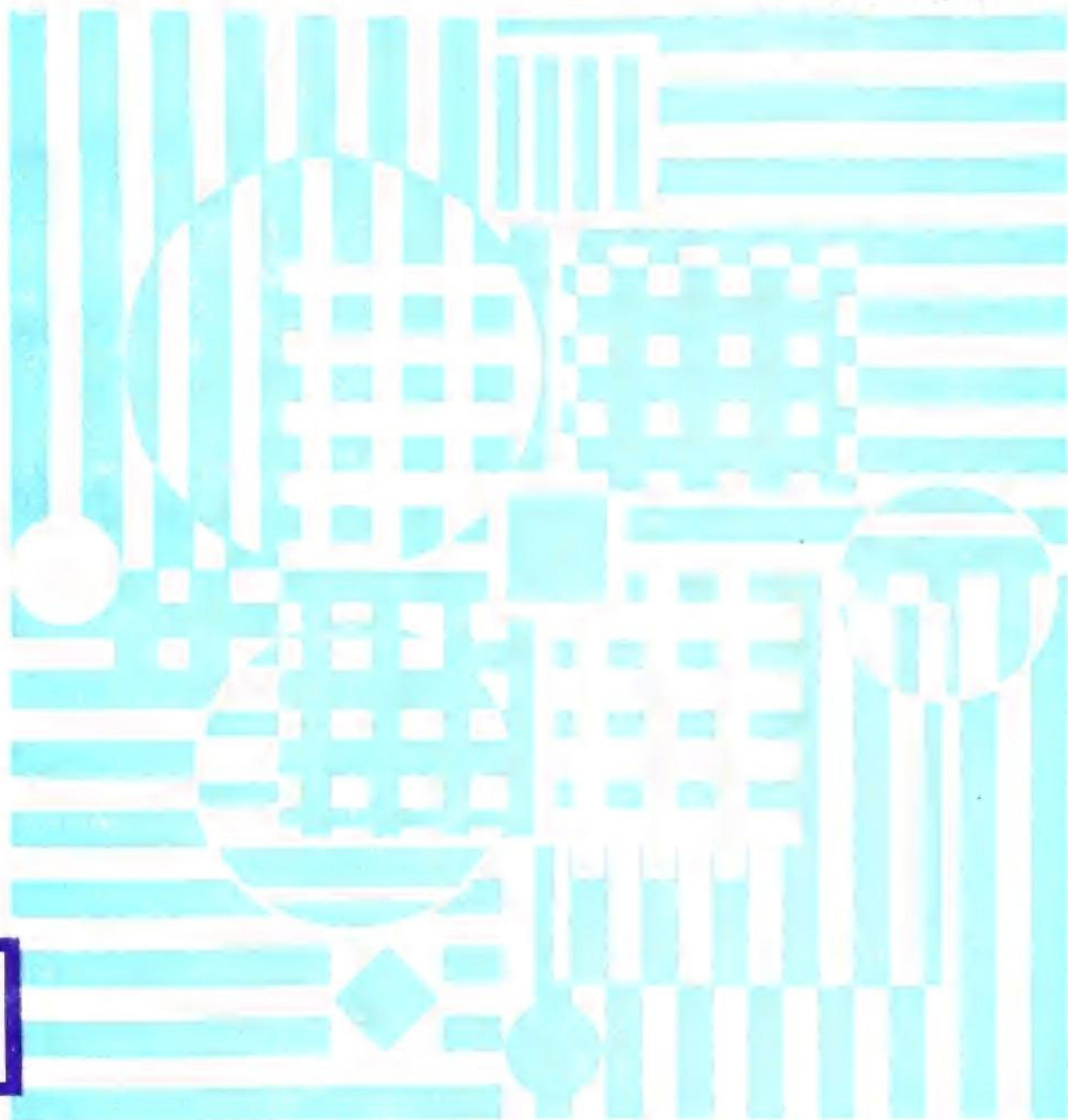


精密仪器结构 设计基础

下 册

竺培国 主编



内 容 提 要

本书结合函授教学的特点，比较全面、系统地阐述了精密仪器结构设计的基础知识，全书分上、下两册。

上册包括：静力学基础、常用工程材料、材料力学基础、机构的组成及平面连杆机构、摩擦轮传动和带传动、齿轮传动、螺旋传动、凸轮与间歇运动机构。

下册包括：轴与联轴器、支承、导轨、弹性元件、微动装置与限动装置、联接、示数装置、阻尼器与减震器、精密仪器结构设计的一般原则。

本书为函授大学精密仪器专业的专业基础课教材，也可作为仪器仪表工程技术人员的自学教材，并可供大专院校有关专业师生参考。

精密仪器结构设计基础

下 册

竺培国 主 编

*

哈尔滨工业大学出版社出版

新华书店首都发行所发行

哈尔滨工业大学印刷厂印刷

*

开本787×1092 1/16 印张15.5 字数355 000

1988年9月第1版 1988年9月第1次印刷

印数 1—3000

ISBN 7-5603-0085-5/TH·6 定价2.65元

目 录

下 册

第九章 轴与联轴器

§9-1 轴	(1)
一、轴的分类	(1)
二、轴的材料	(2)
三、轴的强度校核	(3)
四、轴的结构设计	(3)
§9-2 联轴器	(5)
一、联轴节	(6)
二、离合器	(11)
习题	(15)

