x 级而无 6 级）。

0 级为普通精度，在机器制造业中的应用最广，主要用于旋转精度要求不高的机构中，如卧式车床变速箱和进给箱，汽车、拖拉机变速箱，普通电机、水泵、压缩机和涡轮机。

除 0 级外，其余各级统称高精度轴承，主要用于高的线速度或高的旋转精度的场合，这类精度的轴承在各种金属切削机床上应用较多，可参看表 7-1 所列。

表 7-1 机床主轴轴承精度等级

轴承类型	精度等级	应用情况
深沟球轴承	4	高精度磨床、丝锥磨床、螺纹磨床、磨齿机、插齿刀磨床
角接触球轴承	5	精密镗床、内圆磨床、齿轮加工机床
	6	卧式车床、铣床
单列圆柱滚子轴承	4	精密丝杠车床、高精度车床、高精度外圆磨床
	5	精密车床、精密铣床、转塔车床、普通外圆磨床、多轴车床、镗床
	6	卧式车床、自动车床、铣床、立式车床
向心短圆柱滚子轴承、调心滚子轴承	6	精密车床及铣床的后轴承
圆锥滚子轴承	4	坐标镗床 (P2)、磨齿机 (P4)
	5	精密车床、精密铣床、镗床、精密转塔车床、滚齿机
	6x	铣床、车床
推力球轴承	6	一般精度车床

### 7.1.3 滚动轴承内径、外径公差带及特点

国家标准 GB/T 4199—1984 对轴承内径 ( $d$ ) 与外径 ( $D$ ) 规定了两种公差：一是  $d$  (或  $D$ ) 的最大值与最小值；二是轴承套圈任一横截面内量得的最大直径  $d_{\text{实max}}$  (或  $D_{\text{实max}}$ ) 与最小直径  $d_{\text{实min}}$  (或  $D_{\text{实min}}$ ) 的平均值  $d_m$  (或  $D_m$ ) 的公差。

由于滚动轴承为标准部件，因此轴承内圈孔径与轴颈的配合应为基孔制，轴承外圈轴径与外壳孔的配合应为基轴制。但这里的基孔制和基轴制与光滑圆柱结合又有所不同，是由滚动轴承配合的特殊需要所决定的。

轴承内圈通常与轴一起旋转，为防止内圈和轴颈的配合产生相对滑动而磨损，影响轴承的工作性能，因此要求配合面间具有一定的过盈，但过盈量不能太大。如果作为基准孔的轴承内圈仍采用基本偏差为  $H$  的公差带，轴颈也选用光滑圆柱结合国家标准中的公差带，则在配合时，无论过渡配合（过盈量偏小）还是过盈配合（过盈量偏大）都不能满足轴承工作的需要。若轴颈采用非标准的公差带，则又违反了标准化与互换性的原则。为此，国家标准 GB/T 307.1—1994《滚动轴承 公差》规定：轴承内圈的基准孔公差带位置位于以公称内径  $d$  为零线的下方，因而这种特殊的基准孔公差带与 GB/T 1800.4—1999 中基孔制的各种轴公差带构成的配合的性质，相应地比这些轴公差带的基本偏差代号所表示的配合性质有不同程度的变紧。

轴承外圈因安装在外壳孔中，通常不旋转，考虑到工作时温度升高会使轴热胀而产生轴向移动，因此两端轴承中有一端应是游动支承，可使外圈与外壳孔的配合稍微松一点，使之能补偿轴的热胀伸长量，不至于使轴变弯而被卡住，影响正常运转（见图 7-3）。为此规定轴承外圈的公差带位置位于公称外径  $D$  为零线的下方，与基本偏差为  $h$  的公差带类似，但公差值不同。轴承外圈采取这样的基准轴公差带与 GB/T 1800.4—1994 中基轴制配合的孔公差带

所组成的配合，基本上保持了 GB/T 1800.4—1999 的配合性质。滚动轴承内圈孔径与外圈轴径的公差带位置如图 7-4 所示。

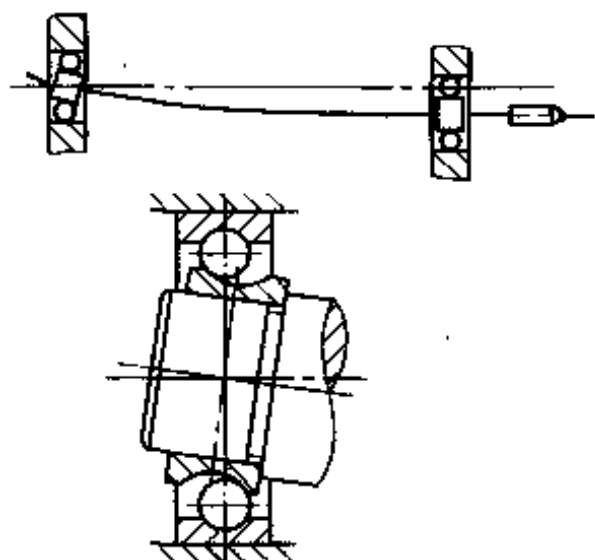


图 7-3 轴的弯曲被卡住

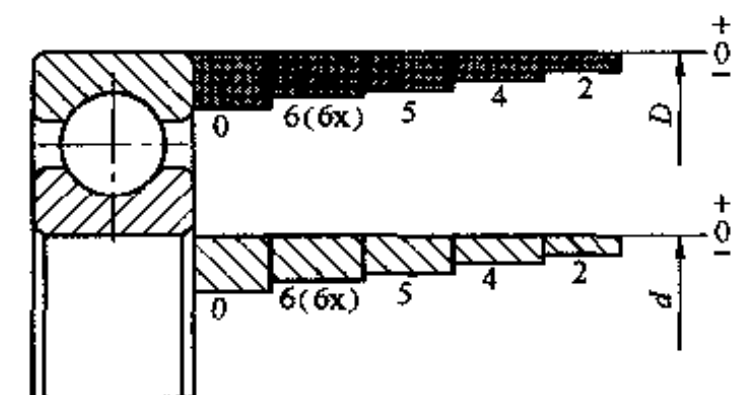


图 7-4 滚动轴承内径与外径的公差带

因滚动轴承的内圈和外圈皆为薄壁零件，在制造与保管过程中极易变形（如变成椭圆形），但当轴承内圈与轴或外圈与外壳孔装配后，如果这种变形不大，便可得到纠正。因此对于滚动轴承套圈的任一横截面内测得的最大与最小直径平均值对公称直径的偏差，只要在内、外径公差带内，就认为合格。为了控制轴承的形状误差，滚动轴承标准还规定了其他的技术要求。

## 7.2 滚动轴承配合件公差及选用

### 7.2.1 轴颈和外壳孔公差带的种类

国家标准 GB/T 275—1993 对与 0 级和 6 级轴承配合的轴颈公差带规定了 17 种，对外壳孔的公差带规定了 16 种，如图 7-5 所示。这些公差带分别选自 GB/T 1800.3—1998 中规定的轴公差带和孔公差带。

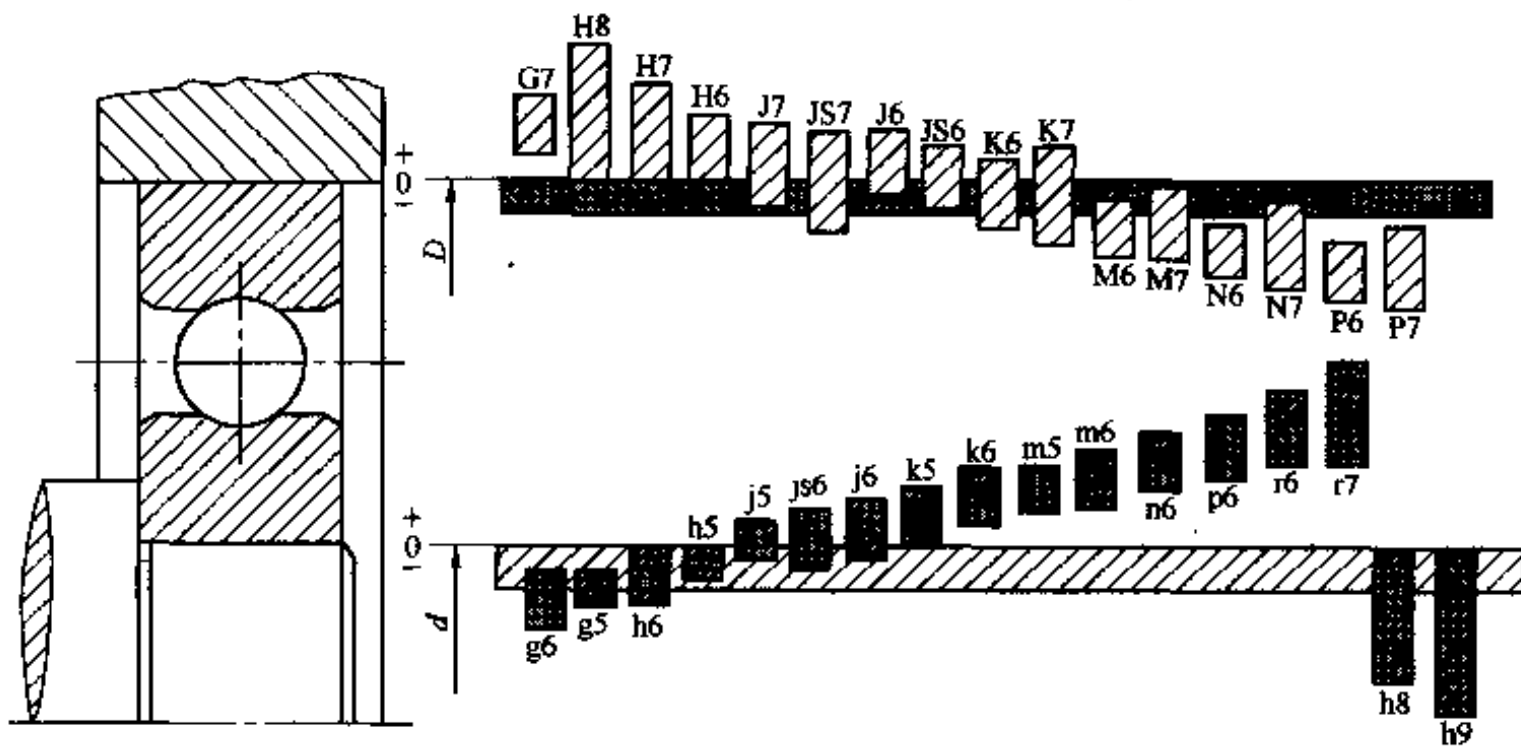


图 7-5 轴颈和外壳孔公差带

由图 7-5 可见, 轴承内圈与轴颈的配合比 GB/T 1801—1999 中基孔制同名配合紧一些, g5、g6、h5、h6 轴颈与轴承内圈的配合已变成过渡配合, k5、k6、m5、m6 已变成过盈配合, 其余配合也都有所变紧。

轴承外圈与外壳孔的配合与 GB/T 1801—1999 中基轴制的同名配合相比较, 虽然尺寸公差有所不同, 但配合性质基本相同。

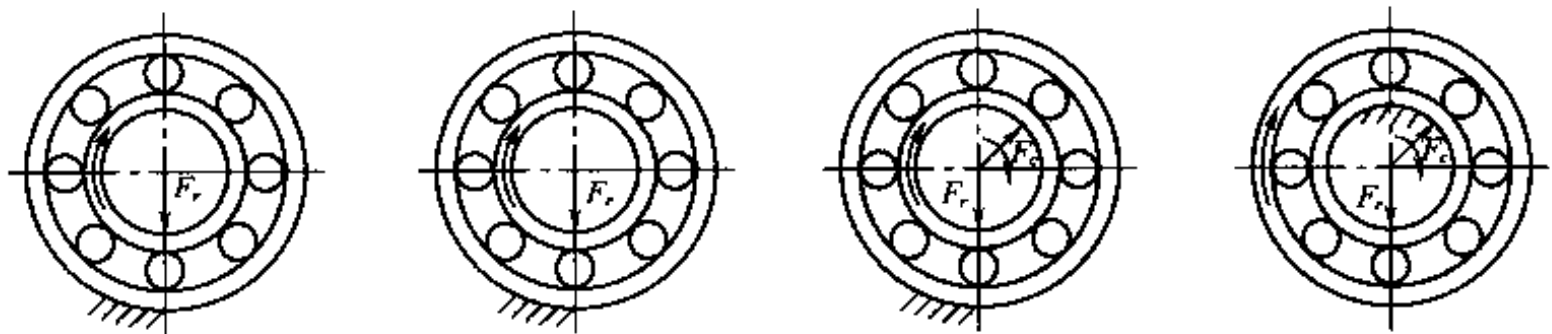
### 7.2.2 滚动轴承配合的选择

正确地选择与滚动轴承的配合, 对保证机器正常运转, 充分发挥其承载能力, 延长使用寿命, 都有很重要的关系。配合的选择就是如何确定与轴承相配合的轴颈和外壳孔的公差带。选择时主要依据下列因素。

#### 1. 轴承套圈相对于负荷的类型

##### (1) 套圈相对于负荷方向固定——定向负荷

径向负荷始终作用在套圈滚道的局部区域, 如图 7-6 (a) 所示不旋转的外圈和图 7-6 (b) 所示不旋转的内圈均受到一个方向一定的径向负荷  $F_r$  的作用。汽车与拖拉机前轮 (从动轮) 轴承内圈受力就是典型例子。



(a) 定向负荷、内圈转动 (b) 定向负荷、内外转动 (c) 旋转负荷、内圈转动 (d) 旋转负荷、外圈转动

图 7-6 轴承套圈与负荷的关系

##### (2) 套圈相对于负荷方向旋转——旋转负荷

作用于轴承上的合成径向负荷与套圈相对旋转, 并依次作用在该套圈的整个圈周滚道上, 如图 7-6 (a) 所示旋转的内圈和图 7-6 (b) 所示旋转的外圈均受到一个作用位置依次改变的径向负荷  $F_r$  的作用。汽车与拖拉机前轮 (从动轮) 轴承外圈受力就是典型例子。

##### (3) 套圈相对于负荷方向摆动——摆动负荷

大小和方向按一定规律变化的径向负荷作用在套圈的部分滚道上, 如图 7-6 (c) 所示不旋转的外圈和图 7-6 (d) 所示不旋转的内圈均受到定向负荷  $F_r$  和较小的旋转负荷  $F_t$  的同时作用, 二者的合成负荷在一定的区域内摆动。

通常受定向负荷的套圈其配合应选稍松一些, 让套圈在工作中偶尔产生少许转位, 从而改变受力状态, 使滚道磨损均匀, 延长轴承使用寿命。受旋转负荷的套圈其配合应选紧一些, 以防止套圈在轴颈上或外壳孔的配合表面打滑, 引起配合表面发热、磨损, 影响正常工作。受摆动负荷的套圈其配合的松紧程度一般与受旋转负荷的套圈相同或稍松些。

#### 2. 负荷的大小

负荷大小可用当量径向动负荷  $P$  与轴承的额定动负荷  $C$  的比值来区分, 一般规定, 当  $P \leq 0.07C$  时, 为轻负荷; 当  $0.07C < P \leq 0.15C$  时, 为正常负荷; 当  $P > 0.15C$  时, 为重负荷。

滚动轴承的  $C$  值是在大量实验研究基础上得到的, 它表征了轴承的承载特性和使用寿命,

不同型号轴承的额定动负荷  $C$  是不同的, 可在轴承手册《机械工程手册第 29 篇 轴承》中查取。当量径向动负荷  $P$  的计算公式也可参考有关设计手册中的轴承选型设计。

选择滚动轴承与轴和外壳的配合与负荷大小有关。负荷越大, 过盈量应选得越大。因为在重负荷作用下, 轴承套圈容易变形, 使配合面受力不均匀, 引起配合松动。因此, 承受轻负荷、正常负荷、重负荷的轴承与轴颈和外壳孔的配合应依次越来越紧一些。

### 3. 径向游隙

轴承的径向游隙(是指将轴承的一个套圈固定, 另一个套圈沿径向或轴向的最大活动量)按 GB/T 4604—1993 规定, 分为第 2 组、基本组、第 3 组、第 4 组和第 5 组。游隙的大小依次由小到大。

游隙大小必须合适, 过大不仅会使转轴发生较大的径向跳动和轴向窜动, 还会使轴承产生较大的振动和噪声; 过小又会使轴承滚动体与套圈产生较大的接触应力, 使轴承摩擦发热而降低寿命, 故游隙大小应适度。

在常温状态下工作的具有基本组径向游隙的轴承(供应的轴承无游隙标记, 即是基本组游隙), 按表选取轴颈和外壳孔公差带一般都能保证有适度的游隙。但如因重负荷轴承内径选取过盈量较大的配合(见表 7-2 注③), 则为了补偿变形引起的游隙过小, 应选用大于基本组游隙的轴承。

### 4. 其他因素

#### (1) 温度的影响

因轴承摩擦发热和其他热源的影响而使轴承套圈的温度高于相配件的温度时, 内圈轴颈的配合将会变松, 外圈外壳孔的配合将会变紧。当轴承工作温度高于  $100^{\circ}\text{C}$  时, 应对所选用的配合作适当修正(减小外圈与外壳孔的过盈, 增加内圈与轴颈的过盈)。

#### (2) 转速的影响

对于转速高而又承受冲击动负荷作用的滚动轴承, 轴承与轴颈的外壳孔的配合应选用过盈配合。

#### (3) 公差等级的协调

选择轴承和外壳孔精度等级时应与轴承精度等级协调。如 0 级轴承配合轴颈一般为 IT6, 外壳孔则为 IT7; 对旋转精度和运动平稳性有较高要求的场合(如电动机), 轴颈为 IT5 时, 外壳孔选为 IT6。

对于滚针轴承, 外壳孔材料为钢或铸铁时, 尺寸公差带可选用 N5 (或 N6); 为轻合金时选用 N5 (或 N6) 略松的公差带。轴颈尺寸公差有内圈时选用 k5 (或 j6), 无内圈时选用 h5 (或 h6)。

滚动轴承与轴和外壳孔的配合选择是综合上述诸因素用类比法进行的。表 7-2~表 7-5 列出了常用配合的选用资料, 供参考。

表 7-2 安装向心轴承和角接触轴承的轴颈公差带

内圈工作条件		应用举例	深沟球轴承和 角接触球轴承	圆柱滚子轴承和 圆锥滚子轴承	调心滚子 轴承	轴颈公差带
旋转状态	负荷类型		轴承公称内径/mm			
圆柱孔轴承						
内圈相对于 负荷方向旋转 或摆动	轻负荷	电器、仪表、机床主轴、精 密机械、泵、通风机、传送带	≤18	—	—	h5
			18~100	≤40	≤40	j6 <sup>①</sup>
			100~200	40~143	40~100	k6 <sup>②</sup>
			—	140~200	100~200	m6 <sup>③</sup>

续表

内圈工作条件		应用举例	深沟球轴承和角接触球轴承	圆柱滚子轴承和圆锥滚子轴承	调心滚子轴承	轴颈公差带		
旋转状态	负荷类型		轴承公称内径/mm					
圆柱孔轴承								
内圈相对于负荷方向旋转或摆动	正常负荷	一般机械、电动机、涡轮机、泵、内燃机、变速箱、木工机械	≤18	—	—	j5		
			18~100	≤40	≤40	k5 <sup>②</sup>		
			100~140	40~100	40~65	m5 <sup>②</sup>		
			140~200	100~140	65~100	m6		
			200~280	140~200	100~140	n6		
			—	200~400	140~280	p6		
			—	—	280~500	r6		
			—	—	>500	r7		
			重负荷	铁路车辆和电车的轴箱、牵引电动机、轧机、破碎机等重型机械	—	50~140	50~100	n6 <sup>③</sup>
					—	140~200	100~140	p6 <sup>③</sup>
—	>200	140~200			r6 <sup>③</sup>			
—	—	>200			r7 <sup>③</sup>			
内圈相对于负荷方向静止	各类负荷	静止轴上的各种轮子内圈必须在轴向容易移动	所有尺寸			g6 <sup>④</sup>		
		张紧滑轮、绳索轮内圈不需在轴向移动	所有尺寸			h6 <sup>④</sup>		
纯轴向负荷		所有应用场合	所有尺寸			j6 或 js6		
圆锥孔轴承（带锥形套）								
所有负荷		火车和电车的轴箱	装在退卸套上的所有尺寸			h8 (IT5) <sup>⑤</sup>		
		一般机械或传动轴	装在紧定套上的所有尺寸			h9 (IT7) <sup>⑤</sup>		

- 注：① 对精度有较高要求的场合，应选用 j5、k5…分别代替 j6、k6…。
- ② 单列圆锥滚子轴承和单列角接触球轴承的内部游隙的影响不甚重要，可用 k6 和 m6 分别代替 k5 和 m5。
- ③ 应选用轴承径向游隙大于基本组游隙的滚子轴承。
- ④ 凡有较高的精度或转速要求的场合，应选用 h7，轴颈形状公差为 IT5。
- ⑤ 尺寸 ≥ 500mm，轴颈形状公差为 IT7。

表 7-3 安装向心轴承和角接触轴承的外壳孔公差带

外圈工作条件				应用举例	外壳孔公差带 <sup>②</sup>
旋转状态	负荷类型	轴向位移的限度	其他情况		
外圈相对于负荷方向静止	轻、正常和重负荷	轴向容易移动	轴处于高温场合	烘干筒、有调心滚子轴承的大电动机	G7
			剖分式外壳	一般机械、铁路车辆轴箱	H7 <sup>①</sup>
外圈相对于负荷方向摆动	冲击负荷	轴向能移动	整体式或剖分式外壳	铁路车辆轴箱轴承	J7 <sup>①</sup>
	轻和正常负荷			电动机、泵、曲轴主轴承	
	正常和重负荷	整体式外壳	电动机、泵、曲轴主轴承	K7 <sup>①</sup>	
重冲击负荷	牵引电动机		M7 <sup>①</sup>		
外圈相对于负荷方向旋转	轻负荷		张紧滑轮	M7 <sup>①</sup>	
	正常和重负荷		装有球轴承的轮	N7 <sup>①</sup>	
	重冲击负荷	薄壁，整体式外壳	装有滚子轴承的轮毂	P7 <sup>①</sup>	

- 注：① 对精度有较高要求的场合，应选用 P6、N6、M6、K6、J6 和 H6 分别代替 P7、N7、M7、K7、J7 和 H7，并应同时选用整体式外壳。
- ② 对于轻合金外壳应选择比钢或铸铁外壳较紧的配合。

表 7-4 安装推力轴承的轴颈公差带

轴圈工作条件		推力球和圆柱滚子轴承	推力调心滚子轴承	轴颈公差带
		轴承公称内径/mm		
纯轴向负荷		所有尺寸	所有尺寸	j6 或 js6
径向和轴向联合负荷	轴圈相对于负荷方向静止	—	≤250 >250	j6 js6
	轴圈相对于负荷方向旋转或摆动	—	≤200	k6
		—	200~400 >400	m6 n6

表 7-5 安装推力轴承的外壳孔公差带

座圈工作条件		轴承类型	外壳孔公差带
纯轴向负荷		推力球轴承	H8
		推力圆柱滚子轴承	H7
		推力调心滚子轴承	①
径向和轴向联合负荷	座圈相对于负荷方向静止或摆动	推力调心滚子轴承	H7
	座圈相对于负荷方向旋转		M7

注：① 外壳孔与座圈间的配合间隙为  $0.0001D$ ， $D$  为外壳孔直径。

### 7.2.3 轴颈和外壳孔的形位公差与表面粗糙度

为了保证轴承正常工作，除了正确选择配合外，还应对与轴承配合的轴颈和外壳孔的形位公差及表面粗糙度提出要求。因为轴颈和外壳孔的几何形状误差会使轴承内圈产生变形而影响轴承的原始精度，导致主轴旋转精度下降，如图 7-7 所示。故轴颈和外壳孔应采用包容要求，并规定更严的圆柱度公差。

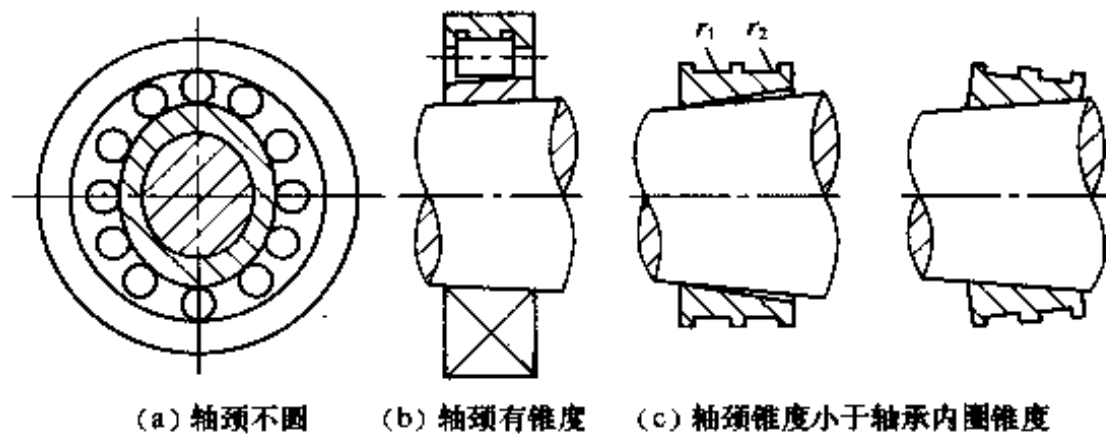


图 7-7 主轴轴颈形状误差引起轴承内圈变形

此外，用做轴承轴向定位面的主轴轴肩端面；主轴箱体支承座孔挡肩端面（见图 7-8），都会使轴承在装配时受力不均而产生歪斜，并引起滚道畸变，同时会使主轴弯曲，所以轴肩和外壳孔肩端面应规定端面圆跳动公差。

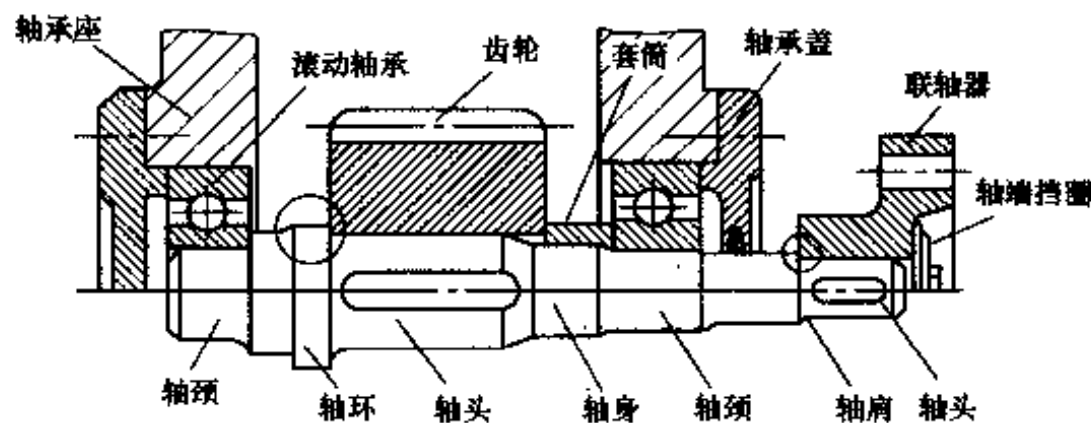


图 7-8 直齿圆柱齿轮减速器输出轴



GB/T 275—1993 规定了与各种轴承配合的轴颈和外壳孔的形位公差, 见表 7-6。配合面的表面粗糙度见表 7-7。

表 7-6 轴颈和外壳孔的形位公差 (摘自 GB/T 275—1993)

轴承公称 内、外径 /mm	圆 柱 度				端面圆跳动			
	轴颈		外壳孔		轴颈		外壳孔	
	轴承精度等级							
	0	6	0	6	0	6	0	6
公差值/ $\mu\text{m}$								
18~30	4	2.5	6	4	10	6	15	10
30~50	4	2.5	7	4	12	8	20	12
50~80	5	3	8	5	15	10	25	15
80~120	6	4	10	6	15	10	25	15
120~180	8	5	12	8	20	12	30	20
180~250	10	7	14	10	20	12	30	20

表 7-7 轴颈和外壳孔的表面粗糙度 (摘自 GB/T 275—1993)

配合表面	轴承精度等级	配合面的尺寸公差等级	轴承公称内、外径/mm	
			$\leq 80$	80~500
			表面粗糙度参数 $R_a$ 值/ $\mu\text{m}$	
轴颈	0	IT6	$\leq 1$	$\leq 1.6$
外壳孔		IT7	$\leq 1.6$	$\leq 2.5$
轴颈	6	IT5	$\leq 0.63$	$\leq 1$
壳体孔		IT6	$\leq 1$	$\leq 1.6$
轴的外壳 孔肩端面	0	—	$\leq 2$	$\leq 2.5$
	6	—	$\leq 1.25$	$\leq 2$

注: 轴承装在紧定套或退卸套上时, 轴表面的表面粗糙度参数  $R_a$  值不应大于  $2.5\mu\text{m}$ 。

### 7.2.4 滚动轴承配合选择实例

图 7-9 所示为直齿圆柱齿轮减速器输出轴轴颈的部分装配图, 已知该减速器的功率为  $5\text{kW}$ , 从动轴转速为  $83\text{r/min}$ , 其两端的轴承为 211 深沟球轴承 ( $d=55\text{mm}$ ,  $D=100\text{mm}$ ), 齿轮的模数为  $3\text{mm}$ , 齿数为 79。试确定轴颈和外壳孔的公差带代号 (尺寸极限偏差)、形位公差值和表面粗糙度参数值, 并将它们分别标注在装配图和零件图上。

解: (1) 减速器属于一般机械, 轴的转速不高, 所以选用 0 级轴承。

(2) 受定向负荷的作用, 内圈与轴一起旋转, 外圈安装在剖分式壳体中, 不旋转。因此, 内圈相对于负荷方向旋转, 它与轴颈的配合应较紧; 外圈相对于负荷方向静止, 它与外壳孔的配合应较松。

(3) 按该轴承的工作条件, 由经验计算公式, 并经单位换算, 求得该轴承的当量径向负荷  $P$  为  $883\text{N}$ , 查得 211 球轴承的额定动负荷  $C$  为  $33354\text{N}$ 。所以  $P=0.03C < 0.07C$ , 故轴承的负荷类型属于轻负荷。

(4) 按轴承工作条件从表 7-2 和表 7-3 中选取轴颈公差带为  $\phi 55\text{j}6$  (基孔制配合), 外壳孔公差带为  $\phi 100\text{H}7$  (基轴制配合)。



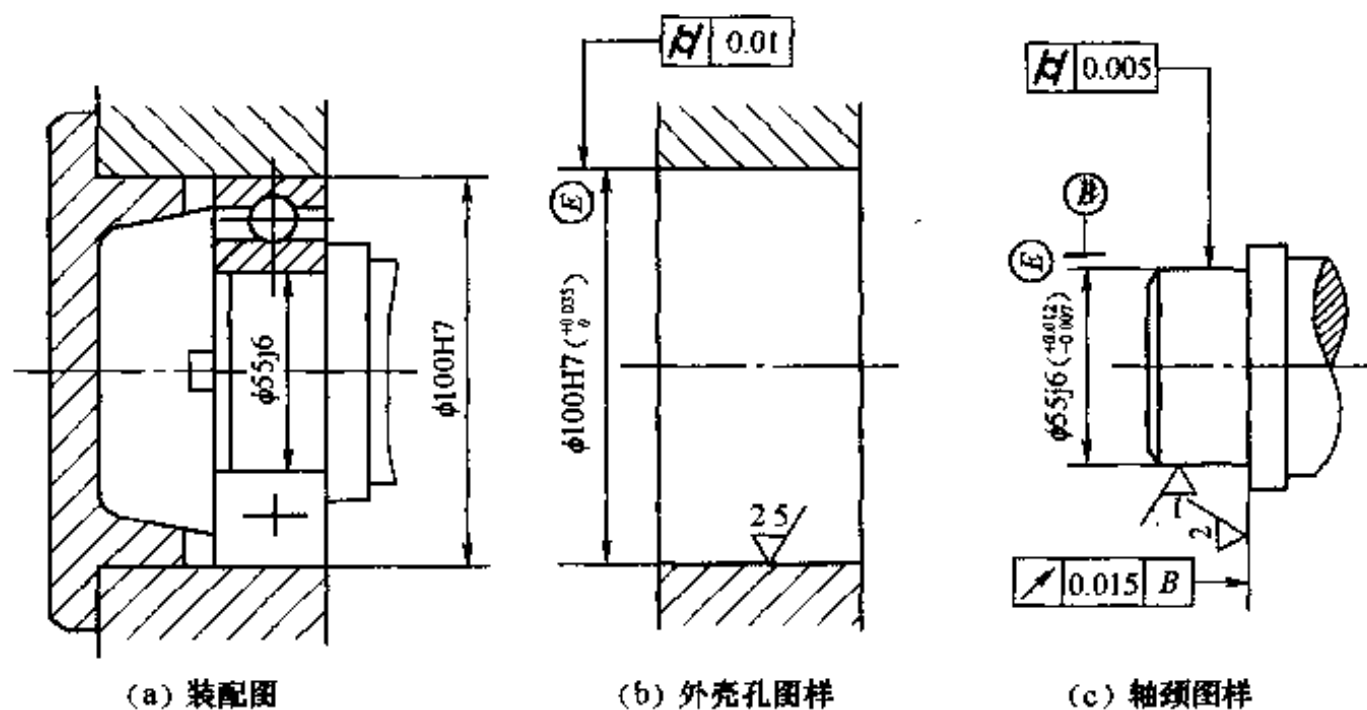


图 7-9 滚动轴承图样标注示例

(5) 按表 7-6 选取形位公差值：轴颈圆柱度公差为  $0.005\text{mm}$ ，轴肩端面圆跳动公差为  $0.015\text{mm}$ ；外壳孔圆柱度公差为  $0.01\text{mm}$ 。

(6) 按表 7-7 选取轴颈和外壳孔表面粗糙度参数值：轴颈  $R_a \leq 1\mu\text{m}$ ，轴肩端面  $R_a \leq 2\mu\text{m}$ ；外壳孔  $R_a \leq 2.5\mu\text{m}$ 。

(7) 将确定好的上述公差标注在图样上，如图 7-9 (b)、(c) 所示。

由于滚动轴承是外购的标准部件，因此，在装配图上只需注出轴颈和外壳孔的公差带代号 [见图 7-9 (a)]。

## 思考题与习题

- 7-1 滚动轴承的精度等级分为哪几级？哪级应用最广？
- 7-2 滚动轴承与轴和外壳孔配合采用哪种基准制？
- 7-3 滚动轴承内、外径公差带有何特点？为什么？
- 7-4 选择轴承与轴和外壳孔配合时主要考虑哪些因素？
- 7-5 滚动轴承承受的负荷类型不同与选择配合有何关系？
- 7-6 滚动轴承承受的负荷大小不同与选择配合有何关系？
- 7-7 某机床转轴上安装 6 级精度的深沟球轴承，其内径为  $40\text{mm}$ ，外径为  $90\text{mm}$ ，该轴承承受一个  $P=4\,000\text{N}$  的当量定向径向负荷，轴承的额定动负荷  $C$  为  $31\,400\text{N}$ ，内圈随轴一起转动，外圈固定。试确定：
  - (1) 与轴承配合的轴颈、外壳孔的公差带代号；
  - (2) 画出公差带图，计算出内圈与轴、外圈与孔配合的极限间隙、极限过盈；
  - (3) 轴颈和外壳孔的形位公差和表面粗糙度参数值；
  - (4) 参照图 7-9 把所选的公差代号和各项公差标注在图样上。

## 第 8 章 圆锥的互换性与检测

**课前导读** 圆锥面是组成机械零件的一种常用的典型几何要素，圆锥结合是常用的连接与配合形式，但影响互换性的参数比较多，加工和检测也较困难，故对圆锥规定了多项公差要求，以满足互换性和机器的使用要求。

**基础知识** 圆锥配合的基本几何参数。

**重点知识** 圆锥公差及其给定方法。

**难点知识** 圆锥配合的 4 种形成方式。

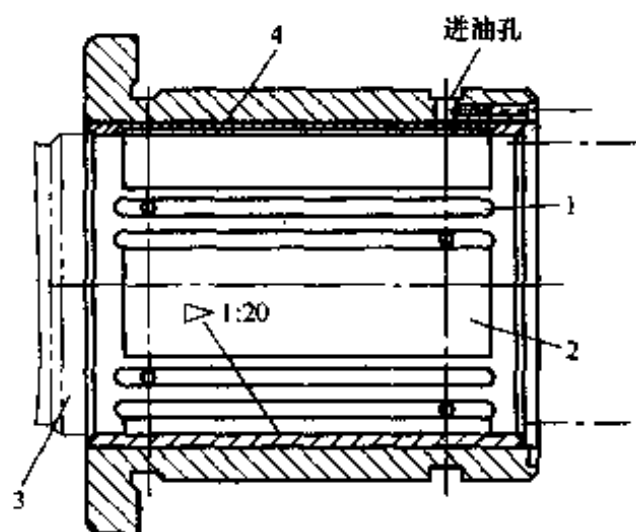
### 8.1 概 述

#### 8.1.1 圆锥配合的特点

影响圆锥结合的互换性的因素除了直径外，还多了个圆锥角，因此圆锥结合有圆柱结合不可替代的特点，归纳起来有以下 4 个方面：密封性能好；对中性能高；自锁性能强；间隙可以调整。

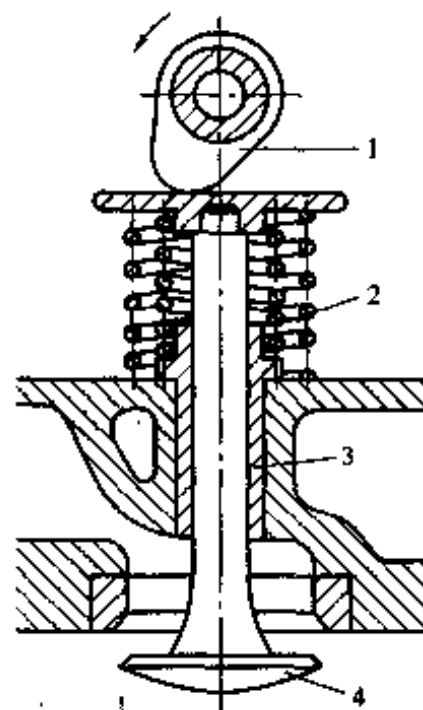
图 8-1 所示为磨床砂轮主轴的圆锥轴颈与滑动轴承的配合，该配合的特点是相互结合的内、外圆锥能相对运动，故间隙大小可以调整。

图 8-2 所示为内燃机中凸轮配气机构，其中气门与气门座的配合采用了成对研磨的圆锥面，使得该配合具有良好的对中性和密封性。



1—回油槽；2—油囊；3—主轴；4—动压轴承

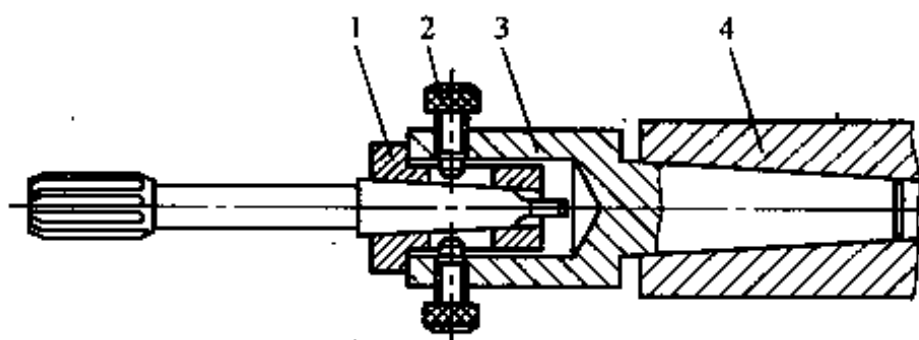
图 8-1 可调整间隙的滑动轴承



1—凸轮；2—弹簧；  
3—导套；4—气门；

图 8-2 内燃机凸轮配气机构

图 8-3 所示为铰刀的浮动连接，其中过渡套筒与车床尾座套筒的配合具有自锁性，且铰刀尾柄与活动锥套的过盈量大小可以调节，用以传递扭矩。



1—浮动锥套；2—螺钉；3—过渡套筒；4—车床尾座套筒；

图 8-3 铰刀的浮动连接

### 8.1.2 圆锥配合的基本几何参数

#### (1) 圆锥角

在通过圆锥轴线的截面内，两条素线间的夹角，称为圆锥角 $\alpha$ ，如图 8-4 所示。对于内圆锥，用 $\alpha_i$ 表示；对于外圆锥，用 $\alpha_e$ 表示。相互结合的内、外圆锥，其基本圆锥角是相等的。

#### (2) 圆锥素线角

圆锥素线角是指圆锥素线与其轴线间的夹角，它等于圆锥角之半，即 $\alpha/2$ 。

#### (3) 圆锥直径

圆锥直径是指与圆锥轴线垂直的截面内的直径，有内、外圆锥的最大直径 $D_i$ 、 $D_e$ ，内、外圆锥的最小直径 $d_i$ 、 $d_e$ 。设计时，一般选用内圆锥的最大直径 $D_i$ 或外圆锥的最小直径 $d_e$ 作为基准直径。

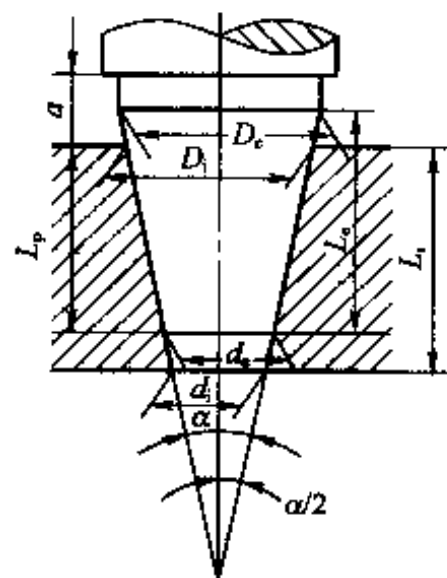


图 8-4 圆锥配合的基本参数

#### (4) 圆锥长度

圆锥长度是指圆锥的最大直径与其最小直径之间的距离。内、外圆锥长度分别用 $L_i$ 、 $L_e$ 来表示。

#### (5) 圆锥配合长度

圆锥配合长度是指内、外圆锥配合面的轴向距离，用符号 $L_p$ 表示。

#### (6) 锥度

锥度是指圆锥的最大直径与其最小直径之差对圆锥长度之比，用符号 $C$ 表示，即 $C = \frac{D-d}{L} = 2 \tan \frac{\alpha}{2}$ 。锥度常用比例或分数表示，例如 $C=1:20$ 或 $C=1/20$ 等。

