

机 制 基 础

一、公差

湖北农业机械学院机制教研室编

一九七七年七月

目

录

第一章 机器制造中的互换性

§ 1—1	互换性的意义与作用	1
§ 1—2	有关公差与配合的基本名词和定义	2

第二章 园柱形的公差与配合

§ 2—1	园柱形公差与配合国家标准(<i>GB</i>)的构成	8
§ 2—2	公差与配合的选择	15
§ 2—3	滚动轴承的公差与配合	23

第三章 零件几何参数的误差

§ 3—1	表面光洁度	29
§ 3—2	形状公差	34
§ 3—3	位置公差	39
§ 3—4	相关公差	44
§ 3—5	关于“形位公差”的公差值及其选用	46

第四章 单键与花键的公差与配合

§ 4—1	单键连接的公差与配合	49
§ 4—2	花键的公差与配合	51

附表	1 ~ 12	55
----	--------	----

公差与配合的基本知识

第一章 机器制造中的互换性

§ 1—1 互换性的意义与作用

什么叫机器制造中的互换性呢？这是指规格尺寸相同的一批配合零件（或部件），具有这样的性质：在把它们装配到机器上去或部件上去时，不需要进行任何选择、修配或调整；并且，装配上去以后，工作时能够满足规定的技术性能要求。

零件具有互换性，给机械制造带来了很多好处，是多快好省地建设社会主义的重要手段之一，具有政治意义和经济意义：

首先，使用的机器在磨损了或者发生故障、零件坏了时，可以立即把预先准备好的“备件”换上去，对于抢修设备尽快地投入生产是必不可少的；这在战场上，能更迅速更换损坏了的零件，使武器和装备重新投入战斗，有着不可估量的意义。

更重要的是，采用互换性，螺钉、螺母、垫圈、销子、滚动轴承、泵……等零组件可以标准化。有专门的工厂（或车间）、专门的工人、专门的设备和工具，进行大量的生产，能做到优质、高产、成本低；在装配时，互换性保证了零件可以顺利组装，大大地提高了生产效率。

互换性给我们带来的好处远远不止上面所讲的那些。那么，我们怎样才能使零件具有互换性呢？这就应按照一定规格尺寸和性能要求把零件做得“一样”。但因加工有误差，要使零件的尺寸完全相同是不可能的，从互换性的角度来看，也不要绝对一致，只要求各个零件的尺寸在允许的范围内就能互换。因此，对于一定的零件要具有互换性，就应该按照合理规定的一定准确度来制造，也就是说：把零件的实际误差限制在一定的范围内，允许有那么大的变动量，这个允许的变动范围，就叫“公差”。

《公差与配合》国标（GB）159~174—59，是我国的国家标准，是全国统一的先进的科学制度，是互换性的基础之一。因此，必须严格遵守这个制度。

遵循互换性原则是可以收到多快好省的效果，也只有在能够收到这个效果时才遵循它。并不是在任何情况下都要勉强地、形而上学地套用互换性原则，要遵照毛主席关于“具体情况作具体的分析”的教导，分析具体情况，灵活运用。

当配合精确度要求特别高时，零件的制造公差必须很小，这给加工带来很大困难，成本增高，甚至没有办法加工。零件成批生产中，在加工时把零件的公差适当增大，减少加工困难，而在装配时按实际尺寸大小把零件分成几组，尺寸相对应的零件分组进行装配，使大孔与大轴配合，小孔与小轴配合，这样，在同一组里零件的尺寸差别就减小了，仍然能保证装配精度要求，解决了设计要求与加工经济性之间的矛盾。

这种分组装配，仅组内零件可以互换，组与组间不可互换的情形，属于“不完全互换性”，或叫“分组互换”，它与完全互换不同之处，在于装配前需要按尺寸分组，增加了测量工序。

单件生产，重型设备制造和修理，很高精度的精密机床、夹具、仪器等产品，往往不采用互换性，用修配法有利。

总而言之，“政治工作是一切经济工作的生命线”。我们要从符合多快好省的这个原则来考虑采用哪种互换性或不采用它。

§ 1—2 有关公差与配合的基本名词和定义

毛主席指出：“大家明白，不论做什么事，不懂得那件事的情形，它的性质，它和它以外的事情的关联，就不知道那件事的规律，就不知道如何去做，就不能做好那件事”。因此，为了清楚，正确地理解公差与配合制度的内容，首先必须了解有关的基本概念、名词和定义，在生产中这些名词的统一非常重要，所以大部分名词都在国家标准中作了规定。

如图 1—1 所示，两个相互配合在一起的零件，都叫配合件，其相配处的尺寸叫做配合尺寸，配合处的表面叫配合表面。按照配合表面的相互位置，又可分为包容面和被包容面。图中，齿轮孔表面为包容面，轴的表面为被包容面。若轴上装有键，则键槽表面为包容面，键的表面为被包容面。包容面可统称为孔，被包容面可统称为轴。

设计时根据计算或经验决定的尺寸称为公称尺寸(A)。图纸上标出的零件各部位的尺寸，

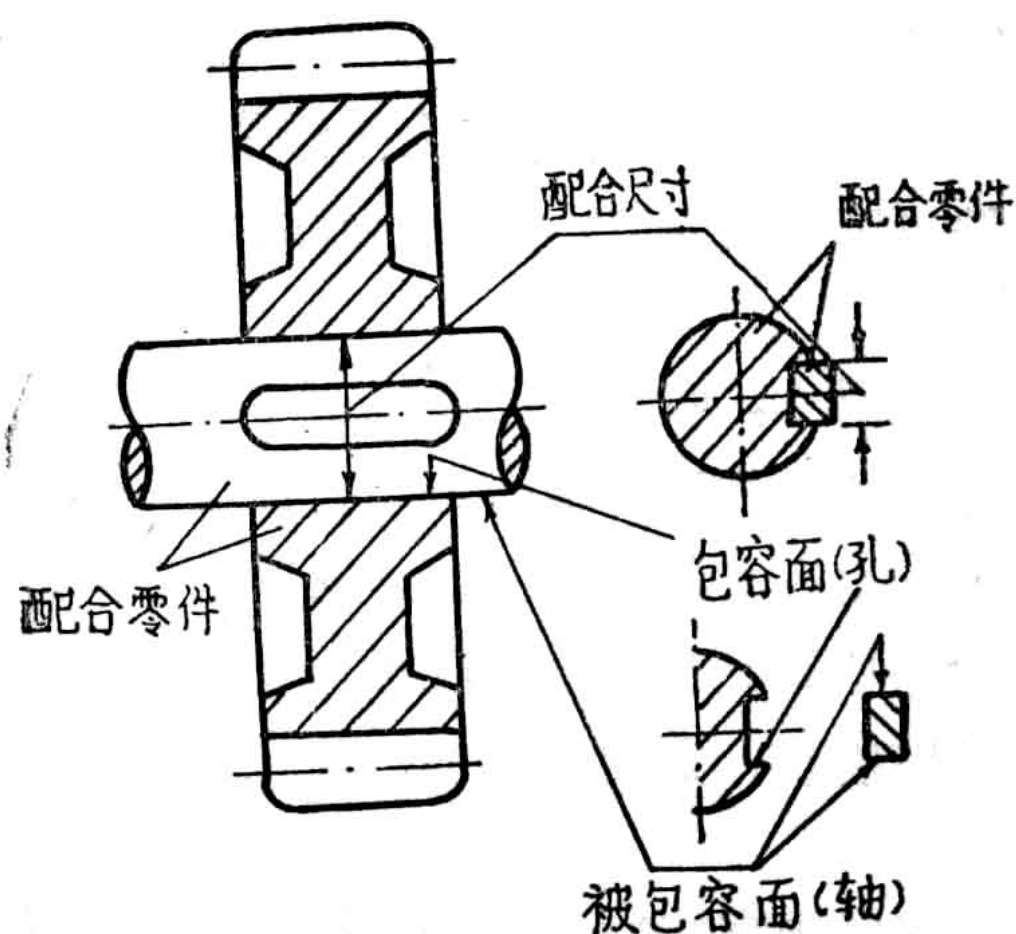


图 1—1

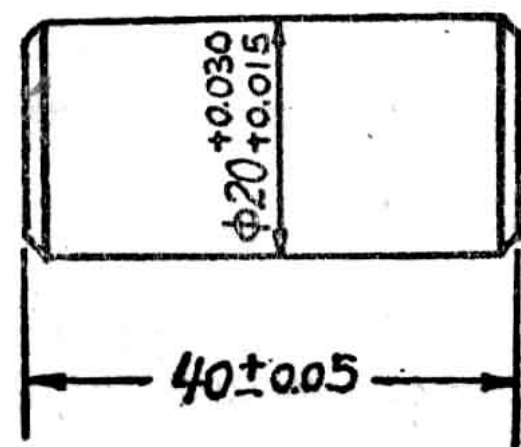


图 1—2

叫公称尺寸。如图 1—2 所示的圆柱销，直径 $\phi 20$ 和长度 40，这两个数值就是圆柱销直径和长度的公称尺寸。

当零件加工好之后，我们要进行测量，这种实际量得的尺寸，就叫做实际尺寸。

实践证明，即使由一个技术熟练的工人，在同一台机床上，用同样的刀具，量具加工同一种零件，但它们的尺寸也永远不会完全一样大小。所以，零件加工完成之后，其实际尺寸不可能完全一致，当然也不可能与公称尺寸完全相同。

