

机械原理与机械零件

(下 册)

北京工业学院机械设计教研室

1 9 7 3. 10

目 录

第 七 章	公差与配合	87
§ 7-1	概 述	87
§ 7-2	名词和定义	87
§ 7-3	公差与配合制度的国家标准	91
§ 7-4	公差与配合制度的应用	95
第 八 章	螺纹联接	102
§ 8-1	螺纹和螺纹联接的基本知识	102
§ 8-2	螺栓联接的防松	105
§ 8-3	螺栓联接在静载下的强度问题	107
§ 8-4	螺栓等的材料与许用应力	110
§ 8-5	螺纹的精度等级	110
习 题		111
第 九 章	皮带传动	112
§ 9-1	皮带传动的 basic 工作原理与应用特点	112
§ 9-2	皮带传动的工作情况分析	114
§ 9-3	三角皮带传动的设计计算	117
§ 9-4	其它类型皮带介绍	123
习 题		125
第 十 章	直齿轮传动	126
	直齿轮名词符号对照	126
§ 10-1	概 述	127
§ 10-2	齿形曲线问题: 齿形啮合的基本定律, 什么是渐开线? 渐开线啮合的特点	129
§ 10-3	直齿轮的名称和基本尺寸: 直齿轮的名称, 分度圆和模数是怎么回事? 分度圆压力角, 渐开线内齿轮的概念*	139
§ 10-4	配对条件和重叠系数: 基圆周节要相等, 重叠系数	145
§ 10-5	齿轮加工原理: 型铣法, 范成法, 普遍范成原理的概念*	151
§ 10-6	变位齿轮: 变位齿轮是怎么回事? 牙齿的根切和最小变位系数。任意半径上的齿厚	162
§ 10-7	变位齿轮传动: 中心距的确定、变位齿轮的传动类型	167
§ 10-8	齿厚的测量: 公法线长度, 固定弦齿厚	175

§ 10-9	牙齿的损坏形式: 牙齿折断, 齿面破坏	179
§ 10-10	齿轮材料的选择	182
§ 10-11	直齿圆柱齿轮尺寸的确定: 载荷计算, 牙齿弯曲强度的计算, 齿面强度的计算, 许用应力的确定	186
§ 10-12	圆柱齿轮传动的公差标准及其应用: 概述, 精度等级及其指标, 侧隙规范及其指标, 齿轮的综合指标, 精度等级和侧隙规范的选择及其标注方法, 齿轮检查项目的选择, 齿轮毛坯参数的公差	199
§ 10-13	齿轮设计举例及零件图: 选择齿轮的精度等级, 确定齿轮的尺寸, 确定齿轮检验项目和公差, 确定齿轮毛坯公差, 绘制零件图	210
习 题		215
第十一章	斜齿轮及圆锥齿轮传动	216
§ 11-1	斜齿轮齿形曲面的形成	216
§ 11-2	斜齿轮的基本参数和几何计算	218
§ 11-3	斜齿轮的配对条件和重叠系数	220
§ 11-4	斜齿轮的受力分析	223
§ 11-5	斜齿轮的强度计算	224
§ 11-6	圆弧齿轮简介*	227
§ 11-7	螺旋齿轮传动	231
§ 11-8	圆锥齿轮传动的基本知识	233
§ 11-9	直齿圆锥齿轮齿形曲面的形成	235
§ 11-10	直齿圆锥齿轮的几何计算	237
§ 11-11	直齿圆锥齿轮的受力分析	240
§ 11-12	直齿圆锥齿轮的强度计算	241
§ 11-13	曲线齿圆锥齿轮简介*	244
习 题		247
第十二章	蜗杆传动	248
§ 12-1	概 述	248
§ 12-2	蜗杆蜗轮的主要参数和尺寸计算	249
§ 12-3	蜗杆蜗轮的受力分析和强度计算	253
§ 12-4	蜗杆传动的散热计算和润滑	258
§ 12-5	新型蜗杆传动简介	259
§ 12-6	蜗杆传动设计示例	261
习 题		265
第十三章	轮 系	266
§ 13-1	定轴轮系传动比的计算方法	266
§ 13-2	周转轮系传动比的计算方法	268
§ 13-3	特殊行星传动*: 一齿差(或少齿差)行星齿轮传动; 摆线	

	针轮行星传动; 谐波传动	277
习 题		281
第十四章	轴的设计及其联接	284
§ 14-1	概 述	284
§ 14-2	轴的材料	287
§ 14-3	转轴直径的初步估算	289
§ 14-4	轴与轮毂的联接	291
§ 14-5	轴的结构设计	299
§ 14-6	转轴的强度验算和刚度问题	303
§ 14-7	联轴节的选择	304
§ 14-8	转轴设计例题	305
习 题		311
第十五章	滑动轴承	313
§ 15-1	滑动轴承的基本知识	313
§ 15-2	滑动轴承设计中的主要问题	315
§ 15-3	滑动轴承轴瓦的材料	317
§ 15-4	滑动轴承用的润滑剂及其性能	322
§ 15-5	非液体摩擦滑动轴承的设计	327
§ 15-6	液体摩擦滑动轴承的设计	330
§ 15-7	静压轴承简介	345
§ 15-8	空气轴承简介	347
习 题		347
附 录	流体动力润滑理论基本公式的介绍	348
第十六章	滚动轴承	353
§ 16-1	关于滚动轴承的基本知识	353
§ 16-2	滚动轴承类型的选择	359
§ 16-3	滚动轴承精度等级的选择	361
§ 16-4	滚动轴承型号大小的选择	361
§ 16-5	滚动轴承的组合设计	367
习 题		375
第十七章	弹 簧	378
§ 17-1	设计弹簧的主要问题	378
§ 17-2	压缩弹簧的结构与特性曲线	379
§ 17-3	弹簧的强度及刚度计算	381
§ 17-4	弹簧的设计计算步骤	383
习 题		385

