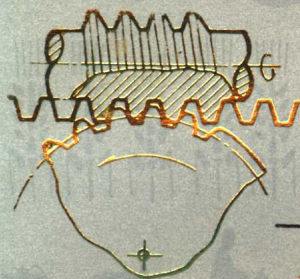


农业机械化丛书



NONGYEJIXIELINGJIAN JICHUZHISHI

农业机械零件 基础知识

浙江科学技术出版社



农业机械化丛书

NONGYEJIXIELINGJIAN
JICHUZHISHI

农业机械零件 基础知识

浙江农业大学农机系
《农业机械零件基础知识》编写组

浙江科学技术出版社

责任编辑：舒辅叶

农业机械零件基础知识

浙江农业大学农机系

《农业机械零件基础知识》编写组

*

浙江科学技术出版社出版

浙江新华印刷厂印刷

浙江省新华书店发行

开本 787×1092 1/32 印张 13.375 字数 306,000

1981年4月第一版

1981年4月第一次印刷

印数：1—7,500

统一书号：15221·6

定 价：1.22 元

编 者 的 话

为了普及农业机械知识，提高农机机务工作人员的业务技术水平，我们编写了这本《农业机械零件基础知识》。

本书着重从使用的具体要求出发，运用机械原理和机械零件基础理论知识，阐述组成农业机械的常用机构和通用零件的工作原理、结构特点、几何计算、使用维护等的知识。书中也扼要介绍了有关的国家标准、规范以及某些标准零件的选用原则和方法。

本书可作为农机机务人员培训班和农机专科学校教学的参考书，也可供农机管理干部、机手和修理人员阅读。

由于编者水平有限，实践经验不足，书中缺点和错误在所难免，望读者批评指正。

参加本书编写的有：魏涤生、楼冬月、季萱萱、钱来根、陈秉钧、纪家逢等同志。魏涤生同志负责统编和校阅。农大宁波分校吴华贤同志也参加了本书的编辑工作。

编 者

1981. 1

目 录

第一章 公差与配合	(1)
第一节 概述	(1)
第二节 尺寸和公差的基本概念	(2)
第三节 配合的基本概念	(6)
第四节 圆柱形零件公差与配合的国家标准 介绍	(13)
第五节 保证正常配合的重要性	(61)
第二章 摩擦、磨损和润滑	(62)
第一节 机器中的摩擦	(62)
第二节 磨损	(65)
第三节 润滑	(70)
第三章 机构	(77)
第一节 机构简图	(77)
第二节 平面连杆机构	(84)
第三节 凸轮机构	(99)
第四节 其他常用机构	(118)
第四章 联接零件	(133)
第一节 螺纹	(133)
第二节 螺纹联接的主要类型及其应用	(135)

第三节	螺纹联接中的联接零件	(137)
第四节	螺纹联接的防松	(141)
第五节	螺栓组联接的布置	(144)
第六节	常见的螺栓负荷情况	(145)
第七节	键联接	(148)
第八节	花键联接	(156)
第九节	销联接	(159)
第十节	过盈联接	(161)
第五章	齿轮传动	(164)
第一节	概述	(164)
第二节	齿轮传动的基本要求——渐开线齿形	(167)
第三节	渐开线齿形的形成、性质及其方程式	(170)
第四节	标准正齿轮的各部分名称、参数及尺寸 计算	(190)
第五节	渐开线齿轮啮合传动特点	(197)
第六节	齿条与齿轮啮合	(203)
第七节	齿轮的加工原理	(205)
第八节	修正齿轮	(208)
第九节	斜齿圆柱齿轮传动	(217)
第十节	圆锥齿轮传动	(226)
第十一节	蜗轮蜗杆传动	(234)
第十二节	轮系	(246)
第六章	胶带传动	(263)
第一节	胶带传动的工作原理	(265)
第二节	预防胶带传动出现打滑的措施	(269)
第三节	胶带截面尺寸的确定	(274)
第四节	胶带传动的优缺点	(276)