实际尺寸虽然不可能与公称尺寸完全相同，但也不能相差太多，所以规定一个最大极限尺寸(A_{max})和一个最小极限尺寸(A_{min})，只要零件的实际尺寸在这两个尺寸之间就算合格。

在图样上，极限尺寸以用公称尺寸和极限偏差来表示比较方便，极限偏差分上偏差和下偏差。

最大极限尺寸和公称尺寸的差称为上偏差（用“ $B_{上}$ ”表示）：

$$B_{上} = A_{max} - A \quad (1-1)$$

最小极限尺寸和公称尺寸的差称为下偏差（用“ $B_{下}$ ”表示）：

$$B_{下} = A_{min} - A \quad (1-2)$$

因为极限尺寸可以大于，小于或等于公称尺寸，所以上偏差和下偏差的数值可以是“正”的，也可以是“负”的，也可以是“零”，偏差是零，就不注明出来，例如有：

$$\begin{array}{lll} \phi 100 \begin{array}{l} +0.048 \\ +0.013 \end{array} ; & \phi 15 \begin{array}{l} +0.019 \\ \end{array} ; & \phi 50 \pm 0.008 ; \\ \phi 80 \begin{array}{l} -0.040 \\ -0.120 \end{array} ; & \phi 60 \begin{array}{l} -0.06 \\ \end{array} ; & \phi 20 \begin{array}{l} +0.013 \\ -0.008 \end{array} . \end{array}$$

等偏差标注形式。如图 1—3 所示。

最大极限尺寸和最小极限尺寸的差称为尺寸公差（ B ）：

$$B = A_{max} - A_{min} \quad (1-3)$$

因为最大极限尺寸总是大于最小极限尺寸，故公差恒为正值。显然，公差也等于上偏差减下偏差：

$$B = B_{上} - B_{下} \quad (1-4)$$

为了深刻理解各个定义和术语，举几个例子说明。

例 1—1：已知某轴直径公称尺寸是 $\phi 50$ 毫米，它的最大极限尺寸为 $\phi 50.008$ 毫米，最小极限尺寸为 $\phi 49.992$ 毫米，求上、下偏差和公差？

解：由给定条件知：

$$A = 50 \text{ 毫米} \quad A_{max} = 50.008 \text{ 毫米} \quad A_{min} = 49.992 \text{ 毫米}$$

$$B_{上} = A_{max} - A = 50.008 - 50 = +0.008 (\text{毫米})$$

$$B_{下} = A_{min} - A = 49.992 - 50 = -0.008 (\text{毫米})$$

$$B = A_{max} - A_{min} = 50.008 - 49.992 = 0.016 (\text{毫米})$$

$$\text{或} \quad B = B_{上} - B_{下} = 0.008 - (-0.008) = 0.016 (\text{毫米})$$

例 1—2：已知某轴的公称尺寸和上、下偏差是 $\phi 150 \begin{array}{l} -0.043 \\ -0.108 \end{array}$ 毫米，求极限尺寸和公差。若测量该轴直径为 $\phi 149.950$ 毫米，问是否合格？

解：不难推导，最大极限尺寸等于公称尺寸加上偏差，最小极限尺寸等于公称尺寸加下偏差。所以：

$$A_{max} = A + B_{上} = 150 + (-0.043) = 149.957 (\text{毫米})$$

$$A_{min} = A + B_{下} = 150 + (-0.108) = 149.892 (\text{毫米})$$

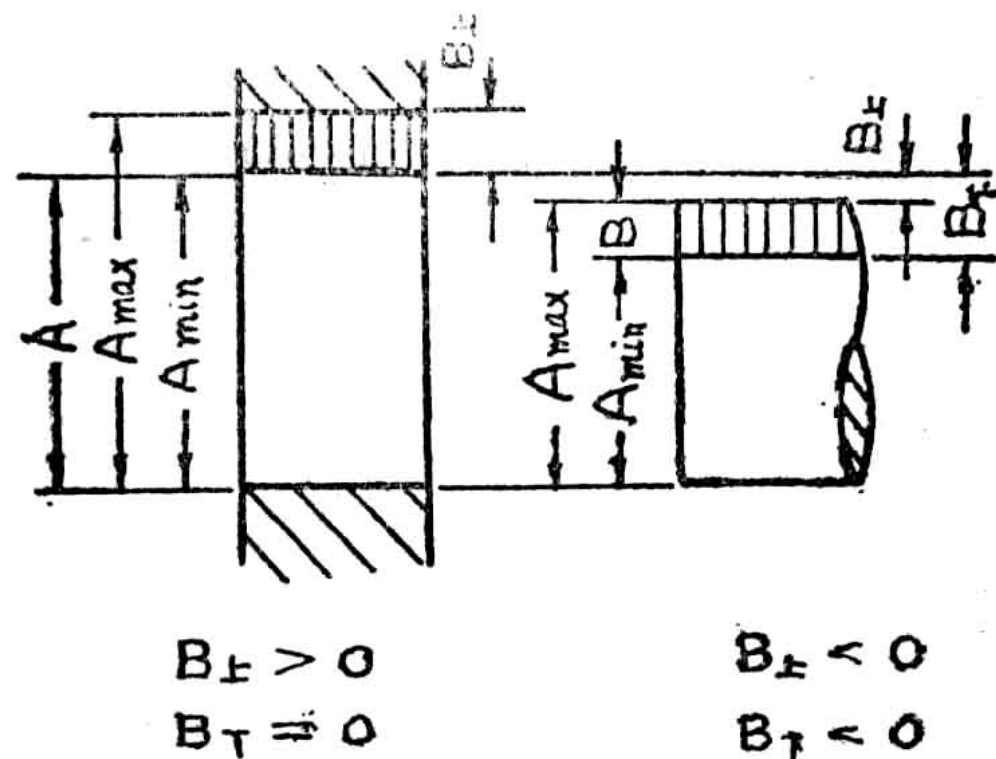


图 1—3

因为测出轴的实际直径比最大极限尺寸149.957小，比最小极限尺寸149.892大，所以是合格的。

再求公差：

$$B = A_{\max} - A_{\min} = 149.957 - 149.892 = 0.065(\text{毫米})$$

或 $B = B_{\text{上}} - B_{\text{下}} = (-0.043) - (-0.108) = 0.065(\text{毫米})$

例1—3 某零件要求尺寸 $30_{-0.2}^{-0.1}$ 毫米，测量结果为30毫米，问是否合格？

解：因为此零件的极限尺寸为：

$$A_{\max} = A + B_{\text{上}} = 30 + (-0.1) = 29.9(\text{毫米})$$

$$A_{\min} = A + B_{\text{下}} = 30 + (-0.2) = 29.8(\text{毫米})$$

所以实际尺寸30毫米大于最大极限尺寸，是不合格的。

一定公称尺寸的轴装入相同公称尺寸的孔称为配合。由于轴和孔的尺寸不同，装入后可以表现出不同的配合性质。孔的实际尺寸大于轴的实际尺寸时，两者的差称为间隙，这样的配合称为动配合（图1—4）。