第七章 公差与配合

提 要

在机械设计中,除了根据对零件的强度、刚度、运动等要求,确定其公称尺寸以外,还必须规定各尺寸的公差,才能按照一定的精度要求进行加工,满足预定的性能要求。

本章主要介绍有关公差与配合的基本概念,以及圆柱体配合的公差与配合制度的国家标准。通过本章的学习,要求掌握公差与配合的基本概念,特别是能够熟练地运用公差带的图解法;了解圆柱体配合的公差与配合制度的国家标准的主要内容,熟练掌握标准偏差代号的含义及标注方法。对于公差与配合制度的应用,只要求了解其一般原则和方法,在今后的学习和工作实践中,还要进一步培养这方面的能力。

§ 7—1 概 述

现代机器和仪器中的绝大多数零件的生产,都是按照互换性的原则进行的。所谓互换性的生产,就是按照一定的技术条件(几何尺寸精度或其他性能——如强度、刚度等)独立或分别在不同地点制造的零件,能够不经选择和修配地装配在一起(或修理时能替换),并能满足预定的使用要求,且具有最经济的效果。按照这种原则生产出来的零件,称作具有互换性的零件。如螺钉、螺母等都是具有互换性的零件。

为了保证互换,一批相同零件的尺寸(几何参数)应该一致。但零件加工总有误差,所以为了保证零件的使用,需要规定允许的误差——公差。

我国于1959年颁布了公差与配合制度的国家标准(GB159—59~174—59),已在全国广泛应用。

§ 7—2 名词和定义

(一) 包围件和被包围件

一对互相结合的零件,可以分为包围件和被包围件。圆柱结合中,孔是包围件,轴是被包围件;单键结合中,键槽是包围件,键是被包围件。

(二) 公称尺寸(A)——根据设计计算所得的尺寸。在本章中,孔和轴的公称尺寸分别用K和Z表示。相互结合的两零件,公称尺寸是相同的。

公称尺寸应按规定标准化。标准公称尺寸的国家标准可查设计手册。

(三) 实际尺寸 (A') ——完工零件实际测量所得的尺寸。

(四) 最大极限尺寸和最小极限尺寸 ($A_{\max}$ 和 $A_{\min}$) ——限制零件尺寸变动范围的两个尺寸。合格零件的实际尺寸应不大于最大极限尺寸, 且不小于最小极限尺寸。最大、最小极限尺寸之差等于公差 (δA)。

例如: 规定一对孔、轴的尺寸分别为

$$K = \phi 30^{+0.023}; \quad Z = \phi 30_{-0.020}^{+0.040}$$

则孔、轴的实际尺寸 (K' , Z') 应满足下列条件方为合格:

$$30.023 \geq K' \geq 30.000; \quad 29.980 \geq Z' \geq 29.960$$

这里, 孔、轴的公差分别为

$$\delta K = 0.023; \quad \delta Z = 0.020.$$

(五) 偏 差

实际尺寸对公称尺寸之差称为实际偏差 ($\Delta A'$)。极限尺寸对公称尺寸之差称为极限偏差, 最大极限尺寸对公称尺寸之差称为上偏差 ($\Delta_s A$), 最小极限尺寸对公称尺寸之差称为下偏差 ($\Delta_x A$)。偏差可以为正、负或零。公差表格中所列的数字即为上、下偏差 (单位为微米 μ , $1\mu = 0.001\text{mm}$)。在图纸上, 偏差以毫米为单位标注在公称尺寸之后, 如 $30^{+0.023}$, $30_{-0.020}^{+0.040}$ 。注意, 偏差必须标注带符号的代数値。

(六) 公差 (δA) ——最大极限尺寸与最小极限尺寸之差, 或上、下偏差之差。孔和轴的公差分别以 δK 和 δZ 表示。

$$\delta K = K_{\max} - K_{\min} = \Delta_s K - \Delta_x K$$

$$\delta Z = Z_{\max} - Z_{\min} = \Delta_s Z - \Delta_x Z$$

公差永远为正值。

公差越大, 零件实际尺寸的允许变化范围越大, 其尺寸精度越低, 加工也越容易。

公称尺寸相同的几个零件, 如果它们的公差相同, 而极限偏差不同 (如 $\phi 60_{+0.045}^{+0.065}$, $\phi 60_{-0.032}^{+0.12}$, $\phi 60 \pm 0.1$, 其公差均为 0.02mm), 则它们的精度是相同的。极限偏差的不同只表示它们实际尺寸允许的绝对大小不同, 而与精度无关。

(七) 配合性质, 间隙和过盈 (参阅图 7-1)

相同公称尺寸的孔和轴相配称为配合。配合性质 (松紧程度) 取决于孔、轴尺寸之差。

孔的尺寸大于轴的尺寸, 得到动配合, 其差值称为间隙 (X)。间隙的大小是孔、轴相对活动程度的指标。

孔的尺寸小于轴的尺寸, 得到静配合, 其差值称为过盈 (Y)。过盈的大小是孔、轴结合牢固程度的指标。

孔的尺寸可能大于、也可能小于轴的尺寸, 得到过渡配合 (后详)。

因为孔和轴都有两个极限尺寸, 所以间隙和过盈也有两个极限值:

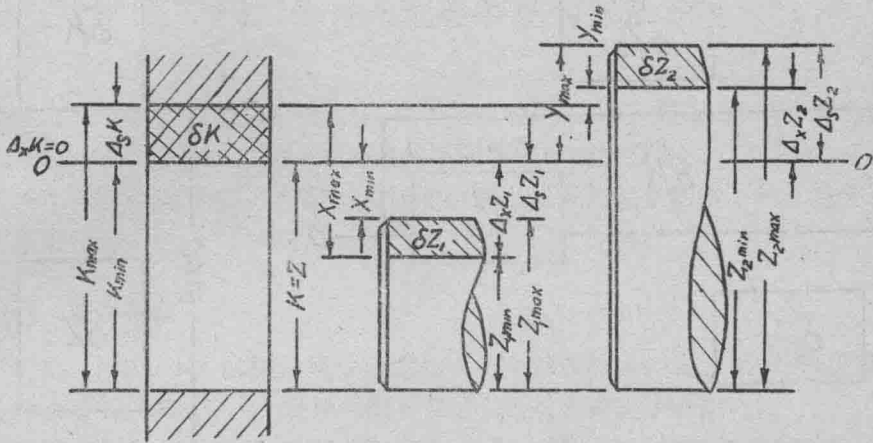


图 7-1 动配合与静配合

最大间隙 ($X_{\max}$) —— 包围件 (孔) 的最大极限尺寸 ($K_{\max}$) 与被包围件 (轴) 的最小极限尺寸 ($Z_{\min}$) 之差;

最小间隙 ($X_{\min}$) —— 包围件 (孔) 的最小极限尺寸 ($K_{\min}$) 与被包围件 (轴) 的最大极限尺寸 ($Z_{\max}$) 之差;

最大过盈 ($Y_{\max}$) —— 被包围件 (轴) 的最大极限尺寸 ($Z_{\max}$) 与包围件 (孔) 的最小极限尺寸 ($K_{\min}$) 之差;

最小过盈 ($Y_{\min}$) —— 被包围件 (轴) 的最小极限尺寸 ($Z_{\min}$) 与包围件 (孔) 的最大极限尺寸 ($K_{\max}$) 之差。

(八) 公差带的图解法

零件的两极限尺寸或两极限偏差之间的区域称为公差带。

为了清楚地表明公差大小、公差带位置和配合, 常利用公差带图解法。

画公差带图时, 取结合的公称尺寸为零线 (或称基线), 作为计算偏差的原点。零线以上, 偏差为正; 零线以下, 偏差为负。

画公差带图要有适当的比例, 并把偏差符号 (+ 或 -) 与数值标注在相应的位置上。通常, 公称尺寸以毫米 (mm) 表示, 偏差以微米 (μ) 表示。为了便于判别配合类别, 应在公差带上标注相应的包围件或被包围件尺寸公差的代表符号 (δK 或 δZ) 或标准偏差的代号 (后详)。

由图 7-2 可见, 被包围件的公差带在包围件的公差带以下时, 得到动配合, 如 δZ_1 与 δK ; 被包围件的公差带在包围件的公差带以上时, 得到静配合, 如 δZ_2 和 δK ; 被包围件的公差带与包围件的公差带有重叠时, 得到过渡配合, 如 δZ_3 和 δK 。

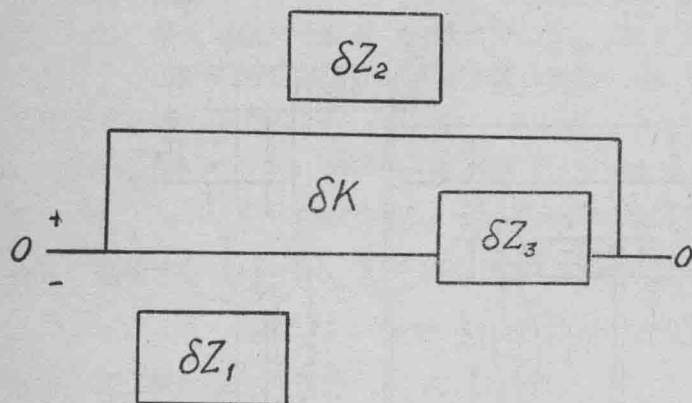


图 7-2 公差带的图解法

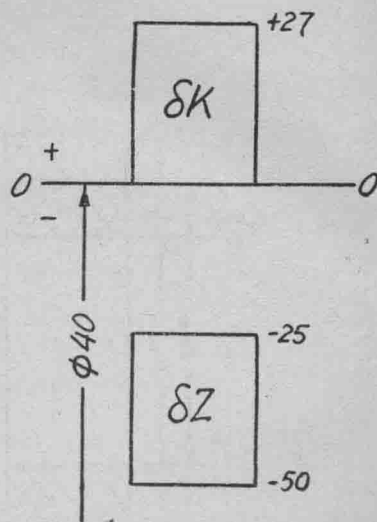


图 7-3

例：已知 $K = \varnothing 40^{+0.027}_{-0} \text{ mm}$ ； $Z = \varnothing 40^{0}_{-0.050} \text{ mm}$ ，试计算极限尺寸、极限偏差、公差和极限间隙，并画出公差带图。

解：公称尺寸 $K = Z = 40 \text{ mm}$ 。

孔的上偏差 $\Delta_s K = +27 \mu$ ，孔的下偏差 $\Delta_x K = 0$ 。

孔的最大极限尺寸 $K_{\max} = K + \Delta_s K = 40 + 0.027 = 40.027 \text{ mm}$ 。

孔的最小极限尺寸 $K_{\min} = K + \Delta_x K = 40 + 0 = 40 \text{ mm}$ 。

孔的公差 $\delta K = K_{\max} - K_{\min} = \Delta_s K - \Delta_x K = (+27) - 0 = 27 \mu$ 。