第五节	胶带的类型	(276)
第六节	胶带的接头和张紧	(282)
第七节	带轮	(288)
第八节	胶带传动的使用和维护要点	(292)
第七章	链传动	(294)
第一节	概述	(294)
第二节	套筒滚子链的构造	(299)
第三节	链轮	(302)
第四节	链传动的运动特性及其主要参数选 择的依据	(304)
第五节	链传动的合理布置与张紧方法	(310)
第六节	链传动的维护保养及润滑	(314)
第八章	滑动轴承	(319)
第一节	概述	(319)
第二节	滑动轴承的基本类型和结构	(320)
第三节	轴瓦	(322)
第四节	滑动轴承的润滑方式	(325)
第九章	滚动轴承	(329)
第一节	概述	(329)
第二节	滚动轴承的结构和分类	(330)
第三节	滚动轴承的类型及其特性和应用	(334)
第四节	滚动轴承的标准及代号	(341)
第五节	滚动轴承的选择	(347)
第六节	滚动轴承的公差与配合	(352)
第七节	滚动轴承的安装	(356)
第八节	滚动轴承的润滑与密封装置	(387)
第九节	滚动轴承的拆卸	(402)

第十节 滚动轴承的保管	(406)
第十章 联轴器和离合器	(408)
第一节 联轴器	(408)
第二节 离合器	(413)

第一章 公差与配合

第一节 概 述

“农机生产要搞标准化、系列化、通用化。”

现代的机械工业中，各地区、各工厂以及各车间、各工段之间都进行分工和协作。因此，每一件产品，从设计开始，经过加工制造、检验、装配、性能鉴定，直至成为一部完整的机器，都必须有一个共同的标准。只有有了统一的技术标准，生产过程才能顺利进行，产品质量才能得到可靠保证。

我国是一个有十亿人口的大国，为了实现农业机械化，就必须生产大批农业机械武装农业。大规模的生产，必然要求逐步实现机械化和自动化，这就同样需要产品标准化。

为了实现产品标准化，用互换性原则来组织生产，是一项不可缺少的重要措施。

什么叫互换性呢？所谓互换性，就是指所制造的零件或部件不需要经过任何机械的或手工的加工，就能顺利地进行装配，并达到预定的质量标准。这样的零部件，就有了互换性。

按照互换性原则组织生产，具有明显的优点。首先，它简化了零部件的设计、制造及装配过程，缩短了产品的生产周期，因而提高了劳动生产率和降低了生产成本；其次，可使生产过程进行合理分工，便于采用专用机床和提高专业化程度，

所以保证了产品质量的稳定性。

在维修机器时，互换性也带来很多好处。具有互换性的零部件，损坏后只需换上相同型号、相同规格的零部件就能迅速恢复机器性能，这样，就简化了维修工作和缩短了修理周期。对于工作季节性特别强的农业机械来说，这一点更有特殊意义。

总而言之，采用互换性原则组织生产是完全符合多快好省这一指导思想的。

互换性包含了多方面的参数。例如尺寸、形状、光洁度、表面相互位置、（材料的）硬度和（弹簧系统的）弹性等等都属于这类参数。要使零部件具有互换性，那就必须使各主要参数都符合同一技术标准。这里，仅介绍尺寸的互换性以及和这项参数有关的标准——〈公差与配合〉国家标准（GB1800~1804—79）。