在动配合中，间隙的作用在于：贮藏润滑油，补偿温度引起的尺寸变化，补偿弹性变形及制造与安装误差等。间隙的大小影响动配合的配合性质，即影响配合件相对运动的活动程度。

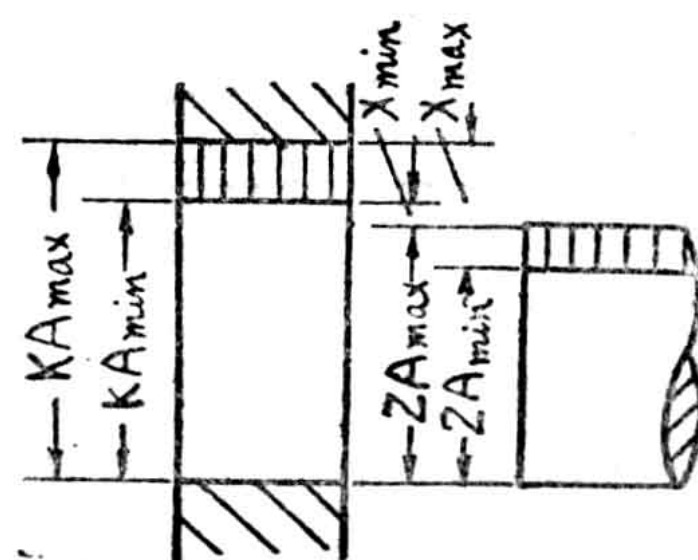


图1—4

因为孔和轴在制造时，实际尺寸都可以在最大极限尺寸与最小极限尺寸的范围内变化，所以间隙也随之变化，当刚巧是做成最大极限尺寸的孔与最小极限尺寸的轴装在一起时，就出现最大间隙；相反，当孔是最小极限尺寸而轴是最大极限尺寸，在配合时，就出现最小间隙。即：

孔的最大极限尺寸 ($KA_{\max}$) 与轴的最小极限尺寸 ($ZA_{\min}$) 的差称为最大间隙 ($X_{\max}$)：

$$X_{\max} = KA_{\max} - ZA_{\min} \quad (1-5)$$

孔的最小极限尺寸 ($KA_{\min}$) 与轴的最大极限尺寸 ($ZA_{\max}$) 的差称为最小间隙 ($X_{\min}$)：

$$X_{\min} = KA_{\min} - ZA_{\max} \quad (1-6)$$

最大间隙与最小间隙的差称为间隙公差 (XB)：

$$XB = X_{\max} - X_{\min} \quad (1-7)$$

由(1—5)式与(1—6)式可得：

$$\begin{aligned} XB &= X_{\max} - X_{\min} \\ &= (KA_{\max} - KA_{\min}) + (ZA_{\max} - ZA_{\min}) \\ &= KB + ZB \end{aligned}$$

或写为： $XB = KB + ZB \quad (1-8)$

对一定的公称尺寸讲，间隙公差 XB 表示配合精度，是设计要求；孔公差 KB 和轴公差

ZB 分别表示孔和轴的加工精度,是工艺要求。通过公式 $XB=KB+ZB$ 就把设计要求和工艺要求联系起来,若设计要求越高,即 XB 越小,则 $(KB+ZB)$ 也要越小,即孔与轴加工精度要求越高,加工越困难。正确处理这个等式也就是正确解决设计和制造的矛盾。

例1—4: 已知: $A=50$ 毫米, $KA_{max}=50.027$ 毫米, $KA_{min}=50$ 毫米, $ZA_{max}=49.975$ 毫米, $ZA_{min}=49.950$ 毫米。

求: X_{max} 、 X_{min} 、 KB 、 ZB 及 XB 。

解: $X_{max}=KA_{max}-ZA_{min}=50.027-49.950=0.077$ 毫米;
 $X_{min}=KA_{min}-ZA_{max}=50-49.975=0.025$ 毫米;
 $KB=KA_{max}-KA_{min}=50.027-50=0.027$ 毫米;
 $ZB=ZA_{max}-ZA_{min}=49.975-49.950=0.025$ 毫米;
 $XB=X_{max}-X_{min}=0.077-0.025=0.052$ 毫米;

而 $KB+ZB=0.027+0.025=0.052$ 毫米。

计算结果符合(1—8)式,证明计算无误。

在成批与大量生产中,最可能得到的间隙不是最大间隙,也不是最小间隙,而往往是平均间隙($X_{平均}$)。因此设计者在设计动配合时常应该考虑平均间隙的大小。

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

一批孔轴配合的零件,如果轴的实际尺寸总是大于孔的实际尺寸,装配后,两者之间就不能活动,这种配合叫静配合(图1—5)。

静配合用于零件的紧固连接,不允许配合零件之间有相对运动。静配合的配合性质与过盈大小有关;过盈大,则配合的紧固程度大,可承受较大扭转力矩或轴向推力。在静配合中,轴的尺寸既做得比孔的尺寸大,故装配时要加压力才能使轴进入孔中;也可用使孔的温度升高或轴的温度降低;即用热胀或冷缩的方法使轴进入孔中。由于孔和轴的实际尺寸有变动,装配后所得过盈也有大有小。

轴的最大极限尺寸和孔的最小极限尺寸的差称为最大过盈(Y_{max}):

$$Y_{max}=ZA_{min}-KA_{max} \quad (1-10)$$

轴的最小极限尺寸和孔的最大极限尺寸的差称为最小过盈(Y_{min}):

$$Y_{min}=ZA_{max}-KA_{min} \quad (1-11)$$

最大过盈与最小过盈的差称为过盈公差(YB):

$$YB=Y_{max}-Y_{min} \quad (1-12)$$

同理可得:

$$YB=ZB+KB \quad (1-13)$$

间隙公差与过盈公差均表示配合松紧变动,或者说表示配合性质变动,故统称为配合公差。当公称尺寸一定时,配合公差代表配合精度。

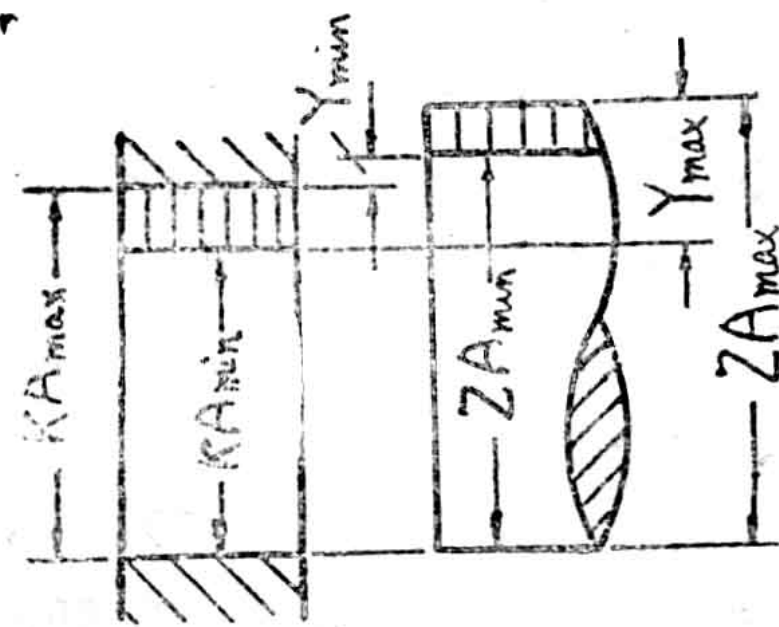


图1—5

例 1—5：已知： $A = 50$ 毫米， $KA_{m\max} = 50.027$ 毫米， $KA_{m\min} = 50$ 毫米， $ZA_{m\max} = 50.052$ 毫米， $ZA_{m\min} = 50.035$ 毫米。

求： $Y_{m\max}$ ， $Y_{m\min}$ ， KB 、 ZB 及 YB 。

解：
 $Y_{m\max} = 50.052 - 50 = 0.052$ 毫米；
 $Y_{m\min} = 50.035 - 50.027 = 0.008$ 毫米；
 $YB = 0.052 - 0.008 = 0.044$ 毫米；
 $KB = 50.027 - 50 = 0.027$ 毫米；
 $ZB = 50.052 - 50.035 = 0.017$ 毫米。

核对： $KB + ZB = 0.027 + 0.017 = 0.044 = YB$

在成批、大量生产中，可能出现最多的往往是平均过盈 ($Y_{\text{平均}}$)：

$$Y_{\text{平均}} = \frac{Y_{m\max} + Y_{m\min}}{2} \quad (1-14)$$

除前述动配合和静配合外，还有一种介于两种配合之间的过渡配合（如图 1—6）。就是说过渡配合的一批孔轴零件相配时，可能产生过盈，也可能产生间隙。当孔为最大极限尺寸而轴为最小极限尺寸时，出现一最大间隙；当孔为最小极限尺寸而轴为最大极限尺寸时，则有一最大过盈。