#### (7) 基面距

基面距是指相互结合的内、外圆锥基准面间的距离，用符号 $a$ 表示。

#### (8) 基本圆锥

基本圆锥为设计给定的圆锥，在该圆锥上，所有几何参数均为其基本值。

基本圆锥标准规定可用如下两种形式表示。

① 一个基本圆锥直径（最大圆锥直径 $D$ ，最小圆锥直径 $d$ ，给定截面圆锥直径 $d_x$ ）、基

本圆锥长度  $L$ 、基本圆锥角  $\alpha$  或基本锥度  $C$ 。

② 两个基本圆锥直径和基本圆锥度长度  $L$ 。

以上几何参数均为基本尺寸。

### 8.1.3 锥度与锥角系列

在 GB/T 157—2001《锥度与锥角系列》国家标准中，将锥度与锥角系列分为两类，一类为一般用途圆锥的锥度与锥角，见表 8-1；另一类为特殊用途圆锥的锥度与锥角，见表 8-2。特殊用途圆锥的锥度与锥角的应用，仅限于表 8-2 备注栏中所说明的场合。

表 8-1 一般用途圆锥的锥度与锥角

基本值		推算值		应用举例		
系列 1	系列 2	圆锥角 $\alpha$	锥度 $C$			
120°	75°	—	—	1:0.288675		
90°		—	—	1:0.500 000		
60°		—	—	—	1:0.651 613	
		—	—	—	1:0.866 025	
45°		—	—	—	1:1.207 107	
30°		—	—	—	1:1.866 025	
1:3		1:4	18°55'28.7"	18.924644°	—	
			14°15'0.1"	14.250033°	—	
1:5		1:6	11°25'16.3"	11.421186°	—	
			9°31'38.2"	9.527283	—	
	8°10'16.4"		8.171234°	—		
1:10	1:8	7°9'9.6"	7.152669°	—		
		5°43'29.3"	5.724810°	—		
1:20	1:12	4°46'18.8"	4.771888°	—		
		3°49'5.9"	3.818305°	—		
		2°51'51.1"	2.864192°	—		
		1°54'34.9"	1.90682°	—		
		1:30	1:40	1°25'56.4"	1.432320°	—
				1°8'45.2"	1.145877°	—
		1:50	0°34'22.6"	0.572953°	—	
		1:100	0°17'11.3"	0.286478°	—	
		1:200	0°6'52.5"	0.114592°	—	
		1:500	—	—	—	

表 8-2 特殊用途圆锥的锥度与锥角

基本值	推算值		备注
	圆锥角 $\alpha$	锥度 $C$	
18°30'	—	—	} 纺织工业
11°54'	—	—	
8°40'	—	—	
7°40'	—	—	
7:24	16°35'39.4"	16.594290°	机床主轴，工具配合
1:9	6°21'34.8"	6.359660°	电池接头
1:16.666	3°26'12.7"	3.436853°	医疗设备
1:12.262	4°40'12.2"	4.670042°	贾各锥度 No2
1:12.972	4°24'52.9"	4.414696°	No1

续表

基本值	推算值		锥度 $C$	备注
	圆锥角 $\alpha$			
1:15.748	3°38'13.4"	3.637067°	—	No33
1:18.779	3°3'1.2"	3.050335°	—	No3
1:19.264	2°58'24.9"	2.973573°	—	No6
1:20.288	2°49'24.8"	2.823550°	—	No0
1:19.002	3°0'52.4"	3.014554°	—	莫氏锥度 No5
1:19.180	2°59'11.7"	2.986590°	—	No6
1:19.212	2°58'53.8"	2.981618°	—	No0
1:19.254	2°58'30.4"	2.975117°	—	No4
1:19.922	2°52'31.4"	2.875402°	—	No3
1:20.020	2°51'40.8"	2.861332°	—	No2
1:20.047	2°51'26.9"	2.857480°	—	No1

## 8.2 圆锥公差

### 8.2.1 圆锥公差及其给定方法

GB/T 11334—1989 将圆锥公差分为圆锥直径公差、圆锥角公差、圆锥的形状公差及给定截面圆锥直径公差，其特点如下。

#### 1. 圆锥直径公差

圆锥直径公差  $T_D$  是指圆锥直径的允许变动量，即允许的最大极限圆锥直径  $D_{\max}$  ( $d_{\max}$ ) 与最小极限圆锥直径  $D_{\min}$  (或  $d_{\min}$ ) 之差，如图 8-5 所示。在圆锥轴向截面内两个极限圆锥所限定的区域就是圆锥直径的公差带。圆锥直径公差值  $T_D$  以基本圆锥直径 (一般取最大圆锥直径  $D$ ) 为基本尺寸，从尺寸标准公差表中查取，它适用于圆锥的全长  $L$ 。

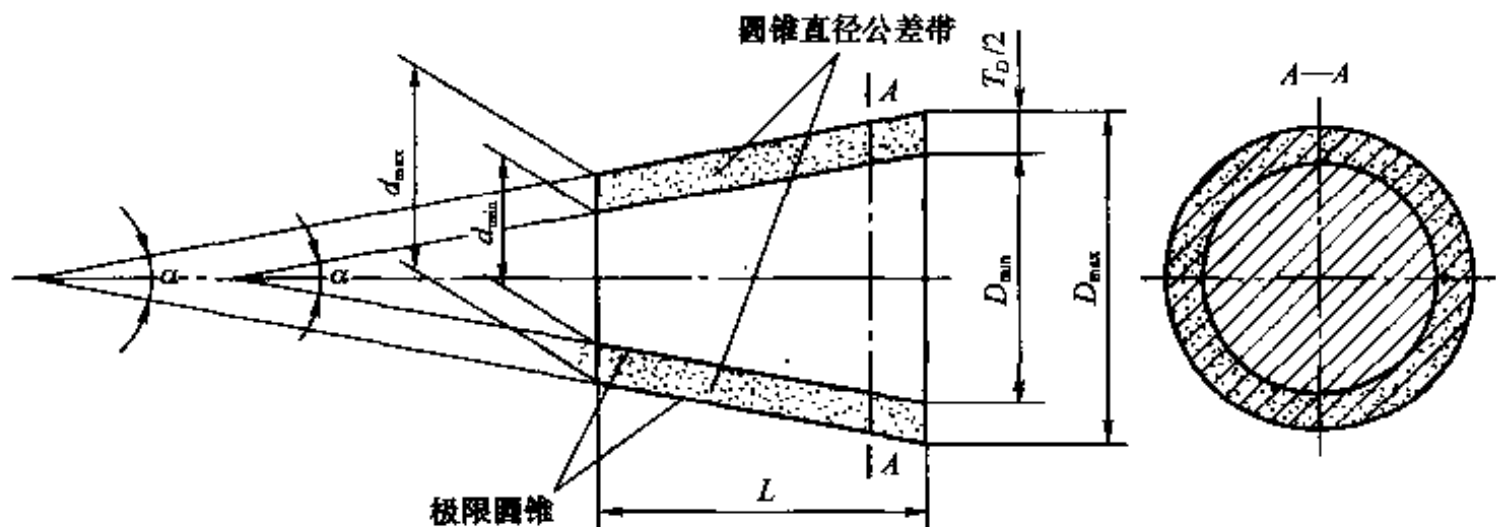


图 8-5 极限圆锥及直径公差带

#### 2. 圆锥角公差

圆锥角公差  $AT$  是指圆锥角允许的变动量，即最大圆锥角  $\alpha_{\max}$  与最小圆锥角  $\alpha_{\min}$  之差，如图 8-6 所示。由图可知，在圆锥轴向截面内，由最大和最小极限圆锥角所限定的区域称为圆锥角公差带。 $AT$  有两种表示方法： $AT_\alpha$  与  $AT_D$ 。前者为角度值，后者为线性值，二者关系为： $AT_D = AT_\alpha \times L \times 10^{-3}$ 。

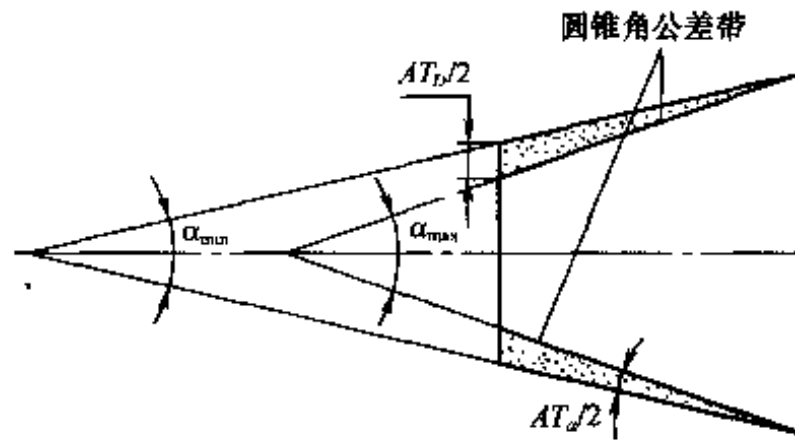


图 8-6 圆锥角公差带

国家标准规定，圆锥角公差  $AT$  共分 12 个公差等级，用符号  $AT1$ 、 $AT2$ 、…、 $AT12$  表示， $AT4 \sim AT9$  公差数值见表 8-3。

表 8-3 圆锥角公差数值

基本圆锥长度 $L/mm$		圆锥角公差等级								
		AT4			AT5			AT6		
		$AT_\alpha$		$AT_D$	$AT_\alpha$		$AT_D$	$AT_\alpha$		$AT_D$
大于	至	$\mu rad$	( $^\circ$ )	$\mu m$	$\mu rad$	( $'$ ) ( $^\circ$ )	$\mu m$	$\mu rad$	( $'$ ) ( $^\circ$ )	$\mu m$
自 6	10	200	41	1.3~2.0	315	1'05"	2.0~3.2	500	1'43"	3.2~5.0
10	16	160	33	1.6~2.5	250	52"	2.5~4.0	400	1'22"	4.0~6.3
16	25	125	26	2.0~3.2	200	41"	3.2~5.0	315	1'05"	5.0~8.0
25	40	100	21	2.5~4.0	160	33"	4.0~6.3	250	52"	6.3~10.0
40	63	80	16	3.2~5.0	125	26"	5.0~8.0	200	41"	8.0~12.5
63	100	63	13	4.0~6.3	100	21"	6.3~10.0	160	33"	10.0~16.0
100	160	50	10	5.0~8.0	80	16"	8.0~12.5	125	26"	12.5~20.0
160	250	40	8	6.3~10.0	63	13"	10.0~16.0	100	21"	16.0~25.0
250	400	31.5	6	8.0~12.5	50	10"	12.5~20.0	80	16"	20.0~32.0
400	630	25	5	10.0~16.0	40	8"	16.0~25.0	63	13"	25.0~40.0

基本圆锥长度 $L/mm$		圆锥角公差等级								
		AT7			AT8			AT9		
		$AT_\alpha$		$AT_D$	$AT_\alpha$		$AT_D$	$AT_\alpha$		$AT_D$
大于	至	$\mu rad$	( $'$ ) ( $^\circ$ )	$\mu m$	$\mu rad$	( $'$ ) ( $^\circ$ )	$\mu m$	$\mu rad$	( $'$ ) ( $^\circ$ )	$\mu m$
自 6	10	800	2'45"	5.0~8.0	1250	4'18"	8.0~12.5	2000	6'52"	12.5~20
10	16	630	2'10"	6.3~10.0	1000	3'26"	10.0~16.0	1600	5'30"	16~25
16	25	500	1'43"	8.0~12.5	800	2'45"	12.5~20.0	1250	4'18"	20~32
25	40	400	1'22"	10.0~16.0	630	2'10"	16.0~20.5	1000	3'26"	25~40
40	63	315	1'05"	12.5~20.0	500	1'43"	20.0~32.0	800	2'45"	32~50
63	100	250	52"	16.0~25.0	400	1'22"	25.0~40.0	630	2'10"	40~63
100	160	200	41"	20.0~32.0	315	1'05"	32.0~50.0	500	1'43"	50~80
160	250	160	33"	25.0~40.0	250	52"	40.0~63.0	400	1'22"	63~100
250	400	125	26"	32.0~50.0	200	41"	50.0~80.0	315	1'05"	80~125
400	630	100	21"	40.0~63.0	160	33"	63.0~100.0	250	52"	100~160

注：1 $\mu rad$  等于半径为 1m、弧长为 1 $\mu m$  所对应的圆心角，5 $\mu rad \approx 1''$  (秒) 300 $\mu rad \approx 1'$  (分)。

一般情况下，可不必单独规定圆锥角公差，而是将实际圆锥角控制在圆锥直径公差带内，此时圆锥角  $\alpha_{max}$  与  $\alpha_{min}$  是圆锥直径公差内可能产生的极限圆锥角，如图 8-7 所示。表 8-4 列出了圆锥长度  $L$  为 100mm 时圆锥直径公差  $T_D$  所能限制的最大圆锥角误差  $\Delta\alpha_{max}$ 。

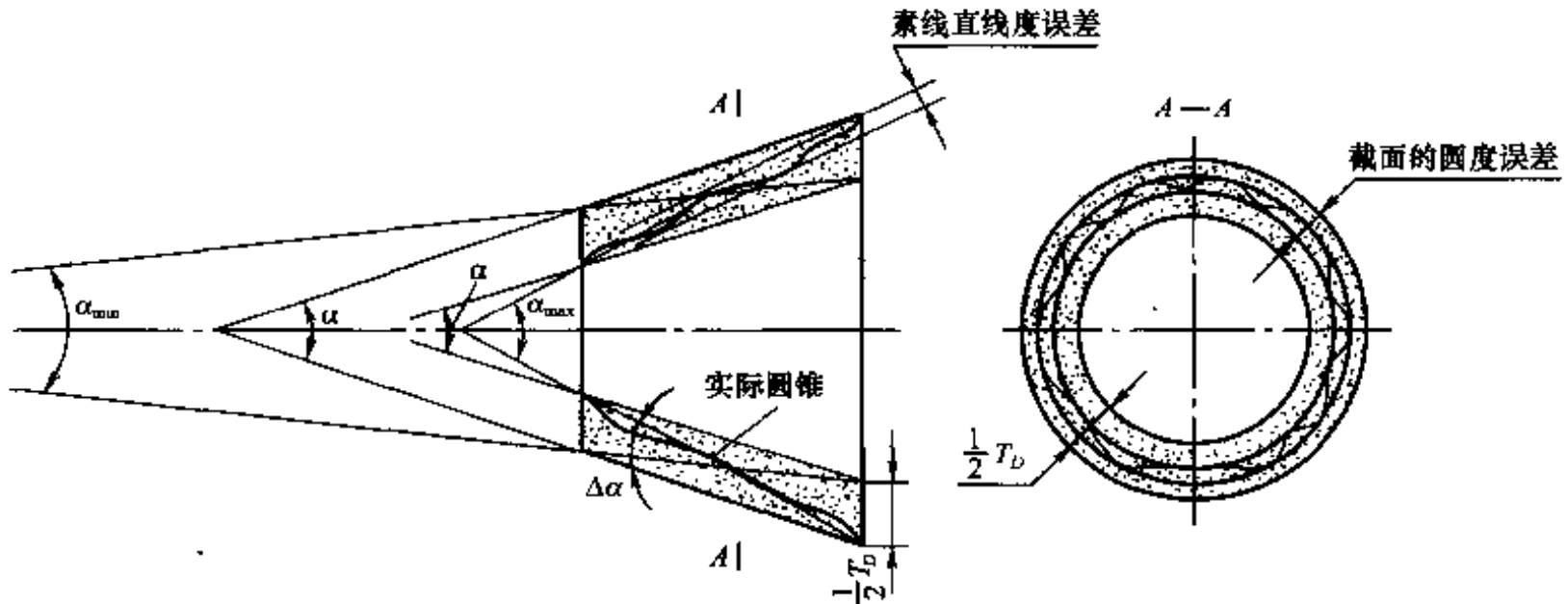


图 8-7 用圆锥直径公差  $T_D$  控制圆锥角误差

表 8-4  $L=100\text{mm}$  的圆锥直径公差  $T_D$  所限制的最大圆锥角误差  $\Delta\alpha_{\max}$  ( $\mu\text{rad}$ )

标准公差等级	圆锥直径/mm												
	$\leq 3$	3~6	6~10	10~18	18~30	30~50	50~80	80~120	120~180	180~250	250~315	315~400	400~500
IT4	30	40	40	50	60	70	80	100	120	140	160	180	200
IT5	40	50	60	80	90	110	130	150	180	200	230	250	270
IT6	60	80	80	110	130	160	190	220	250	290	320	360	400
IT7	100	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570	630
IT8	140	180	220	270	330	390	460	540	630	720	810	890	970
IT9	250	300	360	430	520	620	740	870	1 000	1 150	1 300	1 400	1 550
IT10	400	480	580	700	840	1 000	1 200	1 400	1 300	1 850	2 100	2 300	2 500

注：圆锥长度不等于 100mm 时，需将表中的数值乘以  $100/L$ 、 $L$  的单位为 mm。

如果对圆锥角公差有更高的要求时（例如圆锥量规等），除规定其直径公差  $T_D$  外，还应给定圆锥角公差  $AT$ 。圆锥角的极限偏差可按单向或双向（对称或不对称）取值，如图 8-8 所示。

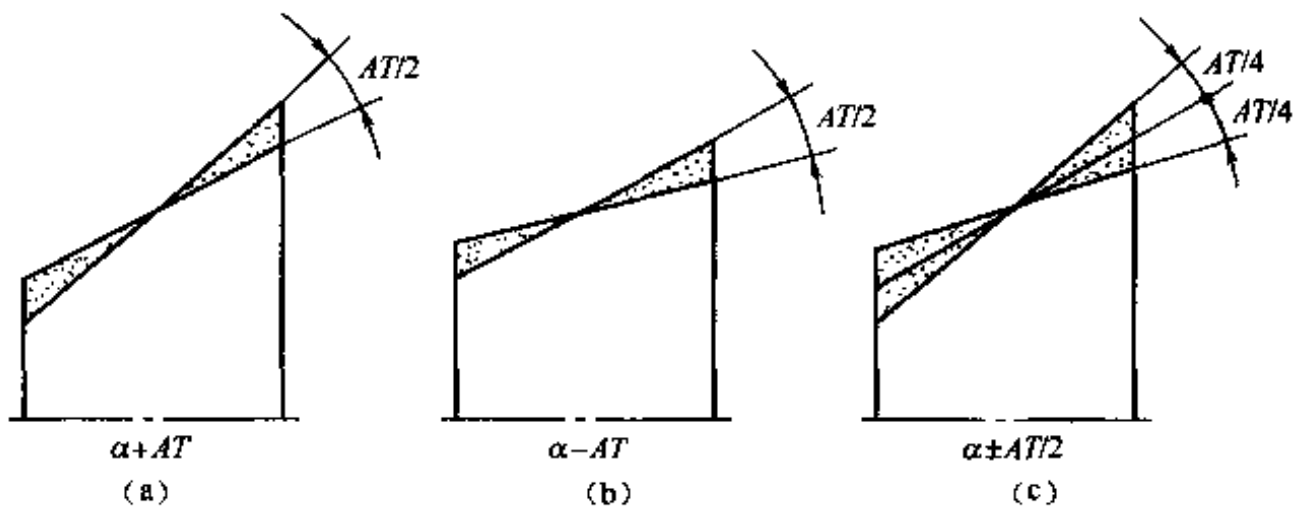


图 8-8 圆锥角公差带的配置

### 3. 圆锥的形状公差

圆锥的形状公差  $T_F$  包括圆锥素线直线度公差和圆度公差。对于要求不高的圆锥工件，其形状误差一般也用直径公差  $T_D$  控制。如图 8-7 所示，对于要求较高的圆锥工件，应单独按要求给定形状公差  $T_F$ ，如需要其数值，可按直线度和圆度公差等级表格查取。

4. 给定截面圆锥直径公差

给定截面圆锥直径公差  $T_{DS}$  是指在垂直圆锥轴线的给定截面内, 圆锥直径的允许变动量。其公差带为在给定的圆锥截面内, 由两个同心圆所限定的区域, 如图 8-9 所示。

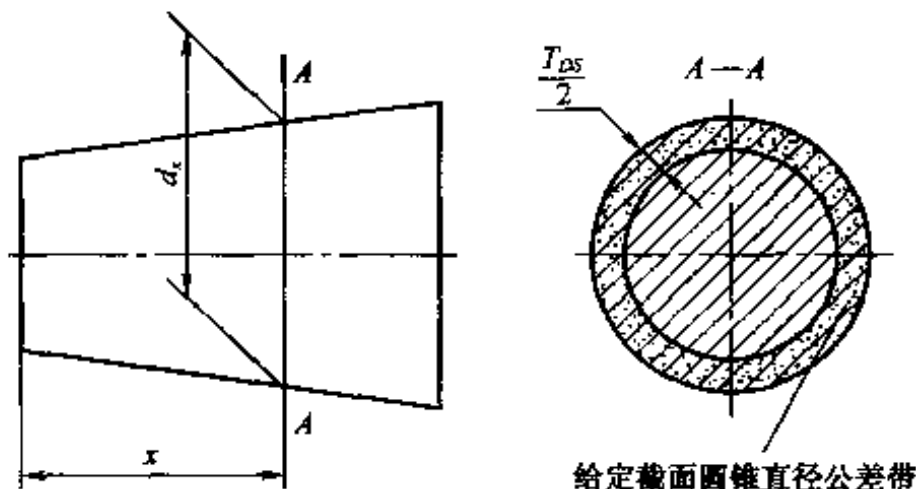


图 8-9 给定截面圆锥直径公差  $T_{DS}$

给定截面圆锥直径公差数值是以给定截面圆锥直径  $d_x$  为基本尺寸, 可按尺寸标准公差表查取。

一般情况不规定给定截面圆锥直径公差, 只有对圆锥工件有特殊需求 (如阀类零件中, 在配合的圆锥给定截面上要求接触良好, 以保证密封性) 时, 才规定此项公差, 但必须同时规定锥角公差  $AT$ , 它们的关系如图 8-10 所示。

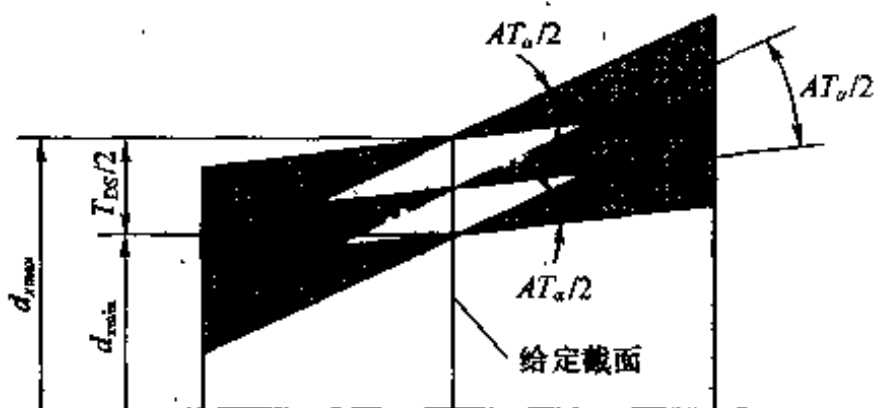


图 8-10  $T_{DS}$  与  $AT$  的关系

由图 8-10 可知, 给定截面圆锥直径公差  $T_{DS}$  不能控制圆锥角误差  $AT$ , 两者相互无关, 应分别满足要求。在给定截面上圆锥角误差的影响最小, 故它是精度要求最高的一个截面。按 GB/T 11334—1989 规定圆锥公差的给定方法有如下两种。

(1) 给出圆锥的理论正确圆锥角  $\alpha$  (或锥度  $C$ ) 和圆锥直径公差  $T_D$ 。此时, 圆锥角误差和圆锥形状误差均应在极限圆锥所限定的区域内。按这种方法给定圆锥公差时, 在圆锥直径公差后边加注符号  $\textcircled{T}$ , 如图 8-11 所示。

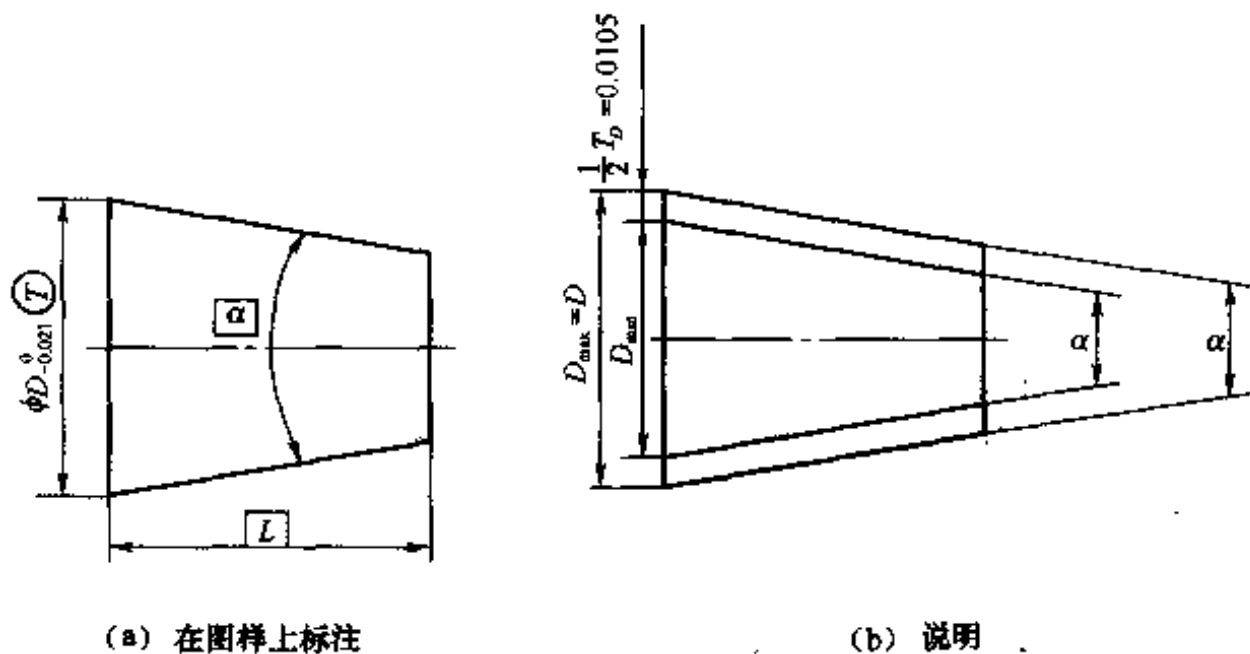


图 8-11 给定圆锥角的圆锥公差标注



(2) 给出给定截面圆锥直径公差  $T_{DS}$  和圆锥角公差  $AT$ 。此时, 给定截面圆锥直径和圆锥角应分别满足这两项公差的要求, 如图 8-12 所示。

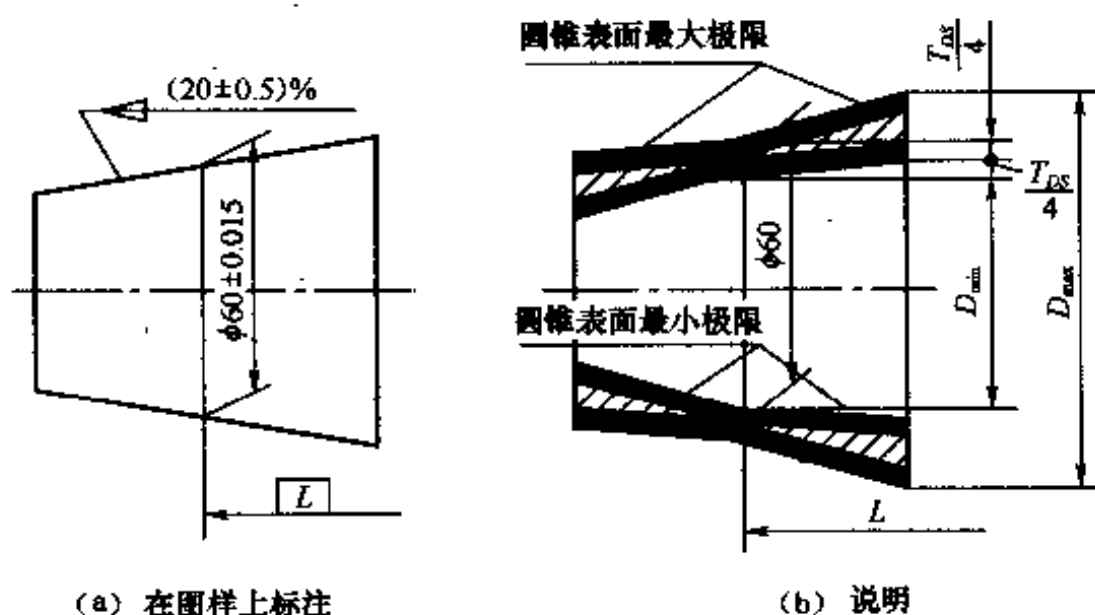


图 8-12 给定锥度的圆锥公差标注

### 8.2.2 未注公差角度的极限偏差

国家标准 GB/T 1804—2000 对于金属切削加工件的角度, 包括在图样上标注的角度和通常不需标注的角度 (如  $90^\circ$  等) 规定了未注公差角度的极限偏差 (见表 8-5)。该极限偏差值应为一般工艺方法可以保证达到的精度。实际应用中可根据不同产品的需要从标准中规定的 3 个未注公差角度的公差等级 (中等级、粗糙级和最粗级) 中选择合适的等级。

表 8-5 未注公差角度的极限偏差

公差等级	长度/mm				
	$\leq 10$	10~50	50~120	120~400	>400
m (中等级)	$\pm 1^\circ$	$\pm 30'$	$\pm 20'$	$\pm 10'$	$\pm 5'$
c (粗糙级)	$\pm 1^\circ 30'$	$\pm 1^\circ$	$\pm 30'$	$\pm 15'$	$\pm 10'$
v (最粗级)	$\pm 3^\circ$	$\pm 2^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 30'$	$\pm 20'$

未注公差角度的极限偏差按角度短边长度确定, 若工件为圆锥时, 则按圆锥素线长度确定。

未注公差角度的公差等级在图样或技术文件上用标准号和公差等级表示。例如选用中等级时, 则在图样或技术文件上可表示为: GB/T 1804—m。

## 8.3 圆锥配合

GB/T 12360—1990《圆锥配合》适用于锥度  $C$  为  $1:3 \sim 1:500$ 、基本圆锥长度  $L$  为  $6 \sim 630\text{mm}$ , 直径至  $500\text{mm}$  的光滑圆锥的配合。

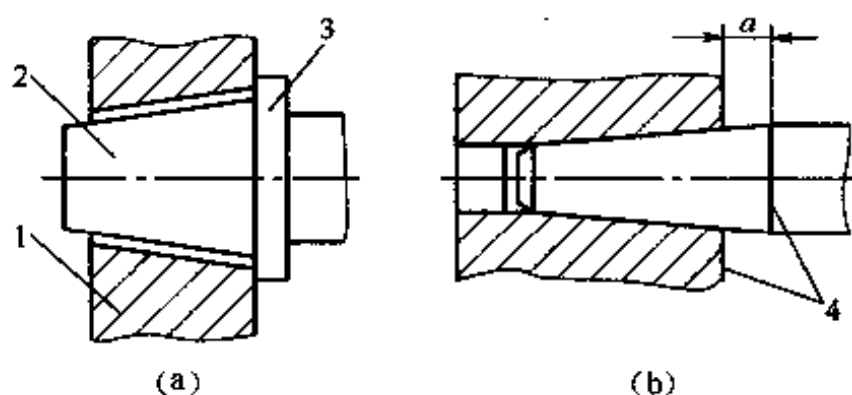
圆锥公差与配合制是由基准制、圆锥公差和圆锥配合组成。圆锥配合的基准制分为基孔制和基轴制, 标准推荐优先采用基孔制; 圆锥公差按 GB/T 11334—1989 确定; 圆锥配合分间隙配合、过渡配合和过盈配合, 相互配合的两圆锥基本尺寸应相同。

GB/T 12360—1990 中给出了圆锥配合的形成、圆锥配合的一般规定和内、外圆锥轴向极限偏差的确定。

### 8.3.1 圆锥配合的形成

因为圆锥配合的配合特征是通过相互结合的内、外圆锥规定的轴向位置来形成间隙或过盈，所以从确定相互结合的内、外圆锥轴向位置的不同方法来看，形成的圆锥配合有以下4种方式。

(1) 由内、外圆锥的结构确定装配的最终位置而形成配合。这种方式可以得到间隙配合、过渡配合和过盈配合。图8-13(a)所示为由轴肩接触得到间隙配合的示例。

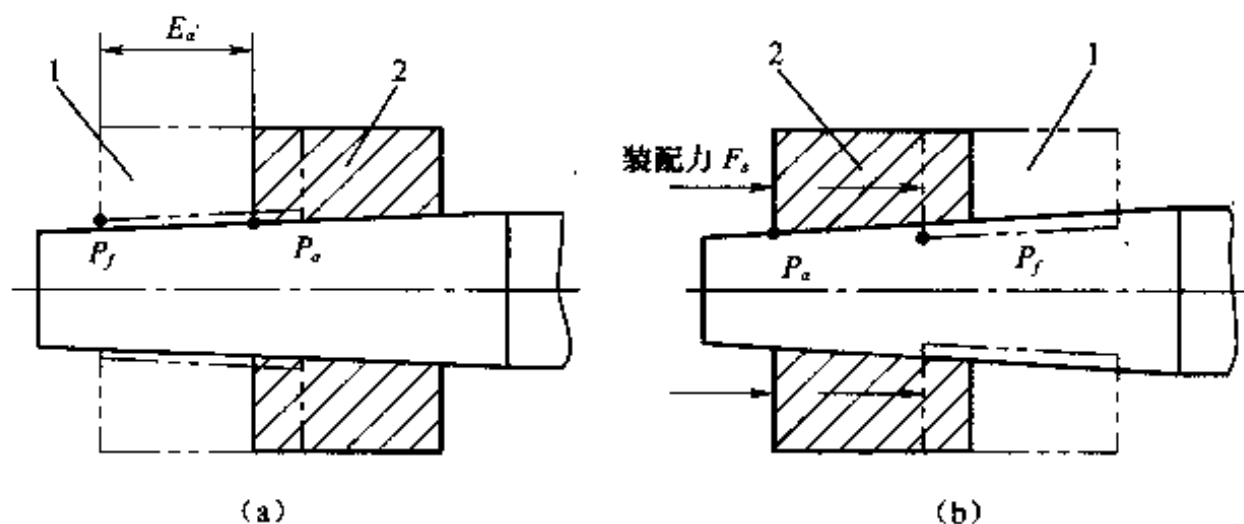


1—内圆锥；2—外圆锥；3—轴肩；4—基准平面

图8-13 由圆锥的结构和尺寸形成配合

(2) 由内、外圆锥基准平面之间的尺寸确定装配的最终位置而形成配合。这种方式可以得到间隙配合、过渡配合和过盈配合。图8-13(b)所示为由基面距 $a$ 得到过盈配合的示例。

(3) 由内、外圆锥实际初始位置 $P_a$ 开始到终止位置 $P_f$ （不施加力），作一定的相对轴向位移 $E_a$ 而形成配合。这种方式可以得到间隙配合和过盈配合。图8-14(a)所示为间隙配合的示例。

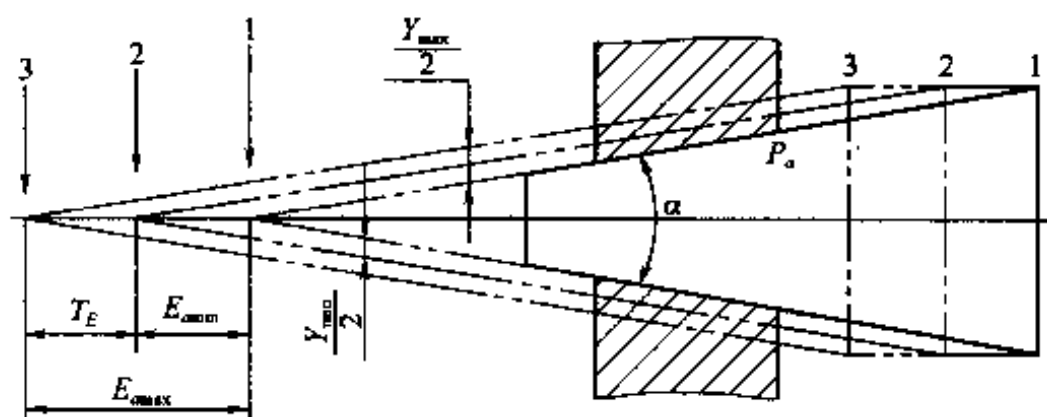


1—终止位置；2—实际初始位置

图8-14 由圆锥的轴向位移形成配合

(4) 由内、外圆锥实际初始位置 $P_a$ 开始，施加一定的装配力产生轴向位移而形成的配合。这种方式只能得到过盈配合，如图8-14(b)所示。

方式(1)和方式(2)称为结构型圆锥配合，方式(3)和方式(4)称为位移型圆锥配合。位移型圆锥配合的轴向位移公差 $T_E = E_{a\max} - E_{a\min}$ ，如图8-15所示，计算公式列于表8-6。



1—实际初始位置；2—最小过盈位置；3—最大过盈位置

图8-15 圆锥的轴向极限位移

表 8-6

位移型圆锥配合轴向位移量的计算

间隙配合	过盈配合
$E_{amin} = X_{min}/C$ $E_{amax} = X_{max}/C$ $T_E = E_{amax} - E_{amin}$	$E_{amin} = Y_{min}/C$ $E_{amax} = Y_{max}/C$ $T_E = E_{amax} - E_{amin}$
式中, $X_{max}$ —— 配合的最大间隙; $X_{min}$ —— 配合的最小间隙; $C$ —— 锥度	式中, $Y_{min}$ —— 最小过盈; $Y_{max}$ —— 最大过盈; $C$ —— 锥度

例如, 有一位移型圆锥配合, 锥度为 1:50, 圆锥的基本直径为  $\phi 40\text{mm}$ , 要求内、外圆锥装配后配合为 H7/t6 (过盈配合), 已知该配合的  $Y_{min} = -9\mu\text{m}$ ,  $Y_{max} = -50\mu\text{m}$ , 则极限轴向位移量及轴向位移公差为

$$E_{amin} = \frac{1}{C} \times Y_{min} = 50 \times 9\mu\text{m} = 450\mu\text{m}$$

$$E_{amax} = \frac{1}{C} \times Y_{max} = 50 \times 50\mu\text{m} = 2500\mu\text{m}$$

$$T_E = E_{amax} - E_{amin} = (2500 - 450)\mu\text{m} = 2050\mu\text{m}$$

### 8.3.2 圆锥配合的一般规定

(1) 对于结构型圆锥配合推荐优先采用基孔制, 内、外圆锥公差带及配合直接从 GB/T 1801—1999 中选取符合要求的公差带和配合种类。

(2) 对于位移型圆锥配合的内圆锥直径公差带的基本偏差推荐选用 H 和 JS, 外圆锥直径公差带的基本偏差推荐选用 h 和 js。

## 8.4 角度和锥度的检测

角度和锥度的检测方法很多, 下面介绍几种常用的检测方法和相应的测量器具。

### 8.4.1 角度量块

在角度测量中, 角度量块是基准量具, 用来检定各种角度量具或检验精密零件的角度。成套的角度量块由 36 块或 94 块组成, 每套包括三角形和四边形两种不同形状的角度量块, 它们分别是有 1 个与 4 个工作角, 如图 8-16 所示。角度量块具有研合性, 但为保证量块间紧密贴合, 组合时靠专用附件夹住, 测量范围为  $10^\circ \sim 350^\circ$ , 与被测对象比较时, 用光隙法估定角度偏差。

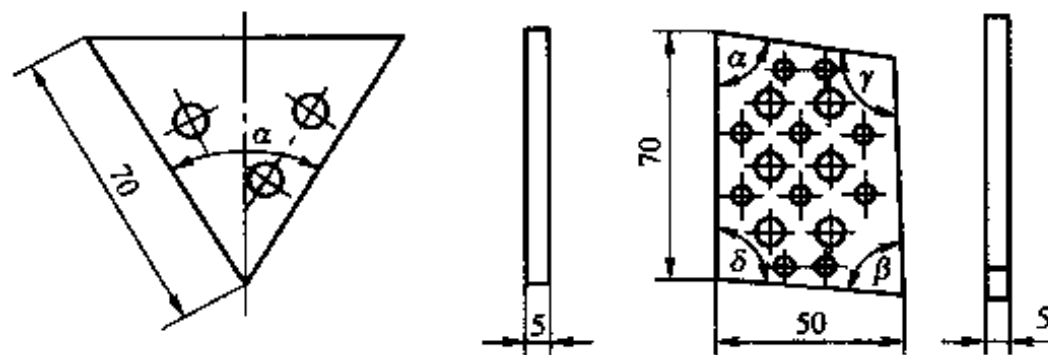


图 8-16 角度量块

### 8.4.2 万能游标量角器

万能游标量角器又称万能角尺，是用于精确测量各种角度的专用量具，由钢尺、活动量角器、中心规和角规四部分不同用途的量具组合而成，如图 8-17 (a) 所示。

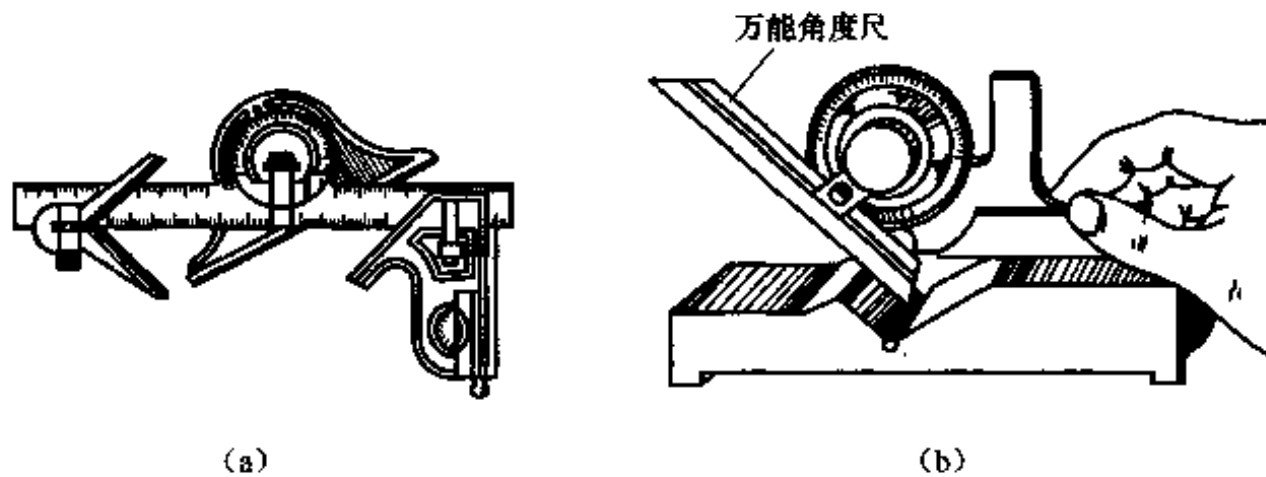


图 8-17 万能游标量角器

钢尺是万能游标量角器的主件，使用时应与其他附件配合。

活动量角器上有一转盘，上面有  $0^{\circ} \sim 180^{\circ}$  的刻度值，中间有水准器，可以在  $0^{\circ} \sim 180^{\circ}$  范围内组成任意角度，使用时，调整到所需的角度后，应用螺钉固定。

