

第二章 极限与配合

第一节 基础知识

一、互换性

1. 互换性的意义

在人们的日常生活中,有许多现象涉及互换性。例如,灯泡坏了,可以换个新的。自行车、手表、缝纫机、汽车、拖拉机中某个零件坏了,都可以迅速换上一个新的,并且在更换与装配后,能很好地满足使用要求。其所以这样方便,是因为这些零件都具有互换性。

什么叫互换性呢?在机械工业生产中,零部件的互换性是指机器或仪器中同一规格的一批合格零件或部件,装配时,任取其中一件,不需作任何挑选,不需进行修配和调整;能满足机器或仪器的使用性能要求。换句话说,零部件的互换性就是同一规格的零部件按规定要求制造,能够彼此相互替换且能保证使用要求的一种特性。

2. 互换性的分类

机械制造中的互换性,可分为几何参数互换性与功能互换性。几何参数互换性是指机器的零部件只在几何参数,如尺寸、形状、位置和表面粗糙度方面充分近似所达到的互换性,所以又称狭义互换性,即通常所讲的互换性;有时也局限于指保证零件尺寸配合要求的互换性。功能互换性是指机器的零件在各种性能方面都达到了互换性的要求。如几何参数的精度、强度、刚度、硬度、使用寿命、耐腐蚀性、电导性等都能满足机器的功能要求,所以又称广义互换性,往往着重于保证除尺寸配合要求以外的其他功能要求。

互换性按其程度可分为完全互换(绝对互换)与不完全互换(有限互换)。

若零件在装配或更换时,不仅不需选择,而且不需辅助加工与修配,则其互换性为完全互换性。当装配精度要求较高时,采用完全互换将使零件制造公差很小,加工困难,成本很高,甚至无法加工。这时,可将零件的制造公差适当地放大,使之便于加工,而在零件完工后,再用测量器具将零件按实际尺寸的大小分为若干组,使每组零件间实际尺寸的差别减小,装配时按相应组进行(例如,大孔与大轴相配,小孔与小轴相配)。这样,既可保证装配精度和使用要求,又能解决加工困难,降低成本。此时,仅组内零件可以互换,组与组之间不可互换,故称为不完全互换。

对标准部件或机构来说,互换性又可分为外互换与内互换。

外互换是指部件或机构与其相配件间的互换性。例如,滚动轴承内圈内径与轴的配合;外圈外径与壳体孔的配合。

内互换是指部件或机构内部组成零件间的互换性。例如液动轴承内、外围滚道直径与滚珠(滚柱)直径的装配。为使用方便起见,滚动轴承的外互换采用完全互换;而其内互换则因其组成零件要求高,加工困难,故采用分组装配,为不完全互换。一般说来,对于厂际协作,应

采用完全互换。至于厂内生产的零部件的装配,可以采用不完全互换。

究竟采用完全互换还是不完全互换,或者部分地采用修配调整,要由产品的精度要求与复杂程度、产量大小(生产规模)、生产设备、技术水平等一系列因素决定。

3. 互换性在机械制造中的作用

互换性在产品的设计、制造、使用和维修等方面有着极其重要的作用。

在设计方面,零部件具有互换性,就可以最大限度地采用标准件、通用件和标准部件,大大简化制图和计算等工作,缩短设计周期,并有利于用计算机进行辅助设计。这对发展系列产品,促进产品结构、性能的不断改进,都有重大作用。

在制造方面,互换性有利于组织专业化生产,有利于采用先进工艺和高效率的设备,以至用计算机辅助制造,有利于实现加工过程和装配过程的机械化、自动化,从而提高劳动生产率,提高产品质量,降低生产成本。

在使用维修方面,零部件具有互换性,可以方便地及时更换那些已经磨损或损坏了的零部件,因此可以减少机器的维修时间和费用,保证机器能连续而持久地正常运转,从而提高机器的使用寿命和使用价值。

综上所述,在机械制造中,遵循互换性原则,不仅能提高劳动生产率,而且能有效保证产品质量和降低成本。所以,互换性原则已成为现代机械制造业中一个普遍遵守的重要的技术经济原则。但是,应当指出互换性原则不是在任何情况下都适用。有时零件只有采用单配才能制成或才符合经济原则,这时,就不宜盲目地要求互换性。

二、加工误差和公差

具有互换性的零件,其几何参数是否必须制成绝对准确呢?事实上这不但可能,而且也不必要。

零件在加工过程中,由于种种因素的影响,不可能做得绝对准确,零件的几何参数总是不可避免地会产生误差,这样的误差称为几何量误差。几何量误差可分为以下三种。

(1) 尺寸误差: 工件加工后的实际尺寸与理想尺寸之差。

(2) 几何形状误差(图2-1): 工件加工后除有尺寸误差外,还会有几何形状误差。一般可分为以下三种。

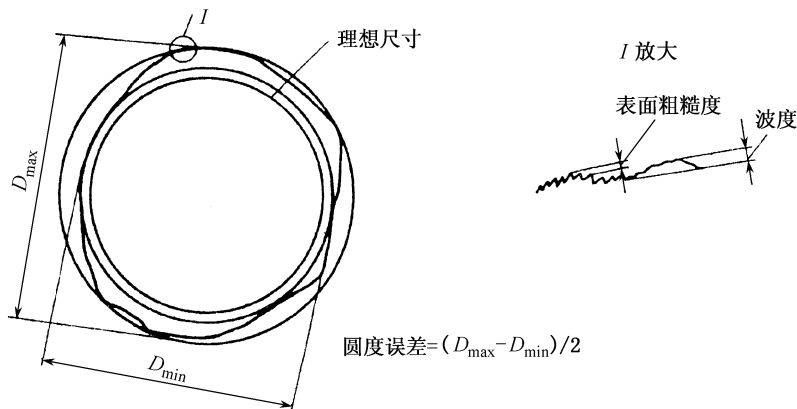


图2-1 尺寸和形状误差

① 宏观几何形状误差,即通常所指的形状误差。它是指工件整个表值范围内的形状误差,一般由机床、夹具、刀具、工件所组成的工艺系统的误差所造成。例如孔、轴横截面的形状应是正圆形,如加工后实际形状为椭圆形,这就是形状误差。

② 微观几何形状误差,通常称为表面粗糙度。它是加工后,刀具在工件表面上留下的大量的很微小的高低不平的波形,其波峰和波长都很小。

③ 表面波度是介于宏观和微观几何形状误差之间的一种表面形状误差。一般由加工过程中的振动所引起,表面形成明显的周期性波形,它的波峰和波长比表面粗糙度要大得多。这种误差不是所有加工表面一定都有的。目前这种误差尚无相应的标准。

(3) 相互位置精度:工件加工后,各表面或中心线之间的实际相互位置与理想位置的差值。如两个表面之间的平行度、垂直度,阶梯轴的同轴度等。

虽然零件上的几何量误差可能会影响零件的使用功能和互换性,但实践证明,只要将这些误差控制在一定的范围内,即将零件几何量实际值的变动限制在一定范围内,保证同一规格的零件彼此充分近似,则零件的使用性能和互换性都能得到保证。所以零件应按规定的极限,即“公差”来制造。公差是允许工件尺寸、几何形状和相互位置变动的范围,用以限制误差。

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。公差是允许实际参数值的最大变动量,也可以说是允许的最大误差。误差是在加工过程中产生的,而公差则是由设计人员给定的。设计者的任务就在于正确地规定公差,并把它在图样上明确表示出来。显然,在满足功能要求的前提下,公差应尽量规定得大些,以方便制造和获得最佳的技术经济效益。

三、优先数和优先数系

工程上各种技术参数协调、简化和统一,是标准化的重要内容。

在生产中,当选定一个数值作为某种产品的参数指标后,这个数值就会按照一定的规律向一切相关的制品、材料等的有关参数指标传播扩散。例如动力机械的功率和转速值确定后,不仅会传播到有关机器的相应参数上,而且必然会传播到其本身的轴、轴承、键、齿轮、联轴器等一整套零部件的尺寸和材料特性参数上,并将进而传播到加工和检验这些零部件的刀具、量具、夹具及机床等的相应参数上。这种技术参数的传播,在生产实际中是极为普遍的现象,并且跨越行业和部门的界限。工程技术上的参数数值,即使只有很小的差别,经过反复传播以后,也会造成尺寸规格的繁多杂乱,以致给组织生产、协作配套及使用、维修等带来很大的困难。因此,对于各种技术参数,必须从全局出发,加以协调。

优先数和优先数系就是对各种技术参数的数值进行协调、简化和统一的一种科学的数值制度。

工程技术上通常采用的优先数系,是一种十进几何级数。即级数的各项数值中,包括 1, 10, 100, ..., 10^N 和 0.1, 0.01, ..., $1/10^N$ 这些数,其中的指数 N 是整数。

对每个十进段再进行细分。设计、使用时必须选择优先数系列中的某一项值。

几何级数的数系是按一定的公比 q 来排列每一项数值的,其中每一项数值就称为优先数。优先数系有以下五种公比的数列:

$$R_5: q_5 = \sqrt[5]{10} = 1.584\ 9 \approx 1.6$$

$$R_{10}: q_{10} = \sqrt[10]{10} = 1.258\ 9 \approx 1.26$$

$R_{20}:q_{20}=\sqrt[20]{10}=1.122\ 0\approx1.12$

$R_{40}:q_{40}=\sqrt[40]{10}=1.059\ 8\approx1.06$

$R_{80}:q_{80}=\sqrt[80]{10}=1.029\ 36\approx1.03$

优先数系列在各项公差标准中得到了广泛的应用,公差标准中的许多值,都是按照优先数系列选定的。例如《极限与配合》国家标准中公差值就是按 R_5 优先数系列确定的,即后一个数是前一个数的 1.6 倍。

范围 1 到 10 的优先数系列如表 2-1 所示,所有大于 10 的优先数均可按表列数乘以 10, 100, …求得;所有小于 1 的优先数均可按表列数乘以 0.1, 0.01, …求得。

表 2-1 优先数基本系列

基本系数(常用值)				计 算 值
R_5	R_{10}	R_{20}	R_{40}	
1. 00	1. 00	1. 00	1. 00	1. 000 0
			1. 06	1. 059 3
			1. 12	1. 122 0
			1. 18	1. 188 5
	1. 25	1. 25	1. 25	1. 258 9
			1. 32	1. 333 5
			1. 40	1. 412 5
			1. 50	1. 496 2
	1. 60	1. 60	1. 60	1. 584 9
			1. 70	1. 678 8
1. 80			1. 778 3	
1. 90			1. 883 6	
2. 00			1. 995 3	
2. 12			2. 113 5	
2. 50	2. 00	2. 00	2. 24	2. 238 7
			2. 36	2. 371 4
			2. 50	2. 511 9
			2. 80	2. 818 4
	2. 50	2. 50	3. 00	2. 985 4
			3. 15	3. 162 3
			3. 35	3. 349 7
			3. 55	3. 548 1
	4. 00	4. 00	3. 75	3. 758 4
			4. 00	3. 981 1
4. 25			4. 217 0	
4. 50			4. 466 8	
4. 75			4. 731 5	
5. 00			5. 011 9	
5. 00	5. 00	5. 30	5. 308 8	
		5. 60	5. 623 4	

续表

基本系数(常用值)				计 算 值
R_5	R_{10}	R_{20}	R_{40}	
6.30	6.30	6.30	6.00	5.956 6
			6.30	6.309 6
			6.70	6.683 4
			7.10	7.079 5
			7.50	7.498 9
	8.00	8.00	8.00	7.943 3
			8.50	8.414 0
			9.00	8.912 5
			9.50	9.440 6
10.00	10.00	10.00	10.00	10.000 0

有时在工程上还采用 $R_{10/3}$ 的系列,其公比 $q = (\sqrt[10]{10})^3 = 1.258\ 9^3 \approx 2$,此即倍数系列,即在 R_{10} 系列中,每隔三个数选一个,此时所有的数都是成倍增加的。

优先数的主要优点是:

- (1) 相邻两项的相对差均匀,疏密适中,而且运算方便,简单易记;
- (2) 在同一系列中优先数(理论值)的积、商、整数(正或负)的乘方等仍为优先数;
- (3) 优先数可以向两端延伸。

因此,优先数系得到了广泛的应用,并成为国际上统一的数值制。

第二节 极限与配合的有关术语及定义

一、孔和轴的术语及定义

1. 孔

通常指工件的圆柱形内表面,也包括非圆柱形内表面(两平行平面或切面形成的包容面),如图 2-2 所示。

2. 轴

通常指工件的圆柱形外表面,也包括非圆柱形外表面(两平行平面或切面形成的被包容面),如图 2-3 所示。

几点说明:

- (1) 从装配关系看,孔是包容面,轴是被包容面;
- (2) 从加工过程看,随着余量的切削,孔的尺寸由小变大,轴的尺寸由大变小;
- (3) 从测量角度看,测孔用内卡尺,测轴用外卡尺。

二、尺寸的有关术语及定义

1. 公称尺寸

公称尺寸是由设计给定的尺寸。它是根据零件的强度、刚度等的计算和结构的设计确定

的。孔用 D 表示,轴用 d 表示。

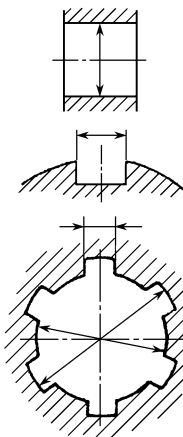


图 2-2 孔

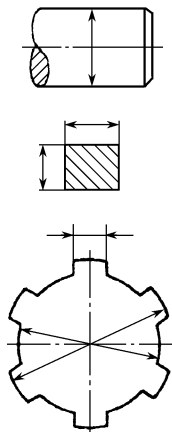


图 2-3 轴

几点说明:

- (1) 公称尺寸是非理想尺寸;
- (2) 公称尺寸是标准化的尺寸;
- (3) 公称尺寸是设计给定的尺寸;
- (4) 公称尺寸在零件图上是可见的。

2. 实际尺寸

实际尺寸是实际测量得到的尺寸。孔用 D_a 表示,轴用 d_a 表示。

几点说明:

- (1) 实际尺寸是非真实尺寸(存在测量误差);
- (2) 实际尺寸具有随机性(在极限尺寸范围内);
- (3) 实际尺寸在零件图上是不可见的。

3. 极限尺寸

极限尺寸是允许尺寸变化的两个界限值。它以公称尺寸为基数来确定。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。孔和轴的最大和最小极限尺寸分别用 $D_{\max}$, $d_{\max}$ 和 $D_{\min}$, $d_{\min}$ 表示。

4. 作用尺寸

由于工件存在形状误差,各处的实际尺寸不同,造成尺寸的“不定性”,影响孔、轴配合的实际状态。实际配合起作用的尺寸,称作用尺寸。作用尺寸是根据孔、轴的实际状态定义的理想参数,所以不同零件的作用尺寸是不同的,但某一实际孔、轴的作用尺寸是唯一的。