第十章 支 承

§10-1 概述	(16)
§10-2 滑动摩擦支承	(16)
一、圆柱支承	(16)
二、圆锥支承	(23)
三、顶尖支承	(24)
四、轴尖支承	(25)
§10-3 滚动摩擦支承	(28)
一、滚动轴承	(28)
二、非标准散装滚动轴承	(43)
三、刀支承	(43)
§10-4 弹性摩擦支承	(45)
一、弹性支承的型式、结构和特点	(45)
二、十字形弹性支承的性能和计算	(47)
§10-5 流体摩擦支承	(50)
一、液体静压支承	(51)
二、气体静压支承	(51)
§10-6 各种支承的比较	(53)
习题	(55)

第十一章 导轨

§11-1 概述	(62)
§11-2 滑动摩擦导轨	(62)
一、类型及结构	(62)
二、作用力的方向和作用点对导轨工作的影响	(64)
三、导轨材料	(66)
§11-3 滚动摩擦导轨	(66)
一、滚动摩擦导轨的类型	(67)
二、滚动导轨的材料	(69)
§11-4 弹性摩擦导轨	(69)
§11-5 液体静压导轨	(70)
一、液体静压导轨的工作原理	(70)
二、静压导轨结构	(70)
§11-6 各种导轨的比较	(71)
习题	(73)

第十二章 弹性元件

§12-1 概述	(74)
一、弹性元件的用途和分类	(74)
二、弹性元件的基本特性	(75)
三、弹性元件的弹性缺陷	(77)
四、温度对弹性元件工作的影响	(78)
五、弹性元件储存的能量	(78)
§12-2 弹性元件的材料	(79)
§12-3 片弹簧	(80)
一、片弹簧的应用、结构和材料	(80)
二、片弹簧的计算	(81)
§12-4 弹性环	(85)
一、弹性环的结构和应用	(85)
二、弹性环的计算	(85)
§12-5 螺旋弹簧	(88)
一、螺旋弹簧的分类和结构	(88)
二、螺旋弹簧的计算	(88)
三、螺旋弹簧的设计	(92)
§12-6 游丝	(95)

一、游丝的分类和内、外端固定结构	(95)
二、游丝的计算	(97)
三、游丝的设计和选用	(98)
§12-7 张丝	(101)
一、张丝的结构和用途	(101)
二、材料和工艺	(102)
三、张丝的计算	(103)
四、张丝的设计	(104)
§12-8 膜片膜盒	(104)
一、膜片膜盒的结构及用途	(104)
二、膜片的计算	(106)
三、橡胶膜片	(110)
四、膜片的有效面积	(111)
五、膜片的设计问题	(111)
§12-9 波纹管	(113)
一、波纹管的结构和应用	(113)
二、波纹管的制造工艺	(114)
三、波纹管的计算	(115)
§12-10 弹簧管	(116)
一、弹簧管的结构和应用	(116)
二、弹簧管的计算	(116)
§12-11 弹性筒	(120)
一、弹性筒的结构和工作原理	(120)
二、弹性筒的计算	(120)
§12-12 热双金属弹簧	(122)
一、热双金属弹簧的结构和应用	(122)
二、热双金属弹簧的材料和制造工艺	(122)
三、热双金属弹簧的计算	(123)
习题	(124)

第十三章 微动装置与限动装置

§13-1 微动装置的作用和要求	(127)
§13-2 微动装置结构	(127)
一、螺旋微动装置	(127)
二、差动螺旋微动装置	(129)
三、齿轮传动微动装置	(131)
四、螺旋杠杆微动装置	(131)

五、螺旋斜面微动装置	(133)
六、齿轮杠杆微动装置	(133)
七、蜗轮凸轮微动装置	(135)
八、摩擦微动装置	(135)
§13-3 限动装置的作用和要求	(137)
§13-4 常用限动装置	(137)
一、螺旋限动装置	(137)
二、垫圈限动装置	(138)
三、齿轮挡销限动装置	(142)
四、齿轮凸块限动装置	(145)
五、蜗轮限动装置	(151)
习题	(152)

第十四章 联接

§14-1 概述	(153)
§14-2 可拆联接	(153)
一、螺钉和螺纹联接	(153)
二、销钉联接	(161)
三、键联接	(162)
四、速拆联接	(163)
§14-3 不可拆联接	(165)
一、焊接	(165)
二、胶接	(167)
三、铸合联接	(168)
§14-4 光学零件的固定	(169)
一、圆形光学零件的机械固定结构	(170)
二、非圆形光学零件的机械固定结构	(172)
习题	(175)

第十五章 示数装置

§15-1 概述	(176)
一、示数装置的分类	(176)
二、对示数装置的要求	(177)
§15-2 标尺指针示数装置	(178)
一、标尺	(178)
二、指针	(181)