中心规的两边互成  $90^{\circ}$ ，装上钢尺后，钢尺与中心规尺边互成  $45^{\circ}$ ，可以求出零件中心。

角规有一长边，装上钢尺后互成  $90^{\circ}$ ，另一斜边与钢尺成  $45^{\circ}$ ，在长边的另一端插一根划针，可供划线时使用。图 8-17 (b) 所示为用万能游标量角器测角度。

### 8.4.3 圆锥量规

圆锥量规用于检验成批生产的内外圆锥的锥度和基面距偏差，分为圆锥塞规和套规，有莫氏和公制两种，其结构如图 8-18 (a) 所示。由于圆锥结合时，一般锥角公差比直径公差要求高，所以用量规检验时，首先检验锥度。在量规上沿母线方向薄薄涂上两三条显示剂（红丹或兰油），然后轻轻地和工件对研转动，如图 8-18 (b) 所示。根据着色接触情况判断锥角偏差，对于圆锥塞规，若显示剂能均匀地被擦去，说明锥角正确。其次，用圆锥量规检验基面距偏差，当基面处于与圆锥量规相距  $Z$  的两条刻线之间，即为合格。

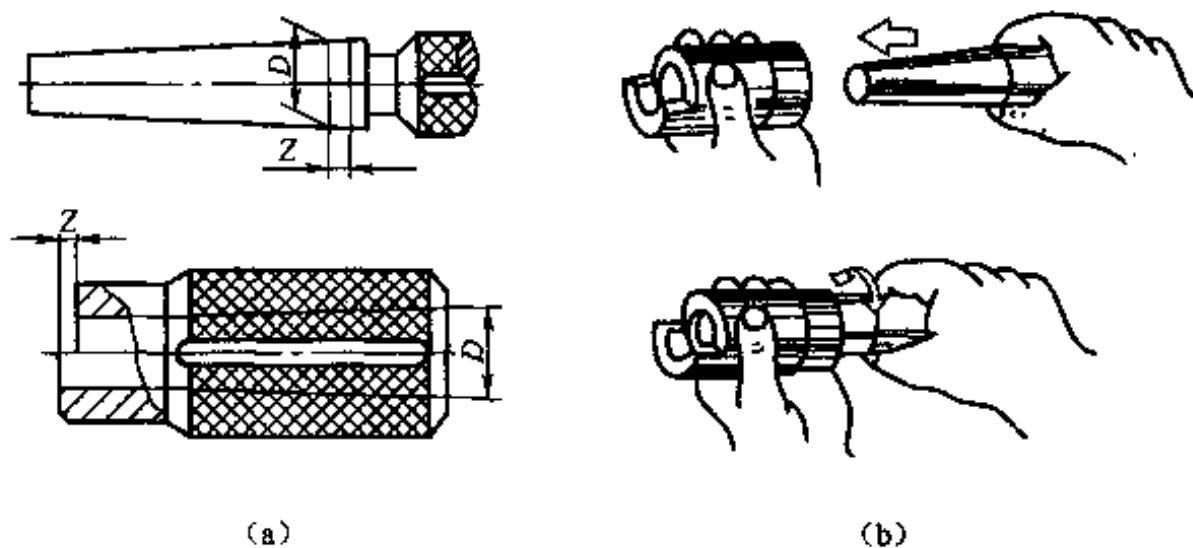


图 8-18 圆锥量规及其使用

### 8.4.4 万能角度尺

万能角度尺如图 8-19 所示，它按游标原理读数，其测量范围为  $0^\circ \sim 320^\circ$ 。图中，1 为游标尺，2 为尺身，3 为  $90^\circ$  角尺架，直尺 4 可在 3 上的夹子 5 中活动和固定。按不同方式组合基尺、角尺和直尺，就能测量不同的角度值，如图 8-20 所示。

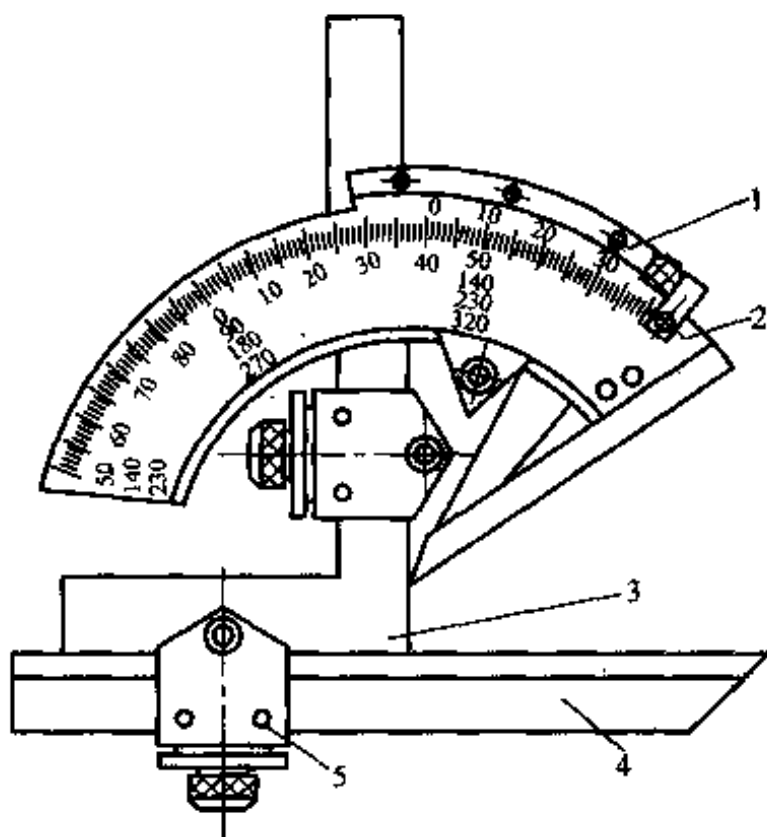


图 8-19 万能角度尺

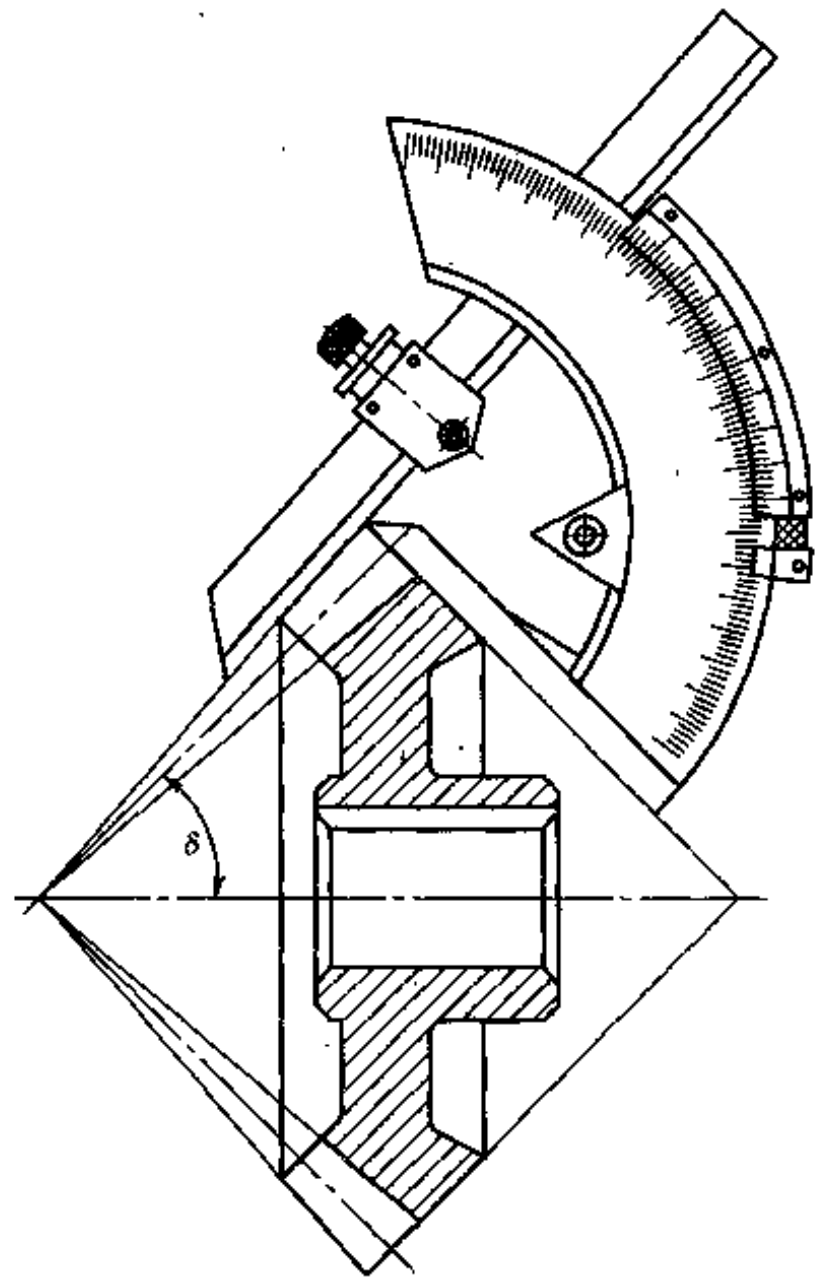


图 8-20 万能角度尺的使用

### 8.4.5 正弦规

正弦规是锥度测量常用的器具，分宽型和窄型，两圆柱中心距分为 100mm 和 200mm 两种，适用于测量圆锥角小于  $30^\circ$  的锥度。测量前，首先按公式  $h=L\sin\alpha$  计算量块组的高度  $h$ ，式中  $\alpha$  为公称圆锥角， $L$  为正弦规两圆柱中心距。然后按图 8-21 所示进行测量，如果被测角度有偏差，则  $a$ 、 $b$  两点示值必有读数差  $n$ ，则锥度偏差  $\Delta C = n/L$  弧度，换算成锥角偏差  $\Delta\alpha = 2\Delta C \times 10^5 s$ 。

具体测量时，需注意  $a$ 、 $b$  两点测值的大小，若  $a$  点值大于  $b$  点值，则实际锥角大于理论锥角  $\alpha$ ，算出的  $\Delta\alpha$  为正；反之， $\Delta\alpha$  为负。

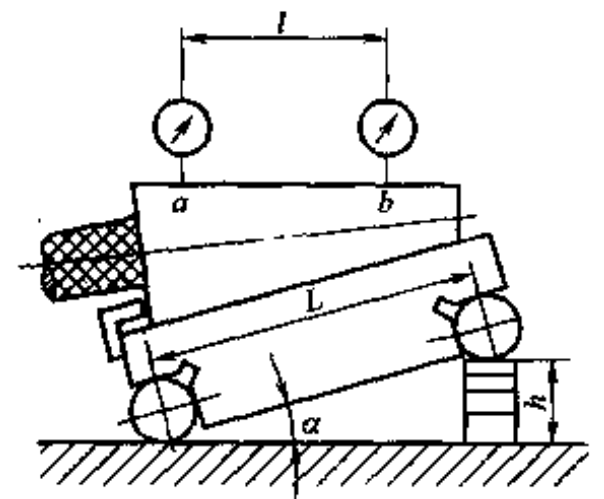


图 8-21 用正弦规测量圆锥角

## 思考题与习题

8-1 圆锥结合的极限与配合有哪些特点?

8-2 有一圆锥体, 其尺寸参数为  $D$ 、 $d$ 、 $L$ 、 $C$ 、 $\alpha$ , 试说明在零件图上是否需要把这些参数的尺寸和极限偏差都注上? 为什么?

8-3 圆锥公差的给定方法有哪几种? 它们各适用于什么哪些场合?

8-4 为什么钻头、铰刀、铣刀等的尾柄与机床主轴孔连接多用圆锥结合?

8-5 C620—1 车床尾座顶针套与顶针结合采用莫氏 4 号锥度, 顶针的基本圆锥长度  $L=118\text{mm}$ , 圆锥角公差为 AT8, 试查表确定其基本圆锥角  $\alpha$ 、锥度  $C$  和圆锥角公差的数值。

8-6 已知内圆锥的最大直径  $D_i=\phi 23.825\text{mm}$ , 最小直径  $d_i=\phi 20.2\text{mm}$ , 锥度  $C=1:19.922$ , 基本圆锥长度  $L=120\text{mm}$ , 其直径公差带为 H8, 查表确定内圆锥直径公差  $T_D$  所限制的最大圆锥角误差  $\Delta\alpha_{\max}$ 。

## 第9章 键和花键的互换性与检测

**课前导读** 键连接和花键连接广泛应用于轴和轴上零件（如齿轮、带轮、联轴器、手轮等）之间的连接，用以传递扭矩和运动，需要时，配合件之间还可以有轴向相对运动。键连接和花键连接属于可拆卸连接，常用于需要经常拆卸和便于装配之处。本章主要介绍普通平键和矩形花键连接的公差与配合。

**基础知识** 平键、花键的几何参数。

**重点知识** 平键、花键的公差与配合。

**难点知识** 平键、花键的公差配合的选择。

### 9.1 单键结合的互换性

键又称为单键，分为平键、半圆键和楔形键等几种，其中平键的应用最广泛，如图 9-1 所示。本节主要介绍平键的公差与配合。

#### 9.1.1 平键连接的几何参数

平键连接由键、轴槽和轮毂槽 3 部分组成，如图 9-2 所示。其结合尺寸有键宽、键槽宽（轴槽宽和轮毂槽宽）、键高、槽深和键长等参数。由于平键连接是通过键的侧面与轴槽和轮毂槽的侧面相互接触来传递转矩的，因此在平键连接的结合尺寸中，键和键槽的宽度是配合尺寸，应规定较为严格的公差。其余的尺寸为非配合尺寸，可规定较松的公差。

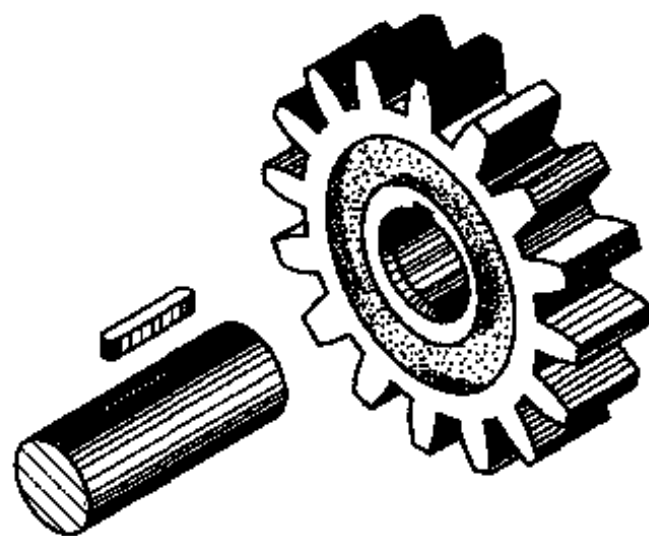


图 9-1 键连接

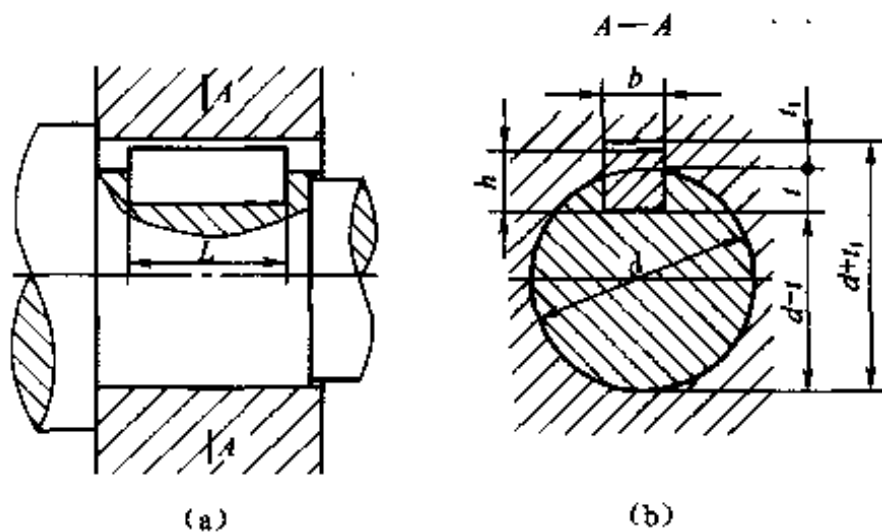


图 9-2 平键连接的几何参数

平键连接的剖面尺寸均已标准化，在 GB/T 1095—1979《平键、键和键槽的剖面尺寸》中作了规定（见表 9-1）。

表 9-1 平键、键和键槽的剖面尺寸及公差（摘自 GB/T 1095—1979） (mm)

轴	键	键 槽											
		宽 度 $b$					深 度						
		公称直径 $d$	尺寸 $b \times h$	公称尺寸 $b$	极限偏差					轴 $t$		毂 $t_1$	
					较松键连接		一般键连接		较紧键连接	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差
轴 N9	毂 D10				轴 N9	毂 Js9	轴和毂 P9						
12~17	5×5	5	+0.030	+0.078	0	±0.015	-0.012	3.0	+0.1	2.3	+0.1		
17~22	6×6	6	0	+0.030	-0.030		-0.042	3.5	0	2.8	0		
22~30	8×7	8	+0.036	+0.098	0	±0.018	-0.015	4.0	+0.2 0	3.3	+0.2 0		
30~38	10×8	10	0	+0.040	-0.036		-0.051	5.0		3.3			
38~44	12×8	12	+0.043	+0.120	0	±0.0215	-0.018	5.0		3.3			
44~50	14×9	14						5.5		3.8			
50~58	16×10	16						6.0		4.3			
58~65	18×11	18	0	+0.050	-0.043		-0.061	7.0		4.4			
65~75	20×12	20	+0.052	+0.149	0	±0.026	-0.022	7.5		4.9			
75~85	22×14	22						9.0		5.4			
85~95	25×14	25						9.0		5.4			
95~110	28×16	28						10.0		6.4			
110~130	32×18	32	+0.062	+0.180	0	±0.031	-0.026	11.0	7.4				
130~150	36×20	36						12.0	8.4				
150~170	40×22	40						13.0	9.4				
170~200	45×25	45						15.0	10.4				
200~230	50×28	50						17.0	11.4				

注：(d-t) 和 (d+t<sub>1</sub>) 两组合尺寸的极限偏差按相应的 t 和 t<sub>1</sub> 的极限偏差选取，但 (d-t) 的极限偏差应取负号。

### 9.1.2 平键连接的公差与配合

平键连接中的键是用标准的精拔钢制造的，是标准件。在键宽与键槽宽的配合中，键宽相当于“轴”，键槽宽相当于“孔”。由于键宽同时要与轴槽宽和轮毂槽宽配合，而且配合性质往往又不同，因此键宽与键槽宽的配合均采用基轴制。

GB/T 1095—1979 规定，键宽与键槽宽的公差带按 GB/T 1801—1999 中选取。对键宽规定了一种公差带，对轴槽宽和轮毂槽宽各规定了 3 种公差带（见图 9-3），构成 3 种配合，以满足各种不同用途的需要。3 种配合的应用场合见表 9-2。

表 9-2 平键连接的 3 种配合及其应用

配合种类	尺寸 $b$ 的公差带			应 用
	键	轴键槽	轮毂键槽	
较松连接	h9	H9	D10	用于导向平键，轮毂可在轴上移动
一般连接		N9	Js9	键在轴键槽中和轮毂键槽中均固定，用于载荷不大的场合
较紧连接		P9	P9	键在轴键槽中和轮毂键槽中均牢固地固定，用于载荷较大，有冲击和双向扭矩的场合





GB/T 1184—1996 中的 8 级选取，公差值为 0.020mm。

轴槽及轮毂槽侧面表面粗糙度  $R_a$  为  $3.2\mu\text{m}$ ，底面  $R_a$  为  $6.3\mu\text{m}$ 。

图样标注如图 9-4 所示。

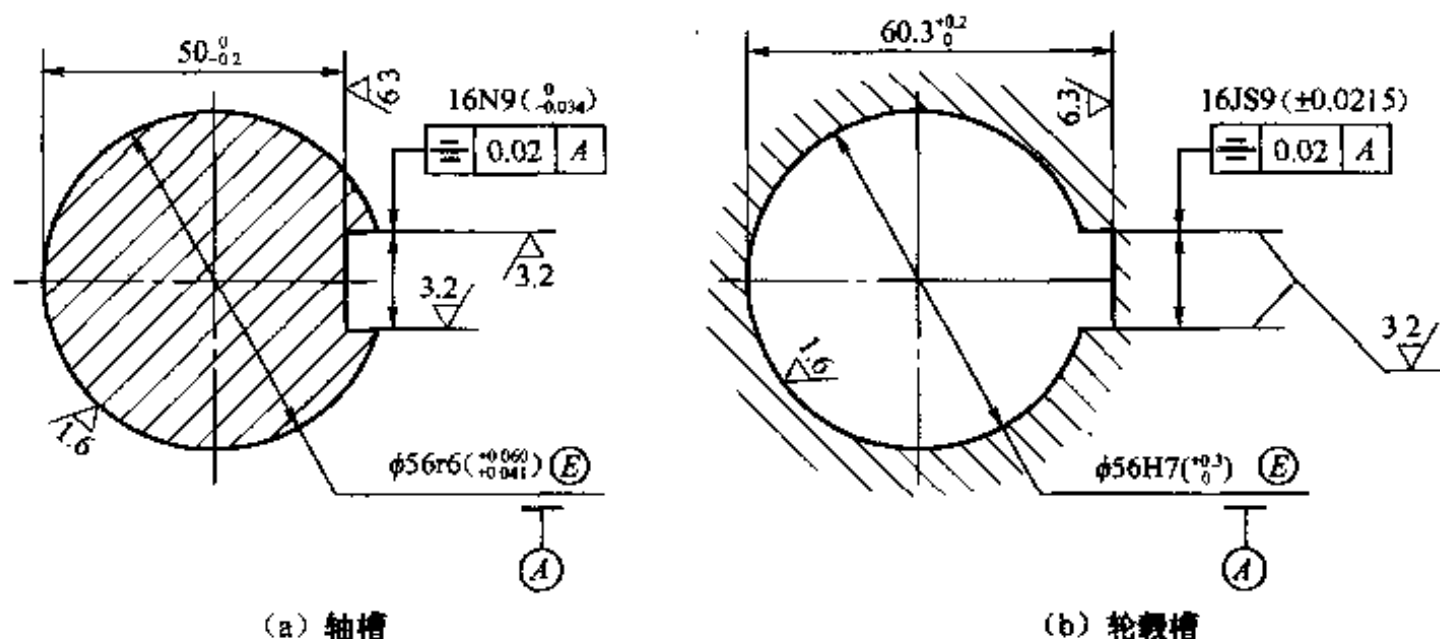


图 9-4 键槽尺寸和公差的标注

## 9.2 矩形花键结合的互换性

花键分为矩形花键、渐开线花键和三角形花键等几种，其中以矩形花键（见图 9-5）的应用最广泛。本节只介绍矩形花键的公差配合。

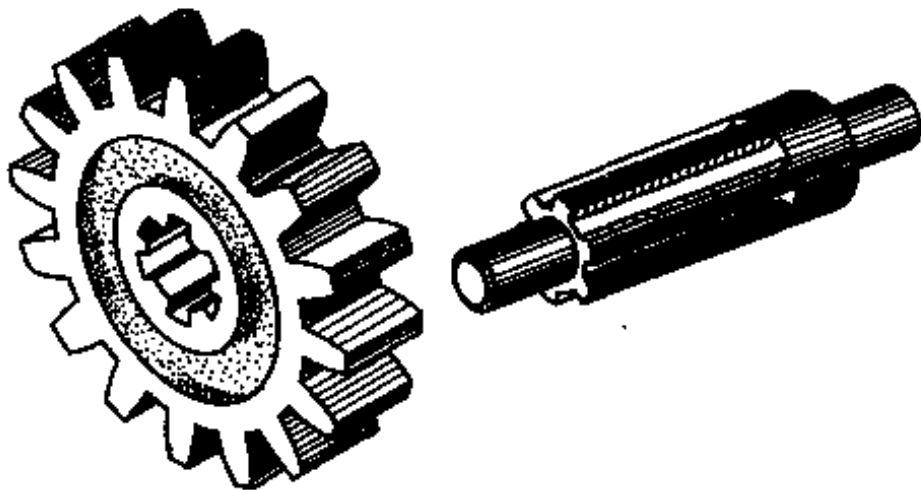


图 9-5 矩形花键

与单键相比，花键连接具有以下优点：定心精度高、导向性能好、承载能力强。花键连接可作固定连接，也可作滑动连接。

### 9.2.1 矩形花键的主要尺寸

矩形花键的主要尺寸有 3 个，即大径  $D$ 、小径  $d$  和键宽（键槽宽） $B$ ，如图 9-6 所示。

GB/T 1144—2001《矩形花键尺寸、公差和检验》规定了矩形花键连接的尺寸系列、定心方式、公差配合、标注方法及检测规则。矩形花键的键数为偶数，有 6、8、10 三种。按承载能力不同，矩形花键分为中、轻两个系列，中系列的键高尺寸较轻系列大，故承载能力强。

矩形花键的尺寸系列见表 9-3。

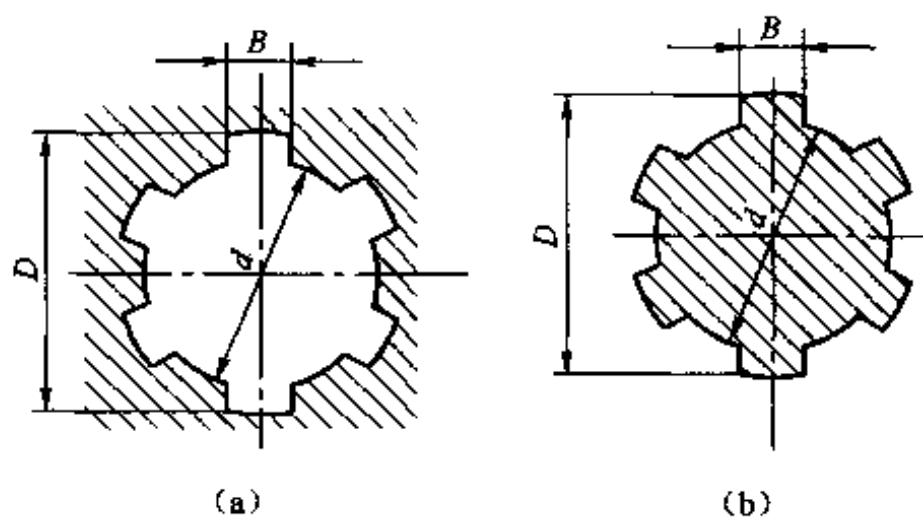


图 9-6 矩形花键的主要尺寸

表 9-3 矩形花键尺寸系列 (摘自 GB/T 1144—2001) (mm)

小径 ( $d$ )	轻 系 列				中 系 列			
	规格 ( $N \times d \times D \times B$ )	键数 ( $N$ )	大径 ( $D$ )	键宽 ( $B$ )	规格 ( $N \times d \times D \times B$ )	键数 ( $N$ )	大径 ( $D$ )	键宽 ( $B$ )
11					6×11×14×3	6	14	3
13					6×13×16×3.5	6	16	3.5
16					6×16×20×4	6	20	4
18					6×18×22×5	6	22	5
21					6×21×25×5	6	25	5
23	6×23×26×6	6	26	6	6×23×28×6	6	28	6
26	6×26×30×6	6	30	6	6×26×32×6	6	32	6
28	6×28×32×7	6	32	7	6×28×34×7	6	34	7
32	8×32×36×6	8	36	6	8×32×38×6	8	38	6
36	8×36×40×7	8	40	7	8×36×42×7	8	42	7
42	8×42×46×8	8	46	8	8×42×48×8	8	48	8
46	8×46×50×9	8	50	9	8×46×54×9	8	54	9
52	8×52×58×10	8	58	10	8×52×60×10	8	60	10
56	8×56×62×10	8	62	10	8×56×65×10	8	65	10
62	8×62×68×12	8	68	12	8×62×72×12	8	72	12
72	10×72×78×12	10	78	12	10×72×82×12	10	82	12
82	10×82×88×12	10	88	12	10×82×92×12	10	92	12
92	10×92×98×14	10	98	14	10×92×102×14	10	102	14
102	10×102×108×16	10	108	16	10×102×112×16	10	112	16
112	10×112×120×18	10	120	18	10×112×125×18	10	125	18

## 9.2.2 矩形花键的定心

花键连接的主要尺寸有 3 个, 为了保证使用性能, 改善加工工艺, 只能选择一个结合面作为主要配合面, 对其规定较高的精度, 以保证配合性质和定心精度, 该表面称为定心表面, 如图 9-7 所示。国家标准 GB/T 1144—2001《矩形花键尺寸、公差和检验》规定矩形花键用小径定心, 如图 9-7 (a) 所示。当前, 内、外花键表面一般都要求淬硬 (40HRC 以上), 以提高其强度、硬度和耐磨性。小径定心有一系列优点。采用小径定心时, 对热处理后的变形, 外花键小径可采用成形磨削来修正, 内花键小径可用内圆磨修正, 而且用内圆磨还可以使小径达到更高的尺寸、形状精度和更高的表面粗糙度要求。因而小径定心的定心精度高, 定心

稳定性好,使用寿命长,有利于产品质量的提高。而内花键的大径和键侧则难于进行磨削,标准规定内、外花键在大径处留有较大的间隙。矩形花键是靠键侧传递扭矩的,所以键宽和键槽宽应保证足够的精度。

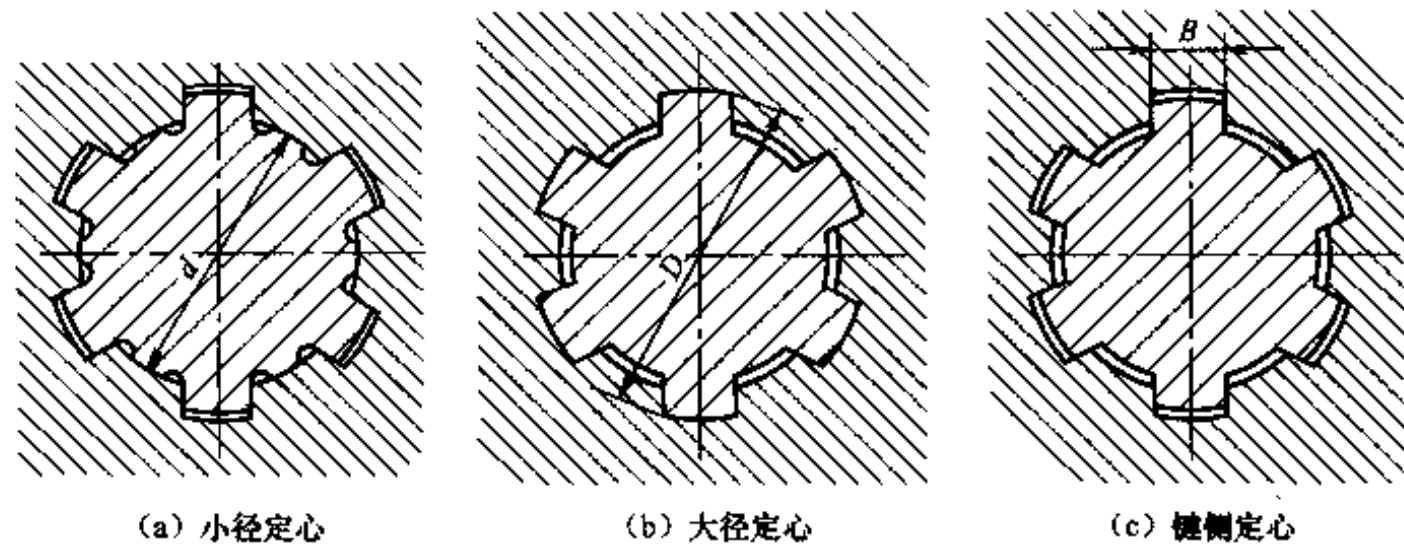


图 9-7 矩形花键连接定心方式示意图

### 9.2.3 矩形花键的公差配合

国家标准 GB/T 1144—2001 规定,矩形花键的尺寸公差采用基孔制,以减少拉刀的数目。内、外花键小径、大径和键宽(键槽宽)的尺寸公差带分为一般用和精密传动用两类,内、外花键的尺寸公差带见表 9-4。表中公差带及其极限偏差数值与 GB/T 1800.3—1998 中规定的一致。对一般用的内花键槽宽规定了拉削后热处理和热处理两种公差带。标准规定,按装配形式分为滑动、紧滑动和固定 3 种配合。前两种在工作过程中,既可传递扭矩,且花键套还可以在轴上移动;后一种只用来传递扭矩,花键套在轴上无轴向移动。

表 9-4 矩形花键的尺寸公差带(摘自 GB/T 1144—2001)

内花键				外花键			装配形式
$d$	$D$	$B$		$d$	$D$	$B$	
		拉削后不热处理	拉削后热处理				
-- 般 用							
H7	H10	H9	H11	f7	a11	d10	滑动
				g7		f9	紧滑动
				h7		h10	固定
精密传动用							
H5	H10	H7、H9		f5	a11	d8	滑动
				g5		f7	紧滑动
b5				h8		固定	
H6				f6		d8	滑动
				g6		f7	紧滑动
				h6		d8	固定

注: 1. 精密传动用的内花键,当需要控制键侧配合间隙时,键槽宽  $B$  可选用 H7,一般情况下可选用 H9。

2. 小径  $d$  的公差为 H6 或 H7 的内花键,允许与提高一级的外花键配合。

装配形式的选用首先根据内、外花键之间是否有轴向移动,确定选固定连接还是滑动连

接。对于内、外花键之间要求有相对移动，而且移动距离长、移动频率高的情况，应选用配合间隙较大的滑动连接，以保证运动灵活性及配合面间有足够的润滑油层，例如变速箱中的齿轮与轴的连接。对于内、外花键之间定心精度要求高，传递扭矩大或经常有反向转动的情况，则选用配合间隙较小的紧滑动连接。对于内、外花键间无需在轴向移动，只用来传递扭矩的情况，则选用固定连接。

### 9.2.4 矩形花键的形位公差及表面粗糙度

#### 1. 形状公差

定心尺寸小径  $d$  的极限尺寸应遵守包容要求，即当小径  $d$  的实际尺寸处于最大实体状态时，它必须具有理想形状，只有当小径  $d$  的实际尺寸偏离最大实体状态时，才允许有形状误差。

#### 2. 位置公差

矩形花键的位置公差遵守最大实体要求，花键的位置度公差综合控制花键各键之间的角位置、各键对轴线的对称度误差以及各键对轴线的平行度误差等，用综合量规（即位置量规）检验。图样标注如图 9-8 所示。

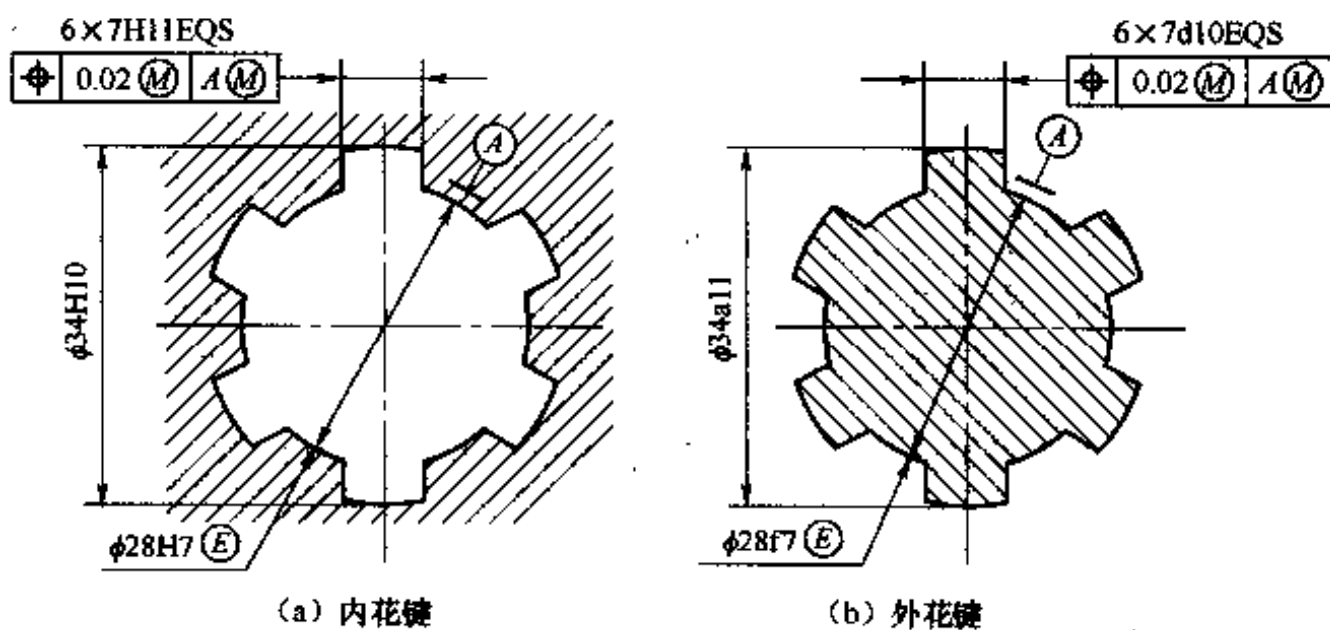


图 9-8 花键位置度公差标注

当单件小批量生产时，采用单项测量，可规定对称度公差和等分度公差（花键各键齿沿  $360^\circ$  圆周均匀分布为它们的理想位置，允许它们偏离理想位置的最大值为花键的等分度公差）。键和键槽的对称度公差和等分度公差遵守独立原则。国家标准规定，花键的等分度公差等于花键的对称度公差。对称度公差在图样上的标注如图 9-9 所示。矩形花键位置度公差值  $t_1$  和对称度公差值  $t_2$  见表 9-5。

表 9-5 矩形花键位置度公差  $t_1$  和对称度公差  $t_2$  (摘自 GB/T 1144—2001) (mm)

键槽宽或键宽 $B$		3	3.5~6	7~10	12~18	
$t_1$	键槽宽	0.010	0.015	0.020	0.025	
	键宽	滑动、固定	0.010	0.015	0.020	0.025
		紧滑动	0.005	0.010	0.013	0.016
$t_2$	一般用	0.010	0.012	0.015	0.018	
	精密传动用	0.006	0.008	0.009	0.011	

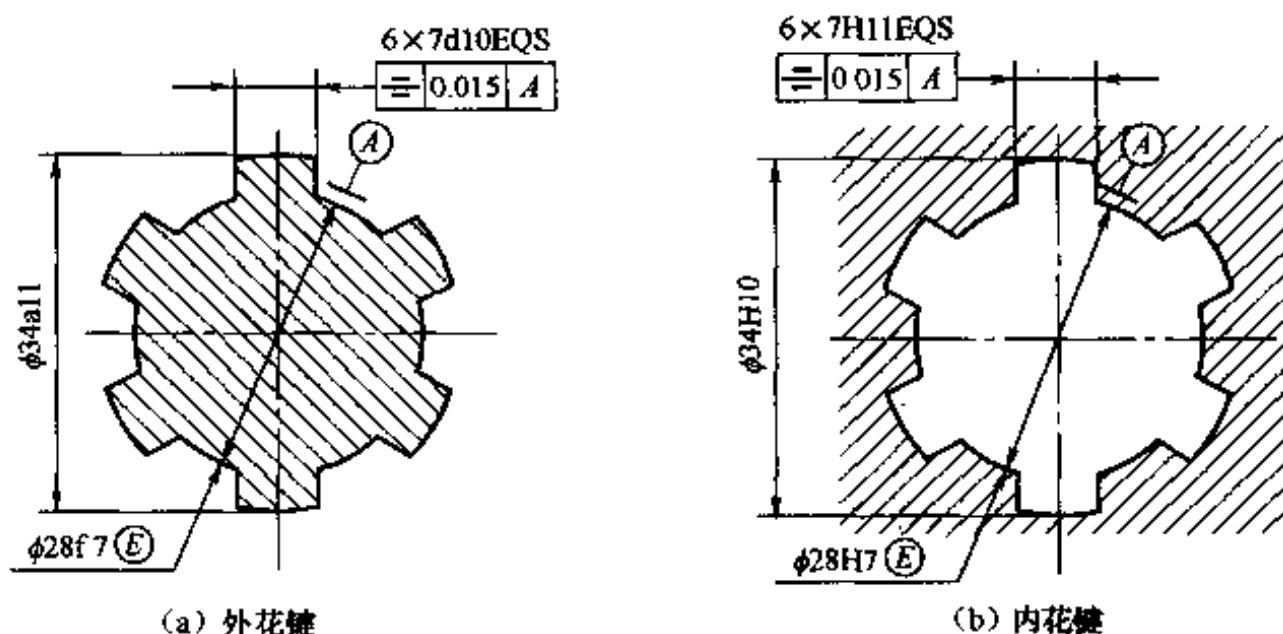


图 9-9 花键对称度公差标注

矩形花键各结合表面的表面粗糙度要求见表 9-6。

表 9-6 矩形花键表面粗糙度推荐值 ( $\mu\text{m}$ )

加工表面	内花键	外花键
	$R_a$ 不大于	
大径	6.3	3.2
小径	0.8	0.8
键侧	3.2	0.8

### 9.2.5 矩形花键连接在图样上的标注

矩形花键连接的规格标记为  $N \times d \times D \times B$ ，即键数  $\times$  小径  $\times$  大径  $\times$  键宽。对  $N=6$ 、 $d=23 \frac{H7}{f7}$ 、 $D=26 \frac{H10}{a11}$ 、 $B=6 \frac{H11}{d10}$  的花键标记如下：

花键规格： $N \times d \times D \times B$        $6 \times 23 \times 26 \times 6$

对花键副，即在装配图上标注配合代号：

$6 \times 23 \frac{H7}{f7} \times 26 \frac{H10}{a11} \times 6 \frac{H11}{d10}$       GB/T 1144—2001