- (1) 孔的作用尺寸:在配合面的全长上,与实际孔内接的最大理想轴的尺寸。
- (2) 轴的作用尺寸:在配合面的全长上,与实际轴外接的最小理想孔的尺寸。

如图 2-4 所示,弯曲孔的作用尺寸小于该孔的实际尺寸,弯曲轴的作用尺寸大于该轴的实际尺寸。

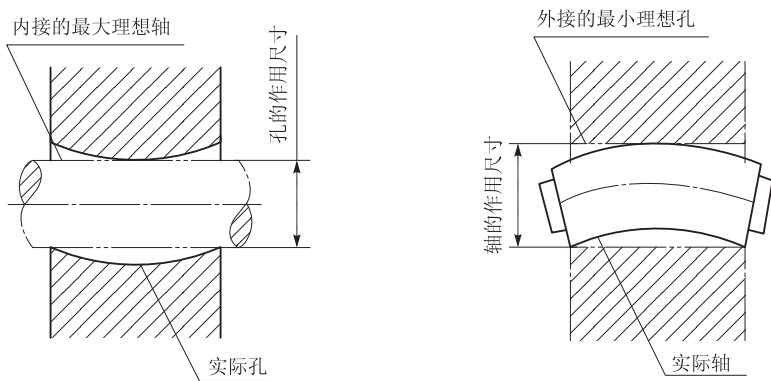


图 2-4 孔或轴的作用尺寸

三、偏差和公差术语及定义

1. 偏差

偏差又叫尺寸偏差,是指某一尺寸减去公称尺寸的代数差。

实际偏差 = 实际尺寸 - 公称尺寸

$$E_a = D_a - D \quad (2-1)$$

$$e_a = d_a - d \quad (2-2)$$

极限偏差 = 极限尺寸 - 公称尺寸

上极限偏差 = 最大极限尺寸 - 公称尺寸

$$\text{孔:} \quad ES = D_{\max} - D \quad (2-3)$$

$$\text{轴:} \quad es = d_{\max} - d \quad (2-4)$$

下极限偏差 = 最小极限尺寸 - 公称尺寸

$$\text{孔:} \quad EI = D_{\min} - D \quad (2-5)$$

$$\text{轴:} \quad ei = d_{\min} - d \quad (2-6)$$

2. 公差

允许尺寸的变动量称为公差。

公差等于最大极限尺寸与最小极限尺寸之代数差的绝对值,也等于上极限偏差与下极限偏差之代数差的绝对值。孔公差用 T_h 表示;轴公差用 T_s 表示。公差、极限尺寸和极限偏差的关系如下所示。

$$\text{孔公差:} \quad T_h = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI \quad (2-7)$$

$$\text{轴公差:} \quad T_s = d_{\max} - d_{\min} = es - ei \quad (2-8)$$

图 2-5 是极限与配合的一个示意图,它表明了两个相互结合的孔和轴的公称尺寸、极限尺寸、极限偏差与公差的相互关系。

公差与偏差的比较:

(1) 从数值上来看,偏差可以为正值、负值或零,而公差则一定是正值。

(2) 从性质上来看,偏差取决于加工机床的调整(如车削时进刀的位置),不反映加工难易,而公差表示制造精度,反映加工难易程度。

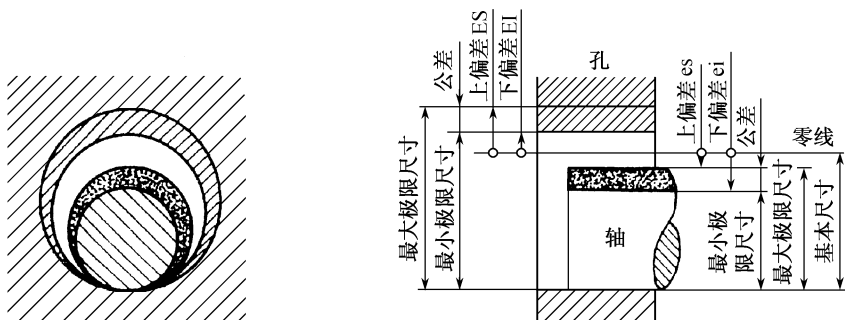


图 2-5 极限与配合示意图

3. 公差带与公差带图

在分析孔轴的尺寸、偏差、公差的关系时,由于符号、代号及术语较多,因此,可以采用公差带示意图(简称公差带图)来表示,使读者一目了然。如图 2-6 所示,公差带示意图中有一条表示公称尺寸的零线和相应公差带。零线以上为正偏差,零线以下为负偏差。公差带是指在公差带示意图中,由代表上极限偏差和下极限偏差或最大极限尺寸和最小极限尺寸的两条直线所限定的一个区域。公差带在垂直方向上的宽度代表公差值,沿零线方向的长度可适当选取。在公差带示意图中,公称尺寸的单位是毫米(mm),极限偏差和公差单位可以用毫米(mm),也可以用 μm 表示。

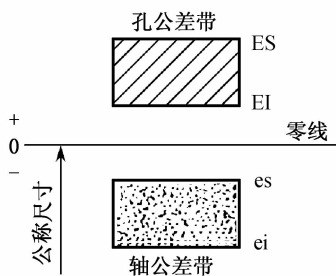


图 2-6 孔、轴公差带示意图

公差带由“公差带大小”和“公差带位置”两个要素组成,公差带的大小由公差值确定,公差带的位置即公差带相对于零线的位置由极限偏差(上极限偏差或下极限偏差)确定。为了使公差带标准化,国家标准 GB/T 1800.1—2009《极限与配合 基础 第3部分:标准公差和基本偏差数值表》将公差和极限偏差数值都进行了标准化,分别规定了相应的标准公差和基本偏差数值。

4. 标准公差

标准公差是指国家标准所规定的公差值。

5. 基本偏差

基本偏差是指国家标准所规定的上极限偏差或下极限偏差,它一般为靠近零线或位于零线的那个极限偏差。

例 2-1 公称尺寸 $D = d = 25 \text{ mm}$, 孔的极限尺寸分别为 $D_{\max} = 25.021 \text{ mm}$, $D_{\min} = 25 \text{ mm}$; 轴的极限尺寸分别为 $d_{\max} = 24.980 \text{ mm}$, $d_{\min} = 24.967 \text{ mm}$ 。现测得孔、轴的实际尺寸分别为 $D_a = 25.010 \text{ mm}$, $d_a = 24.972 \text{ mm}$ 。

求: 孔、轴的极限偏差、实际偏差及公差,并画出公差带图。

解: 孔的极限偏差

$$ES = D_{\max} - D = (25.021 - 25) \text{ mm} = 0.021 \text{ mm}$$

$$EI = D_{\min} - D = (25 - 25) \text{ mm} = 0 \text{ mm}$$

轴的极限偏差

$$es = d_{\max} - d = (24.980 - 25) \text{ mm} = -0.020 \text{ mm}$$

$$ei = d_{\min} - d = (24.976 - 25) \text{ mm} = -0.023 \text{ mm}$$

孔的实际偏差

$$E_a = D_a - D = (25.010 - 25) \text{ mm} = 0.010 \text{ mm}$$

轴的实际偏差

$$e_a = d_a - d = (24.972 - 25) \text{ mm} = -0.028 \text{ mm}$$

孔的公差

$$T_h = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = (25.021 - 25) \text{ mm} = 0.021 \text{ mm}$$

轴的公差

$$T_s = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = (24.980 - 24.967) \text{ mm} = 0.013 \text{ mm}$$

公差带图如图 2-7 所示。

四、配合的术语及定义

1. 配合

配合是指公称尺寸相同的相互结合的孔和轴公差带之间的关系。

由配合的定义可以看出,孔轴之间要形成配合,必须具备两个条件。第一,孔轴的公称尺寸要相等。公称尺寸不相等的孔轴谈不上配合;第二,孔轴之间要相互结合。公称尺寸虽然相等,但是不结合的孔轴也不能称之为配合。

由于配合是指一批孔、轴的装配关系,而不是指单个孔和轴的相配关系,所以用公差带关系来反映配合就比较确切。

2. 间隙或过盈

间隙或过盈是指孔的尺寸减去相配合的轴的尺寸所得的代数差。此差值为正时叫做间隙,用 X 表示;为负时叫做过盈,用 Y 表示,如图 2-8 所示。

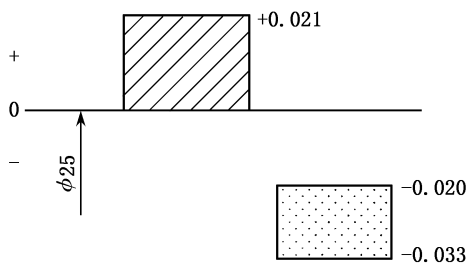


图 2-7 公差带图

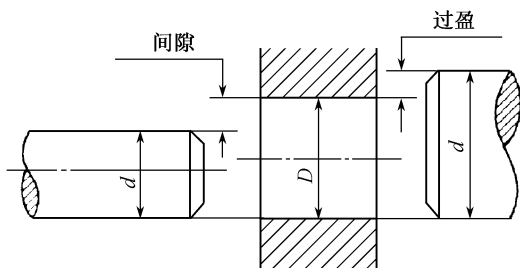


图 2-8 间隙或过盈

3. 间隙配合

具有间隙(包括最小间隙等于零)的配合,此时孔的公差带在轴的公差带之上,如图 2-9 所示。

其三个特征参数为:

(1) 最大间隙 $X_{\max}$, 孔的最大极限尺寸减轴的最小极限尺寸所得的代数差称为最大间隙,

即

$$X_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei \quad (2-9)$$

(2) 最小间隙 $X_{\min}$, 孔的最小极限尺寸减轴的最大极限尺寸所得的代数差称为最小间隙, 即

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

(3) 平均间隙 X_{av} , 孔和轴都为平均尺寸时, 形成的间隙称为平均间隙, 即

$$X_{av} = D_{av} - d_{av} = \frac{X_{\max} + X_{\min}}{2} \quad (2-11)$$

任何间隙配合, 若孔、轴加工合格, 其间隙 X 均应满足 $X_{\min} \leq X \leq X_{\max}$ 。

4. 过盈配合

具有过盈(包括最小过盈等于零)的配合, 此时孔的公差带在轴的公差带之下, 如图2-10所示。

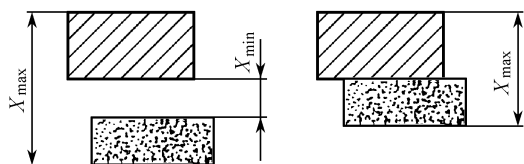


图2-9 间隙配合

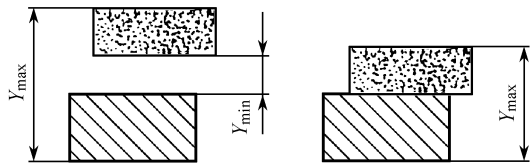


图2-10 过盈配合

其三个特征参数为:

(1) 最大过盈 $Y_{\max}$, 孔的最小极限尺寸减轴的最大极限尺寸所得的代数差称为最大过盈, 即

$$Y_{\max} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es \quad (2-12)$$

(2) 最小过盈 $Y_{\min}$, 孔的最大极限尺寸减轴的最小极限尺寸所得的代数差称为最小过盈, 即

$$Y_{\min} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei \quad (2-13)$$

(3) 平均过盈 Y_{av} , 孔和轴都为平均尺寸时, 形成的过盈称为平均过盈, 即

$$Y_{av} = D_{av} - d_{av} = \frac{Y_{\max} + Y_{\min}}{2} \quad (2-14)$$

任何过盈配合, 若孔、轴加工合格, 其过盈 Y 均应满足 $Y_{\min} \leq Y \leq Y_{\max}$ 。

5. 过渡配合

可能具有间隙或过盈的配合, 此时孔的公差带与轴的公差带相互交叠, 如图2-11所示。

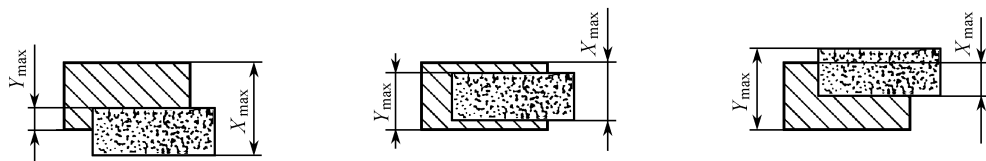


图2-11 过渡配合

其三个特征参数为:

(1) 最大间隙 $X_{\max}$, 孔的最大极限尺寸减轴的最小极限尺寸所得的代数差称为最大间隙, 即

$$X_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei \quad (2-15)$$

(2) 最大过盈 $Y_{\max}$, 孔的最小极限尺寸减轴的最大极限尺寸所得的代数差称为最大过盈, 即

$$Y_{\max} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es \quad (2-16)$$

(3) 平均间隙或平均过盈 (X_{av} 或 Y_{av}), 孔和轴都为平均尺寸时, 形成平均间隙或平均过盈, 即

$$X_{\text{av}} \text{ (或 } Y_{\text{av}}) = D_{\text{av}} - d_{\text{av}} = \frac{Y_{\max} + X_{\max}}{2} \quad (2-17)$$

按上式计算所得的值为正时是平均间隙, 为负时是平均过盈。

任何过渡配合, 若孔、轴加工合格, 其间隙 X (或过盈 Y) 均应满足 $Y_{\max} \leq X$ (或 Y) $\leq X_{\max}$ 。

6. 配合公差

配合公差是指允许间隙或过盈的变动量, 用 T_f 表示。

对间隙配合, 配合公差等于最大间隙与最小间隙之代数差的绝对值。即

$$T_f = |X_{\max} - X_{\min}| \quad (2-18)$$

对过盈配合, 配合公差等于最小过盈与最大过盈之代数差的绝对值。即

$$T_f = |Y_{\max} - Y_{\min}| \quad (2-19)$$

对过渡配合, 配合公差等于最大间隙与最大过盈之代数差的绝对值。即

$$T_f = |X_{\max} - Y_{\max}| \quad (2-20)$$

取绝对值表示配合公差不存在负值。在实际计算时常省略绝对值符号。

不论对间隙配合、过盈配合或过渡配合。配合公差都等于孔公差与轴公差之和。即

$$T_f = T_h + T_s \quad (2-21)$$

式(2-21)说明配合精度(配合公差)决定于相互配合的孔和轴的尺寸精度(尺寸公差)。设计时, 可根据配合公差来确定孔和轴的尺寸公差。

配合公差反映配合精度; 配合种类反映配合性质。

为了直观地表示相互结合的孔和轴的配合精度和配合性质。可以用图 2-12 的配合公差带图表示。图中, 纵坐标值表示极限间隙或极限过盈的数值。横坐标以上的纵坐标值为正值, 表示间隙; 以下的纵坐标值为负值, 表示过盈。两个极限值之间区域的宽度为配合公差。配合公差完全在零线之上为间隙配合; 完全在零线之下为过盈配合; 跨在零线上、下两侧为过渡配合。在绘制配合公差带图时, 应该注意该区域用双“工”字形图形表示(如图 2-12), 决不允许使用代表尺寸公

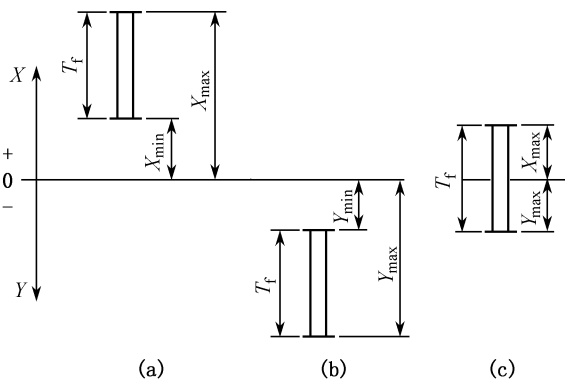


图 2-12 配合公差带图

(a) 间隙配合; (b) 过盈配合; (c) 过渡配合

差带的矩形图形表示。

例 2-2 组成配合的孔、轴在零件图上的标注的公称尺寸和极限偏差分别为孔 $\phi 25^{+0.021}_0$ mm 和轴 $\phi 25^{-0.021}_{-0.033}$ mm, 试计算该配合的最大间隙、最小间隙、平均间隙和配合公差, 并画出公差带示意图。

解: 由式(2-9)得, 最大间隙 $X_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = [0.021 - (-0.033)] \text{ mm} = 0.054 \text{ mm}$