第二节 尺寸和公差的基本概念

在零件图上，除了画出其结构形状以外，还注有很多尺寸。这些尺寸究竟表示什么意义？相互之间又有何联系？为了弄清这些问题，下面就将有关概念作一介绍。

1. 基本尺寸

凡是根据结构要求及强度计算所确定的零件尺寸，称为基本尺寸。如图1—1中， $\phi 20$ 就是圆柱销直径的基本尺寸；40就是长度的基本尺寸。

基本尺寸也是确定偏差起始的尺寸。

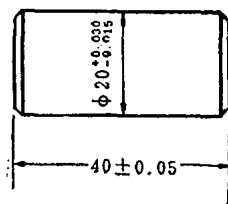


图1—1 圆柱销

2. 实际尺寸

零件加工以后，经过实际测量所得的尺寸就是实际尺寸。由于存在着测量误差，实际尺寸并非就是尺寸的真值。

实践证明：由于机床性能、加工和测量技术的限制，零件的实际尺寸不可能和基本尺寸完全相同。而且，考虑到机器实际的技术要求和生产的经济性，只要不影响机器的质量，就允许实际尺寸在一定的范围内变化，没有必要使实际尺寸和基本尺寸完全一致。

3. 极限尺寸

允许尺寸变化的两个界限值，称为极限尺寸。其中，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。如图1—1中圆柱销长度的最大极限尺寸为40.05，最小极限尺寸为39.95。只要长度在39.95~40.05范围内都合格。

必须注意：最大极限尺寸并不一定比基本尺寸大，它可能小于或等于基本尺寸；同样最小极限尺寸也可能大于或等于基本尺寸。

4. 尺寸偏差

某一个尺寸与其相应的基本尺寸的代数差，就称为尺寸偏差，简称偏差。

实际尺寸与其相应基本尺寸的代数差，称为实际偏差。实际偏差值的大小直接表明了实际尺寸偏离基本尺寸的程度。

极限尺寸与其相应的基本尺寸的代数差称为极限偏差。其中，最大极限尺寸与基本尺寸的代数差称为上偏差；最小极限尺寸与基本尺寸的代数差称为下偏差。由于极限偏差直接决定于极限尺寸，所以，图纸上只标注基本尺寸和极限偏差就可。这样既简单又明确。如上例中圆柱销的长度标注为 40 ± 0.05 ，其中 ± 0.05 即为上、下偏差值。

这里也应注意：根据极限尺寸的定义，上偏差有正有负，下偏差也有负有正。

5. 尺寸公差

从上述情况可知，零件的尺寸可以在极限尺寸所决定的范围内变动。这一尺寸允许的变动量就称为尺寸公差，简称公差。

根据这一定义，公差就等于最大极限尺寸与最小极限尺寸之差。如果用公式表示，公差的大小为：

$$T = A_{\text{最大}} - A_{\text{最小}} \quad (1-1)$$

式中：T——公差；

$A_{\text{最大}}$ ——最大极限尺寸；

$A_{\text{最小}}$ ——最小极限尺寸。

公差也等于上偏差与下偏差的代数差。由于上、下偏差取决于极限尺寸，即：

$$ES = A_{\text{最大}} - A$$

或 $es = A_{\text{最大}} - A \quad (1-2)$

及 $EI = A_{\text{最小}} - A$

或 $ei = A_{\text{最小}} - A \quad (1-3)$

式中：ES、es——零件尺寸的上偏差，大写代表孔，小写代表轴；

EI、ei——零件尺寸的下偏差；

A——基本尺寸。

代入式(1-1)后得

$$\begin{aligned} T &= A_{\text{最大}} - A_{\text{最小}} \\ &= (ES + A) - (EI + A) \end{aligned}$$

即 $T = ES - EI$

或 $T = es - ei \quad (1-4)$

由此可见，公差无论由极限尺寸确定，或用上、下偏差值确定，其结果完全一样。上面已提到，公差值的大小只是说明了

尺寸所允许的变动范围，因此始终是正值。而偏差值不仅表示了尺寸偏离基本尺寸的大小，同时也表明了偏离的方向。因此，偏差值不仅有大小之分，而且还有正负之别。这些概念，必须明确加以区分，不能混淆。现举几个例子加以说明。