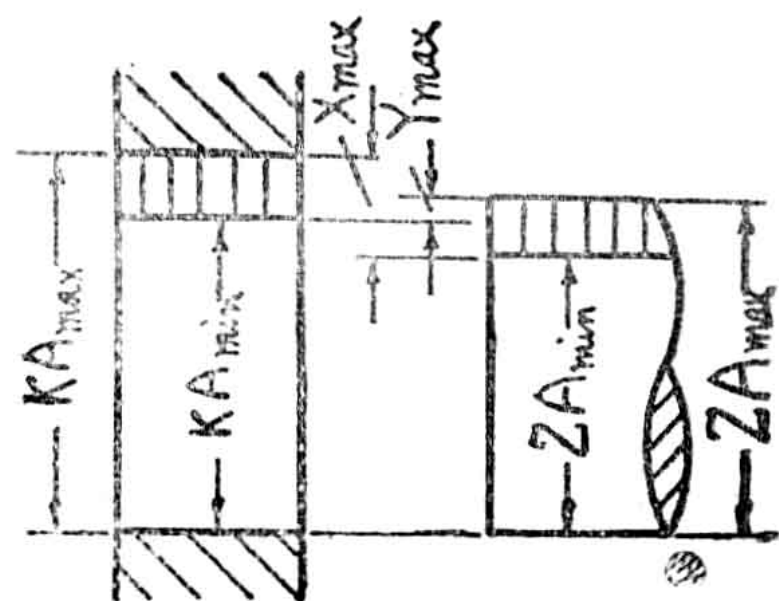


图 1—6

标准中规定的过渡配合的最大过盈比静配合最大过盈小，过渡配合的最大间隙也比动配合最大间隙小。因此，这种配合能保证配合零件有很好的同心度，并且便于拆卸和装配。

过渡配合性质的变动可用最大间隙与最大过盈之和表示。这类配合的配合公差也等于孔、轴公差之和。

例 1—6：已知： $A = 50$ 毫米， $KA_{m\max} = 50.027$ 毫米， $KA_{m\min} = 50$ 毫米， $ZA_{m\max} = 50.020$ 毫米， $ZA_{m\min} = 50.003$ 毫米。

求： $X_{m\max}$ 与 $Y_{m\max}$ 及配合公差。

解：
 $X_{m\max} = KA_{m\max} - ZA_{m\min} = 50.027 - 50.003 = 0.024$ 毫米，
 $Y_{m\max} = ZA_{m\max} - KA_{m\min} = 50.020 - 50 = 0.020$ 毫米。

配合公差 $= X_{m\max} + Y_{m\max} = 0.024 + 0.020 = 0.044$ 毫米。

核对： $KB + ZB = (50.027 - 50) + (50.020 - 50.003)$
 $= 0.027 + 0.017$
 $= 0.044$ 毫米 = 配合公差。

前面绘了一些公差与配合的示意图，实际上，公差数值与尺寸数值大小相比，所差甚远，不使用同一比例表示。为了清楚说明孔与轴的配合性质，通常只绘出轴和孔的偏差，称为公差与配合图解。图解中，偏差等于零的位置为零线，它相当于公称尺寸的一根尺寸界线。上偏差和下偏差之间的地方称为公差带。图 1—7 为例，例 1—4 至例 1—6 的公差与

配合图解，由图可看出各种配合的特点。

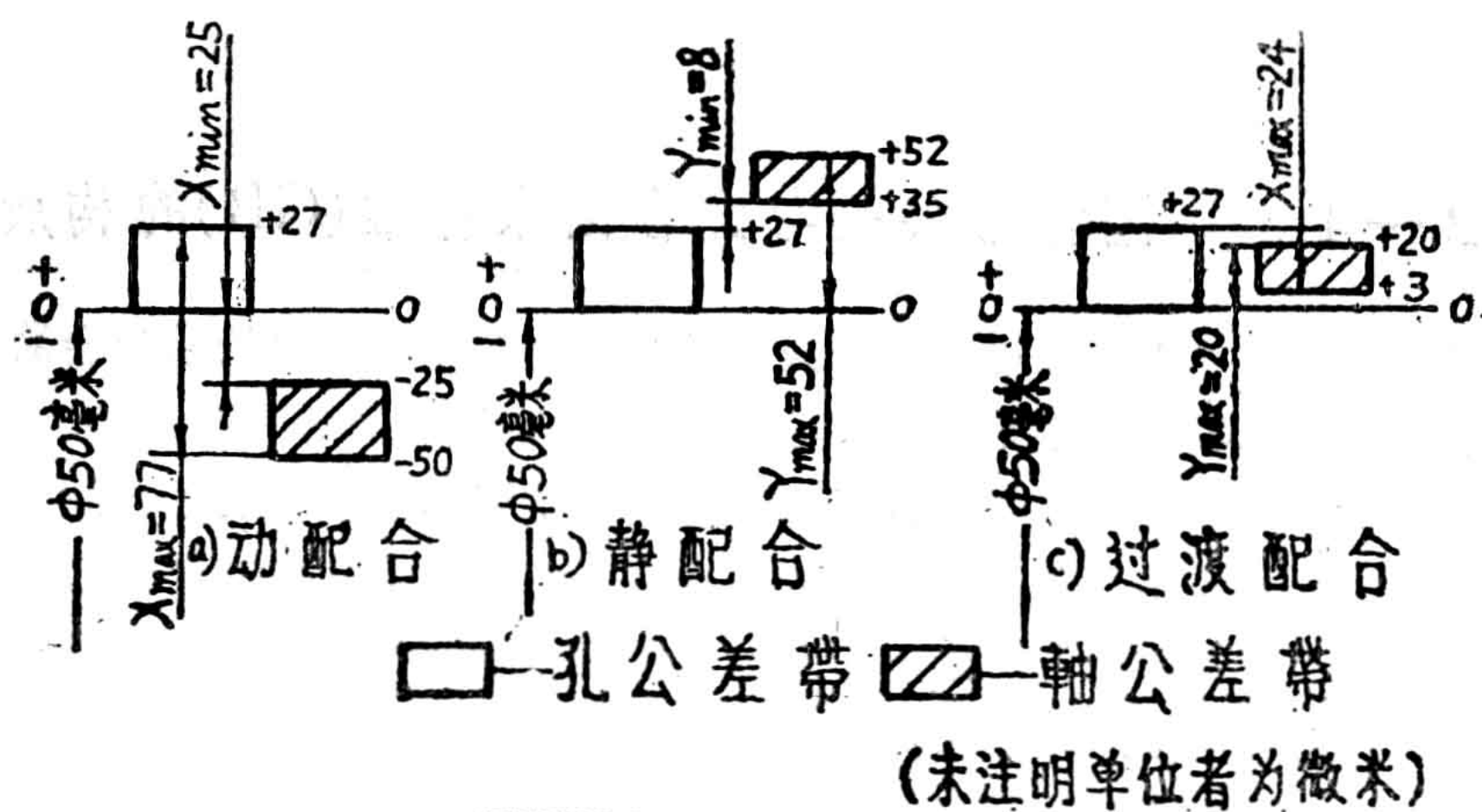


图 1 — 7

第二章 圆柱形的公差与配合

§ 2—1 圆柱形公差与配合国家标准(GB)的构成

毛主席教导我们说：“人的正确思想，只能从社会实践中来，只能从社会的生产斗争，阶级斗争和科学实验这三项实践中来。”公差与配合标准是在生产实践，试验和理论研究综合基础上按一定规律确定的。公差与配合标准的制定消除了随意选择公差与配合的现象，并使刀具和定值量具能够标准化。我国公差配合标准（GB）规定从1960年7月1日开始施行。为我国推行互换性，“打破洋框框，走自己工业发展道路”和多快好省地建设社会主义，开创了有利条件。为了正确地按照标准选择公差与配合，应了解标准的内容及其构成。了解标准中规定公差大小和规定公差带位置的规律。

（一）公差值的标准化

1、公差单位

为了评定零件精度的高低与合理确定公差值，首先应建立公差单位。

若有二轴：第一根轴的公称尺寸为 $A_1=65$ 毫米，其公差 $B_1=20$ 微米；第二根轴的公称尺寸为 $A_2=150$ 毫米，其公差 $B_2=40$ 微米，哪一根轴的精度高些呢？很难立即回答。因为根据生产经验和试验指出：一方面，在同样加工方法与生产条件下，零件的公称尺寸越大，其加工误差也越大；另一方面，在保证零件同样使用要求条件下，零件的公称尺寸越大，则其允许的绝对误差也往往可较大。所以，在比较零件加工精度时，不能单看公差的大小，而需采用一合理的计算单位——公差单位。