轴的上偏差 $\Delta_s Z = -25 \mu$ ，轴的下偏差 $\Delta_x Z = -50 \mu$ 。

轴的最大极限尺寸 $Z_{\max} = Z + \Delta_s Z = 40 + (-0.025) = 39.975 \text{ mm}$ 。

轴的最小极限尺寸 $Z_{\min} = Z + \Delta_x Z = 40 + (-0.050) = 39.950 \text{ mm}$ 。

轴的公差 $\delta Z = Z_{\max} - Z_{\min} = \Delta_s Z - \Delta_x Z = (-25) - (-50) = 25 \mu$ 。

最大(极限)间隙 $X_{\max} = K_{\max} - Z_{\min} = \Delta_s K - \Delta_x Z = (+27) - (-50) = 77 \mu$ 。

最小(极限)间隙 $X_{\min} = K_{\min} - Z_{\max} = \Delta_x K - \Delta_s Z = (0) - (-25) = 25 \mu$ 。

公差带图如图 7-3 所示。

练习题：试画出下列两组配合的公差带图，并计算其极限间隙或极限过盈。

(1) $K = \varnothing 60^{+0.03}_{-0} \text{ mm}$ ； $Z = \varnothing 60^{0}_{+0.033} \text{ mm}$ 。

(2) $K = \varnothing 100^{+0.035}_{-0} \text{ mm}$ ； $Z = \varnothing 100^{0}_{+0.140} \text{ mm}$ 。

§ 7—3 公差与配合制度的国家标准

我国公差与配合制度的国家标准（GB159—59~174—59）在1960年7月1日开始施行，它适用于尺寸从0.1~10,000 mm的圆柱体和平行平面的结合。

现以尺寸1~500 mm为例，介绍国家标准中规定标准公差（精度）和标准公差带位置（配合）的主要内容：

（一） 精度等级

国家标准把1~500 mm范围的尺寸精度分成十个精度等级，由1级至10级精度依次递降，即公差依次增大。其中1~7级用于配合尺寸，8~10级用于非配合尺寸。

每一精度等级都基本上与一定的加工方法相适应。例如2级精度即相当于精磨轴所得到的精度。

（二） 尺寸分段

为了使标准不至过繁，国家标准把1~500 mm分成若干尺寸分段，如表7-1。对于一定的精度等级，属于同一尺寸分段的零件，规定了相同的标准公差。

1~500 mm 范围的尺寸分段

表 7-1

从 1~3	>18~30	>120~180
> 3~6	>30~50	>180~260
> 6~10	>50~80	>260~360
>10~18	>80~120	>360~500

（三） 配合的基准制度

为了以最少种类的标准公差带位置，得到最多种的标准配合，以便在满足各种使用要求的条件下，尽可能满足加工经济性的要求，国家标准中规定了配合的基准制度——基孔制和基轴制。

基孔制——同一公称尺寸，同一精度等级，只规定一种孔的极限尺寸（公差带位置），而规定各种不同的轴的极限尺寸（公差带位置），以得到各种不同的标准配合（图7-4）。

基轴制是与基孔制相对应的。即同一公称尺寸，同一精度等级，只规定一种轴的极限尺寸（公差带位置），而规定各种不同的孔的极限尺寸（公差带位置），以得到各种不同的标准配合（图7-5）。

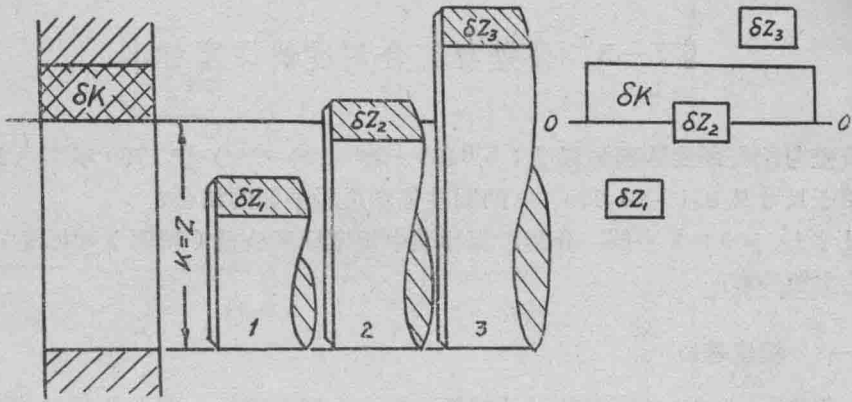


图 7-4 基孔制

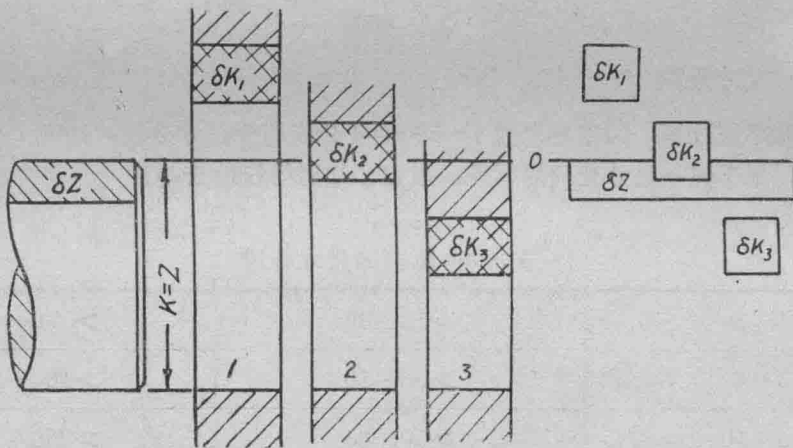


图 7-5 基轴制

基孔制的孔和基轴制的轴都是基准件，分别称为基准孔和基准轴。基准件的极限尺寸由公称尺寸和精度等级查表决定，而与配合种类无关。基孔制的轴和基轴制的孔都是非基准件，分别称为配合轴和配合孔。各种不同极限尺寸的非基准件与基准件相配，就得到各种不同的标准配合。

