

《机械基础》

活页式简易教材

孟村职业技术教育中心

机械专业组

《机械基础》活页式教材编写说明

机械加工技术的发展日新月异，新概念新技术层出不穷，各大出版社出版《机械基础》教材的更新速度，远不抵网络的发展速度，为此我校机械专业教师以高等教育出版社出版的《机械基础》为蓝本，编写了《机械基础》活页式简易教材，目的是在教学过程中，可以根据需要及时添加新知识新章节，删减过时知识点，以实现教材与课堂的持续更新。

2023年10月

孟村职教中心 机械专业组

目 录

绪论	1	§ 5-2 轴承	72
第 1 章 机械概述	2	§ 5-3 键连接	82
§ 1-1 机器的组成	2	§ 5-4 螺纹连接与螺旋传动	84
§ 1-2 金属材料的性能	3	§ 5-5 联轴器、离合器、制动器	95
§ 1-3 机械零件的强度	6	§ 5-6 机械的润滑和密封	102
§ 1-4 摩擦和磨损	7	§ 5-7 弹簧	108
第 2 章 构件的静力分析	11	第 6 章 常用机构	112
§ 2-1 力的基本性质	11	§ 6-1 平面连杆机构	112
§ 2-2 力矩和力偶	15	§ 6-2 凸轮机构	119
§ 2-3 平衡方程及其应用	19	§ 6-3 间歇运动机构	122
第 3 章 杆件的基本变形	25	第 7 章 机械传动	126
§ 3-1 拉伸和压缩	25	§ 7-1 带传动	126
§ 3-2 剪切和挤压	31	§ 7-2 链传动	132
§ 3-3 圆轴扭转	34	§ 7-3 齿轮传动	134
§ 3-4 直梁弯曲	38	§ 7-4 蜗杆传动	141
§ 3-5 组合变形简介	44	§ 7-5 轮系和减速器	145
第 4 章 机械工程材料	45	第 8 章 液压与气压传动	150
§ 4-1 钢铁材料	45	§ 8-1 液压传动概述	150
§ 4-2 钢的热处理	55	§ 8-2 液压传动元件	154
§ 4-3 有色金属材料	58	§ 8-3 液压传动系统	165
§ 4-4 非金属材料	61	§ 8-4 气压传动概述	169
第 5 章 机械零件	65	§ 8-5 气压传动元件	171
§ 5-1 轴	65	§ 8-6 气压传动系统	177

绪 论

机械基础是中等职业学校机械专业的一门综合性基础课。所谓综合性，是因为这门课程包括工程力学、机械工程材料、机械零件与传动等多方面的内容；所谓基础，是因为无论从事机械制造或维修，还是使用、研究机械或机器，都要运用这些基本知识。

生产实践中常用的机械设备和工程部件都是由许多构件组成的，当它们承受载荷或传递运动时，每个构件必须具有足够的承载能力以保证工作安全可靠。要安全可靠地工作，构件必须具有足够的强度、刚度和稳定性。在实际工作中，为了安全则要求选用较好的材料或采用较大的截面尺寸；为了经济则要求选用价廉的材料或采用较小的截面尺寸。显然，这两个要求是相互矛盾的，工程力学为分析构件的强度、刚度与选择合理的结构提供了基本理论与方法。

构件是由材料制成的。机械零件的质量好坏和使用寿命的长短都与它的材料直接相关，机械工程材料的基本知识为合理地选择材料，充分发挥材料本身的潜在性能提供了基础。

为了正确使用机器，必须了解机器的组成。从运动上看，机器由若干传动机构组成；从结构上看，机器由若干零件组成。要了解机器，就要了解机构的工作原理、特点及应用和通用零件的类型、结构、材料、标准及选择方法。

综上所述，制造、维修、使用常用的机械设备和工程结构，必须具备力学、材料、机构与机械零件的相关知识，这些正是本课程的主要内容，因而本门课程是一门综合介绍机械或机器的基本课程。

通过本课程的学习，可以了解机器的组成；了解构件的受力分析、基本变形形式和强度计算方法；了解常用机械工程材料的种类、牌号、性能和应用，明确热处理的目的；熟悉通用机械零件的工作特性和常用机构、机械传动的工作原理及运动特点；了解液压和气压传动工作原理、特点、结构及应用；初步具有使用和维护一般机械的能力；学会使用标准、规范手册和图表等有关技术资料的方法。从而为学习职业岗位技术，形成职业能力打下基础。

学习本课程要贯彻理论联系实际的原则，注意在实验、实习、生产劳动中积累经验，观察思考问题，运用知识，深化知识，拓宽知识，提高专业素质和能力。

机械概述

§ 1-1 机器的组成

机器是现代生产劳动的主要工具之一，是社会生产力发展水平的重要标志。

一、机器和机构

1. 机器

机器的种类繁多，如摩托车、汽车、机床、机器人等。它们的结构形式和用途虽各不相同，但从其组成、运动和功能角度看，都具有下列共同特征：

- ① 机器是人为的实体组合；
 - ② 各部分(实体)之间具有确定的相对运动；
 - ③ 能够转换或传递能量，代替或减轻人类的劳动。
- 同时具有上述三个特征的实体组合称为机器。

2. 机构

机构是由构件组合而成的，各构件之间具有确定的相对运动。

机器与机构的区别主要是：机器能完成有用的机械功或转换机械能，而机构只是完成传递运动、力或改变运动形式的实体组合。机器包含着机构，机构是机器的主要组成部分。一部机器可以只含有一个机构或有多个机构。

3. 机械

机械是机器和机构的总称。

4. 构件、零件

图1-1所示为带轮传动，它是由V带和两个带轮组成，而V带轮是由轴、键和带轮三个零件所组成的运动基本单元。在机械中，称这些具有独立运动的基本单元为构件。

构件通常由多个零件组成但也可以由一个零件组成。这些零件间没有相对的运动。零件是机械制造的基本单元，而



构件是机械运动的基本单元。机器由机构组合而成，而机构是由构件组合。

二、机器的组成

机器的功能需要多种机构配合才能完成。按照各部分实体的不同功能，一台完整的机器通常由以下四个部分组成。

1. 原动机部分

原动机部分也称动力装置，其作用是把其他形式的能量转变成机械能，以驱动机器各部分运动。它是机器完成预定功能的动力源，常用的有电动机和内燃机等。

2. 执行部分

执行部分也称工作部分(装置)。它是机器直接完成具体工作任务的部分，例如汽车的车轮、冲床的冲头等。

3. 传动部分

这部分是原动机到工作机构之间的传动机构，用以完成运动和动力的传递和转换。利用它可以减速、增速，改变转矩以及运动形式等，满足工作机构的各种要求，如汽车的变速箱、自行车的链传动与飞轮等。传动机构在各种机器中占有重要地位，对机器的结构和外形都有重大影响。

4. 操纵或控制部分

这部分的作用是显示和反映机器的运行位置和状态，控制机器正常运行和工作。控制装置可是机械装置、电子装置、电气装置等。

简单的机器一般由上述的前三部分组成，有的甚至只有原动机部分和执行部分，如水泵、排风扇等。而现代新型的自动化机器，如数控机床、加工中心等，控制部分(包括检测)的作用愈来愈重要。

§ 1-2 金属材料的性能

材料是机器的物质基础。金属材料的性能是选择材料的主要依据。金属材料的性能一般分为工艺性能和使用性能。工艺性能是指金属材料从冶炼到成品的生产过程中，在各种加工条件下表现出来的性能；使用性能是指金属零件在使用条件下金属材料表现出来的性能。金属材料的使用性能决定了它的使用范围。使用性能包括物理性能、化学性能和力学性能。

一、金属材料的物理性能


金属的物理性能是金属所固有的属性，包括密度、熔点、导热性、热膨胀性、导电性和磁性等。

1. 密度

金属的密度即是单位体积金属的质量，其单位为 kg/m^3 。

根据密度的大小，金属材料可分为轻金属和重金属。密度小于 $4.5\text{g}/\text{cm}^3$ 的金属叫做轻金属，如铝、钛等。

密度是金属材料的一个重要物理性能，与材料的使用和检测等都有关系。例如，在航空工



4 第1章 机械概述

业和汽车工业中，为了增加有效载重量，密度是需要考虑的重要因素。

2. 熔点

金属从固体状态向液体状态转变时的温度称为熔点。熔点一般用摄氏温度($^{\circ}\text{C}$)表示。各种金属都有其固定熔点。如铅的熔点为 323°C ，钢的熔点为 1538°C 。

熔点对于冶炼、铸造、焊接和配制合金等都很重要。易熔金属及合金可用来制造熔断器和防火安全阀等零件；难熔金属及合金则用来制造要求耐高温的零件，广泛用于飞船外壳、火箭、导弹、燃气轮机和喷气飞机等耐高温零件。

熔点低于 1000°C 的金属称为低熔点金属，熔点在 $1000\sim 2000^{\circ}\text{C}$ 的金属称为中熔点金属，熔点高于 2000°C 的金属称为高熔点金属。

3. 导热性

金属材料传导热量的能力称为导热性。一般用热导率(导热系数) λ 表示金属材料导热性能的优劣。热导率大的金属材料的导热性好。在一般情况下，金属材料的导热性比非金属材料好。金属的导热性以银为最好，铜、铝次之。

导热性好的金属散热也好，可用来制造散热器零件，如冰箱、空调的散热片。

4. 热膨胀性

金属材料在受热时体积会增大，冷却时则收缩，这种现象称为热膨胀性。各种金属的热膨胀性能不同。常用线[膨]胀系数 α ；表示热膨胀性。如铁在 $0\sim 100^{\circ}\text{C}$ 时 $\alpha = 11.76 \times 10^{-6}^{\circ}\text{C}^{-1}$ ，即温度升高 1°C 铁增加 $11.76 \mu\text{m}/\text{m}$ 。

在实际工作中有时必须考虑热膨胀的影响。例如，一些精密测量工具就要选用膨胀系数较小的金属材料来制造；铺设铁轨、架设桥梁、金属工件加工过程中测量尺寸等都要考虑到热膨胀的因素。

5. 导电性

金属材料传导电流的性能称为导电性。但各种金属材料的导电性各不相同，其中以银为最好，铜、铝次之，工业上用铜、铝做导电的材料。导电性差的高电阻金属材料，如铁铬合金、镍铬铝、康铜和锰铜等用于制造仪表零件或电热元件，如电炉丝。

6. 磁性

金属导磁的性能称为磁性。具有导磁能力的金属材料都能被磁铁吸引。铁、钴等为铁磁性材料，锰、铬、铜、锌为无磁性或顺磁性材料。但对某些金属来说，磁性也不是固定不变的，如铁在 768°C 以上就表现为没有磁性或顺磁性。

铁磁性材料可用于制作变压器、电机的铁心和测量仪表零件等；无(顺)磁性材料可用做要求避免磁场干扰的零件。

二、金属材料的化学性能

金属材料的化学性能是指金属在化学作用下所表现的性能，如耐腐蚀性、抗氧化性和化学稳定性等。

1. 耐腐蚀性

金属材料在常温下抵抗氧、水蒸气及其他化学介质腐蚀作用的能力，称为耐腐蚀性。常见的钢铁生锈，就是腐蚀现象。

腐蚀对金属材料危害很大，每年都有大量的钢铁被锈蚀。严重时还会使金属构件遭到破坏而引发重大恶性事故，特别是在腐蚀介质中工作的金属材料制件(如制药、制酸、制碱等化工设备)，必须考虑金属材料的耐腐蚀性能。

2. 抗氧化性

金属材料抵抗氧化作用的能力，称为抗氧化性。

金属材料在加热时，氧化作用加速，如钢材在锻造、热处理、焊接等加热作业时，会发生氧化和脱碳，造成材料的损耗和各种缺陷。因此，在加热坯件或材料时，常在其周围形成一种还原气体或保护气体，以避免金属材料的氧化。

3. 化学稳定性

化学稳定性是金属材料的耐腐蚀性和抗氧化性的总称。金属材料在高温下的化学稳定性叫做热稳定性。用于制造在高温下工作的零件的金属材料，要有良好的热稳定性。

三、金属材料的力学性能

金属材料的力学性能是指金属材料在力作用下所表现出来的性能。力学性能主要有强度、塑性、硬度、韧性和疲劳强度等。

1. 强度

强度是金属材料在静载荷作用下抵抗变形和破坏的能力。抵抗能力越大，则强度越高；强度越高的材料越能承受较大的外力而不变形和破坏。

由于材料承受载荷的方式不同，其变形形式也不同，所以材料的强度又分为抗拉、抗压、抗扭、抗弯、抗剪等的强度，其中最常用的强度是抗拉强度或强度极限

强度极限 σ 可以通过拉伸试验测定，表示材料在拉伸条件下所能承受的最大应力，是机械设计和选材的主要依据之一。

2. 塑性

塑性是金属材料在静载荷作用下产生永久变形而不破坏的能力。塑性指标用伸长率 δ 和断面收缩率 ψ 来表示。

δ 、 ψ 值越大，表示材料的塑性越好。材料具有塑性才能进行压力加工，如汽车外壳、不锈钢用品等。塑性好的材料制成的零件在使用时也较安全。

3. 硬度

硬度是衡量金属材料软硬的一个指标。一般认为，硬度是指金属材料抵抗其他更硬物体压入其表面的能力，是金属材料表面抵抗变形或破坏的能力。它是材料塑性、强度等性能的综合体现。在生产上最常用的硬度有布氏硬度(HB)、洛氏硬度(HRC、HRB、HRA)和维氏硬度(HV)。

布氏硬度用于测定铸铁、有色金属、低合金结构钢以及结构钢调质件的硬度；洛氏硬度应用最广，常用于测定工件的表面硬度，如淬火钢；维氏硬度由于测试手续较繁、应用较少。三种硬度之间没有换算关系，但有对照表可参考。

4. 韧性

金属材料抵抗冲击载荷作用而不破坏的能力，称为韧性。材料的冲击韧性一般在摆锤冲击试验机上进行测试，测得试样在冲断时断口单位面积所消耗的冲击吸收功，称为冲击韧度或冲

击值,常用 a_k 表示^①,其单位为 J/cm^2 。 a_k 值越大,冲击韧度越高。

5. 疲劳强度

金属材料在无限多次交变载荷作用下而不破坏的最大应力称为疲劳强度或疲劳极限。实际上,金属材料并不可能作无限多次交变载荷试验,一般试验时规定,钢在经受 10^7 次、有色金属经受 10^8 次交变载荷作用时不产生断裂的最大应力称为疲劳强度。当施加的交变应力是对称循环变化时,所得的疲劳强度用 σ_{-1} 表示。

由于疲劳断裂是突然发生的,具有很大的危险性,所以要选择抗疲劳强度较好的材料来制造承受交变载荷的机器零件,如轴、齿轮、弹簧等。

四、金属材料的工艺性能

金属材料的工艺性能是指在各种加工条件下表现出来的适应能力,包括铸造性、锻压性、焊接性和可加工性等。

1. 铸造性

金属材料能否用铸造方法制成优良铸件的性能,称为铸造性或可铸性。铸造性能主要决定于金属材料熔化后金属液体的流动性、冷却时的收缩率等。不同的金属材料,其铸造性差异较大。常用金属材料中,灰铸铁具有优良的铸造性能,铸钢的铸造性低于铸铁。铸造铝合金和铸造铜合金的铸造性也较好。

2. 锻压性

金属材料能否用锻压方法制成锻压件的性能,称为锻压性或可锻性。锻压性一般与材料的塑性及其塑性变形抗力有关。在一般情况下,材料塑性好,变形抗力小,则锻压性也好。低碳钢的锻压性最好,中碳钢次之,高碳钢则较次。低合金钢的锻压性近似于中碳钢,高合金钢的锻压性比碳钢差。

3. 焊接性

金属材料在一定焊接条件下,是否易于获得优良焊接接头的的能力称为焊接性或可焊性。它取决于焊缝是否产生裂纹、气孔等。焊接性能好的材料易于用一般的方法焊接,焊接时不易产生裂纹、气孔等缺陷。焊缝接头有一定的力学性能。低碳钢有较好的可焊性,高碳钢较差,铸铁则更差。铜、铝合金的可焊性一般都比碳钢差。

4. 可加工性

金属材料切削加工的难易程度称为可加工性或切削加工性。可加工性好的金属材料,在切削加工时刀具磨损小,加工表面好。一般认为,硬度过高或过低的金属材料,其切削加工性能较差。切削时切屑易于折断,也表明材料切削加工性好。

§ 1-3 机械零件的强度

为了保证机器的正常运行,零件应有良好的工作能力。零件丧失工作能力或达不到要求的

^① $a_k = \frac{A_k}{A}$,其中 A_k 为冲断试样所消耗的冲击功, A 为试样缺口处的截面积, cm^2 。

性能时，称为失效。机械零件常见的失效形式有断裂、过量变形(弹性或塑性)、表面失效(过度磨损、打滑等)等形式。

零件不发生失效时的安全工作限度称为工作能力。强度是反映机械零件承受载荷时不发生失效的重要指标。

一、载荷和应力

1. 载荷

机械零件在使用和制造过程中受到的力作用称为载荷或负荷。载荷的大小、方向不随时间变化或变化缓慢的称为静载荷，如锅炉所受的压力；载荷的大小、方向随时间变化的称为变载荷，如发动机的曲轴或汽车齿轮所受的载荷。

2. 应力

零件在载荷作用下产生内力，单位截面上的内力称为应力。应力的单位是Pa(帕)。1Pa=1N/m²。Pa 的单位太小，工程上常用MPa(兆帕)作为应力的单位。1MPa=10⁶Pa=1 N/mm²。

应力的大小或方向不随时间变化或变化缓慢的称为静应力，应力的大小或方向随时间变化的称为变应力。

静应力只能在静载荷作用下产生；变应力可能由变载荷产生，也可能由静载荷产生。

二、机械零件的强度

零件工作应力是静应力时，强度的主要表现形式为断裂或塑性变形。或者说，在静应力作用下，零件强度不能满足工作要求时的主要失效形式是断裂或塑性变形。断裂是一种严重的失效形式，它不但使零件失效，有时还会造成严重的人身及设备事故。为了保证零件正常工作，必须满足零件的强度条件。

零件的工作应力是交变应力时，其强度表现为抵抗疲劳断裂的能力，即疲劳强度。即在交变应力作用下，零件的失效形式是疲劳断裂。疲劳断裂都是突然发生的，具有很大的危险性。疲劳断裂与应力的的大小、循环特性、应力循环次数有关。

两零件表面接触而无相对运动，承载时因相互挤压作用而产生挤压应力。此时零件强度表现为抵抗压溃或塑性变形，即挤压强度。

机械中的高副，如齿轮副、蜗杆副、凸轮副、滚动轴承中的滚动体与套圈等，由于接触面很小，即点接触或线接触，表层的局部应力很大，这种应力称为接触应力。其中，较大接触应力用 σ 表示。接触应力一般都是变应力。在接触应力作用下零件的强度称为接触强度。当接触应力超过材料相应疲劳强度时，零件表层金属便从本体剥落，形成小坑，这种现象称为疲劳点蚀。疲劳点蚀损坏了零件的工作表面，使零件失效。

§ 1-4 摩擦和磨损

摩擦和磨损是自然界和社会生活中普遍存在的现象。有时人们利用它们有利的一面，例如车辆行驶、带传动和制动等是利用摩擦作用，精加工中的磨削、抛光等是利用磨损的有用方

8 第1章 机械概述

面。由于摩擦存在造成了机器的磨损、发热和能量损耗。据估计，目前世界上约有30%~50%的能量消耗在各种形式的摩擦中，约有80%的机器是因为零件磨损而失效。因此，零件的磨损是决定机器使用寿命的主要因素。

一、摩擦

摩擦是指两物体的接触表面阻碍它们相对运动的机械阻力。

相互摩擦的两个物体称为摩擦副。根据摩擦副的运动状态可将摩擦分为静态、临界(或启动)、动态和惯性摩擦；根据摩擦副的运动形式可分为滑动和滚动摩擦，根据摩擦副的摩擦状态可分为固体摩擦、液(气)体摩擦和混合摩擦。

1. 固体摩擦

固体摩擦分为干摩擦和边界摩擦。

(1) 干摩擦

摩擦副在直接接触时产生的摩擦称为干摩擦，如图1-2a所示，摩擦因数大，磨损严重，除利用摩擦力工作的场合外，应尽量避免。

(2) 边界摩擦

在摩擦副间施加润滑剂后，摩擦副的表面吸附一层极薄的润滑膜，这种摩擦状态称为边界摩擦，如图1-2b所示。边界摩擦的润滑膜强度低，容易破裂，致使摩擦副部分表面直接接触产生磨损，但摩擦和磨损状况优于干摩擦。

2. 液(气)体摩擦

在摩擦副间施加润滑剂后，摩擦副的表面被一层具有一定压力和厚度的流体润滑膜完全隔开时的摩擦，称为液(气)体摩擦，如图1-2c所示。液(气)体摩擦中摩擦副的表面不直接接触，摩擦因数很小，理论上不产生磨损，是一种理想的摩擦状态。

3. 混合摩擦

兼有固体摩擦和液(气)体摩擦中两种摩擦状态以上的一种摩擦状态，称为混合摩擦，如图1-2d所示。混合摩擦中摩擦表面仍有少量直接接触，大部分处于液(气)体摩擦，故摩擦和磨损状况优于固体摩擦，但比液(气)体摩擦差。

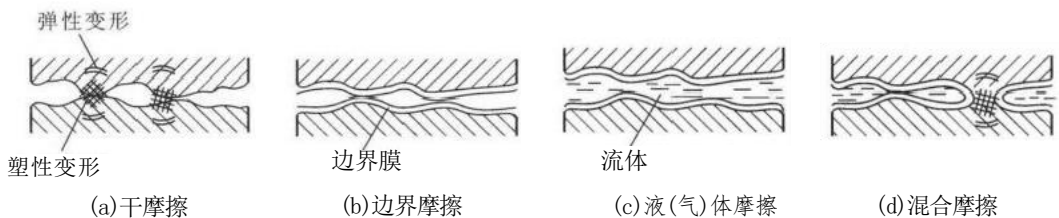


图1-2

二、磨损

运动副之间的摩擦将导致机件表面材料逐渐损耗形成磨损。磨损会影响机器的精度，降低工作的可靠性，甚至促使机器提前报废。

1. 磨损过程

一个机件的磨损过程大致可分为三个阶段，磨损曲线如图1-3所示。

(1) 磨合阶段

在运转初期，摩擦副的接触面积较小，单位面积上的实际载荷较大，磨损速度较快。随着磨合的进行，实际接触面积不断增大，磨损速度在达到某一定值后即转入稳定磨损阶段。

(2) 稳定磨损阶段

在这个阶段，机件以平稳而缓慢的速度磨损，标志着摩擦条件保持不变。这个阶段的长短代表机件的使用寿命。

(3) 剧烈磨损阶段

经过稳定磨损阶段后，机件的表面磨损较为严重，运动副中的间隙增大，引起额外的动载荷，出现噪声和振动，最终导致失效。这时必须更换零件。

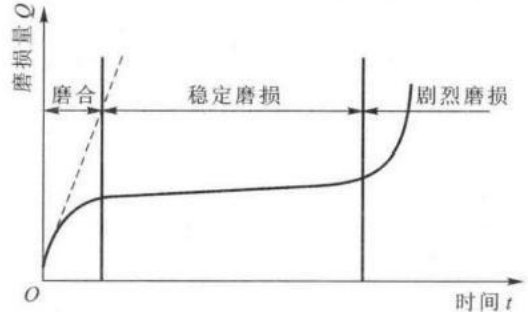


图1-3

2. 磨损的类型

磨损大体上有两种分类方法：一种是根据磨损结果着重对磨损表面外观的描述，如点蚀磨损、胶合磨损、擦伤磨损等；另一种则是根据磨损机理分类，如粘着磨损、磨料磨损、疲劳磨损、冲蚀磨损及腐蚀磨损。下面对各种磨损的机理及影响因素作简要介绍。

(1) 粘着磨损

当摩擦表面的不平度峰尖在相互作用的各点处发生粘着后，在相对滑动时材料从一个表面转移到另一个表面，形成了粘着磨损。严重的粘着磨损会造成运动副咬死。这种磨损是金属摩擦副之间最普通的一种磨损形式。

影响粘着磨损的主要因素是：同类摩擦副材料比异类材料容易粘着，如钢与钢零件间的相对运动。脆性材料比塑性材料的抗粘着能力高。在一定范围内，零件的表面粗糙度值愈小，抗粘着能力愈强。

(2) 磨料磨损

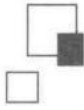
进入摩擦面间的游离颗粒，如磨损造成的金属微粒，会在较软材料的表面上犁削出很多沟纹，这样的微切削过程叫磨料磨损。

影响磨料磨损的主要因素是：材料的硬度越高，耐磨性越好；磨粒平均尺寸越大。磨损就越大。磨损量随磨料硬度的提高而加大。

(3) 疲劳磨损

当做滚动或滚滑运动的高副受到反复作用的接触应力(如滚动轴承运转或齿轮传动)时，如果应力超过材料的接触疲劳强度，就会在零件工作表面或一定深度处形成疲劳裂纹，随着裂纹的扩展与相互连接，造成许多微粒从零件工作表面上脱落下来，致使表面上出现许多月牙形浅坑，叫做疲劳磨损，也称疲劳点蚀或简称点蚀。

影响疲劳磨损的主要因素是：表面硬度越高，产生疲劳裂纹的危险性越小，提高表面质量，对零件的疲劳寿命有显著改善。高压下的润滑油能在接触区起到均化接触应力的作用，可提高抗疲劳磨损的能力。油的粘度过低，则易于被挤入疲劳裂纹中，在被封闭的裂缝中受高压



10 第1章 机械概述

而促进疲劳裂纹的扩展，因此高黏度的油有利于提高抗疲劳能力。

(4) 冲蚀磨损

当一束含有硬质微粒的流体冲击到固体表面上时就会造成冲蚀磨损，例如利用高压空气输送型砂或高压水输送矿石的管道所产生的磨损。冲蚀磨损是在有摩擦的情况下，固体表面受到硬质微粒冲击且反复作用而造成的表层疲劳破坏。

影响冲蚀磨损的主要因素是：磨粒与固体表面的摩擦因数、磨粒的冲击速度以及磨粒冲击速度的方向同固体表面所夹的冲击角。

(5) 腐蚀磨损

摩擦副受到空气中的酸、润滑油、燃油中残存的少量无机酸(如硫酸)及水分的化学作用或电化学作用，在相对运动中造成材料的损失，叫腐蚀磨损。腐蚀可以在没有摩擦的条件下形成。

影响腐蚀磨损的主要因素是：零件表面的氧化膜性质和环境温度。

在实际中多数的磨损都是以上述五种基本磨损形式的复合形式出现的。



构件的静力分析

构件的静力分析是选择构件材料、确定构件外形尺寸的基础。一般情况下，构件受力后产生的变形相对构件的几何尺寸而言是微小的，对研究构件整体平衡或运动影响甚微，可近似认为构件受力时不产生变形，这种理想化的物体称为刚体。在研究构件平衡问题时，略去与平衡无关或关系甚少的因素可使问题的研究得到简化。

§ 2-1 力的基本性质

一、力的定义

力是使物体的运动状态发生变化或使物体产生变形的物体间的相互机械作用。这种作用存在于物体与物体之间，例如物体相互吸引的万有引力，相互接触物体之间的挤压力，以及相互接触且具有相对运动或运动趋势的物体间的摩擦力等，都是物体之间产生的相互作用。也就是说，物体的运动状态发生的变化，都是由于其他物体对该物体所施加力的作用结果。力的作用效果取决于三个要素：力的大小、力的方向和力的作用点，它们统称为力的三要素。

力的图示法：力是一个具有大小又有方向的矢量。如图2-1所示，力矢量在图上用带箭头的有向线段AB表示，箭头的指向表示力的方向，线段的起点或终点表示力的作用点，力的大小用有向线段AB的长度表示。力矢量常用黑体字母F表示，在国际单位制中力的单位为N（牛）或kN（千牛）。

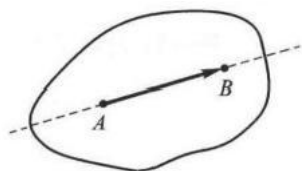


图2-1

二、静力学的基本公理

静力学的基本公理是静力学的基础，是符合客观实际的普遍规律，是人们长期生活和实践积累的经验总结。

公理1(二力平衡公理)：

作用于刚体上的两个力，使刚体处于平衡状态的必要和充分条件是：两力大小相等，方向相反且作用在同一直线上，如图2-2所示。

公理2(力的平行四边形公理)：

12 第2章 构件的静力分析

作用在物体上同点的两个力，可以合成一个合力，合力的作用点仍在该点，合力的大小和方向由这两个力为边构成的平行四边形的对角线来表示(图2-3)，即

$$F=F_1+F_2 \quad (2-1)$$

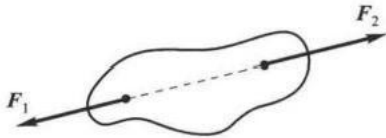


图2-2

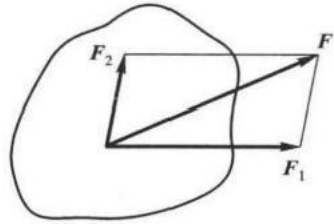


图2-3

推论(三力平衡汇交定理):当刚体受三个力作用而处于平衡时,若其中两个力的作用线汇交于一点,则第三个力的作用线必交于同一点,且三个力的作用线在同一平面内。如图2-4所示, F_1 、 F_2 汇交于一点A, 则 F_3 通过A点。

公理3(作用与反作用公理):

作用力与反作用力总是同时存在,两力的大小相等方向相反,沿着同一直线分别作用在两个相互作用的物体上。如图2-5所示,吊钩提升一重物 W , 重物对吊钩的作用力为 F , 吊钩通过拉索对重物产生一个反作用力 F' , 这两个力即为作用力与反作用力, $F=-F'$ 。

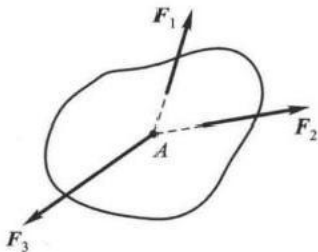


图2-4

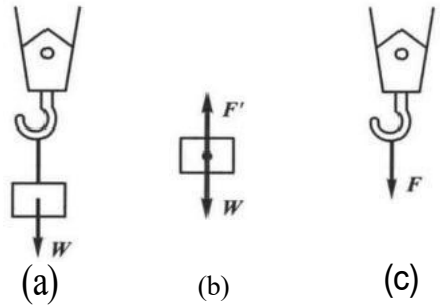


图2-5

三、约束和约束反力

1. 约束和约束反力

空间不受位移限制的物体称为自由体,如飞机、炮弹等。而有些物体在空间的位移受到一定限制,称它们为非自由体,如:机车受钢轨的限制只能沿轨道行驶;吊车吊起重物受钢索的限制不能下落。把对非自由体的某些位移起限制作用的物体称为约束。约束是限制物体的运动,且这种限制是通过力的作用来实现的。因此,约束对物体的作用实际上就是力,这种力叫约束反力,简称反力。约束反力的方向与约束对物体限制其运动趋势的方向相反。约束反力的作用点即是约束与物体之间的相互作用点。在物体平衡力系中,约束反力总是未知的,往往需要和物体受到的其他已知力组成平衡力系,通过平衡条件求得其大小和方向。约束反力以外的力(如重力,切削力)称为主动力。物体所受主动力往往是给定的或是可测定的。

2. 常见约束类型

(1) 光滑接触表面的约束

两物体相互接触，当接触表面非常光滑，摩擦可忽略不计时，即属于光滑接触表面约束。这类约束不能限制物体沿约束表面切线的位移，只能阻碍物体沿接触表面法线并向约束内部的位移。因此，光滑接触对物体的约束反力作用在接触点处，方向沿接触表面的公法线并指向受力物体。这种约束反力称为法向反力，用 F_N 表示，如图2-6所示的 F_{NA} , F_{NB} 为约束反力。

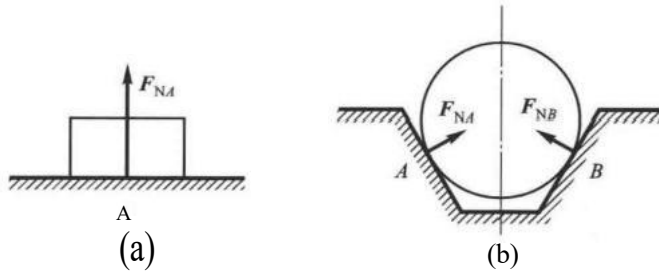


图2-6

(2) 柔性约束

由柔软的绳索、链条或带等构成的约束称为柔性约束。

如图2-7a所示的绳索只受拉，它给物体的约束反力只能是拉力。因此，绳索对物体的约束反力作用在接触点，方向沿绳索背离物体。链条或带对物体的约束反力如图2-7b所示，约束反力为拉力，方向沿轮缘的切线方向。

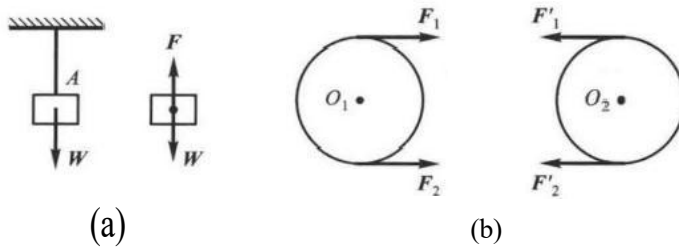


图2-7

(3) 光滑的铰链约束

由铰链构成的约束称为铰链约束，如图2-8a所示。如果铰链约束中两个构件有一个固定在地面或机架上，则这种约束称为固定铰链支座，简称固定铰支，如图2-8b所示。铰链约束两构件与地面或机架的连接是可动的，则这种约束称为活动铰链支座，简称活动铰支，如图2-9a所示。工程简图如图2-9b、c、d所示，它们分别为活动铰支、固定铰支、圆柱铰支。固定铰支的约束反力方向不能预先确定，通常用两个互相垂直的分力来代替，如图2-9c表示为 F_x , F_y ；活动铰支的约束性质与光滑接触表面的约束性质相同，其反力必垂直于固定面，如图2-9b表示为 F_N 。上述两种约束的特点是限制两物体径向相对运动，而不是限制两物体绕铰链中心的相对转动。

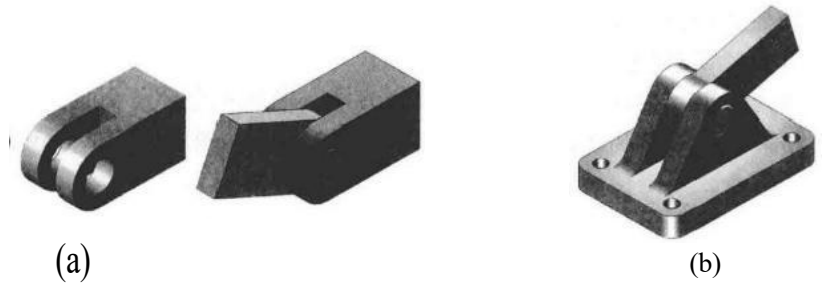
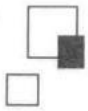


图2-8

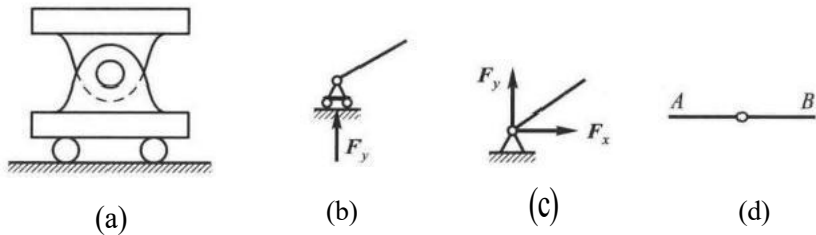


图2-9

(4) 固定端约束

一个杆件的一端完全固定，既不能够移动也不能够转动，这种约束称为固定端约束，如图2-10a所示。当杠杆的右端受到载荷的作用力 F 后，在左端固定约束产生限制转动的约束反力矩为 M_A ，方向是暂时设定的；限制移动的约束反力为 F_{xA} 、 F_{yA} ，如图2-10b所示。

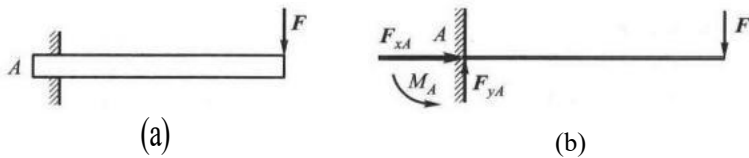


图2-10

四、物体受力和受力图

在工程实际中，受力分析是指研究某个物体受到的力，分析这些力对物体的作用情况，即研究各个力的作用位置、大小和方向。为了清晰地表示物体受力情况，常需把研究的物体从周围物体中分离出来，然后把其他物体对研究对象的全部作用力用简图形式画出来。这种表示物体受力的简明图形，称为受力图。下面举例说明。

例2-1 压路机用力 F 拉动碾子压平路面，碾子受到一石块阻碍，如图2-11a所示，画出碾子受力图。

解 (1) 取碾子为研究对象，单独画出其简图。

(2) 受力分析：画出已知主动力(重力 W 、杆对碾子的拉力 F)。因碾子在A、B两点受到石块和地面的约束，故在A处受到法向约束反力 F_w 的作用，在B处受到地面的法向力 F_{wn} 的作用，它们都沿碾子接触点的公法线指向圆心O。

(3) 画出受力简图, 如图2-11b 所示。

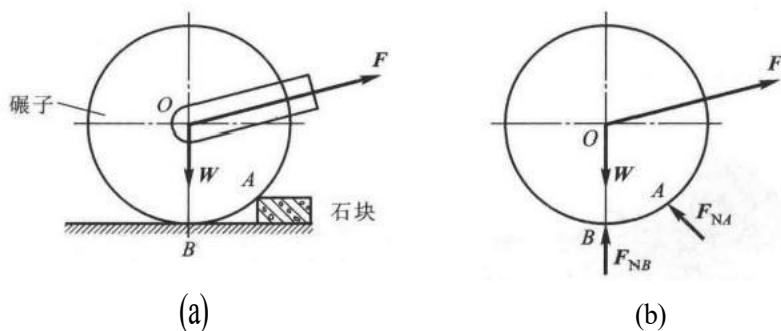


图2-11

例2-2 如图2-12a 所示的三铰拱桥, 由左、右两拱铰接而成, 设拱的自重不计, 在左拱 AC 上作用载荷 F , 试分别画出拱 AC 和 CB 的受力图。

解 (1) 先分析右拱 BC 的受力。由于拱 BC 自重不计且只在 B、C 两处受到铰链约束, 因此拱 BC 为二力杆, 在铰链中心 B、C 分别受 F_{vB} 、 F_{vC} 两力作用, 且 $F_{vB} = -F_{vC}$ 。这两个力的方向如图2-12b 所示。

(2) 取左拱 AC 为研究对象, 主动力只有 F , 拱在铰链 C 处受拱 BC 产生的约束力 F_c 作用。根据作用反作用原理, $F_{xc} = -F_{xc}$ 。拱在 A 处的约束力由于方向未定, 可用 F_u 、 F_v 两个大小未知的正交分力代替, 如图2-12c 所示。进一步分析, 由于拱 AC 受三个力作用, 且处于平衡状态, 根据三力平衡汇交定理, 三力必汇交一点, 即 F 与 F_{vC} 的交点 O, 于是可确定 A 点受力方向 F_w , 如图2-12d 所示。

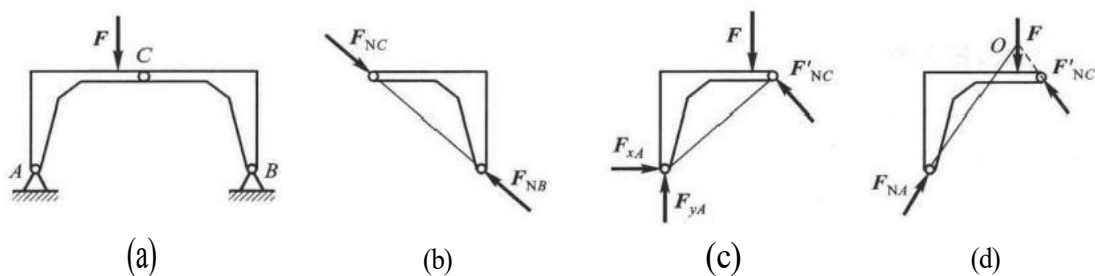


图2-12

§ 2-2 力矩和力偶

一、力矩

用扳手拧螺母, 螺母绕轴转动, 为了度量力使物体转动的效应, 力学中引进了力对点的

16 第2章 构件的静力分析

矩，简称力矩。力矩是力对一点的矩，等于从该点到力作用线上任一点矢径与该力的矢量积，记作 $M=r \cdot F$ 。如图2-13所示，扳手对螺母轴心线的矩为 $r \cdot F$ ， F 为扳手上作用的力，方向垂直于固定轴平面， r 为 F 到轴心线 O 的垂直距离。显然，力 F 使扳手绕点 O 的转动方向不同，作用效果也就不同。其转动效果，完全由下面两个因素决定：

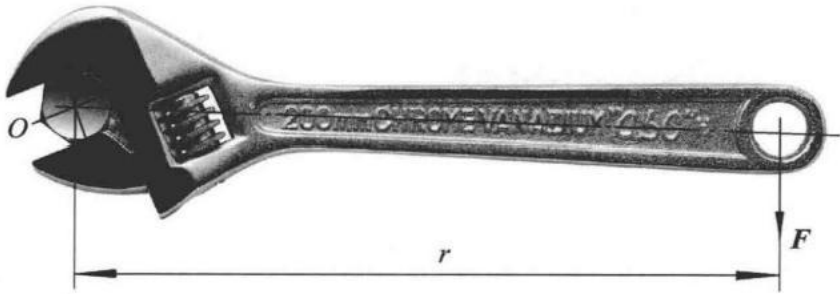


图2-13

- ① 力的大小与力臂的乘积。
- ② 力使物体绕 O 点的转动方向。

这两个因素可用一代数量来表示： $\pm r \cdot F$ 。力对点之矩的正负通常规定：力使物体绕矩心逆时针方向转动为正，反之为负。

力矩在下列两种情况下等于零：

- ① 力等于零。
- ② 力的作用线通过矩心，即力臂等于零。

在国际单位制中，以牛顿米(简称牛·米)为力矩的单位，记作 $N \cdot m$ 。

二、合力矩定理

定理：平面汇交力系的合力对于平面内任一点之矩等于所有各力对于该点之矩的代数和。
数学表达式为

$$M_O(F_r) = M_O(F_1) + M_O(F_2) + \dots + M_O(F_n) \quad (2-2)$$

例 2-3 如图2-14所示，一轮盘上 C 点受到拉力 F 的作用，试求该力对轮盘 O 点的矩。

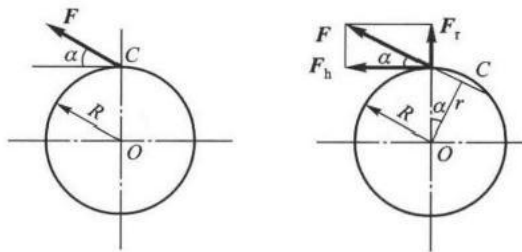


图2-14

解 计算力 F 对 O 点的矩, 可直接利用定义求得, 即

$$M_o(F) = r \cdot F$$

因 $r = R \cdot \cos\alpha$, 故

$$M_o(F) = F \cdot R \cdot \cos\alpha$$

根据合力矩定理, 求得 F 对 O 点的矩。即将 F 分解为径向力 F , 和水平方向力 F_n , 则

$$M_o(F) = M_o(F) + M_o(F_n)$$

由于 F 过矩心 O , 则 $M_o(F) = 0$; 而 $F_n = F \cdot \cos\alpha$ 于是

$$M_o(F) = M_o(F_n) = F_n \cdot R = F \cdot R \cdot \cos\alpha$$

由此可见, 以上两种计算结果相同。

例2-4 已知力 F 的作用点 A 的坐标为 x 、 y , 如图2-15所示, 试求力 F 对坐标原点 O 的矩。

解 由于本题力臂没有明确给定, 直接应用力矩定义计算就比较麻烦, 而利用合力矩定理进行计算就很方便, 将力 F 沿坐标轴分解为两个分力 F_x 、 F_y , 则

$$\begin{aligned} M_o(F) &= M_o(F_x) + M_o(F_y) \\ &= F_y \cdot x - F_x \cdot y \\ &= F \cdot x \cdot \sin\alpha - F \cdot y \cdot \cos\alpha \end{aligned}$$