由式(2-10)得, 最小间隙 $X_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = [0 - (-0.020)] = 0.020 \text{ mm}$

由式(2-11)得, 平均间隙 $X_{\text{av}} = D_{\text{av}} - d_{\text{av}} = \frac{X_{\max} + X_{\min}}{2} = [(0.020 + 0.054)/2] \text{ mm} = 0.037 \text{ mm}$

由式(2-18)得, 配合公差 $T_f = |X_{\max} - X_{\min}| = (0.054 - 0.020) \text{ mm} = 0.034 \text{ mm}$

公差带示意图如图 2-13 所示。

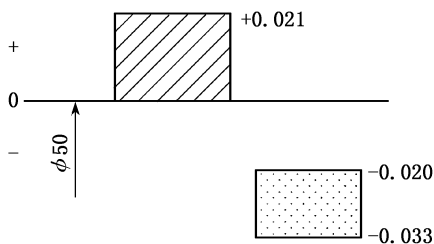


图 2-13 公差带示意图

第三节 常用尺寸极限与配合的国家标准

在机械产品中, 公称尺寸小于或等于 500 mm 的零件应用最广, 因此这一尺寸段称为常用尺寸段。

由前面的基本术语及定义可知, 各种配合是由孔和轴公差带之间的关系决定的, 而孔、轴公差带又是由它的大小和位置决定的。标准公差决定公差带的大小, 基本偏差决定公差带的位置。为了使极限与配合实现标准化, GB/T 1800.3—1998《极限与配合 基础 第3部分: 标准公差和基本偏差数值表》规定了两个基本系列, 即标准公差系列和基本偏差系列, 分别对标准公差和基本偏差进行了标准化。

一、标准公差系列

标准公差数值由标准公差等级和标准公差因子确定。

1. 公差等级

在 GB/T 1800.1—2009 中, 标准公差用 IT 表示, 共分为 20 个等级, 用 IT 和阿拉伯数字表示, 分别为 IT01、IT0、IT1、IT2、…、IT17、IT18。其中 IT01 等级最高, 依次降低, IT18 为最低级。标准公差的大小, 即公差等级的高低, 决定了孔、轴的尺寸精度和配合精度。在确定孔、轴公差时, 应按标准公差等级取值, 以满足标准化和互换性的要求。

2. 标准公差因子

标准公差因子是计算标准公差的基本单位, 也是制定标准公差数值系列的基础。标准公差的数值不仅与标准公差等级的高低有关, 而且与公称尺寸的大小有关。

生产实践表明, 在相同的加工条件下, 公称尺寸不同的孔或轴加工后产生的加工误差也不同。利用统计法分析可以发现加工误差与公称尺寸呈立方抛物线的关系, 如图 2-14 所示。

公差是用来控制加工误差的。由于加工误差与公称尺寸有一定的关系, 因此, 公差与公称尺寸也应该有一定的关系, 这种关系可以用标准公差因子的形式来表示。

公称尺寸不大于 500 mm 时, IT5 ~ IT18 的标准公差因子 i 用式(2-22)表示

$$i = 0.45 \sqrt[3]{D} + 0.001D (\mu\text{m}) \quad (2-22)$$

式中 D ——公称尺寸, mm。

式(2-22)表明,公差因子是公称尺寸的函数。式中第一项表示公差与公称尺寸符合立方抛物线关系;第二项是考虑补偿测量误差(主要是测量时温度的变化产生的测量误差)的影响,与公称尺寸呈线性关系。

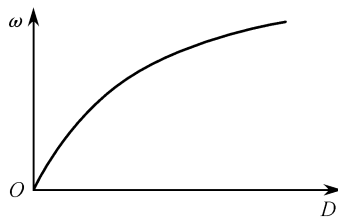


图 2-14 加工误差 ω 与公称尺寸 D 的关系

3. 标准公差的计算及规律

GB/T 1800.3—1998 中各个公差等级的标准公差值的计算公式见表 2-2。

对于 IT5 ~ IT18,标准公差按式(2-23)确定

$$IT = a \cdot i \quad (2-23)$$

式中 a ——公差等级系数,等级越低, a 值越大。从 IT5 至 IT18 该系数采用优先数系,即公

比 $q = \sqrt[5]{10} \approx 1.6$ 的等比数列。从 IT6 开始,每隔 5 级,公差数值增加到 10 倍。

对高精度 IT01, IT0, IT1 主要考虑测量误差,所以标准公差与公称尺寸呈线性关系,且三个公差等级之间的常数和系数均采用优先数系的派生系列 $R_{10/2}$ 。

IT2 ~ IT4 是在 IT1 与 IT5 之间插入三级,使 IT1, IT2, IT3, IT4, IT5 成一等比数列,设公比为 q ,则 $IT2 = IT1 \cdot q$, $IT3 = IT2 \cdot q = IT1 \cdot q^2$, $IT4 = IT3 \cdot q = IT1 \cdot q^3$, $IT5 = IT4 \cdot q = IT1 \cdot q^5$,因此 $q = (IT5/IT1)^{1/4}$ 。将 q 代入上述 IT2, IT3, IT4 的计算式中,即得出表 2-2 所列的计算公式。

表 2-2 标准公差计算公式

公差等级	计算 公 式		公差等级	计算 公 式	
	$\leq 500 \text{ mm}$	$500 \sim 3\ 150 \text{ mm}$		$\leq 500 \text{ mm}$	$500 \sim 3\ 150 \text{ mm}$
IT01	$0.3 + 0.008D$	$1I$	IT9	$40I$	$40i$
IT0	$0.5 + 0.012D$	$\sqrt{2}I$	IT10	$64I$	$64i$
IT1	$0.8 + 0.020D$	$2I$	IT11	$100i$	$100I$
IT2	$(IT1) \left(\frac{IT5}{IT1} \right)^{1/4}$	$(IT1) \left(\frac{IT5}{IT1} \right)^{1/4}$	IT12	$160i$	$160I$
IT3	$(IT1) \left(\frac{IT5}{IT1} \right)^{1/2}$	$(IT1) \left(\frac{IT5}{IT1} \right)^{1/2}$	IT13	$250i$	$250I$
IT4	$(IT1) \left(\frac{IT5}{IT1} \right)^{3/4}$	$(IT1) \left(\frac{IT5}{IT1} \right)^{3/4}$	IT14	$400i$	$400I$
IT5	$7i$	$7I$	IT15	$640i$	$640I$
IT6	$10i$	$10I$	IT16	$1\ 000i$	$1\ 000I$
IT7	$16i$	$16I$	IT17	$1\ 600i$	$1\ 600I$
IT8	$25i$	$25I$	IT18	$2\ 500i$	$2\ 500I$

4. 尺寸分段

设计时,为方便起见,标准公差数值往往不直接用公式计算,而是从公差表格中查取。公

差表格可根据表 2-2 给出的标准公差计算公式求出。但是按公式计算标准公差数值时,对于每一个公差等级,有一个公称尺寸,就要计算出一个公差值,这样编制的公差表格将非常庞大,甚至不可能。而且实践证明,公差等级相同而公称尺寸相近的公差数值差别不大。因此,国家标准将公称尺寸分成若干段。

尺寸分段后,对同一尺寸段内的所有公称尺寸,在相同的公差等级的情况下,规定相同的标准公差。计算公差单位的 D 是尺寸段首尾两个尺寸的几何平均值。例如 35 ~ 50 mm 尺寸段内, $D = \sqrt{30 \times 50} \text{ mm} = 38.73 \text{ mm}$ 。凡属于这一尺寸段的任一公称尺寸,其标准公差和基本偏差均以 $D = 38.73 \text{ mm}$ 进行计算。经实践证明,这样计算的公差值差别不大,对生产影响较小,但对公差数值的标准化有利。

在 $\leq 500 \text{ mm}$ 的尺寸中共分成 13 个尺寸段,但考虑到某些配合(过盈配合)对尺寸变化很敏感,故在一个尺寸段中再细分成 2~3 段,以供确定基本偏差时使用。对于小于 180 mm 的尺寸分段采用不均匀递增数列。对于 $> 180 \text{ mm}$ 的尺寸分段,主段落按 R_{10} 优先数系分段;中间段落按 R_{20} 优先数系分段。公称尺寸 $\leq 500 \text{ mm}$ 的尺寸分段见表 2-3。

表 2-3 公称尺寸 $\leq 500 \text{ mm}$ 的尺寸分段

主段落		中间段落		主段落		中间段落		主段落		中间段落	
大于	至	大于	至	大于	至	大于	至	大于	至	大于	至
—	3	—	—	30	50	30 40	40 50	180	250	180	200
3	6	—	—							200	225
6	10	—	—	50	80	50 65	65 80	250	315	225	250
10	18	10	14							250	280
18	30	14	18	8	120	80 100	100 120	315	400	280	315
		18	24							315	355
		24	30	120	180	120 140	140 160	400	500	355	400
										400	450
						160	180			450	500

例 2-3 公称尺寸为 40 mm,求 IT7、IT8 的标准公差数值。

解: 公称尺寸为 40 mm,属于 30 ~ 50 mm 的尺寸段。

几何平均尺寸 $D = \sqrt{30 \times 50} \text{ mm} = 38.73 \text{ mm}$

公差因子 $i = 0.45 \sqrt[3]{D} + 0.001D = (0.45 \sqrt[3]{38.73} + 0.001 \times 38.73) \mu\text{m} = 1.56 \mu\text{m}$

由表 2-1 查得: IT7 = 16*i*, IT8 = 25*i*

即 IT7 = 16*i* = 16 × 1.56 μm = 24.96 ≈ 25 μm

IT8 = 25*i* = 25 × 1.56 μm = 39 μm。

根据以上办法分别按尺寸段及公差等级计算出标准公差值,最后构成标准公差数值表 2-4 供查用。

表 2-4 标准公差数值

公差等级	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
公称尺寸/mm	μm													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
$> 3 \sim 6$	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
$> 6 \sim 10$	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
$> 10 \sim 18$	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
$> 18 \sim 30$	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
$> 30 \sim 50$	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
$> 50 \sim 80$	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
$> 80 \sim 120$	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
$> 120 \sim 180$	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
$> 180 \sim 250$	2	3	3.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0.46	0.72	1.15	1.85	2.90	4.6	7.2
$> 250 \sim 315$	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
$> 315 \sim 400$	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
$> 400 \sim 500$	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

注：公称尺寸小于 1 mm 时，无 IT14 至 IT18。

二、基本偏差系列

公差带是由公差带大小和公差带位置两部分构成，大小由标准公差决定，而位置则由基本偏差确定。为满足机器中各种不同性质和不同松紧程度的配合，需要有一系列不同的公差带位置以组成各种不同的配合。

1. 孔、轴的基本偏差及其代号

基本偏差是指两个极限偏差中靠近零线或位于零线的那个偏差。因此公差带在零线之上的，以下极限偏差为基本偏差；公差带在零线之下的，以上极限偏差为基本偏差。如图 2-15 所示，孔的基本偏差为下极限偏差(EI)，轴的基本偏差为上极限偏差(es)。

为了满足各种不同配合的需要，国家标准对孔和轴分别规定了 28 种基本偏差，它们用拉丁字母表示。大写字母表示孔；小写字母表示轴。26 个字母中除去 5 个容易与其他含义混淆的字母：孔去掉 I, L, O, Q, W；轴去掉 i, l, o, q, w；剩下的 21 个字母加上 7 个双写的字母。孔加上 CD, EF, FG, JS, ZA, ZB, ZC，轴加上 cd, ef, fg, js, za, zb, zc，共 28 种，作为基本偏差的代号。这 28 种基本偏差构成基本偏差系列，如图 2-16 所示。

从图 2-16 可以看出：基本偏差系列中的 H(h) 其基本偏差为零。

JS(js) 与零线对称；上极限偏差 $ES(es) = +IT/2$ ，下极限偏差 $EI(ei) = -IT/2$ ，上、下极限偏差均可作为基本偏差。

在孔的基本偏差系列中，A ~ H 的基本偏差为下极限偏差 EI；J ~ ZC 的基本偏差为上极限偏

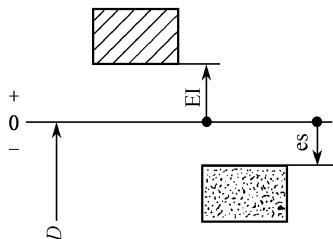


图 2-15 基本偏差

差 ES。

在轴的基本偏差系列中, a ~ h 的基本偏差为上极限偏差 es ; j ~ zc 的基本偏差为下极限偏差 ei 。

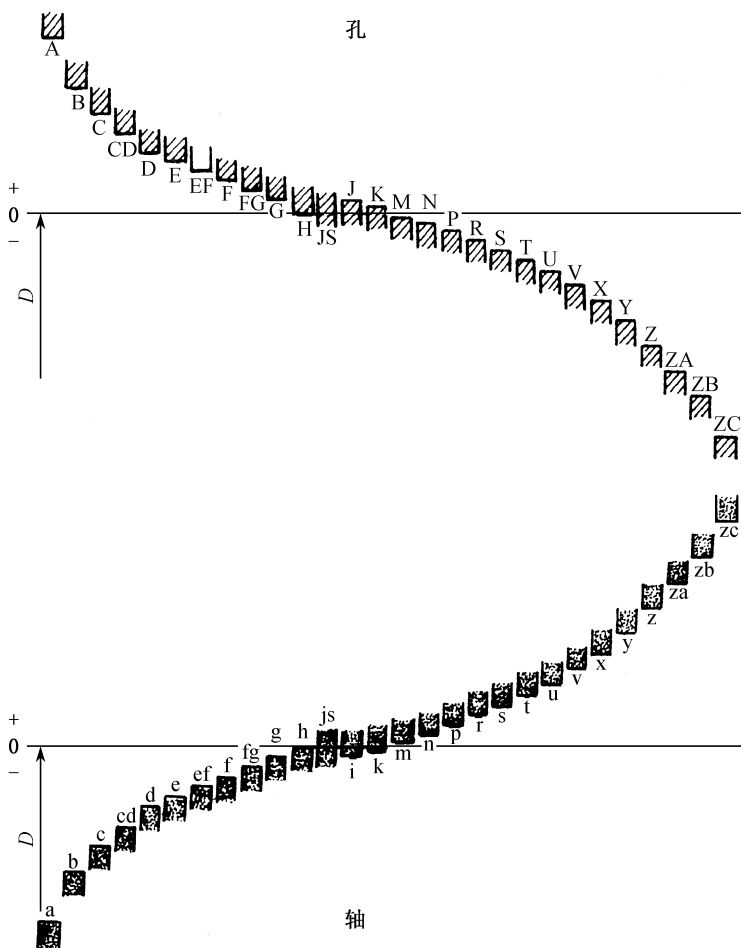


图 2-16 孔和轴的基本偏差系列

2. 基准制

在机械产品中,有各种不同的配合要求,这就需要各种不同的孔、轴公差带来实现。为了设计和制造上的经济性,把其中孔公差带位置(或轴公差带位置)固定,而改变轴公差带位置(或孔公差带位置),来实现所需要的各种配合。这种制度称为基准制。前者称为基孔制,或者称为基轴制。