(四) 基准件公差带的位置

国家标准规定，基准件（基孔制的孔和基轴制的轴）的公差带按单向分布，即公差带放在零线的一侧。并规定基准孔的公差带放在零线的上侧，其下偏差为零；基准轴的公差带放在零线的下侧，其上偏差为零。这样，就使基准件的一个极限尺寸等于公称尺寸，一个极限偏差的绝对值等于公差，以便于计算（图 7-6）。

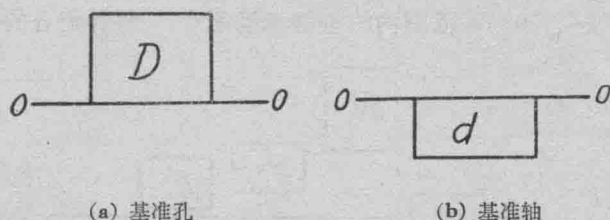


图 7-6 基准件公差带的位置

同时规定，基准孔的代号为 D ，基准轴的代号为 d 。

(五) 标准配合的种类与代号

在规定了基准件的公差带位置以后，规定标准配合实际上就是规定一系列非基准件的标准公差带位置（标准偏差）。

国家标准规定，在基孔制和基轴制中各有三大类配合，即静配合、过渡配合和动配合。每类配合中，又按松紧程度分成若干种，即第 1 种、第 2 种等等。在同一精度等级中，配合的次第越大，配合就越松。

静配合、过渡配合和动配合的类别代号分别为 j 、 g 、 d （小写字母表示基孔制的配合轴），和 J 、 G 、 D （大写字母表示基轴制的配合孔）。每类配合中不同松紧程度的种别代号，以汉语拼音字母的顺序表示，即 a ——第 1 种， b ——第 2 种， c ——第 3 种， d ——第 4 种， e ——第 5 种和 f ——第 6 种。

由于第 1 种动配合的非基准件（基孔制的轴或基轴制的孔）的公差带位置与其作为基准件时的公差带位置相同，所以不加注 a 字，而以基准孔的代号 D 同时表示基轴制第 1 种动配合的孔的公差带位置，以基准轴的代号 d 同时表示基孔制第 1 种动配合的轴的公差带位置，而不写成 Da 或 da 。

精度等级用数字写在代号的右下角。2 级精度不注 2 字。

配合以分数形式标注。分子标注孔的标准偏差代号，分母标注轴的标准偏差代号。

现举例说明标准偏差代号的含义：

Jb_3 ——基轴制 3 级精度第 2 种静配合的孔；

gd ——基孔制 2 级精度第 4 种过渡配合的轴；

Dc_4 ——基轴制 4 级精度第 3 种动配合的孔；

Je/d ——基轴制 2 级精度第 5 种静配合；

D_1/gd_1 ——基孔制 1 级精度第 4 种过渡配合；

Dc_4/d_4 ——基轴制 4 级精度第 3 种动配合；

D_3/d_3 ——基孔制（基轴制）3 级精度第 1 种动配合。

标准还规定，允许以不同精度等级和不同基准制度的轴和孔组成混合配合。例如：

Gd/dc_4 ——基轴制 2 级精度第 4 种过渡配合的孔与基孔制 4 级精度第 3 种动配合的轴组成的混合配合。

图 7-7 是尺寸为 1~500 mm 范围内 2 级精度基孔制和基轴制所有标准配合的公差带图。表 7-2 是尺寸为 1~500 mm 范围内的全部标准配合，每种配合的标准偏差数值可以由零件设计手册查得。

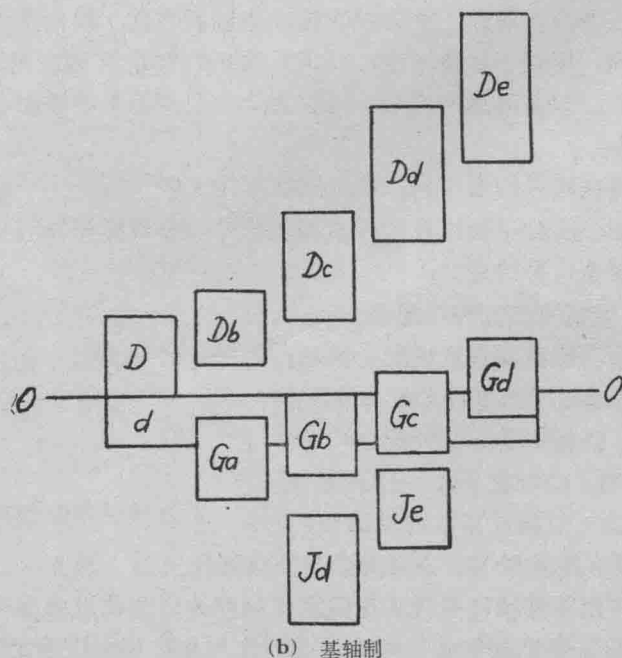
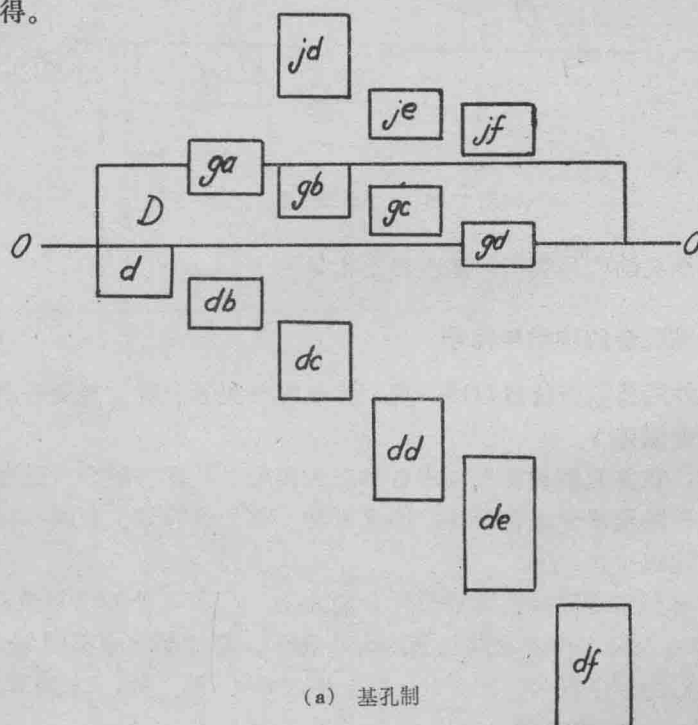