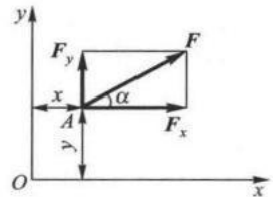


图2-15

三、力偶和力偶矩

在实际生活中, 常见到汽车司机用双手转动方向盘, 钳工用手动铰刀铰孔等。以司机转动方向盘为例, 其转动的实质是手对方向盘施加了一对力, 且二力不共线(图2-16), 使得物体改变运动状态而不能相互平衡, 这种由两个大小相等方向相反的平行力组成的二力, 称为力偶, 记作 (F, F') 。力偶的两力之间的垂直距离 d 称为力偶臂。显然力偶不能合成一个力, 也不能用一个力来平衡, 或用一个力来等效替换。力偶可使物体转动或改变物体的转动的状态。

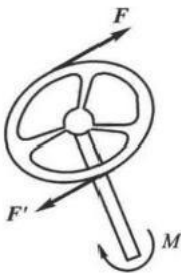


图2-16

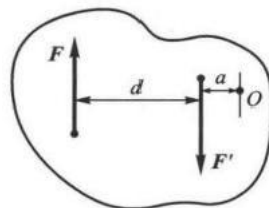


图2-17

力偶对物体的转动效果与力矩对物体的转动效果相同, 力偶对物体的作用效应可用力偶矩来度量, 力偶矩是两个大小相等、方向相反, 且不在同一直线上的力所产生的力矩之和(图2-17), 即

$$\begin{aligned} M_o(F, F') &= M_o(F) + M_o(F') \\ &= -F(d+a) + F' \cdot a \end{aligned}$$

$$= -F \cdot d \quad (2-3)$$

由上式可知：力偶的作用效果与力的大小和力偶臂的长短有关，而与矩心无关。力与力偶臂的乘积称为力偶矩，记作M。

力偶在平面内的转动不同，则作用效果就不同。规定力偶矩的方向：逆时针转向为正，顺时针转向为负。力偶矩可记作 $M = F \cdot d$ ，单位为 $N \cdot m$ 。

四、力偶的性质

力偶中力的大小、力偶臂的长短以及作用的位置都不是决定力偶对物体作用的独立因素，只有力偶矩才能唯一地决定力偶对物体的作用。因此，只要保证力偶矩的代数值不变，任何一个力偶总是可以用同平面内另一个力偶等效替换，而不改变它对物体的作用。

同平面内力偶的等效定理：

在同平面内的两个力偶，如果力偶矩相等，则两力偶彼此等效。

性质(1)：力偶可以在其作用面内任意移转，而不改变它对刚体的作用。

性质(2)：只要保持力偶矩大小和力偶的转动方向不变，可以同时改变力偶中力的大小和力偶臂的长短，而不改变力偶对刚体的作用。

在图示中力偶常用图2-18所示的符号表示。

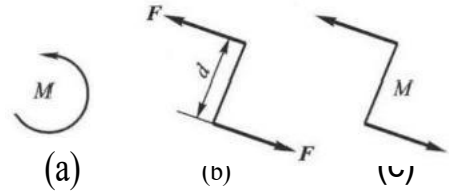


图2-18

五、力向一点平移的结果及应用

力是矢量，如果当力的作用线在刚体上平行移动时，它对刚体的作用效果就会改变。那么要使力的作用线在刚体上平移又不改变对刚体的作用效果，就必须有附加条件，这就是力的平移定理所要解决的问题。

1. 力的平移定理

定理：可以把作用在刚体上点A的力F平行移到一点B，但同时必须附加一个力偶，这个附加力偶的矩等于原来的力F对新作用点B的矩。

证明：图2-19a中力作用于刚体的点A。在刚体上任取一点B，d为点B至力F作用线的垂直距离，在点B加上两个等值反向的力F'和F''，并使 $F = F' = F''$ ，显然三个力F、F'、F''组成的新力系与原力等效，如图2-19b所示。此时可将F'看作是力F平移到点B后的力，而F、F''构成一力偶。该力偶就是所需的附加力偶。如图2-19c所示，附加力偶矩为

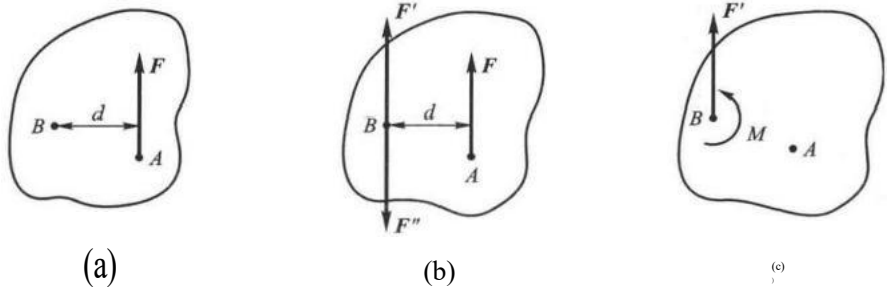


图2-19

$$M = F \times d = M_s(F) \quad (2-4)$$

于是定理得证。

2. 应用

由力的平移定理可知，可以将一个力替换成同平面内的一个力和一个力偶；反之，同一平面内的一个力和一个力偶也可以用一个力来等效替换。力的平移定理不仅是力系向一点简化的依据，也可解释一些实际问题。例如：如图2-20b所示攻螺纹时，必须用双手均匀握住扳手两端，而且用力要相等，不能只用一只手扳动扳手。因为作用在扳手AB一端的力F与作用点O的一个力F'和一个力偶矩M等效(图2-20a)。这个力偶使丝锥转动，而力F'却易使丝锥产生折断。

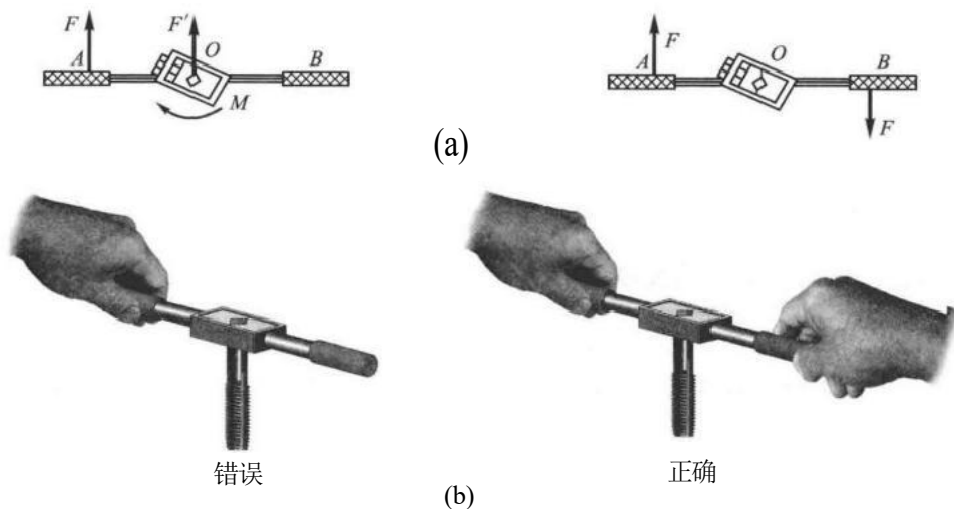


图2-20

§2-3 平衡方程及其应用

平衡方程是在解决工程实际问题中，通过对力的分析，建立起来的力的数学解析表达式，是工程实际中对受力情况的一种定量分析的方法。

一、平面受力时的解析表示法

平面受力时的解析表示法是通过力在坐标轴上的投影为基础建立起来的。设有一已知力F作用于构件的点A(图2-21a)，在力F作用线所在平面建立直角坐标系Oxy，从力F的始点A和末端点B分别向x轴、y轴作垂足a、b和a'、b'。通常F在x轴上投影用F_x表示，在y轴上的投影用F_y表示。F_x、F_y是力F沿x轴、y轴分解所得到的两正交分力，其正负号规定为：若投影的指向与坐标轴正向一致为正，反之为负。由图2-21b可以看出：

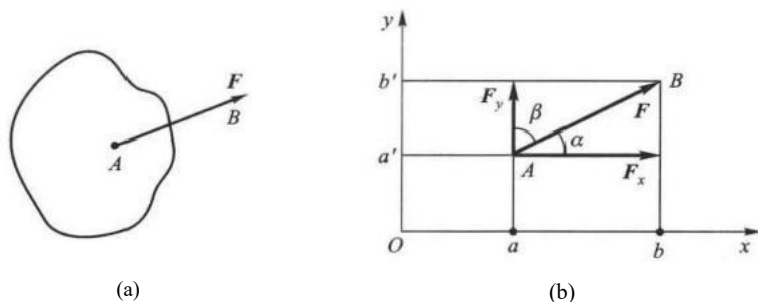
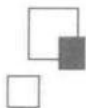


图2-21

$$\left. \begin{aligned} F_x &= F \cdot \cos \alpha \\ F_y &= F \cdot \cos \beta = F \cdot \sin \alpha \\ \tan \alpha &= \frac{F_y}{F_x} \end{aligned} \right\} \quad (2-5)$$

式中， α 、 β ——分别为 F 与 x 、 y 轴的夹角。显然，利用力在直角坐标轴上的投影可以表示力在直角坐标上分力的大小和方向。

二、平面受力时的平衡方程及应用

设在刚体上作用有力 F_1, F_2, \dots, F_n ，使刚体处于平衡状态(图2-22a)。在力的作用面内任选一点 O ，将作用于刚体上的各力 F_1, F_2, \dots, F_n 平移到点 O ，并产生附加力偶组成的力偶矩 M_1, M_2, \dots, M_n 。

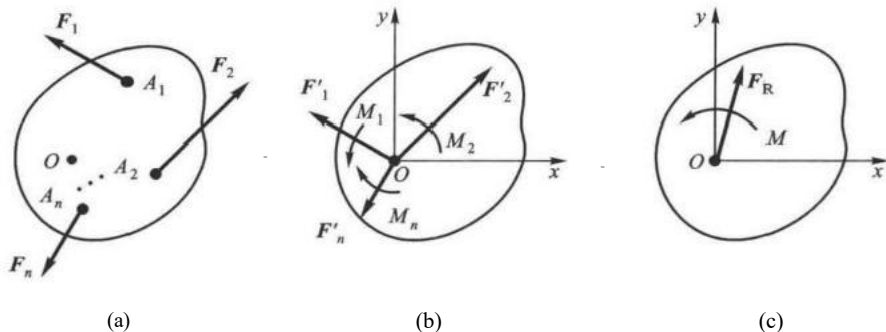


图2-22

若使刚体处于平衡，则必须满足作用于刚体上的合力矢 $F_n=0$ ，合力偶矩 $M=0$ ，即

$$\left. \begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum M &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-6)$$

例2-5 图2-23a所示为装载混凝土翻斗车的车斗，车斗及混凝土共重 $W=5\text{kN}$ ，为防止重心偏移自动翻斗卸料，在A点处用挂钩锁住，如水平锁住力为 F ，方向为水平向

右, 已知BO, 的距离为0.1m, AO, 的距离为0.5m, 求O点处的反力及A点处的水平锁住力F。

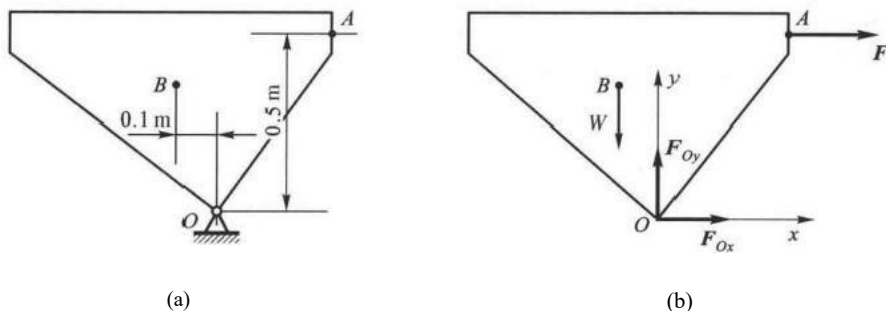


图2-23

解 翻斗车的车斗处于平衡状态, 其受力如图2-23b所示, 支点O处受反力为 F_{Ox} 、 F_{Oy} , 方向如图。取O点为坐标系原点, 列出平衡方程为:

$$\sum F_x = 0, F + F_{Ox} = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0, F_{Oy} - W = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_O = 0, W \cdot BO - F \cdot AO_x = 0 \quad (3)$$

由式(2), 直接求出

$$F_{Oy} = W = 5 \text{ kN}$$

由式(3)直接求出

$$F = W \cdot \frac{BO_y}{AO_x} = 5 \times \frac{0.1}{0.5} \text{ kN} = 1 \text{ kN}$$

以此值代入式(1), 即得

$$F_{Ox} = -F = -1 \text{ kN}$$

说明实际O点的x方向受到的反力 F_{Ox} , 与图中标注方向相反, 即应向左。

例2-6 简易起重机起重臂AB的A端安装于固定铰链支座, B端用水平绳索BC拉住, 起重臂与水平线成 40° 角, 起重臂在B端装有滑轮, 钢丝绳绕过滑轮把重量 $W=3000 \text{ N}$ 的重物吊起, 钢丝绳绕过滑轮前与水平线成 30° 角(图2-24a)。设起重臂自重略去不计, 求平衡时支座A和绳索BC的反力。

解 以起重臂AB连同滑轮作为研究对象, 画出它的受力图(2-24b)。起重臂受到的力有: 滑轮两边钢丝绳的拉力 F_n 、 F , 如果不计摩擦, $F_n = F = W = 3000 \text{ N}$; 绳索BC的拉力 F_p ; 支座A的反力 F_A , 因为 F_n 和 F_n 的大小相等, 它们的合力必通过B点, 所以 F_n 和 F_n 可认为作用在点B。由于起重臂只在A、B两点受力, 是个二力杆, 故反力 F_A 必沿连线AB。在受力图上以A为直角坐标系Oxy的原点, 如图2-24c所示, 列出平衡方程:

$$\sum F_x = 0, \quad -F_p - F \cos 30^\circ - F_n \cos 40^\circ = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0, \quad -F_n \sin 30^\circ - F_n \sin 40^\circ = 0 \quad (2)$$

已知 $F_n = F = W = 3000 \text{ N}$, 只有 F_p 、 F 是未知量, 由式(2)求得

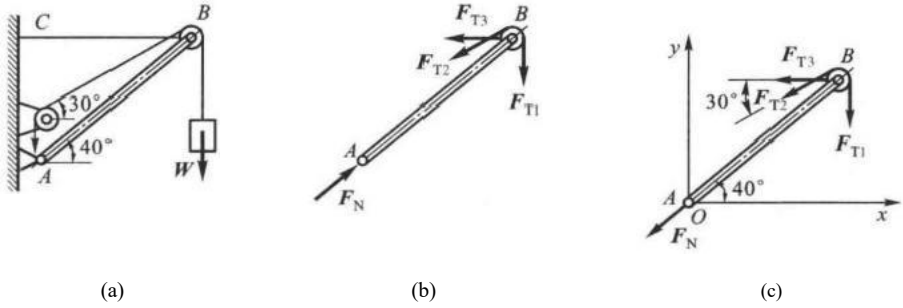


图2-24

$$F_x = -(F_N + F_N \sin 30^\circ) / \sin 40^\circ = -W(1 + \sin 30^\circ) / \sin 40^\circ$$

$$= -3000(1 + 0.5) / 0.643 \quad N = -7000 \quad \text{N} \textcircled{1}$$

把 $F_x = -7000\text{N}$ 代入式(1)得到

$$F_p = -F_c \cos 30^\circ - F_x \cos 40^\circ = (-3000 \times 0.866 - (-7000) \times 0.766)\text{N}$$

$$= (-2600 + 5360)\text{N} = 2760 \quad \text{N}$$

三、平面受力的特殊情况

1. 平面受平行力作用的平衡方程

构件受力时,有时各力作用线在同一平面内并相互平行,如图2-25所示。起重机、桥梁等结构上所受力常常可简化为平行力的情况,且其平衡时也应满足平面受力的平衡方程。如选择 Oy 轴与各力平行,则 $\sum F = 0$ 就成了恒等式而不再有用了,于是平面受平行力作用情况的独立方程只有两个,即

$$\left. \begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ \sum M_O &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-7)$$

也可以表示为两力矩形式,即

$$\left. \begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ \sum M_B &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-8)$$

但 AB 连线不能与诸力平行。

例2-7 塔式起重机如图2-26所示。机架重 $W_2 = 700\text{kN}$, 作用线通过塔架的中心,最大起重量 $W_1 = 200\text{kN}$, 最大悬臂长 12m , 轨道 A 、 B 的间距为 4m , 平衡块重 W 。到机身中心线距离为 6m , 试求:

- (1) 保证起重机在满载和空载时都不致翻倒时平衡块的重量 W 。
- (2) 平衡块重 $W = 180\text{kN}$, 满载时轨道 A 、 B 给起重机轮子的反力。

解 (1) 要使起重机不翻倒, 应使作用在起重机上的所有力满足平衡条件。起重机所受的力如图2-26所示, 即: 载荷的重力 W_1 , 机架的重力 W_2 , 平衡块重 W 。以及轨道的约束反力

① F_x 值求得后为负值, 说明其方向与图示假设方向相反; 如求得值为正值, 说明其方向与图示假设方向相同。

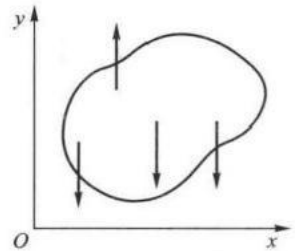


图2-25

F_w 和 F_w 。为使起重机不绕点B 翻倒，在临界情况下， $F=0$ ，这时求出的 W_0 值是所允许的最小值。建立平衡方程式。

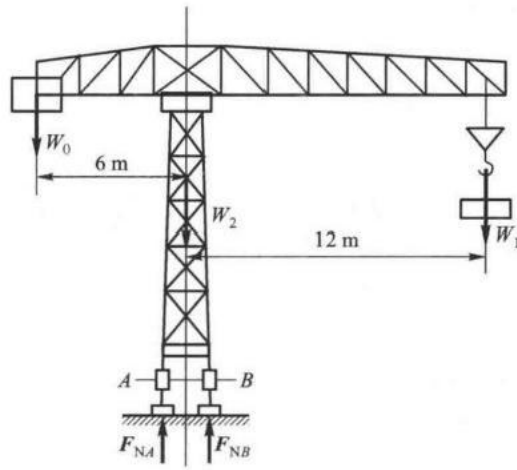


图2-26

$$\begin{aligned} \sum M(F)=0, & \quad W_{0\min}(6+2)+W_2 \times 2-W_1 \times (12-2)=0 \\ W_{0\min} & = \frac{10W_1 - 2W_2}{8} = 75 \text{ kN} \end{aligned}$$

当空载时， $W_1=0$ ，为使起重机不绕点A 翻倒，在临界情况下， $F_{xn}=0$ ，这时求出的 W_0 值是所允许的最大值。

$$\begin{aligned} \sum M(F)=0, & \quad W_{0\max}(6-2)-W_2 \times 2=0 \\ W_{0\max} & = 2W_2/4=350 \text{ kN} \end{aligned}$$

起重机实际工作时不允许处于极限状态，要使起重机不会翻倒，平衡块的重量应在这两者之间，即

$$75 \text{ kN} < W_0 < 350 \text{ kN}$$

(2) 取 $W_0=180\text{kN}$ ，求满载时作用于轮子的约束反力 F_w 和 F_w 。此时，起重机在 W_0 、 W_1 、 W_2 及 F_w 、 F_w 作用下平衡。于是有：

$$\begin{aligned} \sum M(F)=0, & \quad W_0(6-2)-W_2 \times 2-W_1(12+2)+F_{wn} \times 4=0 \\ \sum F_x=0, & \quad -W_0 - W_1 - W_2 + F_{x4} + F_{vn}=0 \end{aligned}$$

得

$$\begin{aligned} F_{NB} & = \frac{14W_1 + 2W_2 - 4W_0}{4} = 870 \text{ kN} \\ F_y & = 210 \text{ kN} \end{aligned}$$

2. 平面力偶系的平衡方程及其应用

作用在物体同一平面内力的许多力偶，称为平面力偶系。由于力偶矩是一个代数量，因此平面内力偶系的任意个力偶可以合成一个合力偶，合力偶矩(M) 等于平面力偶系中各力偶矩的代数和，表示为

$$M = M_1 + M_2 + \dots + M_n = \sum_{i=1}^n M_i \quad (2-9)$$

知道了平面力偶系合成的结果和方法即可推出平面力偶系的平衡条件。若使平面力偶系达到平衡，即力偶系无转动效应，合力偶矩必须等于零，即

$$M = 0 \quad \text{或} \quad \sum_{i=1}^n M_i = 0 \quad (2-10)$$

平面力偶系平衡的必要充分条件是：力偶系中各力偶矩的代数和为零。

例2-8 如图2-27所示，用多轴钻床在水平工件上钻孔时，每个钻头对工件的切削力偶矩的值为 $M=100 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，固定螺柱A和B的距离 $l=1500\text{mm}$ ，求当在工件上同时钻三个孔时，两螺柱所受的水平力。

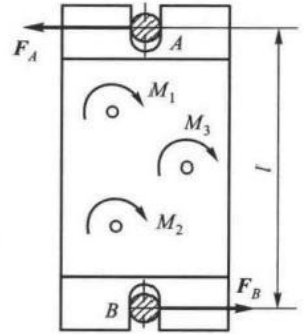


图2-27

解 选工件为研究对象，画出受力图。工件除受三个钻头的切削力外，还受两个固定螺柱的约束反力 F_a 、 F_n 。由力偶系的平衡条件知：

$$\sum M=0, \quad F_A l - 3M=0$$

得

$$F_A = 3M/l$$

代入已知数值， $F_A=200 \text{ N}$ ，因为 F_A 是正值，所以图设方向正确。

又因为

$$\sum F_x=0, \quad F_A - F_B=0$$

所以

$$F_B = F_A = 200 \text{ N}$$

杆件的基本变形

在工程实际中，把长度远大于横截面尺寸的构件叫杆件。杆件在外载荷的作用下可能会发生尺寸和形状的变化，称为变形。当外载荷超过一定限度时，杆件将被破坏。本章研究内容为：杆件在外力作用下的变形规律及其抵抗破坏的能力。分析变形规律时，可以把杆件变形简化为下列4种：

- ① 轴向拉压变形
- ② 剪切变形；
- ③ 扭转变形；
- ④ 弯曲变形。

§ 3-1 拉伸和压缩

一、内力与截面法

1. 内力的概念

杆件在外力作用下产生变形，其内部相互间的作用力称为内力。这种内力将随外力增加而增大。当内力增大到一定限度时，杆件就会发生破坏。内力是与构件的强度密切相关的，拉压杆上的内力又称为轴力。

2. 截面法

将受外力作用的杆件假想地切开，用以显示内力的大小，并以平衡条件确定其合力的方法，称为截面法。它是分析杆件内力的唯一方法。具体求法如下：

图3-1所示为受拉杆件，假想沿截面 $m-m$ 将杆件切开，分为I和II两段。取I段为研究对象。在I段的截面 $m-m$ 上到处都作用着内力，其合力为 F_N 。 F 、 F_N 是II段对I段的作用力，并与外力 F 相平衡。由

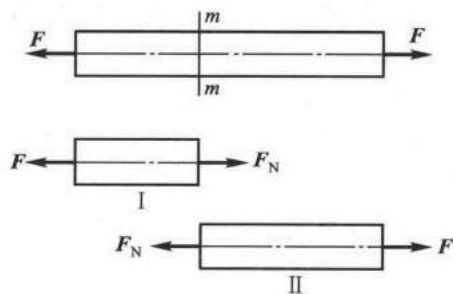


图3-1

于外力 F 的作用线沿杆件轴线，显然，截面 $m-m$ 上内力的合力也必然沿杆件轴线。据此，可列出其平衡方程：

$$F_x - F = 0$$

得

$$F_x = F$$

综上所述，求杆件内力的方法____截面法可概述如下：

- ①截：在需求内力的截面处，沿该截面假想地把构件切开。
- ②取：选取其中一部分为研究对象。
- ③代：将弃去部分对研究对象的作用，以截面上的未知内力来代替。
- ④平：根据研究对象的平衡条件，建立平衡方程，以确定未知内力的大小和方向。

例3-1 如图3-2a所示，设一杆沿轴线同时受力 F_1 、 F_2 、 F_3 的作用，其作用点分别为A、C、B，求杆各横截面上的轴力。

解 由于杆上有三个外力，因此在AC段和CB段的横截面上将有不同的轴力。

如图3-2b在AC段内的任意处以横截面1-1将杆截为两段，取左段为研究对象，将右段对左段的作用以内力 F_x 代替。由平衡条件可知 F_x 必与杆的轴线重合，方向与 F_1 相反，为拉力。并由平衡方程

$$\sum F_x = 0, F_x - F_1 = 0$$

$$F_x = F_1 = 2\text{kN}$$

这就是AC段内任一横截面上的内力。

同样用横截面2-2将杆截开，仍取左段为研究对象，如图3-2c所示，由平衡方程

$$\sum F_x = 0, F_2 - F_1 + F_2 = 0$$

得

$$F_2 = F_1 - F_2 = (2-3)\text{kN} = -1\text{kN}$$

结果中的负号说明，该截面上内力的方向应与原设的方向相反，即 F 为压力，其值为1kN，此即CB段内任一横截面上的内力。

二、拉伸与压缩的受力、变形特点

在生产实践中，受到拉伸或压缩的杆件虽然外形各有差异，但构件都是直杆，因此在计算中都可以简化为图3-3所示的受力简图。

由图3-3可见，杆件拉伸和压缩的受力特点是：作用于杆件上的外力合力的作用线沿杆件轴线。变形特点是：沿轴线方向产生纵向伸长或缩短。凡以轴向伸长为主要变形特征的杆件称为拉杆，以轴向压缩为主要变形特征的杆件称为压杆。

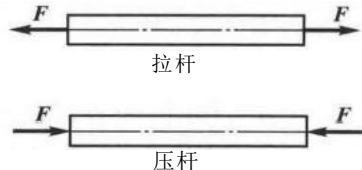


图3-3

但是仅确定了拉伸或压缩杆件的轴力还不能解决杆件的强度问题。因为同样的轴力，作用在不同大小的横截面上，会产生不同的结果。例如，用两根材料相同而截面尺寸不同的杆件做拉伸试验，使二者承受的轴力始终相同，随着外力的增加，则截面尺寸小的杆件首先被拉断。可见杆件的强度不仅与轴力有关，而且与截面尺寸有关。工程上常用单位面积上的内力来比较

和判断杆件的强度。内力是连续分布在截面上的，应力描述了内力在截面上的分布情况和密集程度，它才是判断杆件强度是否足够的根据。

要确定应力，必须了解内力在横截面上的分布情况。一般认为，杆件横截面上的内力是均匀分布的。根据应力的定义和横截面上应力均匀分布的规律，可以得到

$$\sigma = \frac{F_N}{A} \quad (3-1)$$

式中， σ ——横截面上的应力；

F_N ——横截面上的轴力；

A ——横截面面积。

式(3-1)即为轴向拉伸和压缩时横截面上应力的计算公式。由于分布在横截面上的内力皆垂直于截面，此时的应力也必然垂直于截面，这种垂直于截面的应力，称为正应力。当轴力为拉力时，为拉应力；轴力为压力时，为压应力。通常以正号表示拉应力；以负号表示压应力。

例3-2 圆截面杆如图3-4a所示，已知 $F_1=400$ N, $F_2=1000$ N, $d=10$ mm, $D=20$ mm, 试求圆杆横截面上的正应力。

解 由于该杆AB段和BC段的横截面面积不同，所以正应力不相等，应分段计算。

(1) 计算各段内的轴力

AB段：取1—1截面左段为研究对象，如图3-4b所示，列平衡方程式：

$$\begin{aligned} \sum F=0, \quad F_x - F_1 &= 0 \\ F_x = F_1 &= 400 \text{ N} \end{aligned}$$

BC段：取2—2截面左段部分，如图3-4c所示，

$$\begin{aligned} \sum F_2=0, F_{x2} - F_1 - F_2 &= 0 \\ F_{x2} = F_1 + F_2 &= 1400 \text{ N} \end{aligned}$$

(2) 计算各段正应力

$$\text{AB段: } \sigma_{AB} = \frac{F_{N1}}{A_1} = \frac{400 \times 4}{\pi \times d^2} \text{ MPa} = \frac{400 \times 4}{3.14 \times 10^2} \text{ MPa} \approx 5.1 \text{ MPa}$$

$$\text{BC段: } \sigma_{BC} = \frac{F_{N2}}{A_2} = \frac{1400 \times 4}{\pi \times D^2} \text{ MPa} = \frac{1400 \times 4}{3.14 \times 20^2} \text{ MPa} \approx 4.5 \text{ MPa}$$

当拉(压)杆受到轴力作用后，杆中横截面上的任一点都将产生正应力 σ ，同时该点相应产生纵向线应变 ε 。正应力 σ 表示为

$$\sigma = FN/A$$

线应变 ε 为单位长度的伸长量。正应力 σ 与线应变 ε 存在下列关系：

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3-2)$$

式中， E ——比例系数，称为弹性模量。在一定的范围内，一点处的正应力同该点处的线应变

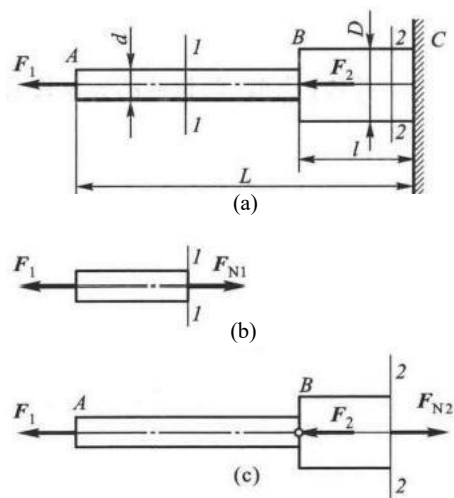


图3-4

成正比关系。式中 E 的量纲与正应力 α 的量纲相同， E 的常用单位为MPa或GPa。式(3-2)称为胡克定律，适用于单向拉伸、压缩。

拉杆伸长量可用下式计算：

$$\Delta L = \frac{F_N L}{EA} \quad (3-3)$$

式中， F_x ——轴力；

L ——杆长；

E ——弹性模量；

A ——杆件的横截面积。

式(3-3)的应用条件为：在杆长 L 范围内， F_x 、 E 、 A 分别为常量。式(3-3)是胡克定律的另一表达式。

三、拉伸(压缩)时材料的力学性质

材料的力学性质，主要是指材料受力时在强度、变形方面表现出来的性质。材料的力学性质是通过试验手段获得的。试验采用的是国家统一规定的标准试件，如图3-5所示， L 为试件的试验段长度，称为标距。下面以低碳钢和铸铁分别为塑性和脆性材料的代表做试验。

1. 低碳钢拉伸时的力学性质

试验时，试件在受到缓慢施加的拉力作用下，试件逐渐被拉长 L （伸长量用 ΔL 来表示），直到试件断裂为止。这样得到 F 与 ΔL 的关系曲线，称为拉伸图或 $F-\Delta L$ 曲线，如图3-6所示。拉伸图与试件原始尺寸有关，受原始尺寸的影响。为了消除原始尺寸的影响，获得反映材料性质的曲线，将 F 除以试件的原始横截面积 A ，得正应力 $\sigma = F/A$ ，把 ΔL 除以 L 得应变 $\varepsilon = \Delta L/L$ 。以 σ 为纵坐标，以 ε 为横坐标，于是

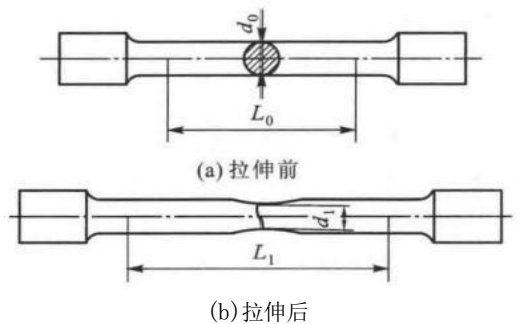


图3-5

是得到 σ 与 ε 的关系曲线，称为应力-应变图或 $\sigma-\varepsilon$ 曲线。由 $\sigma-\varepsilon$ 图(图3-7)可见，整个拉伸变形过程可分为四个阶段。

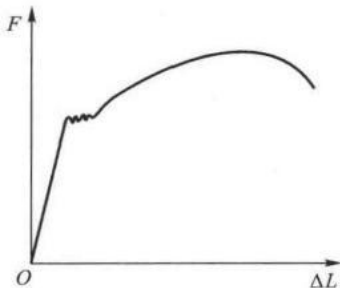


图3-6

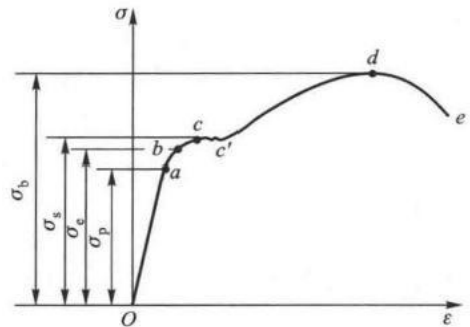


图3-7

(1) 弹性阶段

在拉伸的初始阶段 $0a$ 为一直线段,它表示应力与应变成正比关系,即 $\sigma \propto \varepsilon$ 。直线最高点 a 所对应的应力值 σ_p ,称为材料的比例极限。低碳钢的比例极限 $\sigma_p \approx 200$ MPa。 ab 段图线微弯,说明 σ 与 ε 不再是正比关系,而所产生的变形仍为弹性变形。 b 点所对应的应力值 σ_s 称为材料的弹性极限。由于 σ_s 与 σ_p 非常接近,因此工程上常不予区别,并多用 σ_s 代替 σ_p 。

(2) 屈服阶段

当由 b 点逐渐发展到 c 点,然后再由 c 至 c' 点,表明应力几乎不增加而变形急剧增加,这种现象称为屈服或流动, bc' 称为屈服阶段。对应 c 点的应力值 σ_s ,称为材料的屈服点。低碳钢的 $\sigma_s \approx 240$ MPa。材料屈服时,所产生的变形是塑性变形。当材料屈服时,在试件光滑表面上可以看到与杆轴线成 45° 的暗纹(图3-8a),这是由于材料最大剪应力作用面产生滑移造成的,故称为滑移线。

(3) 强化阶段

经过屈服后,图线由 c' 上升到 d 点,这说明材料又恢复了对变形的抵抗能力。若继续变形,必须增加应力,这种现象称为强化。 $c'd$ 段称为强化阶段。最高点 d 所对应的应力 σ_b ,称为材料的强度极限。低碳钢的强度极限 $\sigma_b \approx 400$ MPa。

(4) 局部变形阶段

当图线经过 d 点后,试件的变形集中在某一局部范围内,横截面尺寸急剧缩小(图3-8b),产生缩颈现象。由于缩颈处横截面显著减小,使得试件继续变形的拉力反而减小,直至 e 点试件被拉断。 de 段称为局部变形阶段。

2. 铸铁拉伸时的力学性质

从灰铸铁拉伸时的 $\sigma - \varepsilon$ 曲线(图3-9)可以看出,从开始至试件拉断,应力和应变都很小,没有屈服阶段和缩颈现象,没有明显的直线段。在工程实际中,当 $\sigma - \varepsilon$ 曲线的曲率很小时,常以直线代替曲线 $\sigma - \varepsilon$,近似地认为材料服从胡克定律。直线的斜率 $E = \tan \alpha$,称为弹性模量。拉断时的最大应力 σ_b 为材料的强度极限。由于脆性材料的抗拉强度 σ_b 很低,不易用作受拉杆件的材料。

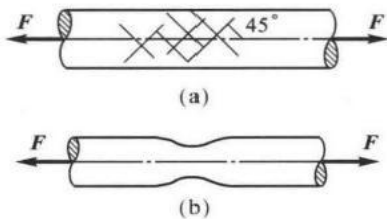


图3-8

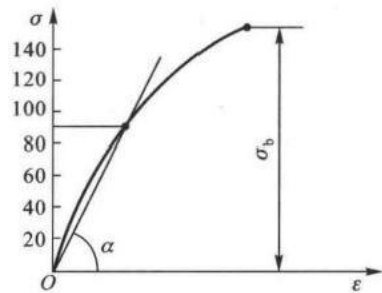


图3-9

3. 材料压缩时的力学性质

图3-10为低碳钢压缩时的 $\sigma - \varepsilon$ 曲线。将此图与低碳钢拉伸的 $\sigma - \varepsilon$ 曲线相比较(虚线所示),在屈服阶段前,弹性模量 E 、比例极限 σ_p 、屈服点 σ_s ,与拉伸时基本一致。屈服阶段后,试件越压越扁,曲线上不到强度极限(图3-11)。铸铁压缩时的 $\sigma - \varepsilon$ 曲线与铸铁拉伸时的

30 第3章 杆件的基本变形

- ϵ 曲线相比(虚线所示),其抗压强度极限 远远大于拉强度极限 σ (约3~4倍)。压坏时,其断口与轴线约成 45° ,表明铸铁压缩时沿斜截面相对错动而断裂。由于脆性材料抗压强度 很高,常用于受压杆件。

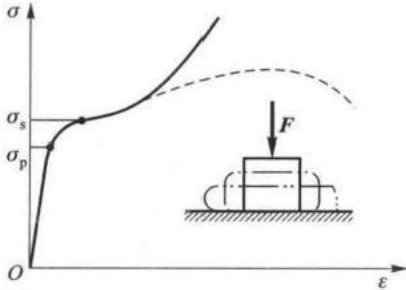


图3-10

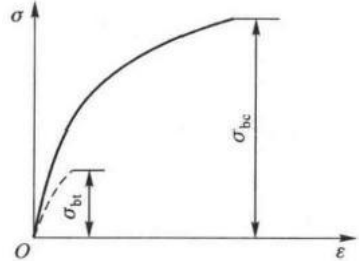


图3-11

四、许用应力和安全系数

在研究材料的力学性质时知道,当材料受到拉压作用达到或超过材料的极限应力时,材料就会产生塑性变形或断裂,为了保证杆件的安全,必须使杆件在载荷作用下工作的最大应力低于材料的极限应力。极限应力降低到一定程度,这个应力值称为材料的许用应力。许用应力值可由极限应力除以一个大于1的系数而得到。在强度计算中,规定允许的最大应力是极限应力除以一个大于1的系数 n 。用 $[\sigma]$ 表示,即

$$[\sigma_s] = \frac{\sigma_s}{n} \quad (3-4)$$

$$[\sigma_b] = \frac{\sigma_b}{n} \quad (3-5)$$

式中, n ——安全系数,它反映了杆件必要的强度储备。在工程实际中,静载时塑性材料一般取安全系数 $n=1.2\sim 2.5$,对脆性材料取 $2\sim 3.5$ 。安全系数也反映了经济与安全之间的矛盾关系。取值过大,许用应力过低,造成材料浪费。反之,取值过小,安全得不到保证。塑性材料一般取屈服点 σ_s 作为极限应力;脆性材料取强度极限 σ_b 作为极限应力。

五、拉伸与压缩时的强度校核

为了保证杆件安全可靠地正常工作,必须使杆件的最大工作应力小于材料的许用应力,即

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{N\max}}{A} \leq [\sigma] \quad (3-6)$$

若已知杆件尺寸、载荷及材料的许用应力,可用式(3-6)检验杆件强度是否满足要求。

例3-3 图3-12所示的拉杆受最大拉力 $F=300$ kN,该拉杆的许用应力 $[\sigma]=300$ MPa,直径 $d=44$ mm,试校核该拉杆的强度。

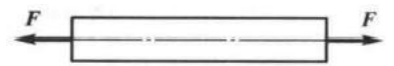


图3-12

解 拉杆受力的情况如图所示,各截面轴力均为

$$F_x = F = 300 \text{ kN}$$

面积为

$$A = \pi d^2 / 4$$

据强度校核公式

$$\sigma_{\max} = F_N / A = 4F_N / (\pi d^2) = \frac{4 \times 300 \times 10^3}{3.14 \times 44^2} \text{ MPa} = 197 \text{ MPa}$$

可见 $\sigma_{\max} < [\sigma]$, 说明拉杆满足拉伸强度要求。

§ 3-2 剪切和挤压

一、剪切

1. 剪切的定义

用剪切机剪断钢板是剪切的典型实例图(3-13a)。剪切时,上、下刀刃在力的作用下使钢板沿着两力作用截面m—m相对错动,直至沿截面m—m被剪断。在工程中常遇到受剪切变形的零件有螺栓、键、销等。受剪切的零件的受力特点是:作用于杆件两侧面上外力的合力大小相等、方向相反,且作用线相距很近;变形特点是:杆件沿两力作用的截面发生相对的错动。

2. 剪切和切应力

如图3-13b所示,钢板在外力作用下使零件发生剪切变形,在零件内部产生一个抵抗变形的力,称为剪力。根据截面法可求出该截面的内力——剪力,剪力大小与外力相等且与该受力截面相切,如图3-13c所示。剪力的单位是N(牛顿)或kN(千牛顿)。剪力常用F表示。

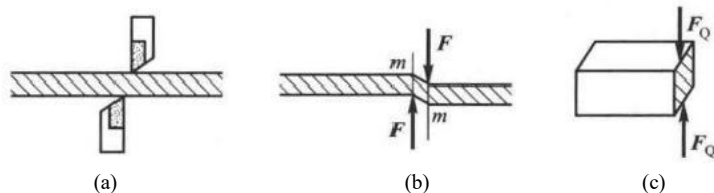


图3-13

切应力 表示沿剪切面上应力分布的程度,即单位面积上所受到的剪力。由于剪切面附近变形复杂,切应力在剪切面上的分布规律难于确定,因此工程中一般近似地认为:剪切面上的应力分布是均匀的,其方向与剪切力相同,即

$$\tau = F_Q / A \quad (3-7)$$

切应力的单位是Pa(帕)或MPa(兆帕)。

二、挤压

1. 挤压的概念

在杆件发生剪切变形的同时,往往还在受力处相互接触的作用面间发生挤压现象(图3-14)。当相互挤压力很大时,作用面间将可能发生塑性变形或压溃。彼此相互接触压紧的表面称为挤压面;彼此相互挤压的作用力称为挤压力。

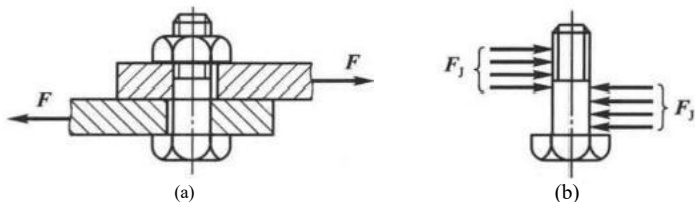
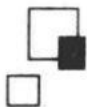


图3-14

2. 挤压应力

工程中常假定挤压力在挤压面上是均匀分布的。挤压面上单位面积所受到的挤压力，称为挤压应力，其表示式为

$$\sigma_j = F_j / A_j \quad (3-8)$$

在圆柱表面上，挤压应力分布并非均匀(图3-15)。因此，在工程实际中采用近似计算，即把作用于圆柱表面上的应力，认为在其直径的矩形投影面上是均布的，即用直径截面代替挤压面，则

$$A_j = L \cdot d$$

式中，L 表示受力高度。

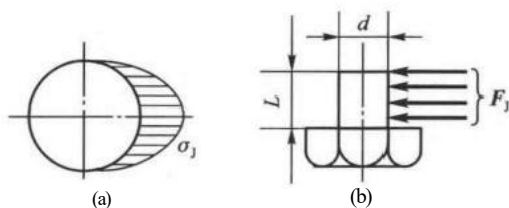


图3-15

三、剪切与挤压强度

1. 抗剪强度

剪切面上的最大切应力，即抗剪强度T，不得超过材料的许用切应力，表示式为

$$T_{mx} = F/A \leq [t] \quad (3-9)$$

式中， T_{mx} ——破坏时的抗剪强度应力极限；

A——剪切截面积；

[t]——许用切应力。

许用切应力[t]通过试验得到，即用剪断零件时的最大抗剪强度极限T。除以安全系数n，表示式为

$$[t] = T/n \quad (3-10)$$

2. 挤压强度

挤压面上的最大挤压应力不得超过挤压许用应力，即

$$\sigma_{jmax} = F_j / A_j \leq [\sigma_j] \quad (3-11)$$

式中， σ_m ——最大挤压应力；

F ——接触面间挤压力；

A_j ——挤压计算表面积；

$[\sigma_j]$ ——挤压许用应力。

利用抗剪强度和挤压强度两个条件式可以解决三类强度问题，即强度校核，设计截面尺寸和确定许用载荷。由于受剪零件同时伴有挤压作用，因此在校核强度时，不仅要计算抗剪强度，还要计算挤压强度。