(1) 基孔制: 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,如图 2-17(a)所示。

基孔制的孔是基准孔,是配合中的基准件,它的公差带在零线的上方,且基本偏差(下极限偏差)为零,即 $EI=0$,上极限偏差为正值。以 H 为基准孔的代号。

(2) 基轴制: 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,如图 2-17(b)所示。

基轴制的轴称为基准轴,是配合中的基准件,它的公差带在零线的下方,且基本偏差(上极限偏

差)为零,即 $es = 0$, 下极限偏差为负值。以 h 为基准轴的代号。

基准制确定后,基准孔(或轴)的公差带位置就相应确定,则可用非基准轴(或孔)公差带的不同位置来建立各种配合。

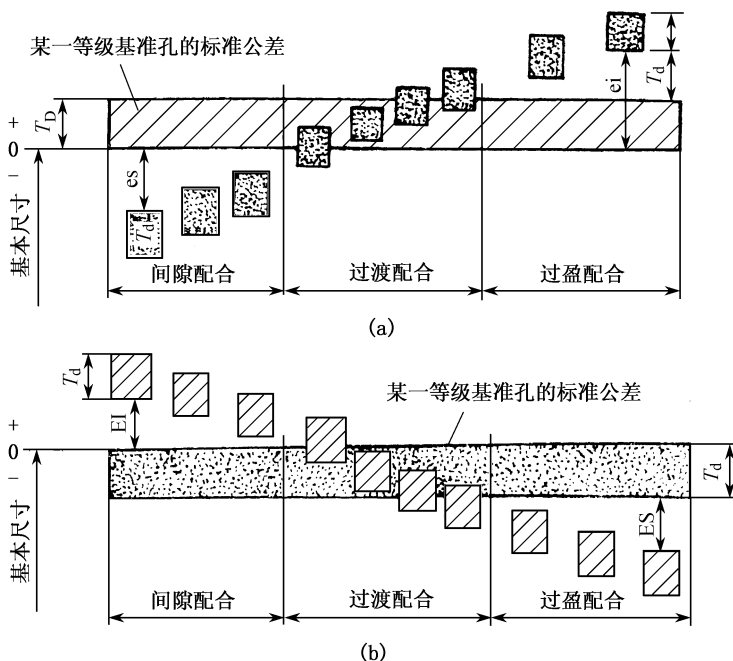


图 2-17 基孔制与基轴制公差带

3. 各种基本偏差所形成配合的特征

(1) 间隙配合: $a \sim h$ (或 $A(H)$) 11 种基本偏差与基准孔的基本偏差 H (或基准轴的基本偏差 h) 形成间隙配合。其中 a 与 H (或 A 与 h) 形成配合的间隙最大。此后,间隙依次减小,基本偏差 h 与 H 所形成配合的间隙最小,该配合的最小间隙为零。

(2) 过渡配合: js, j, k, m, n (或 JS, J, K, M, N) 五种基本偏差与基准孔偏差 H (或基准轴基本偏差 h) 形成过渡配合。其中 js 与 H (或 JS 与 h) 形成的配合较松,获得间隙的概率较大。此后,配合依次变紧, n 与 H (或 N 与 h) 形成的配合较紧,获得过盈的概率较大。而标准公差等级很高的 n 与 H (或 N 与 h) 形成的配合则为过盈配合。

(3) 过盈配合: $p \sim zc$ (或 $P \sim ZC$) 12 种基本偏差与基准孔的基本偏差 H (或基准轴的基本偏差 h) 形成过盈配合。其中 p 与 H (或 P 与 h) 形成配合的过盈最小。此后,过盈依次增大,基本偏差 zc 与 H (或 ZC 与 h) 所形成配合的过盈最大。

4. 公差带代号和配合代号

把孔、轴基本偏差代号和公差等级代号组合,就组成它们的公差带代号。例如孔公差带代号 $H7, F5, M6, V5$ 等,轴的公差带代号 $h7, f5, m6, v5$ 等。

把孔和轴公差带代号组合,就组成配合代号。用分数形式表示。分子代表孔,分母代表轴,例如 $H7/f8, H7/m6, F5/h5, M7/h6$ 等。

5. 轴的基本偏差的确定

轴的各种基本偏差的数值应根据与基准孔 H 不同的配合要求来制订。轴的各种基本偏差的计算公式是经过实验和统计分析得到的,见表 2-5。

表 2-5 轴的基本偏差计算公式($D\leq 500\text{ mm}$)

偏差代号	适用范围	基本偏差为上极限偏差(es)	偏差代号	适用范围	基本偏差为上极限偏差(ei)
a	$D\leq 120\text{ mm}$	$-(265+1.3D)$	j	IT5 ~ IT8	经验数据
	$D> 120\text{ mm}$	$-3.5D$	k	$\leq\text{IT3}$ 及 $\geq\text{IT8}$	0
b	$D\leq 160\text{ mm}$	$-(140+0.85D)$	k	IT4 ~ IT7	$+0.6\sqrt[3]{D}$
	$D> 160\text{ mm}$	$-1.8D$	m	—	$+(\text{IT7}-\text{IT6})$
c	$D\leq 40\text{ mm}$	$-52D^{0.2}$	n	—	$+5D^{0.34}$
	$D> 40\text{ mm}$	$-(95+0.8D)$	p	—	$+\text{IT7}+(0\sim 5)$
cd		$-\sqrt{c\cdot d}$	r	—	$+\sqrt{p\cdot s}$
d	—	$-16D^{0.44}$	s	$D\leq 50\text{ mm}$ $D> 50\text{ mm}$	$+\text{IT8}+(1\sim 4)$ $+\text{IT7}+0.4D$
e	—	$-11D^{0.41}$	t	—	$+\text{IT7}+0.63D$
ef	—	$-\sqrt{c\cdot f}$	u	—	$+\text{IT7}+D$
f	—	$-5.5D^{0.41}$	v	—	$+\text{IT7}+1.25D$
fg	—	$-\sqrt{f\cdot g}$	x	—	$+\text{IT7}+1.6D$
g	—	$-2.5D^{0.34}$	y	—	$+\text{IT7}+2D$
h	—	0	z	—	$+\text{IT7}+2.5D$
			za	—	$+\text{IT8}+3.15D$
			zb	—	$+\text{IT9}+4D$
			zc	—	$+\text{IT10}+5D$

利用轴的基本偏差计算公式,以尺寸分段的几何平均值代入这些公式求得数值后,再经尾数取整,就编制出轴的基本偏差数值表,见表 2-6。

轴的基本偏差确定后,在已知公差等级的情况下,可以确定轴的另一个极限偏差。

当轴的基本偏差为上极限偏差 es、标准公差为 IT 时,得出另一极限偏差(下极限偏差)为: $ei = es - IT$ 。

当轴的基本偏差为下极限偏差 ei、标准公差为 IT 时,另一极限偏差上极限偏差为: $es = ei + IT$ 。

例 2-4 利用标准公差数值表和轴的基本偏差数值表确定 $\phi 30f 8$ 的极限偏差。

解: 查表 2-5 得公称尺寸为 30 mm 且基本偏差代号为 f 的轴的基本偏差为上极限偏差 $es = -0.020\text{ mm}$

查表 2-3 得公称尺寸为 30 mm 的 $IT8 = 0.033\text{ mm}$

所以轴的另一极限偏差为下极限偏差 $ei = es - IT = -(0.020 - 0.033)\text{ mm} = -0.053\text{ mm}$

因此,轴的极限偏差分别为 $es = -0.020\text{ mm}$, $ei = -0.053\text{ mm}$ 。

6. 孔的基本偏差的确定

孔的基本偏差可以由同名的轴的基本偏差换算得到。换算原则为：同名配合，配合性质不变，即基孔制的配合（如 $\phi 70H8/f7$ ）变成同名基轴制的配合（ $\phi 70F8/h7$ ）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，参看图 2-18，通用规则为用同一字母表示的孔和轴基本偏差的绝对值相等，而符号相反，即： $EI = -es$ 或 $ES = -ei$

通用规则的应用范围如下：

从 A 到 H [图 2-18(a)]，不论孔和轴的公差等级是否相同，均采用通用规则，因为 a 到 h 的基本偏差为 es ，所以 A 到 H 的基本偏差为 $EI = -es$ 。

从 K 到 ZC [图 2-18(b) 和图 2-18(c)]，当孔和轴公差等级相同时，按通用规则换算，因为 k 到 zc 的基本偏差为 ei ，所以 K 到 ZC 的基本偏差为 $ES = -ei$ 。

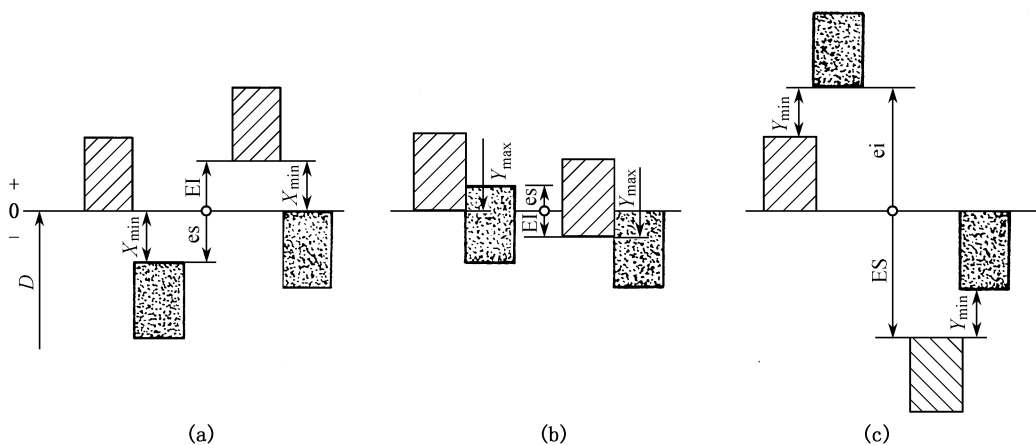


图 2-18 通用规则

(a) 间隙配合；(b) 过渡配合；(c) 过盈配合

（2）特殊规则：特殊规则为用同一字母表示的孔和轴基本偏差的符号相反，而它们的绝对值相差一个 Δ 值。

由图 2-19 中可看出：

基孔制中， $Y_{\min} = ES - ei = IT_n - ei$

基轴制中， $Y_{\min} = ES - ei = ES - (-IT_{n-1}) = ES + IT_{n-1}$

为了满足换算原则，基孔制的 $Y_{\min}$ 应等于基轴制的 $Y_{\min}$ ，因此

$$IT_n - ei = ES + IT_{n-1}$$

$$ES = -ei + IT_n - IT_{n-1} = -ei + \Delta$$

(2-24)

即

$$EI = -es + \Delta \text{ 或 } ES = -ei + \Delta$$

$$\Delta = IT_n - IT_{n-1}$$

式中 IT_n ——孔的标准公差值;

IT_{n-1} ——轴的标准公差值。

特殊规则的应用范围如下:

J、K、M、N 的公差等级为 8 级或高于 8 级(标准公差 $\leq IT_8$)时,采用特殊规则;

P ~ ZC 的公差等级为 7 级或高于 7 级(标准公差 $\leq IT_7$)时,采用特殊规则。

按上述两个规则,可计算并编制出孔的基本偏差数值表,见表 2-7。

例 2-5 利用标准公差数值表和轴的公称偏差数值表,按 $\phi 45H7/s6$ 确定 $\phi 45s7/h6$ 中孔的基本偏差数值。

解: 查标准公差数值表 2-3 得公称尺寸为 45 mm 的 $IT_7 = 0.025$ mm, $IT_6 = 0.016$ mm;查表 2-5 得公称尺寸为 45 mm 且基本偏差代号为 s 的轴的基本偏差为下极限偏差 $ei = +0.043$ mm。

因 S7 应按特殊规则换算, S 的基本偏差为上极限偏差 $ES = -ei + \Delta$, $\Delta = IT_7 - IT_6 = (0.025 - 0.016)$ mm = 0.009 mm,所以,孔的基本偏差为 $ES = (-0.043 + 0.009)$ mm = -0.034 mm。

例 2-6 利用标准公差数值表和孔轴的基本偏差数值表,确定 $\phi 80H8/r8$ 和 $\phi 80R8/h8$ 的极限偏差数值。

解: 查标准公差数值表 2-3 得公称尺寸为 80 mm 的 $IT_8 = 0.046$ mm;查表 2-5 和表 2-7 得公称尺寸为 80 mm,基本偏差代号为 r 的轴的基本偏差为下极限偏差 $ei = +0.043$ mm,基本偏差代号为 R 的孔的基本偏差为上极限偏差 $ES = -0.043$ mm。所以, $\phi 80r8$ 轴的另一极限偏差为 $es = ei + IT = (0.043 + 0.046)$ mm = +0.089 mm, $\phi 80R8$ 的另一极限偏差为 $EI = ES - IT = (-0.043 - 0.046)$ mm = -0.089 (mm)。在 $\phi 80H8/r8$ 配合中基准孔的基本偏差 $EI = 0$,另一极限偏差 $ES = +0.046$ mm, $es = +0.089$ mm, $ei = +0.043$ mm,即 $\phi 80H8 (\begin{smallmatrix} +0.046 \\ 0 \end{smallmatrix}) / r8 (\begin{smallmatrix} +0.089 \\ +0.043 \end{smallmatrix})$ 。在 $\phi 80R8/h8$ 配合中基准轴的基本偏差 $es = 0$,另一极限偏差 $ei = -0.046$ mm, $ES = -0.043$ mm, $EI = -0.089$ mm,即 $\phi 80R8 (\begin{smallmatrix} -0.043 \\ -0.089 \end{smallmatrix}) / h8 (\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.046 \end{smallmatrix})$ 。

三、极限与配合在图样上的标注

1. 在零件图上的标注

有三种标注方式:在公称尺寸后面标注孔或轴的公差带代号;标注上下极限偏差数值;公差带代号和上下极限偏差数值,如图 2-20 所示。

2. 在装配图上的标注

有两种标注方式:在公称尺寸后面标注配合代号,即标注孔、轴的基本偏差代号及公差等级;配合代号和上下极限偏差数值,如图 2-21 所示。

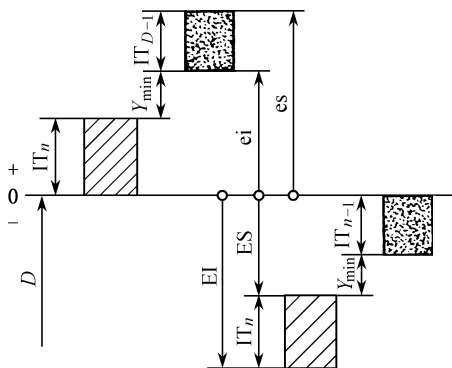


图 2-19 特殊规则

表 2-7 尺寸 ≤ 500 mm 的孔的基本偏差数值

公称尺寸 /mm	基本偏差 / μm																
	上极限偏差 EI								下极限偏差 EI								
	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS	J	K	M	N	P~ZC
	所有的公差等级																
	$\pm \frac{IT}{2}$																
	偏差等于																
≤3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0		+2	+4	-2	-4	-4
>3-6	+270	+140	+70	+36	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0		+5	+6	+10	-1+Δ	-4-8+Δ 0
>6-10	+280	+150	+80	+36	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0		+5	+8	+12	-1+Δ	-6+Δ -6-10+Δ 0
>10-14	+290	+150	+195	—	+50	+32	—	+16	—	+6	0		+6	+10	+15	-1+Δ	-7+Δ -7-12+Δ 0
>14-18																	
>18-24	+300	+160	+110	—	+65	+40	—	+20	—	+7	0		+8	+12	+20	-2+Δ	-8+Δ -8-15+Δ 0
>24-30																	
>30-40	+310	+170	+120	—	+80	+50	—	+25	—	+9	0		+10	+14	+24	-2+Δ	-9+Δ -9-17+Δ 0
>40-50	+320	+180	+130														
>50-65	+340	+190	+140	—	+100	+60	—	+30	—	+10	0		+13	+18	+28	-2+Δ	-11+Δ -11-20+Δ 0
>65-80	+360	+200	+150														
>80-100	+380	+220	+170	—	+120	+72	—	+36	—	+12	0		+16	+22	+34	-3+Δ	-13+Δ -13-23+Δ 0
>100-120	+410	+240	+180														
>120-140	+440	+260	+200														
>140-160	+520	+280	+210	—	+145	+85	—	+43	—	+14	0		+18	+26	+41	-3+Δ	-15+Δ -15-27+Δ 0
>160-180	+580	+310	+230														
>180-200	+660	+340	+240														
>200-225	+740	+380	+260	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0		+22	+30	+47	-4+Δ	-17+Δ -17-31+Δ 0
>225-250	+820	+420	+280														
>250-280	+920	+480	+300	—	+190	+110	—	+56	—	+17	0		+25	+36	+55	-4+Δ	-20+Δ -20-34+Δ 0
>280-315	+1080	+540	+330														
>315-335	+1200	+600	+360														
>355-400	+1350	+680	+400	—	+210	+125	—	+62	—	+18	0		+29	+39	+60	-4+Δ	-21+Δ -21-37+Δ 0
>400-450	+1500	+760	+440														
>450-500	+1650	+840	+480	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0		+33	+43	+66	-5+Δ	-23+Δ -23-40+Δ 0