三、示数装置设计	(182)
§15-3 示数装置的误差	(185)
一、结构误差	(185)
二、视差	(187)
三、光学指示器	(187)
§15-4 记录装置	(189)
一、连续记录	(189)
二、间歇记录	(192)
§15-5 计数装置	(193)
§15-6 示数装置的精读方法	(194)
一、游标读数法	(194)
二、精、粗标尺读数法	(195)
三、测微螺旋读数法	(196)
四、光学读数法	(196)
习题	(199)

第十六章 阻尼器与减震器

§16-1 阻尼与阻尼原理	(200)
一、阻尼	(200)
二、阻尼原理	(200)
§16-2 常用阻尼器	(203)
一、液体阻尼器	(203)
二、空气阻尼器	(205)
三、磁感应阻尼器	(206)
§16-3 阻尼设计	(208)
§16-4 减震与减震原理	(210)
一、减震	(210)
二、减震原理	(211)
§16-5 减震器的类型、选用及设置	(214)
一、减震器类型	(214)
二、减震器的选用	(220)
三、减震器的设置	(221)
四、降低减震器系统固有频率的措施	(223)
习题	(226)

第十七章 精密仪器结构设计的一般原则

§17-1 精密仪器结构设计的工艺性	(227)
一、仪器结构的组成	(227)
二、结构工艺性的基本原则	(228)
三、零件工艺性的基本原则	(230)
§17-2 加工精度的选择与减少误差的措施	(234)
一、合理选择零件的加工精度等级	(234)
二、减少误差的一般措施	(236)
习题	(237)
参考文献	(237)

第九章 轴与联轴器

§9-1 轴

一、轴的分类

轴是机械结构中的一种重要的零件,主要用来安装转动零件,传递回转运动和扭矩。根据轴承受的载荷情况,轴可分为三种:

1) 转轴 同时承受弯矩和扭矩的轴叫转轴,如齿轮轴(图9-1)。

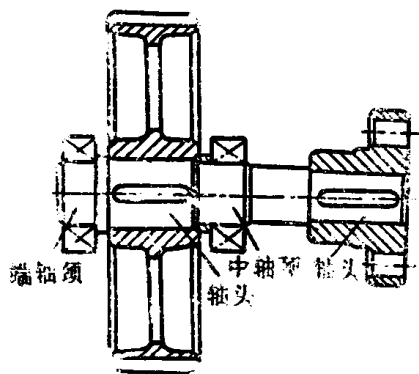


图 9-1 转轴

2) 心轴 只承受弯矩的轴叫心轴,如滑轮轴(图9-2)。

3) 传动轴 主要用来传递扭矩而基本上不承受弯矩的轴叫传动轴,如双万向联轴节的中间轴(图9-3)。

此外还有挠性轴(图9-4)。

按轴的结构形状可分为:直径均等的光轴;各段直径不等的阶梯轴(图9-5);当齿轮直径较小时把齿轮与轴制成一个整

体的齿轮轴(图9-6)。

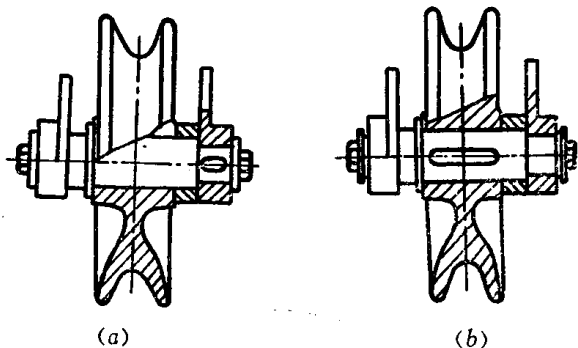


图 9-2 心轴

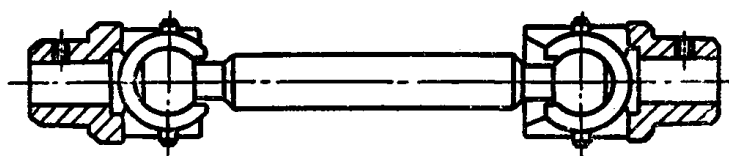


图 9-3 传动轴

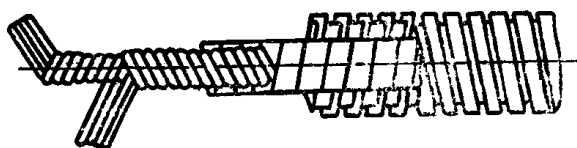


图 9-4 挠性轴



图 9-5 阶梯轴

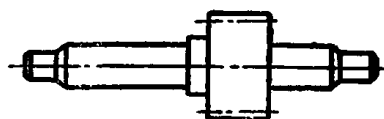


图 9-6 齿轮轴

二、轴的材料

轴常用下列材料制造：

1) 优质碳素结构钢，牌号有20，35，45，50等，尤其以45号钢最常用。这种钢保证化学成份，可用热处理方法提高机械性能。

2) 普通碳素结构钢，牌号有A3，A4，A5等，一般不进行热处理，价格较低，用于不重要场合。

3) 碳素工具钢，牌号有T10A等，经过热处理，可达到很高硬度，用于受力小，要求耐磨性很高的场合。

表 9-1 轴常用材料的主要机械性能

材料牌号	热处理	毛坯直径 (mm)	硬 度 (HB)	抗拉强度极限	抗拉屈服极限	备 注
				σ_b	σ_s	
				(MPa)		
A ₃	—	—	—	432	235	用于不重要或 载荷不大的轴
20	正火	25	≤156	412	245	用于载荷不大，要求韧 性较高的轴
	正火	≤100	103~156	392	216	
	回火	>100~300		373	196	
45	正火 回火	25	170~217	598	353	应用最广
		≤100		588	294	
		>100~300	162~217	569	284	
40Cr	调质	25	≤207	981	785	用于载荷较大 而无很大冲击的轴
		≤100	241~286	736	535	
		>100~300	241~286	686	490	
35SiMn	调 质	25	≤229	883	736	可代替40Cr作 中小型轴
		≤100	229~286	785	510	
		>100~300	217~269	686	490	
40MnB	调 质	25	≤207	981	785	可代替40Cr作重要的轴
		≤200	240~290	834	539	
			220~270	736	490	
20Cr	渗碳	15	表 面 HRC56~62	834	539	用于强度和韧性要 求较高的轴
	淬火	30		637	292	
	回火	≤60		637	392	
38CrMoAlA	调质	30	≤229	981	834	用于耐磨性和强度要求 高，且要求热处理（氮化） 变形很小的轴
2Cr13	调质	≤100	197~284	647	441	用于腐蚀条件下工作的 轴。

4) 合金钢, 牌号有 20Cr, 40Cr, 20Mn2B, 35SiMn, 40MnB, 38CrMo1A, 2CrB, 4CrB 等, 合金钢比碳素钢的强度更高, 有的还具有防锈、耐磨损等特点, 但价格较贵, 多用于受力大而要求轴的直径小、重量轻或耐磨损抗腐蚀等重要场合。

为了防磁, 有些仪器的轴, 可用黄铜或青铜等材料制造。

轴常用的材料及其机械性能列于表9-1。

三、轴的强度校验

设计轴的主要问题是确定轴的尺寸和结构形状。在机械设计中, 可根据强度和刚度计算轴的尺寸。在仪器中, 由于载荷较小, 一般可按结构条件确定轴的尺寸和形状, 必要时再进行强度或刚度校验。

轴受扭矩 M_n 作用时, 其最大剪应力 τ 可按下式计算

$$\tau = \frac{M_n}{0.2d^3} \leq [\tau] \quad (9-1)$$

式中, d 为轴的危險截面处的直径。为保证轴工作可靠, 最大剪应力必须小于许用应力 $[\tau]$ 。

轴受弯矩 M 作用时, 其最大弯曲应力 σ 可按下式计算

$$\sigma = \frac{M}{0.1d^3} \leq [\sigma] \quad (9-2)$$

式中, d 为最大弯矩作用处的直径。为保证轴工作可靠, 最大弯曲应力必须小于许用弯曲应力 $[\sigma]$ 。

当轴同时受弯矩 M 和扭矩 M_n 作用时, 可近似按最大剪应力理论求合成弯矩。可利用下式校验强度

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M}{0.1d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{M_n}{0.2d^3}\right)^2} \leq [\sigma] \quad (9-3)$$

四、轴的结构设计

在仪器中, 轴的结构设计应根据结构条件确定轴的形状和尺寸; 选择材料、配合公差、表面粗糙度、几何形状误差, 提出必要的热处理要求等。

轴的形状、尺寸与轴上零件的形状和尺寸、轴承类型、仪器结构形状、尺寸以及装配、加工等条件有密切关系。

根据以上情况, 进行轴的结构设计时应主要考虑下列因素:

1) 轴上零件和轴承的位置及其定位和固定方式。保证轴和轴上零件应具有准确而且固定的工作位置。

2) 轴承受载荷的大小和分布情况及其对强度和刚度的影响。保证轴具有足够的载荷能力。

3) 制造、装拆的工艺性。设计时, 根据轴上零件和轴承等尺寸, 可初步确定轴各部分的直径。安装齿轮等传动零件处的截面通常所受弯矩最大。应适当加大该处的轴径。

轴和轴承配合的部分称为轴颈。其长度主要取决于抗压强度。轴颈的长度与直径之比称为长径比，其值一般在 0.5~2 之间。载荷较大转速较高时，取较大值；载荷较小，转速较低时，取较小值，但不应小于 0.5。采用滚动轴承时，轴颈尺寸必须与轴承尺寸、结构设计综合考虑。

在满足工作要求的条件下，轴的形状应尽可能简单，以便于加工，热处理时也不易变形，应力集中现象也可减少，而且提高了轴的抗疲劳强度。一般轴的直径取中间大、两端小，并采用标准直径。所以大部分轴都设计成阶梯轴。