例 1：已知丰收-35 拖拉机的 485 型发动机中，气缸套的内径为 $\phi 85^{+0.035}$ ，试求其极限尺寸和公差。

解：由所给的条件知

$$A=85$$

$$ES=0.035$$

$$EI=0$$

由此可得极限尺寸为

$$A_{\text{最大}}=A+ES=85.035$$

$$A_{\text{最小}}=A+EI=85$$

计算所得公差为

$$T=ES-EI=0.035$$

例 2：已知 485 型发动机活塞裙部的尺寸为 $\phi 85_{-0.140}^{+0.120}$ ，试求其公差。现有一活塞的裙部尺寸为 $\phi 84.87$ ，试问该活塞是否合格？

解：根据所给条件知

$$A=85$$

$$es=-0.120$$

$$ei=-0.140$$

由此算出公差为

$$T=es-ei$$

$$=-0.120-(-0.140)=0.02$$

极限尺寸为

$$A_{\text{最大}}=A+es$$

$$=85+(-0.120)=84.88$$

$$A_{\text{最小}}=A+ei$$

$$=85+(-0.140)=84.86$$

根据已算出的极限尺寸，可知活塞裙部尺寸的允许变动范围为 $\phi 84.86 \sim \phi 84.88$ 。现有活塞的裙部尺寸为 $\phi 84.87$ ，故为合格品。

第三节 配合的基本概念

1. 孔和轴

两个零件装配在一起，其中互相接触的表面，叫配合表面。配合表面有内外之分。一切外表面，包括非圆柱形的统称为轴；一切内表面，包括非圆柱形的则称为孔。

这样的定义，对于圆柱形表面是非常明确的；对于非圆柱形表面，同样也容易区分。例如，键和键槽的配合，键是外表面，属于轴；而键槽就属于孔。

2. 配合、间隙和过盈

基本尺寸相同的孔和轴互相结合在一起，就组成了配合。

由于孔和轴的尺寸往往不同，因此，配合情况也不一样。如果孔的尺寸减去轴的尺寸所得代数差的值为正就是间隙，为负时则为过盈。即：

$$X(Y) = A_K - A_Z \quad (1-5)$$

式中：X——表示间隙；

Y——表示过盈；

A_K ——孔的尺寸；

A_Z ——轴的尺寸。

由此可见：凡是孔大轴小的配合，就产生间隙；凡是孔小轴大的配合，就产生过盈。

3. 配合分类

在成批生产时，总是从大量的孔、轴零件中，各任取一件进行装配的。在这种情况下，根据孔和轴尺寸的不同变化范围，可以获得各种不同性质的配合。配合可分为三大类：

(1) 间隙配合

在一批孔和轴的零件中,若各任选一件进行装配,且一定能得到有间隙的配合,这就叫间隙配合。间隙的大小可按式(1-5)进行计算。

当孔的尺寸为最大而轴的尺寸为最小时,可得到最大间隙。即:

$$X_{\text{最大}} = A_{\text{K最大}} - A_{\text{Z最小}} \quad (1-6)$$

最大间隙的大小也可用孔、轴的上、下偏差进行计算。为此,将式(1-2)、(1-3)代入上式,可得:

$$X_{\text{最大}} = (A + ES) - (A + ei) = ES - ei \quad (1-7)$$

此式表明,最大间隙的大小,即为孔的上偏差与轴的下偏差之代数差。

相应地,当孔为最小而轴为最大时,这时就得到最小间隙。即:

$$X_{\text{最小}} = A_{\text{K最小}} - A_{\text{Z最大}} \quad (1-8)$$

同样,最小间隙也可用上、下偏差值来计算。即:

$$X_{\text{最小}} = EI - es \quad (1-9)$$

即最小间隙值为孔的下偏差与轴的上偏差的代数差。

从上述可知:间隙配合,间隙的允许变化范围为 $X_{\text{最小}} \sim X_{\text{最大}}$ 。这一范围,就称为间隙公差。即:

$$X_T = X_{\text{最大}} - X_{\text{最小}} \quad (1-10)$$

式中: X_T ——代表间隙公差。

通过适当运算,可得下列结果:

$$\begin{aligned} X_T &= X_{\text{最大}} - X_{\text{最小}} \\ &= (A_{\text{K最大}} - A_{\text{Z最小}}) - (A_{\text{K最小}} - A_{\text{Z最大}}) \\ &= (A_{\text{K最大}} - A_{\text{K最小}}) + (A_{\text{Z最大}} - A_{\text{Z最小}}) \end{aligned}$$