公称尺寸 /mm	基本偏差 μm																										Δ/μm																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
	上极限偏差 EI													下极限偏差 ES																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					
																											上极限偏差 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																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																						
所有的公差等级													6	7	8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	

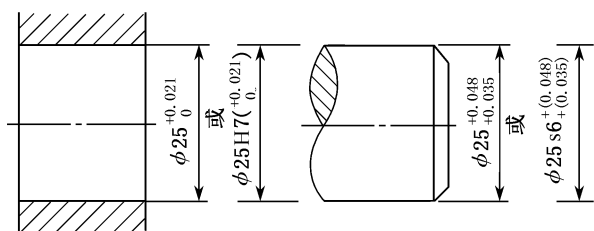


图 2-20 孔、轴公差带在零件图上的标注

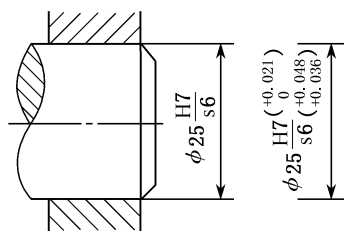


图 2-21 孔、轴公差带在装配图上的标注

四、一般、常用和优先的极限与配合

1. 孔、轴一般、常用和优先公差带代号

根据国家标准 GB/T 1800.1—2009 提供的标准公差和基本偏差,可以组成大量的、不同大小与位置的孔、轴公差带(孔有 543 种,轴有 544 种)。由不同的孔、轴公差带又可以组合成多种多样的配合。如果如此多的公差与配合全部投入使用,显然很不经济。为了尽量减少零件、定值刀具、量具和工艺装备的品种及规格,对公差带和配合的选择应加以限制。因此,国家标准对孔、轴规定了一般公差带、常用公差带和优先公差带。

国家标准规定了一般、常用和优先轴用公差带共 119 种,如表 2-8 所示。其中方框内的 59 种为常用公差带,圆圈内的 13 种为优先公差带。

表 2-8 一般、常用和优先的轴公差带 (尺寸 ≤ 500 mm)

[illegible]

国家标准规定了一般、常用和优先孔公差带共 105 种,如表 2-9 所示。其中方框内的 44 种为常用公差带,圆圈内的 13 种为优先公差带。

2. 孔、轴一般、常用和优先配合代号

国家标准在規定孔、軸公差帶選用的基礎上,還規定了孔軸公差帶的組合。

基孔制常用配合 59 种, 优先配合 13 种, 如表 2-10 所示。基轴制常用配合 47 种, 优先配合 13 种, 如表 2-11 所示。

表 2-9 一般、常用和优先的孔公差带 (尺寸 ≤ 500 mm)

	H1	JS1	
	H2	JS2	
	H3	JS3	
	H4	JS4	K4 M4
	G5 H5	JS5	K5 M5
	F6 G6 H6 J6	JS6	K6 M6 N6 P6 R6 S6 T6 U6 V6 X6 Y6 Z6
D7 E7	F7 G7 H7 J7	JS7	K7 M7 N7 P7 R7 S7 T7 U7 V7 X7 Y7 Z7
C8 D8 E8 F8 G8 H8 J8	JS8	K8 M8 N8 P8 R8 S8 T8 U8 V8 X8 Y8 Z8	
A9 B9 C9 D9 E9 F9 H9 J9	JS9	N9 P9	
A10 B10 C10 D10 E10 H10 JS10			
A11 B11 C11 D11 H11 JS11			
A12 B12 C12 H12 JS12			
H13	JS13		

表 2-10 基孔制优先、常用配合

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						$\frac{H6}{f\ 5}$	$\frac{H6}{g\ 5}$	$\frac{H6}{h\ 5}$	$\frac{H6}{js\ 5}$	$\frac{H6}{k\ 5}$	$\frac{H6}{m\ 5}$	$\frac{H6}{n\ 5}$	$\frac{H6}{p\ 5}$	$\frac{H6}{r\ 5}$	$\frac{H6}{s\ 5}$	$\frac{H6}{t\ 5}$					
H7						$\frac{H7}{f\ 6}$	$\frac{H7}{g\ 6}$	$\frac{H7}{h\ 6}$	$\frac{H7}{js\ 6}$	$\frac{H7}{k\ 6}$	$\frac{H7}{m\ 6}$	$\frac{H7}{n\ 6}$	$\frac{H7}{p\ 6}$	$\frac{H7}{r\ 6}$	$\frac{H7}{s\ 6}$	$\frac{H7}{t\ 6}$	$\frac{H7}{u\ 6}$	$\frac{H7}{v\ 6}$	$\frac{H7}{x\ 6}$	$\frac{H7}{y\ 6}$	$\frac{H7}{z\ 6}$
H8						$\frac{H8}{e\ 7}$	$\frac{H8}{f\ 7}$	$\frac{H8}{g\ 7}$	$\frac{H8}{h\ 7}$	$\frac{H8}{js\ 7}$	$\frac{H8}{k\ 7}$	$\frac{H8}{m\ 7}$	$\frac{H8}{n\ 7}$	$\frac{H8}{p\ 7}$	$\frac{H8}{r\ 7}$	$\frac{H8}{s\ 7}$	$\frac{H8}{t\ 7}$	$\frac{H8}{u\ 7}$			
				$\frac{H8}{d\ 8}$	$\frac{H8}{e\ 8}$	$\frac{H8}{f\ 8}$		$\frac{H8}{h\ 8}$													
H9				$\frac{H9}{c\ 9}$	$\frac{H9}{d\ 9}$	$\frac{H9}{e\ 9}$	$\frac{H9}{f\ 9}$		$\frac{H9}{h\ 9}$												
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 $\frac{H6}{n\ 5}$ 、 $\frac{H7}{p\ 6}$ 在公称尺寸 ≤ 3 mm和 $\frac{H8}{r\ 7}$ 在 ≤ 100 mm时,为过渡配合。

② 标注的配合为优先配合。

表 2-11 基轴制优先、常用配合

基准孔	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									
h 5						$\frac{F6}{h\ 5}$	$\frac{G6}{h\ 5}$	$\frac{H6}{h\ 5}$	$\frac{Js6}{h\ 5}$	$\frac{K6}{h\ 5}$	$\frac{M6}{h\ 5}$	$\frac{N6}{h\ 5}$	$\frac{P6}{h\ 5}$	$\frac{R6}{h\ 5}$	$\frac{S6}{h\ 5}$	$\frac{T6}{h\ 5}$					
h 6						$\frac{F7}{h\ 6}$	$\frac{G7}{h\ 6}$	$\frac{H7}{h\ 6}$	$\frac{Js7}{h\ 6}$	$\frac{K7}{h\ 6}$	$\frac{M7}{h\ 6}$	$\frac{N7}{h\ 6}$	$\frac{P7}{h\ 6}$	$\frac{R7}{h\ 6}$	$\frac{S7}{h\ 6}$	$\frac{T7}{h\ 6}$	$\frac{U7}{h\ 6}$				
h 7					$\frac{E8}{h\ 7}$	$\frac{F8}{h\ 7}$		$\frac{H8}{h\ 7}$	$\frac{Js8}{h\ 7}$	$\frac{K8}{h\ 7}$	$\frac{M8}{h\ 7}$	$\frac{N8}{h\ 7}$									
h 8				$\frac{D8}{h\ 8}$	$\frac{E8}{h\ 8}$	$\frac{F8}{h\ 8}$		$\frac{H8}{h\ 8}$													
h 9				$\frac{D9}{h\ 9}$	$\frac{E9}{h\ 9}$	$\frac{F9}{h\ 9}$		$\frac{H9}{h\ 9}$													
h10				$\frac{D10}{h10}$				$\frac{H10}{h10}$													
h11	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$				$\frac{H11}{h11}$													
h12		$\frac{B12}{h12}$						$\frac{H12}{h12}$													

注：标注▮的配合为优先配合。

在表 2-10 中,当轴的标准公差等级小于或等于 IT7 级时,是与低一级的基准孔相配合;大于或等于 IT8 级时,与同级基准孔相配合。

在表 2-11 中,当孔的标准公差等级小于 IT8 级或少数等于 IT8 级时,是与高一级的基准轴相配合,其余是与同级基准轴相配合。基孔制与基轴制优先配合公差带图分别如图 2-22 和图 2-23 所示。

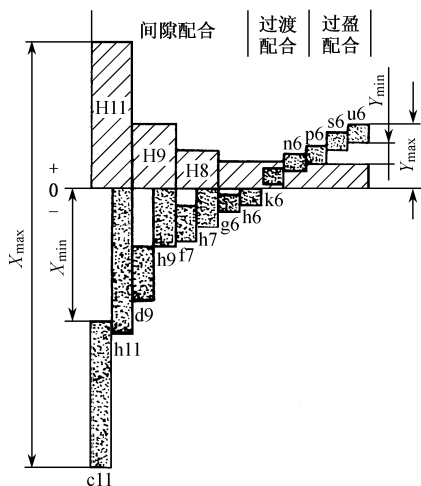


图 2-22 基孔制优先配合公差带图

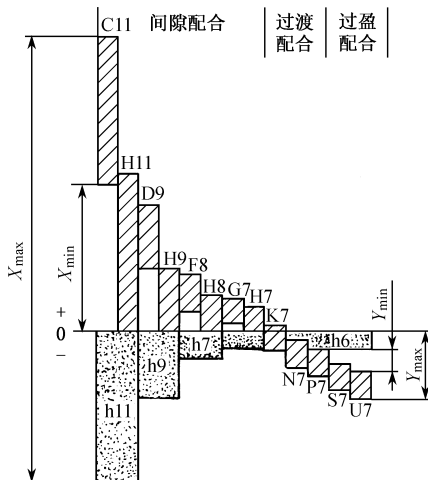


图 2-23 基轴制优先配合公差带图

3. 选用原则和温度条件

选用公差带时,应按优先、常用、一般公差带的顺序选取。若一般公差带中也没有满足要求的公差带,则可按国标规定的标准公差和基本偏差组成的公差带来选取,还可考虑用延伸和插入的方法来确定新的公差带。

国家标准规定的数值均以基准温度 20 ℃ 为准,当温度偏离基准温度时,应进行修正。

第四节 常用尺寸孔、轴极限与配合的选择

极限与配合的选择是机械设计和制造中非常重要的一环,是一项既重要又困难的工作。合理地选择,不但有利于产品质量的提高,而且还有利于生产成本的降低。在设计工作中,极限与配合的选择主要包括基准制、公差等级和配合种类的选择。选择原则是既要保证机械产品的性能优良,又要兼顾经济可行。

标准公差等级和配合种类的选择方法有计算法、实验法和类比法。

用计算法选择标准公差等级和配合种类,通常要用到相关专业理论知识,通过一些公式计算出极限间隙或极限过盈,可以借助计算机来完成。

用实验法选择标准公差等级和配合种类,主要用于对产品质量和性能有极大影响的重要配合,通过一定数量的实验,确定出最佳工作性能所需的极限间隙或极限过盈,这种方法费时、费力,费用颇高,因此很少采用。

用类比法选择标准公差等级和配合种类是设计时常用的方法,借鉴使用效果良好的同类产品的技术资料或参考有关资料并加以分析来确定孔轴的极限尺寸。

应该指出,正确地选择极限与配合,要深入地掌握极限与配合国家标准,对产品的技术要求、工作条件以及生产制造条件进行全面分析,同时还要通过生产实践和科学试验不断积累经验,才能逐步加强这方面的实际工作能力,单靠本课程的知识是不够的。这里仅对极限与配合的选择提出一些基本原则。

一、基准制的选择

基准制包括基孔制和基轴制,基孔制和基轴制可以满足同样的使用要求。选用基准制主要从产品结构、工艺和经济性等方面来综合考虑。

1. 优先选用基孔制

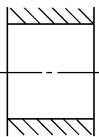
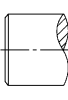
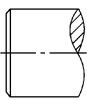
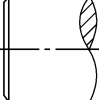
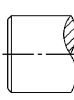
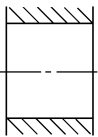
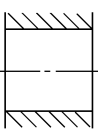
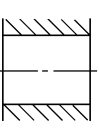
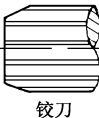
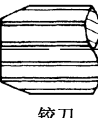
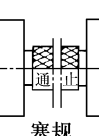
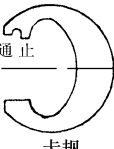
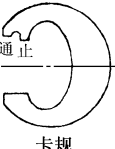
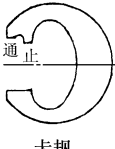
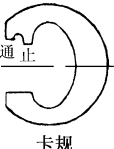
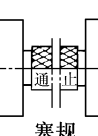
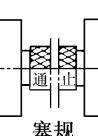
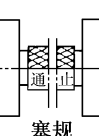
设计时,应优先选用基孔制。因为孔通常用定值刀具(如钻头、绞刀、拉刀等)加工,使用光滑极限塞规检验,而轴使用通用刀具(如车刀、砂轮等)加工,便于用普通计量器具测量,所以采用基孔制配合可以减少定值刀具和光滑极限塞规的规格种类和数量,显然是经济合理的。参看表 2-12,设某一公称尺寸的孔和轴要求三种配合,采用基孔制,则三种配合由一种孔公差带和三种轴公差带构成;而采用基轴制,则三种配合由一种轴公差带和三种孔公差带构成。可见,基孔制所需要的定值刀具比基轴制少。

2. 选用基轴制的情况

在下列情况下采用基轴制较为经济合理:

(1) 当配合的公差等级要求不高时,可直接采用冷拉钢材(这种轴是按基轴制的轴制造的)直接做轴,而不需要进行机械加工,因此采用基轴制较为经济合理,对于细小直径的轴尤为明显。

表 2-12 基孔制和基轴制所需刀具和量规的比较

	基 孔 制				基 轴 制			
	孔	轴	轴	轴	轴	孔	孔	孔
工 件								
刀 具	 铰刀	车刀砂轮			车刀砂轮	 铰刀	 铰刀	 铰刀
光滑 极限 量 规	 塞规	 卡规	 卡规	 卡规	 卡规	 塞规	 塞规	 塞规

(2) 在同一公称尺寸的轴上需要装配几个具有不同配合的零件时,要求采用基轴制。如图 2-24(a) 所示活塞连杆机构中,活塞销同时与连杆孔和轴承孔相配合,连杆要转动,故采用 3 间隙配合 ($H6/h5$),而与支承孔的配合要求紧些,故采用过渡配合 ($M6/h5$)。如采用基孔制,则如图 2-24(b) 所示,活塞销需做成中间小,两头大的阶梯形,这种形状的活塞销加工不方便,同时装配也困难,易拉毛连杆孔。反之,采用基轴制如图 2-24(c) 所示,则活塞销的尺寸不变,制成光轴,而连杆孔、轴承孔分别按不同要求加工,较为经济合理且便于装配。