四、剪切与挤压在生产实践中的应用

工程中,常用作连接的螺栓、键、销、铆钉等标准件,它们受到的剪力和挤压力较复杂,变形也复杂。因此,在计算设计这类杆件时常采用实用计算法,即假定剪力、挤压力是均匀分布的,利用抗剪强度、挤压强度计算公式进行强度校核、设计截面尺寸以及确定许用载荷。为了使机器中关键零件产生超载时不致损坏,把机器中某个次要零件设计成机器中最薄弱的环节,机器超载时,这个零件先行破坏,从而保护了机器中其他重要零件。

例3-4 如图3-16所示,用剪板机剪切钢板时,已知钢板厚度为3mm,宽度为500 mm,钢板材料为30钢,抗剪强度极限 $\tau_b=360$ MPa,试计算所需要的剪切力大小。

解 按抗剪强度,剪切应力应超过抗剪强度极限:

$$\tau = \frac{F_Q}{A} \geq \tau_b$$

$$F_Q \geq A \cdot \tau_b = 3 \times 500 \times 360 \quad N = 540 \text{ kN}$$

例3-5 图3-17a所示钢板用两个铆钉铆接,钢板与铆钉材料均为Q235钢。已知许用挤压应力 $[\sigma_j]=320$ MPa,许用切应力 $[\tau]=120$ MPa, $F=50$ kN,板厚均为 $t=10$ mm,铆钉直径 $d=17$ mm。试校核铆钉的强度。

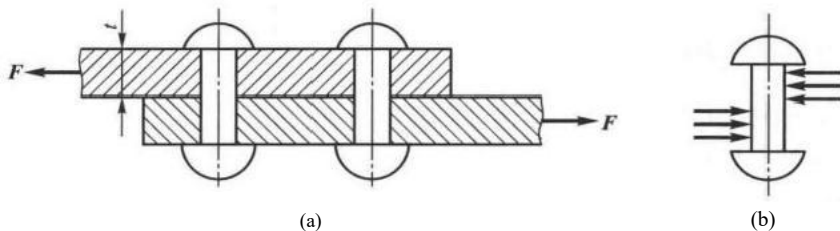


图3-17

解 (1) 求外力

单个铆钉受到的外力之为 $\frac{F}{2}$ 。

(2) 求内力

每个铆钉截面上的剪力为

$$F_Q = \frac{F}{2} = \frac{50}{2} \text{ kN} = 25 \text{ kN}$$

(3) 强度校核

$$\tau = \frac{F_Q}{A} = \frac{F_Q}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{25 \times 10^3 \times 4}{3.14 \times 17^2} \text{ MPa} = 110 \text{ MPa} < [\tau]$$

(4) 挤压强度计算

由图3-17b可见,铆钉所受的挤压应力

$$\sigma_{j\max} = F_j / A_j = \frac{F}{2} / d \cdot t = \frac{25 \times 10^3}{17 \times 10} \text{ MPa} = 147 \text{ MPa} < [\sigma_j]$$

该铆钉满足剪切和挤压强度条件要求。

§ 3-3 圆轴扭转

一、扭转的概念

工程中，很多传动机构中的回转件都会产生扭转变形。例如汽车方向盘转动时，转向轴的受力情况为：司机在方向盘上作用着一个力偶，同时在转向轴下端作用一个阻碍方向盘转动的反力偶。转向轴由于受到这两个力偶的作用，将引起扭转变形。杆件的扭转变形特点是：

① 在杆件两端受到大小相等，方向相反的一对力偶的作用。

② 杆件上各个横截面均绕杆件的轴线发生相对转动。

在工程中，以扭转变形为主要变形的杆件称为轴，上、下两截面所扭转过的角度称为相对扭转角，如图 3-18 所示。

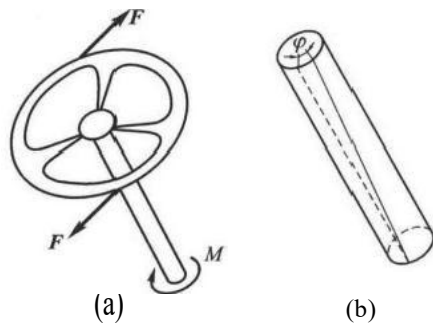


图3-18

二、圆轴扭转的外力矩计算

对于传动轴等转动杆件，通常只给出其转速和所传递功率，在分析内力时，首先需要根据转速和功率计算外力偶矩。由理论力学可知，力偶在相应角位移上做功，而力偶在单位时间内所作功率 P 等于其力偶矩 M 与相应角速度 ω 的乘积，即

$$P = M\omega$$

在工程实际中，功率 P 的常用单位为 kW (千瓦)，转速 n 的常用单位为 r/min (转/分)，在这种情况下，上式即变为

$$P \times 10^3 = M \times 2\pi n / 60$$

由此得力偶矩

$$M \approx 9550 \frac{P}{n} \quad (3-12)$$

三、扭矩计算

1. 内力

求圆轴扭转时的应力——截面法。图 3-19 所示为受一对外力偶作用的圆轴。假想地沿轴的某一截面 $m-m$ 切开，并取 I 部分为研究对象。

为使 I 部分仍处于平衡状态，必在截面 $m-m$ 处作用一个内力偶矩 M 。

建立平衡方程： $\sum M = 0$ ， 则

$$\begin{aligned} M_I - M &= 0 \\ M_I &= M \end{aligned} \quad (3-13)$$

上式表明，圆轴扭转时横截面上的内力是一个力偶矩，称为扭矩。

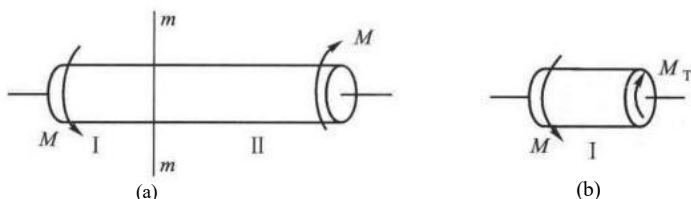


图3-19

2. 符号规定

按右手螺旋法则，四指方向与截面力偶方向一致，则拇指指向为扭矩的方向(图3-20)。当该矢量 M_x 方向与截面外法线方向一致时， M_x 为正；矢量 M_x 方向与截面外法线方向相反时， M_x 为负。

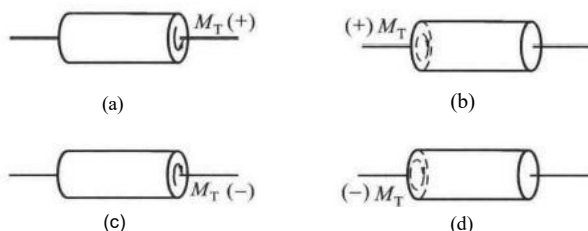


图3-20

四、圆轴扭转时的应力分析

1. 扭转现象与假设

如图3-21所示，在圆轴的表面上画出很多等距的圆周线和轴线平行的纵向线，形成大小相等的矩形方格。当圆轴扭转变形时，可以看到：

①各圆周线相对于轴线旋转了一个角度，但其形状大小及圆周线间距没有变。

②各纵向线，均倾斜了一个小角度，矩形变成了平行四边形。

由以上的观察，可得出圆轴扭转时的基本假设：

扭转时，圆轴的横截面始终为平面，形状、大小都不改变，只有相对轴线的微小扭转变形，因此在横截面上无正应力，而只有垂直于半径的切应力。

2. 切应力分布规律

圆轴横截面上任一点的切应力与该点所在圆周的半径成正比，方向与过该点的半径垂直，切应力最大处发生在半径最大处。应力分布规律如图3-22所示。

3. 切应力计算公式

根据静力学关系导出切应力计算公式为

$$\tau = \frac{M_T \cdot \rho}{I_p} \quad (3-14)$$

式中， M_T ——横截面上的扭矩；

ρ ——横截面上任意一点的半径；

1——横截面上截面二次极矩。

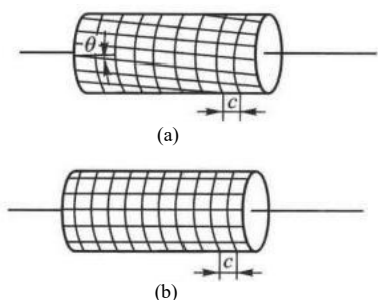


图3-21

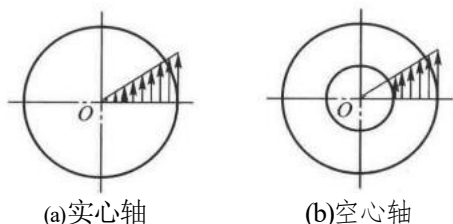


图3-22

当 $p=R$ 时，切应力最大，即

$$\tau_{\max} = \frac{M_T \cdot R}{I_p}$$

令 $I/R=W$ ，于是上式可改写成：

$$\tau_{\max} = \frac{M_T}{W_t} \quad (3-15)$$

式中， W ——抗扭截面系数。

4. I 和 W 的计算

(1) 实心圆轴

截面二次极矩：

$$I_p = \frac{\pi D^4}{32} \approx 0.1 D^4 \quad (3-16)$$

抗扭截面系数：

$$W_t = \frac{\pi D^3}{16} \approx 0.2 D^3 \quad (3-17)$$

(2) 空心圆轴

截面二次极矩：

$$I = 0.1 D^4 (1 - \alpha^4) \quad (3-18)$$

抗扭截面系数：

$$W_t = 0.2 D^3 (1 - \alpha^4) \quad (3-19)$$

式中， $\alpha = d/D$ 。

五、圆轴抗扭强度条件

为了保证受扭圆轴能正常工作而不致破坏，应使圆轴内的最大工作切应力不得超过材料的许用切应力 $[\tau]$ ，即

$$\tau_{\max} = \frac{M_{T\max}}{W_t} \leq [\tau] \quad (3-20)$$

塑性材料

$$[\tau] = (0.5 \sim 0.6) [\sigma] \quad (3-21)$$

脆性材料

$$[\tau] = (0.8 \sim 1.0)[\sigma]$$

(3-22)

轴扭转时多受动载荷作用, 因此 $[\tau]$ 取值应比静载下的许用应力低些。

例3-6 汽车传动轴AB(图3-23)由无缝钢管制成。该轴外径 $D=90$ mm, 壁厚 $t=2.5$ mm, 工作时的最大扭矩 $M_{\max}=1.5$ kN·m。材料的许用切应力 $[\tau]=60$ MPa, 试校核轴AB的强度。如果轴AB设计成实心轴, 直径应为多少?

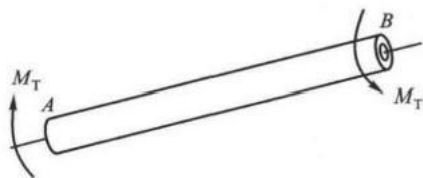


图3-23

解 (1) 计算AB轴的抗扭截面系数

$$\alpha = d/D = \frac{D-2t}{D} = \frac{90-2 \times 2.5}{90} = 0.944$$

$$W_t = 0.2D^3(1-\alpha^4) = 0.2 \times 90^3(1-0.944^4) \text{ mm}^3 \\ = 30016 \text{ mm}^3$$

(2) 计算轴的最大切应力并校核强度

因为轴AB是等截面轴, 且在全轴所有横截面上的扭矩为常量, 所以轴AB上任一截面的周边点都是危险点, 即周边任一点的切应力都是最大切应力。根据强度条件式

$$\tau_{\max} = \frac{M_{T\max}}{W_t} = \frac{1.5 \times 10^6}{30016} \text{ MPa} \approx 50 \text{ MPa} < [\tau]$$

故轴AB满足强度要求。

(3) 设计实心圆轴直径 D_1

因两轴等强度, 故实心轴的最小的切应力也应等于50 MPa, 即

$$\tau_{\max} = \frac{M_{T\max}}{W_t} = \frac{1.5 \times 10^6}{0.2D_1^3} = 50 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{1500}{0.2 \times 50 \times 10^6}} \text{ m} = 53.1 \text{ mm}$$

实心轴的直径 D_1 应取直径标准55 mm。

六、提高抗扭能力的方法

由扭转强度条件

$$\tau_{\max} = \frac{T_{T\max}}{W_t} \leq [\tau]$$

可知, 要提高轴的强度, 只有降低 $T_{T\max}$ 值或提高 W_t 值两种途径。

1. 提高抗扭截面系数 W_t

对于圆轴来说, 合理截面一个是实心轴, 另一个是空心轴。由于 W_t 与直径 D 成三次方正比, 因此增大轴径效果最为显著。而采用空心轴, 在相同截面积的前提下, 可以大大提高轴的抗扭截面系数, 有效提高轴的扭转强度。

2. 降低最大扭矩 M_{\max}

如图3-24a所示, 已知该轴传递扭矩 $M=5$ N·m, $M_s=2$ N·m, $M_c=3$ N·m, $M_o =$

$10\text{N} \cdot \text{m}$, 转向如图所示。如果将 M_c 的位置移到 M_b 与 M_d 之间, 如图3-24b所示, 则该轴所受到的 M_a 将比图3-24a减小一半。所以合理安排轴上零件的位置, 将可降低轴的最大扭矩。

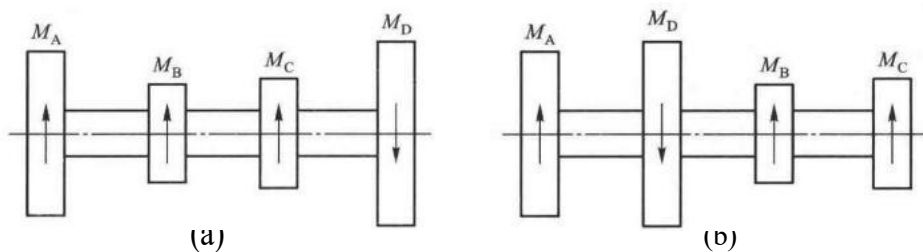


图3-24

§3-4 直梁弯曲

一、弯曲的概念

在日常生活中, 弯曲的现象是普遍存在的, 例如挑重物的扁担和钓鱼的竹竿, 在使用中都会发生弯曲。同样, 在工程机械中也存在着弯曲。如吊车的主梁, 汽车用的钢板弹簧以及火车的车轴在受到横向载荷作用(图3-25)时, 都会产生弯曲变形。弯曲变形的特点是杆件所受的力是垂直于梁轴线的横向力, 在其作用下梁的轴线由直线变成曲线。以弯曲变形为主要变形的杆件, 称为梁。

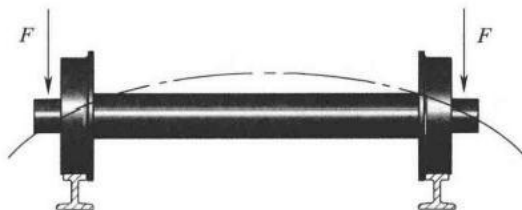


图3-25

二、平面弯曲

有对称截面的梁, 其横截面至少有一个对称轴(图3-26)。此对称轴与轴线所组成的平面构成一个纵向对称面。如果梁上的所有外力都作用在该梁的纵向对称面内, 则梁弯曲变形后, 其轴线也必在纵向对称面内弯曲成一条曲线。把这种梁的弯曲变形叫做平面弯曲。

三、梁的基本形式

梁的支承和受力很复杂, 计算中常将梁简化为三种典型形式:

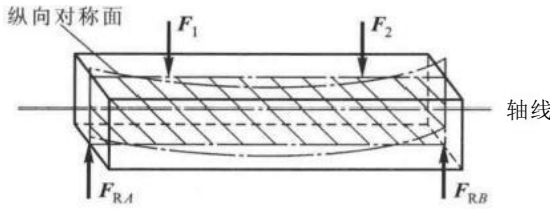


图3-26

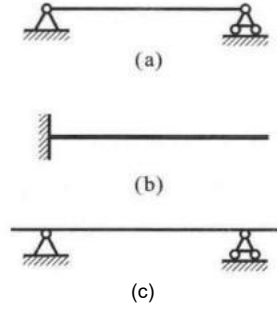


图3-27

(1) 简支梁

一端固定铰支承，另一端可动铰支承的梁，如图3-27a所示。

(2) 悬臂梁

一端固定铰支承，另一端自由的梁，如图3-27b所示。

(3) 外伸梁

具有一个或两个外伸部分的梁，如图3-27c所示。

四、梁的内力(剪力与弯矩图)

梁的内力包括剪力F。和弯矩M，下面以简支梁(图3-28)为例加以说明。

1. 首先求出梁上所受外力

$$F_H = F \cdot b / L$$

$$F = F \cdot a / L$$

2. 用截面法求内力

①在截面m—m处假想地把梁切为两段。

②取左段为研究对象。由于左段作用着外力 F_u ，则在截面上必有一与 F_u 大小相等、方向相反的力 F_o 。由于该内力切于截面，因此称为剪力。又由于 F_u 与 F 形成一个力偶，因此在截面处必存在一个内力偶 M 与之平衡，该内力偶称为弯矩。

③建立平衡方程：

由 $\sum F = 0$ ，得：
$$F_4 - F_o = 0, F_o = F_u$$

由 $\sum M = 0$ ，得：
$$M = F_R \cdot x$$

由此可以看出：弯曲时，梁的横截面上产生两种内力：一个是剪力，一个是弯矩。

3. 剪力和弯矩符号的规定(图3-29)

剪力符号规定：左上、右下为正，反之为负。

弯矩符号规定：使梁弯段上凹为正，反之为负。

4. 建立剪力、弯矩方程，绘制剪力、弯矩图

一般情况下，在梁的不同截面上，剪力F。和弯矩M是不相同的，并随着横截面位置的不

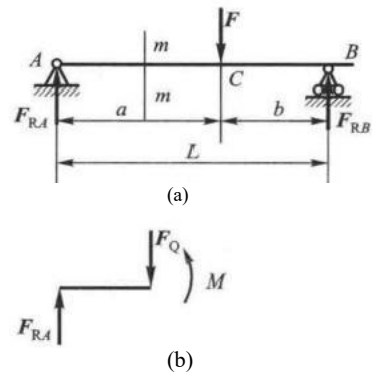
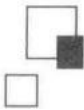


图3-28



40 第3章 杆件的基本变形

同而改变。若以横坐标 x 表示横截面在梁轴线上的位置，则剪力和弯矩皆可表示为 x 的函数，即

$$F_0=F_0(x), M=M(x) \quad (3-23)$$

上面的函数表达式为剪力、弯矩方程。

把 F_0 、 M 沿 x 轴的变化情况用图线在坐标内表示出来，所得到的图分别称为剪力图和弯矩图。下面以实例来说明。

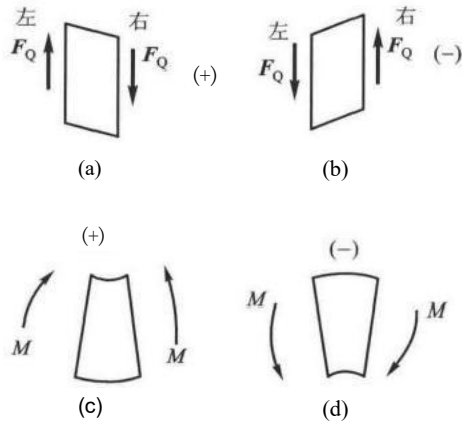


图3-29

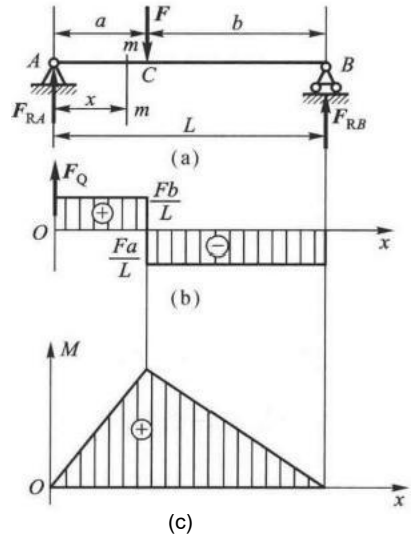


图3-30

例3-7 图3-30所示简支梁受集中力 F 作用。试列出它的剪力方程和弯矩方程，并作剪力图和弯矩图。

解 (1) 求支反力

由静力学平衡方程 $\sum M_B=0, \sum M_A=0$, 可知:

$$F_n=F \cdot b/L, F_{mu}=F \cdot a/L$$

(2) 列 F_0 、 M 方程

在AC段距左端为 x 的任意截面 $m-m$ 处将梁截开，由于左端只有 F_n ，则该截面上的 F_0 、 M 分别为:

$$F_0(x)=F_n=F \cdot b/L, (0 < x < a)$$

$$M(x)=F_n x = F \cdot b \cdot x/L, (0 \leq x \leq a)$$

如在CB段内取距左端为 x 的任意横截面，截面以左有 F_n 和 F 两个外力，截面上的剪力和弯矩方程为:

$$F_0(x)=F_n-F=-F \cdot a/L, (a < x < L)$$

$$M(x) = F_n x - F(x-a) = \frac{F \cdot a}{L}(L-x), (a \leq x \leq L)$$

(3) 作 F_0 、 M 图

在AC段，梁的任意横截面上的剪力 F_0 为常数 $F \cdot b/L$ ，符号为正，即剪力图为在 x 轴上

方且平行于x轴的一条直线。同理，BC段也平行x轴，由于F。值为负，直线在x轴下方。从剪力图可看出，当 $a < b$ 时，最大剪力为

$$|F_{\text{max}}| = F \cdot b/L$$

在AC段，弯矩是x的一次函数，弯矩图为一斜线，只要确定直线上两点即可确定。由 $M(x) = Fb/L(x)$ 得 $M(0) = 0, M(a) = F \cdot a \cdot b/L$ ，于是过此两点可做出AC段弯矩图。同理可画出CB段弯矩图。从弯矩图上可以看出，最大弯矩发生在截面C上，即

$$|M_{\text{max}}| = F \cdot a \cdot b/L$$

例3-8 悬臂梁AB如图3-31a所示，在自由端A处作用有集中载荷F，试画出此梁的剪力图 and 弯矩图。

解 (1) 列剪力方程和弯矩方程

在梁上任意截面左端x处将梁截断，取左侧为研究对象。由于左侧只有一个外力F作用，于是剪力方程和弯矩方程为：

$$\begin{aligned} F_Q(x) &= -F \\ M(x) &= -F \cdot x \end{aligned}$$

(2) 画 F_Q 、M图

由剪力方程可知， $F_Q(x)$ 为负值，因此， F_Q 图为一纵坐标为 $-F$ 的水平线，如图3-31b所示。

由弯矩方程可知： $M(x)$ 为x的一斜直线，如图3-31c所示，其位置由两端面的弯矩值决定，即 $M(0) = 0, M(L) = -FL$ 。

通过该两点，在弯矩图坐标系中连线，则该斜线即为梁的M图。在剪力和弯矩图中，可以很容易找到梁上受到的最大剪力值和弯矩值，从而找到弯曲受力危险点。由于剪力在梁上都相同，故

$$|F_{\text{max}}| = F$$

而最大弯矩值在固定端B截面处，且有

$$|M_{\text{max}}| = F \cdot L$$

五、梁的强度

1. 纯弯曲

梁上各横截面内剪力为零、弯矩为常数时的弯曲变形，称为纯弯曲。

2. 正应力

在梁表面画上均匀的横线和纵线，然后在梁的纵向对称面内施加一对力偶M(图3-32)。观察梁的弯曲变形可知：

(1) 横线仍为直线，且仍与纵线正交，但转

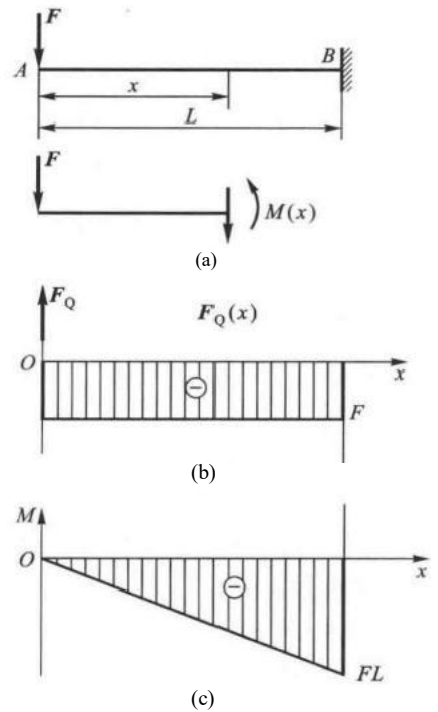


图3-31

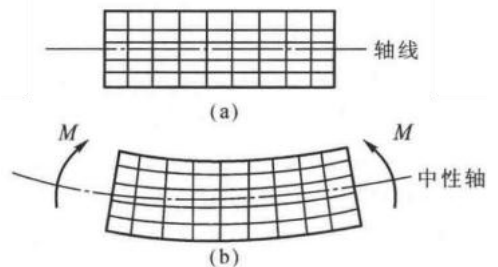


图3-32

了一个角度。

(2) 所有纵线变为圆弧线，梁上部凹边纵线缩短，下部凸边纵线伸长。

因此，可以假想梁是由无数根纤维组成，梁下部纤维伸长是由于受拉所致，上部凹边缩短为受压所致。各纤维之间相互挤压，而在受拉区(下部)和受压区(上部)之间存在一层既不伸长也不缩短的纵向纤维层，称为中性层。中性层与横截面的交线称为中性轴。弯曲变形时，横截面绕中性轴旋转。在纯弯曲时，横截面上每点处的应力与变形(伸长或缩短)情况和轴向拉、压时的情况相同。在梁上部凹边压缩最大，压应力最大；梁下部凸边拉伸最大，拉应力也最大；因中性层既不伸长也不缩短，所以中性层的正应力为零。由此可见，梁的横截面上任意点的正应力与该点到中性轴的距离成正比(图3-33)。

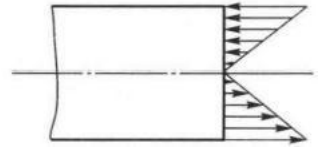


图3-33

弯曲正应力计算公式为
$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_z} \tag{3-24}$$

式中， σ ——横截面上任一点处的弯曲正应力；

M ——该横截面上的弯矩；

y ——该点到中性轴的距离；

I_z ——该横截面对中性轴的截面二次矩。

3. 最大正应力

当式(3-24)中 y 取最大值 y_{\max} (即横截面上、下边缘)时有最大正应力：

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} y_{\max}}{I_z}$$

令

$$\frac{I_z}{y_{\max}} = W_z$$

则有

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \tag{3-25}$$

式中， W_z ——抗弯截面系数。

4. 梁的强度

为保证梁安全可靠，应使梁的最大正应力不超过梁的许用正应力，即

$$\sigma_{\max} = M_{\max} / W_z \leq [\sigma] \tag{3-26}$$

式中， $[\sigma]$ ——梁的许用应力。

式(3-26)即为梁的强度条件公式。

例3-9 螺栓压紧装置如图3-34a所示。已知板长 $a=50$ mm，压板材料的弯曲许用应力

$[\sigma]=160$ MPa，工件所需夹紧力 $F=3$ kN，试校核压板的强度。

解 压板可简化为图3-34b所示的外伸梁。由梁外伸部分BC可以求得截面B的弯矩 $M_B = F \cdot a$ ，而A、C两截面上的弯矩等于零，弯矩图如图3-34c所示。由弯矩图可知，B截面

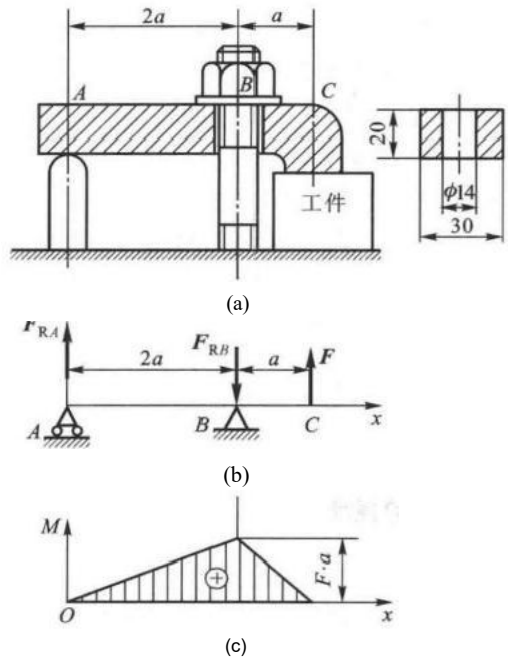


图3-34

上弯矩最大, 且 $M_{\max} = M = F \cdot a = 150 \text{ N} \cdot \text{m}$

根据截面B 的尺寸可求得:

$$I_z = \left(\frac{3 \times 2^3}{12} - \frac{1.4 \times 2^3}{12} \right) \text{ cm}^4 = 1.07 \text{ cm}^4$$

$$W_z = \frac{I_z}{y_{\max}} = \frac{1.07}{1} \text{ cm}^3 = 1.07 \text{ cm}^3$$

根据抗弯强度条件公式得

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} = \frac{150}{1.07 \times 10^{-6}} \text{ Pa} = 140.19 \text{ MPa} < [\sigma]$$

由此可知, 螺栓压板有足够的强度。

六、提高抗弯能力的方法

梁的强度越高, 抵抗弯曲的能力也就越强。由梁的弯曲正应力公式 $\sigma_{\max} = Mm/W_z \leq [\sigma]$ 可知, 要提高梁的强度必须从以下三个方面考虑: 选用合理的截面形状, 提高抗弯截面系数 W_z ; 注意受力情况, 降低最大弯矩 M ; 根据材料性能和弯矩大小选择截面。

1. 梁的截面形状

梁的截面形状有圆形、矩形、槽形、工字形等。选用合理的截面, 调节截面几何性质可达到提高强度和节省材料的目的。同样大小的截面积, 做成槽形和工字形比圆形和矩形抗弯能力强。汽车的大梁由槽钢制成, 铁路的钢轨制成工字形, 都是从提高抗弯能力和节省材料方面来考虑的。

2. 合理布置载荷

作用在梁上的载荷常见的有:

- ①集中载荷作用。在结构允许的条件下, 将集中载荷变为均布载荷, 可提高其抗弯能力。
- ②适当调整梁的支座位置, 也可降低最大弯矩值, 例如简支梁通过向内移动支座变为外伸梁。

③将集中载荷靠近支座可降低最大弯矩值, 从而提高了抗弯能力。

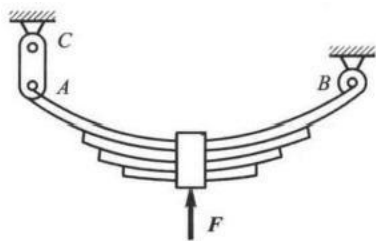


图 3-35

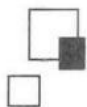
3. 采用变截面梁

汽车上用的钢板弹簧就是变截面梁的应用(图3-35)。同样, 工程上常见的阶梯轴, 可大量节省材料, 设计也更加合理。

4. 提高抗弯刚度的措施

工程上除了要满足构件强度要求外, 还要满足刚度的要求。刚度是梁抵抗变形的能力, 刚度越大变形越小。提高刚度的常用措施有:

- ①缩短梁的长度。
- ②在不能缩短梁长度的情况下, 增加梁的支承约束。
- ③改变梁的截面形状, 尽可能采用工字形、箱形薄壁构件。



§ 3-5 组合变形简介

一、组合变形的概念

前面几节分别研究了四种基本变形(拉、压, 剪切, 扭转, 弯曲)中的单一基本变形作用在杆件上的问题。但在工程实际中, 在杆件上往往同时作用有两种或两种以上的变形。把构件在载荷作用下, 同时发生两种或两种以上的基本变形称为组合变形。

二、拉(压)弯组合变形

如图3-36所示, 外力 F 位于梁的纵对称面 xOz 内, 其作用线与梁的 x 轴成一夹角 θ 。下面分析一下该力对梁作用的变形效果。

首先, 将外力 F 分解成两个分力 F_x 、 F_z 。 F_x 和 F_z 两个分力符合拉伸和平面弯曲的外力作用条件, 即: F_x 使悬臂梁产生沿 x 方向的拉伸作用, F_z 使悬臂梁产生绕纵对称面弯曲的作用。这样, F_x 产生拉伸变形, F_z 产生弯曲变形, 梁的变形就由拉伸和弯曲共同作用的拉弯组合变形。这样的组合变形就可以分解成两个基本变形。

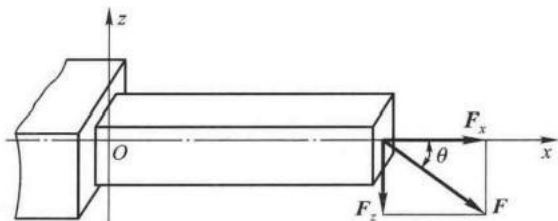


图3-36

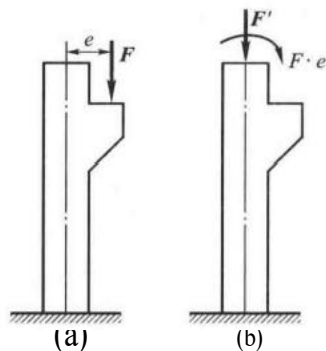


图3-37

同理, 如图3-37所示, 厂房建筑的边柱, 受到不沿边柱轴线的作用力 F 的作用。把 F 的作用力平移到边柱轴线, 重合后为 F' , 再附加一力偶 M 的作用(力的平移定理)。作用在边柱轴线的 F' 使边柱受压——压缩变形; 力偶 M 使边柱产生弯曲——弯曲变形。这样就将压弯的组合变形分解成了简单明了的压缩变形和弯曲变形。

三、弯扭组合变形

图3-38所示传动轴 AB , 是带传动的带轮轴。当电动机带动带轮旋转时, 传动轴产生弯扭组合变形。带轮上的带分别产生松边张力和紧边张力, 二力共同作用在带轮上, 轴产生一横向力 F , 使轴产生弯曲变形。同时电动机对轴产生的力偶矩 M 使轴发生扭转变形。

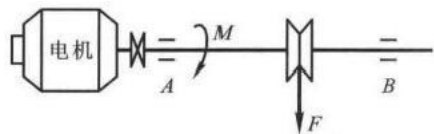
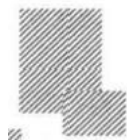


图3-38



第 4 章

机械工程材料

材料是机械的物质基础。材料种类繁多，在机械工程上常用的材料有：钢铁材料、有色金属和非金属材料。各种材料的性能不同，用途也不同。因此，为了正确的选择和使用材料，必须掌握和了解材料的分类、牌号、性能、应用范围及热处理等有关基本知识。

§ 4-1 钢铁材料

钢铁材料是钢和铸铁的统称。

钢是以铁为主要元素，含碳量一般在2%以下，并含有其他元素的材料。

铸铁是碳含量大于2.11%的铁碳合金。含碳量2%通常是钢和铸铁的分界线。

根据化学成分，钢分为非合金钢、低合金钢和合金钢。

一、非合金钢(碳素钢)

非合金钢也称碳素钢或碳钢，是碳含量 w_c 小于2%的铁碳合金。它还含有少量的硫、磷、锰、硅等杂质，其中硫、磷是炼钢时由原料进入钢中，炼钢时难于除尽的有害杂质。硫有热脆性，磷有冷脆性。锰、硅是在炼钢加入脱氧剂时带入钢中的，是有益元素。

1. 碳素钢的分类

碳素钢有多种分类方法，常用的分类方法有三种：

(1) 按钢的含碳量分类

低碳钢：含碳量 $w_c \leq 0.25\%$ 。

中碳钢：含碳量 $w_c > 0.25\% \sim 0.6\%$ 。

高碳钢：含碳量 $w_c \geq 0.6\%$ 。

(2) 按钢的质量分类

碳钢质量的高低，主要根据钢中杂质硫的质量分数和磷的质量分数来划分。可分为普通碳素钢、优质碳素钢和高级优质碳素钢。

普通钢： $w_s \leq 0.035\%$, $w_p \leq 0.035\%$ 。

优质钢： $w_s \leq 0.030\%$, $w_p \leq 0.030\%$ 。

46 第4章 机械工程材料

高级优质钢: $w_s \leq 0.020\%$, $w_p \leq 0.025\%$ 。

(3) 按用途分类

碳素结构钢: 用于制造金属结构、零件。

碳素工具钢: 用于制造刀具、量具和模具。

钢还可以从其他角度来分类, 如按脱氧方法不同, 钢可分为沸腾钢、镇静钢和半镇静钢三种。

2. 碳素结构钢

凡用于制造机械零件和各种工程结构件的钢都称为结构钢。根据质量分为普通碳素结构钢和优质碳素结构钢。

(1) 普通碳素结构钢

普通碳素结构钢冶炼容易, 不消耗贵重的合金元素, 价格低廉, 性能能满足一般工程结构、日常生活用品和普通机械零件的要求, 所以是各类钢中用量最大的一类。

这类钢的牌号是由代表屈服点的字母、屈服点数值、质量等级符号、脱氧方法符号四个部分顺序组成。例如 Q235—A · F, 其中“Q”代表屈服点, 数值235表示在一定拉伸试验条件下的屈服点值不小于235 MPa, “A”表示质量等级为A级, “F”表示脱氧方法即为沸腾钢。表4-1列出了这类钢的等级、化学成分和脱氧方法。表中F、b、Z、TZ 分别表示沸腾钢、半镇静钢、镇静钢和特殊镇静钢。在牌号组成表示方法中, “Z”与“TZ”符号予以省略。表4-2列出常用普通碳素结构钢在拉伸和冲击试验条件下的力学性能。

表4-1 常用普通碳素结构钢的等级、化学成分和脱氧方法

牌 号	等 级	化学成分/%					脱氧方法
		C	Mn	Si	S	P	
				不大于			
Q215	A	0.09~0.15	0.45~0.55	0.30	0.050	0.045	F、b、Z
	B				0.045		
Q235	A	0.14~0.22	0.30~0.65	0.30	0.050	0.045	F、b、Z
	B	0.12~0.20	0.30~0.70		0.045		
	C	≤ 0.18	0.35~0.80		0.040	0.040	Z
	D	≤ 0.17			0.035	0.035	TZ

注: 1. 摘自GB 700—1988、GB/T 13304—1991。

2. Q235A、B 级沸腾钢锰含量上限为0.60%。

这类钢主要用于焊接、铆接、栓接构件。这些构件在常温有冲击载荷条件下工作, 可选用相应牌号的B级钢; 在低温有冲击载荷条件下工作或重要的焊接构件可选用C、D级钢。在各牌号钢中, Q235 应用最多。

(2) 优质碳素结构钢

这类钢中有害杂质元素 S、P 较少, 质量优良。大多数用于制造机械零件, 可以进行热处理以改善和提高其力学性能。它的牌号是以0.01%为单位, 用两位数字表示钢中平均含碳量

的万分数。例如45,表示平均含碳量为0.45%的钢,称为45钢。如果优质碳素结构钢中含锰量较高(含锰量在0.7%~1.0%范围内),还应在表明含碳量的两位数字后面,附以汉字“锰”或Mn的元素符号,如20Mn表示平均含碳量为0.20%的较高含锰量钢,称为20锰钢。表4-3给出了常用优质碳素结构钢的力学性能和用途。

表4-2 常用普通碳素结构钢的力学性能

牌号	等级	拉伸试验													冲击试验	
		屈服点 σ_s /MPa						抗拉强度 R_m /MPa	伸长率 δ_5 /%						温度 /°C	V形 冲击功 (纵向) /J
		钢材厚度(直径)/mm							钢材厚度(直径)/mm							
		≤16	>16 ~40	>40 ~60	>60 ~100	>100 ~150	>150		≤16	>16 ~40	>40 ~60	>60 ~100	>100 ~150	>150		
		不 小 于						不 小 于								
Q215	A	215	205	195	185	175	165	335~410	31	30	29	28	27	26		
	B														20	27
Q235	A															
	B	235	225	215	205	195	185	375~460	26	25	24	23	22	21	20	27
	C													0		
	D													-20		

注:摘自GB700—1988、GB/T 13304—1991。

表4-3 常用优质碳素结构钢的力学性能和用途

牌号	σ_s /MPa	R_m /MPa	δ_5 /%	ψ /%	A_{x_2} /J	HBS(热轧)	用 途
10	205	335	31	55		137	软钢。强度低,塑性好,用于制造冷轧钢板、深冲压件
15	225	375	27	55		143	低碳钢。强度低,塑性、焊接性好,用于制造冲压件、焊接件。如经渗碳淬火可提高表面硬度和耐磨性,用于高速、重载、受冲击件
20	245	410	25	55		156	
30	295	490	21	50	63	179	中碳钢。调质后具有良好的力学性能,用于受力较大的重要件。如再表面淬火,可提高表面硬度和耐磨性,用作高速重载重要件,如齿轮类零件等
35	315	530	20	45	55	197	
45	355	600	16	40	39	229	
55	380	645	13	35		255	
65	410	695	10	30		255	高碳钢。经淬火,中、低温回火,弹性或耐磨性高,用作弹性件或耐磨件,如弹簧、板簧等

注:摘自GB/T699—1999。

3. 碳素工具钢

碳素工具钢是用于制造刀具、模具、量具。这些工具都要求高硬度和高耐磨性。工具钢的

碳含量 c 都在0.7%以上, 都是优质的或高级优质高碳钢。其牌号是拼音字母“T”加数字表示, 其中T表示碳素工具钢, 数字表示平均含碳量的千分数, 如T8, 表示平均碳含量为0.8%碳素工具钢。若为高级优质碳钢则在牌号后加“A”, 如T¹0A, 表示平均碳含量为1.0%的高级优质碳素工具钢。常用碳素工具钢的含碳量、热处理后的硬度和用途见表4-4。

表4-4 常用碳素工具钢的含碳量、热处理后的硬度和用途

牌 号	含碳量 wc/%	退火后的硬度 HBS(W)	淬火后的硬度 HRC	用 途
		不大于	不小于	
T8、T8A	0.75~0.84	187	62	凿子、模具、锤子、木工工具及钳工装配工具等不受大的冲击、需较高硬度和耐磨性的工具
T10、T10A	0.95~1.04	197	62	刨刀、冲模、丝锥、手工锯条、卡尺等不受较大冲击的工具和耐磨机件
T12、T12A	1.15~1.24	207	•62	钻头、铰刀、刮刀等不受冲击而要求极高硬度的工具和耐磨机件

二、合金钢

随着工业生产和科学技术的不断发展, 对钢材的某些性能提出了更高的要求。如对大型重要的结构零件, 要求具有更高的综合力学性能; 对切削速度较高的刀具要求更高的硬度、耐磨性和红硬性(即在高温时仍能保持高硬度和高耐磨性); 大型电站设备、化工设备等不仅要求高的力学性能, 而且还要求具有耐蚀、耐热、抗氧化等特殊物理、化学性能。碳钢不能满足这些要求, 于是产生各种合金钢, 以应对钢材更高的要求。

合金钢就是在碳钢的基础上加入其他元素的钢, 加入的其他元素就叫做合金元素。常用的合金元素有硅(Si)、锰(Mn)、铬(Cr)、镍(Ni)、钨(W)、钼(Mo)、钒(V)、钛(Ti)、铝(Al)、硼(B)及稀土元素(Re)等。合金元素在钢中的作用, 是通过与钢中的铁和碳发生作用、合金元素之间的相互作用提高了钢的力学性能, 改善钢的热处理工艺性能。

1. 合金钢的分类和牌号

(1) 合金钢的分类

合金钢的分类方法很多, 按主要用途一般分为:

合金结构钢: 主要用于制造重要的机械零件和工程结构。

合金工具钢: 主要用于制造重要的刀具、量具和模具。

特殊性能钢: 具有特殊的物理、化学性能的钢。

(2) 合金钢牌号表示方法

合金结构钢的牌号采用两位数字加元素符号加数字表示。前面的两位数字表示钢的平均碳含量的万分数, 元素符号表示钢中所含的合金元素, 而后面数字表示该元素平均含量的质量分数。当合金元素含量小于1.5%时, 牌号中只标明元素符号, 而不标明含量, 如果含量大于1.5%、2.5%、3.5%等, 则相应的在元素符号后面标出2、3、4等。例如60Si2Mn, 表示平均碳含量为0.6%; 含硅量约为2%, 含锰量小于1.5%。

合金工具钢的牌号表示方法与合金结构钢相似, 其区别在于用一位数字表示平均碳含量的

千分数，当碳含量大于或等于1.00%时则不予标出。如：9SiCr，其中平均碳含量为0.9%，Si、Cr的含量都小于1.5%；Cr12MoV，表示平均碳含量大于1.00%，铬含量约为12%，钼和钒的含量都小于1.5%的合金工具钢。

除此之外，还有一些特殊专用钢，为表示钢的用途在钢号前面冠以汉语拼音，而不标出含碳量。如GCr15为滚珠轴承钢，“G”为“滚”的汉语拼音字首。还应注意，在滚珠轴承钢中，铬元素符号后面的数字表示铬含量的千分数，其他元素仍用百分数表示。如GCr15SiMn，表示铬含量为1.5%，硅、锰含量均小于1.5%的滚珠轴承钢。

合金钢一般都为优质钢。合金结构钢若为高级优质钢，则在钢号后面加“A”，如38CrMoAlA。合金工具钢一般都为高级优质钢，所以其牌号后面不再标“A”。

2. 合金结构钢

合金结构钢按用途可分为工程结构用钢和机械制造用钢。

(1) 工程结构用钢(普通低合金结构钢)

工程结构用钢主要用于制造各种工程结构，如桥梁、建筑、船舶、车辆、高压容器等。这类钢是在普通碳素结构钢的基础上加入少量合金元素制成的钢，故名普通低合金结构钢(简称普低钢)。由于合金元素的作用，普低钢比相同含量的普通碳素结构钢强度高得多，而且还具有良好的塑性、韧性、焊接性和较好的耐磨性。因此，采用普低钢代替普通碳素结构钢可减轻结构重量，保证使用可靠，节约钢材。如用普低钢16Mn代替Q235钢，一般可节约钢材25%~30%。

普低钢大多数是在热轧状态下生产。加工过程中经常采用冷弯、冷卷和焊接成构件后不再进行热处理。主加元素为锰(0.8%~1.8%)，为了某些需要，还加入钒、钛、铌、铜或铬、钼、硼等元素，合金元素总量一般不超过3%。常用普低钢的性能和用途见表4-5。

表4-5 常用普低钢的性能和用途

牌 号	σ /MPa	σ_s /MPa	δ /%	用 途
16Mn	520	360	26	桥梁、汽车大梁、船舶等
15MnV	540	400	18	锅炉、大型厂房等
09Mn2	460	310	21	油罐、油槽等
14MnMoV	620	500	15	500℃以下高压容器

(2) 机械制造用钢

机械制造用钢主要用于制造各种机械零件。它是在优质或高级优质碳素钢结构钢的基础上加入合金元素制成的合金结构钢。这类钢一般都要经过热处理才能发挥其性能。因此，这类钢的性能与使用都与热处理相关。机械制造用合金结构钢按用途和热处理特点，可以分为合金渗碳钢、合金调质钢、合金弹簧钢等。

1) 合金渗碳钢

在机械制造中有许多零件是在高速、重载、较强烈的冲击和受磨损条件下工作的，如汽车、拖拉机的变速齿轮、十字轴以及内燃机凸轮轴等，要求零件的表面具有高硬度、高耐磨性，而心部有足够的韧性，为了满足这样的性能要求，可采用合金渗碳钢。所谓合金渗碳钢，就是用于制造渗碳零件的合金钢。合金渗碳钢的碳含量一般在0.1%~0.25%之间，加入的主

要合金元素是铬、镍、锰、硼等，还加入少量的钒、钛等元素。经过渗碳处理后，再进行淬火和低温回火处理，达到表面高硬度、高耐磨性和心部高强度并有足够韧性。20CrMnTi 是应用最广泛的合金渗碳钢。

2) 合金调质钢

合金调质钢一般指经过调质处理(淬火后高温回火)后使用的合金结构钢。这种钢经调质处理后具有高强度和高韧性相结合的良好综合力学性能。为了获得综合力学性能，必须具有合理的化学成分。合金调质钢的碳含量在0.25%~0.50%之间，主加合金元素为锰、铬、硅、镍、硼等，还加入少量的钼、钨、钒、钛等元素。合金调质钢主要用于那些在重载荷、受冲击条件下工作的零件，如机床主轴、汽车后桥半轴、连杆等。40Cr 钢是合金调质钢中最常用的一种，其强度比40钢高20%，并具有良好的韧性。

3) 合金弹簧钢

合金弹簧钢是用于制造各种弹簧的专用合金结构钢。弹簧是各种机构和仪表的重要零件。它是利用在工作时产生弹性变形，在各种机械中起缓和冲击和吸收振动的作用，并可利用其储存能量，使机件完成规定动作。弹簧一般是在动载荷下工作，要求合金弹簧钢具有高的弹性极限、高疲劳强度、足够的塑性和韧性、良好的表面质量。因此，合金弹簧钢具有合理的化学成分，并进行适当的热处理。合金弹簧钢碳含量一般在0.45%~0.75%之间，加入主要元素有锰、硅、铬等，有些弹簧钢还加入钼、钨、钒等元素。合金弹簧钢经淬火后进行中温回火处理。

常用合金渗碳钢、合金调质钢和合金弹簧钢的性能和用途见表4-6。

表4-6 常用合金渗碳钢、合金调质钢和合金弹簧钢的性能和用途

牌 号	σ_s /MPa	σ_b /MPa	δ_5 /%	ψ /%	A/J	用 途
20Cr	835	540	10	40	47	低碳钢。渗碳、淬火、低温回火后表面硬度、耐磨性高，心部强度韧性好；适于高速、重载、受冲击重要件，如传动轴、高速齿轮等
20MnVB	1080	885	10	45	55	
20Mn2B	980	785	10	45	47	
20CrMnTi	1100	850	10	45	70	
40Cr	980	785	9	45	47	中碳钢。调质后具有良好的综合力学性能，适于重载、受冲击零件，如连杆、汽车后桥半轴等；如要表面高硬度耐磨性可表面淬火(38CrMoAlA可氮化)，如曲轴等
40Mn2B	900	750	10	45	60	
40MnVB	1050	850	10	45	70	
38CrMoAlA	980	835	14	50	71	

注：摘自GB/T 3077—1999。

3. 滚珠轴承钢

滚珠轴承钢是制造各种滚动轴承的滚动体和内、外套圈的专用钢。滚动轴承在工作时，承受着高而集中的交变应力，还有强烈的摩擦，因此滚珠轴承钢必须具有高而均匀的硬度和耐磨性，高的疲劳强度，足够的韧性和淬透性，以及一定的耐蚀性等。目前应用最广的是高碳铬钢，其碳含量在0.95%~1.15%之间，铬含量在0.6%~1.65%之间，其中GCr15 和GCr15SiMn 应用最多。

由于滚珠轴承钢的化学成分和主要性能特点与低合金工具钢相近，生产中常用它制造刀

具、冷冲模具、量具以及性能要求与滚动轴承相似的零件。

4. 合金工具钢

碳素工具钢淬火后，虽能达到高的硬度和耐磨性，但因它的淬透性差、红硬性差(只能在200℃以下保持高硬度)，因此模具、量具及刀具大多都要采用合金工具钢制造。合金工具钢按用途可分为刀具钢、模具钢和量具钢。

(1) 合金刀具钢

合金刀具钢分为低合金刀具钢和高速钢。

1) 低合金刀具钢

低合金刀具钢是在碳素工具钢的基础上加入少量合金元素(一般为3%~5%)形成的一类钢。这类钢中常加入铬、锰、硅等元素，此外还加入钨、钒等元素，硬度、耐磨性、强度、淬透性均比碳素工具钢好。但其红硬性略高于碳素工具钢，一般仅在250℃以下保持高硬度。常用的低合金刀具钢是9CrSi和CrWMn，主要用于制造丝锥、板牙、铰刀等。

2) 高速钢

高速钢是一种含钨、铬、钒等多种元素的高合金刀具钢。经过适当热处理后，具有高的硬度、红硬性和耐磨性。当其切削刃的温度高达600℃时，仍能保持其高硬度和高耐磨性。高速钢主要合金元素总量达到10%~25%，具有较高的淬透性。常用的高速钢有：钨系高速钢，其代表为W18Cr4V；钼系高速钢，其代表为W6Mo5Cr4V2。高速钢主要用于制造切削速度较高的刀具(车刀、钻头)和形状复杂、负荷较重的成形刀具(铣刀、拉刀等)。此外，高速钢还可用于制造冷冲模、冷挤压模以及某些耐磨零件。

为了使高速钢具有良好性能，必须经过正确锻造和热处理。

(2) 合金模具钢

模具钢是指用于制造冲压、热锻、压铸等成形模具的钢。根据工作条件不同，可分为冷变形模具钢和热变形模具钢。

1) 冷变形模具钢

冷变形模具钢是用于制造使金属在冷态下变形的模具，如冷冲模、冷压模等。

2) 热变形模具钢

热变形模具钢是用来制造使金属在高温下成形的模具，如热锻模、压铸模等。热模具在高温下工作并承受很大的冲击力，因此要求热模具钢要在高温下能保持足够的强度、韧性和耐磨性，以及较高的抗热疲劳性和导热性。目前常采用5CrMnMo和5CrNiMo制作热锻模，采用3Cr2W8制作热挤压模和热铸模。

(3) 合金量具钢

合金量具钢是用于制造测量工具的钢。测量尺寸的工具即量具，如千分尺等。它们的工作部分要求高硬度、高耐磨性和高的尺寸稳定性，一般采用微变形合金工具钢制造，如CrWMn、GCr15等。

常用合金工具钢的特性用途见表4-7。

5. 特殊性能钢

特殊性能钢是指具有特殊物理、化学性能的钢。特殊性能钢的种类很多，在机械制造中常用的有不锈钢、耐酸钢、耐热钢和耐磨钢。

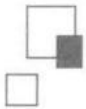


表4-7 常用合金工具钢的特性和用途

类 别	牌 号	特 性	用 途
低合金 刀具钢	9CrSi	高硬度，高耐磨性，高淬透性， 变形小	要求较高的量具及一般模具刃 具，如块规、丝锥等
	CrMn		
	CrWMn		
高速钢	W18Cr4V	高热硬性，高硬度，高耐磨性、 高强度	中速切削刀具及复杂刀具，如 车刀、铣刀等
	W6Mo5Cr4V2		
冷变形模具钢	Cr12	高硬度耐磨性，高淬透性，强 度韧性好，变形小	尺寸大、变形小的冷模具， 如冲模
	Cr12MoV		
热变形模具钢	5CrNiMo	高温下强度韧性高，耐磨性及 抗热疲劳性好	尺寸大的热锻模及热挤压模
	3Cr2W8V		

(1) 不锈钢耐酸钢

不锈钢耐酸钢是指在腐蚀介质中具有高的抗腐蚀能力的钢，一般称不锈钢。常用不锈钢有铬不锈钢和铬镍不锈钢。

铬不锈钢可抗大气、海水、蒸气等的锈蚀。常用铬不锈钢为 Cr13 型不锈钢，牌号有 1Cr13、2Cr13、3Cr13 和 4Cr13，钢中的铬含量约为 13%，碳含量为 0.1%~0.4%。其中 1Cr13、2Cr13 用于制造汽轮机叶片、水压机阀等，3Cr13、4Cr13 用于制造弹簧、轴承、医疗器械及在弱腐蚀条件下工作而要求高强度的耐蚀零件。

铬镍不锈钢主要用于制造在强腐蚀介质（硝酸、磷酸、有机酸及碱水溶液等）中工作的设备，如吸收塔、贮槽、管道及容器等。这些钢的化学成分为平均铬含量为 18%、镍含量为 8%~11%，其牌号为 0Cr18Ni9、1Cr18Ni9，这些钢含碳量很低，前一牌号碳含量 $w_c \leq 0.08\%$ ，后一牌号碳含量 $w_c \leq 0.14\%$ 。

(2) 耐热钢

钢的耐热性是高温抗氧化性和高温强度（热强性）的总称。耐热钢通常分为抗氧化钢和热强钢。

1) 抗氧化钢

抗氧化钢又称不起皮钢，其特点是高温下有较好的抗氧化能力并有一定强度。这类钢主要用于制造长期工作在高温下的零件，如各种加热炉底板、渗碳箱等。常用的抗氧化钢有 4Cr9Si2、1Cr13SiAl 等。

2) 热强钢

热强钢的特点是在高温下有良好的抗氧化能力并具较高的高温强度。常用的热强度钢有 15CrMo、4Cr14Ni4WMo。前者是典型的锅炉用钢，可以制造在 300~500℃ 下长期工作的零件；后者可以制造在 600℃ 以下工作的零件，如汽轮机叶片，大型发电机排气阀等。

耐热钢中加入合金元素铬、硅、铝等可提高抗高温氧化性，加入合金元素钨、钼、钒等可提高高温强度。

(3) 耐磨钢

耐磨钢是指高耐磨性的高锰钢。它的主要化学成分是：碳含量1.0%~1.3%，锰含量11%~14%（锰/碳=11~12），它的钢号写成Mn13。这种钢基本上都是铸造成型的。高锰钢主要用于制造铁路道岔、拖拉机履带、挖土机铲齿等。

三、铸铁与铸钢

铸铁是碳含量大于2.11%的铁碳合金。在实际生产中，一般铸铁的碳含量为2.5%~4.0%，硅含量为0.8%~3%，锰、硫、磷杂质元素的含量也比碳钢高。有时也加入一定量的其他合金元素，获得合金铸铁，以改善铸铁的某些性能。

铸铁具有良好的铸造性、耐磨性、减振性和切削加工性，生产简单，价格便宜，经合金化后具有良好的耐热性或耐蚀性。因此，铸铁在工业生产中获得广泛应用。由于铸铁的塑性、韧性较差，只能用铸造工艺方法成形零件，而不能用压力加工方法成形零件。

根据碳在铸铁中的存在形式，一般可将铸铁分为白口铸铁、灰铸铁、球墨铸铁和可锻铸铁。白口铸铁断口呈白亮色，性能硬而脆，不易切削加工，在机械工业中很少直接应用。

1. 灰铸铁

灰铸铁断口呈暗灰色，故称灰铸铁。灰铸铁实质上是在碳钢的基体上分布着一些片状石墨。由于石墨的强度、硬度较低，塑性、韧性极差，所以石墨的存在相当于钢中分布着许多裂纹和“空洞”，起到割裂基体的作用，严重降低了铸铁的抗拉强度。铸铁中的石墨数量越多，尺寸越大，分布越不均匀，铸件的抗拉强度、塑性和韧性就越差。但石墨对铸铁的抗压强度影响不大。

石墨虽然降低了铸铁的抗拉强度和塑性，但也给铸铁带来了一系列其他的优越性能，如优良的铸造性能，良好的切削加工性，良好的减摩擦性和减振性，因而被广泛地用来制作各种承受压力和要求消振性的床身、机架、结构复杂的箱体、壳体和经受摩擦的导轨、缸体等。

灰铸铁的牌号以“HT 加数字组成”表示，其中“HT”是“灰”和“铁”的汉语拼音字首表示灰口铸造，数字表示其最低的抗拉强度。常用灰铸铁的牌号、性能和用途见表4-8。

表4-8 常用灰铸铁的性能牌号和用途

牌 号	σ_i /MPa (不小于)	HBS	用 途
HT150	150	163~229	承受中等负荷的零件，如汽轮机、泵体、轴承座、齿轮箱等
HT200	200	170~241	承受较大负荷的零件，如气缸、齿轮、液压缸、阀壳、飞轮、床身、活塞、制动鼓、联轴器、轴承座等
HT250	250	170~241	
HT300	300	187~255	承受高负荷的重要零件，如齿轮、凸轮、车床卡盘、剪床和压力机的机身、床身、高压液压缸、滑阀壳体等
HT350	350	187~269	

用热处理的方法来提高灰铸铁的强度、塑性等力学性能效果不大。通常对灰铸铁进行热处理的目的是减少铸件中的应力，消除铸件薄壁部分的白口组织，提高铸件工作表面的硬度和耐磨性等。常用的热处理方法是去应力退火、表面淬火（如机床床身导轨）。

2. 可锻铸铁

可锻铸铁是将一定成分的白口铸铁经过退火处理，使渗碳体分解，形成团絮状石墨的铸铁。由于石墨呈团絮状，大大减轻了对基体的割裂作用。与灰铸铁相比，可锻铸铁不仅有较高的强度，而且有良好的塑性和韧性，并由此得名“可锻”，但实际上并不可锻。

常用可锻铸铁的性能和用途见表4-9。

表4-9 常用可锻铸铁的性能和用途

牌 号	σ /MPa	8/%	HBS	用 途
	不 小 于			
KTH300-06	300	6	≤ 150	汽车、拖拉机的后桥外壳、转向机构、弹簧钢板支座等；机床上用的扳手；低压阀门、管接头和农具等
KTH330-08	330	8		
KTH350-10	350	10		
KTH370-12	370	12		
KTZ450-06	450	6	150~200	曲轴、连杆、齿轮、凸轮轴、摇臂、活塞环等
KTZ550-04	550	4	180~230	
KTZ650-02	650	2	210~260	
KTZ700-02	700	2	240~290	

在球墨铸铁出现之前，可锻铸铁曾是铸铁中性能最好的，广泛用作汽车、拖拉机的前后轮壳，管道的弯头、三通等形状复杂、尺寸不大、强度和韧性要求较高的零件。但由于生产效率低、生产成本低，故现在有被球墨铸铁取代的趋势。

3. 球墨铸铁

球墨铸铁是指石墨以球状形式存在的铸铁。球墨铸铁的获得是在浇注前往铁水中加入适量的球化剂和孕育剂即球化处理，浇注后可使石墨呈球状分布的铸铁。由于石墨呈球状分布在基体上，对基体的割裂作用降到最小，可以充分发挥基体的性能，所以球墨铸铁的力学性能比灰铸铁和可锻铸铁都高，其抗拉强度、塑性、韧性与相应基体组织的铸钢相近。球墨铸铁兼有铸铁和钢的优点，因而得到广泛应用。它可以用来代替碳钢、合金钢、可锻铸铁等材料，制成受力复杂，强度、硬度、韧性和耐磨性要求较高的零件，如柴油机曲轴、减速箱齿轮以及轧钢机轧辊等。

球墨铸铁的牌号由QT 加两组数字组成。QT 分别是“球”与“铁”的汉语拼音字首，代表球墨铸铁，两组数字分别表示最低抗拉强度和伸长率。常用球墨铸铁的性能和用途见表4-10。

表4-10 常用球墨铸铁的性能和用途

牌 号	σ /MPa	$T_{0.2}$ /MPa	8/%	HBS	用 途
QT400-18	400	250	18	130~180	阀体，汽车、内燃机零件，机床零件
QT400-15	400	250	15	130~180	
QT450-10	450	310	10	160~210	
QT500-7	500	320	7	170~230	机油泵齿轮，机车车辆轴瓦
QT600-3	600	370	3	190~270	

牌 号	σ /MPa	T_{02} /MPa	δ /%	HBS	用 途
QT700-2	700	420	2	225~305	柴油机曲轴、凸轮轴、气缸体、气缸套； 活塞环；部分磨床、铣床、车床的主轴等
QT800-2	800	480	2	245~335	
QT900-2	900	600	2	280~360	拖拉机减速齿轮，柴油机凸轮轴

4. 铸钢

将熔炼好的钢液直接铸成零件或毛坯，这种铸件称为铸钢件。与铸铁相比，铸钢的力学性能，特别是抗拉强度、塑性、韧性较高。因此，铸钢一般用于制造形状复杂、综合力学性能要求较高的零件，而这类零件在工艺上难于用锻造方法获得，在性能上又不能用力学性能较低的铸铁制造。

铸钢有碳素铸钢和合金铸钢两种。

(1) 碳素铸钢

碳素铸钢又叫铸造碳钢，简称铸钢。铸钢的碳含量一般在0.15%~0.60%。铸钢的牌号用ZG后面加两组数字组成。如ZG200-400表示屈服强度不低于200 MPa，抗拉强度或强度极限不低于400 MPa的铸钢。

(2) 合金铸钢

为了进一步提高铸钢的力学性能，常在碳素铸钢基础上加入锰、硅、铬、钼、钒、钛等合金元素，制成合金铸钢，如ZG35SiMn、ZG40Cr、ZG35CrMnMo等。为了满足铸钢件的特殊的物理、化学性能要求时，还可用耐蚀、耐热、耐磨铸钢等。

铸钢的流动性较差，常采用提高浇注温度的方法改善其流动性。所以铸钢件的晶粒粗大，还可能产生组织缺陷。为了晶粒细化，改善铸钢件的性能，要进行相应的热处理。

铸钢件一般采用正火或退火处理，以细化晶粒，消除缺陷组织和铸造应力。对于某些局部表面要求耐磨性较高的中碳铸钢件，可采用局部表面淬火。对合金铸钢件，可采用调质处理以改善其力学性能。

§ 4-2 钢的热处理

钢的热处理是指采用适当方式将钢或钢制工件进行加热、保温和冷却，以获得预期的组织结构与性能的工艺。

通过适当的热处理，不仅能充分发挥钢材的潜力，提高工件的使用性能和使用寿命，而且还可以改善工件的加工工艺性能。因此，热处理工艺在机械制造业中占有十分重要的地位。

热处理工艺的种类很多。根据加热和冷却方法不同，工业生产中常用的热处理工艺可大致分为：

普通热处理，即退火、正火、淬火、回火，俗称“四把火”；

表面热处理，包括表面淬火(感应加热淬火、火焰淬火)，化学热处理(渗碳、氮化等)。



一、钢的退火和正火

1. 退火

将钢加热到适当温度，保持一定时间，然后缓慢冷却的热处理工艺。

退火的目的是降低硬度，以利于切削加工；提高塑性和韧性，以利于冷变形加工；改善钢的性能或为以后热处理作好组织准备；消除钢中的残余内应力，防止变形和开裂。

2. 正火

将钢加热到适当温度，保持一定时间后出炉空冷的热处理工艺。它比退火的冷却速度快。

正火只适用于碳素钢及合金元素含量不高的合金钢。

正火的目的是细化组织，用于低碳钢，可提高硬度，改善切削加工性；用于中碳钢和性能要求不高零件，可代替调质处理；用于高碳钢，可消除网状碳化物，为球化退火做组织准备。

正火与退火相比，钢在正火后的强度、硬度高于退火，而且操作简便，生产周期短，成本低，在可能的条件下宜用正火代替退火。

二、钢的淬火

将钢加热到适当温度，保持一定时间，然后快速冷却的热处理工艺。最常见的有水(盐水)冷淬火、油冷淬火等。淬火的目的是提高钢的硬度、强度和耐磨性。钢在淬火后，必须配以适当的回火，才能获得理想的力学性能。钢的强度、硬度、耐磨性、弹性、韧性等，都可以利用淬火与回火使之大大提高。所以淬火是强化钢材的重要热处理工艺。

淬火工艺有两个概念应加以重视和区别，一是淬硬性，二是淬透性。淬硬性是指钢经淬火后能达到的最高硬度，主要取决于钢中的碳含量，碳含量愈高，获得的硬度愈高；淬透性是指钢经淬火获得淬硬层深度的能力，淬透性愈好，淬硬层愈厚。淬透性主要取决于钢的化学成分和淬火冷却方式。一般来说，含碳量相同的碳素钢与合金钢的淬硬性没有差别，而合金钢的淬透性高于碳素钢。因此，有些合金钢例如高速钢，可以采用空气冷却淬火。

三、钢的回火

将淬火钢重新加热到低于 727°C 的某一温度，保温一定时间，然后空冷到室温的热处理工艺，称为回火。淬火钢必须及时回火。回火的目的是减少或消除工件淬火时产生的内应力，稳定组织，以满足工件使用需要的性能。回火是热处理工艺的最后一道工序。

淬火后的钢件根据其力学性能的要求，配以不同温度的回火。按回火温度范围，可将回火分为低温、中温、高温回火。

1. 低温回火($150\sim 250^{\circ}\text{C}$)

低温回火的目的是降低淬火内应力，提高韧性，并保持高硬度和耐磨性。主要用于高碳工具钢和合金钢刀具、量具、滚动轴承、冷作模具和要求硬而耐磨的零件。

2. 中温回火($250\sim 500^{\circ}\text{C}$)

中温回火的目的是使淬火钢件具有高的弹性极限、屈服强度和适当的韧性。主要用于弹性零件(如弹簧、发条)和热锻模具等。

3. 高温回火(500~650℃)

高温回火的目的是获得硬度、强度、韧性、塑性, 有较好的综合力学性能。生产中把淬火和高温回火相结合的热处理称为调质处理, 简称调质。调质处理广泛用于螺栓、连杆、齿轮、曲轴等重要结构零件。

四、钢的表面热处理

在冲击载荷和摩擦条件下工作的零件(如齿轮等), 要求其表面具有高的硬度和耐磨性, 而心部应具有足够的塑性和韧性。这一工件表面和心部不同的性能要求, 难于从选材和普通热处理解决, 而表面热处理能满足这类零件的要求。

常用的表面热处理方法有表面淬火和化学热处理两种。

1. 表面淬火

表面淬火是仅对工件的表面层进行淬火, 而心部仍保持未淬火状态。其目的是使工件表面具有高硬度、耐磨性, 而心部具有足够的塑性、韧性。常用的有火焰表面淬火、感应加热表面淬火。

火焰表面淬火是用乙炔-氧或煤气-氧的混合气体燃烧的火焰, 喷射在零件表面上, 快速加热, 使工件表面层迅速地达到淬火温度, 而后立即喷水进行冷却的一种方法。火焰表面淬火适用于碳钢和合金结构钢。火焰淬火的设备简单, 速度快, 变形小, 适用于局部磨损的工件, 如轴、齿轮、轨道等, 用于特大件更为经济有利。但火焰表面淬火容易过热, 淬火效果不稳定, 因而在使用上有一定局限性。

感应加热表面淬火是把工件放在感应器(变磁场)中, 依靠工件表面产生感应电流, 使工件表面瞬时升到淬火温度, 并即喷水冷却, 使之获得淬硬的表层的热处理工艺。这种处理异常迅速(几秒或几十秒), 而且硬度高, 氧化变形小, 操作简单, 容易机械化、自动化, 适用于大批量生产, 如齿面淬火。

2. 钢的化学热处理

化学热处理是将工件置于适当的活性介质中加热、保温、冷却的方法, 使一种或几种元素渗入钢件表层, 以改变钢件表面层的化学成分、组织和性能的热处理工艺。

化学热处理工艺种类较多, 一般根据渗入钢件表面元素来命名。渗入的元素不同, 钢件表面性能不同。有: 渗碳、碳氮共渗, 可提高钢表面的硬度和耐磨性; 氮化、渗硼, 可使钢件表面特别硬, 显著提高耐热抗氧化性。渗碳、氮化、碳氮共渗是比较常用的化学热处理方法。

(1) 渗碳

渗碳是把低碳钢工件放在渗碳介质中, 加热到一定温度(一般为930℃左右), 保温足够长的时间, 使表面层的碳浓度升高, 这样一种热处理工艺称为渗碳。根据渗碳介质的状态不同, 可分为固体渗碳、液体渗碳和气体渗碳, 而以气体渗碳应用最为广泛。渗碳通常采用低碳钢或合金渗碳钢, 主要用于表面要求高硬度、耐磨, 心部具有足够强度和韧性, 具有高的疲劳强度的工件, 如齿轮、活塞销、轴类零件等。但渗碳时间长, 渗碳层很薄。

(2) 氮化

氮化是向钢的表面渗氮以提高表面层氮浓度的热处理过程。常用的氮化方法是把氮气通入一定温度(一般为500~560℃)的密封炉中, 氮气分解产生活性氮原子渗入工件的表面。氮化以后

工件的硬度高(可达1000~1200HV), 耐磨性高, 氧化变形小, 并能耐热、耐腐蚀、耐疲劳等。38CrMoAl 是常用的氮化钢, 氮化后不需要进行淬火处理。氮化的最大缺点是工艺时间较长。

化学热处理已从单元素渗发展到多元素复合渗, 使工件具有综合的优良性能。

§ 4-3 有色金属材料

在工业生产中应用的材料, 除钢铁材料以外的金属材料, 统称为有色金属。目前有色金属的产量和用量虽不及钢铁材料多, 但由于它们具有某些独特性能和优点, 而使其成为现代工业生产中不可缺少的材料。

一、铝及铝合金

1. 纯铝

纯铝是一种银白色的金属。它具有下列特性:

① 质轻、密度较小, 是轻金属之一, 常用作各种轻质结构材料的基本组元。

② 导电、导热性良好。导电性仅次于银和铜。

③ 抗大气腐蚀性能好。

④ 塑性好, 易于承受各种压力加工而制成多种型材与制品。但强度、硬度较低, 故工业上常通过合金化来提高其强度, 用作结构材料。

纯铝分为高纯度铝和工业纯铝。

高纯度铝又称化学纯铝, 其纯度可达99.99%, 主要用于科学研究和某些特殊用途。

工业纯铝的纯度不及高纯度铝, 其常见杂质为铁和硅。这类铝主要用于制成管、棒、线等型材以及配制铝合金的原料。

2. 铝合金

由于纯铝的强度很低, 不宜用来制作结构零件。在铝中加入适量的硅、铜、镁、锰等合金元素, 可以得到较高强度的铝合金, 且仍具有密度小、耐蚀性好、导热性好的特点。铝合金按其成分和工艺特点可分为形变铝合金和铸造铝合金。

(1) 形变铝合金

形变铝合金按其主要性能和用途, 分为防锈铝(代号LF)、硬铝(代号LY)、超硬铝(代号LC)和锻铝(代号LD)。

1) 防锈铝

它是铝-锰或铝-镁系合金。这类合金的强度高于纯铝, 并有良好的塑性, 耐蚀性较好, 主要用于制造耐蚀性高的容器、防锈及受力小的构件, 如油箱、导管及日用器具等。

2) 硬铝

它是铝-铜-镁系合金。这类合金经过适当热处理后, 强度、硬度显著提高, 但耐蚀性不如纯铝, 常用于制造飞机零部件及仪表零件。

3) 超硬铝

它是铝-铜-镁-锌系合金。这类合金通过适当热处理后, 强度、硬度较高, 是铝合金中

强度最高的，主要用于制造飞机上受力较大的结构件，如飞机大梁。

4) 锻铝

它是铝-铜-镁-硅系合金。其力学性能与硬铝相近，但具有较好的锻造性能，故称锻铝，主要用于制作航空仪表工业中形状复杂、要求强度高的锻件。

(2) 铸造铝合金

铸造铝合金是指具有较好的铸造性能，宜于用铸造工艺生产铸件的铝合金。根据化学成分，铸造铝合金可分为铝-硅系、铝-铜系、铝-镁系、铝-锌系铸造铝合金，其中铝-硅系铸造铝合金应用最为广泛。

铸造铝合金具有优良的铸造性能，抗蚀性好，用于制造轻质、耐蚀、形状复杂的零件，如活塞、仪表外壳、发动机缸体等。

二、铜及铜合金

1. 纯铜

纯铜是玫瑰红色，外观为紫红色，俗称紫铜。由于纯铜是用电解法制造出来的，又名电解铜。它具有良好的导电性、导热性、耐蚀性，强度不高，硬度很低，塑性较好，易于冷、热压力加工。由于纯铜价格昂贵，为贵重金属，一般不做结构零件，主要用于制作导电材料及配制铜合金的原料。

工业上使用的纯铜，其含铜量为99.5%~99.95%。其牌号有T1、T2、T3、T4四种。T为“铜”字汉语拼音字首，数字为顺序号，顺序号越大，杂质含量越高。

2. 铜合金

铜合金根据主加元素不同，可分为黄铜、青铜、白铜。在工业上最常用的是黄铜和青铜。

(1) 黄铜

黄铜是以锌为主加元素的铜合金，因色黄而得名。黄铜敲起来音响很好，又叫响铜，因此锣、铃、号等都是用黄铜制造的。黄铜又分为普通黄铜和特殊黄铜。

1) 普通黄铜

仅由铜和锌组成的铜合金称为普通黄铜。其牌号用H加数字表示，H代表铜，数字为铜含量的质量分数，如H70表示平均含铜量为70%的铜锌合金。

普通黄铜中常用的牌号有：H80，颜色呈美丽的金黄色，又称金黄铜，可作装饰品；H70，又称三七黄铜，它具有较好的塑性和冷成型性，用于制造弹壳、散热器等，故有弹壳黄铜之称；H62，又称四六黄铜，是普通黄铜中强度最高的一种，同时又具有好的热塑性、切削加工性、焊接性和耐蚀性，价格较便宜，故工业上应用较多，如制造弹簧、垫圈、金属网等。

2) 特殊黄铜

在普通黄铜中加入其他合金元素所组成的铜合金，称为特殊黄铜。常加入的元素有锡、硅、铅、铝等，分别称为锡黄铜、硅黄铜、铅黄铜等。加入合金元素是为了改善黄铜的使用性能或工艺性能(耐蚀性、切削加工性、强度、耐磨性等)。特殊黄铜的牌号用H加主加元素的化学符号和数字表示，其数字分别表示铜和加入元素的百分数。如HPb59-1表示铅黄铜，平均铜含量(Cu)为59%，铅含量(Pb)1%，其余为锌。常用的特殊黄铜有：铅黄铜(HPb59-1)，主要用于制造大型轴套、垫圈等；锰黄铜(HMn58-2)，主要用于制造在腐蚀条件下工作的零

件, 如气阀、滑阀等。

(2) 青铜

青铜是指铜与锌或镍以外的元素组成的合金。按化学成分不同, 分为普通青铜(锡青铜)、特殊青铜(无锡青铜)两类。

普通青铜即锡青铜是人类历史上应用最早的一种合金, 我国古代遗留下来的一些古镜、钟鼎之类便由这些合金制成。锡青铜具有耐磨、耐蚀和良好铸造性能, 用于制造蜗轮、轴承和弹簧等, 以及工艺品, 其牌号表示方法为Q 加主加元素的化学符号、含量百分数和数字(其他加入元素的百分数)。铸造青铜的牌号用“铸”字的汉语拼音字首Z 和基体金属的化学元素符号铜(Cu), 以及主加化学元素和辅加元素符号、名义百分含量的数字组成, 如ZCuSn10P1 为铸造锡青铜, 平均锡含量(Sn) 为10%, 含磷(P) 1%。

特殊青铜的力学性能、耐磨性、耐蚀性, 一般都优于普通青铜, 而铸造性能不及普通青铜, 主要用于制造高强度耐磨零件, 如轴承、齿轮等。

(3) 白铜

白铜是铜镍合金, 因色白而得名。它的表面很光亮, 不易锈蚀, 主要用于制造精密仪器、仪表中耐蚀零件及电阻器、热电偶等。

三、轴承合金

在滑动轴承中, 制造轴瓦及其内衬的合金, 称为轴承合金。

根据滑动轴承的工作条件, 轴承合金必须具有高的抗压强度和疲劳强度, 足够的塑性和韧性, 良好的磨合能力、减摩性和耐磨性, 除此还要容易制造、价格低廉。

常用的轴承合金有锡基、铅基、铝基轴承合金。

1. 锡基轴承合金(锡基巴氏合金)

锡基轴承合金以锡(Sn) 为基础, 加入锑(Sb)、铜等元素组成的合金。这种轴承合金具有硬度适中, 减摩性好, 足够的塑性、韧性, 良好的耐蚀性、导热性, 膨胀系数较小。所以, 在汽车、拖拉机、汽轮机等机械的高速轴上应用较广。锡基轴承合金的疲劳强度低, 同时, 锡的熔点较低, 其工作温度不宜高于150℃。

锡基轴承合金的牌号是以“铸”“字”的汉语拼音字首Z 和基体元素锡(Sn) 的化学元素符号, 以及主加元素和辅加元素符号、名义百分含量的数字组成, 如ZSnSb11Cu6 表示平均锑量为11%、铜量为6%的锡基轴承合金。这个牌号也是最常用的锡基轴承合金。

2. 铅基轴承合金(铅基巴氏合金)

铅基轴承合金是以铅(Pb)、锑为基础, 加入锡、铜等元素组成的合金。铅基轴承合金的硬度、强度、韧性、减摩性均低于锡基轴承合金, 故用于中低速度的、中等负荷的轴承。由于它的价格便宜, 在可能的情况下尽量采用。

铅基轴承合金的牌号表示方法同于锡基轴承合金。常用的牌号为ZPbSb10Sn16Cu2。

3. 铝基轴承合金

铝基轴承合金常用的有铝锑镁和高锡铝基轴承合金。

铝锑镁轴承合金, 是以铝为基础, 加入4%锑(Sb) 和0.3%~0.7%镁(Mg) 所组成配合金; 高锡铝基轴承合金, 是以铝为基础, 加入20%锡(Sn) 和1%铜所组成的合金。铝锑镁轴承合



金仅在低速柴油机等的轴承上使用。

铝基轴承合金的特点是，原料丰富、价格便宜，导热性好，高的疲劳强度，良好的耐热、耐磨和抗蚀性，能承受较大压力与速度。用它可代替巴氏合金，其中以高锡铝基轴承合金应用最广，用于汽车、拖拉机、内燃机车的轴承。

§ 4-4 非金属材料

机械制造业中，绝大部分产品都是金属材料制成的，也应用非金属材料。由于非金属材料来源广泛，易成型，又具有某些特殊性能，因而非金属材料的应用已日趋广泛。

非金属材料种类繁多，在机械工程中常用的有工程塑料、橡胶、陶瓷、复合材料和胶粘剂等。

一、工程塑料

工程塑料是一类以天然或合成树脂为主要成分，在一定的温度和压力下塑制成型，并在常温下保持其形状不变的材料。

1. 塑料的分类

塑料的品种繁多，分类方法也很多。

通常按塑料受热后所表现的行为分为热塑性塑料和热固性塑料。

(1) 热塑性塑料

热塑性塑料是一类可以反复通过提高温度使之软化，降低温度使之硬化的材料。常用的热塑性塑料有尼龙(聚酰胺)、聚乙烯、有机玻璃等。这类塑料的优点是加工成型简便，具有较高的力学性能，缺点为耐热性和刚性较差。

(2) 热固性塑料

这类塑料加热时软化，然后固化成型，这一过程不能重复进行。常用的热固性塑料有酚醛树脂、环氧树脂、氨基塑料等。这类塑料具有耐热性高、受热不易变形、价廉等优点，缺点是生产率低、强度一般不太好。

习惯上也有将塑料分为通用塑料、工程塑料和特种塑料。

(1) 通用塑料

主要是指产量特别大，价格低，应用范围广的一类塑料。常用的有聚乙烯、聚氯乙烯、聚丙烯、酚醛塑性等，主要用来制造日常生活用品、包装材料和工农业生产用的一般机械零件。

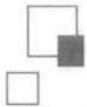
(2) 工程塑料

常指在工程技术中作结构材料的塑料。这类塑料具有较高的强度或具有耐高温、耐腐蚀、耐辐射等特殊性能，因而可部分代替金属，特别是有色金属来制作某些机械构件或作某些特殊用途。常用的工程塑料有聚酰胺(尼龙)、聚甲醛、ABS、有机玻璃等。

(3) 特种塑料

它是指具有特殊性能和特种用途的塑料，如耐高温塑料、医用塑料等。

随着塑料工业的发展，目前已有许多塑料可以通过物理或化学方法进行改性与增强，其应



用范围不断扩大,故通用塑料与工程塑料之间已无严格界限。

2. 塑料的特性及用途

塑料的优异性能主要表现为:质轻,表面密实光滑,摩擦因数小,防水,气密,耐磨,吸振消声性好,耐腐蚀性好,绝缘性好以及成形工艺简单。因此,塑料的用途十分广泛。现在,每年塑料的产量按体积计算已超过钢铁,主要用作绝缘材料、建筑材料、工业结构材料和零件、日用品等。

塑料进入机械制造业,首先用于传动系统,如齿轮、轴承等。现在不仅用于传动系统,还可以制造一般结构零件(如支架、手轮、油管等),耐蚀件(化工容器、泵等),绝缘件(插头插座、电子电讯元件),密封件以及矿山机械上的大型蜗轮,直径几米的环套等。

二、橡胶

橡胶是一种有机高分子材料,具有高的弹性,优良的伸缩性能和储蓄能量的能力,成为常用的密封、抗振、减振及传动材料。橡胶还有良好的耐磨性、隔音性和阻尼特性。未硫化橡胶还能与某些树脂掺和改性与其他材料(如金属、纤维、石棉、塑料等)结合而成为兼有两者特点的复合材料。

橡胶可分为天然橡胶和合成橡胶两类。

1. 天然橡胶

天然橡胶属于天然树脂,是从橡胶树的浆汁中制取的,主要成分是聚异戊二烯。天然橡胶的抗拉强度与回弹性比多数合成橡胶好,但耐热老化性和耐大气老化性较差,不耐臭氧,不耐油和有机溶剂,易燃烧。它一般用作轮胎,电线电缆的绝缘护套等。

2. 合成橡胶

合成橡胶是将石油或乙醇、乙炔、天然气或其他产物经过加工、提炼而获得,并具有类似橡胶性质的合成产物。这种材料可以用来代替天然橡胶。常用的合成橡胶有丁苯橡胶、氯丁橡胶、聚氨酯橡胶、硅橡胶、氟橡胶等。

三、复合材料

复合材料是由两种或两种以上性质不同的材料组合而成,二者保留了各自的优点,得到单一材料无法比拟的综合性能,是新型的工程材料。

各种材料都可以相互复合。非金属材料之间可以复合,非金属与金属材料可以复合,不同的金属材料之间也可做成复合材料。

1. 复合材料的特性

(1) 比强度大

比强度是材料强度和密度的比值,是从减轻重量的观点选择材料的指标。如碳纤维与环氧树脂组成的复合的材料,比强度是钢的7倍,通常可减轻结构件重量的15%~30%。

(2) 化学稳定性好

选用耐蚀性良好的树脂为基体,用高强度纤维做增强材料,能耐酸、碱及油脂等的侵蚀。

(3) 减摩耐磨、自润滑性好

选用适当的塑料与钢板制成的复合材料,可作为轴承材料。由于钢板的增强作用,塑料轴

承的耐磨性、尺寸稳定性以及承载能力都能显著提高。用石棉之类的材料与塑料复合，可以得到摩擦因数大、制动效果好的摩阻材料。

(4) 其他特殊性能

如隔热性、烧蚀性，以及特殊的电、光、磁等性能。

2. 复合材料的分类和应用

根据复合材料结构上的特点，一般可以分为纤维复合材料，层叠复合材料，细粒复合材料和骨架复合材料等。

(1) 纤维复合材料

纤维复合材料大部分是纤维和树脂的复合。根据所用的纤维和树脂的不同，可分为玻璃纤维复合，碳纤维、石墨纤维复合，晶须复合等。复合后的性能一般都能发挥长处，克服短处。纤维复合材料的用途视其性能而定。如用玻璃纤维增强的热固性塑料，一般称为玻璃钢，具有优良的综合性能，在航空、国防、汽车、化工等方面应用广泛，是一种重要的复合材料。碳纤维、石墨纤维复合材料的比强度高、线胀系数小、耐磨、自润滑性能好，可用于航空、宇航、原子能工业中的压气机叶片，发动机壳体、轴瓦、齿轮以及眼镜架、钓鱼竿等。晶须复合材料的强度特别高，用晶须毡与环氧树脂复合的层压板，可用作涡轮叶片等。

(2) 层叠复合材料

层叠复合材料是把两种以上不同材料层叠在一起。例如玻璃复层是把两层玻璃板之间夹一层聚乙烯醇缩丁醛，可作安全玻璃使用，塑料复层则在普通钢板或铝材上复一层塑料，可提高其耐腐蚀性能，用于化工及食品工业，如铝塑管材等。