轴的结构一般呈阶梯形，两头细，中间粗。如图9-7所示的轴是由①，②，…，⑦共七段不同直径组成的阶梯轴。阶梯的作用是：

- 1) 轴肩便于固定轴上零件的轴向位置，如图 9-7 所示，轴肩 a 和 d 分别确定了联轴器和齿轮的轴向位置；
- 2) 轴肩便于固定轴自身的轴向位置，如图9-7所示，轴肩 e 与滚动轴承侧面靠紧，轴的轴向位置就被确定了；
- 3) 便于安装，如图9-7所示的齿轮，可以顺利通过比它的孔径细的轴径①、②、③，与基本直径相同的轴径④进行配合安装；

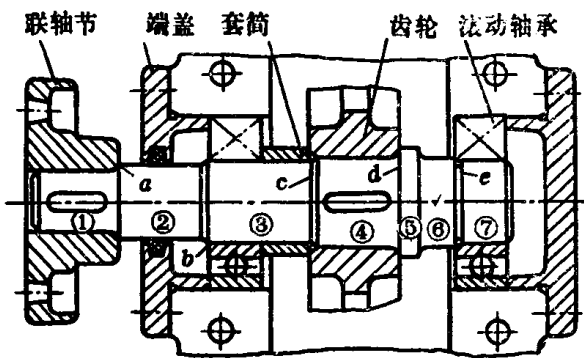


图 9-7 轴的结构

4) 便于加工，如图 9-7 所示，轴径⑦为配合面，加工精度及粗糙度均比非配合面⑥要求高。做成阶梯形，将二者区分开，分别按不同要求加工，可节省工时和加工费用。

为使轴上零件具有确定的轴向位置，常在轴上做出轴肩或轴环。轴肩常用于阶梯轴上齿轮等转动零件的轴

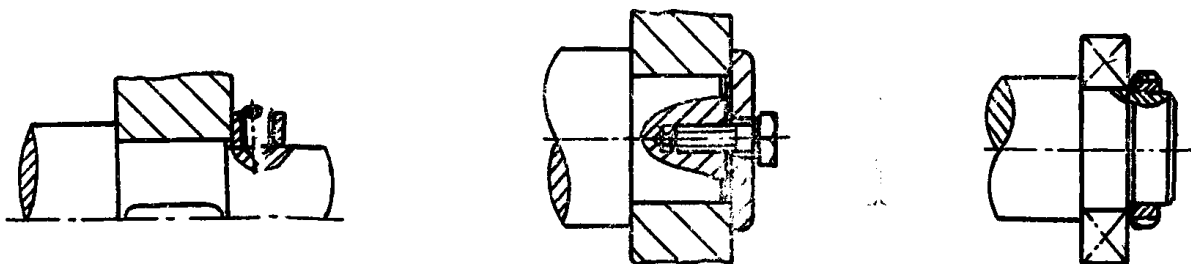


图 9-8 轴肩轴向定位

向定位，以及端轴颈上轴承等的轴向定位，如图9-8所示。

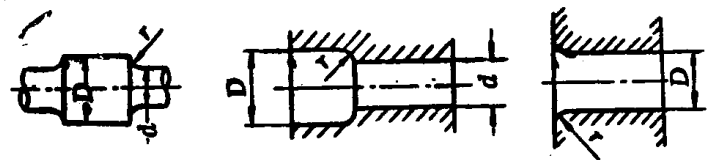
轴肩处截面变化不宜过大，过渡圆角不宜过小，以免引起过大的应力集中。过渡圆角 r 一般取 $r/d > 0.06$ ，具体数值见表9-2。轴上零件的倒角或圆角半径 r_1 应大于 r (图9-9)，否则轴上零件与轴肩无法靠紧。轴肩高度 h 应大于轴上零件的倒角 c 或圆角半径 r_1 ，以得到一定的定位面，承受轴向力。轴肩高度 h 通常取 $h \approx (0.07 \sim 0.1)d$ 。

轴环结构如图 9-10所示，其结构简单，常用于在截面变化很小的轴上齿轮、轴承

等零件的轴向定位。轴环的高度可按轴肩的高度选取；宽度 b 一般取 $b \approx 1.4h$ 或 $b \approx (0.1 \sim 0.5) d$ 。