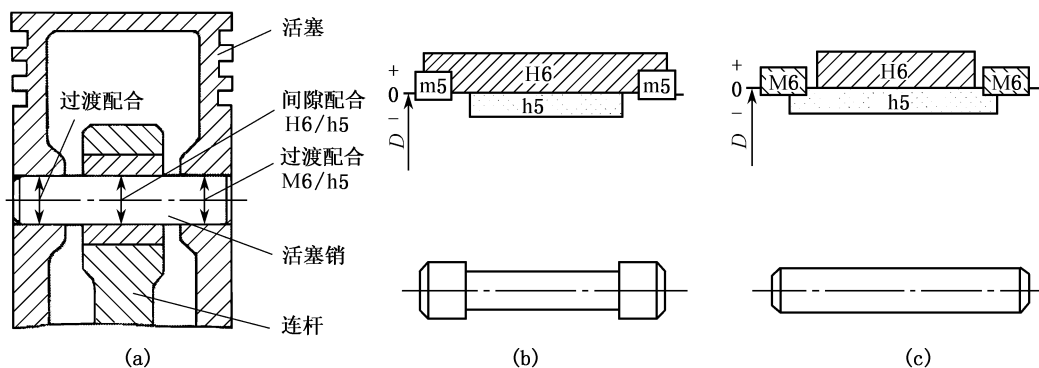


图 2-24 活塞连杆机构

(a) 活塞连杆机构; (b) 基孔制配合; (c) 基轴制配合

3. 以标准部件为基准选择基准制

对于与标准件(或标准部件)配合的孔或轴,基准制的选择要依据标准件而定。例如与滚动轴承内圈相配合的轴应选用基孔制,而与滚动轴承外圈相配合的壳体孔则应选用基轴制。

4. 必要时采用任意孔、轴公差带组成非基准制的配合(混配)

如图 2-25 所示,圆柱齿轮减速器中,输出轴轴颈的公差带按它与轴承内圈配合的要求已确定为 $\phi 55k6$,而起轴向定位作用的轴套的孔与轴颈的配合,允许间隙较大,轴套孔尺寸精度要求不高,只要求拆装方便,因此按轴颈的上极限偏差和最小间隙的大小,来确定轴套孔的下极限偏差,本例确定该孔的公差带为 $\phi 55D9$ 。箱体孔的公差带按它与轴承外圈配合的要求已确定为 $\phi 100J7$,而端盖定位圆柱面与箱体孔的配合,允许间隙较大,端盖要求拆装方便,而且尺寸精度要求不高,因此端盖定位圆柱面的公差带可选取 $\phi 100e9$ 。这样组成非基准制配合 $\phi 55D9/k6$ 和 $\phi 100J7/e9$ 既满足使用要求,又获得最佳的技术经济效益。

上述两个非基准制配合的孔、轴公差带示意图分别如图 2-26 和图 2-27 所示。

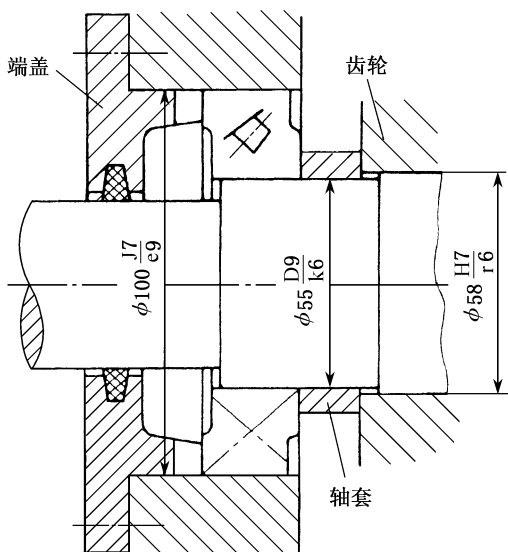


图 2-25 减速器中轴套处和轴承端盖处的配合

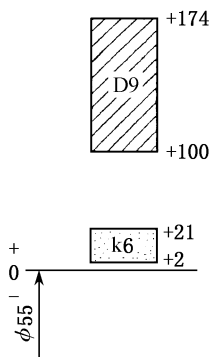


图 2-26 轴套孔与轴颈的公差带示意图

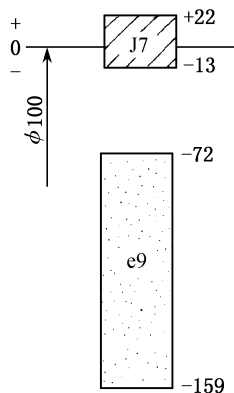


图 2-27 箱体孔与端盖定位圆柱面的公差带示意图

二、公差等级的选择

选择公差等级时,要正确处理使用要求、制造工艺和成本之间的关系。因此选择公差等级的基本原则是,在满足使用要求的前提下,尽量选取较低的公差等级,这样做可以取得较好的综合经济效益。

生产中,经常用类比法来确定公差等级。即参考经过实践证明为合理的类似产品上相应尺寸的公差,来确定孔和轴的公差等级。

表 2-13 列出了 20 个公差等级的大致应用范围,可供用类比法选择公差等级时参考。

确定公差等级时,还应考虑工艺上的可能性。表 2-14 是在正常条件下,公差等级和加工

方法的大致关系,表 2-15 为各公差等级的应用条件及举例,可供参考。

表 2-13 公差等级的应用范围

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
高精度量块	✓	✓	✓																	
量 规			✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓											
特别精密 的配合				✓	✓	✓	✓													
配合尺寸							✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓						
非配合尺寸														✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
原材料尺寸										✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓				

表 2-14 各种加工方法的合理加工精度

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	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓													
珩磨						✓	✓	✓	✓											
圆磨							✓	✓	✓	✓										
平磨							✓	✓	✓	✓										
金刚石车							✓	✓	✓											
金刚石镗							✓	✓	✓	✓										
拉削							✓	✓	✓	✓										
铰孔								✓	✓	✓	✓	✓								
车									✓	✓	✓	✓	✓							
镗									✓	✓	✓	✓	✓							
铣										✓	✓	✓	✓							
刨、插												✓	✓							
钻孔												✓	✓	✓	✓					
滚压、挤压												✓	✓							
冲压												✓	✓	✓	✓	✓				
压铸													✓	✓	✓	✓				
粉末冶金成型								✓	✓	✓										
粉末冶金烧结									✓	✓	✓	✓								
砂型铸造、 气割																		✓	✓	✓
锻造																	✓	✓		

表 2-15 公差等级的应用

公差等级	应用条件	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、个别特别重要和精密的机械零件尺寸
IT1	用于精密的尺寸传递基准, 高精密度测量工具, 特别重要的极个别精密配合尺寸	高精密度标准量规; 校对检验 IT6 ~ IT7 级轴用量规的校对量规; 个别特别重要和精密的机械零件尺寸
IT2	用于高精密度测量工具, 特别重要的精密配合尺寸	检验 IT6 ~ IT7 孔用塞规的尺寸制造公差, 校对检验 IT8 ~ IT12 级轴用量规的校对塞规, 个别特别重要和精密机械零件尺寸
IT3	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 IT6 ~ IT7 轴用量规及 IT8 ~ IT10 级孔用塞规; 校对检验 IT13 ~ IT16 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 100 mm) 相配的机床、主轴、精密机械和高速机械的轴径; 与 C 级深沟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特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 IT8 ~ IT10 级轴用量规, 检验 IT11 ~ IT12 级孔用塞规和 C 级轴承孔 (孔径 > 100 mm) 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孔; 柴油机活塞销及活塞销座孔径; 高精密度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, 相当于旧国家标准中最高精度 (1 级精度轴), 故对加工要求较高, 一般机械制造中较少应用	检验 IT11 ~ IT12 级孔用塞规和轴用量规; 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运输年轴承的配合; 5 级精度齿轮的基准孔及 5 级、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。相当于旧国家标准中 2 级精度轴和 1 级精度孔的公差	检验 IT13 ~ IT16 级孔用塞规; 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、带轮、凸轮的轴颈; 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, 计算仪器中的精密轴; 发动机中的气缸套外径、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 级、8 级精度齿轮的基准轴径, 以及特别精密 (1 级、2 级) 齿轮的顶圆直径

续表

公差等级	应用条件	应用举例
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,相当于旧国家标准中 3 级精度或 2 级精度孔的公差	检验 IT13 ~ IT16 级孔用塞规和轴用量规;机床制造中装配或青铜蜗轮轮缘孔径;联轴器、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(如固定钻套、可换钻套、衬套、镗套);发动机中的连杆孔、活塞孔、铰制螺栓定位孔等;精密仪器光学仪器中精密配合的内孔;自动化仪表中的重要内孔;7 级、8 级精度齿轮的基准孔和 9 级、10 级精度齿轮的基准轴
IT8	用于机械制造中属中等精度;在仪器、钟表制造及仪表中,由于公称尺寸较小,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	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、低精度(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。比旧国标 4 级精度公差值要大	机床制造中轴套外径与孔、操纵件与轴,空转带轮与轴、操纵系统的轴与轴承等的配合,纺织机械、印染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、飞轮套、圈衬套、混合气预热阀轴、气缸盖孔径、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。相当于旧国家标准的 5 级精度公差	电子仪器仪表中支架中的配合;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 18 mm 时要求一般的未注公差尺寸及大于 18 mm 要求较高的未注公差尺寸;发动机中油封挡圈孔与曲轴带轮毂
IT11	用于配合粗度要求较粗糙,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,相当于旧国家标准 6 级精度公差	机床上法兰盘止口与孔、滑块与滑轮,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;印染机械中较低的配合;医疗器械中手术刀片的配合;磨床制造中螺纹制造及粗糙的动联结;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;比旧国家标准的 7 级精度公差值稍小	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未注公差尺寸;计算机行为切削加工中未注公差的极限偏差;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联结

续表

公差等级	应用条件	应用举例
IT13	应用条件与 IT12 相类似,但比旧国家标准 7 级精度公差稍大	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、两孔中心距未注公差尺寸
IT14	用于非配合尺寸及不包括在尺寸链中尺寸。相当于旧国家标准的 8 级精度公差	在机床、汽车、拖拉机、冶金、矿山、石油、化工、电动机、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。相当于旧国家标准的 8 级精度公差	冲压件、木模铸造零件、重型机床制造,当尺寸大于 3 150 mm 时未注公差尺寸
IT16	用于非配合尺寸及不包括在尺寸链中的尺寸。相当于旧国家标准的 10 级精度公差	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;木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。相当于旧国家标准的 11 级精度公差	塑料尺寸公差;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。相当于旧国家标准的 12 级精度公差	冷作焊接尺寸用公差

用类比法选择公差等级时,还应考虑以下问题。

1. 同一配合中孔和轴的工艺等价性

工艺等价性是指同一配合中孔、轴加工难易程度应基本相同。对间隙配合和过渡配合,孔的标准公差高于或等于 IT8 时,孔的公差等级应比轴低一级,而孔的标准公差低于 IT8 时,孔和轴的公差等级应取同一级。对过盈配合,孔的标准公差高于或等于 IT7 时,孔的公差等级应比轴低一级,而孔的标准公差低于 IT7 时,孔和轴的公差等级应取同一级。

2. 相关件或相配件的结构或精度要求

某些孔、轴的标准公差等级取决于相关件或相配件的结构或精度。例如,与齿轮孔配合的轴的公差等级,应与齿轮的精度等级相当;与滚动轴承配合的轴颈和壳体孔的公差等级,应与滚动轴承的精度相当。

3. 配合性质及加工成本

过盈、过渡配合和间隙较小的间隙配合中,孔的标准公差等级应不低于 8 级,轴的标准公差等级通常不低于 7 级,如 H7/g6。而间隙较大的间隙配合中,孔的标准公差等级较低(9 级或 9 级以下),如 H10/d10。

间隙较大的间隙配合中,孔和轴由于某种原因,必须选用较高的标准公差等级,则与它配合的轴或孔的标准公差等级可以低两三级,以便在满足使用要求的前提下降低加工成本。例如图 2-24 中,轴套孔与轴颈配合为 $\phi 55D9/k6$;箱体孔与端盖定位圆柱面的配合为 $\phi 100J7/e9$ 。

随着公差等级的提高,加工误差减小,加工成本也随之提高,根据统计资料,加工误差与生

产成本之间的关系如图 2-28 所示。在低精度区,精度提高,成本增加不多;在高精度区,精度稍提高,成本急剧增加,故高公差等级的选用应特别慎重。

在能够根据使用要求确定其配合间隙或过盈的允许变动范围时,也可用计算法确定公差等级。

三、配合种类的选择

选择配合主要是为了解决结合零件孔与轴在工作时的相互关系,即根据使用要求确定允许的间隙或过盈的变化范围,并由此确定孔和轴的公差带,以保证机器正常工作。

基准制和公差等级的选择,确定了基准孔或基准轴的公差带,以及相应的非基准轴或非基准孔公差带的大小,因此选择配合种类就是确定非基准轴或非基准孔公差带的位置,也就是选择非基准轴或非基准孔的基本偏差代号。

在设计中,根据使用要求,应尽可能地选用国家标准推荐的优先配合和常用配合。如果优先配合和常用配合不能满足要求时,则可选国家标准中推荐的一般用途的孔、轴公差带按需要组成配合。若仍不能满足使用要求,则可从国家标准所提供的孔、轴公差带中选取合适的公差带,组成所需要的配合。

选择配合时,确定间隙或过盈的方法有计算法、试验法和类比法三种。

计算法是根据一定的理论和公式,计算出所需的间隙或过盈,然后对照国家标准选择适当配合的方法。由于影响配合间隙或过盈的因素较多,孔与轴结合的实际情况较复杂,一般来说,理论的计算是近似的,只能作为重要的参考依据,应用时还要根据实际工作条件进行必要的修正,并了解各种配合的应用实例。然后,根据具体要求选择配合种类。

各种基本偏差在具体选用时参考表 2-16,并尽量按表 2-17 所推荐的优先配合选用。

表 2-16 各种基本偏差的应用实例

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动配合,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、空转带轮与轴的配合),以及大尺寸滑动轴承与轴的配合(如涡轮机、球磨机等的滑动轴承)。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,如大型电动机、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

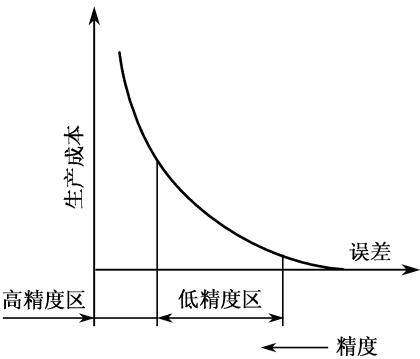


图 2-28 加工误差与生产成本的关系

续表

配合	基本偏差	特点及应用实例
间隙配合	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, 如卷扬机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)
	r(R)	用于传递大转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。配合 H8/r7 在公称尺寸 < 100 mm 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, 须经试验后才能应用。一般不推荐

表 2-17 优先配合选用说明

优先配合		说 明
基孔制	基轴制	
$\frac{H11}{c11}$	$\frac{C11}{h11}$	间隙非常大, 用于很松、转动很慢的动配合, 用于装配方便得很松的配合
$\frac{H9}{d9}$	$\frac{D9}{h9}$	间隙很大的自由转动配合, 用于精度非主要要求时, 或有大的温度变化, 高转速或大的轴颈压力时