对内、外花键，即在零件图上标注尺寸公差带代号：

内花键  $6 \times 23H7 \times 26H10 \times 6H11$       GB/T 1144—2001

外花键  $6 \times 23f7 \times 26a11 \times 6d10$       GB/T 1144—2001

### 9.2.6 矩形花键极限尺寸计算

【例 9-2】 计算  $6 \times 23 \frac{H7}{f7} \times 26 \frac{H10}{a11} \times 6 \frac{H11}{d10}$       GB/T 1144—2001 花键连接的极限

尺寸。

解：由表 9-3~表 9-5 可查得内、外花键的小径、大径和键宽（键槽宽）的标准公差和基本偏差，并可计算出它们的极限偏差和极限尺寸，详见表 9-7。

表 9-7

例 9-2 中的极限偏差和极限尺寸

(mm)

名称	基本尺寸	公差带	极限偏差		极限尺寸		
			上偏差	下偏差	最大	最小	
内花键	小径	$\phi 23$	H7	+0.021	0	23.021	23
	大径	$\phi 26$	H10	+0.084	0	26.084	26
	键宽	6	H11	+0.075	0	6.075	6
外花键	小径	$\phi 23$	f7	-0.020	-0.041	22.980	22.959
	大径	$\phi 26$	a11	-0.300	-0.430	25.700	25.570
	键宽	6	a10	-0.030	-0.078	5.970	5.922

## 9.3 键和花键的检测

### 9.3.1 平键的检测

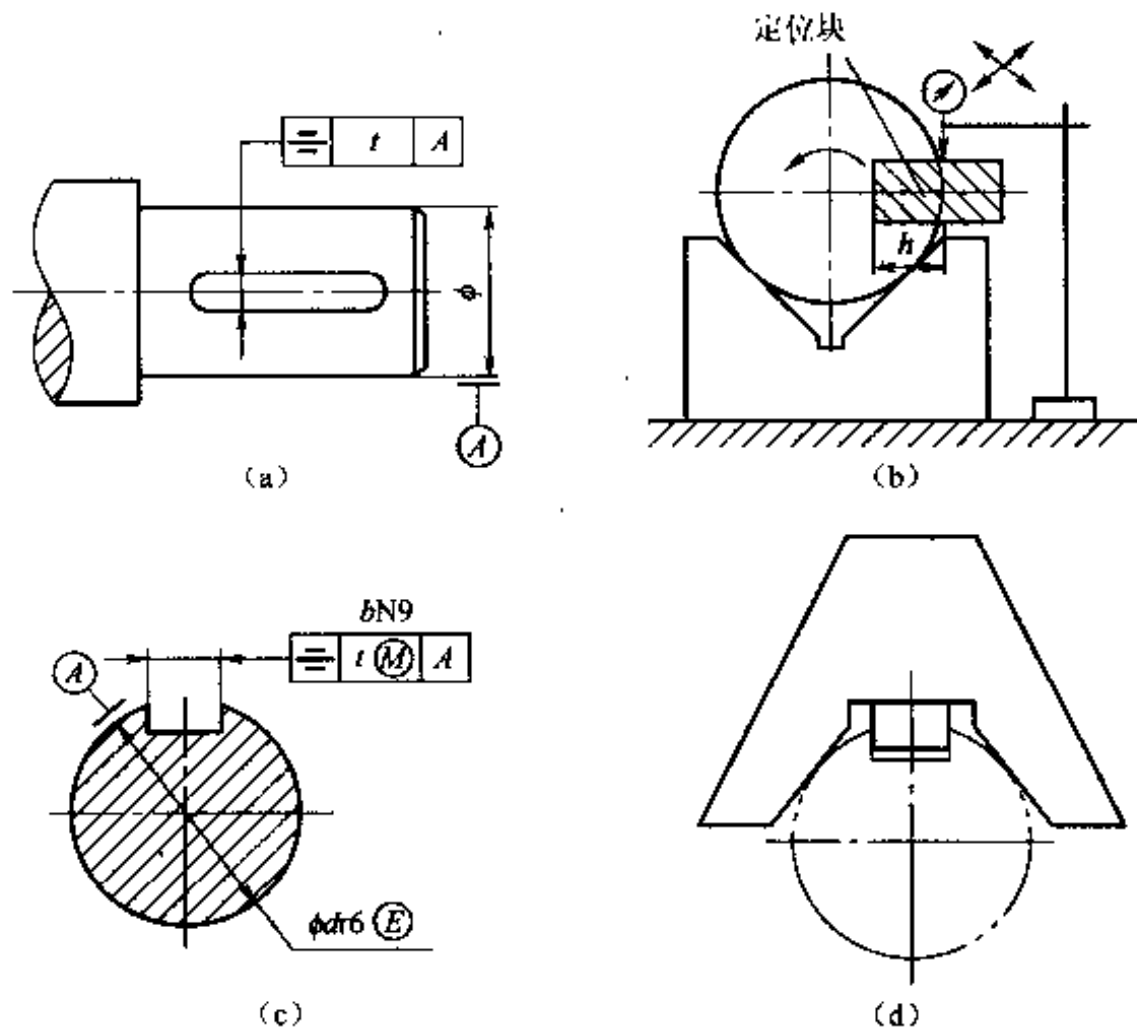
在单件小批量生产中,通常采用游标尺、千分尺等通用计量器具测量键槽尺寸。键槽对其轴线的对称度误差可用图 9-10 (b) 所示的方法进行测量。把与键槽宽度相等的定位块插入键槽,用 V 形块模拟基准轴线,首先进行截面测量,调整被测件使定位块沿径向与平板平行,测量定位块至平板的距离,再把被测件旋转  $180^\circ$ ,重复上述测量,得到该截面上下两对应点的读数差为  $a$ ,则该截面的对称度误差为

$$f_{\text{轴}} = ah/(d-h)$$

式中,  $d$ ——轴的直径;

$h$ ——轴槽深。

接下来再进行长向测量。沿键槽长度方向测量,取长向两点的最大读数差为长向对称度误差:  $f_{\text{长}} = a_{\text{高}} - a_{\text{低}}$ 。取  $f_{\text{轴}}$ 、 $f_{\text{长}}$  中最大值作为该零件对称度误差的近似值。当对称度符合相关公差原则时,可使用键槽对称度量规检验,如图 9-10 (d)、(f) 所示。



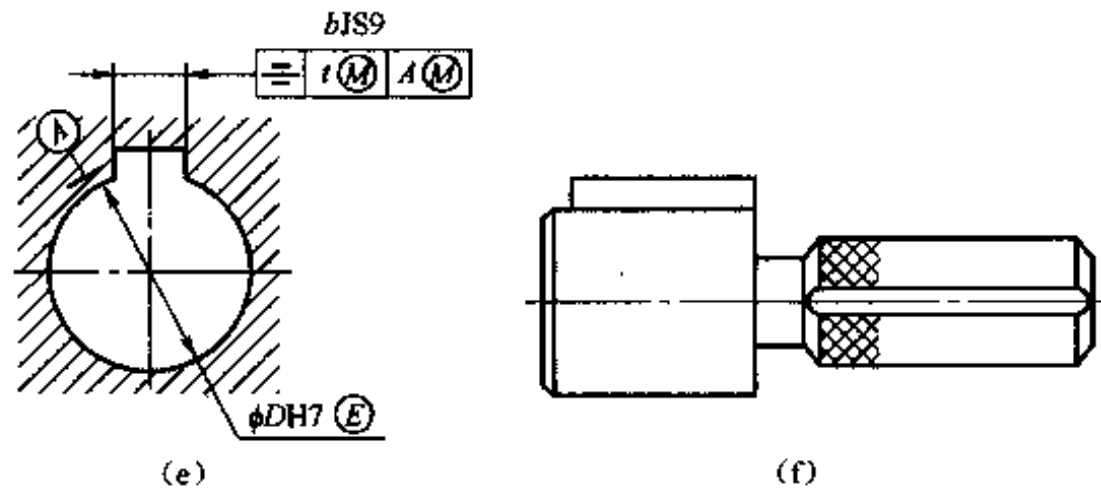


图 9-10 轴槽与轮毂槽的测量

### 9.3.2 矩形花键的检测

矩形花键的检测分为单项检测和综合检验。

在单件小批量生产中，用通用量具如千分尺、游标卡尺、指示表等分别对各尺寸 ( $d$ 、 $D$  和  $B$ ) 及形位误差进行检测。

在成批生产中，可先用花键位置量规同时检验花键的小径、大径、键宽及大、小径的同轴度误差，各键和键槽的位置度误差等综合结果。位置量规通过为合格。花键经位置量规检验合格后，可再用单项止端塞规（卡规）或通用计量器具检测其小径、大径及键宽（键槽宽）的实际尺寸是否超越其最小实体尺寸。

图 9-11 所示为矩形花键位置量规。

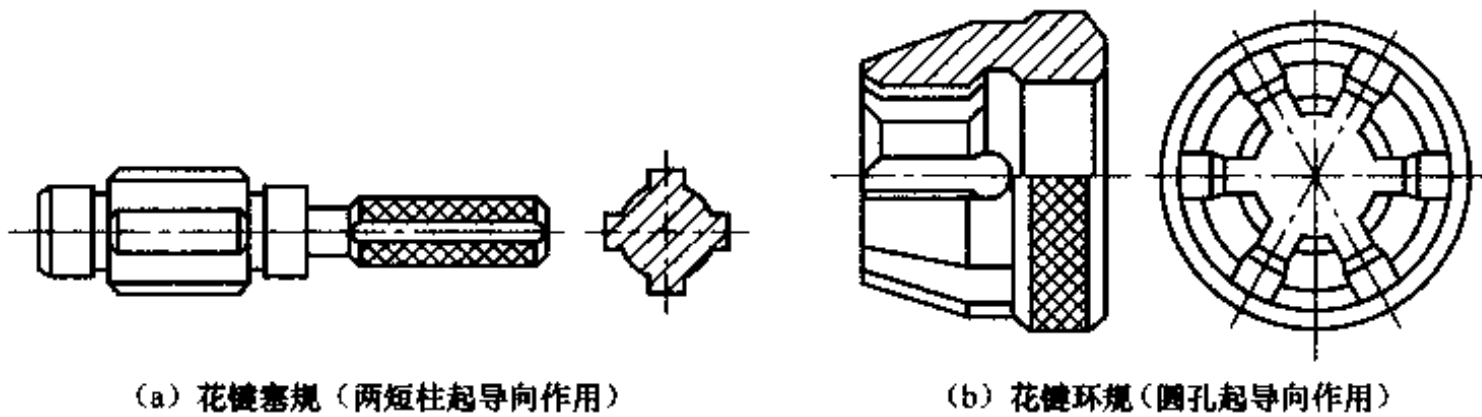


图 9-11 矩形花键位置量规

## 思考题与习题

- 9-1 平键连接的主要几何参数有哪些？
- 9-2 什么是平键连接的配合尺寸？采用何种配合制度？
- 9-3 平键连接有几种配合类型？它们各应用在什么场合？
- 9-4 矩形花键连接的结合面有哪些？通常用哪个结合面作为定心表面？为什么？
- 9-5 矩形花键连接各结合面的配合采用何种配合制度？有几种装配形式？
- 9-6 某减速器中的轴和齿轮间采用普通平键连接，已知轴和齿轮孔的配合尺寸是  $\phi 40\text{mm}$ ，试确定键槽（轴槽和轮毂槽）的剖面尺寸及其公差带、相应的形位公差和各个表面



的粗糙度参数值，并把它们标注在剖面图中。

9-7 某矩形花键连接的标记代号为  $6 \times 26H7/g6 \times 30H10/a11 \times 6H11/f9$ ，试确定内、外花键主要尺寸的极限偏差及极限尺寸。

9-8 某机床变速箱中一滑移齿轮与花键轴的连接，已知花键的规格为  $6 \times 26 \times 30 \times 6$ ，花键孔长 30mm，花键轴长 75mm，齿轮花键孔相对于花键轴需经常移动，而且定心精度要求高。试确定：

- (1) 齿轮花键孔和花键轴各主要尺寸的公差带代号，并计算它们的极限偏差和极限尺寸；
- (2) 齿轮花键孔和花键轴相应的位置度公差及各主要表面的粗糙度值；
- (3) 将上述各项要求标注在内、外花键的剖面图上。

## 第 10 章 螺纹的互换性与检测

**课前导读** 螺纹是机器上常见的结构要素，对机器的质量有着重要影响。螺纹除要在材料上保证其强度外，对其几何精度也提出了相应要求，国家颁布了有关标准，以保证其互换性。螺纹常用于紧固连接、密封、传递力与运动等。不同用途的螺纹，对其几何精度要求也不一样。螺纹若按牙型分，有三角形螺纹、梯形螺纹、锯齿形螺纹。本章主要介绍连接用普通三角形螺纹及其公差标准。

**基础知识** 普通螺纹的几何参数及其误差对互换性的影响。

**重点知识** 螺纹作用中径的概念及保证互换性的条件。

**难点知识** 普通螺纹公差带的构成特点及选用。

### 10.1 螺纹几何参数误差对互换性的影响

#### 10.1.1 普通螺纹结合的基本要求

普通螺纹都是根据螺旋线原理加工成的，如图 10-1 所示。加工在零件（圆柱、圆锥）外表面上的螺纹称为外螺纹；加工在零件内表面上的螺纹称为内螺纹。当车刀安装不正确时，容易造成牙型半角误差；当进给量控制不严格时，容易造成大、小径尺寸不正确。为达到功能要求并便于使用，需满足以下要求。

##### (1) 可旋入性

可旋入性是指同规格的内、外螺纹件在装配时不经挑选就能在给定的轴向长度内全部旋合。

##### (2) 连接可靠性

连接可靠性是指螺纹用于连接和紧固时，应具有足够的连接强度和紧固性，确保机器或装置的使用性能。

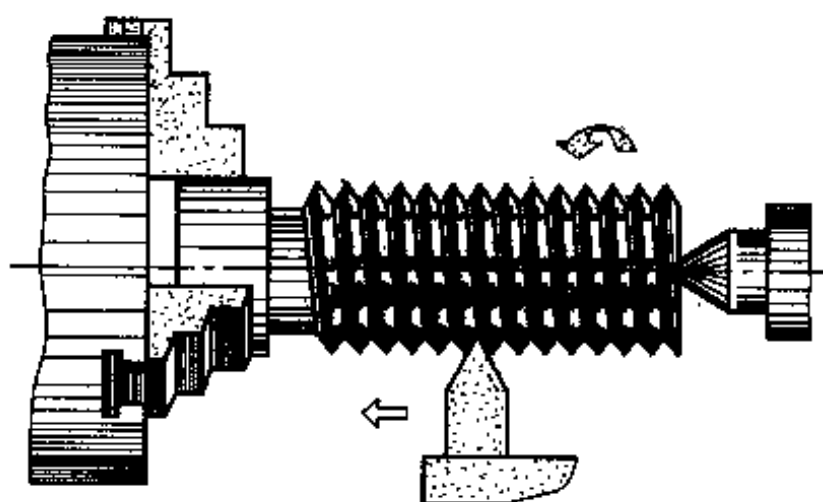


图 10-1 螺纹的加工

#### 10.1.2 普通螺纹的基本牙型和几何参数

普通螺纹的基本牙型是指国家标准中所规定的具有螺纹基本尺寸的牙型，如图 10-2 所示。基本牙型定义在螺纹的轴剖面上。

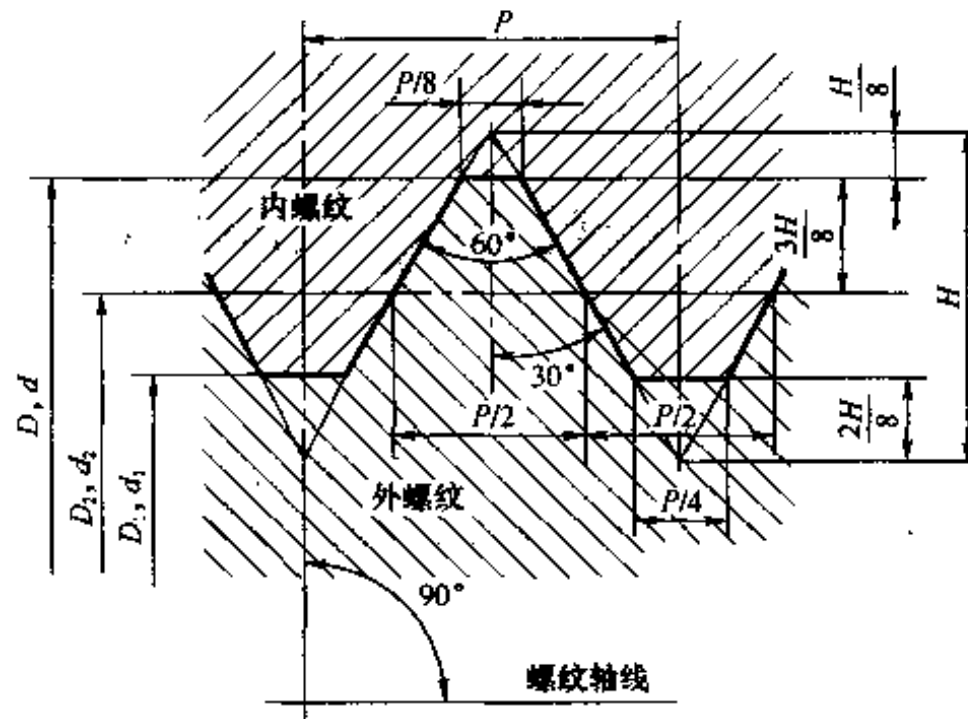


图 10-2 普通螺纹的基本牙型

基本牙型是指按规定将原始三角形削去一部分后获得的牙型。内、外螺纹的大径、中径、小径的基本尺寸都定义在基本牙型上。

普通螺纹的主要几何参数如下。

#### (1) 大径

大径 ( $d$ 、 $D$ ) 是与外螺纹牙顶或内螺纹牙底相切的假想圆柱的直径。国家标准规定，普通螺纹大径的基本尺寸为螺纹的公称直径。

#### (2) 小径

小径 ( $d_1$ 、 $D_1$ ) 是与外螺纹牙底或内螺纹牙顶相切的假想圆柱的直径。

为了应用方便，与牙顶相切的直径又被称为顶径，外螺纹大径和内螺纹小径即为顶径。与牙底相切的直径又被称为底径，外螺纹小径和内螺纹大径即为底径。

#### (3) 中径

中径 ( $d_2$ 、 $D_2$ ) 是一个假想圆柱的直径，该圆柱的母线通过螺纹牙型上沟槽和凸起宽度相等的地方。

上述 3 种直径螺纹的符号中，大写字母表示内螺纹，小写字母表示外螺纹。对同一结合的内、外螺纹，其基本大径、小径和中径的基本尺寸应对应相等。

中径的大小决定了螺纹牙侧相对于轴线的径向位置，它的大小直接影响了螺纹的使用。因此，中径是螺纹公差与配合中的主要参数之一。中径的大小不受大径和小径尺寸变化的影响，也不是大径和小径的平均值。

#### (4) 螺距

螺距 ( $P$ ) 是相邻两牙在中径线上同名侧边所对应两点间的轴向距离。国家标准规定了普通螺纹的直径与螺距系列，如表 10-1 所示。

表 10-1 普通螺纹的公称直径和螺距

公称直径 $D$ 、 $d$			螺距 $P$				
第一系列	第二系列	第三系列	粗牙	细牙			
10		11	1.5 (1.5)	1.25	1	0.75	(0.5)
					1	0.75	(0.5)

续表

公称直径 $D, d$			螺距 $P$					
第一系列	第二系列	第三系列	粗牙	细牙				
12	14	15	1.75	1.5	1.25	1	(0.75)	(0.5)
			2	1.5	1.25	1	(0.75)	(0.5)
16	18	17	2	1.5		(1)		
				1.5		(1)		
20	22		2.5	2	1.5	1	(0.75)	(0.5)
				2.5	2	1.5	1	(0.75)
24	27		3	2	1.5	1	(0.75)	
				3	2	1.5	1	(0.75)
30			3.5	(3)	2	1.5	1	(0.75)

注：括号内螺距尽可能不用。

### (5) 单一中径

单一中径是一个假想圆柱的直径，该圆柱的母线通过牙型上沟槽宽度等于基本螺距一半的地方。

单一中径是按三针法测量中径定义的，当螺距没有误差时，中径就是单一中径；当螺距有误差时，中径则不等于单一中径。

### (6) 牙型角和牙型半角

牙型角 ( $\alpha$ ) 是螺纹牙型上相邻两牙侧间的夹角，公制普通螺纹的牙型角  $\alpha=60^\circ$ 。牙型半角 ( $\alpha/2$ ) 是牙型角的一半，公制普通螺纹的牙型半角  $\alpha/2=30^\circ$ 。

### (7) 螺纹旋合长度

螺纹旋合长度是指两个相互配合的螺纹，沿螺纹轴线方向上相互旋合部分的长度。

### (8) 螺纹接触高度

螺纹接触高度是指两个相互配合的螺纹牙型上，牙侧重合部分在垂直于螺纹轴线方向上的距离。

### (9) 原始三角形高度

原始三角形高度 ( $H$ ) 为原始三角形的顶点到底边的距离。原始三角形为一等边三角形， $H$  与螺纹螺距  $P$  的几何关系为： $H=\sqrt{3}P/2$ 。

在实际工作中，如要求某螺纹（已知公称直径即大径和螺距）中径、小径尺寸时，可根据基本牙型按下列公式计算：

$$D_2(d_2)=D(d)-2\times\frac{3}{8}H=D(d)-0.6495P$$

$$D_1(d_1)=D(d)-2\times\frac{5}{8}H=D(d)-1.0825P$$

如有资料，则不必计算，可直接查螺纹表格。

## 10.1.3 普通螺纹主要几何参数对互换性的影响

### 1. 螺纹直径误差对互换性的影响

螺纹在加工过程中，不可避免地会有加工误差，对螺纹结合的互换性造成影响。就螺纹

中径而言,若外螺纹的中径比内螺纹的中径大,内、外螺纹将因干涉而无法旋合,从而影响螺纹的可旋合性;若外螺纹的中径与内螺纹的中径相比太小,又会使螺纹结合过松,同时影响接触高度,降低螺纹连接的可靠性。

螺纹的大径、小径对螺纹结合的互换性的影响与螺纹中径的情况有所区别,为了使实际的螺纹结合避免在大小径处发生干涉而影响螺纹的可旋合性,在制定螺纹公差时,应保证在大径、小径的结合处具有一定量的间隙。一般表达式为: $D > d$ 、 $D_1 > d_1$ 。

## 2. 螺距误差对互换性的影响

普通螺纹的螺距误差可分两种,一种是单个螺距误差,另一种是螺距累积误差。影响螺纹可旋合性的主要是螺距累积误差,故本书只讨论螺距累积误差的影响。

在图 10-3 中,假设内螺纹无螺距误差和半角误差,并假设外螺纹无半角误差但存在螺距累积误差,因此内、外螺纹旋合时,牙侧面会干涉,且随着旋进牙数的增加,牙侧的干涉量会增大,最后无法再旋合进去,从而影响螺纹的可旋合性。

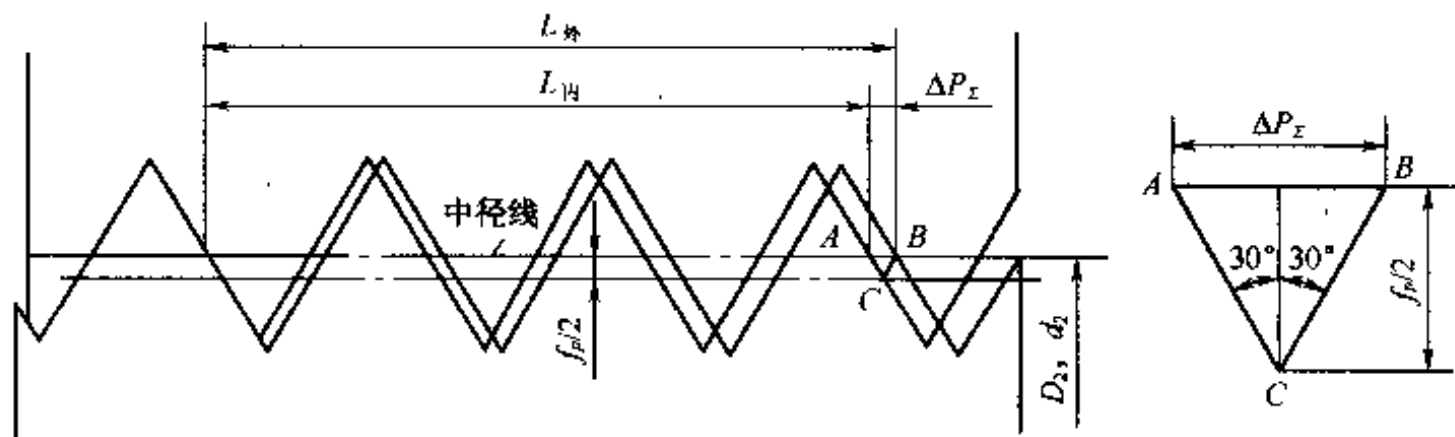


图 10-3 螺距累积误差对可旋合性的影响

由图 10-3 可知,为了让一个实际有螺距累积误差的外螺纹仍能在所要求的旋合长度内全部与内螺纹旋合,需要将外螺纹的中径减小一个数值  $f_p$ , 该量称为螺距累积误差的中径补偿值。由图示关系可知,螺距累积误差的中径补偿值  $f_p$  为(单位为  $\mu\text{m}$ )

$$f_p = \sqrt{3} |\Delta P_z| \approx 1.732 |\Delta P_z|$$

同理,当内螺纹存在螺距累积误差时,为保证可旋合性,应将内螺纹的中径也增大一个数值  $F_p$ 。

## 3. 螺纹牙型半角误差对互换性的影响

螺纹牙型半角误差等于实际牙型半角与其理论牙型半角之差。螺纹牙型半角误差分两种,一种是螺纹的左、右牙型半角不相等,即  $\Delta \frac{\alpha}{2}_{(A)} \neq \Delta \frac{\alpha}{2}_{(F)}$ 。车削螺纹时,若车刀未装正,便会造成这种结果。另一种是螺纹的左、右牙型半角相等,但不等于  $30^\circ$ ,这是由于螺纹加工刀具的角度不等于  $60^\circ$  所致。不论哪种牙型半角误差,都对螺纹的互换性有影响。如图 10-4 所示,由于外螺纹存在半角误差,当它与具有理想牙型的内螺纹旋合时,将分别在牙的上半部  $3H/8$  处和下半部  $2H/8$  处发生干涉(图中用阴影示出),从而影响内、外螺纹的可旋合性。

为了让一个有半角误差的外螺纹仍能旋入内螺纹中,需将外螺纹的中径减小一个数值  $f_\alpha$ , 该量称为牙型半角误差的中径补偿值。这样,阴影所示的干涉区就会消失,从而保

证了螺纹的可旋合性。由图中的几何关系可以推导出（推导过程略），在一定的半角误差情况下，外螺纹牙型半角误差的中径补偿值  $f_{\frac{\alpha}{2}}$ （单位  $\mu\text{m}$ ）为

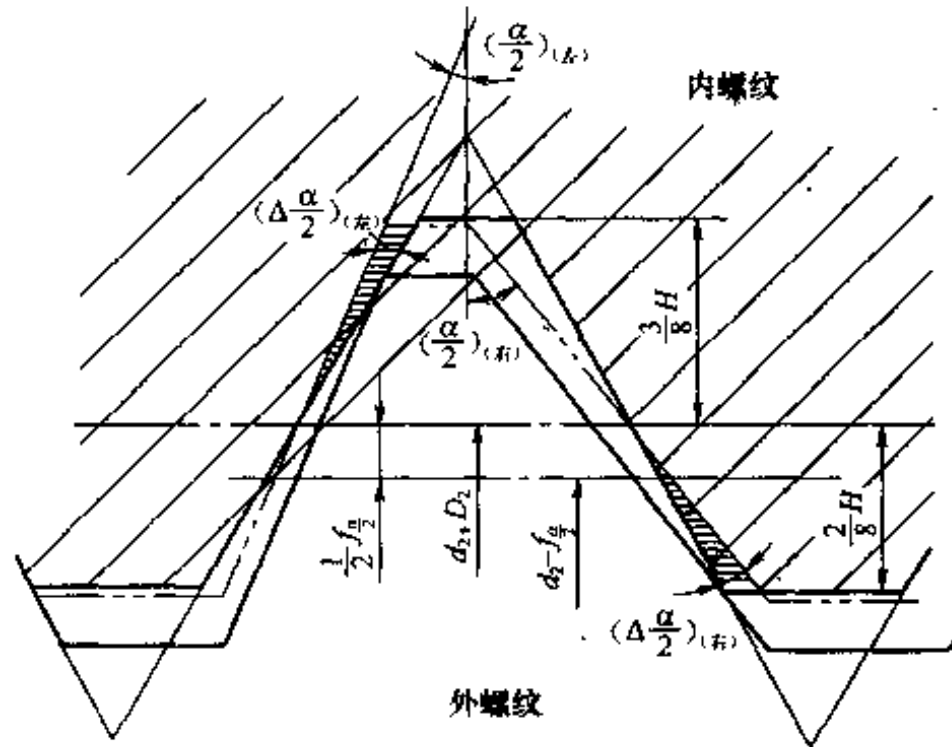


图 10-4 半角误差对螺纹可旋合性的影响

$$f_{\frac{\alpha}{2}} = 0.073P \left[ K_1 \left| \Delta \frac{\alpha}{2}_{(左)} \right| + K_2 \left| \Delta \frac{\alpha}{2}_{(右)} \right| \right]$$

式中，  $P$  —— 螺距 (mm)；

$\Delta \frac{\alpha}{2}_{(左)}$  —— 左半角误差，单位为分 (′)；

$\Delta \frac{\alpha}{2}_{(右)}$  —— 右半角误差，单位为分 (′)；

$K_1, K_2$  —— 修正系数。

上式是一个通式，是由外螺纹存在半角误差推导整理出来的。当假设外螺纹具有理想牙型，而内螺纹存在半角误差时，就需要将内螺纹的中径加大一个  $F_{\frac{\alpha}{2}}$ ，所以上式对内螺纹同样适用。表 10-2 所示为系数  $K_1$  和  $K_2$  的取值，供选用。

表 10-2  $K_1, K_2$  值的取法

内 螺 纹				外 螺 纹			
$\Delta \frac{\alpha}{2}_{(左)} > 0$	$\Delta \frac{\alpha}{2}_{(左)} < 0$	$\Delta \frac{\alpha}{2}_{(右)} > 0$	$\Delta \frac{\alpha}{2}_{(右)} < 0$	$\Delta \frac{\alpha}{2}_{(左)} > 0$	$\Delta \frac{\alpha}{2}_{(左)} < 0$	$\Delta \frac{\alpha}{2}_{(右)} > 0$	$\Delta \frac{\alpha}{2}_{(右)} < 0$
$K_1$		$K_2$		$K_1$		$K_2$	
3	2	3	2	2	3	2	3

### 10.1.4 保证普通螺纹互换性的条件

#### 1. 普通螺纹作用中径的概念

当普通螺纹没有螺距误差和牙型半角误差时，内、外螺纹旋合时起作用的中径便是螺纹的实际中径，但当螺纹存在误差时，相当于外螺纹中径增大了，这个增大了的假想中径叫做

外螺纹的作用中径，它是与内螺纹旋合时实际起作用的中径，其值等于外螺纹的单一中径与螺距误差及牙型半角误差的中径补偿值之和，即

$$d_{2\text{作用}} = d_{2\text{单}} + \left( f_{\frac{\alpha}{2}} + f_p \right)$$

同理，内螺纹有了螺距误差和牙型半角误差时，相当于内螺纹中径减小了，这个减小了的假想中径叫做内螺纹的作用中径，这是与外螺纹旋合时实际起作用的中径，其值等于内螺纹的单一中径与螺距误差及牙型半角误差的中径补偿值之差，即

$$D_{2\text{作用}} = D_{2\text{单}} - \left( F_{\frac{\alpha}{2}} + F_p \right)$$

因此，螺纹在旋合时起作用的中径（作用中径）是由实际中径（单一中径）、螺距累积误差和牙型半角误差三者综合作用而形成的。

## 2. 保证普通螺纹互换性的条件

对于内、外螺纹来讲，作用中径不超过一定的界限，螺纹的可旋合性就能保证；而螺纹的实际中径不超过一定的值，螺纹的连接强度就有保证。因此，要保证螺纹的互换性，就要保证内、外螺纹的作用中径和单一中径不超过各自的界限值。在概念上，作用中径与作用尺寸等同，而单一中径与实际尺寸等同。因此，按照极限尺寸判断原则（泰勒原则），螺纹互换性的条件为

$$\begin{aligned} \text{外螺纹: } d_{2\text{作用}} &\leq d_{2\text{max}} && \text{且 } d_{2\text{单}} \geq d_{2\text{min}} \\ \text{内螺纹: } D_{2\text{作用}} &\geq D_{2\text{min}} && \text{且 } D_{2\text{单}} \leq D_{2\text{max}} \end{aligned}$$

## 10.2 普通螺纹的公差与配合

普通螺纹公差制的结构如图 10-5 所示，国家标准《普通螺纹 公差与配合》GB/T 197—2003 将螺纹公差带标准化，螺纹公差带由构成公差带大小的公差等级和确定公差带位置的基本偏差组成，结合内外螺纹的旋合长度，一起形成不同的螺纹精度。

### 10.2.1 普通螺纹的公差带

普通螺纹的公差带与尺寸公差带一样，其大小由公差等级决定，其位置由基本偏差决定。

#### 1. 螺纹公差带的大小和公差等级

国家标准规定了内、外螺纹的公差等级，它的含义和孔、轴公差等级相似，但有自己的系列和数值。如表 10-3 所示，普通螺纹公差带的大小由公差值决定。公差值除与公差等级有关外，还与基本螺距有关。考虑到内、外螺纹加工的工艺等价性，在公差等级和螺距的基本值均一样的情况下，内螺纹的公差值比外螺纹的公差值大 32%。螺纹的公差值是由经验公式计算得来的。一般情况下，螺纹的 6 级公差为常用公差等级（基本级）。

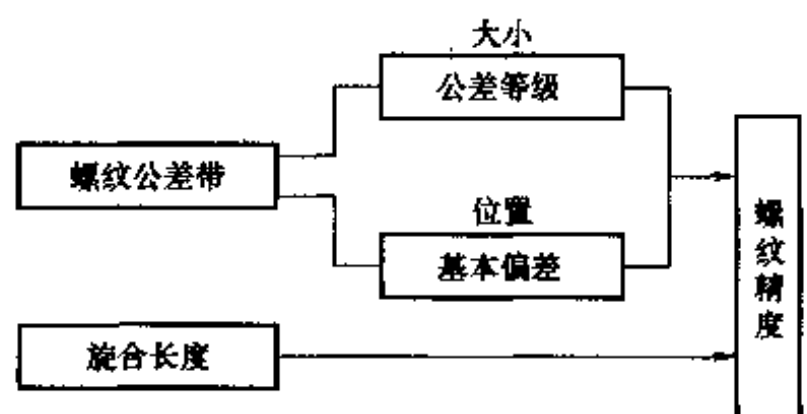


图 10-5 普通螺纹公差制结构

表 10-3 螺纹的公差等级

螺纹直径	公差等级	螺纹直径	公差等级
内螺纹小径 $D_1$	4、5、6、7、8	外螺纹中径 $d_2$	3、4、5、6、7、8、9
外螺纹中径 $D_2$	4、5、6、7、8	外螺纹大径 $d$	4、6、8

由于外螺纹的小径  $d_1$  与中径  $d_2$ 、内螺纹的大径  $D$  和中径  $D_2$  是同时由刀具切出的，其尺寸在加工过程中自然形成，由刀具保证，因此国家标准中对内螺纹的大径和外螺纹的小径均不规定具体的公差值，只规定内、外螺纹牙底实际轮廓的任何点均不能超过基本偏差所确定的最大实体牙型。

普通螺纹的中径和顶径公差如表 10-4、表 10-5 所示。

表 10-4 内、外螺纹中径公差  $T_{D2}$ 、 $T_{d2}$  ( $\mu\text{m}$ )

标称直径/mm		螺距	内螺纹中径公差 $T_{D2}$				外螺纹中径公差 $T_{d2}$			
>	≤	P (mm)	公差等级							
			5	6	7	8	5	6	7	8
5.6	11.2	0.75	106	132	170	—	80	100	125	—
		1	118	150	190	236	90	112	140	180
		1.25	125	160	200	250	95	118	150	190
		1.5	140	180	224	280	106	132	170	212
11.2	22.4	0.75	112	140	180	—	85	106	132	—
		1	125	160	200	250	95	118	150	190
		1.25	140	180	224	280	106	132	170	212
		1.5	150	190	236	300	112	140	180	224
		1.75	160	200	250	315	118	150	190	236
		2	170	212	265	335	125	160	200	250
22.4	45	2.5	180	224	280	355	132	170	212	265
		1	132	170	212	—	100	125	160	200
		1.5	160	200	250	315	118	150	190	236
		2	180	224	280	355	132	170	212	265
		3	212	265	335	425	160	200	250	315

表 10-5 内、外螺纹顶径公差  $T_{D1}$ 、 $T_{d1}$  ( $\mu\text{m}$ )

公差项目	内螺纹顶径（小径）公差 $T_{D1}$				外螺纹顶径（大径）公差 $T_{d1}$		
公差等级 螺距/mm	5	6	7	8	4	6	8
0.75	150	190	236	—	90	140	—
0.8	160	200	250	315	95	150	236
1	190	236	300	375	112	180	280
1.25	212	265	335	425	132	212	335
1.5	236	300	375	475	150	236	375
1.75	265	335	425	530	170	265	425
2	300	375	475	600	180	280	450
2.5	355	450	560	710	212	335	530
3	400	500	630	800	236	375	600

## 2. 螺纹公差带的位置和基本偏差

螺纹公差带是以基本牙型为零线布置的，其位置如图 10-6 所示。螺纹的基本牙型是计算螺纹偏差的基准。



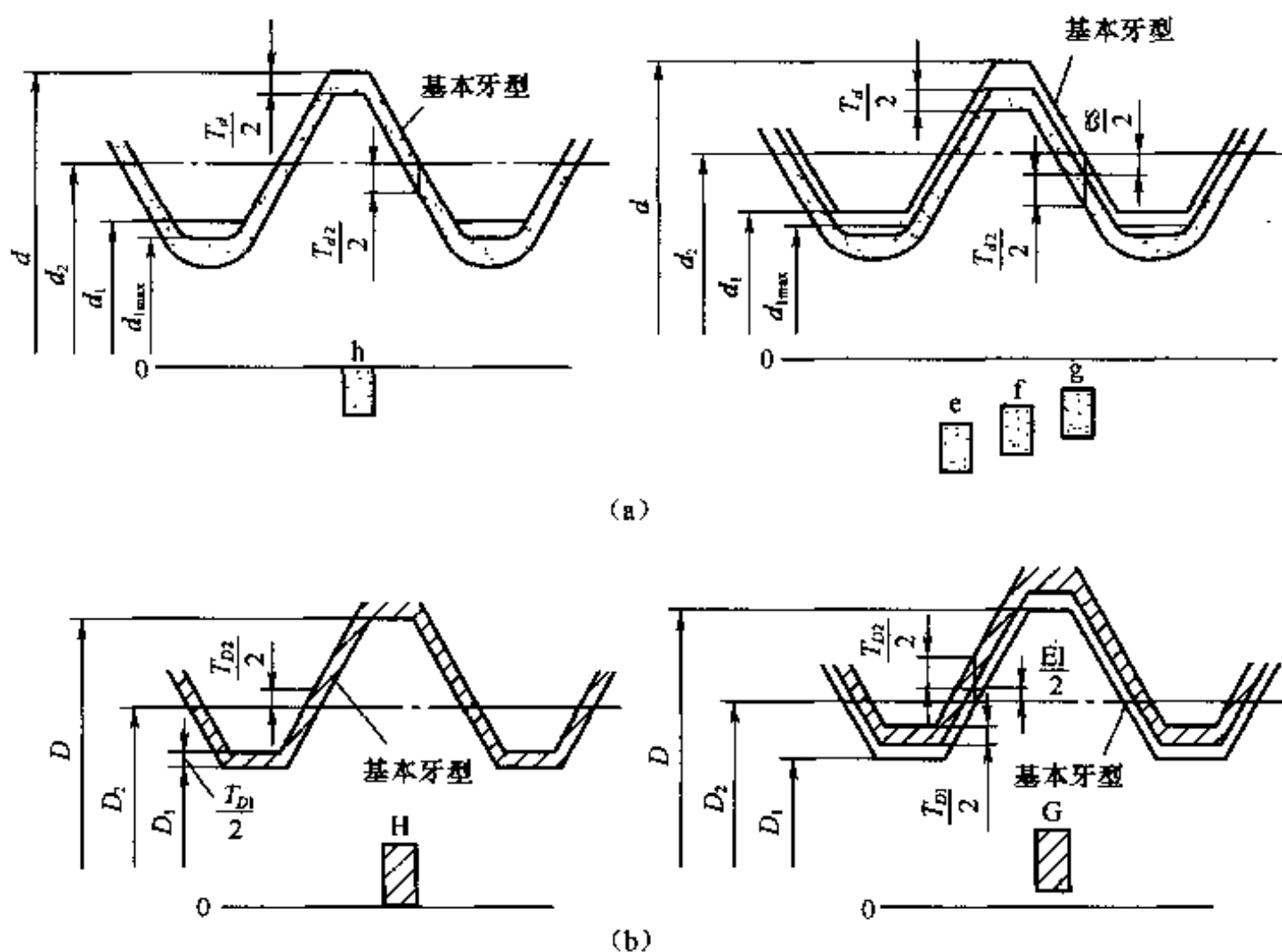


图 10-6 内、外螺纹的基本偏差

国家标准中对外螺纹规定了 4 种基本偏差，即 e、f、g、h，基本偏差为上偏差 es，如图 10-6 (a) 所示。

国家标准中对内螺纹只规定了 2 种基本偏差，即 G、H，基本偏差为下偏差 EI，如图 10-6 (b) 所示。

H 和 h 的基本偏差为零，G 的基本偏差为正值，e、f、g 的基本偏差为负值（见表 10-6）。

表 10-6 普通螺纹的基本偏差 (μm)

基本偏差 螺距 P/mm	内螺纹 $D_2, D_1$		外螺纹 $d_2, d$			
	G	H	e	f	g	h
	EI		es			
0.75	+22		-56	-38	-22	
0.8	+24		-60	-38	-24	
1	+26		-60	40	-26	
1.25	+28		-63	-42	-28	
1.5	+32	0	-67	-45	-32	0
1.75	+34		-71	-48	-34	
2	+38		-71	-52	-38	
2.5	+42		-80	-58	-42	
3	+48		-85	-63	-48	