表 9-2

轴与轴套的倒圆角半径



基本尺寸	D	3~6	>6~10	>10~18	>18~30	>30~50	>50~80
倒圆半径	r	0.4	0.5	1	1.5	2	2.5

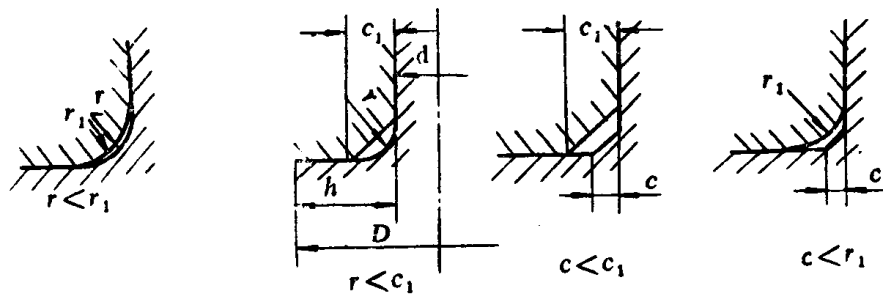


图 9-9 倒角和倒圆角半径

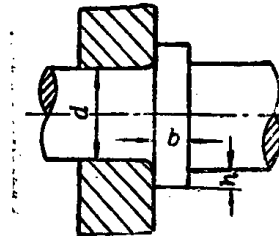


图 9-10 轴环轴向定位

§9-2 联轴器

按照联接方法和工作特点，联轴器分为联轴节与离合器两大类。

联轴节和离合器用来联接转动轴，以便把主动轴的运动和扭矩传递给从动轴。通常用于下列情况：

- 1) 轴较长或由于结构所限，轴的制造和安装困难，而需把轴分段，然后用联轴器将各段相联；
- 2) 为避免主动部分的振动和冲击传给从动部分；
- 3) 与轴相联部分需经常拆装；
- 4) 实现不在同一直线两轴的联接，如交叉轴、平行轴、相交轴的联接；
- 5) 联接单向旋转或单向传动（即不能反传动）的轴；
- 6) 轴在载荷突增时不至损坏，起到保险作用。

联轴节把两轴牢固地联在一起，只有当机构终止运转时，用拆卸方法才能把两轴分开。

离合器虽然也用来联接转动轴传递扭矩，但不必用拆卸方法，而在运转过程中随时可使两轴分离和接合，因而可认为离合器是联轴节的一种特例。

联轴节和离合器大部分已标准化。学习本章的目的在于通过了解几种基本的联轴节和离合器的结构、性能、特点，达到能按联接的要求正确选用的目的。选用时，可先按工作要求选择合适的类型，然后按照轴的直径、传递扭矩和轴的转速，从手册中查出合适的型号及其尺寸等。

一、联轴节

被联接的两根轴，对中越准确，联接就越简单。实际上由于制造、安装有误差，以及运动时不平衡、冲击、振动等因素的影响，两根轴不能完全对准，从而出现轴向偏差 x ，径向偏差 y ，角度偏差 α 及综合偏差，如图9-11所示。实际上往往是几种偏差同时存在，只是数量不同。这样，两根对中不好的轴联接在一起转动就会使轴不能正常工作，加速被联接零件的损坏，有时甚至根本不能工作。因此采用联轴节联接这样的两根轴时，就应考虑如何使轴能正常工作，如何减少振动、冲击，提高扭矩传递效率等要求。

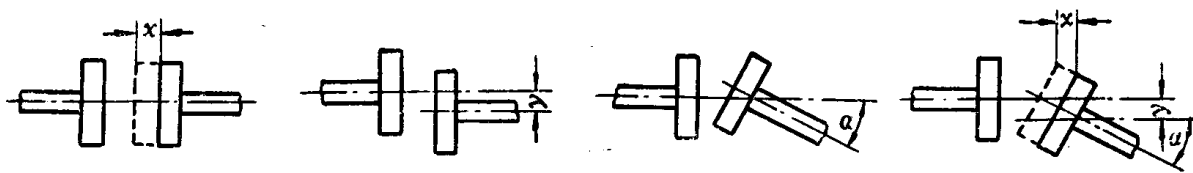


图 9-11 两轴不对中偏差

按照被联接两轴的相对位置变动情况，联轴节可分为固定联轴节和可移式联轴节。固定式联轴节的轴向位置是固定的，因此要求对中精度较高；可移式联轴节允许在轴向有相对的位移，按允许轴向位移的结构又分为刚性可移式联轴节和弹性可移式联轴节。下面分别介绍各种联轴节的特点和结构。

1. 固定式联轴节

固定式联轴节的特点是结构简单，要求被联接轴对中良好，否则将在轴和联轴节中引起附加载荷，使有关零部件加速损坏。又由于联轴节中的零件都是刚性零件，因而缺少吸振和缓冲的能力。

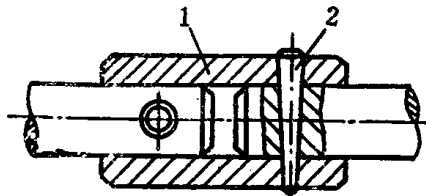


图 9-12 套筒联轴节

套筒联轴节（图9-12）是固定式联轴节的一种。这种联轴节的结构最简单，径向尺寸小，所联接的两轴能同步运转。它用套筒1和两个锥销2联接两个轴。尽管这种联轴

节要求被联接的两个轴准确重合，但两轴实际上存在轴线的微量偏移和倾斜，并给装配带来困难。因此套筒与被联接轴之间要留有间隙，并且两个拨钉位置互相垂直，使被联接轴线有少量偏移的余量。