通过多次试验，得出零件极限制制造误差 Δ 与零件直径 A 的关系，大致上按立方抛物线（ $c\sqrt[3]{A}$ ）变化（图2—1）。显然，公差单位与零件直径的关系也应该如此。

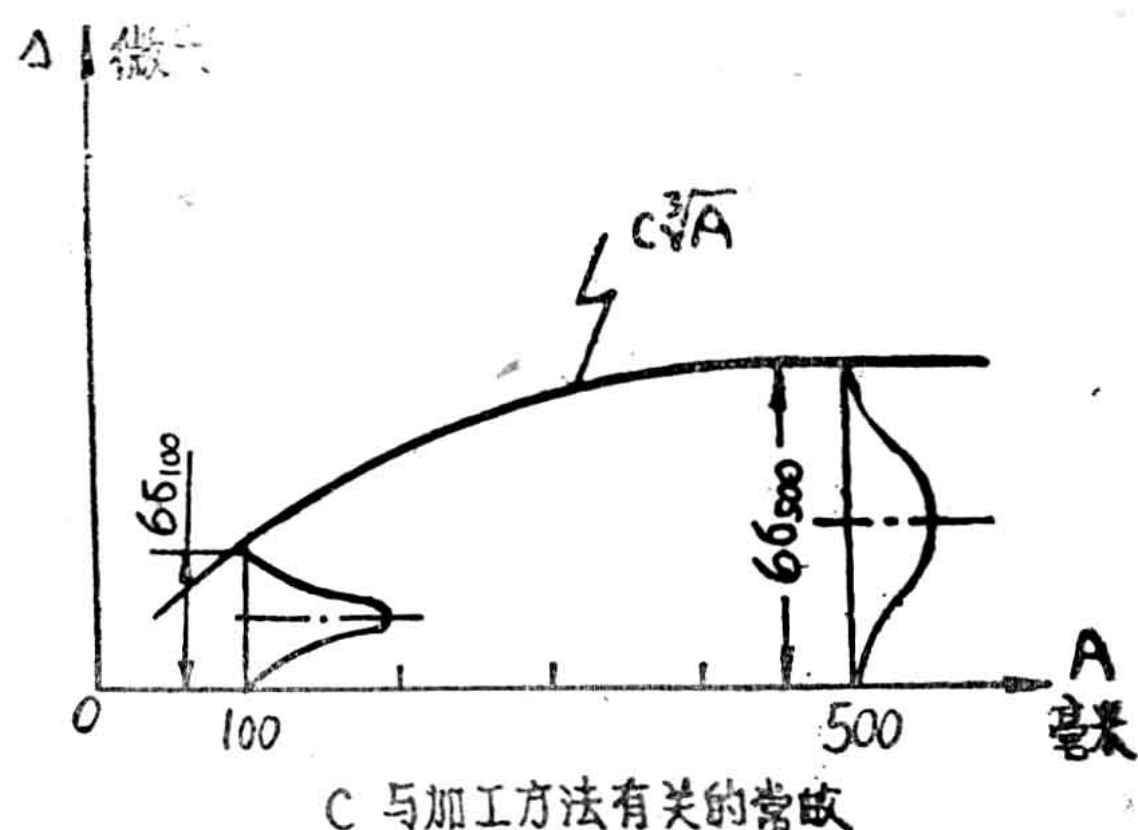


图 2—1

对机器制造中应用最广的，由1~500毫米范围内的直径：

$$i = 0.5\sqrt[3]{A} \quad (2-1)$$

对由0.1~1毫米（1除外）范围内的直径：

$$i = 0.45\sqrt[3]{A} + \frac{0.02}{A + 0.1} \quad (2-2) \quad \text{①}$$

（①当公称尺寸很小时，按直径立方根正比关系计算所得公差过小，加工困难，故有公式中之第二项）。

对大于500~10000毫米范围内的直径:

$$i \approx 0.45 \sqrt[3]{A} + 0.001 A \quad (2-3)$$

在以上各式中, A 为零件公称直径(毫米); i 为公差单位(微米)。将公差单位乘上相应的系数, 就可以得到零件的公差数值:

$$B = a \cdot i \quad (2-4)$$

式中 B 为公差(微米), a 为精度系数, $a = \frac{B}{i}$ 它表明在零件的整个公差中包含有多少公差单位。

例如前述二轴的精度系数分别为:

$$a_1 = \frac{B_1}{i_1} = \frac{20}{0.5 \sqrt[3]{65}} \approx 10 \text{ 公差单位} ;$$

$$a_2 = \frac{B_2}{i_2} = \frac{40}{0.5 \sqrt[3]{150}} \approx 16 \text{ 公差单位} .$$

故第一根轴要精确些, 因为在它的公差中包含的公差单位数较小。

2. 精度等级

实际尺寸制造的准确程度叫精度。

机器对各个部件和零件, 由于作用不同, 所以尺寸精确程度也不一样。尺寸精确程度的高低用精度等级来表示。国家标准对0.1~10000毫米范围内直径共规定有12个精度等级, 用阿拉伯数字顺序表示(表2-1), 精度依次降低, 即公差依次增大。1~7级用于配合尺寸, 8~12级用于非配合尺寸(自由尺寸)。

精度等级是按工艺上的特征构成的。每一精度等级都基本上与一定的加工方法相适应。例如, 1~500毫米直径范围的2级精度即相当于精磨轴所得到的精度。以2级精度作为基本精度级, 并规定轴的精度系数 $a = 10$, 比较其它加工方法的精度, 由此得到各级精度的精度系数(或称公差单位数) a 如表2-1所示。

表 2-1 精度系数(近似值)

精度等级	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
尺寸范围	由0.1~1毫米(1毫米除外)												
精度系数 a	孔 轴	10	16	25	40	64	100	160	400	—	—	—	—
尺寸范围	由1~10000毫米											>500~ 10000毫米	
精度系数 a	孔	10 ^②	16 ^④	25	30 ^⑦	64	100 ^⑧	200	400	640	1000	1600	2500
	轴	7 ^③	10 ^⑤	16 ^⑥									

由表2-1还可以看出: 对直径范围1~10000毫米, 同为1级、2级和3级精度的孔与轴规定了不同的精度系数 a , 孔的精度系数约为轴的精度系数的1.5倍。这是因为加工高精度孔比加工高精度轴要困难一些, 故规定较大的公差。

注：①当公称尺寸很大时，受温度影响大，测量误差大，故公式中有与直径成正比的第二项。

②孔 D_{c1} ($a = 16$) 除外。

③轴 d_{c1} ($a = 10$) 除外。

④孔 Jd 和 D_c ($a = 21$)，孔 Dd ($a = 27$) 和 De ($a = 30$) 除外。

⑤轴 jd 和 d_c ($a = 16$)，轴 dc ($a = 21$) 和 de 及 df ($a = 25$) 除外。

⑥轴 jb_3 和 dc_3 ($a = 25$) 除外。

⑦孔 D_{c4} ($a = 40$) 和 De_4 ($a = 50$)，轴 dc_4 ($a = 40$) 和 de_4 ($a = 50$) 除外。

⑧轴 je_6 ($a = 30$) 除外。

3、直径分段（尺寸分段）

由(2—1) ~ (2—4) 式，对同一精度等级，每有一直径即有一公差。而机器制造中应用到的公称直径虽然已经标准化，但仍然很多，按这样计算出来的公差表格将很庞大，使用不便，而实际上也无此必要，因为当直径差别不大时，算出的公差很相近。因此，在编制公差表格时，采用了直径分段的方法，即将全部直径划分为若干段，在每一分段范围内，对所有直径均规定相同的公差，其数值按每一分段的首尾两界限直径的算术平均值计算。

GB 制中 1 ~ 500 毫米范围内直径的分段界限为：1, 3, 6, 10, 18, 30, 50, 80, 120, 180, 260, 360, 500 毫米。第一段为 1 ~ 3 毫米，第二段为 > 3 ~ 6 毫米，依次类推。0.1 ~ 1 (1 除外)，毫米范围内直径的分段界限为 0.1, 0.3, 0.6, 1 毫米。> 500 ~ 10000 毫米范围内直径的分段界限为：500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150, 4000, 5000, 6300, 8000, 10000 毫米。