按螺纹的公差等级和基本偏差可以组成很多公差带，普通螺纹的公差带代号由表示公差等级的数字和基本偏差字母组成，如 6h、5G 等，与一般的尺寸公差带符号不同，其公差等级符号在前，基本偏差代号在后。

### 10.2.2 普通螺纹公差带的选用

在生产中为了减少刀具、量具的规格和种类，国家标准中规定了既能满足当前需要，而数量又有限的常用公差带，如表 10-7 所示。表中规定了优先、其次和尽可能不用的选用顺序。除了特殊需要之外，一般不应该选择规定以外的公差带。

表 10-7 普通螺纹选用公差带

旋合长度		内螺纹选用公差带			外螺纹选用公差带		
		S	N	L	S	N	L
配合精度	精密	4H	4H5H	5H6H	(3h4h)	4h <sup>*</sup>	(5h4h)
	中等	5H <sup>*</sup> (5G)	<span style="border: 1px solid black;">6H</span> (6G)	7H <sup>*</sup> (7G)	(5h6h) (5g6g)	6h <sup>*</sup> <span style="border: 1px solid black;">6g</span> 6e 6f <sup>*</sup>	(7h6h) (7g6g)
	粗糙	—	7H (7G)	—	—	(8h) 8g	—

注：大量生产的精制紧固件螺纹，推荐采用带方框的公差带；带\*号的公差带优先选用，其次是不带\*的公差带，带（）的公差带尽可能不用。

#### 1. 配合精度的选用

表 10-7 中规定了螺纹的配合精度分为精密、中等和粗糙 3 个等级。精密级主要用于要求配合性能稳定的螺纹；中等级用于一般用途的螺纹；粗糙级用于不重要或难以制造的螺纹，如长盲孔攻螺纹或热轧棒上的螺纹。一般以中等旋合长度下的 6 级公差等级为中等精度的基准。

#### 2. 旋合长度的确定

由于短件易加工和装配，长件难加工和装配，因此螺纹旋合长度影响螺纹连接件的配合精度和互换性。国家标准中对螺纹连接规定了短、中等和长 3 种旋合长度，分别用 S、N、L 表示（见表 10-8）。一般优先选用中等旋合长度，此长度是螺纹公称直径的 0.5~1.5 倍。从表 10-7 中可以看出，在同一精度中，对不同的旋合长度，其中径所采用的公差等级也不相同，这是考虑到不同旋合长度对螺纹的螺距累积误差有不同的影响。

表 10-8 螺纹的旋合长度 (mm)

公称直径 <i>D, d</i>		螺距 <i>P</i>	旋合长度			
			S	N		L
>	≤		≤	>	≤	>
5.6	11.2	0.5	1.6	1.6	4.7	4.7
		0.75	2.4	2.4	7.1	7.1
		1	2	2	9	9
		1.25	4	4	12	12
		1.5	5	5	15	15
11.2	22.4	0.5	1.8	1.8	5.4	5.4
		0.75	2.7	2.7	8.1	8.1
		1	3.8	3.8	11	11
		1.25	4.5	4.5	13	13
		1.5	5.6	5.6	16	16
		1.75	6	6	18	18
		2	8	8	24	24
2.5	10	10	30	30		

## 3. 公差等级和基本偏差的确定

根据配合精度和旋合长度，由表 10-7 中选定公差等级和基本偏差，具体数值见表 10-4、表 10-5 和表 10-6。

## 4. 配合的选用

内外螺纹配合的公差带可以任意组合成多种配合，在实际使用中，主要根据使用要求选用螺纹的配合。为保证螺母、螺栓旋合后同轴度较好且有足够的连接强度，选用最小间隙为零的配合 (H/h)；为了拆装方便和改善螺纹的疲劳强度，可选用小间隙配合 (H/g 和 G/h)；需要涂镀保护层的螺纹，间隙大小决定于镀层厚度，例如，5 $\mu\text{m}$  选用 6H/6g，10 $\mu\text{m}$  选用 6H/6e，内外均涂则选用 6G/6e。

## 5. 螺纹的表面粗糙度要求

螺纹牙型表面粗糙度主要根据中径公差等级来确定。表 10-9 列出了螺纹牙侧表面粗糙度参数  $R_a$  的推荐值。

表 10-9 螺纹牙侧表面粗糙度参数  $R_a$  值 ( $\mu\text{m}$ )

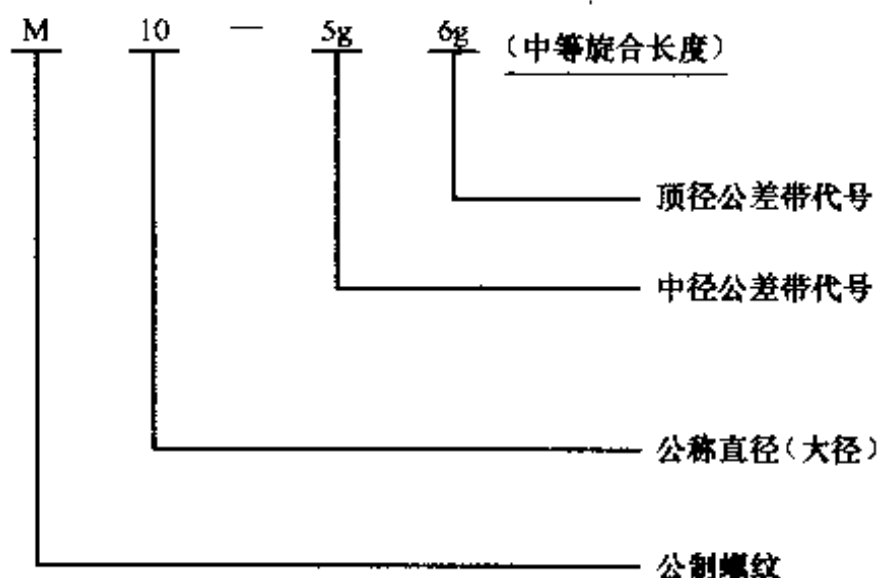
工 件	螺纹中径公差等级		
	4, 5	6, 7	7~9
	$R_a$ 不大于		
螺栓、螺钉、螺母	1.6	3.2	3.2~6.3
轴及套上的螺纹	0.8~1.6	1.6	3.2

## 10.2.3 普通螺纹的标记

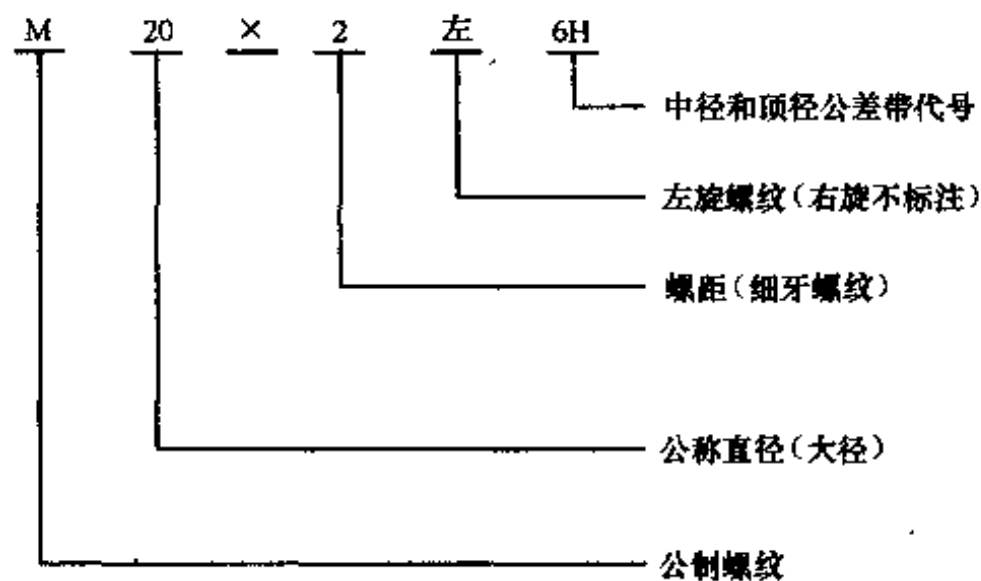
螺纹的完整标记由螺纹代号、螺纹公差带代号和旋合长度代号等组成。螺纹公差带代号包括中径公差带代号和顶径（外螺纹大径和内螺纹小径）公差带代号。公差带代号是由表示其大小的公差等级数字和表示其位置的基本偏差代号组成。当中径和顶径公差带不同时，应分别注出，前者为中径，后者为顶径，如 5g6g。当中径、顶径的公差带相同时，合并标注一个即可，如 6H、6g。对细牙螺纹还需要标注出螺距。

下面是在零件图上的普通螺纹标记示例。

外螺纹：



外螺纹:



在装配图上, 内外螺纹公差带代号用斜线分开, 左内右外, 如  $M20 \times 2-6H/5g\ 6g$ 。

必要时, 在螺纹公差带代号之后加注旋合长度代号 S 或 L (中等旋合长度代号 N 不标注), 如  $M10-5g\ 6g-S$ 。特殊需要时, 可以标注旋合长度的数值, 如  $M10-5g\ 6g-30$  表示螺纹的旋合长度为 30mm。

#### 10.2.4 普通螺纹极限偏差和极限尺寸的计算

**【例 10-1】** 某螺纹配合为  $M20 \times 2-6H/5g\ 6g$ , 试查表求出内、外螺纹的中径、小径和大径的极限偏差, 并计算内、外螺纹的中径、小径和大径的极限尺寸。

解: 本题用列表法将各计算值列出。

(1) 确定内、外螺纹中径、小径和大径的基本尺寸。已知公称直径为螺纹大径的基本尺寸, 即  $D=d=20\text{mm}$ 。

从普通螺纹各参数的关系可知:

$$D_1=d_1=d-1.0825P \quad D_2=d_2=d-0.6495P$$

实际工作中, 可直接查有关表格。

(2) 确定内、外螺纹的极限偏差。内、外螺纹的极限偏差可以根据螺纹的公称直径、螺距和内、外螺纹的公差带代号, 由表 10-4、表 10-5、表 10-6 查算出, 具体见表 10-10。

(3) 计算内、外螺纹的极限尺寸。由内、外螺纹的各基本尺寸及各极限偏差算出的极限尺寸见表 10-10。

表 10-10 极限尺寸的计算 (mm)

名 称		内 螺 纹			外 螺 纹	
基本尺寸	大径	$D=d=20$				
	中径	$D_2=d_2=18.701$				
	小径	$D_1=d_1=17.835$				
极限偏差		ES	EI	es	ei	
大径		—	0	-0.038	-0.318	
中径		0.212	0	-0.038	-0.163	
小径		0.375	0	-0.038	按牙底形状	
极限尺寸		最大极限尺寸	最小极限尺寸	最大极限尺寸	最小极限尺寸	
大径		—	20	19.962	19.682	
中径		18.913	18.701	18.663	18.538	
小径		18.210	17.835	<17.797	牙底轮廓不超出 H/8 削平线	

## 10.3 螺纹的检测

螺纹的检测可分为综合检验和单项测量。

### 10.3.1 综合检验

对于大量生产的用于紧固连接的普通螺纹，只要求保证可旋合性和一定的连接强度，其螺距误差及牙型半角误差按公差原则的包容要求，由中径公差综合控制，不单独规定公差。因此，检测时应按照极限尺寸判断原则（泰勒原则），用螺纹量规（综合极限量规）来检验。用牙型完整的通规检测螺纹的作用中径，用牙型不完整的止规采用两点法检测螺纹的实际中径。

综合检验时，被检测螺纹的合格标志是通端量规能顺利地与被测螺纹在被检全长上旋合，而止端量规不能完全旋合或部分旋合。螺纹量规有塞规和环规，分别用以检验内、外螺纹（螺母和螺栓）。

螺纹量规也分为工作量规、验收量规和校对量规。其功能、区别与光滑圆柱极限量规相同。

外螺纹的大径尺寸和内螺纹的小径尺寸是在加工螺纹以前的工序中完成的，它们分别用光滑极限卡规和塞规检验。因此，螺纹量规主要检验螺纹的中径，同时还要限制内螺纹的大径和外螺纹的小径，否则螺纹不能旋合使用。

图 10-7 所示为用卡规检验外螺纹的情况。通端螺纹环规控制外螺纹的作用中径和小径的最大尺寸，而止端螺纹环规用来控制外螺纹的实际中径。外螺纹的大径用卡规另行检验。

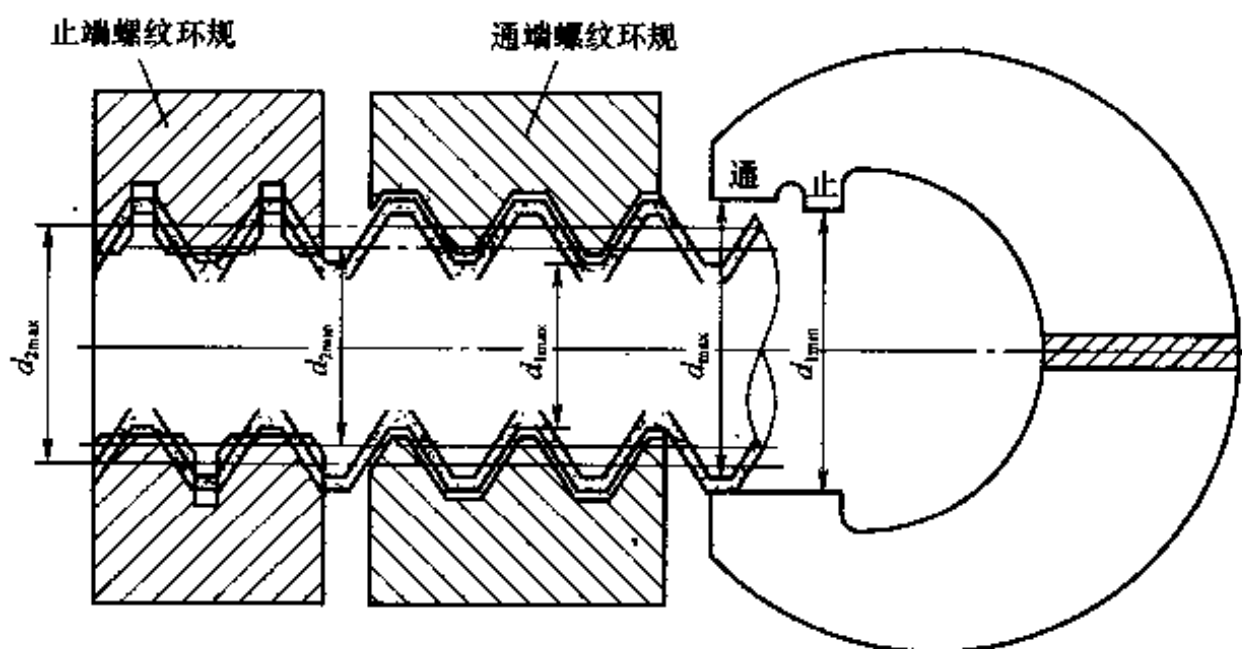


图 10-7 外螺纹的综合检验

图 10-8 所示为用塞规检验内螺纹的情况。通端螺纹塞规控制内螺纹的作用中径和大径的最小尺寸，而止端螺纹塞规用来控制内螺纹的实际中径。内螺纹的小径用卡规另行检验。

通端螺纹量规主要用来控制被检螺纹的作用中径，要采用完整的牙型，且量规的长度应与被检螺纹的旋合长度相同，这样可按包容要求来控制被检螺纹中径的最大实体尺寸；止端

螺纹量规要求控制被检螺纹中径的最小实体尺寸, 判断其合格的标志是不能完全旋合或不能旋入被检螺纹。为了避免螺距误差和牙型半角误差对检验结果的影响, 止端螺纹量规应做成截短牙型, 其螺纹的圈数也很少 (2~3.5 圈)。

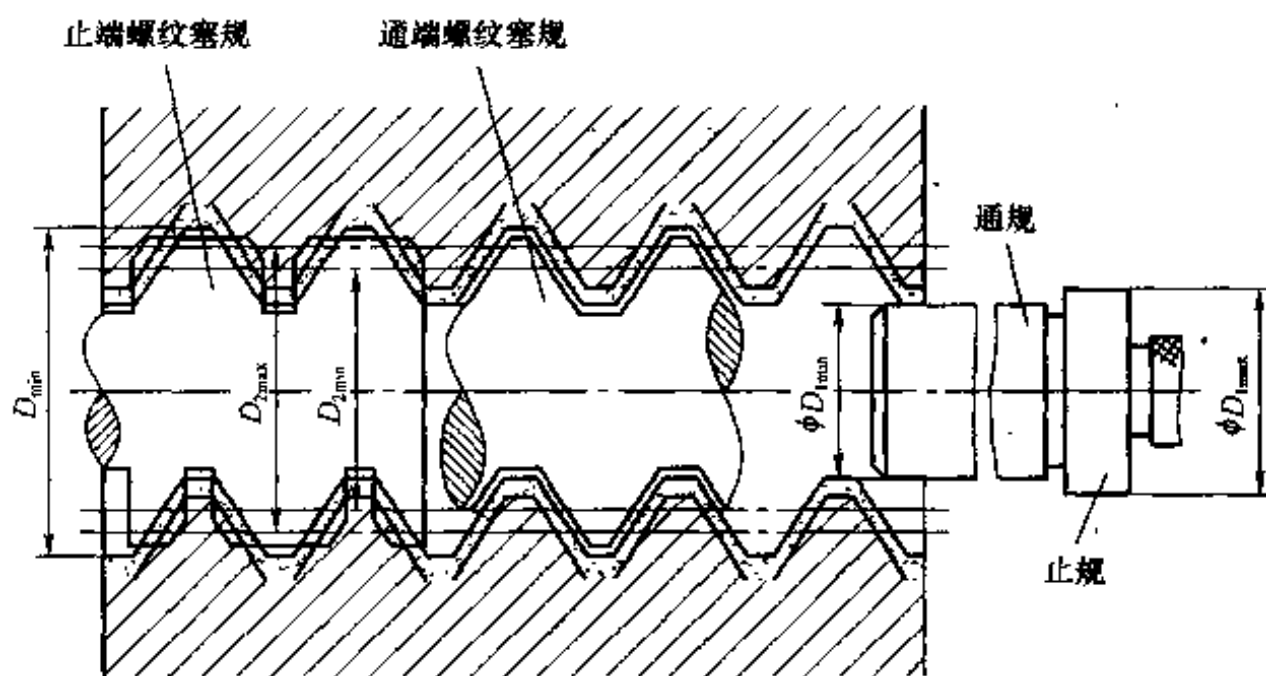


图 10-8 内螺纹的综合检验

### 10.3.2 单项测量

单项测量一般是分别测量螺纹的每个参数, 主要测中径、螺距、牙型半角和顶径。单项测量主要用于螺纹工件的工艺分析或螺纹量规和螺纹刀具的质量检查。

#### 1. 用螺纹千分尺测量外螺纹中径

在实际生产中, 车间测量低精度螺纹常用螺纹千分尺。螺纹千分尺的结构和一般外径千分尺相似, 只是两个测量面可以根据牙型和螺距选用不同的测量头。螺纹千分尺的结构及用法如图 3-9 所示。

#### 2. 三针量法

三针量法是一种间接测量方法, 主要用于测量精密螺纹 (如丝杠、螺纹塞规) 的中径  $d_2$ , 如图 10-9 所示。

根据被测螺纹的螺距和牙型半角选取 3 根直径相同的小圆柱 (直径为  $d_0$ ) 放在牙槽里, 用量仪 (机械测微仪、光学计、测长仪等) 量出尺寸  $M$  值, 然后根据被测螺纹已知的螺距  $P$ 、牙型半角  $\alpha/2$  和量针直径  $d_0$ , 按公式计算出螺纹的被测单一中径值  $d_{2s}$ 。

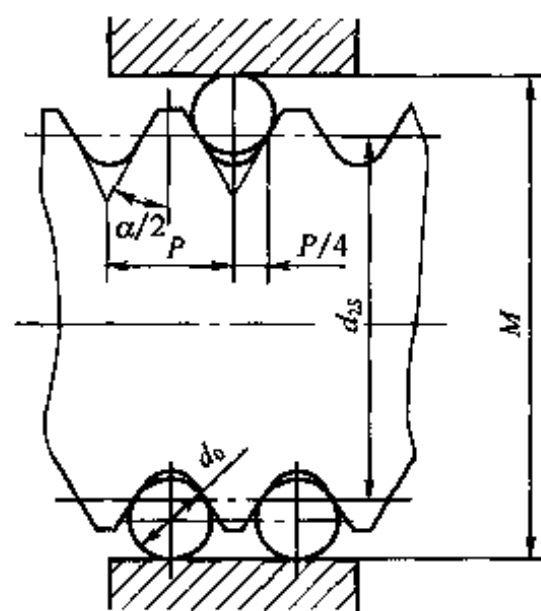


图 10-9 三针量法测中径

$$d_{2s} = M - d_0 \left( 1 + \frac{1}{\sin \alpha/2} \right) + \frac{P}{2} \cot \frac{\alpha}{2}$$

对于公制普通螺纹,  $\alpha=60^\circ$ , 则

$$d_{2s} = M - 3d_0 + 0.866P$$

式中,  $d_0$  —— 量针的直径 ( $d_0$  值保证量针在被测螺纹的单一中径处接触);

$d_{2s}$ 、 $P$ 、 $\alpha/2$  —— 被测螺纹的单一中径、螺距和牙型半角。

### 3. 用工具显微镜测量螺纹各要素

用工具显微镜测量属于影像法测量，能测量螺纹的各种参数，如螺纹的大径、中径、小径、螺距和牙型半角等。各种精密螺纹，如螺纹量规、丝杠、螺杆、滚刀等，都可在工具显微镜上进行测量。测量时可参阅有关仪器使用说明资料。

## 思考题与习题

10-1 普通螺纹的基本几何参数有哪些？

10-2 影响螺纹互换性的主要因素有哪些？

10-3 为什么螺纹精度由螺纹公差带和螺纹旋合长度共同决定？

10-4 螺纹中径、单一中径和作用中径三者有何区别和联系？

10-5 普通螺纹中径公差分几级？内外螺纹有何不同？常用的是多少级？

10-6 一对螺纹配合代号为 M16，试查表确定内、外螺纹的基本中径、小径和大径的基本尺寸和极限偏差，并计算内、外螺纹的基本中径、小径和大径的极限尺寸。

# 第 11 章 渐开线圆柱齿轮的公差与检测

**课前导读** 齿轮传动在机器和仪器表中应用极为广泛，是一种重要的机械传动形式，通常用来传递运动或动力。齿轮传动的质量与齿轮的制造精度和齿轮副的装配精度密切相关。因此为了保证齿轮传动质量，就要规定相应的公差，并进行合理的检测。由于渐开线圆柱齿轮应用最广泛，本章主要介绍渐开线圆柱齿轮的精度设计及检测方法。

**基础知识** 齿轮及齿轮副的评定指标。

**重点知识** 渐开线圆柱齿轮精度标准。

**难点知识** 齿轮公差检验组及齿轮精度等级的选用。

## 11.1 齿轮的使用要求及 3 个公差组

### 11.1.1 齿轮传动性的使用要求

齿轮传动按照用途主要分为 3 种类型：传动齿轮、动力齿轮和分度齿轮。根据不同的齿轮传动，对齿轮的要求也不同，但主要有以下 4 项。

#### (1) 传递运动的准确性

要求齿轮在一转范围内，被动轮转角 $\phi_1$ 应等于主动轮转角 $\phi_2$ 。若产生的最大转角误差( $\Delta\phi=\phi_2-\phi_1$ )要限制在一定的范围内，则这种最大转角误差又称为长周期误差。

#### (2) 传动运动的平稳性

要求齿轮在任一瞬时传动比（瞬时转角）的变化不要过大，否则会引起冲击、噪声和振动，严重时损坏齿轮。为此，齿轮一齿转角的最大误差需要限制在一定的范围内，这种误差又称为短周期误差。

#### (3) 载荷分布的均匀性

若齿面上的载荷分布不均匀，将会导致齿面接触不好，而产生应力集中，引起磨损、点蚀或轮齿折断，严重影响齿轮使用寿命。

#### (4) 传动侧隙的合理性

在齿轮传动中，为了储存润滑油，补偿齿轮的受力变形、受热变形以及制造和安装的误差，对齿轮啮合的非工作面应留有一定的侧隙，否则会出现卡死或烧伤现象；但侧隙又不能过大，否则对经常正反转的齿轮会产生空程和引起换向冲击。因此侧隙必须合理确定。

为了保证齿轮传动的良好工作性能，对上述的 4 个方面均有一定的要求。但是各类不同



用途和不同工作条件的齿轮传动对上述使用要求也有所侧重, 具体如下。

### (1) 分度齿轮

如机床分度盘机构中的齿轮、齿轮加工机床中分度链的齿轮, 其特点是传递功率小、转速低、传递运动准确, 主要要求传动运动的准确性。

### (2) 高速动力齿轮

如汽轮机减速的齿轮, 汽车、机床变速箱中的齿轮, 其特点是圆周速度高、传递功率大, 主要要求传动平稳性。

### (3) 低速重载齿轮

如轧钢机、矿山机械、起重机等重型机械上的齿轮, 其特点是功率大、转速低, 主要要求承载均匀性。

对各类齿轮均要求具有一定的传动侧隙。

## 11.1.2 控制齿轮各项误差的公差组

根据加工后齿轮各项误差对齿轮传动使用性能的主要影响, 划分了 3 个公差组, 分别控制齿轮的各项加工误差。第 I 公差组为控制影响传递运动准确性的误差, 第 II 公差组为控制影响传动平稳性的误差, 第 III 公差组为控制影响载荷分布均匀性的误差, 下节分别介绍各组齿轮误差的评定指标和检测方法。

## 11.2 单个齿轮的评定指标及其检测

### 11.2.1 影响运动准确性的项目

对影响齿轮传递运动准确性的误差, 规定了 5 个评定参数, 并将限制这 5 项加工误差的项目称为第 I 公差组。这 5 个评定参数分别如下。

#### (1) 切向综合误差

切向综合误差  $\Delta F'_t$  是指被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合检验时, 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。

齿轮的切向综合误差反映了齿轮一转的转角误差, 说明齿轮运动的不均匀性, 在一转过程中, 其转速忽快忽慢, 作周期性的变化。由于测量切向综合误差时被测齿轮与测量齿轮单面啮合(无载荷), 接近于齿轮传动的工作状态, 综合反映了长周期误差和短周期误差对齿轮转角误差综合影响的结果, 所以切向综合误差是评定齿轮运动准确性的较好参数。由于切向综合误差是在单啮仪上进行测量的, 所以仅限于评定高精度的齿轮。

单啮仪的基本原理是在仪器上利用测量元件与被测齿轮构成单面啮合的实际转动所产生的实际转角, 同标准齿轮构成标准传动的装置所产生的理论转角进行比较, 然后用记录装置将转角误差以切向综合误差曲线的形式表示出来。单啮仪的种类有机械式、光栅式、电磁分度式等。

机械式齿轮单啮仪的工作原理如图 11-1 (a) 所示。被测齿轮 1 与作为测量基准的理想精确测量齿轮 2 在公称中心距下形成单面啮合齿轮副的传动。直径分别等于齿轮 1 和齿轮 2

分度圆直径的精密摩擦盘 3 和 4 作纯滚动形成标准传动。若被测齿轮 1 没有误差，则其转轴 6 与圆盘 4 同步回转，传感器 7 无信号输出。若被测齿轮 1 有误差，则转轴 6 与圆盘不同步，两者产生的相对转角误差由传感器 7 经放大器传至记录仪，便可画出一条连续的齿轮转角误差曲线，如图 11-1 (b) 所示，该曲线称为切向误差曲线， $\Delta F'_t$  是这条误差曲线的最大幅值。

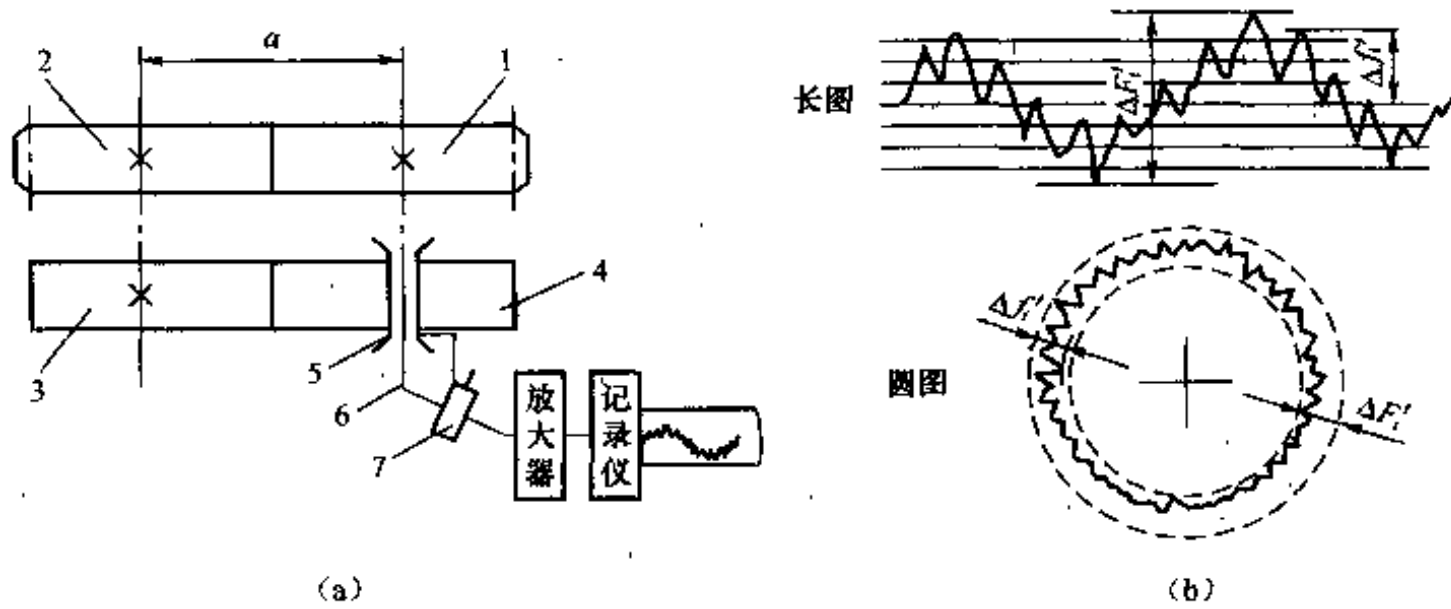


图 11-1 单面啮合综合测量

(2) 齿距累积误差和  $k$  个齿距累积误差

齿距累积误差  $\Delta F_p$  是指在分度圆上，任意两个同侧齿面间的实际弧长与公称弧长的最大差值，即最大齿距累积偏差 ( $\Delta F_{pmax}$ ) 与最小齿距累积偏差 ( $\Delta F_{pmin}$ ) 的代数差，如图 11-2 (a) 所示。

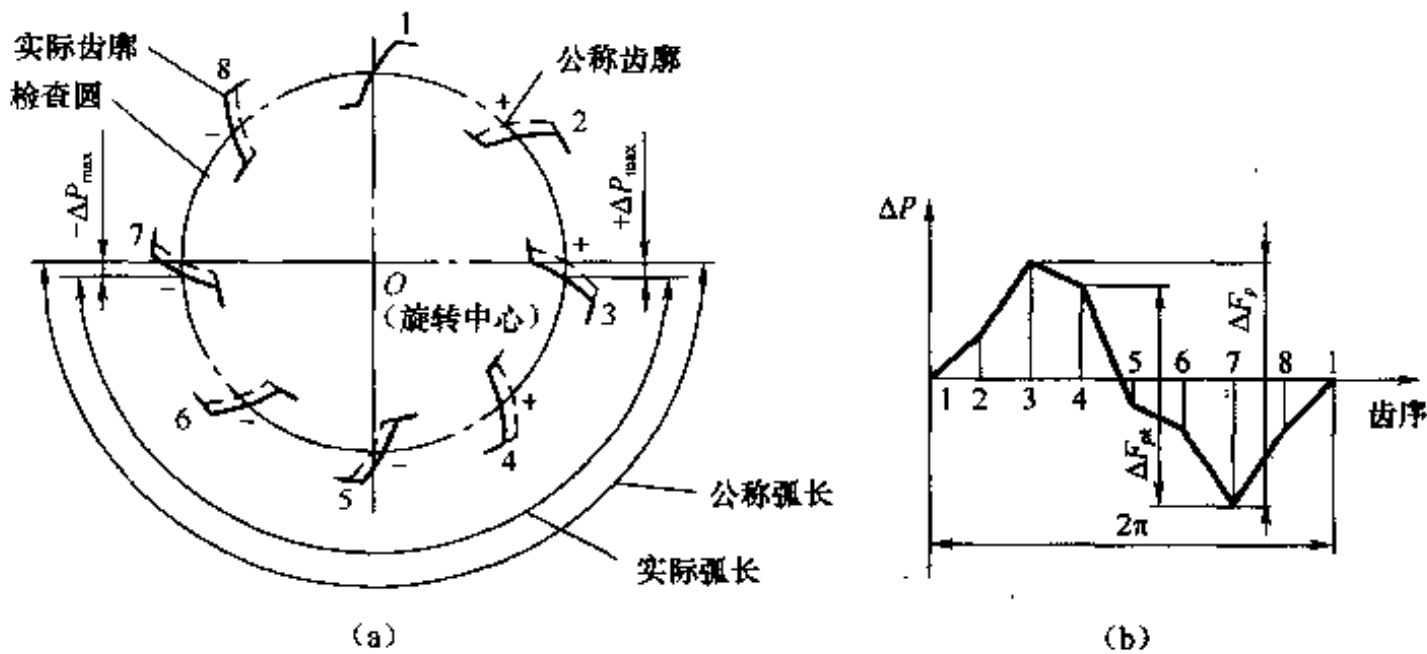


图 11-2 齿距累积误差

$k$  个齿距累积误差  $\Delta F_{pk}$  是指在分度圆上，任意  $k$  个齿距间的实际弧长与公称弧长的最大差值。 $k$  为  $2 \sim z/2$  的整数。

齿轮在加工中不可避免地要发生几何偏心（例如在滚齿加工时，因毛坯配合孔与安装的心轴之间有间隙）和运动偏心（例如机床分度蜗轮加工误差及滚刀的安装偏心误差），从而使齿轮齿距不均匀，产生齿距累积误差。 $\Delta F_p$  通常用相对法测量，允许在齿高中部测量。必要时还应控制齿轮  $k$  个齿距累积误差  $\Delta F_{pk}$ 。

齿距累积误差能反映齿轮一转中偏心误差引起的转角误差，故  $\Delta F_p$  可代替  $\Delta F'_t$  作为评定

齿轮运动准确性的项目。但两者是有差别的， $\Delta F_p$  是沿着与基准孔同心的圆周上逐齿测得（每齿测一点）的折线状误差曲线 [见图 11-2 (b)]，它是有限点的误差，不能反映任意两点间转动比变化情况；而  $\Delta F'_p$  却是被测齿轮与测量齿轮在单面啮合连续运转中测得的一条连续记录误差曲线 [见图 11-1 (b)]，它反映齿轮每瞬间转动比变化，其测量时的运动情况与工作情况相近。

齿轮累积误差  $\Delta F_p$  和  $k$  个齿距累积误差  $\Delta F_{pk}$  常用齿距仪、万能测齿仪、光学分度头等仪器进行测量。测量方法可分为绝对测量和相对测量，其中以相对测量应用最广，中等模数的齿轮多采用这种方法。

相对测量是以齿轮上任意一齿距为基准，把仪器指示表调整为 0，然后依次测出其余各齿距相对基准的误差 ( $\Delta f_{pi}$  相对)，最后通过数据处理求出齿距累积误差  $\Delta F_p$  和齿距偏差  $\Delta f_{pi}$ 。按其定位基准的不同，相对测量又可分为以齿顶圆、以齿根圆和以齿轮孔为定位基准 3 种。

图 11-3 所示为使用齿距仪测量齿距的工作原理。测量时，先将固定量爪 5 经过调整大致固定于仪器刻线上的一个齿距值上，然后通过调整定位支角 1 和 3，使固定量爪 5 和活动量爪 4 同时与相邻两同侧的齿面接触于分度圆上。齿距的数值变化情况，通过活动量爪 4 和千分表 2，由指示表上的指针表示出来。

### (3) 齿圈径向跳动

齿圈径向跳动  $\Delta F_r$  是指在齿轮一转范围内，测头在齿槽内与齿高中部双面接触，测头相对于齿轮轴线的最大变动量 (见图 11-4)。该测量方法是以齿轮孔为基准，测头依次放入各齿槽内，在指示表上读出测头径向位置的最大变化量即为  $\Delta F_r$ 。

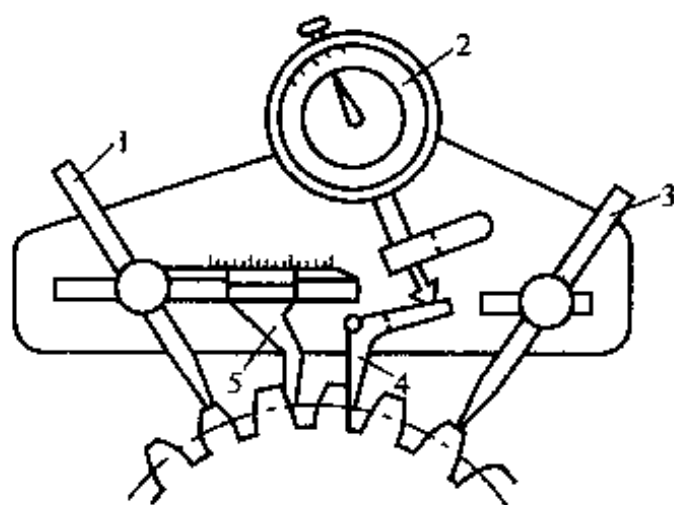


图 11-3 用齿距仪测量齿距累积误差

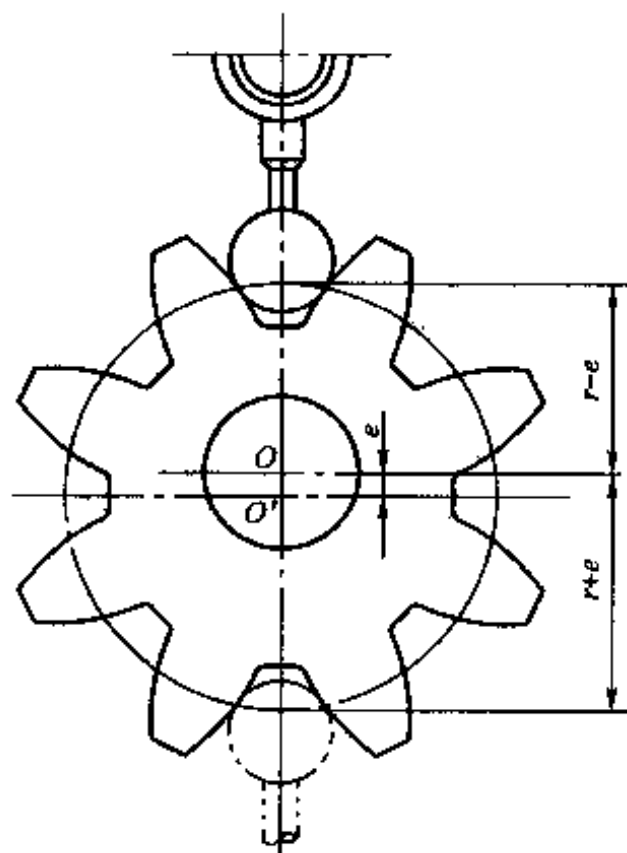


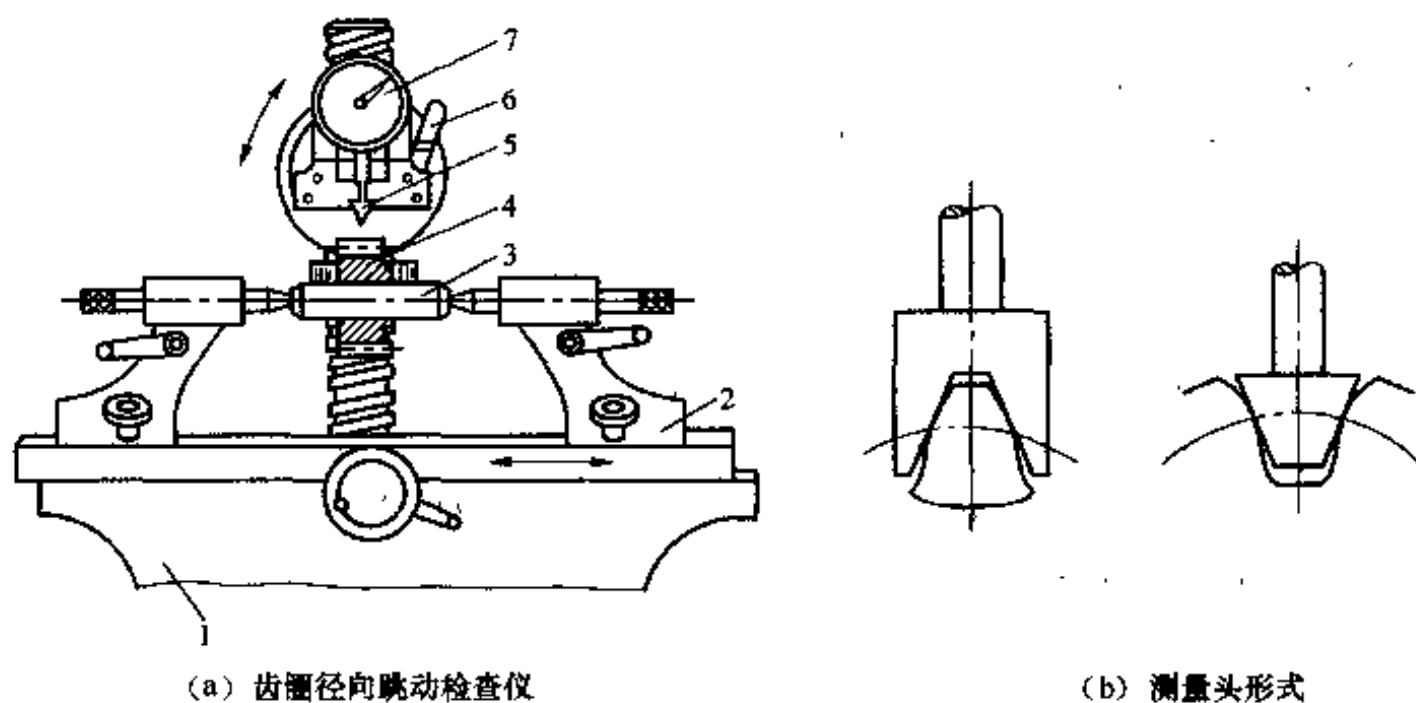
图 11-4 齿圈径向跳动

$\Delta F_r$  主要由几何偏心引起，由于齿坯孔与心轴间有间隙，产生一偏心量  $e$ ，它是以齿轮一转为周期，故称长周期误差，属径向误差。

当齿轮具有几何偏心时，与孔同轴线的圆上的齿距或齿厚是不均匀的，远离轴线  $OO'$  一边的齿距变长 ( $r+e$ )，靠近  $OO'$  一边的则变短 ( $r-e$ )，从而引起齿距累积误差，并使齿轮传动过程中的侧隙发生变化。当齿轮装配在传动轴上时，若孔与轴之间有间隙，也可能产生几