套筒通常用碳钢制造，也可用夹布胶木等其它材料制造。

2. 刚性可移式联轴节

1) 舌形联轴节，如图9-13所示。它的一根轴上有一个销钉，另一根轴上有相应的销钉槽。这种联轴节允许被联接的轴有一定的轴向位移，但要求被联接轴的轴线准确重合。它的结构简单，但所联接的零件，磨损较快，只能在载荷不大的情况下应用。

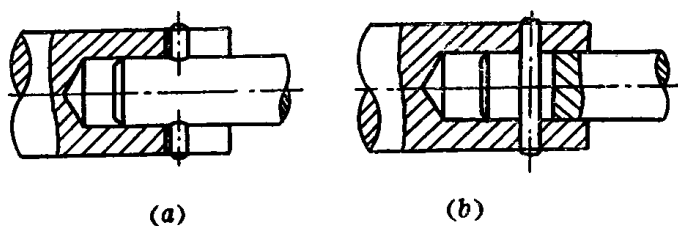


图 9-13 舌形联轴节

2) 盘销联轴节，如图9-14所示。在盘1的一定半径上固定有拨销，而另一个盘2上开有对应的槽。装配时使销钉插入槽中。这种联轴节主要用在被联接的两轴轴线不精确对心的情况，并允许被联轴有少量的轴向位移。与舌形联轴节比较，它的特点是传动拨销远离轴线，所以在传递相同的扭矩时，作用在接触面上的力较小，因而磨损较慢。

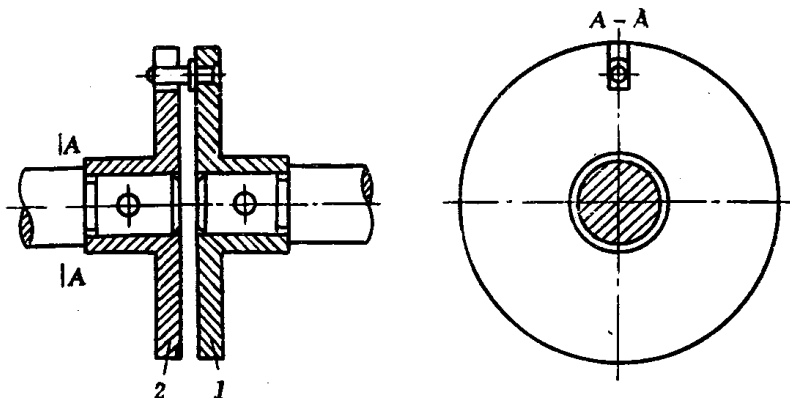


图 9-14 盘销联轴节

盘销联轴节的回差 $\Delta\varphi$ 决定于销与槽之间的间隙 Δs 和销钉到中心的距离 r ，即

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta s}{r} \text{ rad} = 57.3^\circ \frac{\Delta s}{r}$$

盘销联轴节的传动误差是由被联接轴的不同心所引起的。从图9-15可以看出，以 α 表示主动轴的转角， φ 表示从动轴的转角，则 $\alpha - \varphi = \delta$ 是由被联接轴的径向偏移 e 所引起的误差。从三角关系可得

$$\frac{\sin \delta}{e} = \frac{\sin \varphi}{r}$$

所以

$$\sin \delta = \frac{e}{r} \sin \varphi$$

$$\delta = \arcsin\left(\frac{e}{r} \sin \varphi\right)$$

式中 r ——拔销中心到销盘中心的距离。

由上式可见，传动误差 δ 值是按正弦规律变化的，而且当 $\varphi = 90^\circ$ （或 270° ）时，误差达到最大，其值为

$$\delta_{\max} = \arcsin \frac{e}{r}$$

可见为了减小传动误差，应尽可能增大销钉中心到销盘中心的距离 r 值，尽可能减小被联接轴的径向偏移量 e 。

3) 十字滑块联轴节（浮动联轴节），如图9-16所示。它由两个套筒及中间圆盘组成。套筒用键或过盈配合装在轴上。中间圆盘的两个端面各有一矩形或齿形榫，两榫的中线均通过圆盘中心并互相垂直。中间圆盘上的两个榫分别嵌于两个套筒上相应的凹槽中。

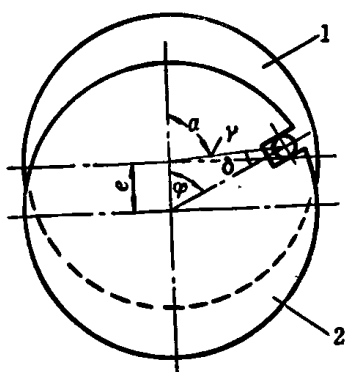


图 9-15 盘销联轴节传动误差计算示意图



图 9-16 十字滑块联轴节

如果两轴线平行但不重合，有一偏心距 e ，当两轴回转时，中间盘的榫将分别在两个套筒的凹槽中滑动。所以这种联轴节允许两轴有较大的径向误差（ $y = 0.04d$ ， d 为轴径）及少许的角度误差（ $a \leq 30'$ ）。