续表

优先配合		说 明
基孔制	基轴制	
$\frac{H8}{f7}$	$\frac{F8}{h7}$	间隙不大的转动配合,用于中等转速与中等轴颈压力的精确转动,也用于装配较容易的中等定位配合
$\frac{H7}{g6}$	$\frac{G7}{h6}$	间隙很小的滑动配合,用于不希望自由转动,但可自由移动和滑动并精密定位时,也可用于要求明确的定位配合
$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	均为间隙定位配合,零件可自由装拆,而工作时,一般相对静止不动在最大实体条件下的间隙为零,在最小实体条件下的间隙由公差等级决定
$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H8}{h7}$	
$\frac{H9}{h9}$	$\frac{H9}{h9}$	
$\frac{H11}{h11}$	$\frac{H11}{h11}$	
$\frac{H7}{k6}$	$\frac{K7}{h6}$	过渡配合,用于精密定位
$\frac{H7}{n6}$	$\frac{N7}{h6}$	过渡配合,用于允许有较大过盈的更精密定位
$\frac{H7}{p6}$	$\frac{P7}{h6}$	过盈定位配合即小过盈配合,用于定位精度特别重要时,能以最好的定位精度达到部件的刚性及对中性要求
$\frac{H7}{s6}$	$\frac{S7}{h6}$	中等压入配合,适用于一般钢件,或用于薄壁件的冷缩配合,用于铸铁可得到最紧的配合
$\frac{H7}{u6}$	$\frac{U7}{h6}$	压入配合适用于可以承受高压入力的零件,或不宜承受大压入力的冷缩配合

选择配合种类时还应考虑的主要因素:

1. 孔、轴间是否有相对运动

相互配合的孔、轴间有相对运动,必须选取间隙配合;无相对运动且传递载荷(转矩和轴向力)时,则选取过盈配合,有时也可选取过渡配合和间隙配合,但必须加键、销等连接件。

2. 过盈配合中的受载情况

用过盈来传递扭矩时,传递扭矩越大,所选取的过盈量也应越大。

3. 孔和轴的定心精度要求

相互配合的孔、轴定心精度要求高时,不宜用间隙配合,多用过渡配合。过盈配合也能保证定心精度。

4. 孔和轴的拆装情况

经常拆装零件的孔与轴的配合要比不常拆装零件的配合松些,如皮带轮与轴的配合,滚齿机、车床等的交换齿轮与轴的配合。有时零件虽不经常拆装,但如拆装困难,也要选取较松些的配合。

5. 孔和轴工作时的温度

如果相互配合的孔、轴工作时与装配时的温度差别较大,则选择配合时要考虑到热变形的影响。现以铝活塞与气缸钢套孔的配合为例加以说明,设配合的公称尺寸 D 为 110 mm,活塞的工作温度 t_1 为 180 °C,线膨胀系数 α_1 为 $24 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$;钢套的工作温度 t_2 为 110 °C,线膨胀系数 α_2 为 $12 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ 。要求工作时的间隙在 $+0.1 \sim +0.28$ mm 范围内。装配时的温度 t 为 20 °C,这时活塞与钢套孔的配合种类可如下确定。

有热变形引起的钢套孔与活塞间的间隙变化量为:

$$\begin{aligned}\Delta X &= D[\alpha_2(t_2 - t) - \alpha_1(t_1 - t)] \\ &= 110 \times [12 \times 10^{-6}(110 - 20) - 24 \times 10^{-6}(180 - 20)] \text{ mm} \\ &= -0.304 \text{ mm}\end{aligned}$$

即工作时将把间隙减小 0.304 mm。因此,装配时必须满足最小间隙 $X_{\min} = (0.1 + 0.304) \text{ mm} = 0.404 \text{ mm}$,最大间隙 $X_{\max} = (0.28 + 0.304) \text{ mm} = 0.584 \text{ mm}$,才能保证工作间隙在 $+0.1 \sim +0.28$ mm 范围内。所以在实际设计工作中,应该按 $+0.304 \sim +0.584$ mm 来进行设计。

6. 装配变形

在机械结构中,经常遇到薄壁套筒装配变形的问题。如图 2-29 所示,套筒外表面与机座孔的配合为过盈配合 $\phi 80\text{H}7/\text{u}6$,套筒内孔与轴的配合为间隙配合 $\phi 60\text{H}7/\text{f}7$ 。由于套筒外表面与机座孔的装配会产生过盈,当套筒压入机座孔后,套筒内孔会收缩,使孔径变小,因此不能满足使用要求。

在选择套筒内孔与轴的配合时,此变形量应给予考虑。具体办法有两个: 其一是将内孔做大些,以补偿装配变形; 其二是用工艺措施来保证,将套筒压入机座孔后,再按 $\phi 60\text{H}7$ 加工套筒内孔。

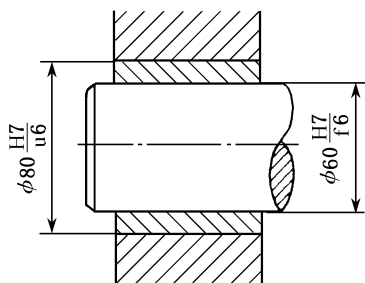


图 2-29 具有装配变形的结构

7. 生产类型

选择配合时,应考虑到生产类型(批量)的影响。在大批大量生产时,多用调整法加工,加工后尺寸通常按正态规律分布。而单件小批生产,多用试切法加工,孔加工后尺寸多偏向最小极限尺寸,轴加工后多偏向最大极限尺寸。如图 2-30 所示,设计时给定孔与轴的配合为 $\phi 50\text{H}7/\text{js}6$,大批大量生产时,孔和轴装配后形成间隙的概率较大,其平均间隙 $X_{\text{av}} = +12.5 \mu\text{m}$ 。而单件小批生产时,则形成过盈的概率较大,平均间隙 X'_{av} 比 $12.5 \mu\text{m}$ 小得多,就不能满足原设计要求。因此,在选择配合时,为满足同一使用要求,

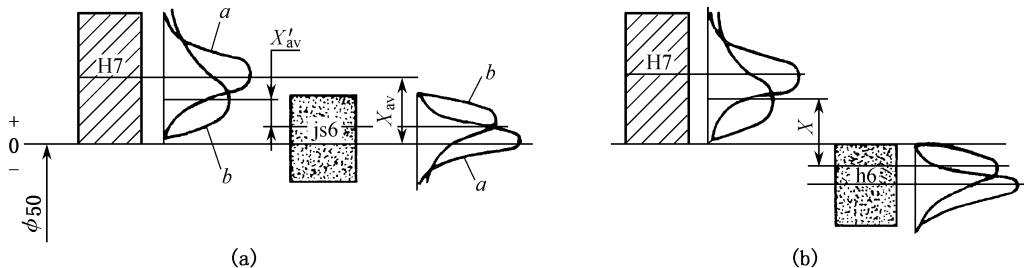


图 2-30 生产类型对配合选择的影响

(a) 调整法加工的尺寸分布; (b) 试切法加工的尺寸分布

单件小批生产时采用的配合应比大批大量生产时松些。在图 2-29 的示例中,为了满足大批大量生产时 $\phi 50H7/js6$ 的要求,单件小批生产时应选择 $\phi 50H7/h6$ 。

选择配合时,应根据零件的工作条件,综合考虑以上这些因素的影响。当工作条件变化时,可参考表 2-18 对配合的间隙或过盈的大小进行调整。

表 2-18 工作情况对过盈和间隙的影响

具体 情况	过盈应增大或减小	间隙应增大或减小
材料许用应力小	减小	—
经常拆卸	减小	—
工作时,孔温高于轴温	增大	减小
工作时,孔温高于轴温	减小	增大
有冲击载荷	增大	减小
配合长度较大	减小	增大
配合面形位误差较大	减小	增大
装配时可能歪斜	减小	增大
旋转速度高	增大	增大
有轴向运动	—	增大
润滑油黏度增大	—	增大
装配精度高	减小	减小
表面粗糙高度参数值大	增大	减小

例 2-7 设孔、轴配合的公称尺寸为 30 mm,要求间隙在 0.020 ~0.055 mm,试确定孔和轴的公差等级和配合种类。

解: (1) 选择基准制。本例没有特殊要求,应选用基孔制,因此基准孔 EI = 0。

(2) 选择公差等级。根据使用要求,由式(2-18)和式(2-21)得

$$T_f = T_h + T_s = X_{\max} - X_{\min} = [(+55) - (+20)] \mu\text{m} = 35 \mu\text{m}$$

取 $T_h = T_s = T_f/2 = 17.5 \mu\text{m}$ 。从表 2-3 查得:孔和轴的公差等级介于 IT6 和 IT7 之间。因为 IT6 和 IT7 属于高的公差等级,所以孔和轴应选取不同的公差等级:孔为 IT7, $T_h = 21 \mu\text{m}$;轴为 IT6, $T_s = 13 \mu\text{m}$ 。这样,得出孔的公差带为 H7。

选取的孔和轴的配合公差为 $34 \mu\text{m}$,小于 T_f ,故满足使用要求。

(3) 选择配合种类。根据使用要求,本例为间隙配合。由式(2-10)知: $X_{\min} = EI - es$,而 $EI = 0$,故 $es = -X_{\min} = -20 \mu\text{m}$,此数值为轴的基本偏差数值,从表 2-5 查得轴的基本偏差代号为 f,因此确定轴的公差带为 f6。根据查表数值,画出公差带图如图 2-31 所示。

(4) 验算计算结果。 $\phi 30H7/f6$ 的最大间隙为 $+54 \mu\text{m}$,最小间隙为 $+20 \mu\text{m}$ 。它们分别小于要求的最大间隙 $+55 \mu\text{m}$

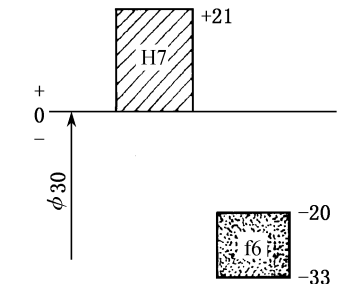


图 2-31 $\phi 30H7/f6$ 公差带图

和最小间隙 $+20\text{ }\mu\text{m}$, 因此, 设计结果满足使用要求。

所以最后的配合为 $\phi 30\text{H7}/\text{f6}$ 。

例 2-8 试分析确定图 2-32 所示 C616 型车床尾座有关部位的配合。

解: 尾座在车床上的作用是与主轴顶尖共同支持工件, 承受切削力。尾座工作时, 转动手柄 11, 通过偏心机构, 将尾座夹紧在床身上, 再转动手轮 9, 通过丝杠 5、螺母 6, 使套筒 3 带动顶尖 1 向前移动, 顶住工件。最后转动手柄 21, 使夹紧套 20 靠摩擦夹住套筒, 从而使顶尖的位置固定。

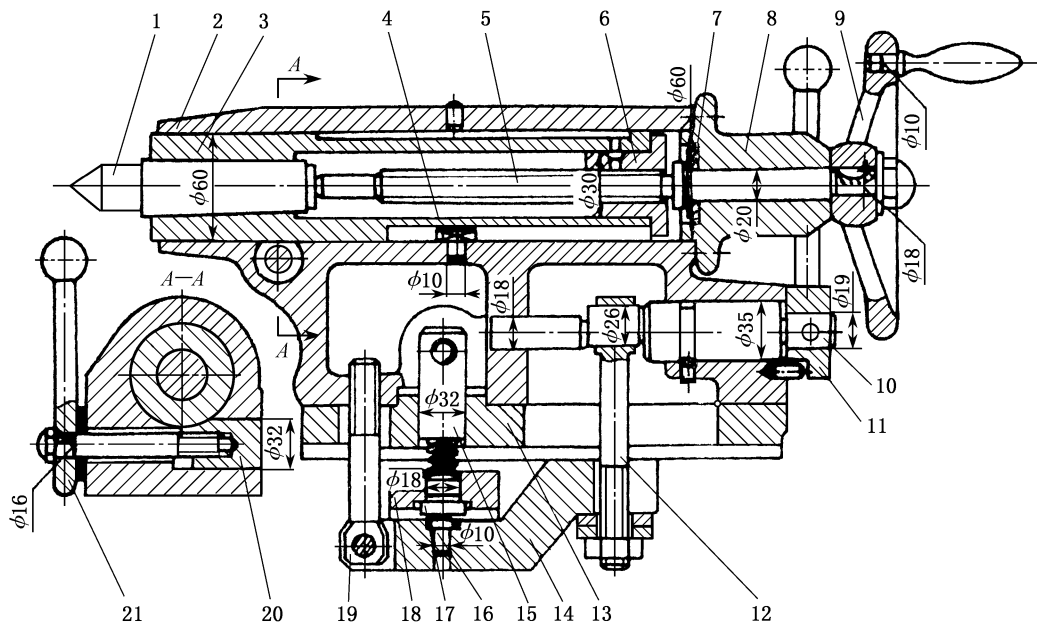


图 2-32 C616 型车床尾座装配图

1—顶尖; 2—尾座体; 3—套筒; 4—定位块; 5—丝杠; 6—螺母; 7—挡油圈; 8—后盖; 9—手轮; 10—偏心轴; 11—手柄; 12—拉紧螺钉; 13—滑座; 14—杠杆; 15—圆柱; 16, 17—压块; 18—压板; 19—螺钉; 20—夹紧套; 21—手柄

尾座部件有关部位的配合的分析和选用如下:

(1) 套筒 3 外圆柱面与尾座体 2 孔的配合选用 $\phi 60\text{H6}/\text{h5}$ 。这是因套筒在调整时要在孔中滑动, 需要有间隙, 但在工作时要保证顶尖高的精度, 又不能有过大的间隙, 故只能采用精度高而间隙小的间隙配合。

(2) 套筒 3 内孔与螺母零件 6 外圆柱面的配合选用 $\phi 30\text{H7}/\text{h6}$ 。螺母零件装入套筒, 靠圆柱面来径向定位, 再用螺钉固定。为了装配方便, 不应有过盈, 但也不允许间隙过大, 以免螺母在套筒中偏心, 影响丝杠移动的灵活性。

(3) 套筒 3 上长槽与定位块 4 侧面的配合选用 $12\text{D}10/\text{h}9$ 。定位块的宽度按键标准取 $\text{h}9$, 考虑长槽与套筒轴线有歪斜, 故取较松配合。

(4) 定位块 4 圆柱面与尾座体 2 孔的配合选用 $\phi 10\text{H9}/\text{h8}$ 。此配合易装配, 且可略微转动, 修正定位块安装时的位置误差。

(5) 丝杠 5 轴径与后盖 8 内孔的配合选用 $\phi 20\text{H7}/\text{g6}$ 。丝杠可在后盖孔中转动。

(6) 挡油圈 7 孔与丝杠 5 轴颈的配合选用 $\phi 20\text{H}11/\text{g6}$ 。由于丝杠轴颈较长, 为了使挡油圈易于套上轴颈, 用间隙配合, 又由于无定心要求, 故挡油圈内孔的精度可取低些。

(7) 后盖 8 凸肩与尾座体 2 孔的配合选用 $\phi 60H6/js6$ 。此配合面较短,虽然整个尾座孔按 H6 加工,但孔口易做成喇叭口,实际配合是有间隙的。装配时,此间隙可使后盖窜动,以补偿偏心误差,使丝杠轴能够灵活转动。

(8) 手轮 9 孔与丝杠 5 轴端的配合选用 $\phi 18H7/js6$ 。手轮通过半圆键带动丝杠一起转动。选此配合是考虑装拆的方便并避免手轮在轴端上晃动。