(3) 细粒复合材料

一般是粉料间的复合。可分为金属粒与塑料复合，如高含量铅粉的塑料，可用作 γ 射线的罩屏及隔音材料；铜粉加入氟塑料，还可用作轴承材料；陶瓷粒与金属复合，如氧化物金属陶瓷，可用作高速切削刀具及高温耐磨材料等。

(4) 骨架复合材料

包括多孔浸渍材料和夹层结构材料。多孔材料浸渍低摩擦因数的油脂或氟塑料，可作轴承等。夹层结构材料质轻，抗弯强度大，可制作大电机罩、门板及飞机机翼等。

四、胶粘剂

胶粘剂又称粘接剂，它是能把相同或不同的材料牢固地黏合在一起的物质。它以富有黏性的物质为基础，加入了各种添加剂。

1. 胶粘剂的特点

胶接与螺栓连接、铆接、焊接相比具有如下特点：胶接处应力分布较均匀；重量轻，可胶接各种材料；胶接处表面光滑、平整，胶缝具有绝缘、密封、耐腐蚀等性能。

2. 胶粘剂的分类及用途

胶粘剂可分为天然的和合成的两大类。天然胶粘剂使用范围较窄，已不能适应发展的需要。随着高分子化学工业的发展，合成出一系列新型的性能良好的胶粘剂。常用的合成胶粘剂有环氧胶粘剂(即万能胶)，广泛用于船舶、机械、电子仪表、化工、宇航工业等；聚氨酯胶粘剂(俗称乌利当)，主要用于液氮和液氢容器等低温设备的胶接；特种胶粘剂，主要用于宇

航、电子工业中具有特殊性能要求的零部件的胶接。

五、陶瓷

陶瓷是无机非金属固体材料，一般可分为传统陶瓷和特种陶瓷两大类。

传统陶瓷是黏土、长石和石英等天然原料，经粉碎、成形和烧结制成，主要用于日用品、建筑、卫生以及工业上的低压和高压电瓷、耐酸、过滤制品。

特种陶瓷是以各种人工化合物(如氧化物、氮化物等)制成的陶瓷，常见的有氧化铝瓷、氮化硅瓷等。这类陶瓷主要用于化工、冶金、机械、电子工业、能源和某些新技术领域等，如制造高温器皿、电绝缘及电真空器件、高速切削刀具、耐磨零件、炉管、热电偶保护管以及发热元件等。

陶瓷具有硬度高、抗压强度大、耐高温、抗氧化、耐磨损和耐蚀性能好等特点。但质脆、受力后不易产生塑性变形，经不起敲打碰撞，急冷急热时性能较差。

机械零件

§5-1 轴

轴是组成机器中最基本且重要的零件之一，其主要功能是：(1)传递运动和转矩；(2)支承回转零件(如齿轮、带轮)。轴一般都要有足够的强度，合理的结构和良好的工艺性。

一、轴的分类和应用特点

按其轴线形状不同，轴有直轴、曲轴和软轴三种。

1. 直轴

直轴按其承载情况不同可分为传动轴、心轴和转轴。主要承受转矩作用的轴，称为传动轴，如汽车的传动轴(图5-1)；只承受弯矩作用的轴，称为心轴，如自行车前轮轴(图5-2)；既承受弯矩又承受转矩作用的轴，称为转轴，如卷扬机的小齿轮轮轴(图5-3)。



图5-1

直轴根据外形的不同，可分为光轴和阶梯轴两种(图5-4)。阶梯轴的应用最为广泛。

2. 曲轴

曲轴是内燃机、曲柄压力机等机器中用于往复运动和旋转运动相互转换的专用零件，它兼有转轴和曲柄的双重功能(图5-5)。

3. 软轴

软轴具有良好的挠性，它可以把回转运动灵活地传到任何空间位置(图5-6)。如牙科医生用于修磨牙齿的钢丝软轴。

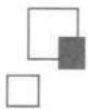
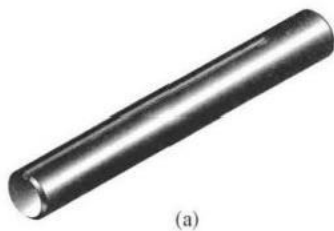


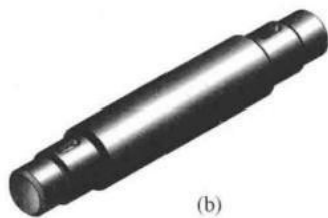
图5-2



图 5 - 3



(a)



(b)

图5-4



图5-5



图5-6

二、轴的常用材料

轴的材料要求有足够的强度，对应力集中敏感性低；还要能满足刚度、耐磨性、耐腐蚀性

要求；并具有良好的加工性能。

轴的常用材料主要是碳钢和合金钢，其次是球墨铸铁。

三、轴的结构

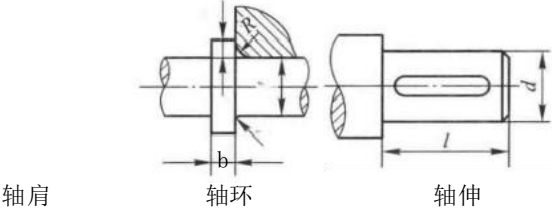
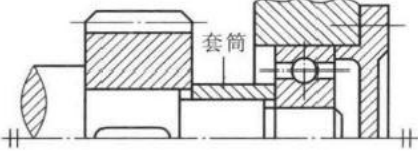
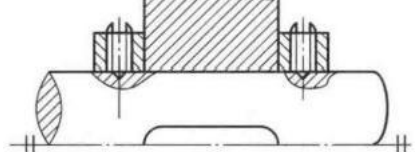
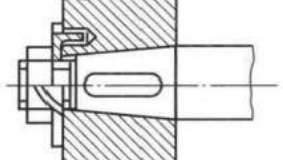
轴的结构应满足：

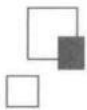
- ① 轴的受力合理，有利于提高轴的强度和刚度；
- ② 轴相对于机架和轴上零件相对于轴的定位准确，固定可靠；
- ③ 轴便于加工制造，轴上零件便于装拆和调整；
- ④ 尽量减小应力集中，并节省材料、减轻重量。

1. 轴上零件的固定

轴上零件的固定形式有两种：轴向固定与周向固定(表5-1、表5-2)。

表5-1 轴上零件轴向固定方法及特点


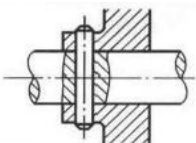
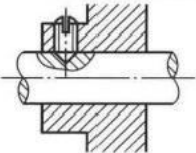
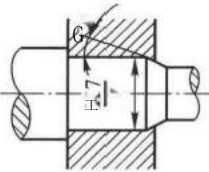
固定方法	简 图	特 点
轴肩 轴环 轴伸	 <p style="text-align: center;">轴肩 轴环 轴伸</p>	<p>结构简单，定位可靠，可承受较大轴向力。常用于齿轮、链轮、带轮、联轴器和轴承等定位。</p> <p>为保证零件紧靠定位面，应使$r < c_1$或$r < R$</p> <p>轴肩高度a应大于R或c_1，通常取$a = (0.07 \sim 0.1)d$</p> <p>轴环宽度$b \approx 1.4a$。</p> <p>与滚动轴承相配合处的a与r值应根据滚动轴承的类型与尺寸确定。</p> <p>圆柱轴伸的结构尺寸见GB/T 1569—1990</p>
套筒		<p>结构简单，定位可靠，轴上不需开槽、钻孔和切制螺纹，不影响轴的强度。一般用于零件间距较小场合，以免增加结构重量。轴的转速很高时不宜采用</p>
螺钉锁紧挡圈		<p>结构简单，不能承受大的轴向力，不宜用于高速。常用于光轴上零件的固定。</p> <p>螺钉锁紧挡圈的结构尺寸见GB/T 884—1986</p>
圆锥面		<p>能消除轴与轮毂间的径向间隙，装拆较方便，可兼做周向固定，能承受冲击载荷。多用于轴端零件固定，常与轴端压板或螺母联合使用，使零件获得双向轴向固定</p>



固定方法	简图	特点
圆螺母		<p>固定可靠, 装拆方便, 可承受较大轴向力。由于轴上切削螺纹, 使轴的强度降低。常用双圆螺母或圆螺母与止动垫圈固定轴端零件, 当零件间距较大时, 亦可用圆螺母代替套筒以减小结构重量。</p> <p>圆螺母和止动垫圈的结构尺寸见GB/T 810—1988, GB/T 812—1988及GB/T 858—1988</p>
轴端挡圈		<p>适用于固定轴端零件, 可承受剧烈振动和冲击载荷。</p> <p>螺栓紧固轴端挡圈的结构尺寸见GB/T 892—1986(单孔)及JB/ZQ 4349—1986(双孔)</p>
轴端挡板		<p>适用于心轴和轴端固定, 见JB/ZQ 4348—1986</p>
弹性挡圈		<p>结构简单紧凑, 只能承受很小的轴向力, 常用于固定滚动轴承。</p> <p>轴用弹性挡圈的结构尺寸见GB/T 894.1—1986</p>
紧定螺钉		<p>紧定螺钉同时起轴向和周向固定作用, 但轴向力和周向力均较小, 转速也不高。为防止螺钉松动, 可加锁圈</p>

表5-2轴上零件的周向固定形式及特点

	周向固定形式	特点
键连接		<p>以平键应用最广泛。加工容易, 装拆方便。轴向不能固定, 不能承受轴向力</p>

	周向固定形式	特 点
花键连接		具有接触面积大、承载能力强、对中性和导向性好、轴毂的强度削弱小等优点，适用于载荷较大、定心要求高的静、动连接。 加工工艺较复杂，需专用设备，成本较高
销钉连接		周向、轴向都可以固定，常用作安全装置，过载时可被剪断，防止损坏其他零件。 不能承受较大载荷，对轴强度有削弱
紧定螺钉		紧定螺钉端部拧入轴上凹坑(加工时配作)实现固定。结构简单，不能承受较大载荷，只适用于辅助连接
过盈配合		同时有轴向和周向固定作用，对中精度高。 选择不同的配合有不同的连接强度。 为装配方便，导入端应加工成锥面($\alpha = 10^\circ \sim 30^\circ$)。 拆卸不便，不宜用于重载和多次装拆的场合

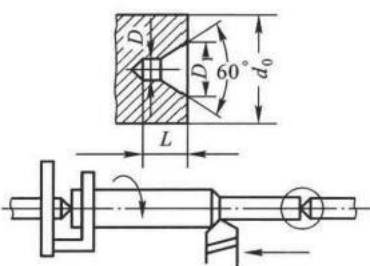
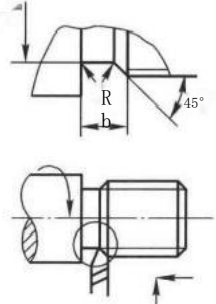
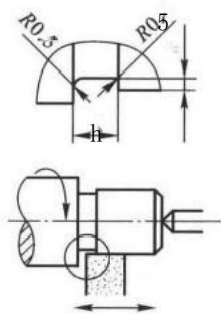
2. 轴的结构工艺性

轴的结构除了考虑零件固定与支承以外，还需考虑到加工、装配等的工艺性要求。

(1) 加工工艺性

① 轴的结构中，应有加工工艺所需的结构要素。例如，需磨削的轴段，阶梯处应设有砂轮越程槽；需切削螺纹的轴段，应设有螺尾退刀槽；轴的长径比 L/d 大于4时，轴两端应开设中心孔，以便加工时用顶尖支承和保证各轴段的同轴度。这些工艺结构已标准化，如表5-3所示，要按标准执行，具体尺寸参考有关手册。

表5-3 轴的工艺结构

中心孔(GB/T 145—2001)	螺纹退刀槽(GB/T3—1997)	砂轮越程槽(GB/T 6403.5—1986)
		

② 为了减少刀具品种、节省换刀时间，同一根轴上所有的圆角半径、倒角尺寸、环形切槽宽度等应尽可能统一；轴上不同轴段的键槽应布置在轴的同一直母线上，以便一次装夹后用铣刀切出(图5-7)。同样，一根轴上不同轴段的花键尺寸最好统一。此外，加工精度和表面粗糙度应定得合理。

(2) 装配工艺性

① 零件各部位装配时，不能互相干涉。如图5-8所示，a图中 $\phi 20$ 与 $\phi 30$ 不能同时要求紧密配合；b图中A、B两个平面不能同时要求紧密接合；c图中容易在R处发生干涉，使配合不紧。这是因为两个零件加工总

有误差变形，在这些地方稍有误差变形就会互相干涉，影响装配质量。因此，要保证主要面配合紧密，对非主要面留一定间隙。



图5-7

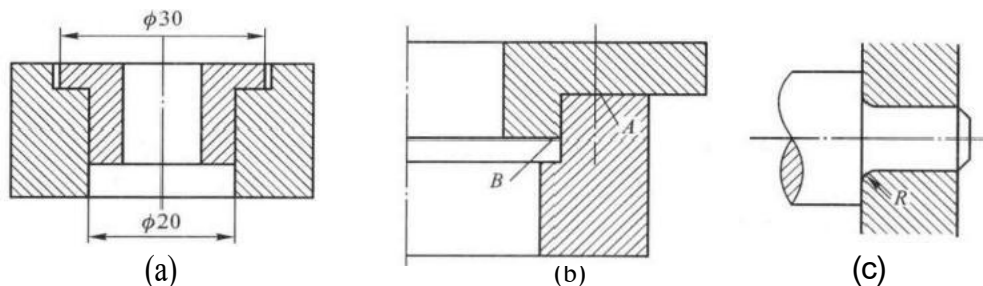
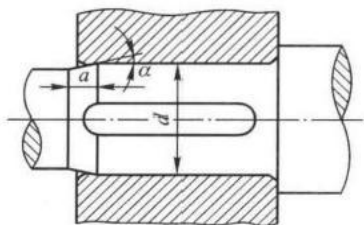


图5-8

② 轴的结构也应便于轴上零件的装配。各零件装配时，应尽量不接触通过其他零件的装配表面。轴端应倒角(45°或30°、60°)，以便于导向和避免擦伤零件配合表面。轴上过盈配合轴段的装入端也应倒角或加工成导向锥面，键槽延长到圆锥面处，以便装配时轮毂上键槽与键对中，见图5-9。



d/mm	a/mm	α
30~45	3	30°
45~100	5	
100~200	8	10°

图5-9

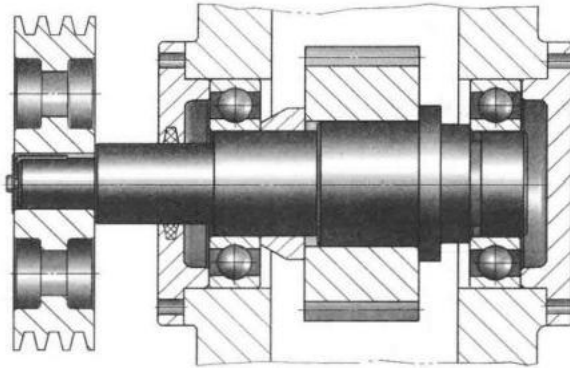
又如图5-10所示，要求轴径尺寸必须允许零件上的孔能按次序通过，否则就不能装配。

3. 改进轴的结构，降低应力集中，提高疲劳强度

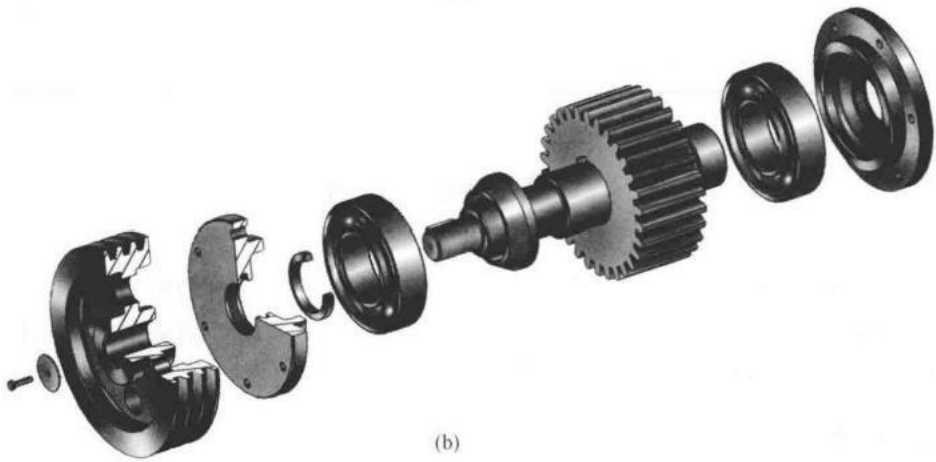
① 改进结构减小应力集中，改善零件的结构形状对消除和减少应力集中，提高轴的疲劳强度起着非常重要的作用。表5-4中列出了一些减小应力集中的例子。

② 降低表面粗糙度值，采用精车或磨削，减小轴表面的加工刀痕，有利于减小应力集中，提高轴的疲劳强度。

③ 采用表面热处理(表面淬火、渗碳、碳氮共渗等)和冷加工(滚压、喷丸)均能明显提高轴的疲劳强度。



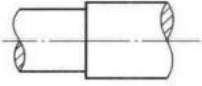
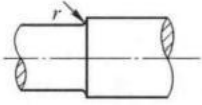
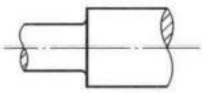
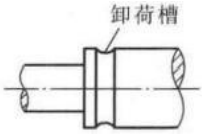
(a)

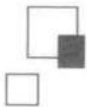


(b)

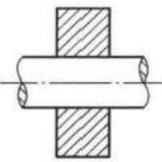
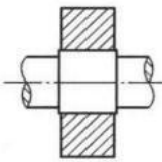
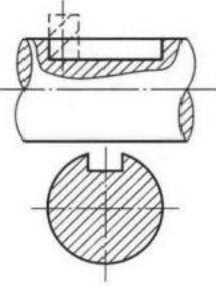
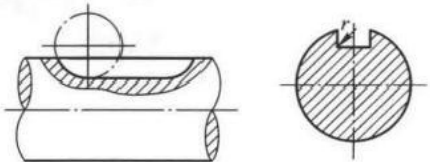
图5-10

表5-4 改进结构、减小应力集中

应力集中源	原 设计	改进后的设计
轴肩过渡处	 过渡处尖角	 增加圆角半径r
	 直径变化较大	 卸荷槽 在刚度大的截面处开卸荷槽



续表

应力集中源	原 设计	改进后的设计
过盈连接处	 <p>配合轴毂边缘有应力集中</p>	 <p>加大配合轴径</p>
键槽尖角处	 <p>键槽铣刀加工</p>	 <p>(a) 圆盘铣刀加工 (b) 有圆角过渡</p>

§5-2 轴 承

轴承即支承轴的零件，根据其工作的摩擦性质，轴承可分为滑动摩擦轴承（简称滑动轴承）和滚动摩擦轴承（简称滚动轴承）两类。而每一类轴承，按其所受的载荷方向不同，又可分为向心轴承、推力轴承和向心推力轴承等。

一、滑动轴承

1. 滑动轴承的特性

滑动轴承工作平稳，噪声较滚动轴承低，工作可靠。如果能保证滑动表面被润滑油膜分开而不发生接触时，可以大大地减小摩擦损失和表面磨损。但是，普通滑动轴承的起动摩擦阻力大。

2. 滑动轴承的应用

- ① 工作转速特别高的轴承，如磨床主轴；
- ② 承受极大的冲击和振动载荷的轴承，如轧钢机轧辊；
- ③ 要求特别精密的轴承；
- ④ 装配工艺要求轴承剖分的场合，如曲轴的轴承；
- ⑤ 要求径向尺寸小的轴承。

3. 滑动轴承的结构

滑动轴承一般由轴瓦与轴承座构成。滑动轴承根据它所承受载荷的方向，可分为向心滑动

轴承(主要承受径向载荷)和推力滑动轴承(主要承受轴向载荷)。常用向心滑动轴承的结构形式有整体式和剖分式两种。

(1) 整体式滑动轴承

图5-11是一种常见的整体式向心滑动轴承,用螺栓与机架连接。轴承座孔内压入用减摩材料制成的轴瓦(或叫轴套),在轴承座顶部装有油杯,轴套上有进油孔,内表面开轴向油沟以分配润滑油润滑。

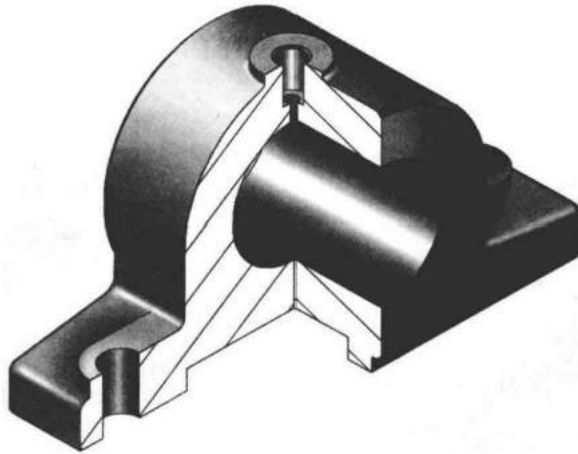


图5-11

整体式滑动轴承的最大优点是构造简单,但轴承工作表面磨损过大时无法调整轴承间隙;轴颈只能从端部装入,这对粗重的轴或具有中间轴颈的轴安装不便,甚至无法安装。为克服这两个缺点,可采用剖分式滑动轴承。

(2) 剖分式滑动轴承

剖分式滑动轴承如图5-12所示,由轴承座、轴承盖、剖分轴瓦(分为上、下瓦)及连接螺

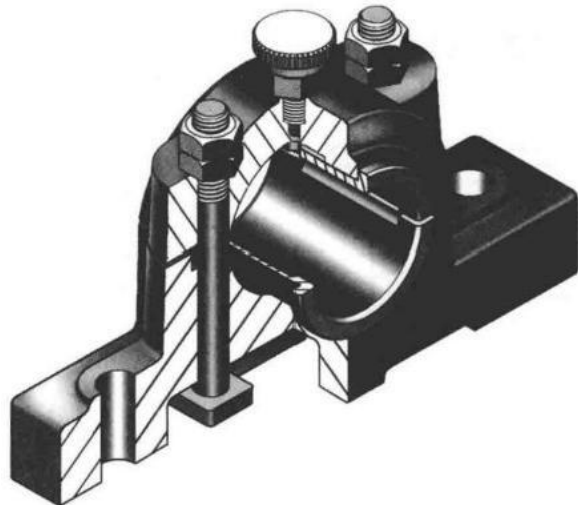


图5-12

栓等组成。轴承的剖分面应与载荷方向近于垂直，多数轴承剖分面是水平的，也有斜的。轴承盖与轴承座的剖分面常作成阶梯形，以便定位和防止工作时错动。它的轴瓦磨损后的轴承间隙可用减少剖分面处的金属垫片或刮配轴瓦金属的办法来调整。

剖分式滑动轴承装拆方便，轴瓦与轴的间隙可以调整，应用较广泛。

4. 轴瓦结构

轴瓦是滑动轴承的重要组成部分。常用轴瓦分整体式和剖分式两种结构。

(1) 整体式轴瓦(轴套)

整体式轴瓦一般在轴套上开有油孔和油沟以便润滑，如图5-13b所示，粉末冶金制成的轴套一般不带油沟，如图5-13a所示。

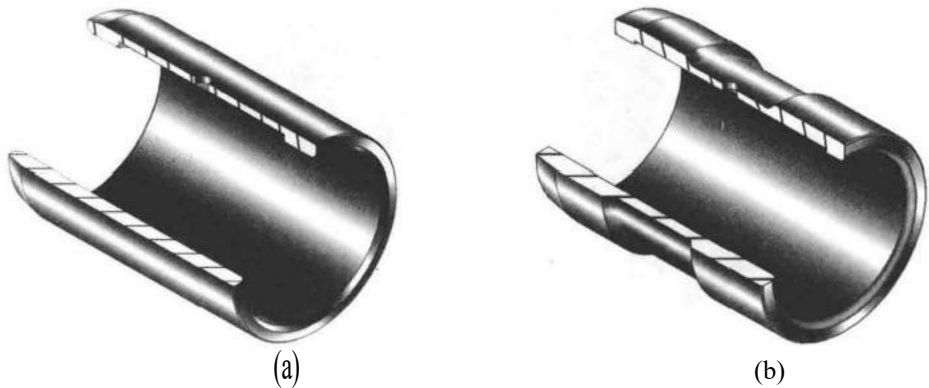


图5-13

(2) 剖分式轴瓦

剖分轴瓦由上、下两半瓦组成，上轴瓦开有油孔和油沟。如图5-14所示的铸造剖分式厚壁轴瓦。

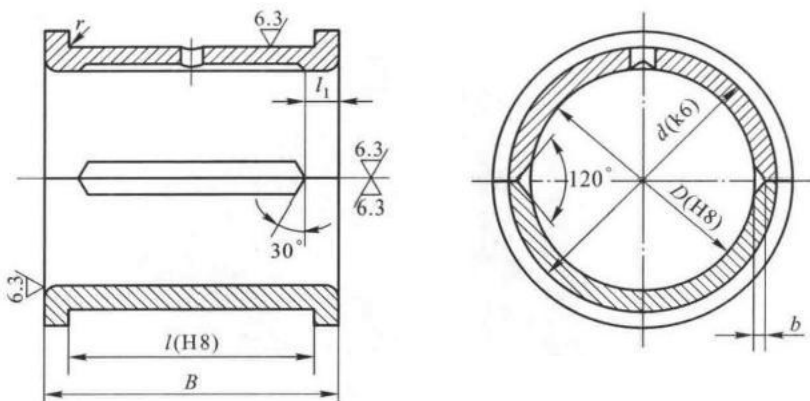


图5-14

为了改善轴瓦表面的摩擦性质，可在内表面上浇铸一层减摩材料(如轴承合金)，称为轴承衬。轴瓦上的油孔用来供应润滑油，油沟的作用是使润滑油均匀分布。常见油沟的形状如

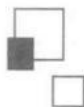


图5-15所示，应开在非承载区。

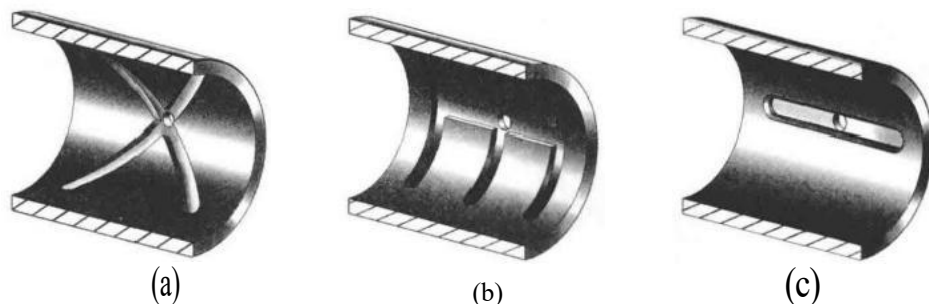


图5-15

5. 滑动轴承安装、维护要点

- ① 滑动轴承安装要保证轴颈在轴承孔内转动灵活、准确、平稳。
- ② 轴瓦与轴承座孔要修刮贴实，轴瓦剖分面要高出 $0.05\sim 0.1\text{mm}$ ，以便压紧。整体式轴瓦压入时要防止偏斜，并用紧定螺钉固定。
- ③ 注意油路畅通，油路与油槽接通。刮研时油槽两边点子要软，以形成油膜，两端点子均匀，以防止漏油。
- ④ 注意清洁，修刮调试过程中凡能出现油污的机件，修刮后都要清洗涂油。
- ⑤ 轴承使用过程中要经常检查润滑、发热、振动问题。遇有发热（一般在 60°C 以下为正常）、冒烟、卡死以及异常振动、声响等要及时检查、分析，采取措施。

二、滚动轴承

1. 滚动轴承的特性

滚动轴承是利用滚动体在轴径与支承座圈之间滚动的原理制成的。它用滚动摩擦代替滑动摩擦。与滑动摩擦轴承相比，滚动轴承的特点如下：

(1) 优点

- ① 在一般使用条件下摩擦因数低，运转时摩擦力矩小，起动灵敏，效率高；
- ② 可用预紧的方法提高支承刚度及旋转精度；
- ③ 对同尺寸的轴颈，滚动轴承的宽度小，可使机器的轴向尺寸紧凑；
- ④ 润滑方法简便，轴承损坏易于更换。

(2) 缺点

- ① 承受冲击载荷的能力较差；
- ② 高速运转时噪声大；
- ③ 比滑动轴承径向尺寸大；
- ④ 与滑动轴承比，寿命较低。

滚动轴承能在较广泛的载荷、转速及精度范围内工作，安装、维修都较方便。滚动轴承为标准化、系列化零件，可组织专业化大规模生产，价格便宜。因此在很多场合逐渐取代了滑动轴承而得到广泛的应用。

2. 滚动轴承的基本结构

常见的滚动轴承如图5-16所示，由内圈、外圈、滚动体和保持架组成。内圈装在轴颈上，外圈装在机架孔内。在内、外圈与滚动体接触的表面有滚道，滚动体沿滚道滚动。保持架的作用是把滚动体隔开，使其均匀分布于座圈的圆周上，以防止相邻滚动体在运动中接触产生摩擦。

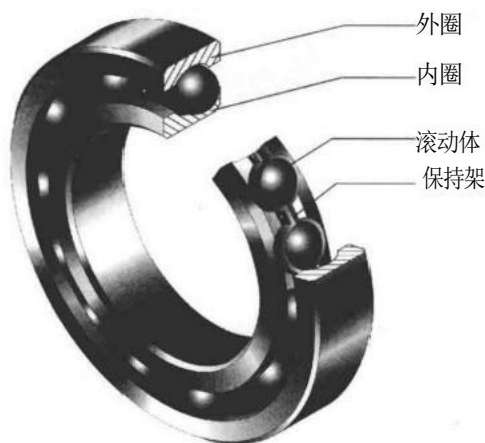


图5-16

常见的滚动体如图5-17所示，有球、圆柱、圆锥等。滚动体是形成滚动摩擦不可缺少的零件。



图5-17

3. 滚动轴承的代号

在国标 GB/T272—1993 中规定滚动轴承代号由基本代号，前置代号和后置代号构成，其排列如下：

前置代号 + 基本代号 后置代号

(1) 基本代号(滚针轴承除外)

基本代号是轴承代号的基础，由类型代号、尺寸系列代号[包括宽(高)度系列代号和直径系列代号]和内径代号组成，见表5-5。

表5-5 基本代号

类型代号	尺寸系列代号		内径代号					
用一位数字, 或一至两个字母表示, 见表5-7	宽度系列代号	直径系列代号	通常用两位数字表示。d>500、d<10及d=22、28、32的内径代号查手册。10≤d≤500的内径代号如下:					
	表示内径、外径相同, 宽度(对推力轴承指高度)不同的系列。用一位数字表示	表示同一内径, 不同外径的系列。用一位数字表示	内径代号	00	01	02	03	04~99
	尺寸系列代号连用, 对多数轴承宽度系列代号为0时可省略, 圆锥滚子轴承和调心轴承的宽度系列代号0应标出		内径/mm	10	12	15	17	代号×5

(2) 前置、后置代号

前置、后置代号是轴承在结构形状、尺寸、公差、技术要求等有改变时, 在其基本代号左右添加的补充代号, 其排列按表5-6。

表5-6 前置、后置代号的排列

轴承代号

前置代号	基本代号	后置代号(组)序列							
		1	2	3	4	5	6	7	8
成套轴承分部件		内部结构	密封与防尘套圈变型	保持架及其材料	轴承材料	公差等级	游隙	配置	其他

轴承代号示例

- ① 6208
- 内径d=08×5 mm =40 mm
 - 尺寸系列(0)2, 宽度系列0(代号中省略“0”), 直径系列2
 - 深沟球轴承
- ② NN 30 20 K / W33 / P2 2
- 2组游隙
 - 公差等级为2级
 - 外圈有润滑油槽和3个润滑油孔
 - 圆锥孔, 锥度1:12
 - d =5×20 mm =100 mm
 - 尺寸系列30, 宽度系列3, 直径系列0
 - 双列圆柱滚子轴承

78 第5章 机械零件

(3) 滚针轴承基本代号由轴承类型代号和表征轴承配合安装特征的尺寸构成。

滚针轴承代号示例：

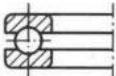
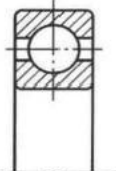
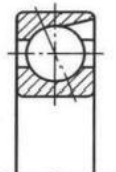
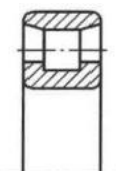



表5-7列出了常用的滚动轴承类型、尺寸系列代号、基本代号和轴承特点。

表5-7 常用的滚动轴承类型、尺寸系列代号、基本代号和特点

轴承类型及标准号	简图	类型代号	尺寸系列代号	轴承代号	特点
调心球轴承 GB/T 281		圆柱孔 10000型	(0)2 22 (0)3 23	1200 2200 1300 2300	主要承受径向载荷，同时亦可承受较小的轴向载荷。
调心滚子轴承 GB/T 288		圆柱孔 20000型	13 22 23 30 31 32 40 41	21300 22200 22300 23000 23100 23200 24000 24100	轴(外壳)的轴向位移限制在轴承的轴向游隙的限度内。 允许内圈(轴)对外圈(外壳)相对倾斜不大于3°的条件下工作(调心滚子轴承允许倾角2.5°)
推力调心滚子轴承 GB/T 5859		20000型	92 93 94	29200 29300 29400	承受轴向载荷为主的轴向与径向联合载荷，但径向载荷不得超过轴向载荷的55%。 可限制轴(外壳)一个方向的轴向位移
圆锥滚子轴承 GB/T 297		30000型	02 03 13 20 22 23 29 30 31 32	30200 30300 31300 32000 32200 32300 32900 33000 33100 33200	可同时承受以径向载荷为主的径向与轴向载荷。 不宜承受纯轴向载荷。当成对配置使用时，可承受纯径向载荷，可调整径向、轴向游隙。 限制轴(外壳)的一个方向的轴向位移

续表

轴承类型 及标准号	简 图	类型代号	尺寸系列 代号	轴承代号	特 点
推力球轴承 GB/T 301		50000型	11 12 13 14	51100 51200 51300 51400	只能承受一个方向的轴向载荷， 可限制轴（外壳）一个方向的轴向 位移。 极限转速低
深沟球轴承 GB/T 276		60000型	17 37 18 19 (0)0 (1)0 (0)2 (0)3 (0)4	61700 63700 61800 61900 16000 6000 6200 6300 6400	主要用以承受径向载荷，也可 承受一定的轴向载荷，当轴承的 径向游隙加大时，具有角接触球 轴承的性能，可承受较大的轴向 载荷。 轴（外壳）的轴向位移限制在轴 承的轴向游隙的限度内。 允许内圈（轴）对外圈（外壳）相 对倾斜 $8' \sim 15'$
角接触 球轴承 GB/T 292		7000 C (AC、B)型	19 (1)0 (0)2 (0)3 (0)4	7000 C 7001 C 7002 C 7003 C 7004 C	可同时承受径向载荷和单向的 轴向载荷，也可承受纯轴向载荷。 将一对轴承外圈同名端面相对 安装在轴上时，可限制轴（外壳） 在两个方向的轴向位移。 接触角 α 越大，承受轴向载荷 的能力越大。极限转速较高。一 般应成对使用
外圈无挡边 圆柱滚子轴承 GB/T 283		N0000型	10 (0)2 22 (0)3 23 (0)4	N1000 N200 N2200 N300 N2300 N400	只承受径向载荷。 不限制轴（外壳）的轴向位移， 允许轴倾角 $2' \sim 4'$
滚针轴承 GB/T 5801		NA型	用尺寸系列代号、 内径代号表示 尺寸系 列48 轴承基本代号 NA4800		滚动体为滚针，长径比约为 $3 \sim 10$ ， 径向尺寸小，承受径向载荷 能力大，不能承受轴向载荷。适 用于径向尺寸受限制而轴的刚度 较大的场合，一般没有保持架， 因此极限转速低

4. 滚动轴承类型的选择

根据滚动轴承各种类型的特点, 在选用轴承时应从载荷的大小和方向, 转速的高低, 支承刚度以及安装精度等方面考虑。选择时可参考以下几项原则:

(1) 轴承的载荷

当载荷较大时应选用线接触的滚子轴承。球轴承为点接触, 适用于轻载及中等载荷。当有冲击载荷时, 常选用螺旋滚子或普通滚子轴承。

对于纯轴向载荷, 选用推力轴承。而纯径向载荷常选用向心轴承。既有径向载荷同时又承受轴向载荷的地方, 若轴向载荷相对较小, 选用向心角接触轴承或深沟球轴承。当轴向载荷很大时, 可选用向心球轴承和推力轴承的组合结构。

(2) 轴承的转速

转速较高时, 宜用点接触的球轴承, 一般球轴承有较高的极限转速。如有更高转速要求时, 选用超轻、特轻系列的轴承, 以降低滚动体离心力的影响。

(3) 刚性及调心性能要求

当支承刚度要求较大时, 可采用成对的向心推力轴承组合结构或采用预紧轴承的方法; 当支承跨距大, 轴的弯曲变形大, 刚度较低或两个轴承座孔中心位置有误差时, 应考虑轴承内外圈轴线之间的偏斜角, 需要选用自动调心轴承, 可选用球面球轴承或球面滚子轴承, 这类轴承允许有较大的偏位角。

(4) 装拆的要求

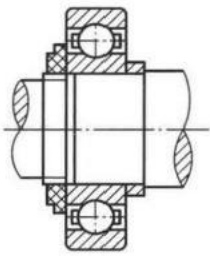
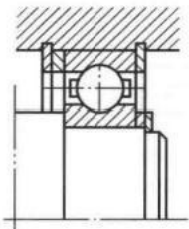
采用带内锥孔的轴承, 可以调整轴承的径向游隙, 提高轴承的旋转精度, 同时便于安装在长轴上; 采用内、外套圈可分离的轴承, 便于装拆。

此外, 还应注意经济性, 以降低产品价格, 一般单列向心球轴承价格最低, 滚子轴承较球轴承高, 而轴承精度愈高则价格愈高。

5. 滚动轴承的固定方法

滚动轴承内、外圈的周向固定是靠内圈与轴间以及外圈与机座孔间的配合来保证的。其轴向定位, 根据不同的情况选用不同的定位方法, 见表5-8、表5-9。

表5-8 内圈的定位

定位元件	简图	应用说明	定位元件	简图	应用说明
螺母		用于轴承转速较高, 承受较大轴向载荷的情况, 螺母与轴承套圈接触的端面, 要与轴的旋转中心线垂直。为防止螺母在旋转过程中松弛, 可用螺母和止动垫圈紧固	轴用弹性挡圈		在轴向载荷不大, 轴承转速不高, 轴颈上车螺纹有困难的情况下, 采用断面是矩形的弹性挡圈进行轴向定位, 该方法装卸方便, 占位置小, 制造简单

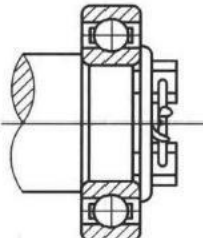
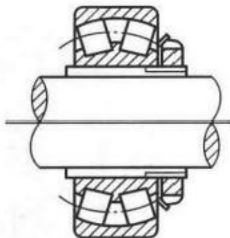
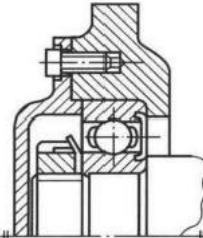
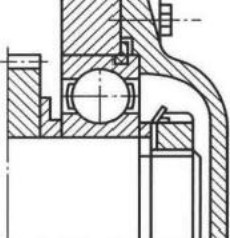
定位元件	简图	应用说明	定位元件	简图	应用说明
端面止推垫圈		在转速比较高，轴颈上车螺纹有困难的情况下，采用在轴端用两螺钉定位，用铁丝防松	紧定套		对轴承转速不高，承受平稳径向载荷与不大的轴向载荷的调心轴承，在轴颈上用锥形紧定套安装，紧定套用螺母和止动垫圈定位

表5-9 外圈的定位

定位元件	简图	应用说明	定位元件	简图	应用说明
端盖		适用于转速高，轴向载荷大的各种向心轴承。端盖用螺钉压紧轴承外圈，端盖上可做成密封装置	止动环		当轴承外壳孔内由于条件限制，不能加工止动挡边，必须缩减轮廓尺寸时，可采用轴承外圈上带止动槽的深沟球轴承，用止动环定位

6. 滚动轴承的装拆

进行轴承结构组合时必须考虑装拆问题，不正确的安装和拆卸会降低轴承的寿命。

装配小型轴承时，可使用手锤与简单的辅助套筒，如图5-18所示。而对于中、小型轴承，安装时可用液压机在内圈上施加压力，将轴承压套到轴颈上；对于较大的中、大型轴承，常采用温差法装配：轴承放入热油中加热后，将轴承套入轴颈。加热温度一般为80~100℃，不允许超过120℃。注意防止轴承局部过烧。



图5-18



图5-19

对于配合较松的小型轴承，可用手锤和铜棒从背面沿轴承内圈四周将轴承轻轻敲出，如图5-19所示。用压力法拆卸轴承，使用较多的是用拉杆拆卸器(俗称拉马)，如图5-20所示，它是靠3个拉爪钩住轴承内圈而拆下轴承的。为此，应在内圈轴肩上留出足够的高度。



图5-20

§5-3 键 连 接

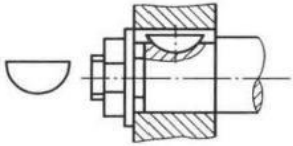
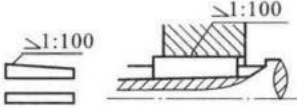
键是连接件。键连接主要用来：①实现轴和轴上零件之间的固定；②传递动力。其结构简单，工作可靠，拆装方便，应用十分广泛。

一、键连接

1. 键和键连接的类型、特点和应用见表5-10。

表5-10 键和键连接的类型、特点和应用

连接类型	键的类型	图例	特点	应用
平键连接	普通平键 GB/T 1096—2003 薄型平键 GB/T 1567—2003		A型用于端铣刀加工的轴槽，键在槽中固定良好，但轴上槽引起的应力集中较大；B型用于盘铣刀加工的轴槽，轴的应力集中较小；C型用于轴端。平键靠侧面传递转矩，对中良好，结构简单，拆装方便	应用最广，适用于高精度、高速或承受变载、冲击的场合
	导向平键 GB/T 1097—2003		靠侧面工作，对中性好，结构简单。轴上零件可沿轴向移动	用于轴上零件轴向移动量不大的场合，如变速箱中的滑移齿轮

连接类型	键的类型	图 例	特 点	应 用
半圆键连接	半圆键 GB/T 1099—2003		靠侧面传递转矩。键在轴槽中能摆动，装配方便。但键槽较深，对轴的削弱较大	一般用于轻载，适用于轴的锥形端部
楔键连接	普通楔键 GB/T 1564—2003		键的上、下两面是工作面，键的上表面和毂槽的底面各有1:100的斜度，装配时需打入，靠楔紧作用传递转矩	用于精度要求不高、转速较低时传递较大的、双向的或有振动的转矩

2. 平键的标准

平键是标准件。普通平键的规格采用 $b \times L$ 标记， b 为宽度， h 为厚度， L 为长度。

标记示例：

- ① 圆头普通平键(A型), $b=16 \text{ mm}, h=10 \text{ mm}, L=100 \text{ mm}$
键 16×100 GB/T 1096(A可省略不标)
- ② 平头普通平键(B型), $b=16 \text{ mm}, h=10 \text{ mm}, L=100 \text{ mm}$
键 B16×100 GB/T 1096
- ③ 单圆头普通平键(C型), $b=16 \text{ mm}, h=10 \text{ mm}, L=100 \text{ mm}$
键 C16×100 GB/T 1096

普通平键的规格选择，宽度与厚度主要由轴径决定，可参考 GB/T 1095—2003。

3. 平键连接类型和选用

平键的宽度公差一般选 $h9$ ，即相当于 $H9$ 的负值公差；键槽公差，一般情况可选一般键连接公差；导向平键可选较松键连接。如传递重载荷或冲击性载荷，或双向传递扭矩可选较紧键连接。

平键连接类型和选用见表5-11。

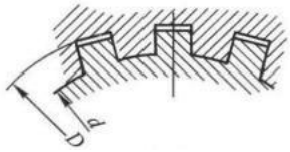
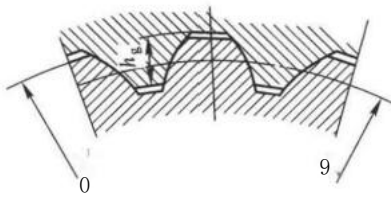
表5-11 平键连接类型和选用