何偏心，其影响与前者相同。

齿圈径向跳动 $\Delta F_r$ 可在齿圈径向跳动检查仪或普通偏摆检查仪上测量，图 11-5 所示是齿圈径向跳动检查仪，测量时以齿轮基准孔定位，将被测齿轮的基准孔装在心轴上，心轴支承在仪器的两顶尖之间。把百分表测杆上的专用测量头 [可以是球、圆锥或 V 锥形槽等，见图 11-5 (b)] 与齿轮的齿高中部相接触，依次进行测量。在齿轮一转范围内，指示表最大读数与最小读数之差，即为被测齿轮的 $\Delta F_r$ 。

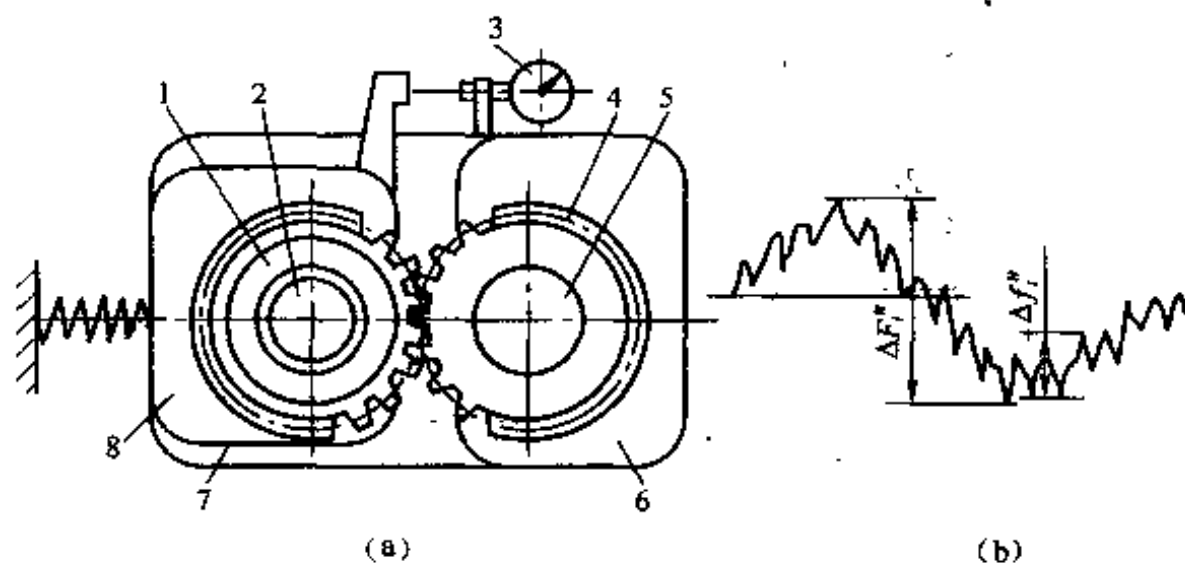


(a) 齿圈径向跳动检查仪  
(b) 测量头形式  
1—底座；2—顶尖座；3—心轴；4—被测齿轮；5—测量头；6—指示表提升手柄；7—指示表

图 11-5 齿圈径向跳动测量

#### (4) 径向综合误差

径向综合误差 $\Delta F_r''$ 是指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，如图 11-6 (b) 所示。该误差是在齿轮双面啮合综合检测仪上测量的，若齿轮存在径向误差（如几何偏心）及短周期误差（如齿形误差、基节偏差等），则齿轮与测量齿轮双面啮合的中心距会产生变化。



(a) 1—测量齿轮；2、5—心轴；3—指示表；4—被测齿轮；  
6—固定滑板；7—底座；8—移动滑板；

图 11-6 齿轮双面啮合综合测量

$\Delta F_r''$  主要反映径向误差，其性质与齿圈径向跳动基本相同，测量时相当于用精确齿轮的轮齿代替测量 $\Delta F_r$ 的测头，且均为双面接触。由于检查 $\Delta F_r''$ 比检查 $\Delta F_r$ 的效率，并且能够得

到一条连续的误差曲线，所以成批生产时常用  $\Delta F_r''$  作为第 I 公差组的检测项目。

径向综合误差  $\Delta F_r''$  采用齿轮双面啮合综合检查仪测量，其工作原理如图 11-6 (a) 所示。测量时，将被测齿轮与测量齿轮分别安装在双面啮合检测仪的两平行心轴上，并借助弹簧力作用，使两轮保持双面紧密啮合，被测齿轮一转中指示表的最大读数差值即为  $\Delta F_r''$ 。

(5) 公法线长度变动

公法线长度变动  $\Delta F_w$  是指在齿轮一转范围内，实际公法线长度最大值与最小值之差，即  $\Delta F_w = W_{\max} - W_{\min}$ ，如图 11-7 所示。滚齿时，公法线长度变动主要由机床分度蜗轮的安装偏心等原因引起。在滚切速度不变的情况下，机床工作台旋转角速度不均匀，呈周期性变化，从而导致轮齿的齿廓发生变异，这种变异产生在基圆切线方向上，从而形成了“胖瘦齿”，故  $\Delta F_w$  是由运动偏心引起的，其大小变化以齿轮一转为变化周期。

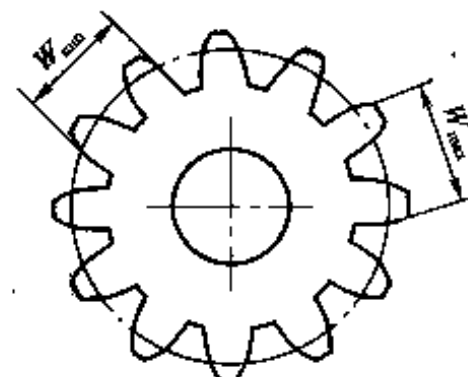
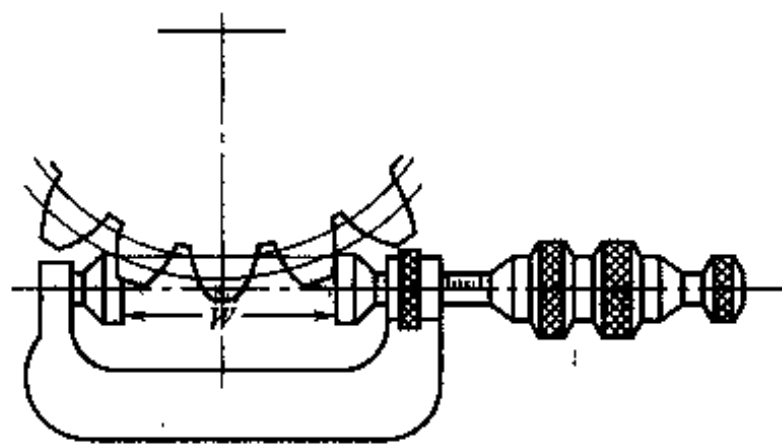
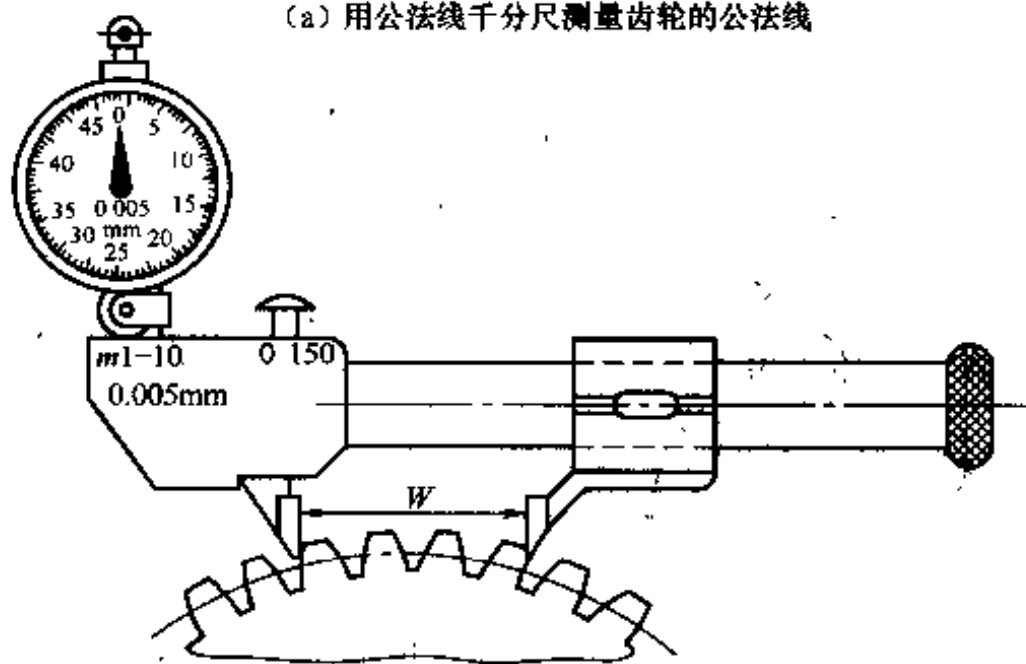


图 11-7 齿轮公法线长度变动

测量公法线长度可用公法线百分尺 [见图 11-8 (a)]，其分度值为 0.01mm，用于一般精度齿轮的公法线长度测量；也可用公法线指示卡规 [见图 11-8 (b)]，它是根据比较法来进行测量的，其指示表的分度值为 0.005mm，用于较高精度齿轮的测量。对于较低精度的齿轮，也可用分度值为 0.02mm 的游标卡尺测量。



(a) 用公法线千分尺测量齿轮的公法线



(b) 用公法线指示卡规测量齿轮的公法线

图 11-8 公法线长度测量

综上所述，主要影响齿轮传递运动准确性的误差是以齿轮一转为周期的径向误差和切向

误差, 评定指标共有 5 项。为评定齿轮传递运动的准确性, 可采用一项综合性指标或两项单项性指标的组合。但采用单项性指标时, 必须径向指标和切向指标各选一项。对于精度低的齿轮, 亦可只用一个径向误差的评定指标(切向误差由机床精度来保证)。具体分组见表 11-4。具体应用时, 可根据实际情况选用其中一组来评定齿轮传递运动的准确性。

### 11.2.2 影响传动平稳性的误差项目

影响齿轮传动平稳性的误差主要有基圆齿距误差(基节偏差)和齿形误差, 它们主要是由刀具误差和传动链误差引起的。影响齿轮传动平稳性的误差项目主要有 5 项, 并将限制这 5 项的公差项目称为第 II 公差组。

#### (1) 一齿切向综合误差

一齿切向综合误差  $\Delta f_t'$  是指被测齿轮与理想精确的测量齿轮单面啮合, 在被测齿轮一齿距角内实际转角与公称转角之差的最大幅度值, 即在切向综合误差记录曲线(见图 11-1)上, 小波形的最大幅度值。其波长常常为一个齿距角, 以分度圆弧长计值。

这种在齿轮一转中多次重复出现的小波纹常常是由刀具制造误差和安装误差引起, 以及机床传动链短周期误差引起的。

$\Delta f_t'$  是通过在单啮仪上测量切向综合误差  $\Delta F_t'$  时测得的, 它可以较好地反映基节偏差和齿形误差的综合结果, 也能反映出刀具制造误差和安装误差及机床传动链短周期误差。

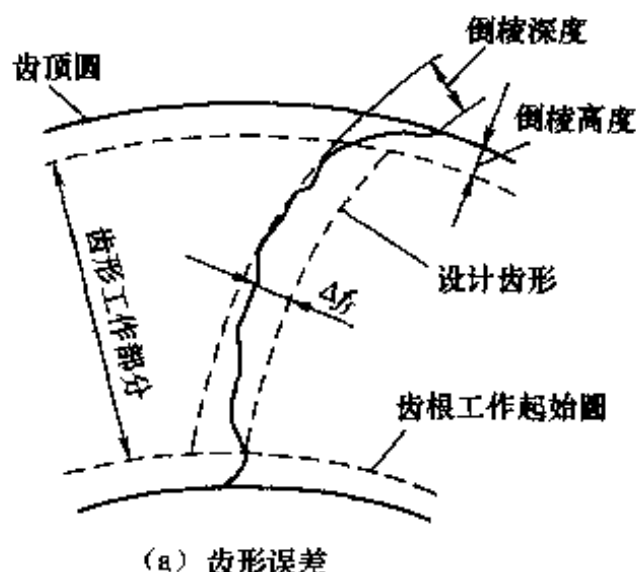
#### (2) 一齿径向综合误差

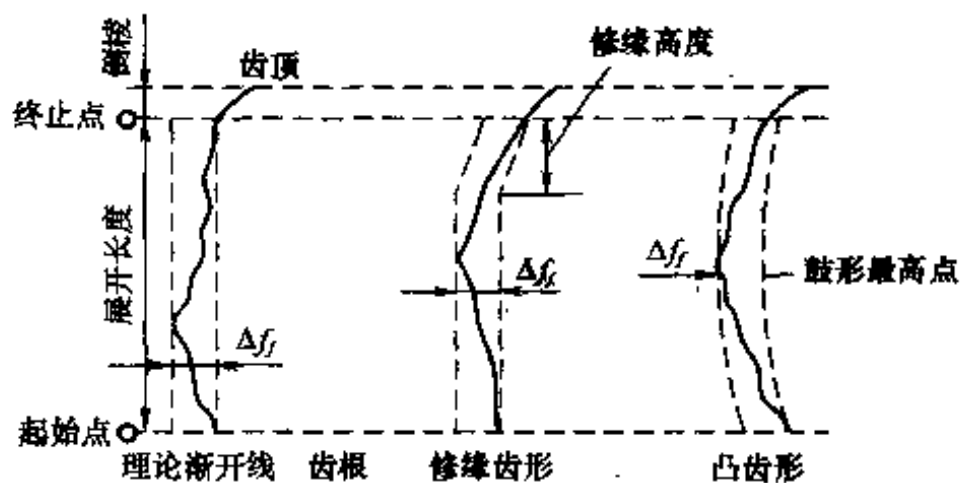
一齿径向综合误差  $\Delta f_r'$  是被测齿轮与理想精确齿轮作双面啮合时, 在被测齿轮一齿距角内, 双啮中心距的最大变动量, 即在径向综合误差记录曲线(见图 11-6)上, 小波形的最大幅度值。其波长常常为一个齿距角。

$\Delta f_r'$  是通过在双啮仪上测量径向综合误差  $\Delta F_r'$  时测得的, 它可以反映基节偏差和齿形误差的综合结果, 也能反映齿轮的短周期误差。

#### (3) 齿形误差

齿形误差  $\Delta f_f$  是指在齿轮端截面上, 齿形工作部分内(齿顶倒棱部分除外), 包容实际齿形的两条设计齿形间的法向距离[见图 11-9(a)]。设计齿形可以是修正的理论渐开线, 包括修缘齿形、凸齿形等[见图 11-9(b)]。在实际生产中, 为了提高传动质量, 常常需要按实际工作条件设计各种为实践所验证了的修正齿形。齿形误差是由刀具的制造误差(如刀具齿形角误差)和安装误差(如滚刀的安装和倾斜误差)以及机床传动链误差等引起的。此外, 长周期误差对齿形精度也有影响。





(b) 设计齿形

图 11-9 齿形误差

齿形误差影响传动平稳性，引起瞬时传动比的突变，如图 11-10 所示。二啮合齿  $a_1$  与  $a_2$  理论上应在啮合线上的  $a$  点接触，由于齿  $a_2$  有齿形误差，使接触点偏离了啮合线，在啮合线外  $a'$  点发生啮合，从而引起瞬时传动比的突变，破坏了传动平衡性。

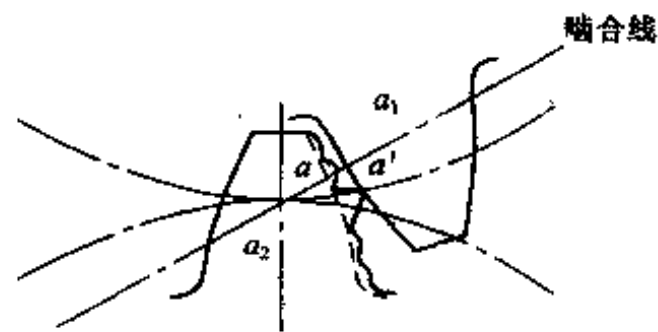
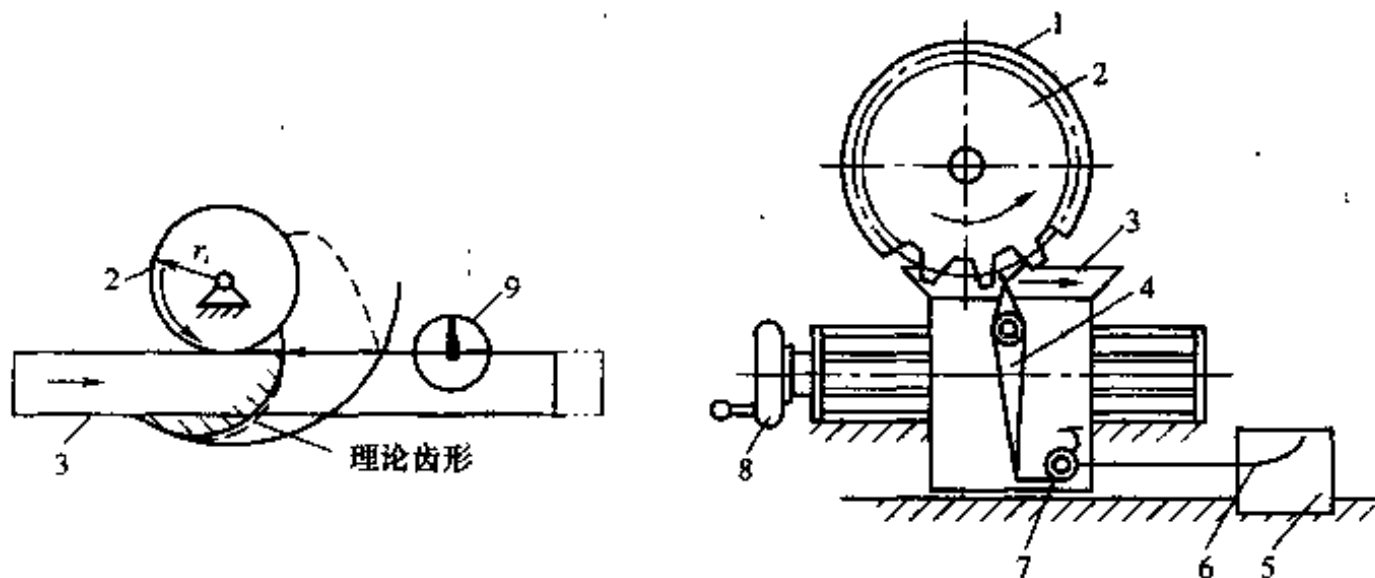


图 11-10 齿形误差对齿轮传动平稳性的影响

齿形误差通常用渐开线检查仪进行测量。图 11-11 (a) 所示为单盘式渐开线检查仪的工作原理图。将齿轮和基圆盘装在同一心轴上，当紧靠在基圆盘的直尺向右移动且无滑动地带动基圆盘和齿轮旋转时，固定在直尺上的千分尺也跟随着直尺一起向右移动。与此同时，千分尺的测头也沿着齿面从齿根向齿顶方向滑动。根据渐开线的形成原理，若被测齿轮齿形没有误差，则千分尺的测头不动，即表针的读数不变。但是当实际齿形有误差，偏离理论齿形时，测杆就要发生伸缩运动。在齿形的工作范围内，千分表读数的最大值和最小值之差就是齿形误差值。



(a) 单盘式渐开线检查仪的工作原理

(b) 单盘式渐开线检查仪的结构图

- 1—齿轮；2—基圆盘；3—直尺；4—杠杆；  
5—记录纸；6—记录笔；7—圆筒；8—手轮；9—千分表

图 11-11 渐开线检查仪

图 11-11 (b) 所示为单盘式渐开线检查仪的结构图。被测齿轮 1 与一直径等于该齿轮基圆直径的基圆盘 2 同轴安装，当用手轮 8 移动纵滑板时，直尺 3 与由弹簧力紧压其上的基圆



盘 2 互动纯滚动，位于直尺 3 边缘上的测头与被测齿廓接触点相对于基圆盘的的运动轨迹是理想渐开线。若被测齿廓不是理想渐开线，测头摆动经杠杆 4 在指示表上读出  $\Delta f_f$ ，或经圆筒 7 上所连记录笔 6 在记录纸 5 上画出  $\Delta f_f$  的误差曲线。

在实际测量中，齿形误差还可以用万能渐开线检查仪测量，它的基圆可以调节，比单盘式渐开线检查仪测量方便。

#### (4) 基节偏差

基节偏差  $\Delta f_{pb}$  是指实际基节与公称基节之差（见图 11-12）。实际基节是指基圆柱切平面所截两相邻同侧齿面的交线之间的法向距离。

$\Delta f_{pb}$  主要是由刀具的基节偏差和齿形角误差造成的。在滚、插齿加工中，由于基节两端点是由刀具相邻齿同时切出，故与机床传动链误差无关。 $\Delta f_{pb}$  使齿轮传动在齿与齿交替啮合的瞬间发生冲击。

基节偏差  $\Delta f_{pb}$  常用基节仪和万能测齿仪等仪器进行测量。图 11-13 为用基节仪测量  $\Delta f_{pb}$  的示意图。测量时先按被测齿轮基节的公称值组合量块，并按量块组尺寸调整相平行的活动测头与固定测头间的距离，使指示表为零位，然后将仪器放在被测齿轮相邻两同侧齿面上，使之与齿面相切，从表上可读出  $\Delta f_{pb}$  值。

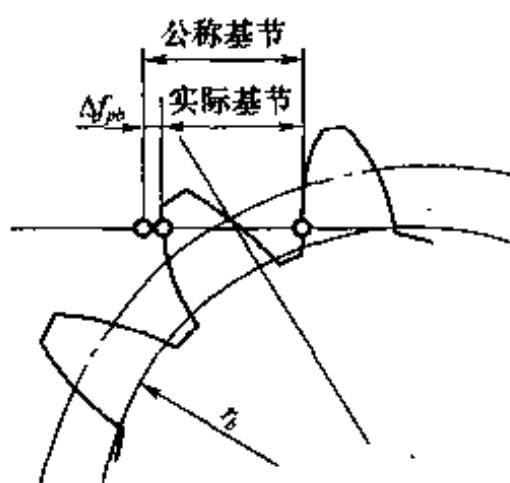
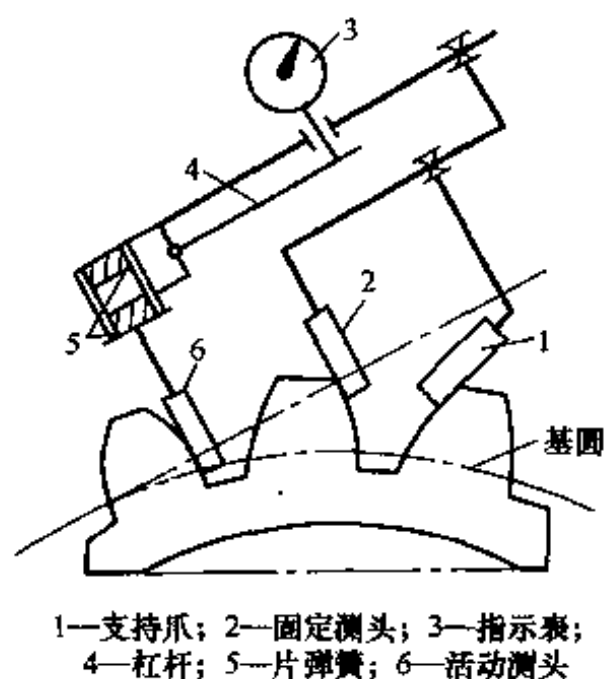


图 11-12 基节偏差



1—支持爪；2—固定测头；3—指示表；  
4—杠杆；5—片弹簧；6—活动测头

图 11-13 基节仪的工作原理图

#### (5) 齿距偏差

齿距偏差  $\Delta f_{pt}$  是指在分度圆上（允许在齿高中部测量），实际齿距与公称齿距之差（见图 11-14）。在滚齿中， $\Delta f_{pt}$  是由机床传动链误差（主要是分度蜗杆跳动）引起的。所以，齿距偏差同样影响传动平稳性。

齿距偏差  $\Delta f_{pt}$  与齿距累积误差  $\Delta F_p$  的测量方法相同。但用相对法测量（即前述测量  $\Delta F_p$  的方法）时，由于测头不一定在分度圆上与齿面接触，故不能按  $\pi m$  确定公称齿距，而应按实际测量圆上所测得的齿距平均值作为公称齿距。

综上所述，主要影响齿轮传动平稳性的误差是齿轮一转中多次重复出现的，并以一个齿距角为周期的基节偏差和齿形误差。评定的指标则有 5 项。在评定传动平稳性时，可采

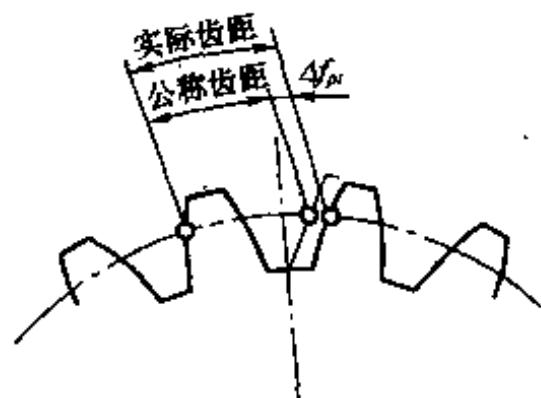


图 11-14 齿距偏差



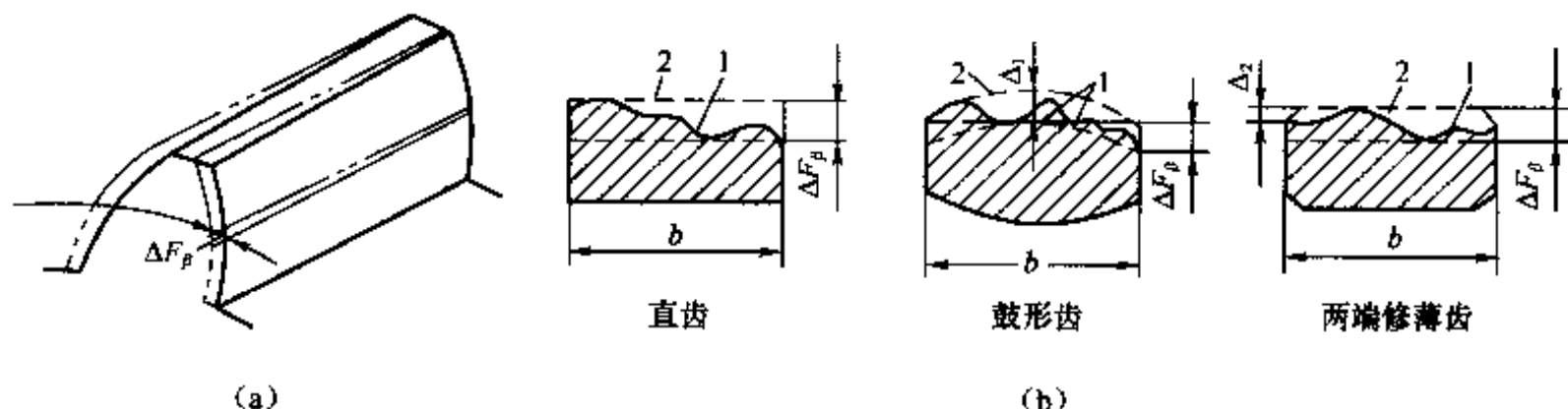
用一项综合性评定指标或两项单项性评定指标的组合。选用单项性评定指标的组合时，原则上评定基节偏差和齿形误差的指标应各占一项，即可用 $\Delta f_{pb}$ 与 $\Delta f_f$ 或 $\Delta f_{pt}$ 与 $\Delta f_f$ 的组合。从控制质量的观点看，这两组指标是等效的。但对修缘齿轮由于不能测量 $\Delta f_{pb}$ ，故应选用 $\Delta f_{pt}$ 与 $\Delta f_f$ 这组指标。此外，考虑到 $\Delta f_f$ 的测量较困难，测量成本也较高，故精度较低（9级精度以下）、特别是尺寸较大的齿轮，通常不控制其齿形误差而用 $\Delta f_{pt}$ 代替 $\Delta f_f$ ，有时甚至可以只检查 $\Delta f_{pt}$ 或 $\Delta f_{pb}$ （10~12精度）。具体分组见表 11-4。具体应用时，可根据实际情况选用其中一组来评定齿轮传动的平稳性。

### 11.2.3 影响载荷分布均匀性的误差项目

根据啮合原理，一对齿轮的啮合过程，若不考虑弹性变形的影响，其啮合是由齿顶到齿根（或由齿根到齿顶）每瞬间都沿着全齿宽成一直线接触。实际上，由于齿面的制造和安装误差，啮合齿在齿长方向上并不是沿全齿宽接触，而在啮合过程中也并不是沿全齿高接触，故载荷分布均匀性主要取决于相啮合轮齿齿面接触的均匀性。齿面接触不均匀，载荷分布也就不均匀。

#### (1) 齿向误差

齿向误差 $\Delta F_\beta$ 是指在分度圆柱面上，齿宽工作部分范围内（端部倒角部分除外），包容实际齿线的两条设计齿线之间的端面距离 [见图 11-15 (a)]，齿向误差包括齿线的方向偏差和形状误差。



1—实际齿线；2—设计齿线； $\Delta_1$ —鼓形量； $\Delta_2$ —齿端修薄量； $b$ —齿宽

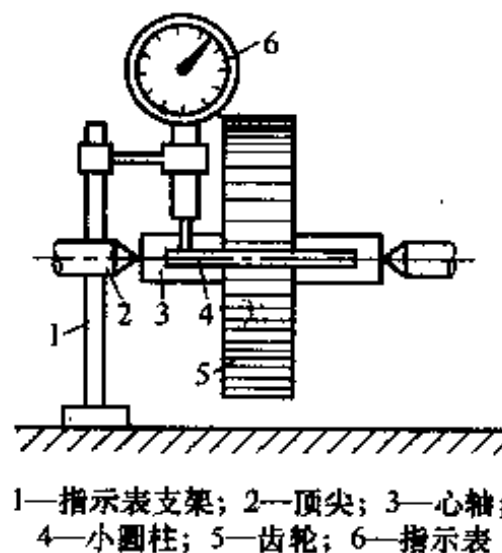
图 11-15 齿向误差

为了改善齿面接触，提高齿轮承载能力，设计齿线常采用修正的圆柱螺旋线，包括鼓形线、齿端修薄及其他修形曲线。图 11-15 (b) 中的虚线为设计齿线，实线为实际齿线。

齿向误差主要是由齿坯端面跳动和刀架导轨倾斜引起的。对于斜齿轮，还受机床差动传动链的调整误差影响。

齿向误差的测量主要使用齿向检查仪和导程仪。齿向检查仪主要测量直齿齿轮的齿向误差；导程仪主要测量直齿和斜齿齿轮的齿向误差。

直齿轮齿向误差的测量较简单。被测齿轮装在心轴上，心轴装在两顶尖或等高的 V 形块上，在齿槽内放入小圆柱，以检验平板作为基面，用指示表分别测小圆柱的水平方向和垂直方向两端的高度差，此高度差乘以  $b/l$  ( $b$ —齿宽， $l$ —圆柱长) 即近似为齿轮的 $\Delta F_\beta$ 。为了避免安装误差的影响，应在前后两面（相距  $180^\circ$  的两个齿）测量，取其平均值作为测量结果，如图 11-16 所示。



1—指示表支架；2—顶尖；3—心轴；4—小圆柱；5—齿轮；6—指示表

图 11-16 齿向误差的测量

(2) 接触线误差

如图 11-17 (a) 所示, 接触线误差  $\Delta F_b$  是指在基圆柱的切平面内, 平行于公称接触线, 并包容实际接触线的两条最近的直线间的法向距离。它包括方向误差和形状误差。

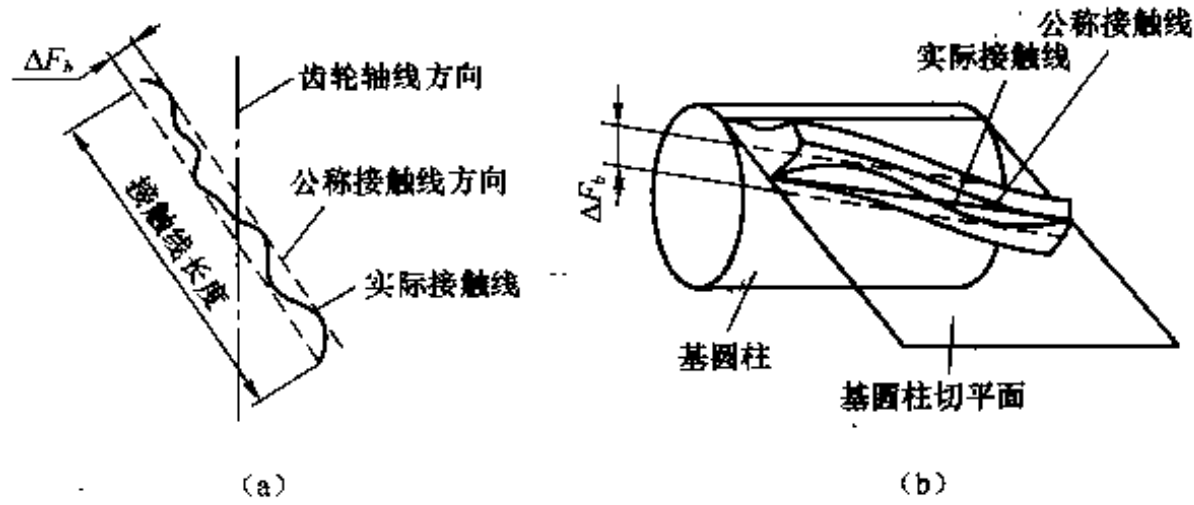
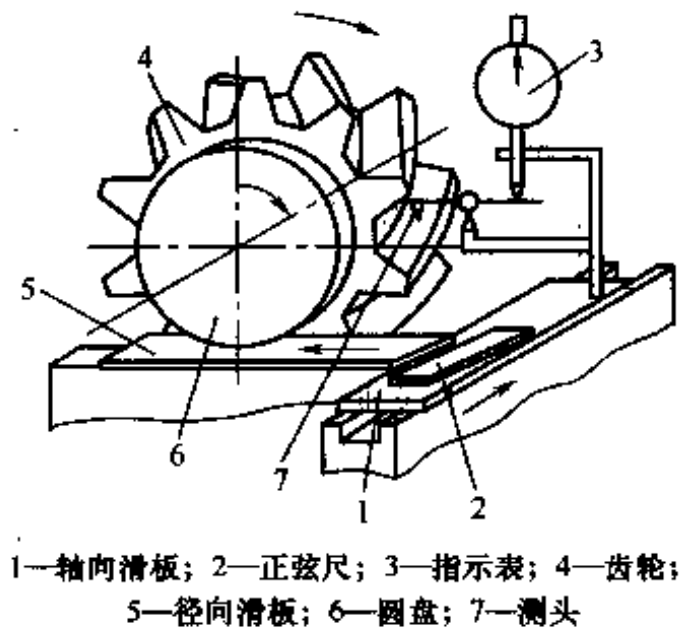


图 11-17 接触线误差

基圆柱切平面与齿面的交线即为接触线 [见图 11-17 (b)]。斜齿轮的接触线为一根与基圆柱母线夹角为  $\beta_b$  的直线。 $\Delta F_b$  用于评定斜齿轮的接触精度, 它是斜齿轮控制接触长度和接触高度的综合项目。因此, 引起斜齿轮齿形误差 (压力角误差) 和齿向误差的原因都会引起接触线方向误差。

斜齿轮的接触线误差可在导程仪上进行测量。导程仪也可以测量直齿轮的齿向误差。图 11-18 所示为导程仪的工作原理图。滑板 1 沿轴线移动时, 其上的正弦尺 2 带动滑板作径向移动, 滑板 5 又带动与被测齿轮同轴的圆盘 6 转动, 装在滑板 1 上的指示表测头 7 相对于齿轮移动, 其运动轨迹为理论螺旋线, 它与实际齿轮齿面的实际螺旋线进行比较而得出螺旋线或导程误差, 由指示表指示或由记录仪记录。



1—轴向滑板; 2—正弦尺; 3—指示表; 4—齿轮;  
5—径向滑板; 6—圆盘; 7—测头

图 11-18 导程仪的工作原理图

11.2.4 影响侧隙的单个齿轮因素及检验项目

具有公称齿厚的齿轮副在公称中心距下啮合时是无侧隙的。毫无疑问, 齿厚是影响侧隙变动的重要因素, 通常采用减薄齿厚的办法来获取必要的侧隙。减薄齿厚是指在切齿时增加切齿刀的径向进给量即切深一些。除此之外, 几何偏心与运动偏心也会引起齿厚不均匀, 从而使齿轮工作时侧隙也不均匀。

国家标准规定评定齿厚的参数有两项。

(1) 齿厚偏差

齿厚偏差  $\Delta E_s$  是指在分度圆柱面上齿厚的实际值与公称值之差。对于斜齿轮, 则是指法向齿厚的实际值与公称值之差。一般用齿厚游标卡尺测量实际齿厚 [见图 11-19 (a)], 经计算得出齿厚偏差。由于侧隙的要求, 使得齿厚偏差多为负值。图 11-19 (b) 所示为齿厚极限偏差和齿厚公差。规定齿厚上偏差 (齿厚的最小减薄量), 是为了保证齿轮传动所需的最小侧隙, 但还要保证侧隙不致过大, 因此又必须规定齿厚公差 (即齿厚下偏差——齿厚的最大减

薄量)。

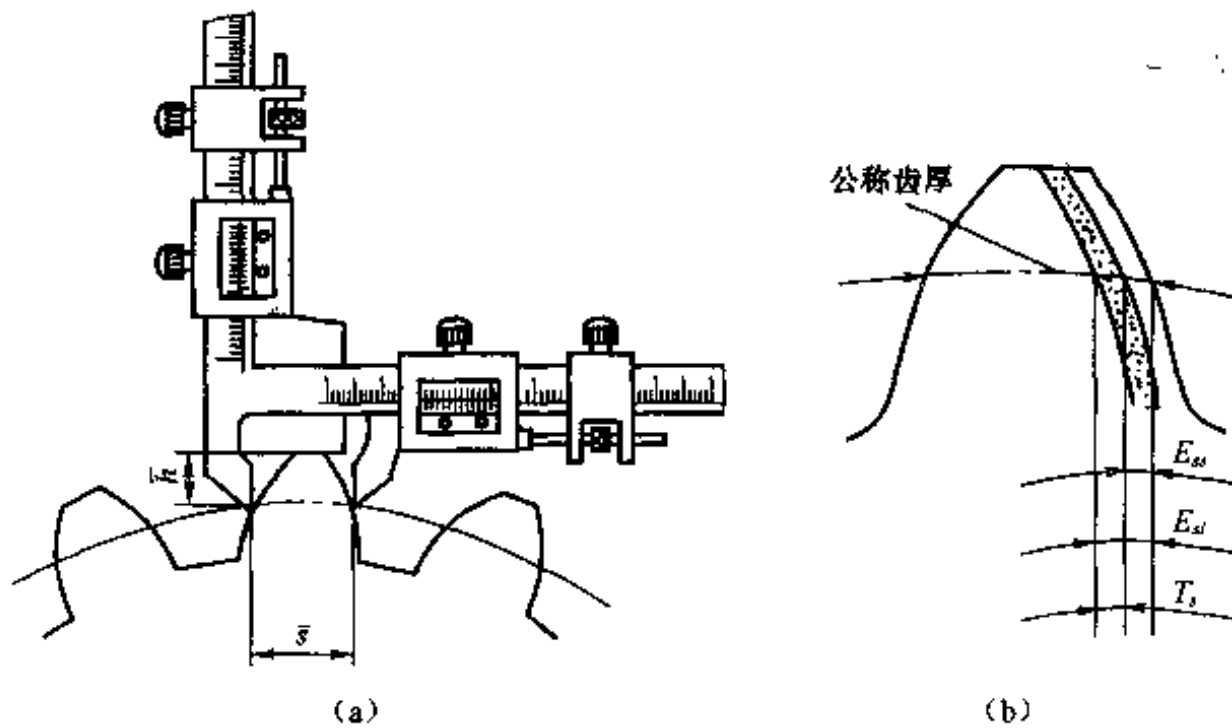


图 11-19 齿厚游标卡尺测量齿厚及齿厚极限偏差  
 $\bar{s}$ —分度圆弦齿厚;  $\bar{h}$ —分度圆弦齿高;  $E_s$ —齿厚上偏差;  
 $E_d$ —齿厚下偏差;  $T_s$ —齿厚公差

由于测量齿厚时以齿顶圆作为测量基准, 齿顶圆直径的偏差和齿顶圆柱面对齿轮基准轴线的径向跳动都会给测量结果带来较大的影响, 因此齿厚偏差参数仅用于精度较低和尺寸较大的齿轮。齿轮齿厚的变化引起公法线长度也相应地变化, 因此, 可以用测量公法线长度来代替测量齿厚, 实质上就是用控制公法线平均长度偏差来间接地控制齿厚偏差。

## (2) 公法线平均长度偏差

公法线平均长度偏差  $\Delta E_{wm}$  是指在齿轮一周范围内, 公法线实际长度的平均值  $\bar{W}$  与其公称值  $W$  之差, 即  $\Delta E_{wm} = \bar{W} - W$ 。这里取公法线实际长度的平均值, 是为了排除运动偏心对侧隙评定的影响, 因为运动偏心会引起公法线长度变动 (服从正弦规律)。直齿圆柱齿轮公法线长度的公称值  $W$  可按下列式计算:

$$W = m \cos \alpha [\pi (n - 0.5) + z \operatorname{inv}] + 2mx \sin \alpha$$

式中,  $m$ 、 $z$ 、 $\alpha$ 、 $x$ ——齿轮的模数、齿数、标准压力角、变位系数;

$\operatorname{inv}$ ——渐开线函数,  $\operatorname{inv} 20^\circ = 0.014904$ ;