(9) 手柄 11 轴与手轮 9 小孔的配合选用 $\phi 10H7/k6$ 。这是考虑到这种装配是永久性的,可采用过盈配合,又考虑到手轮是铸件,不能取过大的过盈。

(10) 手柄 11 孔与偏心轴 10 的配合选用 $\phi 19H7/h6$ 。手柄通过销转动偏心轴。装配时销与偏心轴配作。配作前,要调整手柄处于紧固位置,偏心轴也处于偏心向上位置,因此配合不能有过盈。

(11) 偏心轴 10 两轴颈与尾座体 2 上两支承孔的配合分别选用 $\phi 35H8/d7$ 和 $\phi 18H8/d7$ 。配合要使偏心轴能在支承孔中转动。考虑偏心轴两轴颈和尾座体两支承孔可能分别产生同轴度误差,故采用间隙较大的间隙配合。

(12) 偏心轴 10 偏心圆柱面与拉紧螺钉 12 孔的配合选用 $\phi 26H8/d7$ 。考虑装配方便,没有其他要求,故用大间隙配合。

(13) 压块 16 圆柱销与杠杆 14 孔的配合选用 $\phi 10H7/js6$ 。压块 17 圆柱销与压板 18 孔的配合选用 $\phi 18H7/js6$ 。此处配合无特殊要求,只要求压块装上后掉不下来,便于总装。

(14) 杠杆 14 孔与螺钉 19 孔同时与一标准圆销配合。该圆销标准中规定圆销为 $\phi 16h6$ 。圆销与杠杆孔配合需紧些,取 $\phi 16H7/h6$,而圆销螺钉孔配合需松些,取 $\phi 16D8/h6$ 。

(15) 圆柱 15 与滑座 13 孔的配合选用 $\phi 32H7/h6$ 。圆柱用锤打入孔中,在横向推力作用下不松动。必要时要将圆柱在孔中转位,故采用偏紧的过渡配合。

(16) 夹紧套 20 外圆柱面与尾座体 2 横孔的配合选用 $\phi 32H8/e7$ 。此配合间隙较大,当手柄 21 放松后,夹紧套易于退出,便于套筒 3 移动。

(17) 手柄 21 孔与收紧螺钉轴的配合选用 $\phi 16H7/h7$ 。装配方便,用半圆键带动轴转动。

第五节 大尺寸段孔轴的极限与配合

大尺寸是指公称尺寸为 500 ~ 3 150 mm 的尺寸。大尺寸与常用尺寸的孔、轴公差与配合相比较,它们既有联系,又有差别。

在常用尺寸分段中,标准公差因子与公称尺寸呈立方抛物线关系,它反映构成总误差的主要部分是加工误差。但是,随着公称尺寸的增大,测量误差、温度及形状误差等因素的影响将显著增加,测量误差(包括温度的影响)在总误差中所占比率将随公称尺寸的增大而增加,并逐步转化成主要部分,所以大尺寸的标准公差因子 I 与公称尺寸 D 呈线性关系,如图 2-33 所示。其关系式如(2-25)所示

$$I = 0.004D + 2.1 \text{ (}\mu\text{m)} \quad (2-25)$$

式中 D ——公称尺寸,mm。

按式(2-25)计算标准公差因子 I 时, D 以尺寸分段的几何平均值代入。

按 GB/T 1800.3—1998 的规定,大尺寸的标准公差等级分 20 级(表示的方法同常用尺寸),IT5 ~ IT18 标准公差数值的计算公式与常用尺寸的相同,即标准公差数值等于标准公差

因子乘以标准公差等级系数。由于大尺寸孔、轴加工和测量都比较困难。因此选用大尺寸的标准公差等级时,以 IT6 ~ IT18 为宜。

国家标准 GB/T 1801—1999《极限与配合公差带和配合的选择》对大尺寸规定了 31 种常用孔公差带(见表 2-19)和 41 种常用轴公差带(见表 2-20)。

大尺寸孔和轴的配合一般采用基孔制配合,并且孔和轴采用相同的标准公差等级。

大尺寸孔、轴的标准公差等级及配合种类的选择方法可参考常用尺寸孔、轴的标准公差等级及配合种类的选择方法。

大尺寸孔或轴可按互换性原则加工。但单件小批生产时标准公差等级较高的大尺寸孔或轴按互换性原则加工就不经济,在这种情况下,可采用配制配合。配制配合是指以相互配合的孔和轴中的孔或者轴的实际尺寸为基数,来配制与它配合的轴或者孔的工艺措施。

设计产品时,孔和轴应按互换性原则选取配合。当采用配制配合时,配制配合的极限间隙或极限过盈必须与按互换性原则选取的配合的极限间隙或极限过盈相符合。

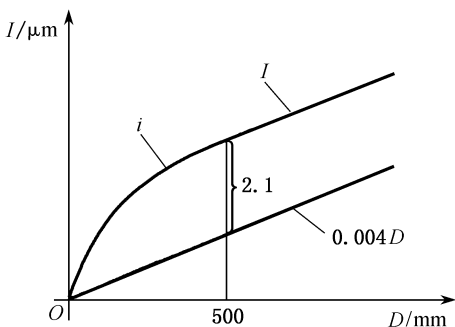


图 2-33 标准公差因子 I 与公称尺寸 D 的关系

表 2-19 常用的大尺寸孔公差带

			G6	H6	JS6	K6	M6	N6
			F7	G7	H7	JS7	K7	M7
D8	E8	F8			H8	JS8		
D9	E9	F9			H9	JS9		
D10					H10	JS10		
D11					H11	JS11		
					H12	JS12		

表 2-20 常用的大尺寸轴公差带

			g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6	u6
			f7	g7	h7	js7	k7	m7	n7	p7	r7	s7	t7
d8	e8	f8			h8	js8							
d9	e9	f9			h9	js9							
d10					h10	js10							
d11					h11	js11							
					h12	js12							

采用配制配合时,通常选择相互配合的孔和轴中较难加工,但能得到较高测量精度的那一件(多数情况下取孔)作为先加工件,予以一个比较容易达到的公差加工或按一般公差加工,另一件即配制件(多数情况下取轴)的公差应大于按互换性原则规定的该件公差,甚至可以等于按互换性生产选取的孔、轴配合公差。配制件的极限尺寸以先加工件的实际尺寸为基数来确定。

在装配图上和在零件图上,配制配合要用代号 MF 表示。在装配图上的标注,须借用基准孔的代号 H 或基准轴的代号 h 表示先加工件,例如 $\phi 1\ 500 \frac{H7}{f7} MF$ 表示先加工件为孔, $\phi 1\ 500$

$\frac{F7}{h7}$ MF 表示先加工件为轴。此外,在装配图上要标明按互换性原则加工时的配合代号,如图 2-34(a) 所示的 $\phi 1\ 500\ \frac{H7}{f7}$;在零件图上则标明配制加工的公差带代号,如图 2-34(b) 所示的先加工件(孔)按 $\phi 1\ 500H9$ 加工,图 2-34(c) 所示的配制件(轴)按 $\phi 1\ 500f8$ 加工。

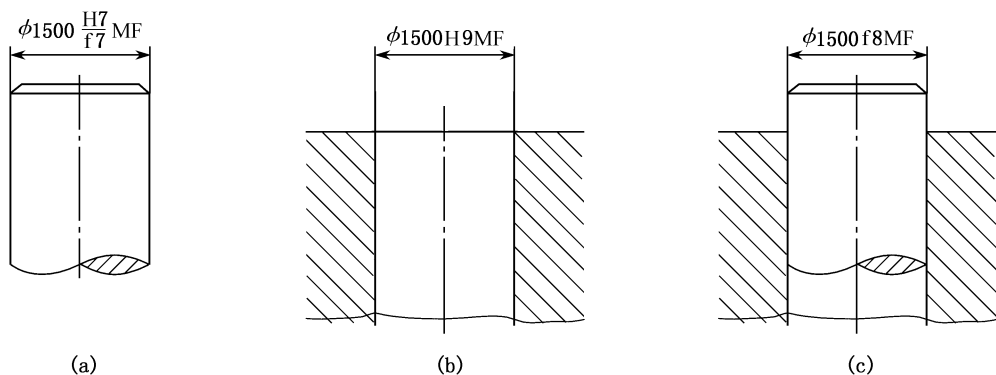


图 2-34 配制配合在图样上的标注
(a) 装配图; (b) 零件图; (c) 零件图

“配制配合”与目前许多工厂应用的“配作”是有区别的。“配制配合”既能扩大公差,保证配合性质,又具有系列化、理论化和标准化的特点。“配制配合”只涉及零件的尺寸公差,其他技术要求不应因采用配制配合而降低。

例 2-9 公称尺寸为 $\phi 1\ 500\ \text{mm}$ 的孔和轴的配合,要求配合的最大间隙为 $+0.380\ \text{mm}$,最小间隙为 $+0.105\ \text{mm}$ 。采用配制配合来满足使用要求,确定先加工件和配制件的极限尺寸。

解: 为了满足上述使用要求,按互换性生产可选用配合 $\phi 1\ 500H7/f7$ ($F7/h7$),配合的最大间隙为 $+0.360\ \text{mm}$,最小间隙为 $+0.110\ \text{mm}$,配合公差 T_f 为 $0.250\ \text{mm}$ 。采用基孔制,选取孔作为先加工件。在装配图上标注为 $\phi 1\ 500\ \frac{H7}{f7}$ MF。

对先加工件孔给一个比较容易达到的标准公差等级 IT9,该孔的公差带代号为 H9。在零件图上该孔标注为 $\phi 1\ 500H9$ MF。如果该孔按一般公差加工,则该孔标注为 $\phi 1\ 500$ MF。

因为本配制配合为间隙配合,所以配制件轴的基本偏差为上极限偏差 es ,而 $es = -X_{\min} = -0.110\ \text{mm}$ 。配制件轴公差的大小应符合 $\phi 1\ 500H7/f7$ 的配合公差要求,因此该轴的下极限偏差 $ei = es - Tf = (-0.110 - 0.250)\ \text{mm} = -0.360\ \text{mm}$ 。根据配制配合的公称尺寸和轴的上、下极限偏差数值,查得与其近似而符合要求的配制件轴的公差带代号为 f8。在零件图上该轴标注为 $\phi 1\ 500f8$ MF。这时规定的轴公差 IT8 ($0.195\ \text{mm}$),大于按互换性原则规定的轴公差 IT7。

若先加工件孔的实际尺寸为 D_a ,则配制件轴的尺寸确定为 $\phi D_a f8$ 。假如先加工件孔按 $\phi 1\ 500H9$ 加工后测得它的实际尺寸为 $\phi 1\ 500.210\ \text{mm}$,则该孔和配制件轴的公差带示意图见图 2-35 所示。

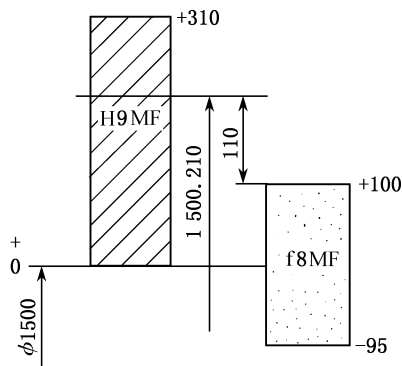


图 2-35 配制配合的孔、轴公差带示意图

这时该轴的极限尺寸为

$$\text{最大极限尺寸} = (1\,500.210 - 0.110)\text{mm} = 1\,500.100\text{ mm}$$

$$\text{最小极限尺寸} = (1\,500.210 - 0.305)\text{mm} = 1\,499.905\text{ mm}$$

第六节 小尺寸段孔轴的极限与配合

一、特点

小尺寸是指尺寸至 18 mm,特别是尺寸小于 3 mm 的零件。这类零件无论在加工、测量、装配和使用等方面都与常用尺寸段和大尺寸段有所不同。

1. 加工误差

从理论上讲,零件加工误差随公称尺寸增大而增加,因此小尺寸零件加工误差应很小。但实际上,由于小尺寸零件刚性差,受切削力影响变形很大,同时加工时定位、装夹等都比较困难,因而有时零件尺寸越小反而加工误差越大,而且小尺寸轴比孔加工困难。

2. 测量误差

国内外曾有人对小尺寸零件的测量误差作过一系列调查分析,发现至少尺寸在 10 mm 范围内,测量误差与零件尺寸不呈正比关系,这主要是由于量具误差、温度变化以及测量力等因素的影响。

二、孔、轴公差带与配合

国家标准 GB 1803—2003《极限与配合 尺寸至 18 mm 孔、轴公差带》规定了尺寸至 18 mm 孔、轴公差带,主要用于仪表和钟表工业。

国家标准规定了轴公差带 162 种和孔公差带 145 种,分别如表 2-21 和表 2-22 所示。标准对这些公差带未指明优先、常用和一般的选用次序,也未推荐配合。各行业、工厂可根据实际情况自行选用公差带并组成配合。在小尺寸段由于轴比孔难加工,所以基轴制用得较多。在配合中,孔和轴公差等级关系更为复杂。除孔、轴采用同级配合外,也有相差 1~3 级配合的,而且往往是孔的公差等级高于轴的公差等级。

表 2-21 尺寸至 18 mm 轴公差带

[illegible]

表 2-22 尺寸至 18 mm 孔公差带

[illegible]

第七节 线性尺寸的一般公差

在本章的前几节,重点介绍了孔和轴的极限与配合问题。但在机械产品的零件上,有许多尺寸为精度较低的非配合尺寸。为了明确而统一地处理这类尺寸的公差要求问题,国家标准 GB/T 1804—2000《一般公差 未注公差的线性和角度尺寸的公差》规定了线性尺寸的一般公差的等级和极限偏差。

一、一般公差的概念

一般公差是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。在正常维护 and 操作情况下,它代表经济加工精度。一般公差适用于功能上无特殊要求的要素。

线性尺寸的一般公差主要用于较低精度的非配合尺寸。当功能上允许的公差或大于等于一般公差时,均应采用一般公差。

采用一般公差尺寸,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(例如装配时所钻的盲孔深度),其相应的极限偏差要在尺寸后注出。

应用一般公差可以简化制图,使图样清晰易懂;可以节省图样设计时间,设计人员只要熟悉和应用一般公差规定,可不必逐一考虑其公差值。突出图样上注出的公差尺寸,使加工和检验时引起重视。采用一般公差的线性尺寸,在正常车间加工精度保证的条件下,一般可不用检验。

二、线性尺寸的一般公差

线性尺寸的一般公差规定四个公差等级：精密级(f)、中等级(m)、粗糙级(c)、最粗级(v)。其中精密级公差等级最高,公差数值最小;最粗级公差等级最低,公差数值最大。每个公差等级都规定了相应的极限偏差,线性尺寸的极限偏差列于表 2-23,倒圆半径和倒角高度尺寸的极限偏差列于表 2-24。

表 2-23 线性尺寸的极限偏差数值 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

表 2-24 倒圆半径与倒角高度尺寸的极限偏差数值 mm

公差等级	尺 寸 分 段			
	0.5 ~ 3	>3 ~ 6	>6 ~ 30	> 30
f(精密级)	±0.2	±0.5	±1	±2
m(中等级)				
c(粗糙级)	±0.4	±1	±2	±4
v(最粗级)				
注：倒圆半径与倒角高度的含义参见国家标准 GB/T 6403.4—1986《零件倒圆与倒角》。				

规定图样上线性尺寸的未注公差时,应考虑车间的一般加工精度,选取标准规定的公差等级,由相应的技术文件或标准作出具体的规定。

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。例如选用中等级时,表示为: GB/T 1804—m,该标准规定的线性尺寸的未注公差,适用于金属切削加工的尺寸,也适用于一般的冲压加工的尺寸。非金属材料和其他工艺方法加工的尺寸可参照采用。