图 7-7 2 级精度标准配合的公差带图 (尺寸 1~500 mm)

标准配合总表 (尺寸 1~500 mm)

表 7-2

基 准 制 度			基 孔 制 (配 合 轴)							基 轴 制 (配 合 孔)						
精 度 等 级			1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
配 合 种 类	静 配 合	第 1 种静配合				ja ₄										
		第 2 种静配合	jb ₁		jb ₃	jb ₄						Jb ₃				
		第 3 种静配合	jc ₁		jc ₃	jc ₄										
		第 4 种静配合		jd								Jd				
		第 5 种静配合		je				je ₆				Je				
		第 6 种静配合		jf												
	过 渡 配 合	第 1 种过渡配合	ga ₁	ga	ga ₃					Ga ₁	Ga	Ga ₃				
		第 2 种过渡配合	gb ₁	gb	gb ₃					Gb ₁	Gb	Gb ₃				
		第 3 种过渡配合	gc ₁	gc	gc ₃					Gc ₁	Gc	Gc ₃				
		第 4 种过渡配合	gd ₁	gd	gd ₃					Gd ₁	Gd	Gd ₃				
	动 配 合	第 1 种动配合	d ₁	d	d ₃	d ₄	d ₅	d ₆	d ₇	D ₁	D	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆	D ₇
		第 2 种动配合	db ₁	db						Db ₁	Db					
		第 3 种动配合	dc ₁	dc	dc ₃	dc ₄		dc ₆	dc ₇	Dc ₁	Dc		Dc ₄		Dc ₆	Dc ₇
		第 4 种动配合		dd				dd ₆			Dd				Dd ₆	
		第 5 种动配合		de		de ₄		de ₆			De		De ₄		De ₆	
		第 6 种动配合		df												

(六) 标准温度

国家标准规定 +20°C 为标准温度。零件图纸及公差表格中所示的数值，都是指在该温度的情况下而言的。当机器的工作温度或零件加工时的车间温度对标准温度有显著差别时，应在设计中作必要的修正计算。有特殊要求的高精度零件常常在恒温 (+20°C) 的条件下生产。

§ 7-4 公差与配合制度的应用

公差与配合制度的应用就是在设计中，如何根据实际情况，按照标准的规定，选择适当的精度等级、基准制度和配合种类。

精度等级、基准制度和配合种类的选择是互有联系的。某种基准制度规定有一定数量和种类的标准配合；选定了精度等级，也限制了配合种类的选择范围；若由使用要求决定了配合种类，则精度等级也可大致决定。例如，基轴制没有第 6 种动配合；5 级精度没有静配

合；过渡配合只在1~3级精度中才有。选择时，除了参考必要的资料以外，更重要的是到生产实践中进行调查研究，了解机器的性能，零部件的作用与要求，工艺条件，加工与装配方法等，通过分析比较，确定适当的方案，达到既满足机器的使用要求，制造上又经济合理的目的。必须指出，不仅公差与配合的选择必须以实践为基础，而且选择是否正确也只有通过生产实践才能得到检验。

(一) 精度等级的选择

选择合理的精度等级，是为了解决零件的使用要求和生产经济性的矛盾。因为，若精度偏高，则生产成本过高；若精度偏低，则机器质量不能保证。

选择精度等级时，要有全局观点，联系有关零部件通盘考虑。例如，与滚动轴承相配合的轴颈和箱体孔的精度与滚动轴承的精度有关；齿轮孔与轴的配合的精度与齿轮的精度有关。

零件的精度等级还应与结构设计、工艺方法相适应。例如，为了得到高精度的定心与导向的动配合，可以直接选择高精度的轴、孔相配，以满足要求。但当工艺水平有限，不能制造高精度的零件时，也可按较低精度加工，而采用分组装配的方法，获得较高的配合精度。有时也可以改变结构设计，把孔做成剖分式的，在装配时调整孔的尺寸，以得到要求的间隙，保证配合精度。

总之，要根据不同的具体情况，进行具体的分析，才能选定适当的精度等级。

选择精度等级的主要方法是类比法，即与工作条件相似并经实践考验的配合相比较，确定应选的精度等级。

1级精度是结合尺寸中最高的标准精度等级，采用较少。主要用于精密机床、发动机、汽车等重要机器和精密仪器的个别特别重要的结合。例如：精密机床主轴与滚动轴承的结合；发动机活塞销与连杆或活塞销孔的结合。

2级精度是较高的精度等级。用于重要机器和精密仪器的一般重要的结合。例如：机床传动箱或一般齿轮箱中齿轮与轴的结合；轴与轴承的结合等。2级精度是结合尺寸中应用较为广泛的一个精度等级。