如果两轴不对中，工作时中间圆盘来回作径向窜动，转速太高时离心力大，磨损快，故只适于低速（ $n < 200 \text{r/min}$ ）时使用。为了减少离心力，中间圆盘做成空心的，内径约为外径的 0.7 倍。为了减少摩擦，中间圆盘上设有油孔进行润滑。摩擦表面需淬火。对于高转速又不能严格对中的情况，必须选用其它形式的联轴节。

4) 薄片联轴节，如图9-17所示。当被联接轴有很小的角度误差时，可采用薄片联轴节。此结构借助于薄片的弹性变形而不伤及其它零件，而且传动准确，故此联轴节能用在示数机构中。薄片在传动时与两端夹头没有相对运动，不会磨损，但会发生疲劳损坏。因此薄片不能太厚。为增强其耐疲劳性能，薄片材料可采用硅钢或磷青铜等。

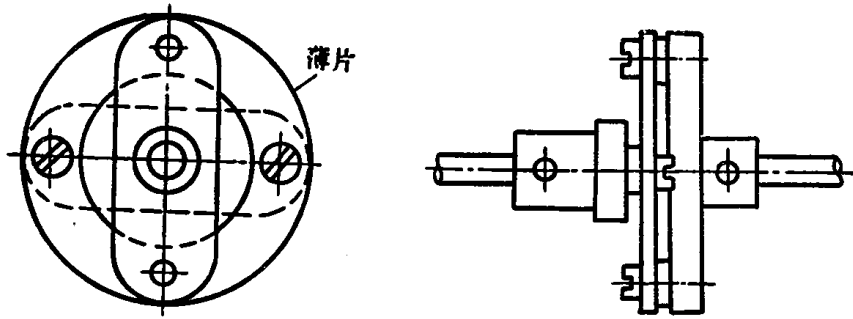


图 9-17 薄片联轴节

5) 万向联轴节, 又称十字铰链联轴节。常用于两相交轴的联接。它的特点是两轴线间的交角略为改变时, 传动并不中断, 只影响其瞬时传动比的大小。

a. 单万向联轴节, 图9-18所示为其结构简图。轴 F_1 与 F_2 端部各有一叉, 以铰链和十字头的四个轴颈相联, 十字头的中心 O 与 F_1 、 F_2 两轴线的交点相重合。两轴之间所夹的锐角为 α , F_1 轴回转一周, F_2 轴也回转一周, 但 F_2 轴的瞬时角速度不是常数, 它在 $\omega_{2\max} = \omega_1 / \cos\alpha$ 及 $\omega_{2\min} = \omega_1 \cos\alpha$ 之间变化。

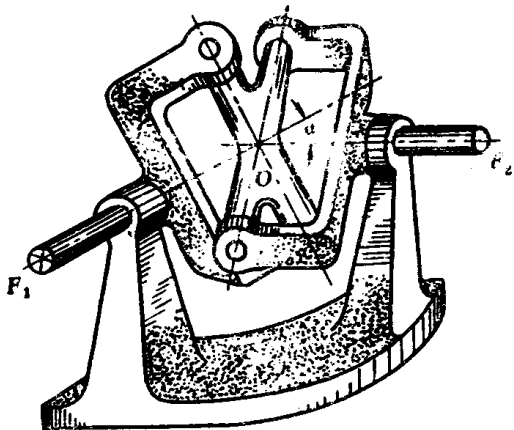


图 9-18 单万向联轴节

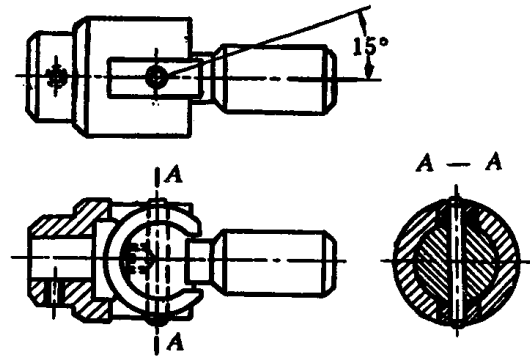


图 9-19 万向联轴节

当 $\alpha = 0^\circ$ 时, $\omega_{2\max} = \omega_{2\min}$, 即两轴的角速度相等; 当 $\alpha = 90^\circ$ 时, 两轴不能进行传动。

可见单万向联轴节的传动比是在 $\cos\alpha$ 到 $1/\cos\alpha$ 之间变化的, 即传动精度不高。并且 α 值越大, 从动轴转动的不均匀性也越大。为了避免构件互撞, α 的最大值应为 $5^\circ \sim 45^\circ$ 。

图9-19是一种简单常用的可拆单万向联轴节。两轴夹角最大可到 15° 。

为消除单万向联轴节从动轴传动的不均匀, 以实现等角位移的传动, 可采用双万向联轴节。

b. 双万向联轴节, 图9-20所示为双万向联轴节的示意图。用一个中间轴 c 和两个万向联轴节将主动轴 F_1 和从动轴 F_2 联接起来, 用于传动两相交轴间的运动以及两平行轴间的运动。

若设计双万向联轴节要求其传动比恒等于 1, 则必须符合以下两点: 即中间轴 c 与