最后就得:

$$X_T = T_K + T_Z$$

(1-11)

式中： T_K 、 T_Z ——分别表示孔和轴的公差。

此式表明：孔和轴配合的间隙公差就是孔和轴本身公差之和。这一关系式比较重要。因为间隙公差的大小直接表示了间隙配合的装配精度。孔、轴公差愈大，间隙公差也大，装配精度也愈低。所以，在加工零件时，应将实际偏差尽可能接近中间值，以保证装配后的实际间隙也接近于中间值。用这种方法，可以提高装配精度。

图 1—2 为间隙配合的示意图。

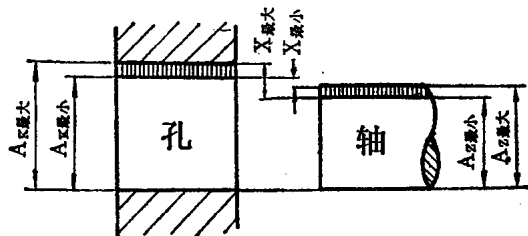


图 1—2 间隙配合示意图

(2) 过盈配合

如果在—批轴、孔零件中，各任选—件进行装配，其结果—定能得到过盈，这种配合，称为过盈配合。图 1—3 为这类

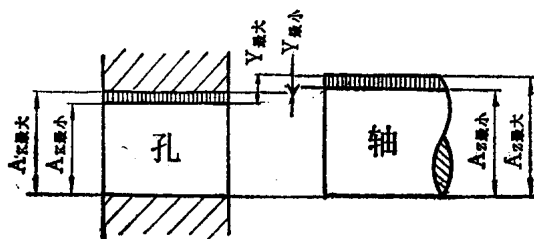


图 1—3 过盈配合示意图

配合的示意图。

过盈配合的过盈量，也可根据公式（1—5）计算。同样道理，也可以根据孔和轴的极限尺寸算出最大过盈和最小过盈。其值为：

$$Y_{\text{最小}} = A_{K\text{最大}} - A_{Z\text{最小}} \quad (1-12)$$

$$Y_{\text{最大}} = A_{K\text{最小}} - A_{Z\text{最大}} \quad (1-13)$$

如果用孔和轴的上、下偏差计算，则公式成为：

$$Y_{\text{最小}} = ES - ei \quad (1-14)$$

$$Y_{\text{最大}} = EI - es \quad (1-15)$$

应该注意：式中所得过盈值均为负值，其大小应以绝对值计算。

和间隙公差相似，也可以得到过盈公差为：

$$Y_T = Y_{\text{最大}} - Y_{\text{最小}} = T_Z + T_K \quad (1-16)$$

式中： Y_T ——代表过盈公差。

由此可见，过盈公差和间隙公差一样，大小都是孔与轴两公差之和。

所以，间隙公差和过盈公差统称为配合公差，它们表示了允许间隙或过盈的变动量。

例：485 型发动机的活塞销尺寸为 $\phi 28_{-0.010}^{+0.016}$ ，活塞销孔的尺寸为 $\phi 28_{-0.028}^{+0.016}$ 。试问它属于那类配合？并计算其间隙（或过盈）值和配合公差的大小。

解：已知条件为：

$$ES = -0.016 \quad EI = -0.028 \quad T_K = 0.012$$

$$es = 0 \quad ei = -0.010 \quad T_Z = 0.010$$

从已给尺寸中，可知活塞销的最小极限尺寸为 $\phi 27.99$ ；活塞销孔的最大极限尺寸为 $\phi 27.984$ 。由此可见，无论在何种情况下，装配后都是轴大孔小，所以它们属于过盈配合。据此可得最大过盈为：

$$Y_{\text{最大}} = EI - es = (-0.028) - 0 = -0.028$$