3级和4级精度是中等的精度等级。用于重要机器和精密仪器的次要结合，或造纸机械、纺织机械、机车车辆、农业机械等一般机器的大部分重要结合。例如：发动机活塞环与活塞环槽的结合；机车车辆的轴与轴承的结合等。

5级、6级和7级精度是较低的精度等级。用于一般机器的大部分结合，重要机器和精密仪器的极不重要的结合，以及精密零件的工序间尺寸等。

8级、9级和10级精度用于非结合尺寸。例如：粗加工工序间尺寸，自由尺寸等。

(二) 基准制度的选择

因为除了静配合以外，在基孔制和基轴制这两种基准制度中所规定的标准配合的种类，绝大部分都是相同的（见表7-2），所以选择基准制度的主要依据是工艺上的经济性和结构上的合理性。

在基孔制中，同一公称尺寸、同一精度等级的各种不同配合的孔的极限尺寸都是相同的（即基准孔的极限尺寸），因而，广泛采用基孔制可以减少昂贵的定尺寸孔用刀具（如铰刀、拉刀）和量具（如塞规）的种类和数量。这对整个机器制造工业具有极大的经济意义。所以，在一般情况下应尽可能采用基孔制。

有时，由于工艺和结构上的需要，也要采用基轴制。

例如，在农业机械，纺织机械和仪器制造业中，常使用不经切削的冷拉钢作轴。为了减少冷拉钢模的种类，并以不同大小的孔与冷拉钢轴相配，得到不同的配合，常常采用基轴制。

再如图 7-8 所示的活塞部件。活塞销两端与活塞的结合要求第 2 种过渡配合，中间与连杆的结合要求第 2 种动配合。若选用基孔制（如图 7-8, a），则活塞销必须做成同一公称尺寸、不同极限偏差的阶梯形轴。这不仅不易加工，而且装配困难，容易损伤连杆孔的表面。若选用基轴制，则活塞销各处的极限尺寸均相同，制造和装配都很方便。只要把活塞和连杆的孔分别选择基轴制适当配合的非基准孔，即可满足使用要求（见图 7-8, b）。

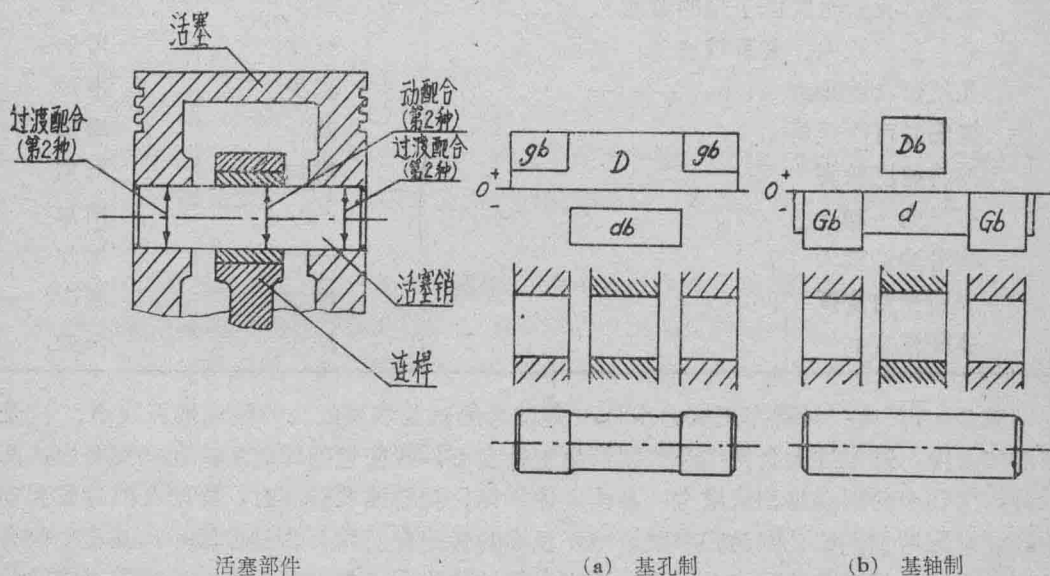


图 7-8 基孔制和基轴制的比较

此外，当应用标准件（如滚动轴承）时，应按标准件的规定选择精度等级。

（三）配合种类的选择

首先根据工作要求确定配合类别，即选择动配合，静配合，还是过渡配合。一般地说，工作时零件间要有相对运动的，则应该选用动配合；若要求零件间相对静止，但无其他紧固件，只靠过盈来传递扭矩或轴向力时，应该选用静配合；若要求精密对中，又要求装拆方便的高精度结合，则应选用过渡配合。当然，如果有键、销、螺钉等紧固件保证零件的相对静止，那么也可以选用动配合，以便于装配。

配合类别选定以后，再选择该类中的第几种配合。确定动配合的松紧程度应考虑零件的运动特性（旋转运动或往复运动）、运动条件（润滑油粘度、工作温度）及运动精度（导向精度、同心度）等。确定静配合的松紧程度应考虑负荷特性（扭矩或轴向力）与大小、材料的许用应力、工作温度及装配条件等。确定过渡配合的松紧主要考虑对中和装拆要求。

表 7-3 可供选择配合时参考。

工作条件对配合松紧的要求

表 7-3

具 体 情 况	过 盈 应	间 隙 应
材料许用应力小	减少	减少
经常拆卸	减少	增加
受冲击负荷或负荷较大	增加	减少
工作时孔的温度高于轴的温度	增加	减少
工作时孔的温度低于轴的温度	减少	增加
结合长度较大、支承较多	减少	增加
几何形状误差大	减少	增加
装配时可能歪斜	减少	增加
旋转速度较高	增加	增加
有轴向运动	——	增加
润滑油粘度大	——	增加
表面光洁度低	增加	减少
装配精度高	减少	减少