连接形式	尺寸 b 的公差			应用范围
	键	轴 槽	轮 毂 槽	
较松键连接	h9	H9	D10	主要应用在导向平键上
一般键连接		N9	JS9	常用的机械装置
较紧键连接		P9	P9	传递重载荷、冲击性载荷及双向传递扭矩

二、花键连接

花键连接的类型、特点和应用见表5-12。

表5-12 花键连接的类型、特点和应用

类 型	特 点	应 用
矩形花键(GB/T1144—2001) 	<p>多齿工作，承载能力高，对中性好，导向性好，齿根较浅，应力集中较小，轴与毂强度削弱小。</p> <p>加工方便，能用磨削方法获得较高的精度。标准中规定两个系列：轻系列用于载荷较轻的静连接；中系列用于中等载荷</p>	<p>应用广泛。如飞机、汽车、拖拉机、机床制造业、农业机械及一般机械传动装置等</p>
渐开线花键(GB/T3478.1—1995) 	<p>齿廓为渐开线，受载时齿上有径向力，能起自动定心作用，使各齿受力均匀，强度高，寿命长。加工工艺与齿轮相同，易获得较高精度和互换性。渐开线花键标准压力角α_p有30°及45°两种</p>	<p>用于载荷较大，定心精度要求较高，以及尺寸较大的连接</p>

§ 5-4 螺纹连接与螺旋传动

螺纹连接与螺旋传动都是利用螺纹零件工作的。

一、螺纹的基本知识

1. 螺旋线与螺纹的自锁性

如图5-21a所示，取一张硬纸折成直角三角形ABC，使底边 $AC = \pi d$ ，绕一直径为 d 的圆柱体旋转一周，斜边AB所形成的曲线叫做螺旋线。在圆柱表面上，沿螺旋线加工所产生的连续沟槽、凸棱称为螺纹。螺纹在螺旋线上形成的剖面形状各处相同。螺纹在圆柱外表面的叫外螺纹，在孔内表面的叫内螺纹。内、外螺纹都是配套使用的，缺一不可。

形成螺旋线的直角三角形斜边AB与底边AC之间的夹角 ψ 叫螺纹升角。螺纹升角相当于斜面的斜角 α ，摩擦角为 ϕ ，当 $\alpha \leq \phi$ 时，即不论螺杆举升重量有多大，螺杆都不会自动下降。螺纹结构一般都有这种自锁性，这是螺纹结构优越性之一，对保证螺纹结构可靠、安全地工作有着重要意义。螺纹的自锁如图5-21b所示。摩擦角大小取决于摩擦因数。摩擦角一定时，螺纹升角越小，螺纹连接的自锁性越好。

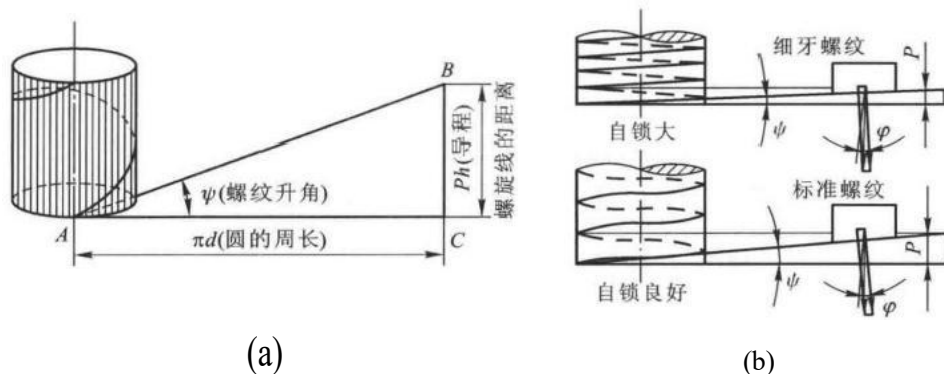


图5-21

2. 螺纹的主要参数和类型

(1) 螺纹的主要参数

1) 单线螺纹与多线螺纹

如图5-22所示, 单线螺纹($n=1$) 为一条螺旋线所形成的螺纹。若由两条或两条以上、在轴向等距分布的螺旋线所形成的螺纹称多线螺纹($n=2、3、4、\dots$), n 为螺纹线数。

2) 螺纹旋向

螺纹的旋向是螺旋线在圆柱面上的旋转方向。按照螺纹的旋向不同, 可以分为顺时针方向旋入的右螺纹(图5-22)和逆时针方向旋入的左螺纹(图5-23a)。螺纹的旋向也可以用右手来判定, 如图5-23所示, 手心对着自己, 螺纹的旋向与右手大拇指的指向一致为右螺纹, 反之为左螺纹。一般常用右螺纹, 也叫正扣。

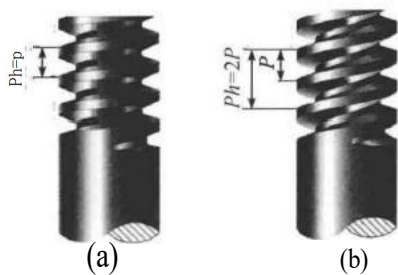


图5-22

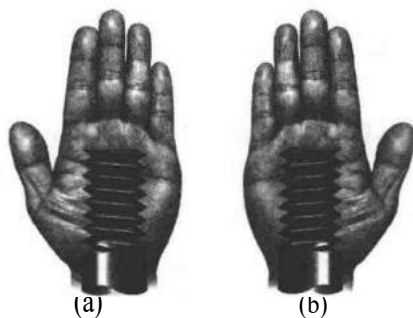


图5-23

3) 牙型角 α 、牙型半角 $\alpha/2$

在螺纹牙型上, 连接牙顶和牙底的侧表面称为牙侧, 相邻两牙侧间的夹角 α 称为牙型角。牙侧与螺纹轴线的垂线间的夹角 $\alpha/2$ 叫牙型半角(图5-24)。

4) 大径 $D、d$

与外螺纹牙顶或内螺纹牙底相重合的假想圆柱面的直径称为大径(图5-24), 内螺纹大径代号是 D , 外螺纹大径代号是 d 。

5) 小径 D_1 、 d_1

与外螺纹牙底或内螺纹牙顶相重合的假想圆柱面的直径称为小径(图5-24)。内螺纹小径代号是 D_1 ，外螺纹小径代号是 d_1 。

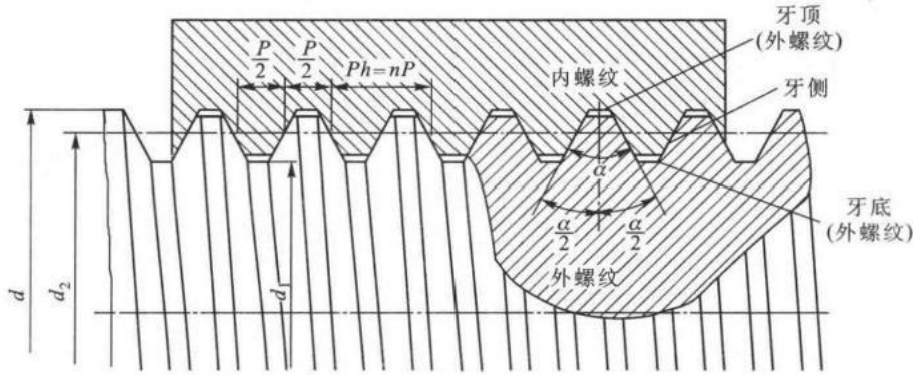


图5-24

6) 中径 D_2 、 d_2

中径指一个假想的中径圆柱的直径，该圆柱的母线通过牙型上沟槽和凸起宽度相等的地方(图5-24)，内螺纹中径代号是 D_2 ，外螺纹中径代号是 d_2 。

7) 螺距P

螺距是相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距离(图5-24)。

8) 导程Ph

导程是同一条螺旋线上的相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距离(图5-24)， $Ph = nP$ 。

9) 螺纹升角 ψ (如前述)

10) 旋合长度

螺纹旋合长度是指互相配合的内、外螺纹沿螺纹轴线方向可以旋合在一起的部分长度(图5-25)。根据不同直径和螺距，国家标准(GB/T 197—1981)规定把旋合长度分为三组，短旋合长度用S表示，中旋合长度用N表示，长旋合长度用L表示。

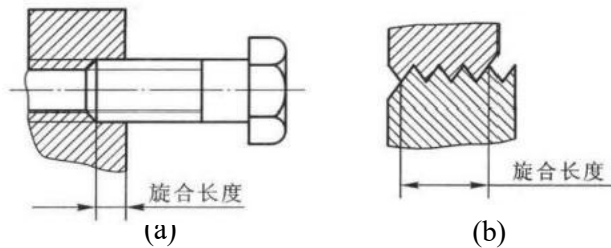
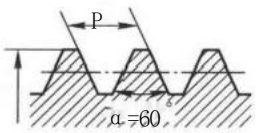
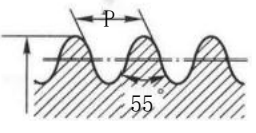
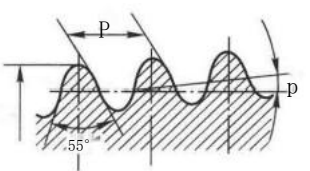
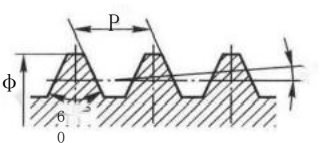
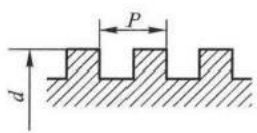
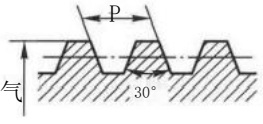
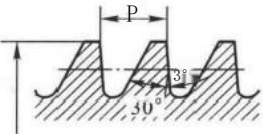


图5-25

(2) 螺纹的种类、特点和应用

螺纹的种类、代号、特点和应用见表5-13所示。

表5-13 螺纹的种类、代号、特点和应用

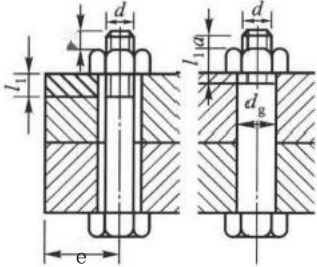
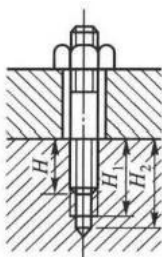
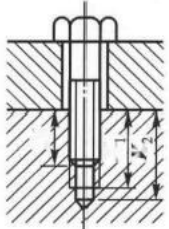
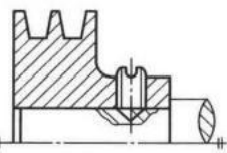
种 类	牙 型 图	代号与标准	特 点	应 用
普通 粗牙 及细牙 螺 纹		M10—6g M10x1—6H GB/T 196—2003	牙型角 $\alpha = 60^\circ$ ，自锁性能好。应力集中较小。细牙螺纹不耐磨、易滑扣，结构紧凑，重量轻	应用最广，一般连接多用粗牙螺纹。 细牙螺纹常用于薄壁、振动、受冲击零件，如微调机构
非螺 纹密封 的 55° 圆柱管 螺 纹		G1%—LH GB/T 7307—2001	牙型角 $\alpha = 55^\circ$ ，内、外螺纹公称牙型间没有间隙，螺纹副本身不具有密封性	用于水、煤气管路，润滑和电线管路系统
管螺 纹 用螺 纹密封 的 55° 圆锥管 螺 纹		R1% GB/T 7306—2000	牙型角 $\alpha = 55^\circ$ ，内、外螺纹公称牙型间没有间隙，依靠螺纹牙的变形就可以保证连接的紧密性	用于高温、高压和润滑系统
60° 圆 锥管螺 纹		NPT% GB/T 12716—2002	与 55° 圆锥管螺纹相似，但牙型角 $\alpha = 60^\circ$	用于燃料、油、水、气输送系统的管连接
矩形螺 纹			牙型为正方形，牙厚为螺距的一半，传动效率高。但精确制造困难，对中精度低，牙根强度弱	用于传力或传导螺旋
梯形螺 纹		Tr40×7—7e GB/T 5796.1~ 5796.3—1986	牙型角 $\alpha = 30^\circ$ ，螺纹副的小径和大径处有相等的间隙。效率较低，但工艺性好，牙根强度高	应用较广，用于传动，如机床丝杠等
锯齿形 ($3^\circ/30^\circ$) 螺 纹		B40×7—7a GB/T 13576.1— 1992	工作面的牙型斜角为 3° ，非工作面的牙型斜角为 30° ，螺纹牙强度高，应力集中小，螺纹副的大径处无间隙，便于对中	用于单向受力的传力螺旋，如螺旋压力机，千斤顶等

二、螺纹连接的基本类型和常用螺纹连接件

螺纹连接是利用螺纹零件构成的可拆卸的固定连接。螺纹连接具有结构简单、紧固可靠、装拆迅速方便等特点，因此应用极为广泛。

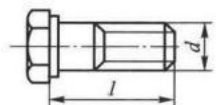
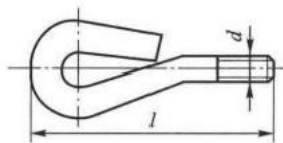
螺纹连接的基本类型有螺栓连接、双头螺柱连接、螺钉连接和紧定螺钉连接四种，它们的结构、尺寸、特点及应用见表5-14。

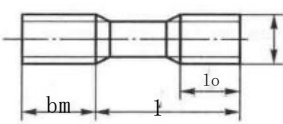
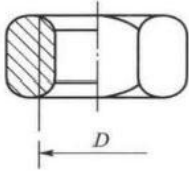
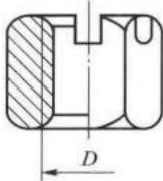
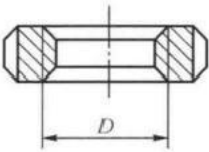
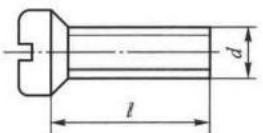
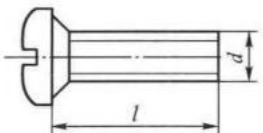
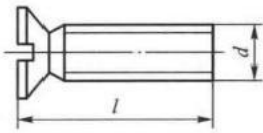
表5-14 螺纹连接的基本类型

类型	螺栓连接	双头螺柱连接	螺钉连接	紧定螺钉连接
结构	 <p>受拉螺栓 受剪螺栓</p>			
特点和应用	结构简单、装拆方便，适用于被连接件厚度不大且能够从两面进行装配的场合	将螺柱上螺纹较短的一端旋入并紧定在被连接件之一的螺纹孔中，不再拆下。适用于被连接件之一较厚不宜制作通孔及需经常拆卸的场合	用于被连接之一较厚不宜制作通孔，且不需经常装拆的场合，因多次装拆会使螺纹孔磨损	利用螺钉的末端顶住另一被连接件的凹坑中，以固定两零件的相对位置，可传递不大的横向力或转矩

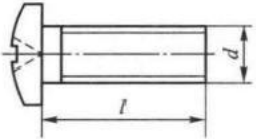
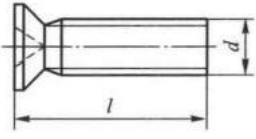
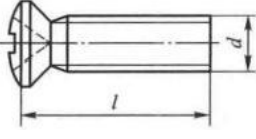
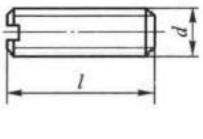
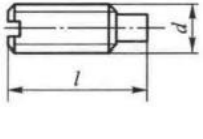
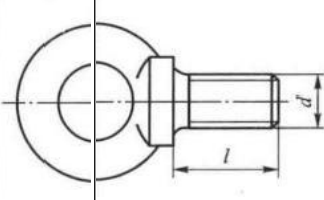
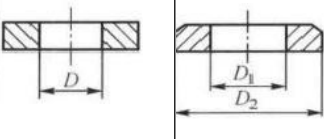

螺纹连接件的类型很多，大多已经标准化。表5-15是常用的部分螺纹连接件，使用时只需参考有关手册选择。

表5-15 常用部分螺纹连接件

名称	图形	标准	材料	应用场合
六角头螺栓-A和B级 六角头螺栓-细牙-A和B级		GB/T 5782—2000 GB/T 5785—2000	Q235, 15.35	机械制造业中广泛应用
地脚螺栓		GB/T 799—1988	Q235, 45	用于在混凝土基础中固定机架

名 称	图 形	标 准	材 料	应用场合
双头螺柱		GB/T 898—1988	Q235, 35	用于双头螺柱连接
1型六角螺母-A和B级 1型六角螺母-细牙-A和B级		GB/T 6170—2000 GB/T 6171—2000	Q235, 45	机械制造业中广泛应用
1型六角开槽螺母-A和B级		GB/T 6178—1986	Q235, 35	机械防松, 工作可靠。用于振动、变载荷等处
圆螺母		GB/T 812—1988	Q235, 45	用来固定传动零件的轴向位置
开槽圆柱头螺钉		GB/T 65—2000	Q235, 35, 45	用于螺钉连接
开槽盘头螺钉		GB/T 67—2000		
开槽沉头螺钉		GB/T 68—2000		

续表

名 称	图 形	标 准	材 料	应用场合
十字槽盘头螺钉		GB/T 818—2000	Q235, 45	机械制造中应用广泛
十字槽沉头螺钉		GB/T 819.1—2000		
十字槽半沉头螺钉		GB/T 820—2000		
开槽平端紧定螺钉		GB/T 73—1985	0235, 35	用于固定两机件的相对位置
开槽长圆柱端紧定螺钉		GB/T 75—1985		
吊环螺钉		GB/T 825—1988	20, 25	用于起吊重物
平垫圈-C级 平垫圈-倒角型-A级		GB/T 95—2002 GB/T 97.2—2002	Q235	多用于金属零件
标准型弹簧垫圈		GB/T 93—1987	65Mn	广泛用于经常拆开的连接处，防松装置

三、螺纹连接的预紧与防松方法

1. 螺纹连接的预紧

螺纹连接是可拆卸的固定连接。为了保证连接坚固可靠，一般都必须拧紧，使螺纹连接在没有承受工作载荷之前，预先受到力的作用。这种预加的力的作用就叫做预紧。预紧的目的在于增加螺钉头、螺母、垫片和连接件之间的摩擦力，使连接牢固可靠(图5-26)。预紧力的大小是根据工作要求确定的。预紧力太小，达不到紧固的要求，预紧力太大会使连接件过载断裂。因此，必须很好地控制拧紧力矩。设扳手柄长为 l ，手力为 F ，螺钉半径为 r ，则产生的拧紧力为 F_1 。根据杠杆原理知道：

$$F_1 r = F l$$

例 设用50 N的手力，扳手长 $l=300$ mm，拧紧一个M16的螺栓，求它所产生的拧紧力。

$$\text{解： } F_1 = \frac{F l}{r} = \frac{50 \times 300}{8} \text{ N} = 1875 \text{ N}$$

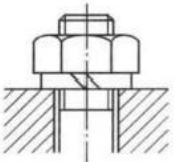
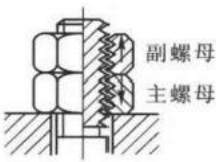
对一般无预紧力要求的螺纹连接，可使用普通扳手拧紧，但不能随意给扳手套上管子加大扳手柄长，以免产生过大的拧紧力矩，损坏螺钉。对有预紧力要求的螺纹连接，应使用测力扳手和控制螺栓伸长量等办法加以控制。

2. 螺纹连接的防松方法

一般的螺纹连接都有自锁性能，在受静载荷和工作温度变化不大时，不会自行脱落。但在受冲击、振动和变载荷作用下，以及工作温度变化很大时，这种连接有可能自松，影响正常工作，甚至发生事故。为了保证螺纹连接安全可靠，必须采取有效的防松措施。

常用的防松措施有增大摩擦力和机械防松两类。具体防松方法见表5-16。

表5-16 螺纹连接防松方法

	弹簧垫圈	双螺母
增大摩擦力防松		
	垫圈压平后产生弹力，保持螺纹间的压力，增加了摩擦力，同时切口尖角也有阻止螺母反转作用；结构简单、工作可靠、应用较广泛	利用主、副螺母的对顶作用，把该段螺纹拉紧，保持螺纹间的压力。即使外载荷消失，此压力也仍然存在。外廓尺寸大，应用不如弹簧垫圈普遍

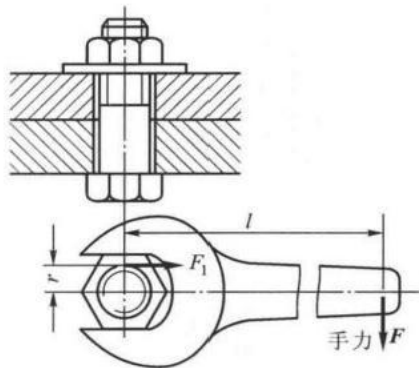
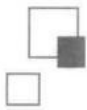
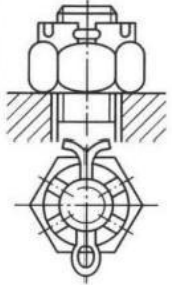
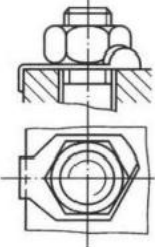
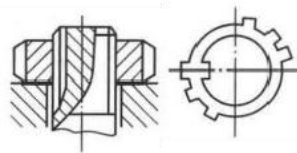
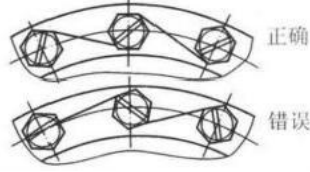
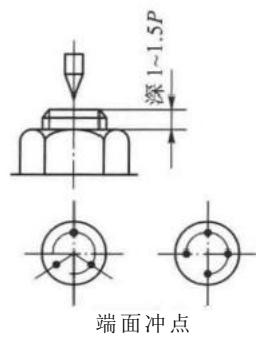
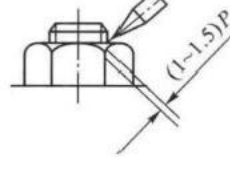
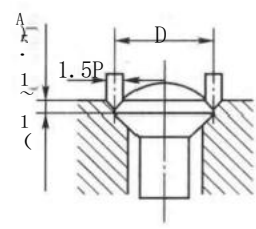
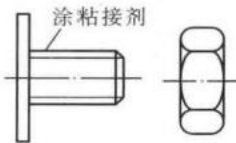


图5-26



利用机械方法防松	槽形螺母和开口销		止动垫片	
		<p>在旋紧槽形螺母后，螺栓被钻孔。销钉在螺母槽内插入孔中，使螺母和螺栓不能产生相对转动。安全可靠，应用较广</p>		<p>在旋紧螺母后，止动垫圈一侧被折转；垫圈另一侧折于固定处，则可固定螺母与被连接件的相对位置。要求有固定垫片的结构</p>
	圆螺母和止动垫圈		串金属丝	
			 <p style="text-align: right;">正确 错误</p>	
	<p>将垫圈内翅插入键槽内，而外翅翻入圆螺母的沟槽中，使螺母和螺杆没有相对运动。常用于滚动轴承的固定</p>		<p>螺钉紧固后，在螺钉头部小孔中串入铁丝，但应注意串孔方向为旋紧方向。简单安全，常用于无螺母的螺钉连接</p>	
冲边防松	 <p style="text-align: center;">端面冲点</p>	 <p style="text-align: center;">侧面冲点</p>	 <p style="text-align: center;">钉头冲点</p>	
	<p>冲点中心在螺纹内径圆周上，冲三点或四点</p>	<p>$d > 8\text{mm}$冲四点 $d < 8\text{ mm}$冲三点</p>	<p>冲点中心在钉头直径圆周上</p>	
粘接防松	 <p style="text-align: center;">涂粘接剂</p>	<p>一般采用厌氧黏接剂涂于螺纹旋合表面，拧紧后黏接剂能自行固化，效果良好</p>		

四、螺旋传动

1. 螺旋传动的特点和类型

螺旋传动由螺杆、螺母和机架组成。它是通过螺杆与螺母之间的相对运动，将旋转运动转

变为直线运动, 实现传递动力(运动)或调整(固定)零件之间的相对位置。

根据螺旋副的摩擦性质, 可分为滑动螺旋机构和滚动螺旋机构。

滑动螺旋机构所采用的螺纹为矩形螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹。它具有结构简单、工作连续、平稳、传动精度高、承载能力大、易于自锁等优点。广泛用于各种机械和仪表中。它的缺点是摩擦损失大, 定位精度低, 传动效率低。滚动螺旋机构的应用, 在很大程度上克服了滑动螺旋机构的缺点, 但制造成本较高, 仅用于高精度的重要传动中, 如常用于数控机床。

根据螺旋机构所具有的螺旋副的数目, 滑动螺旋机构可分为单螺旋机构和双螺旋机构。

2. 单螺旋机构

单螺旋机构是由螺杆与螺母组成的单个螺旋副, 又称普通螺旋机构。下面介绍两种应用形式。

① 螺母固定, 螺杆转动并作轴向移动。如图5-27所示台式虎钳, 螺杆上装有活动钳口, 螺母与固定钳口连接(固定在工作台上), 当转动螺杆时可带动活动钳口左右移动, 与固定钳口分离或合拢, 从而夹紧或放松工件, 是典型的传力螺旋机构。

② 螺杆固定, 螺母转动并作直线运动。如图5-28所示的螺旋千斤顶, 螺杆被安置在底座上静止不动, 转动手柄使螺母转动, 螺母就会上升或下降, 托盘上的重物就被举起或放下。

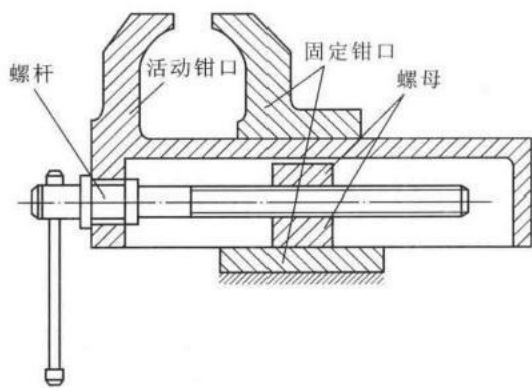


图5-27

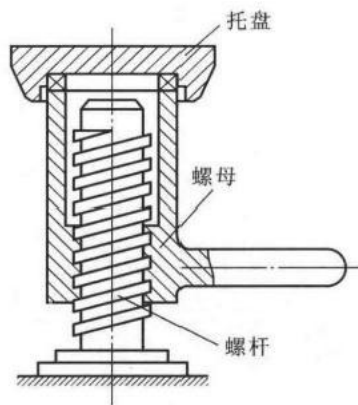


图5-28

3. 双螺旋机构

图5-29所示为双螺旋机构。螺杆上有两段不同导程 Ph_1 和 Ph_2 的螺纹, 分别与左右螺母组成两个螺旋副, 其中右螺母兼作机架。当螺杆转动时, 一方面对右螺母移动, 同时又使不能转动的左螺母相对右螺母移动。

按两螺旋副的旋向不同, 双螺旋机构可分为差动螺旋机构和复式螺旋机构两种形式。

① 两螺旋副中的螺纹旋向相同的双螺旋机构称为差动螺旋机构, 差动螺旋机构可动螺母相对机架移动的距离 L 可按下式计算:

$$L=(Ph_1-Ph_2)Z$$

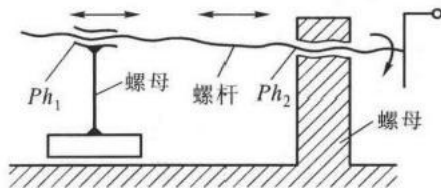


图5-29

式中, L ——可动螺母相对机架移动的距离, mm;

Ph_1 ——左螺母的导程, mm;

Ph_2 ——右螺母的导程, mm;

Z ——螺杆转过的圈数。

当 Ph_1 和 Ph_2 相差很小时, 则移动量可以很小。利用这一特性, 将差动螺旋应用于测微器、计算机、分度机以及许多精密切削机床、仪器和工具中。

② 两螺旋副中螺纹旋向相反时, 该双螺旋机构称为复式螺旋机构。复式螺旋机构可动螺母相对机架移动的距离 L 可按式计算:

$$L=(Ph_1+Ph_2)Z$$

式中, L ——可动螺母相对机架移动的距离, mm;

Ph_1 ——左螺母的导程, mm;

Ph_2 ——右螺母的导程, mm;

Z ——螺杆转过的圈数。

因为复式螺旋机构的移动距离 L 与导程的和 (Ph_1+Ph_2) 成正比, 所以多用于需快速调整或移动两构件相对位置的场合。若要求两构件同步移动, 只需使 $Ph_1=Ph_2$ 即可。如图5-30所示的铣床快动夹紧装置和图5-31所示的电线杆钢索拉紧装置用的松紧螺套, 都是复式螺旋机构的应用。

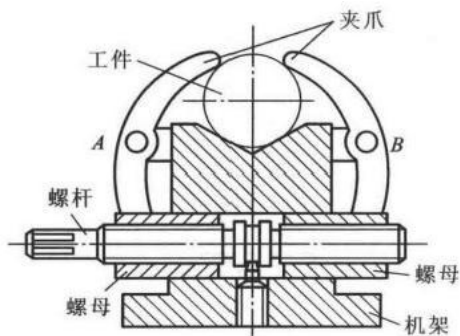


图5-30

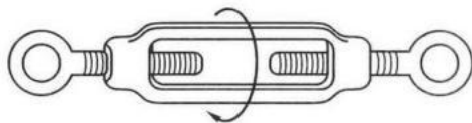


图5-31

4. 滚动(珠)螺旋机构

滚珠螺旋机构是近年来适应自动控制需要而发展起来的新型螺旋机构。它是仿造滚动轴承的方法, 在接触面上增加滚珠(即钢球), 如图5-32所示。用滚动摩擦代替了滑动摩擦, 改善螺旋传动功能。

滚珠螺旋传动主要由滚珠、螺杆、螺母及滚珠循环装置组成。其工作原理是: 在螺杆和螺母的螺纹道中, 装有一定数量的滚珠(钢球), 当螺杆与螺母作相对螺旋运动时, 滚珠在螺纹封闭循环滚道内滚动, 实现螺杆与螺母间的滚动摩擦。

滚珠螺旋传动具有滚动摩擦阻力很小、摩擦损失小、传动效率高、传动时运动稳定、动作灵敏等优点。但其结构复杂, 外形尺寸较大, 不能自锁, 制造技术要求高, 因此成本也较高。目前主要应用于精密传动的数控机床(滚珠丝杠传动)、自动控制装置、升降机构和精密测量仪器等。

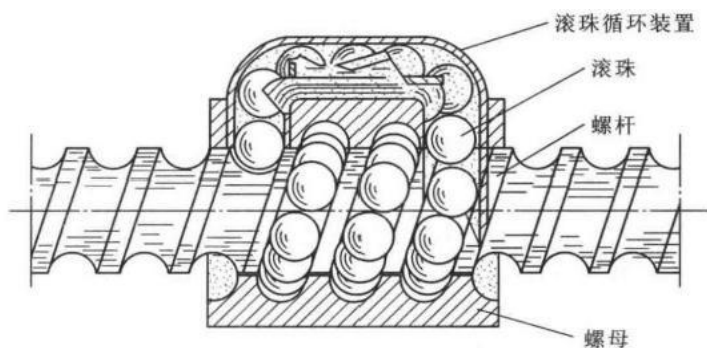


图5-32

§ 5-5 联轴器、离合器、制动器

联轴器、离合器及制动器是常用的部件，大多数已经标准化或系列化。本节介绍有代表性的几种类型。

一、联轴器

常用联轴器根据构造分为：刚性联轴器、挠性联轴器和安全联轴器。

1. 刚性联轴器

刚性联轴器有凸缘式和套筒式两种。

(1) 凸缘联轴器

凸缘联轴器是应用最广泛的一种刚性联轴器。凸缘联轴器由两个带凸缘的半联轴器分别和两轴连在一起，再用螺栓把两半联轴器连成一体而成。如图5-33所示是凸缘联轴器。

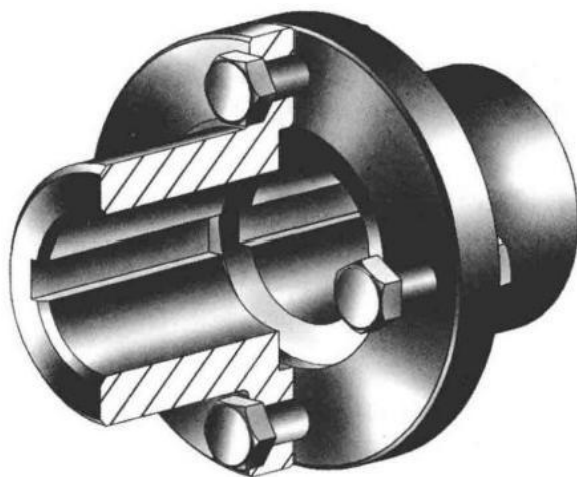


图 5-33

凸缘联轴器构造简单, 成本低, 可传递较大转矩, 常用于对中精度较高, 载荷平稳的两轴连接。

(2) 套筒联轴器

套筒联轴器用连接零件如键(图5-34a)或销(图5-34b)将两轴轴端的套筒和两轴连接起来以传递转矩。

套筒联轴器结构简单, 径向尺寸较小, 适用于两轴直径较小, 同心度较高, 工作平稳的场合。在机床上应用广泛, 但其缺点是装拆时, 需一轴做轴向移动。

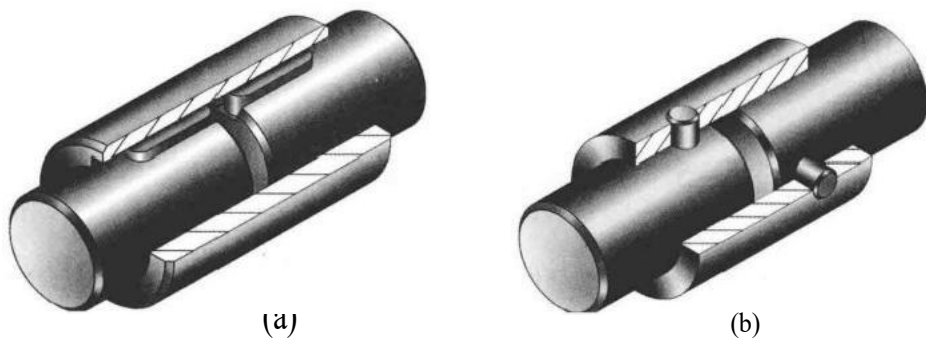


图5-34

2. 挠性联轴器

用联轴器连接的两轴, 由于制造安装误差、工作过程中的温度变化和外力产生的变形等诸多因素的影响, 使两轴轴线常有同轴度误差。而挠性联轴器利用它的组成, 使零件间构成的动连接具有某一方向或几个方向的活动度, 从而补偿两轴同轴度误差。

挠性联轴器常用的有以下几种。

(1) 齿式联轴器

齿式联轴器具有良好的补偿性, 允许有综合位移, 它由带有外齿的两个内套筒和带有内齿的两个外套筒所组成。

齿式联轴器可在高速重载下可靠地工作, 常用于正反转变化多且起动频繁的场所, 已在起重机、轧钢机等重型机械中得到广泛应用, 但制造成本较高。

(2) 滑块联轴器

这种联轴器由两个具有较宽凹槽的半联轴器和一个中间滑块组成, 半联轴器与中间滑块之间可相对滑动, 能补偿两轴间的相对位移和偏斜(图5-35)。这种联轴器的特点是结构简单, 重量轻, 惯性力小, 又具有弹性, 适用于传递转矩不大、转速较高、无急剧冲击的两轴连接, 而且不需要润滑。

(3) 万向联轴器

万向联轴器用于两轴相交某一角度的传动, 两轴的角度偏移可达 $35^{\circ} \sim 45^{\circ}$ 。万向联轴器由两个具有叉状端部的万向接头和十字销组成(图5-36)。这种联轴器有一个缺点, 就是当主动轴作等角速转动时, 从动轴作变角速转动。如果要使它们角速度相等, 则可应用两套万向联轴器, 使主动轴与从动轴同步转动。汽车底盘传动轴就是一例。

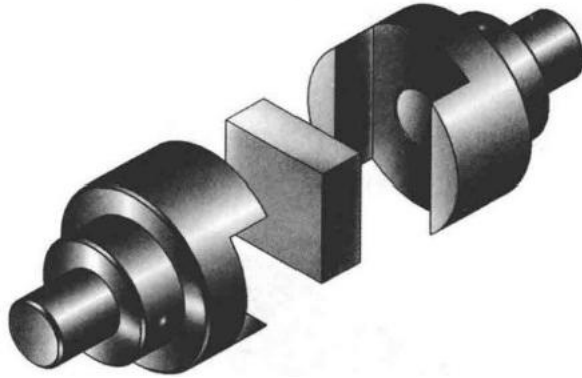


图5-35

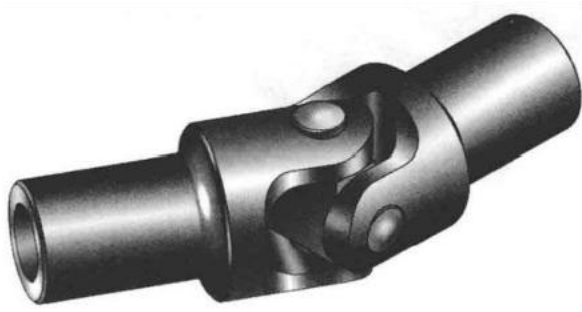


图5-36

(4) 弹性套柱销联轴器

图5-37所示的弹性套柱销联轴器在结构上和凸缘联轴器很相似，只是用套有橡胶弹性套的柱销代替了连接螺栓。

这种联轴器容易制造，装拆方便，成本较低，适宜于连接载荷较平稳，需正、反转或起动

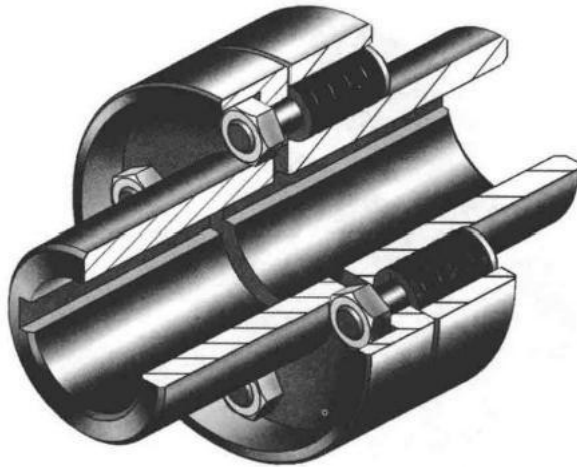


图5-37

频繁的传递中、小转矩的轴。多用在电动机的输出轴的连接上。

(5) 弹性柱销联轴器

这种联轴器比弹性套柱销联轴器结构简单, 制造容易, 维修方便。弹性柱销用尼龙材料制成(图5-38), 有一定弹性而且耐磨性更好。它适用于轴向窜动量较大, 正、反转起动频繁的传动, 但因尼龙对温度敏感, 所以要限制使用温度。

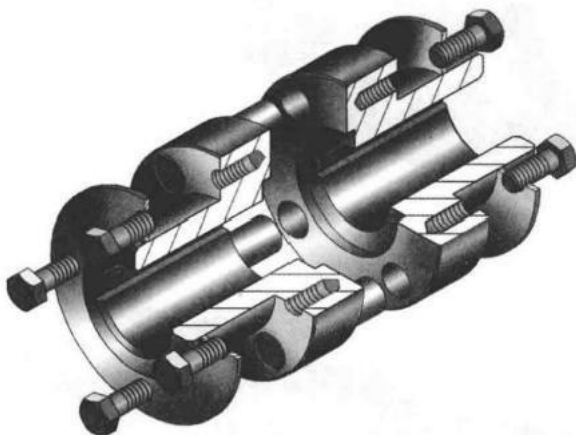


图5-38

3. 安全联轴器

为了对机器进行过载保护, 可用各种形式的安全联轴器。安全联轴器是靠连接件折断、分离或打滑使传动中断或限制转矩的传递, 从而保护重要机件不致损坏, 这种联轴器要求工作必须准确可靠。

4. 齿轮联轴器

齿轮联轴器如图5-39所示, 由于其装卸容易, 占用装配空间小, 使用维护方便而被广泛应用。

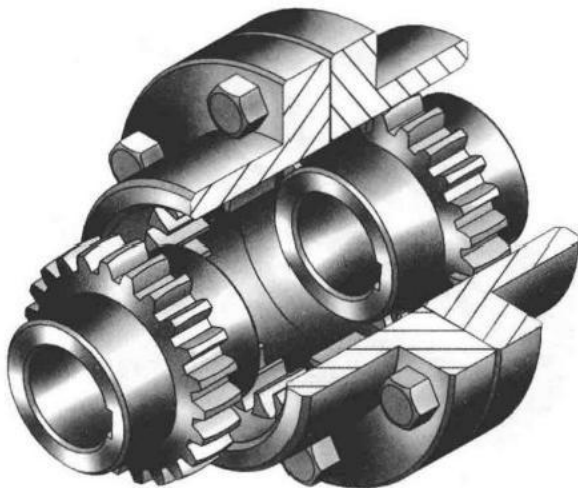


图5-39

二、离合器

在旋转中的两轴可以很迅速地接合或分离的传动装置，称离合器。对离合器的基本要求有：工作可靠，接合与分离迅速平稳，动作准确，操作方便、省力，维修方便，结构简单等。常用的离合器有：牙嵌式离合器、摩擦离合器、安全离合器三种。

1. 牙嵌式离合器

如图5-40所示为牙嵌式离合器的典型结构。它是由端面带牙的两半离合器所组成，一个用平键和主动轴连接，另一个用导向平键或花键与从动轴相连接，并通过操纵系统拨动滑环，使其作轴向移动，从而使离合器分离或结合。为保证两轴线的对中，在与主轴连接的半离合器中固定有对中环。



图5-40

离合器的牙型有矩形、梯形、锯齿形等。

2. 摩擦离合器

摩擦离合器是靠工作面上所产生的摩擦力矩来传递转矩的。按其结构形式，可将摩擦离合器分为圆盘式、圆锥式等。圆盘式摩擦离合器又可分为单盘式和多盘式两种。

(1) 单圆盘摩擦离合器

图5-41所示为单圆盘摩擦离合器。工作时，操纵滑环将摩擦盘与摩擦盘压紧，实现接合，主动轴上的转矩即通过两盘接触面间的摩擦力传到从动轴上。

单圆盘摩擦离合器结构简单，散热性好，但传递的转矩不大。

(2) 多圆盘摩擦离合器

图5-42所示为多圆盘摩擦离合器，其中一组外摩擦盘用花键与外套筒相连接，一组内摩擦盘用花键与内套筒相连接。当滑环向左移动时，拨动曲臂压杆逆时针转动，将内、外摩擦盘压紧，从而使离合器实现接合。