对静配合，因过盈变动对配合性质影响大，直径分段间隔应较小，故在 1 ~ 500 毫米和 > 500 ~ 10000 毫米范围内直径，按以上分段再加细分。对个别动配合，分段间隔也较小，而与以上不同。

直径分段的间隔是不均匀的，直径愈大分段间隔也愈大。这样分段，若按每一分段首尾二界限直径分别计算公差，将其与按二界限直径的算术平均值计算出来的公差相比较，它们的相对误差不会过大，并大致相同。

对大多数直径分段，此相对误差约为 (5 ~ 8) %。

例 2—1：已知公称直径 $A = 10$ 毫米，精度为 4 级，求零件公差 $B = ?$

解：所给直径在 > 6 ~ 10 毫米分段内，从表 2—1 中查得精度系数

$$a = 30, \text{ 故 } B = 30 \times 0.5 \sqrt[3]{\frac{6 + 10}{2}} = 30 \text{ 微米}$$

(二) 配合性质的标准化

1. 基准制

当公称尺寸与精度等级确定后，为了得到孔与轴之间不同的配合性质，可以以孔的极限尺寸为基准，仅仅改变轴的极限尺寸；也可以以轴的极限尺寸为基准，仅仅改变孔的极限尺寸。这样就构成了规定配合系列的两种基准制——基孔制和基轴制。

孔的极限尺寸为一定，与不同极限尺寸的轴配合以得到一系列各种配合性质的，称为基孔制配合（图 2—2，a）。轴的极限尺寸为一定，与不同极限尺寸的孔配合以得到一系列各

种配合性质的，称为基轴制配合（图 2—2，b）。

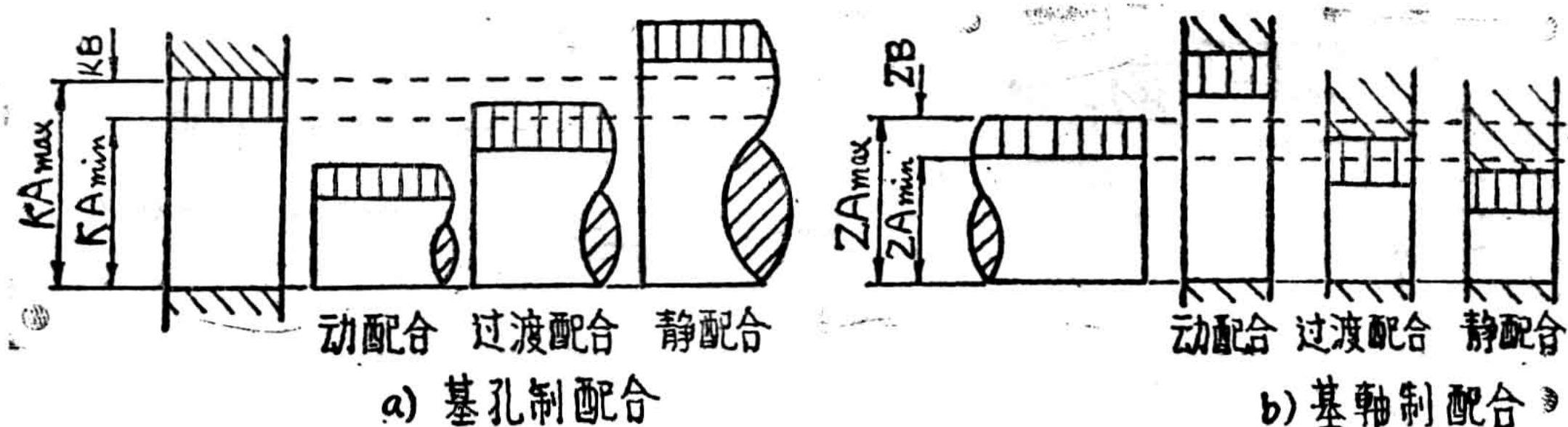


图 2—2

由于具体情况不同，同一性质的配合，有时按基孔制配合制造要经济合理些；有时按基轴制配合制造要经济合理些，所以GB中同时规定了这两种基准制的配合，以便选用。

2 基准件极限偏差的确定

基孔制配合中的孔称为基准孔。基轴制配合中的轴称为基准轴。基准孔与基准轴统称为基准件，其极限尺寸取决于公称尺寸与精度等级，而不随配合性质改变。在GB公差制中，为应用方便起见，基准件的极限偏差按单向制确定，即将公差带放在零线一侧，并规定基准孔公差带放在零线上侧，取其下偏差为零；基准轴公差带放在零线下侧，取其上偏差为零。这样

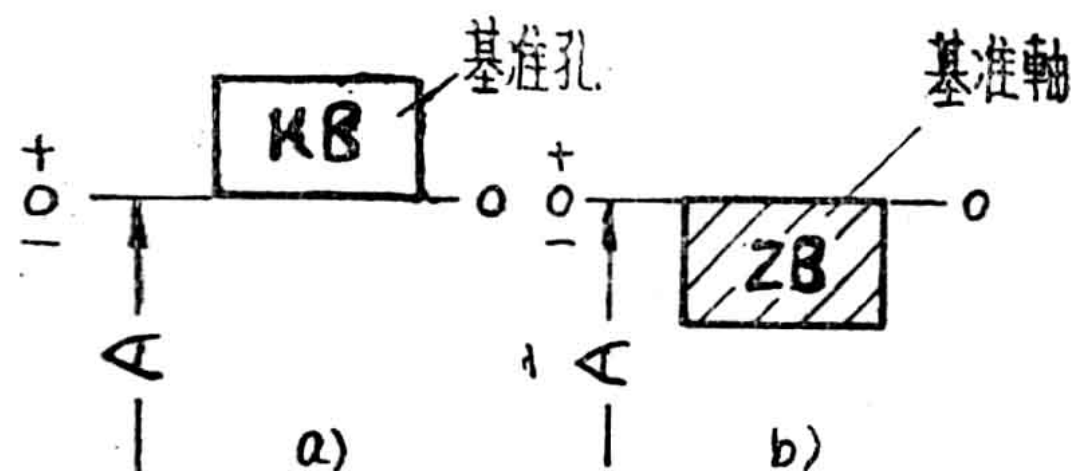


图 2—3

就使基准件两个极限尺寸中的一个（对基准孔为 $K A_{min}$ ，对基准轴为 $Z A_{max}$ ）正好等于公称尺寸，而基准件的另一极限偏差的绝对值就等于公差（图 2—3）。

3 配合的划分与非基准件极限偏差的确定。

基孔制中的轴与基轴制中的孔均为非基准件，其极限偏差随配合性质改变。

在国家标准（GB）中（见附表 1 到 6），对基孔制和基轴制各规定有三类配合。每一类配合又按松紧程度细分为若干种，在每一精度等级中，只有其中某几种配合。对应用最广的 2 级精度所规定的配合数目最多。这些配合，在总体上满足了机器制造中各方面的需要。

配合的代号用汉语拼音字母。基准孔的代号为 D ，基准轴的代号为 d 。配合类别的代号为： J 、 j ——表示静配合； G 、 g ——表示过渡配合； D 、 d ——表示动配合。其中，大写字母 J 、 G 、 D 代表孔，小写字母 j 、 g 、 d 代表轴。配合的松紧程度用拼音字母顺序（ a 、 b 、 c ……）表示，依次渐松，并标在配合类别代号后。表示精度等级的阿拉伯数字标在代号的右边并与代号平行。为了简化起见，第一种动配合不写 a 字，2 级精度不写 2 字。