$n$ ——跨齿数。对于标准齿轮 ( $\alpha = 20^\circ$ ),  $n = z/9 + 0.5$ 。

注意: 计算的  $n$  值通常不是整数, 应将其化整为最接近计算值的整数。

公法线平均长度偏差  $\Delta E_{wm}$  可以在测量公法线长度变动  $\Delta F_w$  的同时得到 (见图 11-8)。测量公法线长度时不用齿顶圆作测量基准, 测量精度较高, 因此公法线平均长度偏差通常作为单个齿轮的侧隙评定指标。但是需要指出, 公法线平均长度偏差  $\Delta E_{wm}$  与公法线长度变动  $\Delta F_w$  具有完全不同的含义和作用。前者影响齿轮侧隙大小, 测量时需要与公法线公称长度比较; 后者影响齿轮传递运动的准确性, 测量时取  $W_{\max}$  和  $W_{\min}$  的差值, 而无需知道公法线的公称长度。

国家标准未给出公法线长度的上、下偏差, 因此设计时需要用齿厚上、下偏差换算成公法线长度上、下偏差。换算公式详见本章 11.4 节。

### 11.3 齿轮副的评定指标及其检测

上面所讨论的都是单个齿轮的误差项目，此外，齿轮副的安装误差同样影响齿轮传动的使用性能，所以对这类误差也应加以控制。齿轮副的安装误差有以下几项。

#### 11.3.1 齿轮副的轴线平行度误差

除了单个齿轮的误差项目外，齿轮副轴线的平行度误差亦同样影响接触精度。齿轮副轴线的平行度误差有  $x$ 、 $y$  两个相互垂直方向的误差。 $x$  方向轴线的平行度误差  $\Delta f_x$  是指一对齿轮的轴线在其基准平面上投影的平行度误差。 $y$  方向轴线的平行度  $\Delta f_y$  是指一对齿轮的轴线，在垂直于基准平面，且平行于基准轴线的平面上投影的平行度误差（见图 11-20）。 $\Delta f_x$ 、 $\Delta f_y$  均在等于全齿宽的长度上测量。基准平面是包含基准轴线，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。两条轴线中任何一条轴线都可作为基准轴线。

齿轮副轴线平行度误差  $\Delta f_x$ 、 $\Delta f_y$  主要影响到装配后齿轮副相啮合齿面接触的均匀性，即影响到齿轮副载荷分布的均匀性，对齿轮副侧隙也有影响，故对轴线不可调节的齿轮传动，必须控制其轴心线的平行度误差，尤其对  $\Delta f_y$  的控制应更严格。

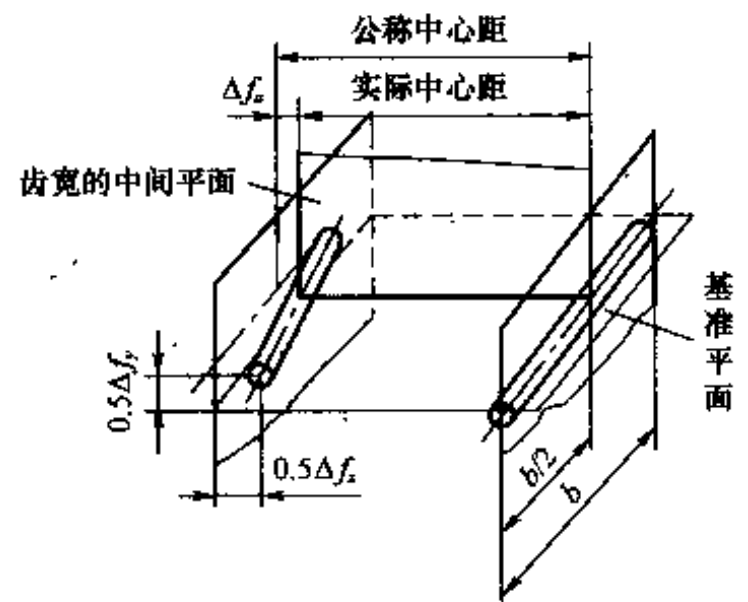


图 11-20 齿轮副轴线的平行度误差

#### 11.3.2 齿轮副的中心距偏差 $\Delta f_a$

齿轮副的中心距偏差  $\Delta f_a$  是指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（见图 11-20）。

中心距偏差  $\Delta f_a$  的大小直接影响到装配后侧隙的大小，故对轴线不可调节的齿轮传动，必须对其加以控制。

#### 11.3.3 接触斑点

接触斑点是齿面接触精度的综合评定指标。它是指装配好的齿轮副，在轻微制动下，运

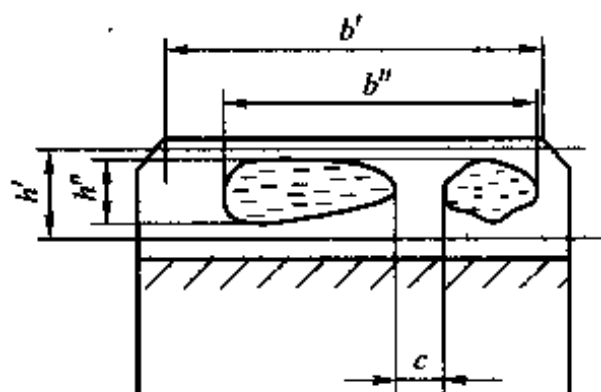


图 11-21 齿轮副接触斑点

转后齿面上分布的接触擦亮痕迹（见图 11-21）。接触痕迹的大小在齿面展开图上用百分数计算。由于齿轮副擦亮痕迹的大小是在齿轮副装配后测定的，因此，此项检测比检验单个齿轮载荷分布均匀性的指标更接近工作状态，测量过程也较简单和方便。

所谓轻微制动，是指所加制动扭矩应保证齿面不脱离啮合，而又不致使零件产生可觉察的弹性变形。检验接触斑点一般不用涂料，必要时才允许使用规定的薄膜

涂料。

沿齿长方向：接触痕迹的长度  $b''$ （扣除超过膜数值的断开部分阶段  $c$ ）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

$$\frac{h''}{h'} \times 100\%$$

### 11.3.4 齿轮副的圆周侧隙和法向侧隙

齿轮副的法向侧隙  $j_n$  是齿轮副工作齿面接触时，非工作齿面间的最小距离 [见图 11-22 (a)]。

在生产中，亦可检验圆周侧隙  $j_t$ 。它是指齿轮副中一个齿轮固定时，另一个齿轮的圆周晃动量 [见图 11-22 (b)]，以分度圆上弧长计。法向侧隙与圆周侧隙有如下关系：

$$j_n = j_t \cos \beta_b \cos \alpha$$

式中， $\beta_b$  —— 基圆螺旋角。

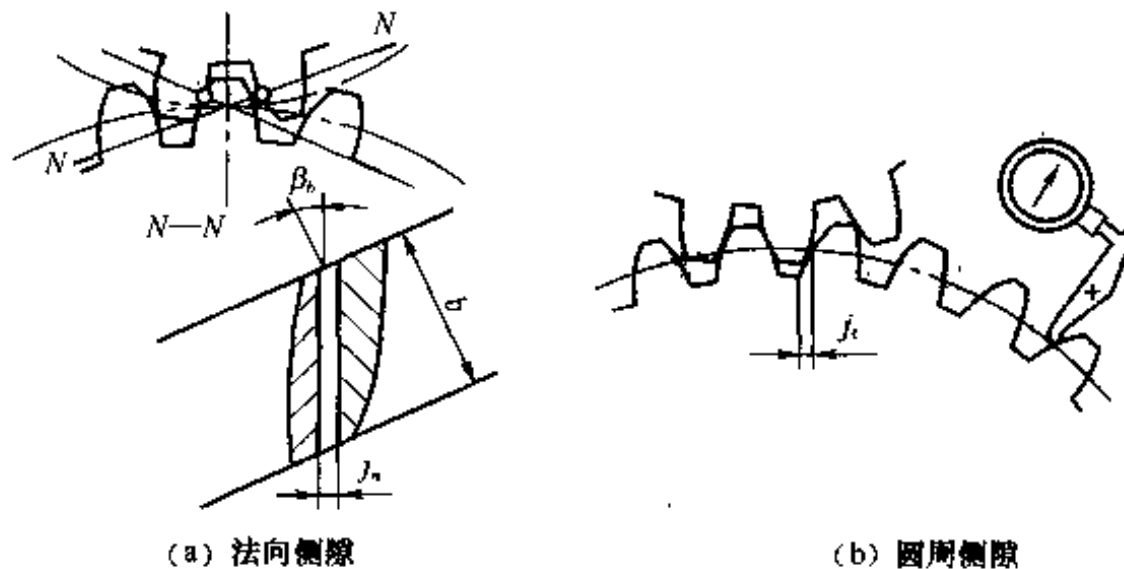


图 11-22 齿轮副的侧隙

侧隙  $j_n$ （或  $j_t$ ）的大小主要决定于齿轮副的安装中心距和单个齿轮影响到侧隙的加工误差，因此  $j_n$ （或  $j_t$ ）是直接体现能否满足设计侧隙要求的综合性指标。

$j_n$  可用塞尺测量， $j_t$  可用指示表测量。测量  $j_n$  或测量  $j_t$  是等效的。

上述对齿轮副的 4 个方面如均能满足要求，该齿轮副即被认为是合格的。

## 11.4 渐开线圆柱齿轮精度标准

原国家标准 GB 10095—1988《渐开线圆柱齿轮精度标准》，正逐步被 GB/T 10095.1—2001、GB/T 10095.2—2001 和 GB/Z 18620.1—2002 等新标代替。一般适用于平行轴传动的渐开线圆柱齿轮及齿轮副，其公差或限偏差值可以按照标准给出的公差计算公式或关系式计算。

### 11.4.1 齿轮精度等级及其选择

标准规定, 齿轮和齿轮副分为 12 个精度等级, 精度由高到低依次为 1~12 级, 其中 1、2 级是为发展需要而规定的。齿轮副中的两个齿轮精度等级可以相同, 也可以不同。各类机械中的齿轮精度等级应用范围见表 11-1。

表 11-1 各种机械采用的齿轮精度等级

应用范围	精度等级	应用范围	精度等级
测量齿轮	3~5	拖拉机	6~10
汽轮机减速器	3~6	一般用途的减速器	6~9
金属切削机床	3~8	轧钢设备的小齿轮	6~10
内燃机车与电气机车	6~7	矿用绞车	8~10
轻型汽车	5~8	起重机机构	7~10
重型汽车	6~9	农业机械	8~11
航空发动机	4~7		

选择齿轮精度等级时, 必须按齿轮传动的用途、使用条件及其他技术要求, 如圆周速度、传动功率、润滑条件、传递运动的准确性和平稳性及承载均匀性、工作时间和使用寿命等各方面因素, 同时应考虑工艺的可能性和经济性。根据使用要求的不同, 允许对 3 个公差组选用不同的精度等级, 而在同一公差组内, 各项公差和极限偏差应保持相同的精度等级。

分度、读数齿轮 (如精密分度机构和仪器读数机构中的齿轮) 的主要要求是传递运动的准确性, 可按传动链运动精度要求, 由误差传递规律计算而定出第 I 公差组的精度等级, 然后再按工作条件确定其他精度要求。

高速动力齿轮 (如汽轮机减速器齿轮) 的特点是传递功率大、速度高, 要求传递平稳、噪声及振动小, 同时也有较高的齿面接触要求。因此, 首先按圆周速度要求确定第 II 公差组的精度等级, 而第 III 公差组精度不宜低于第 II 公差组, 第 I 公差组的精度等级也不能过低。

低速动力齿轮 (如轧钢、矿山及起重机等机械用的齿轮) 的特点是传递功率大、速度低, 主要要求齿面接触良好。因此, 首先按照强度和寿命要求确定第 III 公差组的精度等级; 其次第 II 公差组误差项目 ( $\Delta f_f$  和  $\Delta f_{pb}$ ) 也影响齿面接触精度, 故其精度等级不应过分低于第 III 公差组。

表 11-2 列出了齿轮常用精度等级的适用范围。表 11-3 列出了与第 II 公差组精度等级相适应的齿轮圆周速度的范围, 供设计时参考。

表 11-2 常用齿轮精度等级的适用范围

精度等级	工作条件与应用范围	圆周速度 / $m \cdot s^{-1}$	齿面的最终加工
5	用于高平稳且低噪声的高速传动的齿轮; 精密机构中的齿轮; 蜗轮机齿轮; 检验 8、9 级精密齿轮的齿轮; 重要的航空、船用齿轮箱齿轮	>20	精密磨齿; 对尺寸大的齿轮, 精密滚齿后研齿或剃齿
6	用于高速下平稳工作、需要高效率及低噪声的齿轮; 航空、汽车及机床中的重要齿轮; 读数机构齿轮; 分度机构的齿轮	<15	磨齿或精密剃齿

续表

精度等级	工作条件与应用范围	圆周速度 /m·s <sup>-1</sup>	齿面的最终加工
7	在高速和功率较小或大功率和速度不太高下工作的齿轮；普通机床中的进给齿轮和主传动链的变速齿轮；航空中的一般齿轮；速度较高的减速器齿轮；起重机的齿轮；读数机构齿轮	<10	对不淬硬的齿轮：用精确的刀具滚齿、插齿、剃齿 对淬硬的齿：磨齿、珩齿或研齿
8	一般机器中无特殊精度要求的齿轮；汽车、拖拉机中的一般齿轮；通用减速器的齿轮；航空、机床中的不重要齿轮；农业机械中的重要齿轮	<6	滚齿、插齿，必要时剃齿、珩齿或研齿
9	无精度要求的较粗糙齿轮；农业机械中的一般齿轮	<2	滚齿、插齿、铣齿

表 11-3 齿轮第 II 公差组精度等级的推荐应用

机械 设备		第 II 公差组精度等级					
		5	6	7	8	9	
		齿轮的圆周速度 (m/s)					
通用机械		>15	≤15	≤10	≤6	≤2	
冶金机械		—	10~15	6~10	2~6	0.5~2	
地质勘探机械		—	—	6~10	2~6	0.5~2	
煤炭采掘机械		—	—	6~10	2~6	<2	
林业机械		—	<15	<10	<6	<2	
拖拉机		—	未淬火	淬火	—	—	
发动机		>60	>15~60	≤15	—	—	
		(<2000)	(<2000)	(<2000)	—	—	
		>40	≤40	—	—	—	
		(2000~4000)	(2000~4000)	(2000~4000)	—	—	
传送带 减速器	模数	≤2.5	16~28	11~16	7~11	2~7	2
		6~10	13~18	9~13	4~9	<4	—
船用减速器		—	—	<9~10	<5~6	<2.5~3	
金属切削机床		>15	>3~15	≤3	—	—	

注：括弧中的数字是指单位长度的载荷 (N/cm)。

### 11.4.2 公差组的检验组及其选择

齿轮精度的评定指标有多个，在检查和验收齿轮精度时，没有必要对所有的评定指标都进行检测。根据齿轮传动的使用要求、齿轮的精度等级、各项指标的性质以及齿轮加工和检测的具体条件，标准对 3 个公差组各规定了必要的检验项目的组合，称为公差组的检验组。各公差组的检验组见表 11-4。

表 11-4 公差组的检验组

公差组	检验组	附 注
I	$F_i'$	
	$F_p(F_{pk})$	$F_{pk}$ 仅在必要时加检
	$F_i''$ 与 $F_w$	当其中一项超差时，应按 $F_p$ 检定和验收齿轮的精度
	$F_r$ 与 $F_w$	
	$F_r$	仅用于 10~12 级精度



续表

公差组	检验组	附注
II	$f_i'$	有特殊需要时, 可加检 $f_{pb}$
	$f_i''$	须保证齿形精度
	$f_f$ 与 $f_{pt}$	对于轴向重合度大于 1.25, 6 级及高于 6 级精度的斜齿轮或人字齿轮, 推荐加检 $f_{fp}$
	$f_f$ 与 $f_{pb}$	
	$f_{pt}$ 与 $f_{pb}$	用于 9~12 级
	$f_{pt}$ 或 $f_{pb}$	仅用于 10~12 级精度
III	$F_{\beta}$	
	$F_b$	仅用于轴向重合度 $\epsilon_p \leq 1.25$ , 齿向线不加修正的窄斜齿轮
	$F_{\beta}$ 与 $F_b$	仅用于轴向重合度 $\epsilon_p > 1.25$ , 齿向线不加修正的宽斜齿轮

由表 11-4 可知, 每个公差组都有多个检验组, 其中任何一个检验组都可用来评定齿轮的精度, 但每个检验组所评定的效果并非等效的。故应根据齿轮的生产条件、加工方法、检测手段以及经济效益合理地选择检验组。

检验组的选择应综合考虑以下几个问题。

(1) 齿轮的精度等级和用途。对高精度齿轮, 应选择最能直接反映齿轮一转和一齿转角误差的综合性指标; 对中等或低精度齿轮, 则可选用便于用普通仪器检测的单项性指标组合的检验组。表 11-5 所示为不同精度等级和用途所采用的检验组, 可供设计时参考。

表 11-5 各公差组的检验组的组合及其适用范围

检验组	公差组			适用等级	测量仪器	适用范围
	I	II	III			
1	$\Delta F_i'$	$\Delta f_i'$	$\Delta F_{\beta}$	3~8	单啮仪、齿向仪	反映转角误差真实, 测量效率高, 适用于成批生产的齿轮的验收
2	$\Delta F_f$	$\Delta f_f$ 与 $\Delta f_{pb}$ 或 $\Delta f_f$ 与 $\Delta f_{pt}$		3~8	齿距仪、基节仪(万能测齿仪)、齿向仪、渐开线检查仪	准确度高, 适用于中、高精度、磨齿、滚齿、插齿、剃齿的齿轮验收检测或工艺分析与控制
3		$\Delta f_{pb}$ 或 $\Delta f_{pt}$		9~10	齿距仪、基节仪(万能测齿仪)、齿向仪	适用于精度不高的直齿轮及大尺寸齿轮, 或多齿数的滚切齿轮
4		$\Delta F_i''$ 或 $\Delta F_w$		$\Delta f_i''$	6~9	双啮仪、公法线千分尺、齿向仪
5	$\Delta F_f$ 或 $\Delta F_w$	$\Delta f_f$ 与 $\Delta f_{pb}$ 或 $\Delta f_f$ 与 $\Delta f_{pt}$		6~8	径向跳动仪、公法线千分尺、渐开线检查仪、基节仪、齿向仪	准确度高, 有助于齿轮机床的调整, 便于工艺分析, 适用于中等精度的磨削齿轮和滚齿、插齿、剃齿的齿轮
6		$\Delta f_{pb}$ 或 $\Delta f_{pt}$		9~10	径向跳动仪、公法线千分尺、渐开线检查仪、基节仪、齿向仪	便于工艺分析, 适用于中、低精度的齿轮, 多齿数滚齿的齿轮
7	$\Delta F_f$	$\Delta f_{pt}$		10~12	径向跳动仪、齿距仪	

注: 第 III 公差组中的  $\Delta F_{\beta}$  在不作接触斑点检验时才用。

(2) 检验的目的。齿轮检验可分为验收检验和工艺检验。验收检验的目的是在齿轮加工终了后判断其是否合格, 故最好选用能全面反映齿轮传动质量的综合性指标。工艺检验是加工过程中的检验, 其目的是为了揭示工艺因素引起的误差, 查明误差产生的原因, 以便调整



工艺,为此必须选用单项性指标组合的检验组。

(3) 生产的规模及工厂的具体条件。生产批量大,宜选用综合性指标的检验组,以提高验收效率。对单件小批量生产,一般应选用单项性指标组合的检验组,如选用综合性指标的检验组,势必要配备价格昂贵的高精度仪器,这显然是不经济的。此外,还应考虑到工厂现有的检测条件。

(4) 切齿的工艺。不同的切齿方法可能产生的主要误差是有区别的,因此应根据切齿工艺的特点选择检验项目,以便对齿轮的精度进行有效的控制。表 11-5 列出了部分检验组适用的切齿工艺,供设计时参考。

(5) 检验组之间的协调。为减少所使用的检测仪器种类,提高检测的效率及保证各公差组之间测量精度的一致性,应注意检验组中被测误差项目的协调。例如,在第 I 公差组中选用了  $F'_i$  第 II 公差组就应选用  $f'_i$ ; 如果在第 I 公差组中选用了  $F_p$ , 则第 II 公差组就最好选用有  $f_{pv}$  的检验组。

### 11.4.3 齿轮副侧隙

齿轮副侧隙与齿轮工作条件有关,与精度等级无关。如汽轮机中的齿轮传动工作温度升高,为了保证正常润滑,避免因发热而卡死,要求有大的保证侧隙;而对于需正反转或读数机构中的传动齿轮,为了避免空程影响精度,则需要小的保证侧隙。

具有公称齿厚的齿轮副在公称中心距下啮合是无侧隙的。为了使齿轮副在传动中获得必要的侧隙,可采用两种方法,即调整中心距和减薄齿厚。前者可称为“基中心距制”,后者可称为“基齿厚制”。我国国标规定采用“基中心距制”,即在固定中心距极限偏差下,通过改变齿厚偏差的大小来获得不同的最小侧隙。齿轮的齿厚上、下偏差 ( $E_{ss}$ 、 $E_{si}$ ) 或公法线平均长度上、下偏差 ( $E_{wms}$ 、 $E_{wmi}$ ), 可以进行如下的计算分析。

#### (1) 最小极限侧隙的确定

最小极限侧隙  $j_{n\min}$  (或  $j_{\min}$ ) 根据齿轮传动时允许的工作温度、润滑方式和齿轮的圆周速度确定。设计中选定的最小极限侧隙,应能补偿齿轮传动时因温度升高引起的齿轮和箱体的热变形及保证正常的润滑。补偿热变形所需的法向侧隙  $j_{n1}$  按下式计算:

$$j_{n1} = a(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) 2 \sin \alpha_n$$

式中,  $a$  —— 传动中心距;

$\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  —— 齿轮和箱体的线膨胀系数;

$\Delta t_1$ 、 $\Delta t_2$  —— 齿轮和箱体工作温度对 20℃ 的偏差;

$\alpha_n$  —— 齿轮的法向啮合角。

保证正常润滑条件所需的法向侧隙  $j_{n2}$  取决于润滑方式和齿轮的圆周速度,  $j_{n2}$  可参考表 11-6 选用。

表 11-6  $j_{n2}$  的推荐值

润滑方式	圆周速度 $v$ ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )			
	$\leq 10$	10~15	25~60	>60
喷油润滑	$0.01m_n$	$0.02m_n$	$0.03m_n$	$(0.03 \sim 0.05)m_n$
油池润滑	$(0.005 \sim 0.01)m_n$			

注:  $m_n$  —— 法向模数 (mm)。

最小侧隙应为  $j_{n1}$  与  $j_{n2}$  之和, 即  $j_{\min} = j_{n1} + j_{n2}$ 。

(2) 齿厚极限偏差及其代号

如前所述, 由于采用了基中心距制, 故齿轮的最小极限侧隙是通过改变齿厚的极限偏差获得的。标准已将齿厚的极限偏差作了标准化, 规定了 14 种齿厚极限偏差, 并用大写英文字母表示 (见图 11-23)。齿厚极限偏差的数值是以齿距极限偏差的倍数表示 (见表 11-7)。齿厚的公差带用两个极限偏差的字母表示, 前一个字母表示上偏差, 后一个字母表示下偏差。14 种齿厚极限偏差可以任意组合, 以满足各种不同的需要。例如, 在图 11-23 示例中, 代号 FL 表示齿厚上偏差的代号为 F, 其数值为  $E_{ss} = -4f_{pt}$ ; 下偏差的代号为 L, 其数值为  $E_{si} = -16f_{pt}$ 。

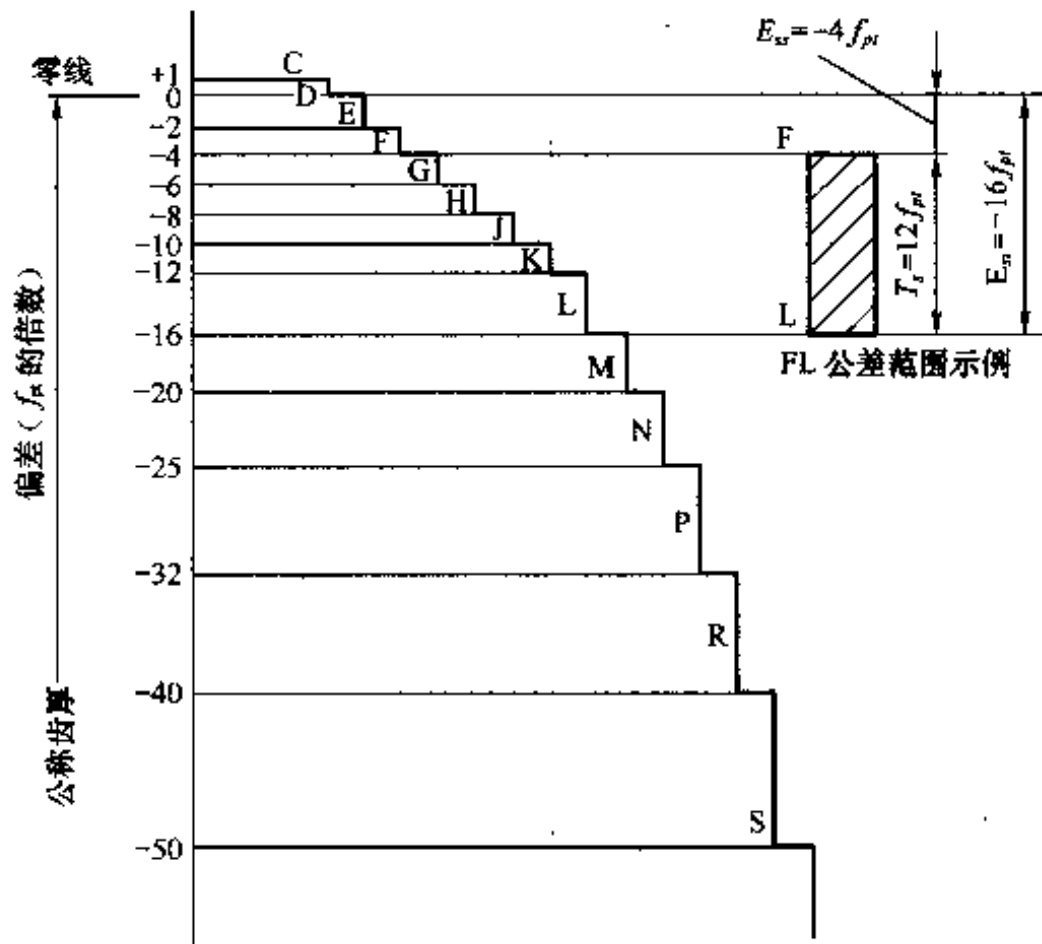


图 11-23 齿厚极限偏差标准代号

表 11-7 齿厚极限偏差

C = +1f <sub>pt</sub>	G = -6f <sub>pt</sub>	L = -16f <sub>pt</sub>	R = -40f <sub>pt</sub>
D = 0	H = -8f <sub>pt</sub>	M = -20f <sub>pt</sub>	S = -50f <sub>pt</sub>
E = -2f <sub>pt</sub>	J = -10f <sub>pt</sub>	N = -25f <sub>pt</sub>	
F = -4f <sub>pt</sub>	K = -12f <sub>pt</sub>	P = -32f <sub>pt</sub>	

(3) 齿厚上偏差  $E_{ss}$  的确定

齿厚上偏差不仅要保证齿轮副传动所需的最小极限侧隙, 同时还要补偿由加工、安装误差所引起的侧隙减小量。其计算公式为

$$E_{ss} = - \left[ f_a \tan \alpha + \frac{j_{\min} + K}{2 \cos \alpha_n} \right]$$

式中,  $f_a$  —— 中心距极限偏差, 可按齿轮第 II 公差组精度等级由表 11-15 查得;

$K$  —— 齿轮副制造和安装误差所引起的侧隙减小量, 可按下列式计算:

$$K = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2 + 2.104F_{\beta}^2}$$

将计算得到的齿厚上偏差除以齿距极限偏差  $f_{pt}$ , 并圆整成整数, 再按表 11-7 选取适当的齿厚上偏差代号。

(4) 齿厚下偏差  $E_{si}$  的确定

齿厚下偏差  $E_{si}$  由齿厚的上偏差  $E_{ss}$  和公差  $T_s$  求得, 其计算公式为

$$E_{si} = E_{ss} - T_s$$

式中,  $T_s$  —— 齿厚公差。

齿厚公差与齿厚上偏差无关, 它主要取决于切齿时进刀的调整误差和齿圈径向跳动, 可按下式计算:

$$T_s = \sqrt{F_r^2 + b_r^2} \times 2 \tan \alpha_n$$

式中,  $F_r$  —— 齿圈径向跳动公差;

$b_r$  —— 切齿进刀公差, 其推荐值按表 11-8 选用。表中的 IT 值按齿轮分度圆直径查标准尺寸公差数值表。

表 11-8 切齿进刀公差

第 II 公差组 精度等级	5	6	7	8	9
$b_r$ 值	IT8	1.26IT7	IT9	1.26IT9	IT10

当侧隙要求严格, 而齿厚极限偏差又不能以标准规定的 14 个代号选取时, 标准允许用数值直接表示齿厚极限偏差。

## (5) 公法线平均长度极限偏差的换算

测量公法线长度比测量齿厚方便、准确, 而且还能同时评定齿轮传递运动准确性和侧隙。因此, 在实际应用中, 对中等精度及其以上的齿轮, 常常用公法线平均长度极限偏差取代齿厚极限偏差的检测。但标准中没有直接给出公法线平均长度极限偏差的数值, 只给出了它与齿厚极限偏差的换算公式。对外齿轮, 其换算公式为

$$E_{wns} = E_{ss} \cos \alpha_n - 0.72 F_r \sin \alpha_n$$

$$E_{wmi} = E_{si} \cos \alpha_n - 0.72 F_r \sin \alpha_n$$

## 11.4.4 齿坯精度和齿轮的表面粗糙度

齿轮在加工、检验和装配时, 径向基准面和轴向辅助基准面应尽量一致, 通常采用齿坯内孔 (或顶圆) 和端面作为基准, 其精度对齿轮加工质量有很大的影响。齿坯的公差值按表 11-9 确定, 表面粗糙度推荐值如表 11-10 所示。

表 11-9 齿坯公差

齿轮精度等级 <sup>①</sup>		6	7	8	9
孔	尺寸公差、形状公差	IT6	IT7		IT8
轴	尺寸公差、形状公差	IT5	IT6		IT7
顶圆直径 <sup>②</sup>		IT8			IT9
分度圆直径/mm		齿坯基准面径向和端面圆跳动/ $\mu\text{m}$			
大于	到	精度等级			
		6	7	8	9
—	125	11	18	18	28
125	400	14	22	22	36
400	800	20	32	32	50

注: ① 当 3 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 当顶圆不作测量齿厚基准时, 尺寸公差按 IT11 给定, 但不大于  $0.1m_n$ ; 当以顶圆作基准面时, 齿坯基准面径向跳动就指顶圆的径向跳动。

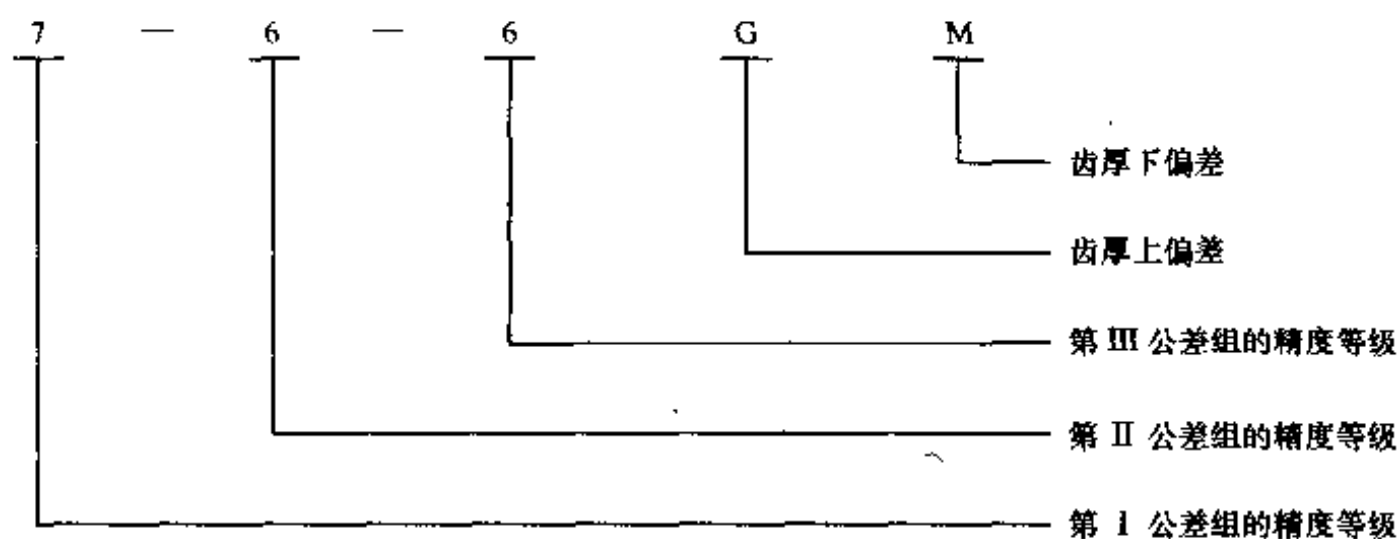
表 11-10 齿轮各表面的表面粗糙度推荐值 ( $\mu\text{m}$ )

精度等级	6	7		8	9	
齿面	0.8~1.6	1.6	3.2	6.3 (3.2)	6.3	12.5
齿面加工方法	磨或珩齿	剃或珩齿	滚或插	滚或插	滚	铣
基准孔	1.6	1.6~3.2			6.3	
基准轴径	0.8	1.6		3.2		
基准端面	3.2~6.3			6.3		
顶圆	6.3					

注：当 3 个公差组的精度等级不同时，按最高的精度等级确定  $R_a$  值。

### 11.4.5 齿轮精度标注

在齿轮零件图上应标注齿轮的精度等级和齿厚偏差的字母代号。标注示例如下：



### 11.4.6 齿轮精度标准

对单个直齿圆柱齿轮而言，为保证其精度要求，标准对每个精度都规定了 12 项评定指标，并对每项评定指标规定了公差值或极限偏差值。其中有 10 项指标的公差或极限偏差值 ( $F_p$  和  $F_{pk}$ 、 $F_r$ 、 $F_i'$ 、 $F_w$ 、 $f_i''$ 、 $f_f$ 、 $f_{pb}$ 、 $f_{pt}$ 、 $F_\beta$ ) 用列表的方式给出（见表 11-11~表 11-13）。

表 11-11 齿距累积公差  $F_p$  及  $F_{pk}$  (摘自 GB 10095—88) ( $\mu\text{m}$ )

$L/\text{mm}$		精度等级				
大于	到	5	6	7	8	9
20	32	12	20	28	40	56
32	50	14	22	32	45	63
50	80	16	25	36	50	71
80	160	20	32	45	63	90
160	315	28	45	63	90	125
315	630	40	63	90	125	180
630	1000	50	80	112	160	224
1000	1600	63	100	140	200	280

注：1.  $F_p$  和  $F_{pk}$  按分度圆弧长查表。

查  $F_p$  时，取  $L=\pi d/2$ ；

查  $F_{pk}$  时，取  $L=K\pi m_n$  ( $K$  为  $2\sim z/2$  的整数)。

2. 一般对于  $F_{pk}$ ， $K$  值规定取为小于  $z/6$  (或  $z/8$ ) 的最大整数。

表 11-12 齿圈径向跳动  $F_r$ 、公法线长度变动  $F_w$ 、径向综合公差  $F_i'$ 、齿形公差  $f_i$ 、齿距极限偏差  $f_{pk}$ 、基节极限偏差  $f_{pk}'$ 、基节极限偏差  $f_{pk}$ 、一齿径向综合公差  $f_i''$  (摘自 GB 10095—88)

分度圆直径 /mm	法向模数 /mm	齿圈径向跳动 $F_r$									公法线长度变动 $F_w$									径向综合公差 $F_i'$									齿形公差 $f_i$									齿距极限偏差 $f_{pk}$									基节极限偏差 $f_{pk}'$									一齿径向综合公差 $f_i''$								
		5	6	7	8	9	5	6	7	8	9	5	6	7	8	9	5	6	7	8	9	5	6	7	8	9	5	6	7	8	9	5	6	7	8	9	5	6	7	8	9																							
≤125	1~3.5	16	25	36	45	71						22	36	50	63	90	6	8	11	14	22	6	10	14	20	28	5	9	13	18	25	5	9	13	18	25	5	9	13	18	25	5	9	13	18	25	5	9	13	18	25	5	9	13	18	25								
	3.5~6.3	18	28	40	50	80						25	40	56	71	112	7	10	14	20	32	8	13	18	25	36	7	11	16	22	32	7	11	16	22	32	7	11	16	22	32	7	11	16	22	32	7	11	16	22	32													
	6.3~10	20	32	45	56	90						28	45	63	80	125	8	12	17	22	36	9	14	20	28	40	8	13	18	25	36	8	13	18	25	36	8	13	18	25	36	8	13	18	25	36	8	13	18	25	36													
125~400	1~3.5	22	36	50	63	80						32	50	71	90	112	7	9	13	18	28	7	11	16	22	32	6	10	14	20	30	6	10	14	20	30	6	10	14	20	30	6	10	14	20	30	6	10	14	20	30	6	10	14	20	30								
	3.5~6.3	25	40	56	71	100						36	56	80	100	140	8	11	16	22	36	9	14	20	28	40	8	13	18	25	36	8	13	18	25	36	8	13	18	25	36	8	13	18	25	36	8	13	18	25	36													
	6.3~10	28	45	63	86	112						40	63	90	112	160	9	13	19	28	45	10	16	22	32	45	9	14	20	30	40	9	14	20	30	40	9	14	20	30	40	9	14	20	30	40	9	14	20	30	40													
400~800	1~3.5	28	45	63	80	100						40	63	90	112	140	9	12	17	25	40	8	13	18	25	36	7	11	16	22	32	7	11	16	22	32	7	11	16	22	32	7	11	16	22	32	7	11	16	22	32	7	11	16	22	32								
	3.5~6.3	32	50	71	90	112						45	71	100	125	160	10	14	20	28	45	9	14	20	28	40	8	13	18	25	36	8	13	18	25	36	8	13	18	25	36	8	13	18	25	36	8	13	18	25	36													
	6.3~10	36	56	80	100	125						50	80	112	140	180	11	16	24	36	56	11	18	25	36	50	10	16	22	32	45	10	16	22	32	45	10	16	22	32	45	10	16	22	32	45	10	16	22	32	45													

精度等级

表 11-13 齿向公差  $F_\beta$  (摘自 GB 10095—88) ( $\mu\text{m}$ )

齿轮宽度/mm		精度等级				
大于	到	5	6	7	8	9
—	40	7	9	11	18	28
40	100	10	12	16	25	40
100	160	12	16	20	32	50

对  $F'_i$  和  $f'_i$  的公差值, 则按下式计算:

$$F'_i = F_p + f_f$$

$$f'_i = 0.6(f_f + f_{p'})$$

为保证齿轮副的精度要求, 标准也对接触斑点和中心距极限偏差的数值用列表的方式给出 (见表 11-14 和表 11-15), 供设计使用时参考。关于 GB/T 10095.1~2 等新标准中规定的偏差、公差值, 请参照标准原件。同理, 在 GB/T 10095 等新标准全面实施后, 标注代号也应按新标准规定表示。

表 11-14 齿轮副接触斑点 (摘自 GB 10095—88) (%)

接触斑点	齿轮精度				
	5	6	7	8	9
按高度不小于	55	50	45	40	30
按长度不小于	80	70	60	50	40

表 11-15 中心距极限偏差  $\pm f_a$  ( $\mu\text{m}$ )

第 II 公差组 精度等级	齿轮副的中心距 $a/\text{mm}$							
	30~50	50~80	80~120	120~180	180~250	250~315	315~400	400~500
5~6	12.5	15	17.5	20	23	26	28.5	31.5
7~8	19.5	23	27	31.5	36	40.5	44.5	48.5
9~10	31	37	43.5	50	57.5	65	70	77.5