3. 安全离合器

安全离合器与安全联轴器的功用类似，用于当机器过载时自动脱开，以保护机器重要零件不因过载而损坏。它与安全联轴器的主要区别在于，当机器所受载荷恢复正常后，前者自动接

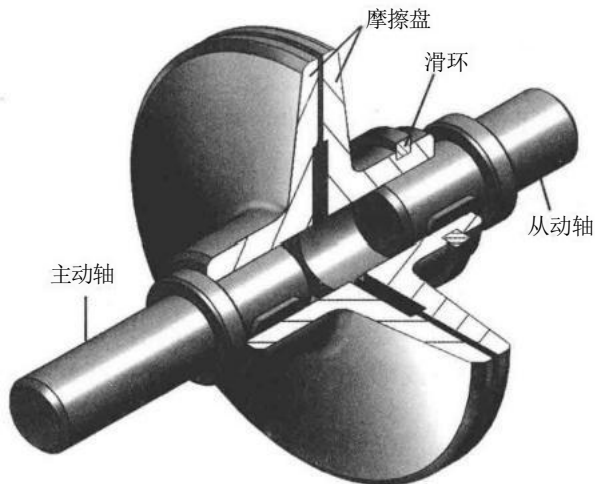


图5-41

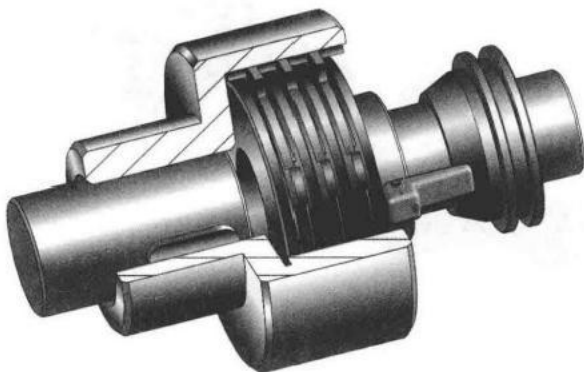


图5-42

合，继续进行动力的传递，而后者则无法自动接合，须重新更换剪切销。常用的安全离合器有牙嵌式安全离合器和滚珠式安全离合器。

三、制动器

制动器是利用摩擦力矩来实现制动的。如果把摩擦离合器的从动部分固定起来就构成了一制动器，接合时就起制动作用。

制动器应满足的基本要求是：能产生足够大的制动力矩，制动平稳、可靠，操纵灵活、方便，散热好，体积小，有较高的耐磨性等。

常用的制动器有：锥形制动器、带状制动器、电磁制动器和盘式制动器。

1. 锥形制动器

图5-43所示是锥形制动器。外锥体固定在箱体壁上，内锥体用导向平键或花键与轴连接。当操纵手柄放在停止位置的同时就把内锥体向右推，这时正在空转的内锥体就与固定的外锥体贴紧，从而使内锥体和轴立即停止转动，如电动葫芦的刹车装置。

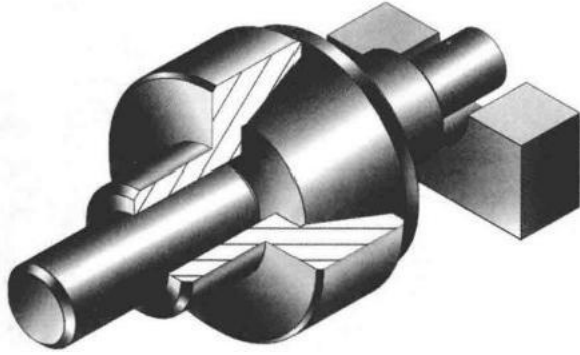


图5-43

2. 带状制动器

图5-44所示是带状制动器。摩擦轮固定在轴上，在摩擦轮的外圆上包上一根钢带(钢带下面衬一层橡胶带)。当开关或操纵手柄放在停车位置时，使杠杆的上端向上，于是钢带就包紧摩擦轮，因此摩擦轮就立即停止转动。



图5-44

3. 电磁制动器

这种制动器由位于制动轮两旁的两个制动臂和两个制动块组成。如图5-45所示，主弹簧通过制动臂及制动块使制动轮经常处于制动状态。当松闸器通入电流时，利用电磁作用把顶杆推出，通过推杆使制动器松闸。如吊车吊钩的刹车轮。

4. 盘式制动器

盘式制动器沿制动盘轴向施力，制动轴不受弯矩，径向尺寸小，制动性能稳定。常用的盘式制动器有点盘式制动器(图5-46)。如轿车的刹车盘。

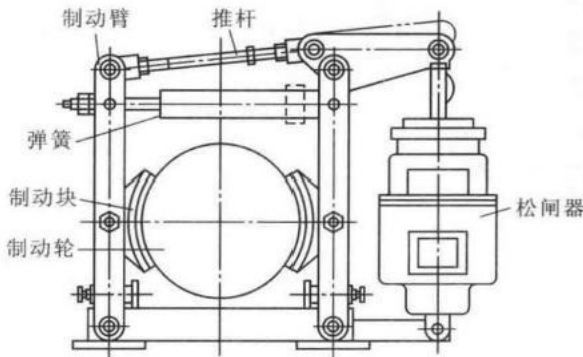


图5-45

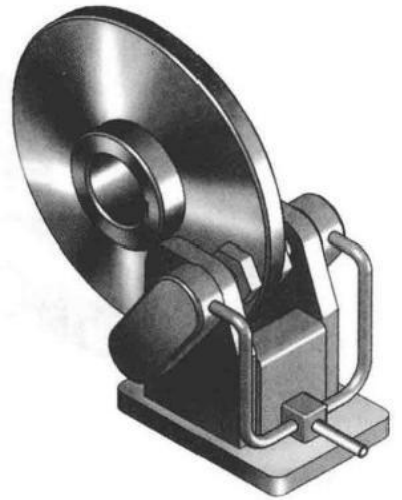


图5-46

§ 5-6 机械的润滑和密封

一、机械的润滑

1. 润滑剂的种类、性能及用途

凡能起降低摩擦阻力作用的介质都可作为润滑剂。但为取得良好的吸附性和渗入能力，润滑剂应具有一定的黏性，较好的化学稳定性，较高的耐热、耐寒及导热能力，可靠的防锈性和密封作用，以及良好的清洗作用。当一般润滑剂不能满足某种特殊需要时，可有针对性地在润滑剂中加入少量添加剂来改善润滑剂的性能。

常用的润滑剂是润滑油与润滑脂。

常用润滑油和润滑脂的名称、代号、主要质量指标及其主要用途见表5-17、表5-18。

表5-17 常用润滑油的主要质量指标和用途

名 称	代 号	质量指标			用 途
		运动粘度 /(10 ⁻⁶ m ² /s) (在40℃条件下)	凝点/℃ 不高于	闪点/℃ 不低于	
全损耗 系统用油 (GB/T 443—1989)	L-AN10	9.00~11.0	-5	130	适用于润滑油无特殊要求的轴 承、齿轮和其他低负荷机械部件 的润滑
	L-AN15	13.5~16.5	-5	150	
	L-AN22	19.8~24.2	-5	150	
	L-AN32	28.8~35.2	-5	150	
	L-AN46	41.4~50.6	-5	160	
	L-AN68	61.2~74.8	-5	160	
	L-AN100	90.0~110	-5	180	

续表

名 称	代 号	质量指标			用 途
		运动粘度 /(10 ⁻⁶ m ² /s) (在40℃条件下)	凝点/℃ 不高于	闪点/℃ 不低于	
工业闭式 齿轮油 (GB/T 5903—1995)	L-CKC68	61.2~74.8	-8	180	以矿物油为基础油, 加入抗氧、 防锈和抗磨等添加剂。 适用于煤炭、水泥和冶金等工 业部门的大型封闭式齿轮传动装 置的润滑
	L-CKC100	90~100	-8	180	
	L-CKC150	135~165	-8	200	
	L-CKC220	198~242	-8	200	
	L-CKC320	288~352	-8	200	
	L-CKC460	414~506	-8	200	
	L-CKC680	612~748	-5	220	

表5-18 常用润滑脂的主要质量指标和用途

名 称	代 号	主要质量指标		使用温度 /℃	主要用途
		滴点/℃ 不低于	锥入度 1/10 mm (25℃, 150g)		
钙基润滑脂 (GB/T 491—1987)	L-XAAMHA1	80	310~340	-10~60	适用于汽车、拖拉机、冶金、 纺织等机械设备的润滑
	L-XAAMHA2	85	265~295		
	L-XAAMHA3	90	220~250		
	L-XAAMHA4	95	175~205		
钠基润滑脂 (GB/T 492—1989)	L-XACMGA2	160	265~295	-10~100	适用于各种中等负荷机械设备的 润滑, 不适用于与水相接触的 润滑部位
	L-XACMGA3	160	220~250		
合成钙基润滑脂 (SY 1409—1976)	ZG-2H	80	265~310	60	适用于工业、农业、交通运输 等机械设备的润滑
	ZG-3H	90	220~265		
通用锂基润滑脂 (GB/T 7324—1994)	ZL-1	170	310~340	-20~120	适用于各种机械设备的滚动和 滑动摩擦部位
	ZL-2	175	265~295		
	ZL-3	180	220~250		
	ZL-4	185	175~205		

名称	代号	主要质量指标		使用温度 ℃	主要用途
		滴点/℃ 不低于	锥入度 1/10 mm (25℃, 150 g)		
复合钙基脂 (ZBE 36005—1988)	ZFG-1	180	310~340		适用于较高温度下摩擦部位的 润滑
	ZFG-2	200	265~295		
	ZFG-3	220	220~250		
	ZFG-4	240	175~205		
极压锂基润滑脂 (GB/T 7323—1994)	L-XBCHB0	170	355~385	-20~120	有良好的抗水性、防锈性、极 压抗磨性, 适用于压延机、锻造 机、减速器等高负荷机械设备及 齿轮、轴承润滑, 0号、1号脂可 用于集中润滑系统
	L-XBCHB1	170	310~340		
	L-XBCHB2	170	265~295		

2. 润滑方式和润滑装置

(1) 手工定时润滑

靠手工定时加油、加脂, 属于间歇润滑。所用的润滑装置结构简单, 供油不可靠, 用于轻载、低速和不重要部位。常用油杯的结构如图5-47所示。

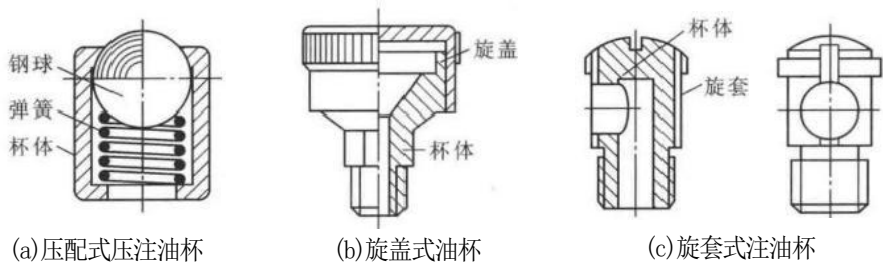


图5-47

(2) 连续润滑

连续供油, 供油比较可靠, 有的还可以调节。常用的连续供油方式有以下几种。

① 油绳

油绳润滑是用毛线或棉纱作成芯捻, 其一端浸在油内, 利用毛细管的虹吸原理向供油部位供油(图5-48)。润滑装置结构简单, 但油量不大, 调节不便。用于载荷、速度不大的场合。

② 针阀式注油油杯润滑

当手柄位于如图5-49所示的水平位置时, 针阀受弹簧推压向下堵住油孔。手柄转90°变为直立位置时, 针阀上提, 油孔敞开供油。调整调节螺母可以调节滴油量。这种润滑装置可以手动, 也

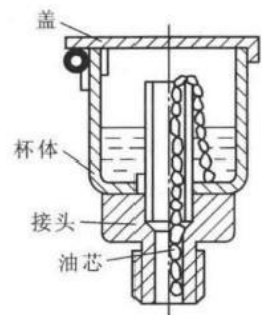


图5-48

可以自动，用于要求供油量一定、连续供油的场合。

③ 油浴、溅油润滑

如图5-50所示，齿轮减速器的大齿轮下部浸在油中，齿轮转动时将油带入啮合部位，进行润滑，这种润滑方式称为油浴润滑。齿轮转动时使润滑油飞溅到其他零件上进行润滑，称为溅油润滑。

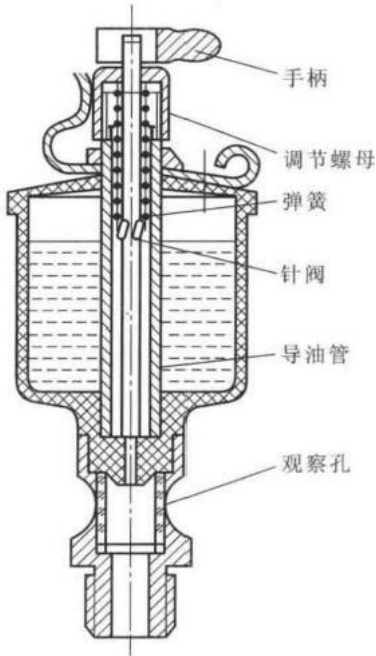


图5-49

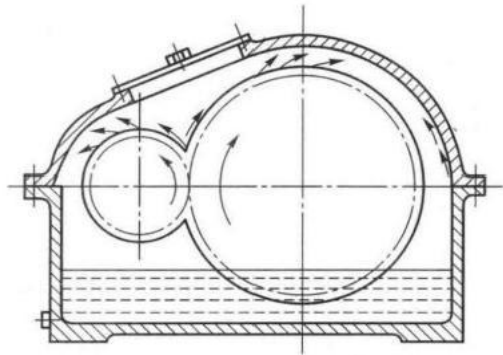


图5-50

由于油浴、飞溅润滑都能保证在开车后自动将润滑油送入摩擦副，而停车时又自行停送，所以润滑可靠、耗油少、维护简单，广泛应用于机床、减速器及内燃机等闭式传动中。

3. 典型机械零件的润滑

(1) 滑动轴承的润滑

滑动轴承种类繁多，使用条件和重要程度相差很大，润滑状态又有流体润滑、边界润滑、混合润滑和固体润滑之分。因此，各种滑动轴承对润滑剂的要求与设计原则也不相同。

1) 润滑剂类型的选择见表5-19。

表5-19 各类润滑剂的应用范围

润 滑 剂	应用范围	备 注
固体润滑剂	低速，环境温度超过液体润滑剂工作范围，对冷却作用无要求的场合	磨损不可避免，轴承寿命有限，摩擦损失较高
润滑脂	速度不超过 $1\sim 2\text{m/s}$ ，环境不清洁，对冷却作用无要求的场合	速度高而环境不清洁场合

润 滑 剂		应用范围	备 注
流 体 润 滑 剂	矿物油	各种载荷和速度, 但环境温度有限制	黏度范围广, 某些添加剂有腐蚀作用
	合成油	各种载荷和速度, 适宜较高或较低的环境温度和有防火要求的场合	现有合成油的黏度范围有限, 有的价格较高
	水或经处理的液体	要求防止油污染, 如食品、纺织、药品等机械	要特别注意轴承材料的选用

2) 润滑油黏度的选择

对于流体动力润滑轴承, 润滑剂最重要的性质是黏度。黏度低则承载能力低, 黏度高则功耗大, 轴承温度高。当转速高、比压小时, 可选黏度较低的润滑油; 反之, 当转速低、比压大时, 应选黏度较高的润滑油。具体选用时可大致参考表5-17。

边界润滑状态下的滑动轴承, 润滑剂最重要的性质是润滑性。这时, 通常速度低、载荷高时选用黏度较高的润滑油; 反之, 速度高、载荷低时选用黏度较低的润滑油。

3) 润滑脂的选择

滑动轴承润滑脂的选择应遵循以下原则:

- ① 当轴颈转速低、轴承载荷大时, 应选锥入度较小(号数大)的润滑脂; 反之, 应选锥入度较大的润滑脂。
- ② 润滑脂的滴点一般应高于工作温度 $20\sim 30^{\circ}\text{C}$ 。
- ③ 滑动轴承如在水淋或潮湿环境里工作时, 应选用钙基、铝基或锂基润滑脂; 如在环境温度较高的条件下工作可选用钙钠基脂或合成脂。

(2) 滚动轴承的润滑

滚动轴承除了滚动体与座圈之间的滚动摩擦外, 元件之间仍然存在滑动摩擦, 例如滚动体与保持架之间的摩擦。滚动轴承润滑的主要目的是为了减轻元件之间的摩擦与磨损。

润滑剂类型的选择:

- ① 润滑油的润滑不仅起到润滑作用, 还能降低轴承的温度。一般闭式传动, 传动件的线速度大于 2m/s , 能保证实现飞溅润滑, 润滑油能到达各润滑点且润滑油能够循环使用的场合, 均可采用油润滑。
- ② 对于开式传动和传动件的线速度低于 2m/s 而无法采用油润滑的闭式传动, 或对润滑要求不严格, 工作环境较差, 压力较大的传动, 一般采用脂润滑。相比之下, 选用脂润滑的场合比选用油润滑要多。

二、密封装置

为防止轴承的润滑剂外流和水汽、灰尘、污物进入轴承, 必须对轴承进行密封。

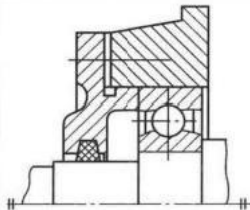
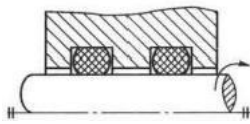
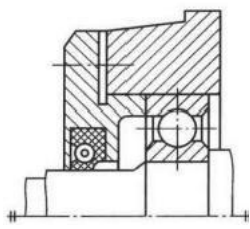
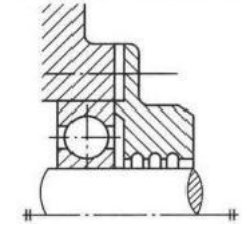
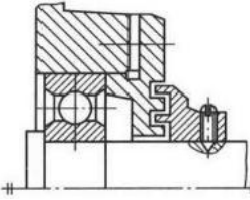
按密封的零件表面之间有无相对运动, 密封可以分为静密封和动密封两大类。静密封有密封垫、密封胶、直接接触三种密封方式。动密封可以分为接触式和非接触式密封两种。

对密封的要求有:

- ① 密封性能好, 无泄漏现象;
- ② 密封可以长时间的可靠工作;
- ③ 摩擦小;
- ④ 易加工。

常用密封种类见表5-20。

表5-20 常用旋转密封的种类、特性及应用

种 类		速度 (m/s)	压力 /MPa	温度 /°C	特性及应用
接触型 旋转 密封	毛毡密封 	5	0.1	90	结构简单, 成本低廉, 尺寸紧凑, 对偏心与窜动不敏感。适用于脂润滑。当与其他密封组合使用时也可用于油润滑
	O形橡胶 圈密封 	3	35	-60~200	利用安装沟槽使密封圈预压缩而密封, O形圈具有双向的密封能力
	J形橡胶 圈密封 	4	0.3	-60~150	唇部密封, 接触面宽度很窄(0.03~0.5 mm), 回弹力更大。带锁紧弹簧, 使唇部对轴有较好的追随补偿性能。因此能以较小的唇口径向力获得良好的密封效果。 结构简单, 尺寸紧凑, 成本低廉, 适用于批量生产
非接触型 旋转 密封	沟槽密封 				适用润滑脂密封, 利用间隙的节流效用产生密封作用, 沟槽一般取3个, 沟槽内涂满润滑脂
	迷宫密封 	不限	20	600	适用润滑脂和润滑油, 若与其他密封组合使用, 则密封效果更好。 间隙中充填润滑脂。 轴的轴向窜动不应超出迷宫轴向间隙

§5-7 弹 簧

弹簧是弹性元件。它具有刚性小、弹性大、在载荷作用下容易产生弹性变形等特性，被广泛用于各种机器、仪表及日常用品中。

一、弹簧的功用

按照不同的使用场合，弹簧的功用有：

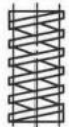
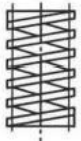
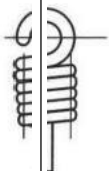
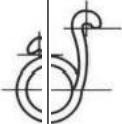
- ① 控制机构运动。例如内燃机上的阀门弹簧和制动器中的控制弹簧。
- ② 缓冲和吸振。例如汽车、火车车厢下的减振弹簧和各种缓冲器用的弹簧。
- ③ 改变机器构件的固有频率。避免共振，例如用于压缩机和电动机的弹性支座的弹簧。
- ④ 储存能量。例如钟表发条。
- ⑤ 测量力。例如弹簧秤中的弹簧。

二、弹簧的类型、特点和弹簧材料


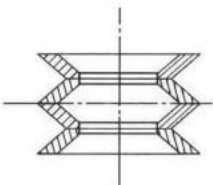
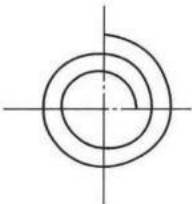
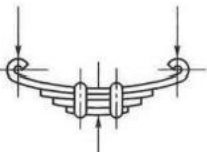
1. 弹簧的类型

弹簧的类型很多，表5-21列出了常用弹簧的类型及其应用举例。

表5-21 弹簧的类型及其应用举例

名称	简 图	应用举例
圆 柱 螺 旋 弹 簧	压缩弹簧 	承受压力。结构简单，制造方便，应用最广。如火车的减振弹簧、汽车气门弹簧
	矩形截面压缩弹簧 	承受压力。当空间尺寸相同时，矩形截面比圆形截面弹簧吸收能量大，刚度更接近于常数。如火车的减振弹簧、汽车气门弹簧
	拉伸弹簧 	承受拉力。如健身器，刹车踏板等
	扭转弹簧 	承受转矩。主要用于压紧和蓄力以及传动系统中的弹性环节。如自行车手刹车的回位装置

续表

名称	简 图	应用 举例
圆锥螺旋弹簧	压缩弹簧 	承受压力。可防止共振，稳定性好，结构紧凑。多用于承受较大载荷和减振。如弹簧床
碟形弹簧	对置式 	承受压力，缓冲吸振能力强。储存能量大。如数控加工中心主轴的夹刀装置
盘簧	非接触型 	承受转矩。圈数多，变形角大，储存能量大。多用作压紧弹簧和仪器、钟表中的储能弹簧
板簧	多板弹簧 	承受弯矩。主要用于汽车、拖拉机和铁路车辆的车厢悬架装置中，起缓冲和减振作用

2. 弹簧的材料

弹簧在机械中常受冲击性的交变载荷，所以弹簧材料应具有高的弹性极限、疲劳极限，一定的冲击韧度、塑性和良好的热处理性能。

常用的弹簧材料有碳素钢，如高碳钢做沙发弹簧；合金钢65Mn 钢做汽车减振弹簧。选择时应考虑弹簧工作条件、功用及经济性等因素，一般优先选用碳素钢。

三、圆柱螺旋弹簧

圆柱螺旋弹簧是金属弹簧丝按螺旋线卷绕而成，由于制造简便，所以应用广泛。根据它的功用，圆柱形螺旋弹簧可分为压缩弹簧、拉伸弹簧和扭转弹簧(图5-51)。

1. 弹簧的端部结构

① 压缩弹簧在自由状态下，各圈间留有一定的间距，以备承载时变形。弹簧除参加变形的有效圈数 n 外，两端各有 $0.75\sim 1.75$ 圈并紧不参与变形，并紧的几圈称为死圈或支承圈。支承圈端部有磨平端(YI 型)和不磨平端(YIII)两种形式，如图5-52a、b所示。

② 拉伸弹簧各圈间并紧，端部钩环有三种形式(图5-52c)。半圆形(LI 型)、圆形(LII 型)钩环制作比较方便，可转式(LVIII型)可避免钩环根部应力集中。端部钩环和支承圈端部结构形式参阅GB/T 1239.6—1992。



图5-51

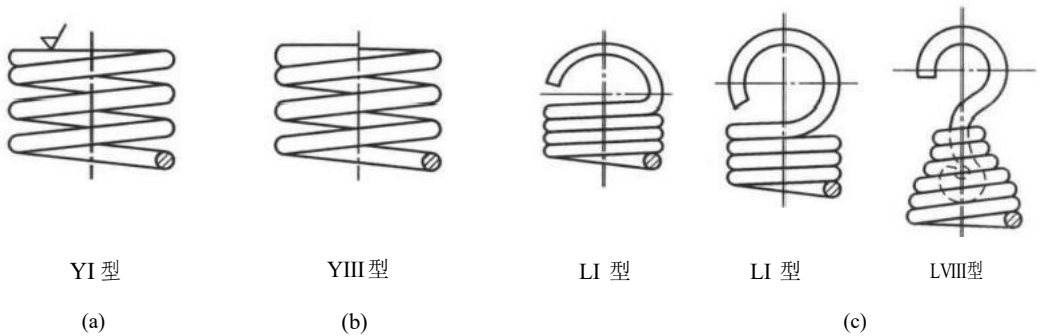


图5-52

2. 弹簧几何尺寸计算

圆柱形螺旋压缩弹簧的主要参数为弹簧钢丝直径 d 、弹簧中径 D 和有效圈数 n ，已标准化，GB/T1358—1993 规定了普通圆柱螺旋弹簧尺寸参数。

圆柱螺旋压缩弹簧的几何尺寸计算见表5-22。

表5-22 圆柱螺旋压缩弹簧几何尺寸计算

名 称	尺寸关系	图 形
中径 D	$D=Cd$ (C 旋绕比)	
外径 D_2	$D_2=D+d$	
内径 D_1	$D_1=D-d$	
间距 δ	$\delta=t-d$	
节距 t	$t=(0.28\sim 0.5)D$	
总圈数 n_1	$n_1=n+(1.5\sim 2.5)$	
螺旋角 α	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D}$	
展开长度 L	$L = \frac{\pi D_2 n_1}{\cos \alpha} \approx \pi D n_1$	
自由高度 H_0	两端圈磨平： $H_0=nt+(1.5、2)d$ 两端圈不磨： $H_0=nt+(3、3.5)d$	

弹簧工作圈数 n 为弹簧工作时参与变形的圈数。压缩螺旋弹簧的总圈数 n_t ，等于工作圈数与支承圈数之和，拉伸螺旋弹簧的总圈数 n_t ；等于工作圈数。

压缩弹簧的高径比 H_0/D 如果过大，承压时会出现失稳现象，产生侧向弯曲(图5-53a)，而不能正常工作。为此要控制弹簧的高径比，一般取 $H_0/D \leq 3.7$ 。否则，应在弹簧内加导杆或在外侧加导筒，如图5-53b、c所示。

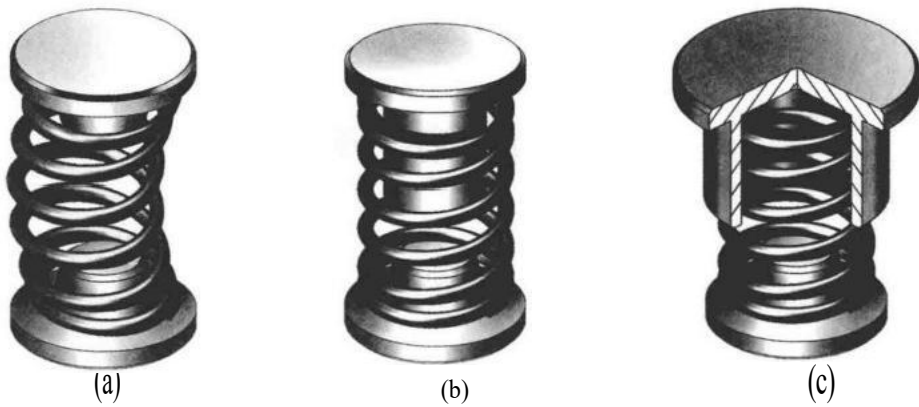


图5-53



常用机构

§ 6-1 平面连杆机构

平面连杆机构的各构件是用销轴、滑道(低副)等方式连接起来的,各构件间的相对运动均在同一平面或互相平行的平面内。

最简单的平面连杆机构是由4个杆件组成的,简称平面四杆机构,其结构简单,易于制造,工作可靠,因此应用非常广泛。

一、运动副

使两构件直接接触而又能产生一定相对运动的连接,称为运动副。

在工程上,人们把运动副按其运动范围分为空间运动副和平面运动副两大类。在一般机器中,经常遇到的是平面运动副。平面运动副根据组成运动副的两构件的接触形式不同,可分为低副和高副。

1. 低副

低副是指两构件之间作面接触的运动副(图6-1)。

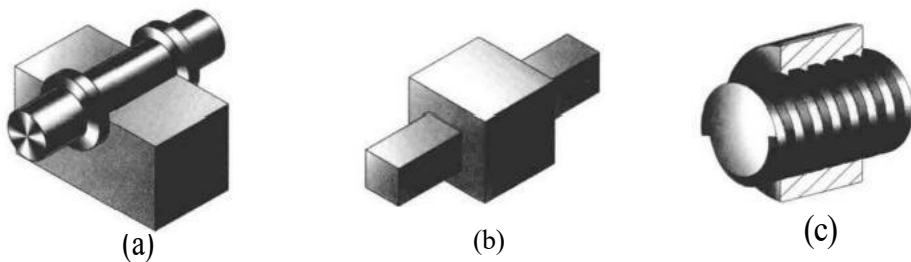


图6-1

2. 高副

高副是指两构件之间作点或线接触的运动副(图6-2)。

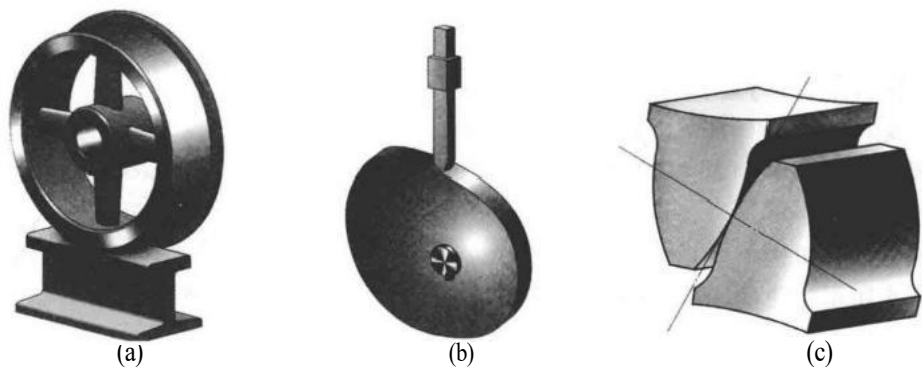


图6-2

二、铰链四杆机构

1. 铰链四杆机构的组成

如图6-3a所示,由4个构件通过铰链(转动副)连接而成的机构,称为铰链四杆机构。在该机构中,固定不动的杆4称为机架;与机架用转动副相连接的杆1和杆3称为连架杆;不与机架直接连接的杆2(通常作平面运动)称为连杆。如果杆1或杆3能绕其回转中心A或D做整周转动,则称为曲柄。若仅能在小于 360° 的某一角度内摆动,则称为摇杆。图6-3b为铰链四杆机构的简图。

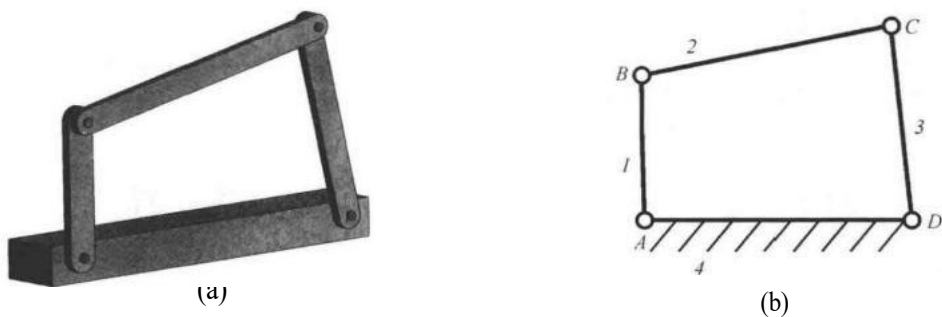


图6-3

2. 铰链四杆机构的基本形式

(1) 铰链四杆机构类型的判别

对于铰链四杆机构来说,机架和连杆总是存在的,按曲柄的存在情况,分为三种基本形式:曲柄摇杆机构、双曲柄机构和双摇杆机构。

从上述铰链四杆机构的三种基本形式中可知,它们的根本区别就在于连架杆是否为曲柄。而连架杆能否成为曲柄,则取决于机构中各杆件的相对长度和最短杆件所处的位置。可按下述方法判断铰链四杆机构的类型。

当最短杆长度 l_{\min} 与最长杆长度 l_{\max} 之和小于或等于其余两杆长度 l' 、 l'' 之和(即 $l_{\min}+l_{\max} \leq l'+l''$)时,有以下三种情况:

- ① 若取与最短杆相邻的任一杆为机架,则该机构为曲柄摇杆机构,且最短杆为曲柄。

- ② 若取最短杆为机架，则该机构为双曲柄机构。
- ③ 若取最短杆相对的杆为机架，则该机构为双摇杆机构。

当最短杆长度 l_m 与最长杆长度 l 之和大于其余两杆长度 l' 、 l'' 之和(即 $l_m+l > l'+l''$)时，则不论取哪一杆为机架，都无曲柄存在，机构只能为双摇杆机构。

(2) 曲柄摇杆机构

如图6-4所示，曲柄AB 为主动件，并作等速转动。从动摇杆CD 将在 C_1C_2 范围内作变速往复摆动， C_1 、 C_2 两个位置是摇杆摇摆的两个极限位置。可见，曲柄摇杆机构能将主动件的整周回转运动转换成摇杆的往复摆动。

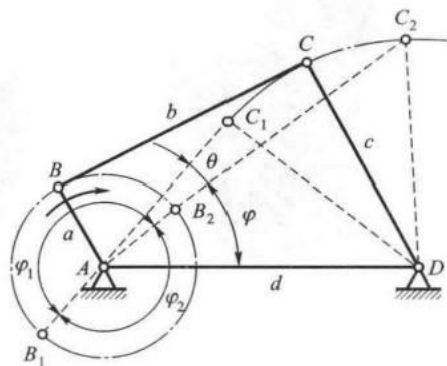


图6-4

曲柄摇杆机构在生产中应用很广泛，如图6-5所示为一些应用实例简图。

- ① 图6-5a、b、c、d 都是以曲柄为主动件、摇杆为从动件组成的机构。

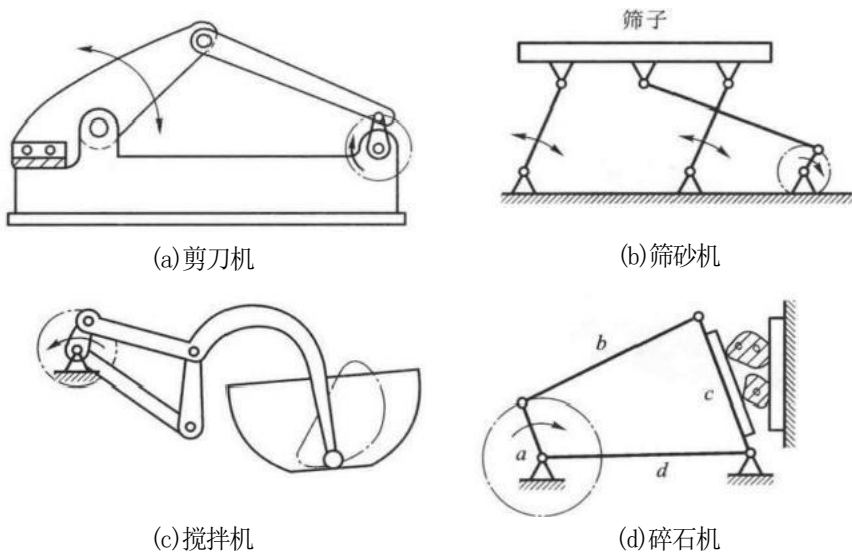


图6-5

② 摇杆的摇摆运动也可转换为曲柄的整周回转运动。如图6-6所示为一缝纫机的踏板机构。当踏板(主动件)作上下往复摆动时，通过连杆使曲柄(从动件)作整周转动，再经过带传动驱使机头主轴转动。

(3) 双曲柄机构

图6-7为双曲柄机构的示意图，曲柄AB 为主动件时，从AB 匀速转至 AB_1 ，转过 180° 。此时，从动曲柄CD 转到 C_1D_1 ，其转过的角度为 ϕ_1 ；主动曲柄AB 继续再匀速转过 180° 时，从动曲柄CD 转过的角度为 ϕ_2 ，很明显 $\phi_1 > \phi_2$ 。可见，双曲柄机构是当主动曲柄作等速转动时，

从动曲柄随之作变速转动。双曲柄机构的应用有：

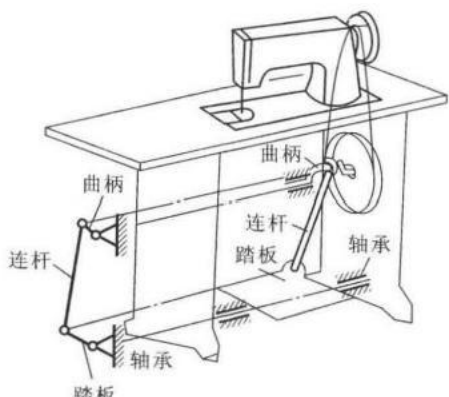


图6-6

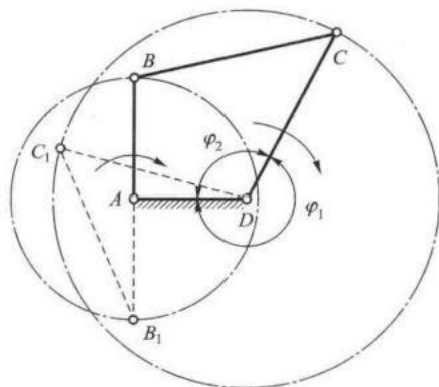


图6-7

1) 两曲柄相等、同向

当两曲柄的长度相等而且平行时(即其他两杆的长度也相等),称为平行双曲柄机构。这时四根杆组成了平行四边形,如图6-8所示。平行双曲柄机构的两曲柄的旋转方向相同,角速度也相等。

平行双曲柄机构在运动过程中,主动曲柄AB(图6-8)转动一周,从动曲柄CD将会出现两次与连杆BC共线位置,这样会造成从动曲柄CD运动的不确定现象(即CD可能顺时针转,也可能逆时针转而变成反向双曲柄机构)。为避免这一现象的发生,可用增设辅助机构方法来解决。图6-9所示为机车主动轮联动装置,它是增设了一个曲柄EF的辅助构件,以防止平行双曲柄机构ABCD变为反向双曲柄机构。

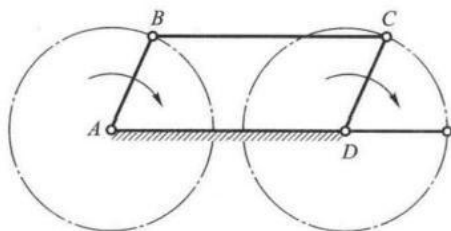
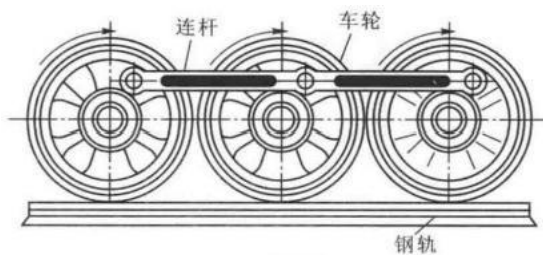
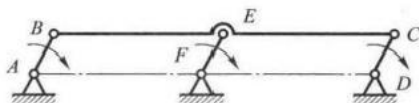


图6-8

柄EF的辅助构件,以防止平行双曲柄机构ABCD变为反向双曲柄机构。



(a) 结构图



(b) 机构运动简图

图6-9

2) 两曲柄相等、反向

双曲柄机构如果对边杆长度都相等，但互不平行，则称为反向双曲柄机构。如图6-10所示，反向双曲柄的旋转方向相反，且角速度不相等。

图6-11所示为公共汽车门启闭机构。当主动曲柄AB转动时，通过连杆BC使从动曲柄CD朝反向转动，从而保证两扇车门能同时开启和关闭到预定位置。

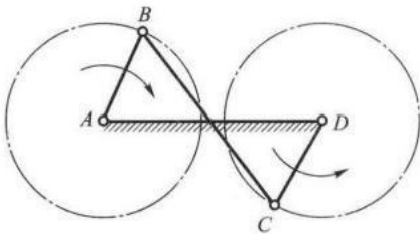


图6-10

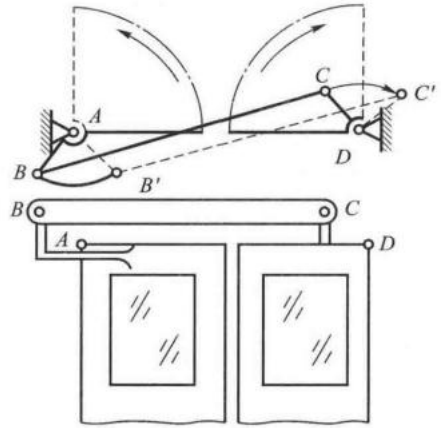


图6-11

3) 两曲柄不等

图6-12所示为惯性筛分机。当曲柄AB作等速转动时，另一个曲柄CD作周期性变速转动，EF杆连接物料和CD杆，利用CD的变速转动和物料的惯性达到筛分目的。

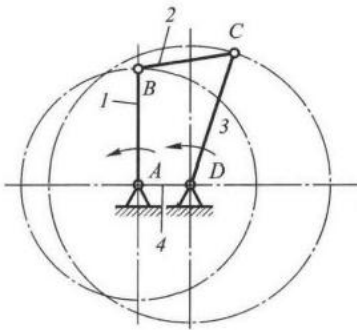


图6-12

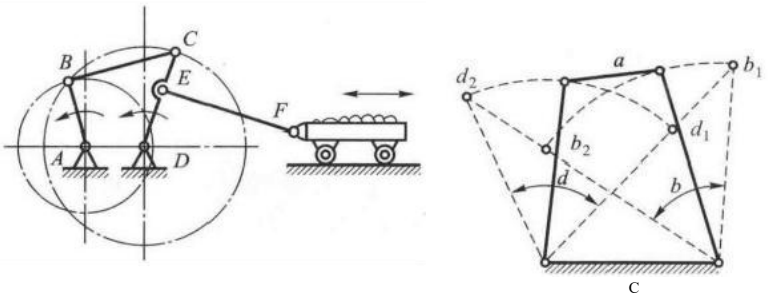


图6-13

(4) 双摇杆机构

如图6-13所示，图中 d_1 、 b_1 是摇杆的两个极点，则 b 、 d 杆都只能摆动一定角度，即摇摆范围不超过这两点。

图6-14a是港口用起重吊车，吊钩的移动轨迹近似水平线。

图6-14b是自卸载货汽车的翻斗机构，AD是固定杆，当液压缸中输入压力油时，活塞杆向右伸出，使AB和CD向右摇动，从而使车斗货物卸下。

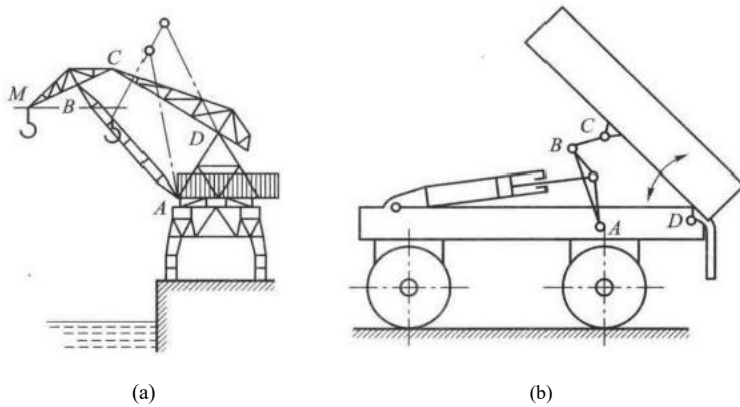


图6-14

*3. 铰链四杆机构的运动特性

(1) 急回特性

图6-15所示为一曲柄摇杆机构，设曲柄AB为原动件，在其转动一周的过程中，有两次与连杆共线。这时摇杆CD分别位于两极限位置 C_1D 和 C_2D 。曲柄摇杆机构所处的这两个位置，称为极位。曲柄与连杆两次共线位置之间所夹的锐角 θ 称为极位夹角。

如图6-15所示，当曲柄以等角速度 逆时针转 $\delta_1 = 180^\circ + \theta$ 时，摇杆由位置 C_2D 摆到 C_1D ，摆角为 ϕ ，设所需时间为 t_1 ，C点的平均速度为 v_1 。当曲柄继续转过 $\delta_2 = 180^\circ - \theta$ 时，摇杆又从位置 C_1D 回到 C_2D ，摆角仍然是 ϕ ，设所需时间为 t_2 ，C点的平均速度为 v_2 。由于摇杆往复摆动的摆角 ϕ 虽然相同，但是相应的曲柄转角不等，即 $\delta_1 > \delta_2$ ，而曲柄又是等速转动的，所以有

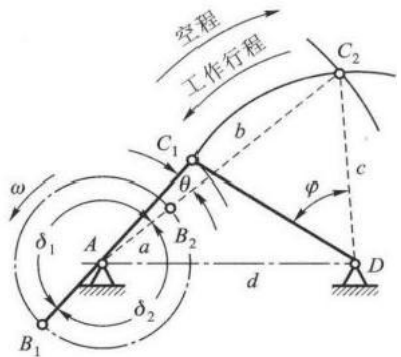


图6-15

$v_1 < v_2$ 。而摇杆c往复摆动的弧长同样是 C_1C_2 ，即

$$v_1 = \frac{\widehat{C_1C_2}}{t_1} < \frac{\widehat{C_1C_2}}{t_2} = v_2$$

也就是说，摇杆的返回速度较快，称它具有“急回运动”特性。

曲柄摇杆机构摇杆的急回运动特性有利于提高机械的工作效率。机械在工作中往往具有工作行程和空回行程两个过程，可以利用急回运动特性来缩短机械空回行程的时间，例如牛头刨床、插床或惯性筛等工作。