以公称尺寸 60 毫米基孔制 2 级精度为例，绘出了配合的图解，如图 2—4 所示。由此图可比较各种配合的特性。

各种配合的配合性质由间隙或过盈的大小决定。在制定配合时采用了间隙或过盈大致按

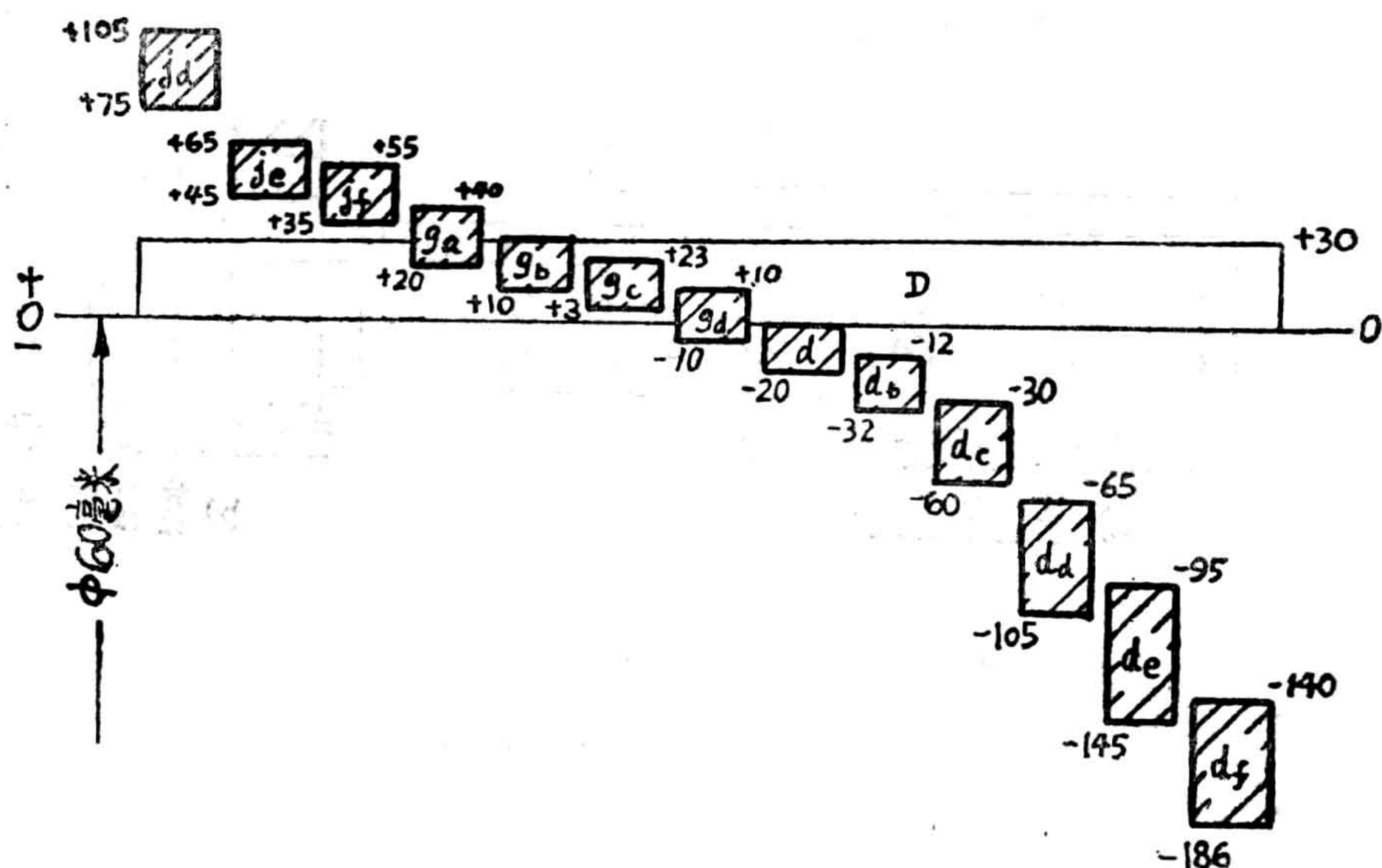


图 2—4

指定的直径变化的规律，即将间隙或过盈表示成直径的函数关系式，由这些关系式计算间隙或过盈大小。这样，就可最后确定非基准件的极限偏差，并将其列入公差表格中。

下面分别叙述制定 1~500 毫米尺寸范围内各种配合的规律，及公差表格中各类配合的极限偏差的确定方法，这些规律也被用来制定 >500~10000 毫米尺寸范围内的各种配合。

1) 动配合类

动配合特点是有保证间隙。间隙大小应能贮藏足够数量的润滑油，补偿热变形和制造误差（歪斜等）。决定动配合的配合性质的原始根据为最小间隙，并按下面的公式计算：

对 2、3、4 级精度①

$$x_{min} = \beta \sqrt{A_{\text{平均}}} \quad (2-5)$$

对 1②、6、7 级精度

$$x_{min} = \beta \sqrt[8]{A_{\text{平均}}} \quad (2-6)$$

在以上两式中 x_{min} 为最小间隙（微米）， $A_{\text{平均}}$ 为直径分段的算术平均值（毫米）， β 为系数，不同的动配合 β 值也不同。（表 2—2）。

表 2—2

配 合	$\frac{D_1}{a b_1}$	$\frac{D}{a b}$	$\frac{D}{a c}$	$\frac{D}{a d}$	$\frac{D}{a e}$	$\frac{D}{c_4}$	$\frac{D_4}{d e_4}$	$\frac{D_6}{d c_6}$	$\frac{D_6}{d d_6}$	$\frac{D_6}{e_6}$	$\frac{D_7}{c_7}$
系 数	2.5	1.5	4	8	12	5	12	25	50	100	50
注：本表也适用于基轴制											

注：① D/d_f , D_3/dc_3 除外。5 级精度中只有第一种动配合，其最小间隙为零。

② D_1/dc_1 , D_{c1}/d_1 除外。

2级、3级和4级精度中的动配合常用于高速旋转轴,采用 x_{min} 与直径平方根($\sqrt{A_{平均}}$)成正比的关系式。1级精度中的动配合主要用于往复运动,间隙应较小,故采用 x_{min} 与直径立方根($\sqrt[3]{A_{平均}}$)成正比的关系式。对6级和7级精度,由于其公差很大,平均或然间隙也较大,若采用 x_{min} 与 $\sqrt{A_{平均}}$ 成正比的关系式,则间隙随直径增长过快,故也采用 x_{min} 与 $\sqrt[3]{A_{平均}}$ 成正比的关系式。

例 2—2 计算 $\phi 60 \frac{D}{db}$ 孔与轴的极限偏差

解: 由 2—1 式 $i = 0.5 \sqrt[3]{\frac{50+80}{2}} \approx 2 \text{ 微米}$

由 (2—4) 及表 2—1 孔公差 $BK = a_K \times i = 16 \times 2 \text{ 微米}$
取 $BK = 30 \text{ 微米}$

轴公差 $BZ = a_z \times i = 10 \times 2 = 20 \text{ 微米}$

按 (2—5) 式 $x_{min} = \beta \sqrt{A_{平均}} = 1.5 \sqrt{\frac{50+80}{2}} \approx 12 \text{ 微米}$

由表 2—2 知系数 $\beta = 1.5$

最后可得: 孔的上偏差 $K B_{上} = +30 \text{ 微米}$

孔的下偏差 $K B_{下} = 0$

轴的上偏差 $Z B_{上} = -12 \text{ 微米}$

轴的下偏差 $Z B_{下} = -32 \text{ 微米}$

公差表格中的极限偏差就是按这样的方法确定的。

2) 过渡配合类

过渡配合的特点是装配时可能得到过盈,也可能得到间隙。因此,在采用过渡配合时,要保证配合零件之间不松动,往往必须有附加紧固件(螺钉等)。

在 GB 制中,对 1~500 毫米尺寸范围,仅在 1、2、3 级精度中规定有过渡配合。

过渡配合用于要求配合紧密而又容易拆卸等处。

由过渡配合的使用要求可知其过盈不宜过大,因此按最大过盈来决定各个过渡配合,并取最大过盈 y_{max} (微米)与直径立方根成正比,即

$$y_{max} = \alpha \sqrt[3]{A_{平均}} \quad (2-7)$$

式中 α 为系数: 各个配合不同 (表 2—3)。

表 2—3

配 合	$\frac{D_1}{ga_1}$	$\frac{D_1}{gb_1}$	$\frac{D_1}{gc_1}$	$\frac{D_1}{g_1}$	$\frac{D}{ga}$	$\frac{D}{gb}$	$\frac{D}{gc}$	$\frac{D}{gd}$	$\frac{D_3}{ga_3}$	$\frac{D_3}{gb_3}$	$\frac{D_3}{gc_3}$	$\frac{D_3}{g_3}$
系数 α	8	6	4	2	10	8	6	2.5	12.5	10.25	8	—

注: 本表还适用于基轴制

3) 静配合类:

静配合的特点是保证有过盈，因此，往往不需要附加紧固件，（螺钉、键、销子等）即可保证配合零件的紧固连接，不产生松动现象。

标准中，多数静配合系按平均或最小过盈 $y_{\text{平均}}(m_n)$ （微米），计算，

$$y_{\text{平均}}(m_n) = \alpha \cdot A_{\text{平均}} + C \quad (2-8)$$

式中： α ——系数，各个配合不同； C ——考虑表面微观不平度（表面光洁度）影响修正用常数项。

例 2—3 计算 $\phi 60 \frac{D}{jd}$ 孔与轴的极限偏差，若已知 $\alpha = 1$ ， $C = 15$ 。

解：对 $\frac{D}{jd}$ ， $\phi 60$ 毫米属于 $>50 \sim 65$ 毫米分段，由（2—1）、（2—4）式及表 2—1 得

$$KB = 16 \times 0.5 \sqrt[3]{\frac{50+65}{2}} \approx 30 \text{ 微米}$$

$$ZB = 16 \times 0.5 \sqrt[3]{\frac{50+65}{2}} \approx 30 \text{ 微米}$$

$$\text{由(2—8)式 } y_{\text{平均}} = 1 \times \frac{50+65}{2} + 15 \approx 72.5 \text{ 微米}$$

$$\text{取 } y_{\text{平均}} = 75 \text{ 微米}$$

由此得：孔的上偏差 $KB_{\text{上}} = +30$ 微米

$$\text{孔的下偏差 } KB_{\text{下}} = 0$$

$$\text{轴的上偏差 } ZB_{\text{上}} = y_{\text{平均}} + \frac{KB + ZB}{2} = 75 + \frac{30+30}{2} = +105 \text{ 微米}$$

$$\text{轴的下偏差 } ZB_{\text{下}} = +105 - 30 = +75 \text{ 微米。}$$

因为影响静配合连接强度的因素很多，所以在 GB 公差表格中对静配合规定的偏差不是强制性的，在应用公差表格时应非常慎重。

在选择静配合时，最好是进行验算：看对于保证连接强度最小过盈是否充分，以及当过盈最大时，在轴套（孔）中产生的应力是否超过允许大小。

（三）标准温度

按国标（ GB ）159—59的规定，标准温度为 $+20^{\circ}\text{C}$ ，在公差表格中规定的数值都以零件和量具在这个温度下的测量结果为准。因此，在图纸上规定的尺寸公差与配合都是对 $+20^{\circ}\text{C}$ 讲的。

机器在工作时的温度往往不是 $+20^{\circ}\text{C}$ ，因而在工作时的实际间隙或过盈也往往和公差表格中（图样上）规定的间隙或过盈不同。在精度要求很高，或工作温度与标准温度相差较大的情况下设计者在选择公差与配合时，应考虑温度的影响，进行必要的修正。例如，由于工作温度不等于标准温度，配合变松，则在图纸上选定的配合应稍紧。

在零件加工，测量和部件，机器的装配过程中，也应考虑温度的影响。由于车间温度变化的结果，零件和量具尺寸也将改变，这样，就会造成测量误差。特别是当零件与量具温度不同（例如零件因加工发热），材料不同时，温度对测量结果的影响更大。因此，在测量时，应设法减小温度的影响，或进行必要的修正，对有特殊要求的高精度零件则应在恒温（ $+20^{\circ}\text{C}$ ）

的条件下制造与测量。

§ 2—2 公差与配合的选择

(一) 基准制的选择

为了获得不同的配合性质，采用基孔制或基轴制都可以满足要求，并没有什么两样，不存在选择问题。但考虑到工艺的方便与制造的经济性，采用两种配合制度的效果各不相同，需要合理的选择基准制。

在精度等级相同的情况下，加工孔要比加工轴困难一些，加工精确的孔往往还要用专用的刀具，如钻头、铰孔钻、铰刀、拉刀等。如果采用基轴制，为了得到各种配合，孔的极限尺寸种类很多，增加了孔加工的劳动量；对于中、小尺寸的孔可能增加专用刀具的尺寸种类，加工成本就显著增加；而采用基孔制时，不同极限尺寸的轴，可用同一把车刀或砂轮加工。

因此，从工艺角度来分析，基孔制比基轴制要优越，故应用较广。我们在选择基准制时，就应考虑尽量采用基孔制。在机床，汽车、拖拉机，机车以及航空工业等广泛采用基孔制。

但是，事物都是一分为二的，既然国标规定有基轴制，它也有优点。例如采用大量生产的冷拉料做光轴，直径不需要加工，即能满足精度要求时，采用基轴制有利。农业机械和纺织机械中，广泛应用基轴制。

在轴的同—公称尺寸表面上，若有多孔与之配合；或在孔的同—公称尺寸表面上，若有多轴与之配合，而配合性质又要求不同，则基准制应根据加工和装配的方便选定。

如图 2—5 a 表示活塞销与活塞销孔及连杆头衬套孔的配合。按照要求，活塞销与连杆头衬套孔的配合应为动配合（第二种），而活塞销与活塞孔的配合应为过渡配合（第二种）。

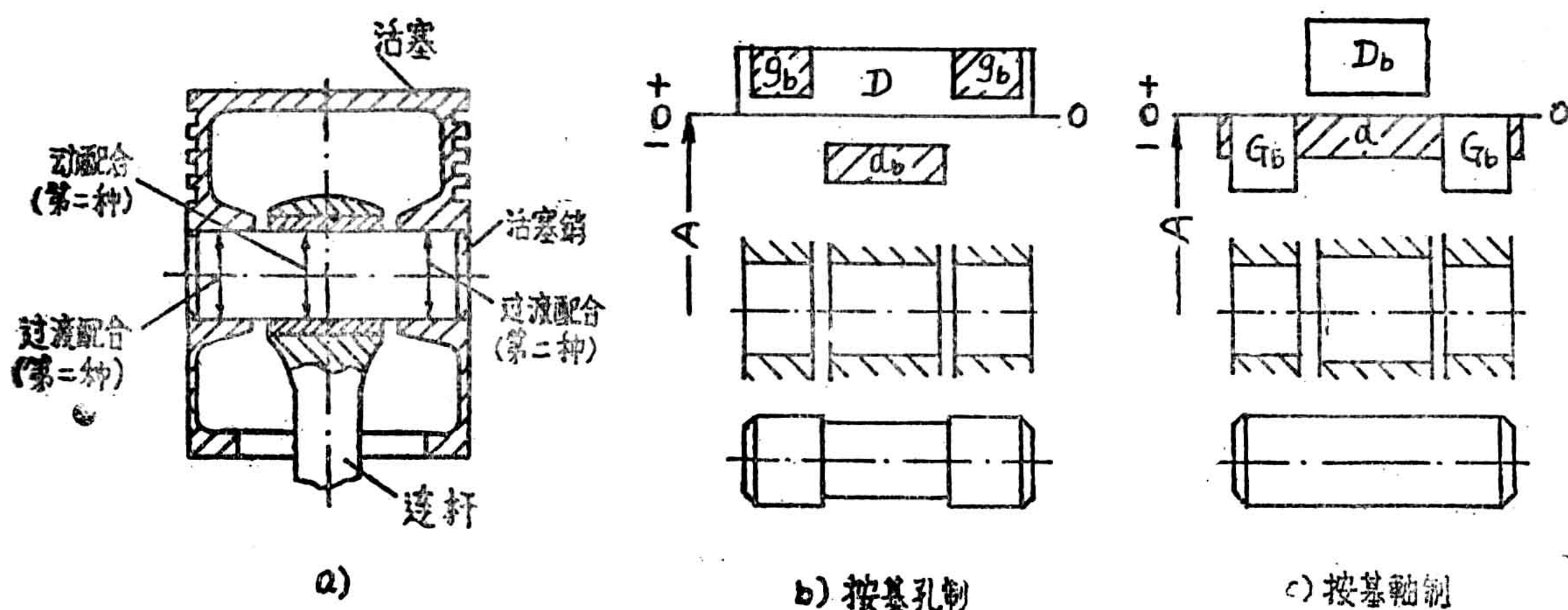


图 2—5

这种部件若按基孔制制造，则活塞销必须做成两头大，中间小的阶梯形（图 2—5，b）。这不仅使活塞销不便加工，各段圆柱面不易同心，而且装配时，直径较大的活塞销大部要挤过连杆衬套孔壁，既不方便，又会损伤衬套孔表面。故在这种情况下，宜于采用基轴制（图 2—5，c），即使轴（活塞销）的各部分均按同一极限尺寸制造，（例如，可以用无心磨床加工）而使衬套孔与活塞上销孔分别按不同极限尺寸制造以得到不同性质的配合。