图 11-24 所示是一个盘形齿轮工作图及其精度标注示例, 可供学习时参考。

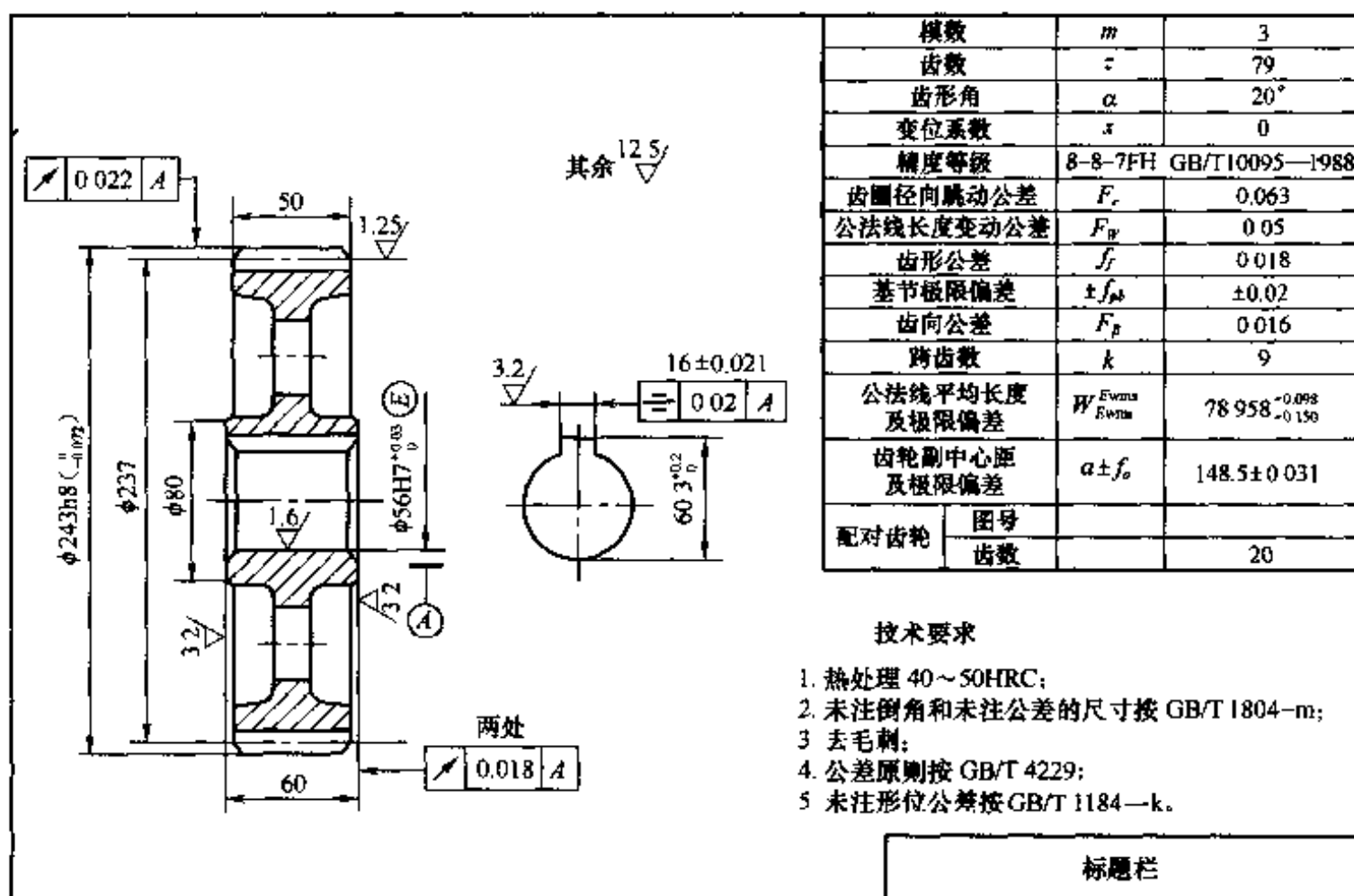


图 11-24 齿轮工作图及其精度标注示例

## 思考题与习题

- 11-1 齿轮传动有哪些使用要求？
- 11-2 影响齿轮使用要求的误差有哪些？分别来自哪几方面？
- 11-3 反映传递运动准确性的单个齿轮检测指标有哪些？试叙述各项指标的检测项目名称和字母符号。
- 11-4 反映传动工作平稳性的单个齿轮检测指标有哪些？试叙述各项指标的检测项目名称和字母符号。
- 11-5 反映载荷分布均匀性的单个齿轮检测指标有哪些？试叙述各项指标的检测项目名称和字母符号。
- 11-6 反映齿侧间隙的单个齿轮检测指标有哪些？试叙述各项指标的检测项目名称和字母符号。
- 11-7 反映齿侧间隙的齿轮副检测指标是什么？试叙述其检测项目名称和字母符号。
- 11-8 选择齿轮精度等级时应考虑哪些因素？
- 11-9 齿轮精度标准中，为什么规定检验组？合理地选择检验组应考虑哪些问题？
- 11-10 规定齿坯公差的目的的是什么？齿坯公差主要有哪些项目？
- 11-11 某减速器中的某一标准渐开线直齿圆柱齿轮，已知模数  $m=4\text{mm}$ ， $\alpha=20^\circ$ ，齿数  $z=40$ ，齿宽  $b=60\text{mm}$ ，齿轮的精度等级代号为 8FH GB/T 10095—1988，中小批量生产，试选择其检验项目，并查表确定齿轮的各项公差与极限偏差的数值。

# 附录

轴的极限偏差 (GB 1801—79) (μm)

附表 1

基本尺寸 mm	公差带																																			
	a			b			c			d			e			f			g																	
	9	10	11	9	10	11	8	9	10	7	8	9	6	7	8	5	6	7	4	5	6	3	4	5	2	3	4	1	2	3						
3	-270	-270	-310	-140	-140	-180	-60	-60	-100	-20	-20	-30	-14	-14	-20	-6	-6	-10	-6	-6	-10	-6	-6	-10	-6	-6	-10	-2	-2	-6	-2	-2	-6			
6	-270	-270	-318	-140	-140	-188	-70	-70	-118	-30	-30	-40	-20	-20	-28	-10	-10	-15	-10	-10	-15	-10	-10	-15	-4	-4	-10	-4	-4	-10	-4	-4	-10			
10	-280	-280	-338	-150	-150	-208	-80	-80	-138	-40	-40	-55	-25	-25	-34	-13	-13	-19	-13	-13	-19	-13	-13	-19	-5	-5	-12	-5	-5	-12	-5	-5	-12			
14	-290	-290	-360	-150	-150	-220	-95	-95	-165	-50	-50	-68	-32	-32	-43	-16	-16	-24	-16	-16	-24	-16	-16	-24	-6	-6	-17	-6	-6	-17	-6	-6	-17			
18	-300	-300	-384	-160	-160	-244	-110	-110	-194	-65	-65	-86	-40	-40	-53	-20	-20	-29	-20	-20	-29	-20	-20	-29	-7	-7	-20	-7	-7	-20	-7	-7	-20			
24	-310	-310	-410	-170	-170	-270	-120	-120	-220	-80	-80	-105	-50	-50	-66	-25	-25	-36	-25	-25	-36	-25	-25	-36	-9	-9	-25	-9	-9	-25	-9	-9	-25			
30	-320	-320	-420	-180	-180	-280	-130	-130	-230	-90	-90	-120	-60	-60	-79	-30	-30	-43	-30	-30	-43	-30	-30	-43	-10	-10	-30	-10	-10	-30	-10	-10	-30			
40	-340	-340	-460	-190	-190	-310	-140	-140	-260	-100	-100	-130	-70	-70	-90	-40	-40	-55	-40	-40	-55	-40	-40	-55	-11	-11	-40	-11	-11	-40	-11	-11	-40			
50	-360	-360	-480	-200	-200	-320	-150	-150	-270	-110	-110	-140	-80	-80	-100	-50	-50	-66	-50	-50	-66	-50	-50	-66	-12	-12	-50	-12	-12	-50	-12	-12	-50			
65	-380	-380	-520	-220	-220	-360	-170	-170	-310	-130	-130	-160	-100	-100	-120	-60	-60	-79	-60	-60	-79	-60	-60	-79	-14	-14	-60	-14	-14	-60	-14	-14	-60			
80	-410	-410	-550	-240	-240	-380	-180	-180	-330	-140	-140	-170	-110	-110	-130	-70	-70	-90	-70	-70	-90	-70	-70	-90	-16	-16	-70	-16	-16	-70	-16	-16	-70			
100	-460	-460	-620	-260	-260	-420	-200	-200	-360	-160	-160	-190	-130	-130	-150	-80	-80	-100	-80	-80	-100	-80	-80	-100	-18	-18	-80	-18	-18	-80	-18	-18	-80			
120	-520	-520	-700	-280	-280	-440	-210	-210	-370	-170	-170	-200	-140	-140	-160	-90	-90	-110	-90	-90	-110	-90	-90	-110	-20	-20	-90	-20	-20	-90	-20	-20	-90			
140	-580	-580	-780	-310	-310	-470	-230	-230	-390	-190	-190	-220	-160	-160	-180	-100	-100	-120	-100	-100	-120	-100	-100	-120	-22	-22	-100	-22	-22	-100	-22	-22	-100			
160	-680	-680	-880	-350	-350	-530	-270	-270	-450	-230	-230	-260	-190	-190	-210	-120	-120	-140	-120	-120	-140	-120	-120	-140	-24	-24	-120	-24	-24	-120	-24	-24	-120			
180	-830	-830	-1030	-410	-410	-610	-290	-290	-490	-250	-250	-280	-210	-210	-230	-140	-140	-160	-140	-140	-160	-140	-140	-160	-26	-26	-140	-26	-26	-140	-26	-26	-140			





续表

基本尺寸 mm		公差带																																		
		h										js							k							m										
大于	至	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	4	5	6	7	8	9	10	11	12	5	6	7	8	9	10	11	12	5	6	7	5	6	7		
10	14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	±2.5	±4	±5.5	±9	±13	±21	±35	±55	±90	+9	+12	+19	+15	+23	+27	+20	+15	+18	+25	+15	+18	+25	+15	+18	+25
14	18	-5	-8	-11	-18	-27	-43	-70	-110	-180	-270	±2.5	±4	±5.5	±9	±13	±21	±35	±55	±90	+9	+12	+19	+15	+23	+27	+20	+15	+18	+25	+15	+18	+25	+15	+18	+25
18	24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	±3	±4.5	±6.5	±10	±16	±26	±42	±65	±105	+11	+15	+23	+18	+27	+20	+15	+18	+25	+17	+21	+29	+17	+21	+29	
24	30	-6	-9	-13	-21	-33	-52	-84	-130	-210	-330	±3	±4.5	±6.5	±10	±16	±26	±42	±65	±105	+11	+15	+23	+18	+27	+20	+15	+18	+25	+17	+21	+29	+17	+21	+29	
30	40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	±3.5	±5.5	±8	±12	±19	±31	±50	±80	±125	+13	+18	+27	+13	+20	+28	+21	+13	+18	+27	+20	+25	+34	+20	+25	+34
40	50	-7	-11	-16	-25	-39	-62	-100	-160	-250	-390	±3.5	±5.5	±8	±12	±19	±31	±50	±80	±125	+13	+18	+27	+13	+20	+28	+21	+13	+18	+27	+20	+25	+34	+20	+25	+34
50	65	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	±4	±6.5	±9.5	±15	±23	±37	±60	±95	±150	+15	+21	+32	+15	+22	+33	+15	+15	+21	+32	+24	+30	+41	+24	+30	+41
65	80	-8	-13	-19	-30	-46	-74	-120	-190	-300	-460	±4	±6.5	±9.5	±15	±23	±37	±60	±95	±150	+15	+21	+32	+15	+22	+33	+15	+15	+21	+32	+24	+30	+41	+24	+30	+41
80	100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	±5	±7.5	±11	±17	±27	±43	±70	±110	±175	+18	+25	+38	+18	+26	+40	+18	+18	+25	+38	+28	+35	+48	+28	+35	+48
100	120	-10	-15	-22	-35	-54	-87	-140	-220	-350	-540	±5	±7.5	±11	±17	±27	±43	±70	±110	±175	+18	+25	+38	+18	+26	+40	+18	+18	+25	+38	+28	+35	+48	+28	+35	+48
120	140	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	±6	±9	±12.5	±20	±31	±50	±80	±125	±200	+21	+28	+43	+21	+30	+45	+21	+21	+28	+43	+33	+40	+55	+33	+40	+55
140	160	-12	-18	-25	-40	-63	-100	-160	-250	-400	-630	±6	±9	±12.5	±20	±31	±50	±80	±125	±200	+21	+28	+43	+21	+30	+45	+21	+21	+28	+43	+33	+40	+55	+33	+40	+55
160	180	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	±7	±10	±14.5	±23	±36	±57	±92	±145	±230	+24	+33	+50	+24	+33	+50	+24	+24	+33	+50	+43	+50	+63	+43	+50	+63
180	200	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	±7	±10	±14.5	±23	±36	±57	±92	±145	±230	+24	+33	+50	+24	+33	+50	+24	+24	+33	+50	+43	+50	+63	+43	+50	+63
200	225	-14	-20	-29	-46	-72	-115	-185	-290	-460	-720	±8	±11.5	±16	±26	±40	±65	±105	±160	±260	+27	+36	+56	+27	+36	+56	+27	+27	+36	+56	+46	+55	+72	+46	+55	+72
225	250	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	±8	±11.5	±16	±26	±40	±65	±105	±160	±260	+27	+36	+56	+27	+36	+56	+27	+27	+36	+56	+46	+55	+72	+46	+55	+72
250	280	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	±9	±12.5	±18	±28	±44	±70	±115	±180	±285	+29	+39	+61	+29	+39	+61	+29	+29	+39	+61	+49	+58	+78	+49	+58	+78
280	315	-16	-23	-32	-52	-81	-130	-210	-320	-520	-810	±9	±12.5	±18	±28	±44	±70	±115	±180	±285	+29	+39	+61	+29	+39	+61	+29	+29	+39	+61	+49	+58	+78	+49	+58	+78
315	355	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	±9	±12.5	±18	±28	±44	±70	±115	±180	±285	+29	+39	+61	+29	+39	+61	+29	+29	+39	+61	+49	+58	+78	+49	+58	+78
355	400	-18	-25	-36	-57	-89	-140	-230	-360	-570	-890	±9	±12.5	±18	±28	±44	±70	±115	±180	±285	+29	+39	+61	+29	+39	+61	+29	+29	+39	+61	+49	+58	+78	+49	+58	+78
315	400	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	±10	±13.5	±20	±31	±48	±77	±125	±200	±315	+32	+45	+68	+32	+45	+68	+32	+32	+45	+68	+50	+63	+86	+50	+63	+86
450	500	-20	-27	-40	-63	-97	-155	-250	-400	-630	-970	±10	±13.5	±20	±31	±48	±77	±125	±200	±315	+32	+45	+68	+32	+45	+68	+32	+32	+45	+68	+50	+63	+86	+50	+63	+86



续表

基本尺寸 mm		公差带																							
		n		p		r		s		t		u		v		x		y		z					
大于	至	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀		
160	180					+86	+93	+108	+126	+138	+148	+164	+171	+186	+228	+235	+250	+273	+392	+350	+373	+405	+420	+490	+505
180	200					+68	+68	+68	+108	+108	+108	+146	+146	+146	+210	+210	+210	+210	+252	+310	+310	+380	+380	+465	+465
200	225					+97	+106	+123	+142	+151	+168	+186	+195	+212	+256	+265	+282	+308	+330	+396	+396	+454	+471	+549	566
225	250	+51	+60	+77	+79	+80	+80	+80	+130	+130	+130	+180	+180	+180	+258	+258	+258	+330	+310	+431	+385	+470	+575	+575	
250	280	+31	+31	+31	+50	+84	+84	+84	+140	+140	+140	+196	+196	+196	+284	+284	+284	+356	+340	+425	+425	+520	+640	+640	
280	315	+57	+66	+86	+79	+117	+126	+146	+181	+190	+210	+241	+250	+270	+338	+347	+367	+396	+417	+527	+475	+580	+710	+710	
315	355	+34	+34	+34	+56	+94	+94	+94	+158	+158	+158	+218	+218	+218	+315	+315	+315	+431	+385	+475	+580	+710	+842	+842	
355	400	+62	+73	+94	+87	+133	+144	+165	+215	+226	+247	+293	+304	+325	+415	+426	+447	+479	+511	+647	+590	+730	+900	+900	
400	450	+37	+37	+37	+62	+108	+108	+108	+190	+190	+190	+268	+268	+268	+390	+390	+390	+390	+475	+590	+590	+730	+900	+900	
450	500	+67	+80	+103	+95	+139	+150	+171	+233	+244	+265	+319	+330	+351	+460	+471	+492	+542	+566	+717	+660	+820	+1000	+1000	
		+40	+40	+40	+68	+114	+114	+114	+208	+208	+208	+294	+294	+294	+435	+435	+435	+435	+530	+660	+660	+820	+1000	+1000	
		+67	+80	+103	+95	+153	+166	+189	+259	+272	+295	+357	+370	+393	+517	+530	+553	+587	+635	+803	+740	+920	+1100	+1100	
		+40	+40	+40	+68	+126	+126	+126	+232	+232	+232	+330	+330	+330	+490	+490	+490	+490	+595	+740	+740	+920	+1100	+1100	
		+40	+40	+40	+68	+159	+172	+195	+279	+292	+315	+387	+400	+423	+567	+580	+603	+637	+700	+883	+820	+1000	+1250	+1250	
						+132	+132	+132	+252	+252	+252	+360	+360	+360	+540	+540	+540	+540	+660	+820	+820	+1000	+1250	+1250	

注: 1. 基本尺寸小于 1mm 时, 各级的 a 和 b 均不采用。

2. “◀” 为优先公差带, “\*” 为常用公差带, 其余为一般用途公差带。

附表 2 孔的极限偏差 (GB 1801—79)

( $\mu\text{m}$ )

基本尺寸 mm		公差带																									
		A				B				C				D				E				F				G	
大于	至	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀	*	◀		
—	3	+295	+310	+330	+165	+180	+200	+240	+240	+270	+140	+140	+140	+120	+160	+30	+30	+34	+45	+60	+80	+24	+28	+39	+54	+8	+12
		+270	+270	+270	+140	+140	+140	+140	+140	+140	+140	+140	+140	+20	+60	+20	+20	+20	-20	+20	+20	+14	+14	+14	+14	+6	+2
3	6	+300	+318	+345	+170	+188	+215	+260	+260	+270	+118	+118	+118	+145	+190	+42	+42	+48	+60	+78	+105	+32	+38	+50	+68	+18	+16
		+270	+270	+270	+140	+140	+140	+140	+140	+140	+140	+140	+140	+70	+70	+30	+30	+30	-30	+30	+30	+20	+20	+20	+20	+10	+4

续表

基本尺寸 mm		公差带																																									
		A						B						C						D						E						F						G					
大于	至	9	10	11	*	12	8	9	10	11	12	7	8	9	10	11	7	8	9	10	11	7	8	9	10	11	6	7	8	9	*	5	6	7									
6	10	+316 +280	+338 +280	+370 +280	+300 +150	+102 +80	+116 +80	+138 +80	+165 +95	+205 +95	+230 +80	+55 +40	+62 +40	+76 +40	+98 +40	+130 +40	+40 +25	+47 +25	+61 +25	+83 +25	+22 +13	+28 +13	+35 +13	+49 +13	+14 +5	+11 +5	+20 +5	10	14	18	24	30	40	50	65	80	100	120	140	160	180	200	225
10	14	+333 +290	+360 +290	+400 +290	+260 +150	+122 +95	+138 +95	+165 +95	+205 +95	+275 +95	+68 +50	+77 +50	+93 +50	+120 +50	+160 +50	+50 +32	+59 +32	+75 +32	+102 +32	+27 +16	+34 +16	+43 +16	+59 +16	+17 +5	+14 +6	+24 +6	18	24	30	40	50	65	80	100	120	140	160	180	200	225			
18	24	+352 +300	+384 +300	+430 +300	+290 +160	+143 +110	+162 +110	+194 +100	+204 +110	+320 +110	+86 +65	+98 +65	+117 +65	+149 +65	+195 +65	+61 +40	+73 +40	+92 +40	+124 +40	+33 +20	+41 +20	+53 +20	+72 +20	+20 +7	+16 +7	+28 +7	30	40	50	65	80	100	120	140	160	180	200	225					
30	40	+372 +310	+410 +310	+470 +310	+330 +170	+159 +120	+182 +120	+220 +120	+280 +120	+370 +120	+105 +80	+119 +80	+142 +80	+180 +80	+240 +80	+75 +50	+89 +50	+112 +50	+150 +50	+41 +25	+50 +25	+64 +25	+87 +25	+20 +9	+16 +9	+34 +9	40	50	65	80	100	120	140	160	180	200	225						
40	50	+382 +320	+420 +320	+480 +320	+340 +180	+169 +130	+192 +130	+230 +130	+290 +130	+380 +120	+130 +100	+146 +100	+174 +100	+220 +100	+290 +100	+90 +60	+106 +60	+134 +60	+180 +60	+49 +30	+60 +30	+76 +30	+104 +30	+23 +10	+20 +10	+40 +10	50	65	80	100	120	140	160	180	200	225							
50	65	+414 +340	+460 +340	+530 +340	+380 +190	+186 +140	+214 +140	+260 +140	+330 +140	+440 +140	+130 +100	+146 +100	+174 +100	+220 +100	+290 +100	+90 +60	+106 +60	+134 +60	+180 +60	+49 +30	+60 +30	+76 +30	+104 +30	+23 +10	+20 +10	+40 +10	65	80	100	120	140	160	180	200	225								
65	80	+434 +360	+480 +360	+550 +360	+390 +200	+196 +150	+224 +150	+270 +150	+340 +150	+450 +150	+155 +120	+174 +120	+207 +120	+260 +120	+340 +120	+107 +72	+126 +72	+159 +72	+212 +72	+58 +36	+71 +36	+90 +36	+123 +36	+27 +12	+27 +12	+47 +12	80	100	120	140	160	180	200	225									
80	100	+467 +380	+520 +380	+600 +380	+440 +220	+224 +170	+257 +170	+310 +170	+390 +170	+530 +170	+155 +120	+174 +120	+207 +120	+260 +120	+340 +120	+107 +72	+126 +72	+159 +72	+212 +72	+58 +36	+71 +36	+90 +36	+123 +36	+27 +12	+27 +12	+47 +12	100	120	140	160	180	200	225										
100	120	+497 +410	+550 +410	+630 +410	+460 +240	+234 +180	+267 +180	+320 +180	+400 +180	+530 +180	+185 +145	+208 +145	+245 +145	+305 +145	+395 +145	+125 +85	+148 +85	+185 +85	+245 +85	+68 +43	+83 +43	+106 +43	+143 +43	+32 +14	+32 +14	+54 +14	120	140	160	180	200	225											
120	140	+560 +460	+620 +460	+710 +460	+510 +260	+263 +200	+300 +200	+360 +200	+450 +200	+600 +200	+185 +145	+208 +145	+245 +145	+305 +145	+395 +145	+125 +85	+148 +85	+185 +85	+245 +85	+68 +43	+83 +43	+106 +43	+143 +43	+32 +14	+32 +14	+54 +14	140	160	180	200	225												
140	160	+620 +520	+680 +520	+770 +520	+530 +280	+273 +210	+310 +210	+370 +210	+460 +210	+610 +210	+185 +145	+208 +145	+245 +145	+305 +145	+395 +145	+125 +85	+148 +85	+185 +85	+245 +85	+68 +43	+83 +43	+106 +43	+143 +43	+32 +14	+32 +14	+54 +14	160	180	200	225													
160	180	+680 +580	+740 +580	+830 +580	+560 +310	+293 +230	+330 +230	+390 +230	+480 +230	+630 +230	+185 +145	+208 +145	+245 +145	+305 +145	+395 +145	+125 +85	+148 +85	+185 +85	+245 +85	+68 +43	+83 +43	+106 +43	+143 +43	+32 +14	+32 +14	+54 +14	180	200	225														
180	200	+775 +660	+845 +660	+950 +660	+630 +340	+312 +240	+355 +240	+425 +240	+530 +240	+700 +240	+185 +145	+208 +145	+245 +145	+305 +145	+395 +145	+125 +85	+148 +85	+185 +85	+245 +85	+68 +43	+83 +43	+106 +43	+143 +43	+32 +14	+32 +14	+54 +14	200	225															
200	225	+855 +740	+925 +740	+1030 +740	+670 +380	+332 +260	+375 +260	+445 +260	+550 +260	+720 +260	+185 +145	+208 +145	+245 +145	+305 +145	+395 +145	+125 +85	+148 +85	+185 +85	+245 +85	+68 +43	+83 +43	+106 +43	+143 +43	+32 +14	+32 +14	+54 +14	225																



续表

基本尺寸 mm		公差带																											
		H												J						Js						K			
大于	至	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	6	7	8	4	5	6	7	8	9	10	11	12	5	6	7	8	5	6
30	40	+7	+11	+16	+25	+39	+62	+100	+160	+250	+390	+10	+14	+24	+3.5	+5.5	+8	+12	+19	+31	+50	+80	+125	+2	+3	+7	+12	+5	+8
40	50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-6	-11	-15	±3.5	±5.5	±8	±12	±19	±31	±50	±80	±125	-9	-13	-18	-27	-16	-20
50	65	+8	+13	+19	+30	+46	+74	+120	+190	+300	+460	+13	+18	+28	±4	±6.5	±9.5	±15	±23	±37	±60	±95	±150	+3	+4	+9	+14	+6	+9
65	80	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-6	-12	-18	±4	±6.5	±9.5	±15	±23	±37	±60	±95	±150	-10	-15	-21	-32	-19	-24
80	100	+10	+15	+22	+35	+54	+87	+140	+220	+350	+540	+16	+22	+34	±5	±7.5	±11	±17	±27	±43	±70	±110	±175	+2	+4	+10	+16	+8	+16
100	120	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-6	-13	-20	±5	±7.5	±11	±17	±27	±43	±70	±110	±175	-13	-18	-25	-38	-23	-28
120	140	+12	+18	+25	+40	+63	+100	+160	+250	+400	+630	+18	+26	+41	±6	±9	±12.5	±20	±31	±50	±80	±125	±200	+3	+4	+12	+20	+9	+16
140	160	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-7	-14	-22	±6	±9	±12.5	±20	±31	±50	±80	±125	±200	-15	-21	-28	-43	-27	-33
160	180	+14	+20	+29	+46	+72	+115	+185	+290	+460	+720	+22	+30	+47	±7	±10	±14.5	±23	±36	±57	±92	±145	±230	+2	+5	+13	+22	+11	+18
180	200	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-7	-16	-25	±7	±10	±14.5	±23	±36	±57	±92	±145	±230	-18	-24	-33	-50	-31	-37
200	225	+16	+23	+32	+52	+81	+130	+210	+320	+520	+810	+25	+36	+55	±8	±11.5	±16	±26	±40	±65	±105	±160	±260	+3	+5	+16	+25	+13	+25
225	250	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-7	-16	-26	±8	±11.5	±16	±26	±40	±65	±105	±160	±260	-20	-27	-36	-56	-36	-41
250	280	+18	+25	+36	+57	+89	+140	+230	+360	+570	+890	+29	+39	+60	±9	±12.5	±18	±28	±44	±70	±115	±180	±285	+3	+7	+17	+28	+14	+28
280	315	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-7	-18	-29	±9	±12.5	±18	±28	±44	±70	±115	±180	±285	-22	-29	-40	-61	-39	-46
315	355	+20	+27	+40	+63	+97	+155	+250	+400	+630	+970	+33	+43	+66	±10	±13.5	±20	±31	±48	±77	±125	±200	±315	+2	+8	+18	+29	+16	+32
355	400	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-7	-20	-31	±10	±13.5	±20	±31	±48	±77	±125	±200	±315	-25	-32	-45	-68	-43	-50
400	450	+20	+27	+40	+63	+97	+155	+250	+400	+630	+970	+33	+43	+66	±10	±13.5	±20	±31	±48	±77	±125	±200	±315	+2	+8	+18	+29	+16	+32
450	500	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-7	-20	-31	±10	±13.5	±20	±31	±48	±77	±125	±200	±315	-25	-32	-45	-68	-43	-50

续表

基本尺寸 mm		公差带																													
		M		N			P			R			S		T		U		V		X		Y		Z						
大于	至	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*				
—	3	-2	-12	-4	-10	-4	-14	-6	-16	-6	-20	-6	-20	-6	-20	-10	-24	-14	-20	-14	-20	-18	-24	-18	-24	-20	-30	-20	-26	-36	-40
3	6	0	-12	-5	-13	-4	-16	-9	-17	-8	-20	-12	-30	-12	-42	-11	-33	-15	-24	-16	-24	-19	-31	-23	-41	-25	-33	-24	-36	-43	-53
6	10	0	-15	-8	-14	-7	-16	-12	-21	-10	-25	-15	-36	-15	-51	-13	-41	-17	-29	-20	-29	-22	-37	-28	-50	-25	-34	-28	-43	-64	
10	14	0	-18	-9	-17	-9	-20	-15	-26	-11	-30	-18	-45	-18	-61	-16	-34	-21	-36	-20	-36	-30	-44	-33	-50	-30	-41	-31	-48	-77	
14	18	0	-21	-12	-21	-11	-24	-18	-31	-14	-35	-22	-74	-22	-88	-20	-41	-27	-44	-24	-44	-37	-54	-41	-60	-41	-50	-42	-60	-87	
18	24	0	-25	-17	-25	-15	-36	-22	-42	-17	-42	-26	-88	-26	-106	-25	-50	-34	-54	-29	-45	-55	-61	-70	-60	-55	-63	-50	-73	-106	
24	30	0	-30	-21	-30	-18	-45	-26	-52	-21	-52	-32	-106	-32	-124	-29	-54	-42	-62	-35	-56	-61	-76	-86	-70	-65	-72	-60	-88	-121	
30	40	0	-35	-24	-35	-22	-55	-32	-62	-26	-62	-42	-124	-42	-152	-34	-66	-59	-72	-47	-66	-81	-106	-113	-91	-85	-91	-75	-103	-151	
40	50	0	-40	-33	-40	-28	-65	-42	-74	-32	-74	-52	-152	-52	-180	-38	-72	-72	-85	-55	-72	-91	-121	-130	-105	-96	-88	-103	-136	-175	
50	65	0	-45	-41	-45	-39	-78	-51	-88	-42	-88	-62	-180	-62	-218	-43	-81	-81	-98	-65	-81	-106	-136	-141	-133	-111	-103	-116	-161	-218	
65	80	0	-50	-48	-50	-45	-91	-60	-100	-51	-100	-72	-218	-72	-256	-47	-85	-85	-105	-72	-85	-111	-141	-152	-133	-116	-103	-127	-172	-256	
80	100	0	-55	-55	-55	-50	-106	-72	-124	-60	-124	-82	-256	-82	-304	-51	-94	-94	-113	-78	-94	-111	-141	-152	-133	-116	-103	-127	-172	-256	
100	120	0	-60	-60	-60	-55	-124	-82	-152	-72	-152	-94	-304	-94	-352	-58	-101	-101	-121	-88	-101	-116	-141	-152	-133	-116	-103	-127	-172	-256	





附表 3 公差等级的应用举例

公差等级	应用条件说明	应用举例
IT01	用于特别精密的尺寸传递基准	特别精密的标准量块
IT0	用于特别精密的尺寸传递基准及宇航中特别重要的极个别精密配合尺寸	特别精密的标准量块；个别特别重要的精密机械零件尺寸；校对检验 IT6 级轴用量规的校对量规
IT1	用于精密的尺寸传递基准、高精密测量工具、特别重要的极个别精密配合尺寸	高精密标准量规；校对检验 IT7~IT9 级轴用量规的校对量规；个别特别重要的精密机械零件尺寸
IT2	用于高精度的测量工具、特别重要的精密配合尺寸	检验 IT6~IT7 级工作用量规的尺寸制造公差，校对检验 IT8~IT11 级轴用量规的校对量规；个别特别重要的精密机械零件的尺寸
IT3	用于精密测量工具、小尺寸零件的高精度的精密配合及与 C 级滚动轴承配合的轴径和外壳孔径	检验 IT8~IT11 级工件用量规和校对检验 IT9~IT13 级轴用量规的校对量规；与特别精密的 C 级滚动轴承内环孔（直径至 100mm）相配的机床主轴、精密机械和高速机械的轴径；与 C 级向心球轴承外环外径相配合的外壳孔径；航空工业及航海工业中导航仪器上特殊精密的个别小尺寸零件的精密配合
IT4	用于精密测量工具、高精度的精密配合和 C 级、D 级滚动轴承配合的轴径和外壳孔径	检验 IT9~IT12 级工件用量规和校对 IT12~IT14 级轴用量规的校对量规；与 C 级轴承孔（孔径大于 100mm 时）及与 D 级轴承孔相配的机床主轴；精密机械和高速机械的轴径；与 C 级轴承相配的机床外壳径；柴油机活塞销及活塞销座孔径；高精度（1~4 级）齿轮的基准孔或轴径；航空及航海工业用仪器中特殊精密的孔径
IT5	用于机床、发动机和仪表中特别重要的配合，在配合公差要求很小，形状精度要求很高的条件下，这类公差等级能使配合性质比较稳定，它对加工要求较高，一般机械制造中较少应用	检验 IT11~IT14 级工件用量规和校对 IT14~IT15 级轴用量规的校对量规；与 D 级滚动轴承相配的机床箱体孔；与 E 级滚动轴承孔相配的机床主轴，精密机械及高速机械的轴径；机床尾架套筒，高精度分度盘轴颈；分度头主轴、精密丝杆基准轴颈；高精度镗套的外径等；发动机中主轴的外径，活塞销外径与活塞的配合；精密仪器中轴与各种传动件轴承的配合；航空、航海工业中，仪表中重要的精密孔的配合；5 级精度齿轮的基准孔及 5、6 级精度齿轮的基准轴
IT6	广泛用于机械制造中的重要配合，配合表面有较高均匀性的要求，能保证相当高的配合性质，使用可靠	检验 IT12~IT15 级工件用量规和校对 IT15~IT16 级轴用量规的校对量规；与 E 级滚动轴承相配的外壳孔及与滚子轴承相配的机床主轴轴颈；机床制造中，装配式青铜蜗轮、轮壳外径安装齿轮、蜗轮、联轴器、皮带轮、凸轮的轴径；机床丝杆支承轴颈、矩形花键的定心直径、摇臂钻床的立柱等；机床夹具的导向件的外径尺寸；精密仪器光学仪器，计量仪器中的精密轴；航空、航海仪器仪表中的精密轴；无线电工业、自动化仪表、电子仪器、如邮电机械中特别重要的轴；手表中特别重要的轴；导航仪器中主罗经的方位轴、微电机轴、电子计算机外围设备中的重要尺寸；医疗器械中牙科直车头，中心齿轴及 X 线机齿轮箱的精密轴等；缝纫机中重要轴类尺寸；发动机中的汽缸套外径、曲轴主轴颈、活塞销、连杆衬套、连杆和轴瓦外径等；6 级精度齿轮的基准孔和 7、8 级精度齿轮的基准轴径，以及特别精密（1、2 级精度）齿轮的顶圆直径
IT7	应用条件与 IT6 相类似，但它要求的精度可比 IT6 稍低一点，在一般机械制造业中应用相当普遍	检验 IT14~IT16 级工件用量规和校对 IT16 级轴用量规的校对量规；机床制造中装配式青铜蜗轮轮缘孔径、联轴器、皮带轮、凸轮等的孔径、机床卡盘座孔、摇臂钻床的摇臂孔、车床丝杆的轴承孔等；机床夹头导向件的内孔（如固定占套、可换占套、衬套、镗套等）；发动机中的连杆孔、活塞孔、铰制螺栓定位孔等；纺织机械中的重要零件；印染机械中要求较高的零件；精密仪器光学仪器中精密配合的内孔；手表中的离合杆压簧等；导航仪器中主罗经壳底座孔、方位支架孔；医疗器械中牙科直车头中心齿轮轴的轴承孔及 X 线机齿轮箱的转盘孔；电子计算机、电子仪器、仪表中的重要内孔；自动化仪表中的重要内孔；缝纫机中的重要轴内孔零件；邮电机械中的重要零件的内孔；7、8 级精度齿轮和基准孔和 9、10 级精密齿轮的基准轴

续表

公差等级	应用条件说明	应用举例
IT8	用于机械制造中属中等精度；在仪器、仪表及钟表制造中，由于基本尺寸较小，所以属较高精度范畴；在配合确定性要求不太高时，可应用较多的一个等级。尤其是在农业机械、纺织机械、印染机械、自行车、缝纫机、医疗器械中应用最广	检验 IT16 级工件用量规，轴承座衬套沿宽度方向的尺寸配合；手表中跨齿轴，棘爪拨针轮等与夹板的配合；无线电仪表工业中的一般配合；电子仪器仪表中较重要的内孔；计算机中变数齿轮孔和轴的配合；医疗器械中牙科车头的钻头套的孔与车针柄部的配合；导航仪器中主罗经粗刻度盘孔月牙形支架与微电机汇电环孔等；电机制造中铁芯与机座的配合；发动机活塞油环槽宽连杆轴瓦内径、低精密（9~12 级精度）齿轮的基准孔和 11~12 级精度齿轮和基准轴、6~8 级精度齿轮的顶圆
IT9	应用条件与 IT8 相类似，但要求精度低于 IT8 时用	机床制造中轴套外径与孔，操纵件与轴、空转皮带轮与轴操纵系统的轴与轴承等的配合；纺织机械、印刷机械中的一般配合零件；发动机中机油泵体内孔，气门导管内孔、飞轮与飞轮套、圈衬套、混合气预热阀轴，气门盖孔径、活塞槽环的配合等；光学仪器、自动化仪表中的一般配合；手表中要求较高零件的未注公差尺寸的配合；单键连接中键宽配合尺寸；打字机中的运动件配合等
IT10	应用条件与 IT9 相类似，但要求精度低于 IT9 时用	电子仪器仪表中支架上的配合；导航仪器中绝缘衬套孔与汇电环衬套轴；打字机中铆合件的配合尺寸，闹钟机构中的中心管与前夹板；轴套与轴；手表中尺寸小于 18mm 时要求一般的未注公差尺寸及大于 18mm 要求较高的未注公差尺寸；发动机中油封挡圈孔与曲轴皮带轮毂
IT11	用于配合精度要求较粗糙，装配后可能有较大的间隙。特别适用于要求间隙较大，且有显著变动而不会引起危险的场合	机床上法兰盘止口与孔、滑块与滑移齿轮、凹槽等；农业机械、机车车厢部件及冲压加工的配合零件；钟表制造中不重要的零件，手表制造用的工具及设备中的未注公差尺寸；纺织机械中较粗糙的活动配合；印染机械中要求较低的配合；医疗器械中手术刀片的配合；磨床制造中的螺纹连接及粗糙的动连接；不作测量基准用的齿轮顶圆直径公差
IT12	配合精度要求很粗糙，装配后有很大的间隙，适用于基本上没有什么配合要求的场合；要求较高未注公差尺寸的极限偏差	非配合尺寸及工序间尺寸；发动机分离杆；手表制造中工艺装备的未注公差尺寸；计算机行业切削加工中未注公差尺寸的极限偏差；医疗器械中手术刀柄的配合；机床制造中扳手孔与扳手座的连接
IT13	应用条件与 IT12 相类似	非配合尺寸及工序间尺寸，计算机、打字机中切削加工零件及圆片孔、二孔中心距的未注公差尺寸
IT14	用于非配合尺寸及不包括在尺寸链中的尺寸	在机床、汽车、拖拉机、冶金矿山、石油化工、电机、电器、仪器、仪表、造船、航空、医疗器械、钟表、自行车、缝纫机、造纸与纺织机械等工业中对切削加工零件未注公差尺寸的极限偏差，广泛应用此等级
IT15	用于非配合尺寸及不包括在尺寸链中的尺寸	冲压件、木模铸造零件、重型机床制造，当尺寸大于 3150mm 时的未注公差尺寸
IT16	用于非配合尺寸及不包括在尺寸链中的尺寸	打字机中浇铸件尺寸；无线电制造中箱体外形尺寸；手术器械中的一般外形尺寸公差；压弯延伸加工用尺寸；纺织机械中木件尺寸公差；塑料零件尺寸公差；本模制造和自由锻造时用
IT17	用于非配合尺寸及不包括在尺寸链中的尺寸	塑料成型尺寸公差；手术器械中的一般外形尺寸公差
IT18	用于非配合尺寸及不包括在尺寸链中的尺寸	冷作、焊接尺寸用公差

附表 4

孔用极限量规形式和尺寸 (GB 6322—86)

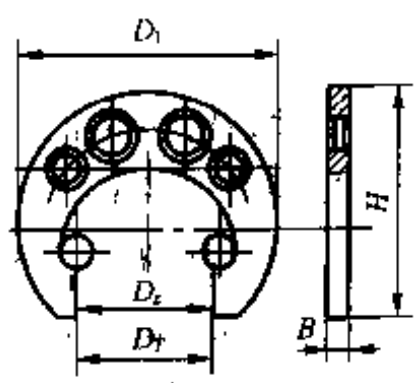
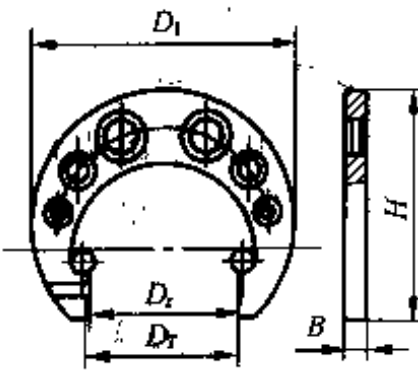
(mm)

类型	形式	基本尺寸 $D$	$L$	$L_1$	$L_2$
针式塞规		1~3	65	12	8
		3~6	80	15	10
锥柄圆柱塞规		$D$	$L$	$D$	$L$
		1~3	62	14~18	114
		3~6	74	18~24	132
		6~10	87	24~30	136
		10~14	99	30~40	155
三牙锁紧式圆柱塞规		$D$	双头塞规 $L$	单头通端塞规 $L_1$	单头止端塞规 $L_1$
		40~50	164	148	141
		50~65	169	153	141
		65~80		173	165
		80~90		173	165
		90~95		173	165
		95~100		173	165
		100~110		173	165
		110~120		178	165
	三牙锁紧式非全型塞规		80~100	181	158
		100~120		163	148
		120~150		181	168
		150~180	186	183	168

附表 5 轴用极限量规形式和尺寸 (GB 6322—86) (mm)

名称	形式	基本尺寸 $D$	$D_1$	$L_1$	$L_2$	$b$	基本尺寸 $D$	$D_1$	$L_1$	$L_2$	$b$		
圆柱环规		1~2.5	16	4	6	1	32~40	71	18	24	2		
		2.5~5	22	5	10		40~50	85	20	32			
		5~10	32	8	12		50~60	100	20	32			
				10~15	38	10	14	2	60~70	112	24	32	3
			15~20	45	12	16	70~80		125	24	32		
			20~25	53	14	18	80~90		140	24	32		
			25~32	63	16	20	90~100		160	24	32		
名称	形式	基本尺寸 $D$											
双头组合卡规		$\leq 3$											
单头双极限组合卡规		$\leq 3$											
双头卡规		$D$	$L$	$L$	$B$	$d$	$b$						
		3~6	45	22.5	26	10	14						
		6~10	52	26	30	12	20						
名称	形式	基本尺寸 $D$	$D_1$	$H$	$B$	基本尺寸 $D$	$D_1$	$H$	$B$				
单头双极限卡规		1~3	32	31	3	30~40	82	72	8				
		3~6	32	31	4	40~50	94	82	8				
		6~10	40	38	4	50~65	116	100	10				
		10~18	50	46	5	65~80	136	114	10				
		18~30	65	58	6								

续表

名称	形式	基本尺寸 $D$	$D_1$	$H$	$B$
单头 双极 限卡 规		80~90	150	128	10
		90~105	168	139.5	
		105~120	186	153	
单头 双极 限卡 规		120~135	204	168.5	10
		135~150	222	178	10
		150~165	240	192.5	12
		165~180	258	202	12
		180~200	278	216.5	14
		200~220	298	227	14
		220~240	318	242.5	14
		240~260	338	252	14

## 参 考 文 献

- [1] 甘永立主编. 几何量公差与检测. 上海: 上海科学技术出版社, 2001
- [2] 黄云清主编. 公差配合与测量技术. 北京: 机械工业出版社, 1996
- [3] 刘巽尔主编. 形状与位置公差原理与应用. 北京: 机械工业出版社, 1999
- [4] 陈泽民, 忻良昌主编. 公差配合与技术测量. 北京: 机械工业出版社, 1984
- [5] 薛彦成主编. 公差配合与测量技术. 北京: 机械工业出版社, 1992
- [6] 何镜民主编. 公差配合实用指南. 北京: 机械工业出版社, 1991
- [7] 韩进宏主编. 互换性与技术测量. 北京: 机械工业出版社, 2004
- [8] 袁正有, 宫波主编. 公差配合与测量技术. 大连: 大连理工大学出版社, 2004
- [9] 于崇正, 雷红旗主编. 互换性原理与测量技术基础学习指导. 北京: 中央广播电视大学出版社, 1991
- [10] 陈舒拉主编. 公差配合与测量技术习题册. 北京: 机械工业出版社, 2003