由表 7-3 可见，材料许用应力小时，静配合的过盈和动配合的间隙都应减小。这是因为在静配合中，过盈过大会使结合表面产生塑性变形，或使包围件破坏；在动配合中，间隙过大时，工作中的振动也相应增大，易使零件损坏。旋转速度较高时，静配合的过盈和动配合的间隙都应增加。这是因为在静配合中，极高的转速会使结合的过盈减小，甚至变成有间隙的配合，不能保证零件的相对静止，所以应将过盈增大；在动配合中，根据润滑理论，结合的间隙应与轴、孔相对转速的平方根成正比，所以转速越高，间隙也应越大。

各种标准配合的应用情况如下：

(1) 动配合类

为装配方便而选用的动配合，间隙的大小对零件的工作性能影响不大，可以在较大的范围内随意选定。

用作滑动轴承的动配合，间隙必须满足两方面的要求。一部分是为了保证液体摩擦所需的间隙；另一部分是为了补偿形状误差、位置误差和变形所需的间隙。由于前者可以计算，而后者主要根据经验确定，所以对于形状误差、位置误差和变形较小的高精度滑动轴承，常用计算法确定所需的间隙，而绝大多数一般的滑动轴承，均用经验法确定配合。

第 1 种动配合的最小间隙为零，两结合件的公差带均为基准件的公差带，是动配合类中

应用最多的一种。1~3级精度的第1种动配合，主要用在作缓慢轴向移动的对中结合上。如机床尾架孔与顶尖套筒的配合 D_1/d_1 (图7-9)，台钻与摇臂钻床的横臂与立柱的配合 D/d 。 D/d 还常用在要求有一定的对中性，并有紧固件的不动结合，如带键的齿轮孔与轴的结合，对同心度要求很高的定心凸缘及定位环与轴的结合、摩擦联轴节与轴的结合等。4~7级精度的第1种动配合，可用于低精度、低转速的滑动轴承，或加辅助零件后传递扭矩。例如： D_4/d_4 可用在配换齿轮与轴、整体皮带轮与轴的结合； D_6/d_6 与 D_7/d_7 常用在起重运输机械的齿轮与轴或链轮与轴的结合。

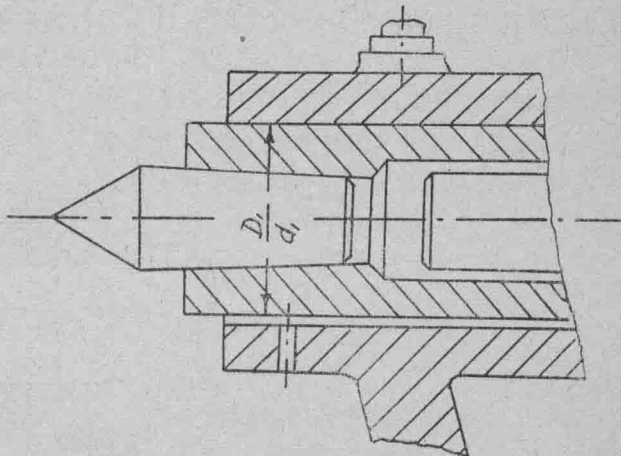


图 7-9 机床尾架

第2种动配合只在1、2两个精度等级中才有，是一种高精度的配合。

主要用在低速反转的对中结合，如分度头主轴与轴承的结合、精密机床主轴与轴承的结合；也可用于装拆频繁的对中的不动结合，如配换齿轮与轴的结合、钻模上可换钻套与孔的结合。

第3种动配合也是应用较广的一种配合。它用于大多数普通速度的轴和滑动轴承的结合，在轴上自由旋转的齿轮与轴的结合，变速箱的拨叉与轴的结合等。

第4、5、6种动配合的间隙很大。主要用在结合长度大、支承数目多、转速高、压强小的滑动轴承与轴的结合，以较大的间隙来补偿形状误差、位置误差和各种变形。例如，磨床主轴与轴承的结合 (D/dd)，高速空转的皮带轮与轴的结合 (D_4/de_4) 等。

(2) 过渡配合类

过渡配合可能得到间隙，也可能得到过盈。主要根据对中要求、装拆要求、负荷大小和负荷性质来选择。

第1种过渡配合得到过盈的概率为99%以上，对中性很好，但装拆困难。用在大修时才拆卸的结合，或加辅助零件后传递较大冲击负荷的结合。例如，固定的爪形离合器与轴的结合 D/ga (图7-10)，电机轴与齿轮的结合、传递力的皮带轮与轴的结合、蜗轮与轴的结合等均用 D/ga 。

第2种过渡配合得到过盈的概率为80%左右，对中性较好，装拆仍

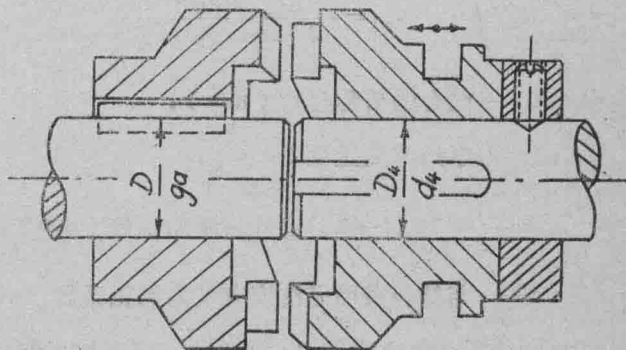


图 7-10 爪形离合器