(2) 死点

在图6-16所示的曲柄摇杆机构中，设摇杆CD为主动件，曲柄AB为从动件，当机构处于图示的两个虚线位置之一时，连杆与曲柄在一条直线上。这时主动件CD通过连杆作用于从动件AB上的力恰好通过其回转中心，此力对A点不产生力矩。所以不能使构件AB转动而出现“顶死”现象。此时机构的位置称为死点。

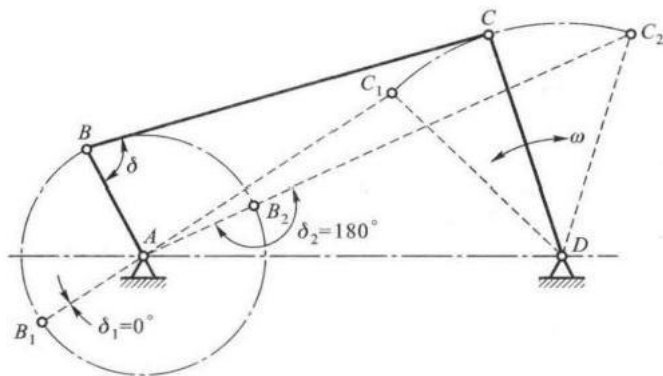


图6-16

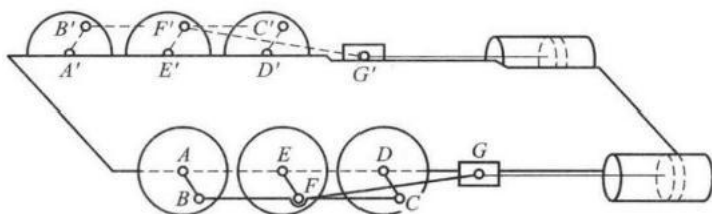


图6-17

为了使机构能够顺利地通过死点，继续正常运转，可以采用机构错位排列的办法，即将两组以上的机构组合起来，而使各组机构的死点相互错开(如图6-17所示的蒸汽机车车轮联动机构，就是由两组曲柄滑块机构 EFG 与 E'F'G' 组成的，而两者的曲柄位置相互错开 90°)；也常采用加大惯性的办法，借惯性作用使机构闯过死点。

“死点”位置是有害的，但在某些场合却利用“死点”来实现工作要求。

① 图6-18所示的飞机起落架机构，在机轮放下时，杆BC与杆CD成一直线，机构处于死点，此时虽然机轮上可能受到很大的力，起落架不会反转(折回)，使降落更加可靠。

② 图6-19所示的钻床工件夹紧机构，也是利用机构的死点进行工作的，当工件夹紧后，BCD成一直线，机构处于死点位置，将工件紧紧压住，保证在钻削加工时，工件不会松脱。

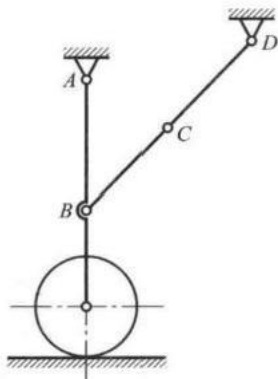


图6-18

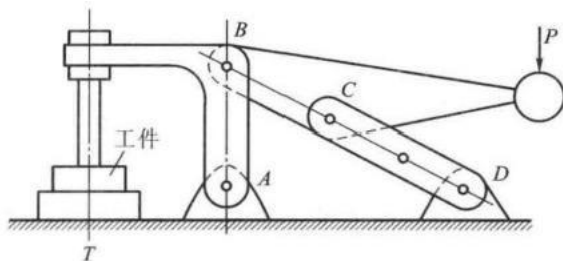


图6-19

§6-2 凸轮机构

凸轮机构广泛应用于各种自动机械、仪器和操纵控制装置中。凸轮机构之所以得到如此广泛的应用，主要是由于凸轮机构可以实现各种复杂的运动要求，而且结构简单、紧凑。

一、凸轮机构的组成、特点

由图6-20可知，凸轮机构是由凸轮、从动件(气门)和机架三个基本构件组成的高副机构。凸轮是一个具有曲线轮廓的构件，一般为主动件，作等速回转运动或往复移动。与凸轮轮廓接触的构件一般作往复直线运动或摆动，称为从动杆。

凸轮机构的基本特点在于能使从动件获得较复杂的运动规律。从动件的运动规律取决于凸轮轮廓曲线，只要根据从动件的运动规律就可以设计出凸轮的轮廓曲线。

二、凸轮机构的类型

由于凸轮的形状和从动杆的结构形式、运动方式不同，所以凸轮机构有不同的类型。

1. 按凸轮的形状分

(1) 盘形凸轮

盘形凸轮又称为圆盘凸轮，它是凸轮的最基本形式。盘形凸轮是一个绕固定轴转动且径向尺寸变化的盘形构件，其轮廓曲线位于外缘处(图6-21a)。当凸轮转动时，可使从动杆在垂直平面内运动。

盘形凸轮的结构简单，应用最为广泛，但从动杆的行程不能太大，所以多用于行程较短的场合。

(2) 移动凸轮

移动凸轮又称为板状凸轮。盘形凸轮回转中心趋向无穷远时就变成移动凸轮，可以相对机架作往复直线移动。当凸轮移动时，可推动从动杆得到预定要求的运动(图6-21b)。

(3) 圆柱凸轮

圆柱凸轮是在圆柱端面上作出曲线轮廓(图6-21c)，或在圆柱面上开有曲线凹槽(图6-21d)。从动杆一端顶在端面上或夹在凹槽中，当凸轮转动时从动杆沿端面或沟槽作直线往复运动或摆动。这种凸轮与从动杆的运动不在同一平面内，因此是一种空间凸轮，可使从动杆得到较大的行程。主要适用于行程较大的机械。

(4) 圆锥凸轮

在圆锥表面上制成合乎要求的封闭曲线槽(图6-21e)，使从动杆沿一倾斜导轨移动。

2. 按从动杆的运动方式分

(1) 移动(直动)从动杆凸轮机构(图6-22a、c)

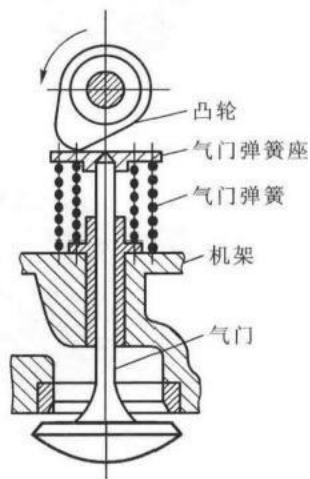


图6-20

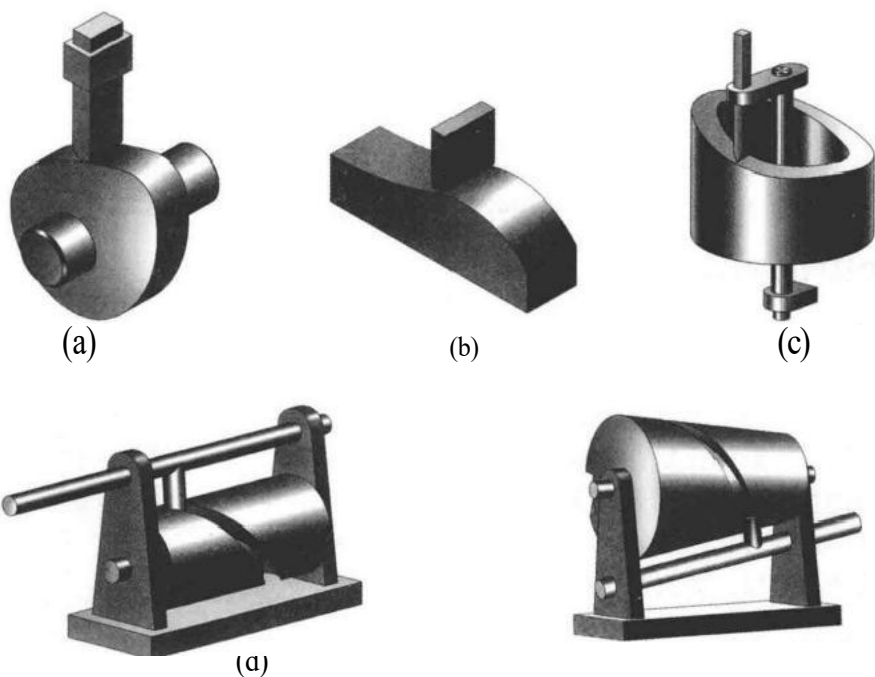


图6-21

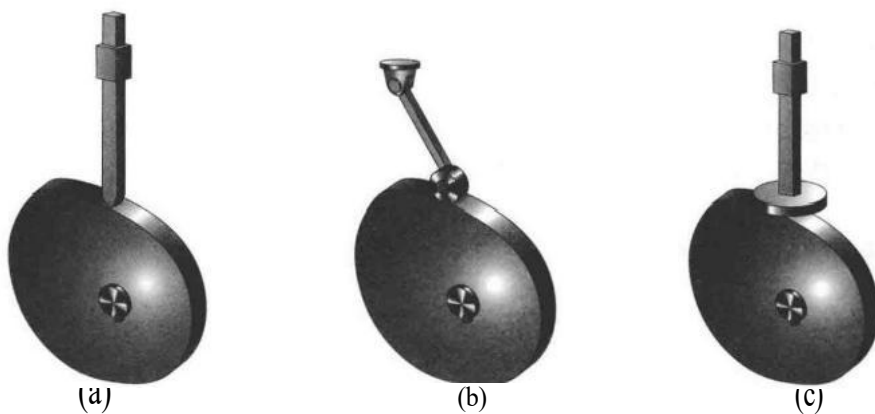


图6-22

(2) 摆动从动杆凸轮机构(图6-22b)

3. 按从动杆的端部结构形式分

(1) 尖顶式从动杆

如图6-23a所示,这种从动杆做成尖顶与凸轮轮廓接触。其构造简单、动作灵敏,但无论是从动杆还是凸轮轮廓都容易磨损,适用于低速、传力小和动作灵敏等场合,如用于仪表机构中。

(2) 滚子式从动杆

如图6-23b所示,这种从动杆顶端装有滚子。由于滚子与凸轮之间为滚动摩擦,所以凸

轮接触摩擦阻力小, 解决了凸轮机构磨损过快的问题, 故可用来传递较大的动力。

(3) 平底式从动杆

如图6-23c所示, 这种从动杆顶端作成较大的平底与凸轮接触。它的优点是凸轮对推杆的作用力始终垂直于推杆的底边, 故受力比较平稳, 而且凸轮与底面接触面较大, 容易形成油膜, 减少了摩擦, 但灵敏性较差。

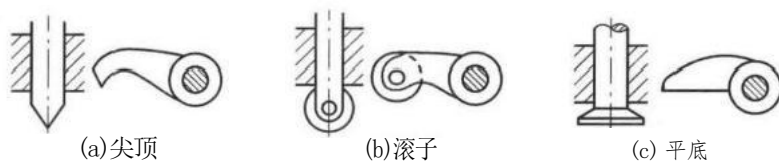


图6-23

三、凸轮机构的应用

① 图6-20所示为内燃机配气机构。当凸轮转动时, 依靠凸轮的轮廓, 使从动件(气门)向下移动打开气门, 借助弹簧的作用力关闭, 实现按预定时间打开或关闭气门, 完成内燃机的配气动作。

② 自动车床横刀架进给机构(图6-24)。当凸轮转动时, 依靠凸轮的轮廓可使从动杆做往复摆动。从动杆上装有扇形齿轮, 通过它可带动横刀架完成进刀和退刀的动作。

③ 车床仿形机构(图6-25)。移动凸轮, 可使从动杆沿凸轮轮廓运动, 带动刀架进退, 完成与凸轮轮廓曲线相同的工件外形的加工。

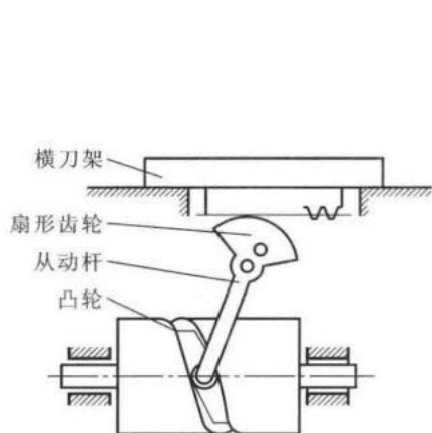


图6-24

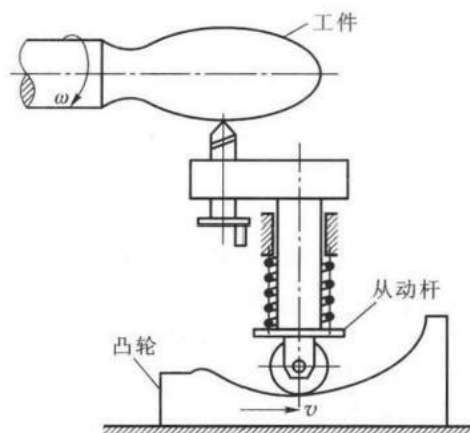


图6-25

④ 绕线机(图6-26)。摇动手柄使轴转动, 同时使固连于轴上的蜗杆和线轴一起转动; 通过蜗杆与蜗轮减速带动凸轮缓慢转动, 靠凸轮轮廓与从动杆(摆杆)上尖顶A之间的接触, 推动从动杆绕B点摆动, 其端部拨叉使导线均匀地绕在线轴上。

四、凸轮机构的有关参数

1. 基圆半径

在图6-27所示的机构中, 从动件(杆)在最低位置时, 尖顶在a点(图6-27a), 以凸轮的最小半径 r_0 所作的圆称为基圆, r_0 称为基圆半径。

2. 行程和转角

当凸轮按逆时针方向转过一个角度 δ 时(图6-27b), 从动件将上升一段距离, 即产生一段位移 s 。当凸轮转过 δ 时, 从动件到达最高位置(图6-27c), 此时从动件的最大升距称为行程, 用 h 表示。凸轮转动的角度 δ , 称为转角(也称为运动角)。

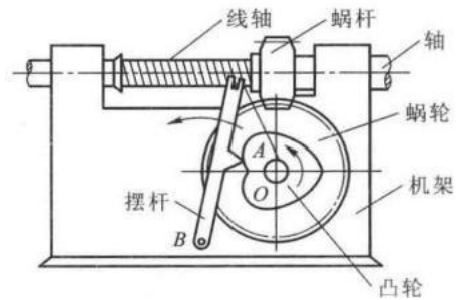


图6-26

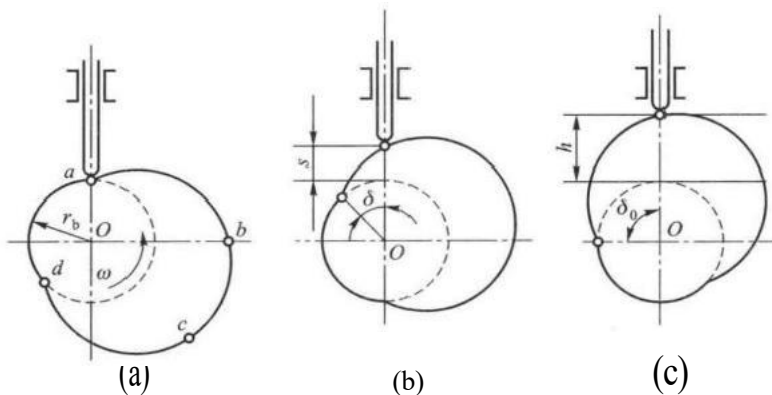


图6-27

§ 6-3 间歇运动机构

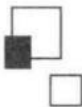
将主动件的均匀转动转换为时转时停的周期性运动机构, 称为间歇运动机构, 例如牛头刨床工作台的横向进给运动, 电影放映机的送片运动等都用到间歇运动机构。

间歇机构类型很多, 只介绍常用的棘轮机构和槽轮机构。

一、棘轮机构

1. 棘轮机构的组成

如图6-28所示, 该机构由棘轮、棘爪和机架等组成。当摇杆向左摆动时, 装在摇杆上的棘爪嵌入棘轮的齿槽内, 推动棘轮朝逆时针方向转过一角度; 当摇杆向右摆动时, 棘爪便在棘轮的齿背上滑回原位, 棘轮静止不动。为了使棘轮的静止可靠和防止棘轮的反转, 在机架上安装止回棘爪。这样, 当曲柄作连续回转时, 棘轮只能作单向的间歇运动。



2. 棘轮机构的类型

(1) 单向式棘轮机构

单向式棘轮机构如图6-28所示。

(2) 双向式棘轮机构

双向式棘轮机构如图6-29所示，把棘轮的齿制成矩形，棘爪制成可翻转的。当棘爪处在图示位置B时，棘轮获得逆时针单向间歇运动；而当把棘爪绕其销轴A翻转到虚线所示位置B'时，棘轮即可获得顺时针单向间歇运动。

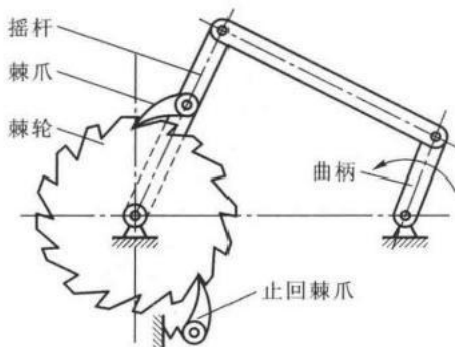


图6-28

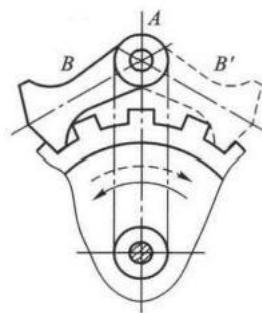


图6-29

(3) 双动式棘轮机构

双动式棘轮机构如图6-30所示，它同时应用两个棘爪，分别与棘轮接触。当主动件作往复摆动时，两个棘爪都能先后使棘轮朝同一方向转动。棘爪的爪端形状可以是直的，也可以是带钩头的，这种机构使棘轮转速增加一倍。

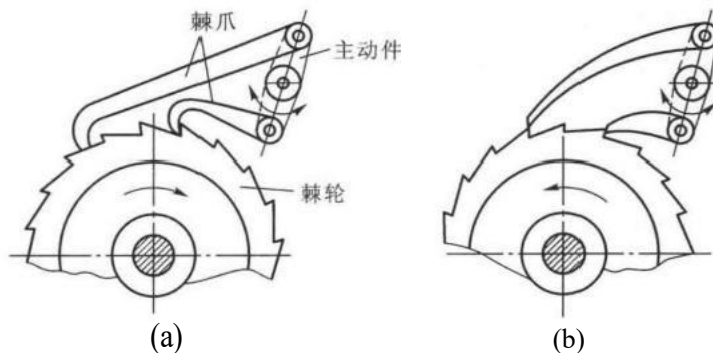


图6-30

(4) 摩擦式棘轮机构

摩擦式棘轮机构是一种无棘齿的棘轮，靠摩擦力推动棘轮转动和止动，如图6-31所示，棘轮是通过与右棘爪之间的摩擦来传递转动的，图示为逆时针转动，上棘爪是用来作反向制动用的。

(5) 防止逆转的棘轮机构

棘轮机构中棘爪常是主动件，棘轮是从动件。如图6-32所示，起重设备中常应用这种机构，图示当转动的鼓轮带动物件上升到所需的高度位置时，鼓轮就停止转动，棘爪依靠弹簧嵌入棘轮的轮齿凹槽中，这样就可以防止鼓轮在任意位置停留时会产生逆转，保证起重工作安全可靠。

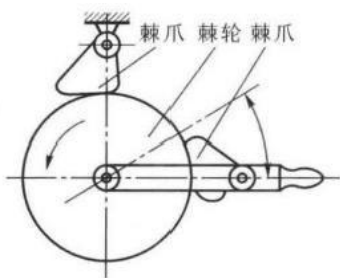


图6-31



图6-32

二、槽轮机构

1. 槽轮机构的组成

槽轮机构如图6-33所示。它由带圆柱销的主动拨盘与带径向槽的从动槽轮及机架组成。拨盘以等角速度作连续回转，槽轮则时而转动，时而静止。当圆柱销未进入槽轮的径向槽时，槽轮的内凹弧被拨盘的外凸圆弧卡住，槽轮静止不动。图6-33a为圆柱销刚开始进入槽轮径向槽时的位置。这时槽轮的内凹弧也刚好开始被松开，槽轮受圆柱销的驱使而转动。当圆柱销在另一边离开径向槽时(图6-33b)，内凹弧又被卡住，槽轮又静止不动，直至圆柱销再一次进入槽轮的下一个径向槽时，又重复上述的运动。拨盘每转一周(2π)，槽轮转过 2ϕ 转角。

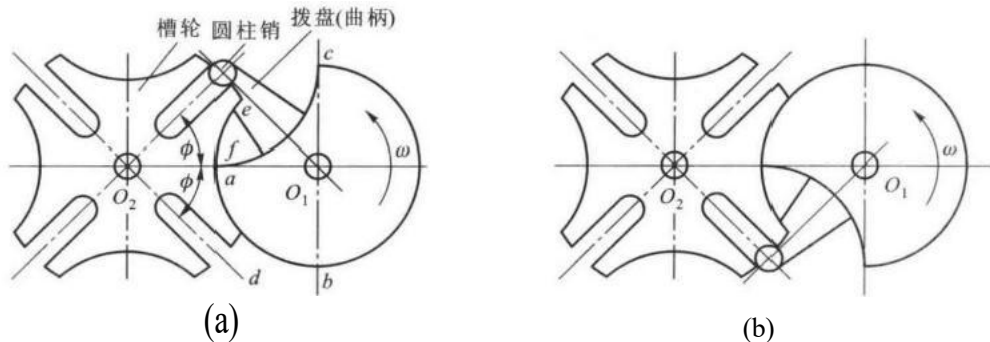


图6-33

2. 槽轮机构的特点与应用

① 图6-34为槽轮机构应用在电影放映机上的卷片机构。为适应人们的视觉暂留现象，要求影片作间歇运动，槽轮开有4个径向槽，当传动轴带动圆柱销每转过一周时，槽轮转过 90° ，所以能使影片的画面有一段停留时间。

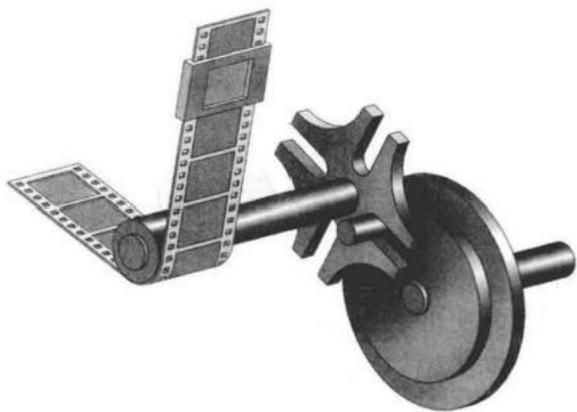


图6-34

② 图6-35为转塔车床的刀架转位机构。为了按照零件加工工艺的要求，能自动地改变需要的刀具，采用了槽轮机构。刀架上装有6种可以变换的刀具，槽轮上开有6个径向槽，当圆柱销进、出槽轮一次，推动槽轮转 60° ，这样可以间歇地将下一工步需要的刀具，依次转换到工作位置上。

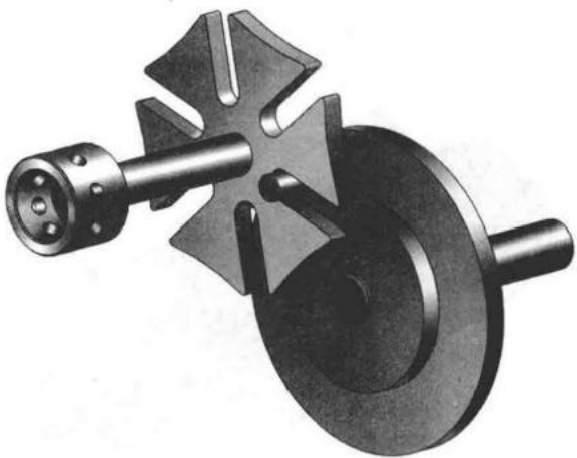
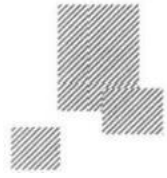


图6-35

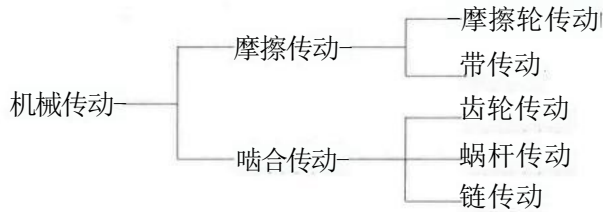
槽轮机构的特点是构造简单，外形尺寸小，机械效率较高，并能较平稳地、间歇地进行转位。



第 7 章

机械传动

机械传动通常是指作回转运动的摩擦传动和啮合传动。目的是用来改变工作部分与原动机的速度关系，实现减速、增速和变速要求，达到力或力矩的变化。常用的机械传动有：



§ 7-1 带 传 动

带传动由主动带轮、从动带轮和传动带所组成(图7-1)。工作时以带和轮缘接触面间产生的摩擦力来传递运动和动力。带传动是一种利用中间挠性件的摩擦传动。

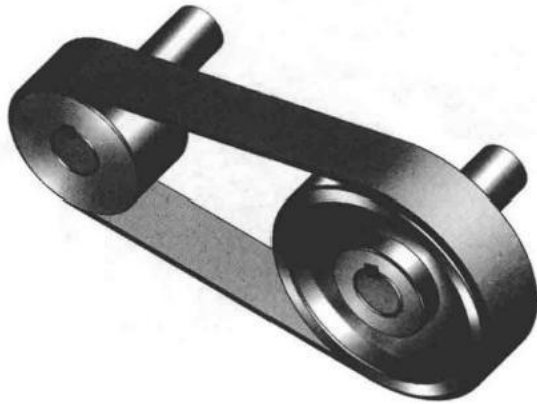


图7-1

一、带传动的类型、特点和应用

根据横截面形状的不同，带分为平带、圆带、V带、同步齿形带等类型(图7-2)，以平带

与 V 带使用最多。本节着重讨论 V 带传动。

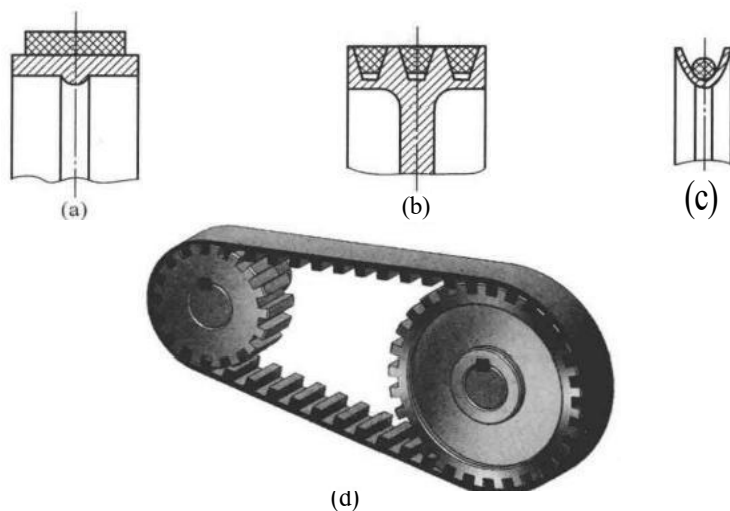


图7-2

带传动的使用特点：

- (1) 带传动柔和，能缓冲、吸振，传动平稳，无噪声。
- (2) 过载时产生打滑，可防止损坏零件，起安全保护作用，但不能保证传动比的准确性。
- (3) 结构简单，制造容易，成本低廉，适用于两轴中心距较大的场合。
- (4) 外廓尺寸较大，传动效率较低。

带传动是一种应用广泛的机械传动。无论是在精密机械，还是在工程机械、矿山机械、化工机械、交通运输、农业机械等中，它都得到广泛使用。由于带传动的效率和承载能力较低，故不适用于大功率传动。平带传动传递功率小于500 kW，而 V 带传动传递功率小于700 kW；工作速度一般为5~30m/s。速度太低(1~5m/s 或以下)时，传动尺寸大而不经济。速度太高时，离心力又会减少带轮间的压紧程度，降低传动能力。离心力会使带产生附加拉应力作用，降低寿命。

二、V 带的结构、标准

V 带传动是依靠带的两侧面与带轮轮槽侧面相接触产生摩擦力而工作的。我国生产的 V 带分为帘布芯、线绳芯两种结构。如图7-3所示，普通 V 带由顶胶、抗拉体、底胶和包布组成，其中顶胶和底胶由橡胶制成；包布由橡胶帆布制成，主要起耐磨和保护作用。

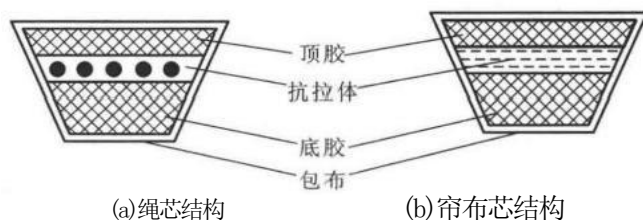
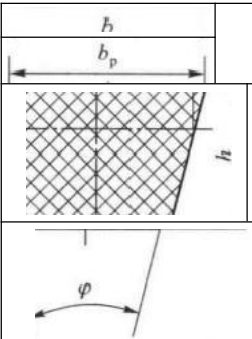


图 7 - 3

普通V带已标准化,按截面尺寸由小到大有Y、Z、A、B、C、D、E七种型号,见表7-1。

表7-1 普通V带截面尺寸

	型 别	Y	Z	A	B	C	D	E
	b _p /mm	5.3	8.5	11	14	19	27	32
b/mm	6	10	13	17	22	32	38	
h/mm	4	6	8	11	14	19	25	
4	40°							

普通V带是无接头的环形带,当其绕过带轮而弯曲时,顶胶受拉而伸长,底胶受压而缩短。抗拉体部分必有一层既不受拉伸,也不受压缩的中性层,称为节面,其宽度叫节宽,用 b_p 表示。带在轮槽中与节宽相应的槽宽称为轮槽的基准宽度,用 b 表示;带轮在此处的直径称为基准直径,用 d_d 表示,见表7-3中的图。普通V带在规定的张紧力下,位于测量带轮基准直径上的周长称为基准长度(也称节线长度),用 L 表示,它用于带传动的几何尺寸计算。普通V带基准长度系列见表7-2。

表7-2 普通V带的基准长度系列(GB/T 11544—1997)

	mm									
基准长度L的基本尺寸	500 560									
	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800
	2.000224025002800315035504000									

三、带轮的材料、结构

带轮是带传动中的重要零件,它必须满足下列条件要求:质量分布均匀,安装对中性好,工作表面要经过精细加工,以减少磨损,重量尽可能轻,强度足够,旋转稳定。

在圆周速度 $v < 30$ m/s时,带轮最常用材料为铸铁,如HT150,速度大时用HT200。高速时,常用铸钢或轻合金。低速转动 $v < 15$ m/s和小功率传动时,常用工程塑料。

带轮由轮缘、轮辐、轮毂组成(图7-4)。轮缘是带轮的外缘,在轮缘上面有梯形槽。槽数及结构尺寸与所选的V带型号相对应,可参考表7-3确定。

轮毂是带轮与轴配合的内圈。其结构尺寸(图7-5a)如下:

轮毂内径 d = 轴的直径; 轮毂外径 $d_1 = (1.8 \sim 2)d$; 轮毂长度 $L = (1.5 \sim 2)d$ 。

轮缘与轮毂连接的部分称为轮辐。带轮的结构形式根据带轮直径决定。一般小带轮,即 $D < 150$ mm时可制成实心式,如图7-5a所示;中带轮,即 $D = 150 \sim 450$ mm时可制成腹板式或孔板式,如图7-5b所示;大带轮即 $D > 450$ mm时,可制成轮辐式,如图7-5c所示,轮辐截面是椭圆形,其长轴与回转平面重合。

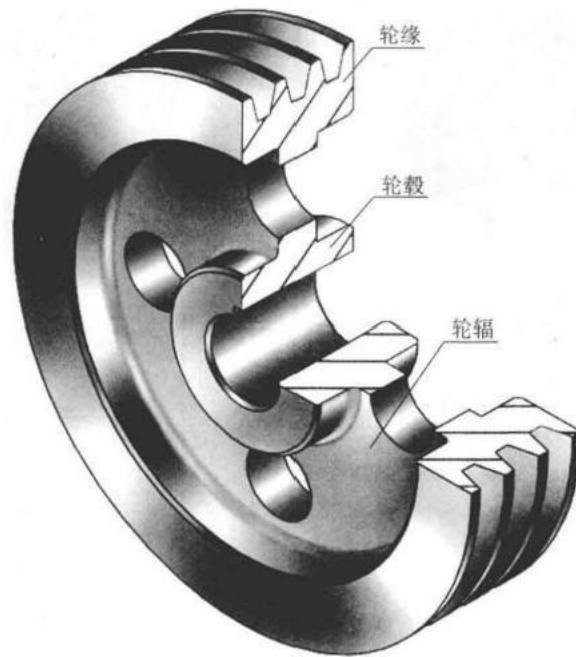


图7-4

表7-3 普通V带带轮槽尺寸

mm

槽型剖面尺寸	型 号								
	Y	Z	A	B	C	D	E		
b	6.3	9.5	12	15	20	28	33		
h, min	1.6	2.0	2.75	3.5	4.8	8.1	9.6		
e	8	12	15	19	25.5	37	44.5		
	7	8	10	12.5	17	23	29		
ba	5.3	8.5	11	14	19	27	32		
δ	5	5.5	6	7.5	10	12	15		
B	$B=(z-1)e+2f, z$ 为轮槽数								
da	32°	≤60							
	34°		≤80	≤118	≤190	≤315			
	36°	>60					≤475	≤600	
	38°		>80	>118	>190	>315	>475	>600	

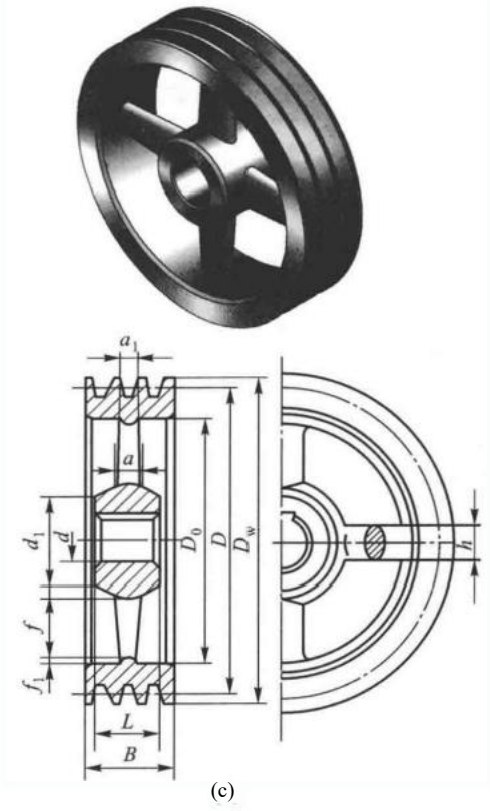
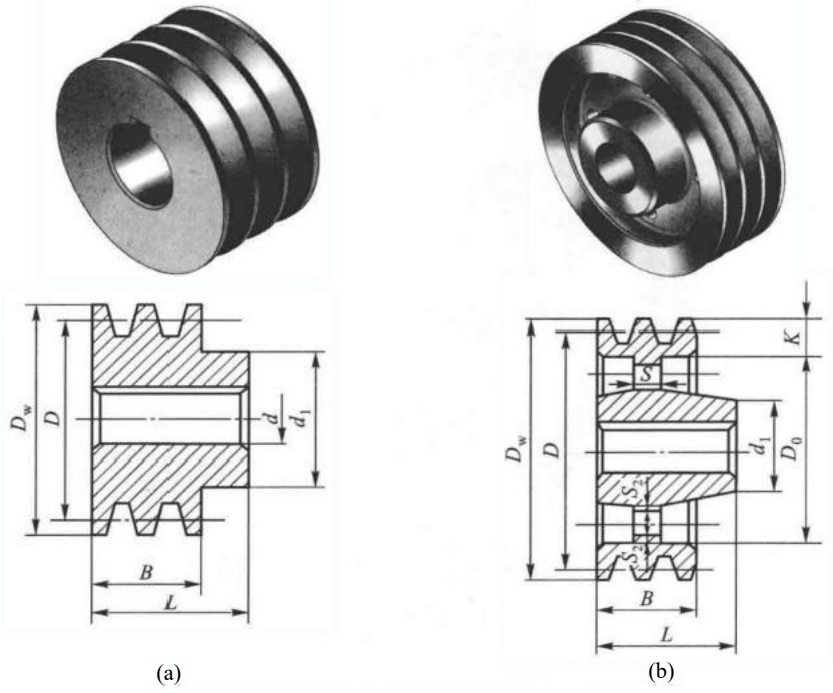
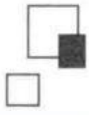


图 7-5

四、V 带传动的张紧、安装、维护

1. 普通 V 带传动的张紧

由于传动带工作一段时间后,会产生永久变形使带松弛,使初拉力减小而降低带传动的工作能力,因此需要重新张紧传动带,提高初拉力。常用的张紧方法有以下两种。

① 当两带轮的中心距能够调整时,可采用如图7-6所示增大两轮中心距的方法使传动带具有一定的张紧力。图7-6a适用于两轴线水平或倾斜不大的传动;图7-6b适用于垂直或接近垂直的传动;图7-6c适用于中、小功率传动。

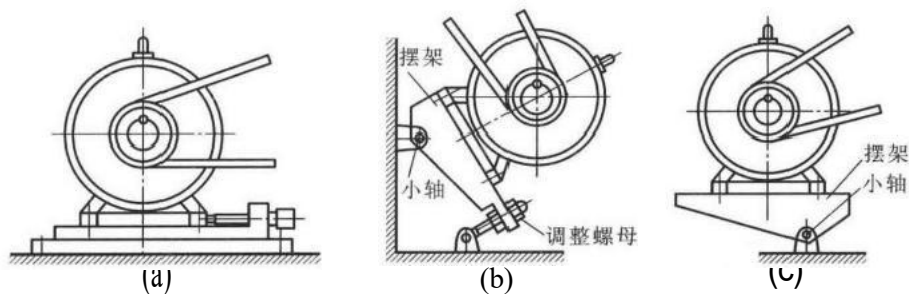


图7-6

② 当中心距不能调整时,可采用张紧轮定期将传动带张紧,如图7-7所示。

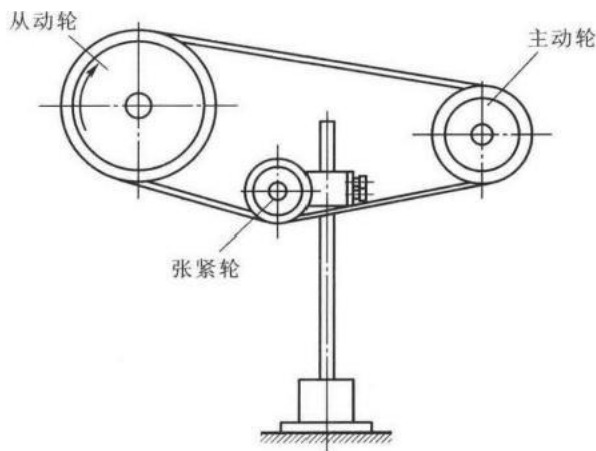


图7-7

2. 普通 V 带传动安装与维护的要求

① 应按设计要求选取带型、基准长度和根数。新、旧带不能同组混用,否则各带受力不均匀。

② 安装带轮时,两轮的轴线应平行,端面与中心垂直,且两带轮装在轴上不得晃动,否则会使传动带侧面过早磨损,如图7-8所示。

③ 安装时,先将中心距缩小,待将传动带套在带轮上后再慢慢拉紧,以使带松紧适度。一般可凭经验来控制,如图7-9所示,带张紧程度以大拇指能按下10~15 mm 为宜。如用手

拨撬V带时，注意防止V带夹伤手指。

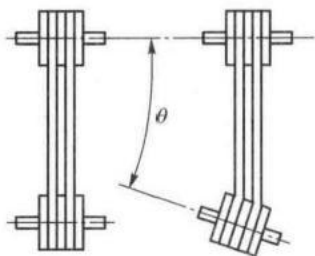


图7-8

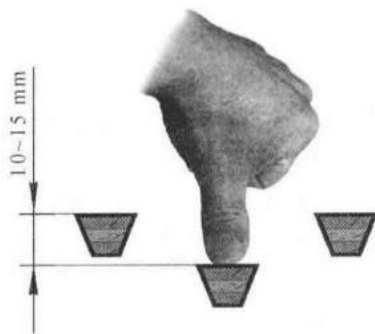


图7-9

④ V带在轮槽中应有正确的位置，如图7-10所示。

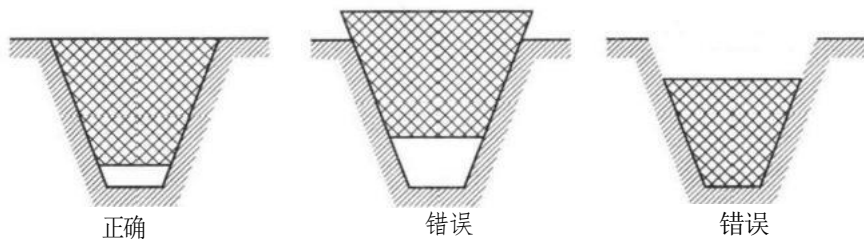


图7-10

⑤ 为了保证安全生产，应给V带传动加防护罩。

§7-2 链 传 动

一、链传动的工作原理、特点及应用

链传动是通过链条将具有特殊齿形的主动链轮的运动和动力传递到从动链轮的一种传动方式，如图7-11所示。

1. 链传动的主要优点

- ① 与带传动相比，无弹性滑动和打滑现象，平均传动比准确，工作可靠，效率较高；
- ② 传递功率大，过载能力强，相同工况下的传动尺寸小；
- ③ 所需张紧力小，作用于轴上的压力小；
- ④ 能在高温、多尘、潮湿、有污染等恶劣环境中工作。

2. 链传动的主要缺点

- ① 仅能用于两平行轴间的传动；
- ② 成本高，易磨损，易伸长，传动平稳性差；

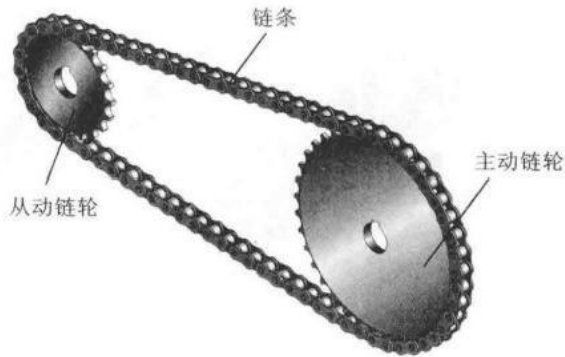


图7-11

③ 运转时会产生附加动载荷、振动、冲击和噪声，不宜用在急速反向的传动中。

因此，链传动多用在不宜采用带传动与齿轮传动，且两轴平行、距离较远、功率较大、平均传动比准确的场合。

二、传动链类型

常用于传递力的传动链主要有套筒滚子链和齿形链两种。

1. 套筒滚子链

套筒滚子链的结构如图7-12所示，它由内链板、外链板、销轴、套筒和滚子组成。内链板与套筒，外链板与销轴各用过盈配合连接。轴销与套筒，滚子与套筒之间都是用间隙配合连接的，以形成转动。当链与链轮啮合时，滚子与轮齿之间是滚动摩擦。若受力不大而速度较低时，也可能不用滚子，这种链叫套筒链。承受较大功率时，也可采用多排链。但为了避免受力不匀，一般多采用两排、三排、最多四排链。

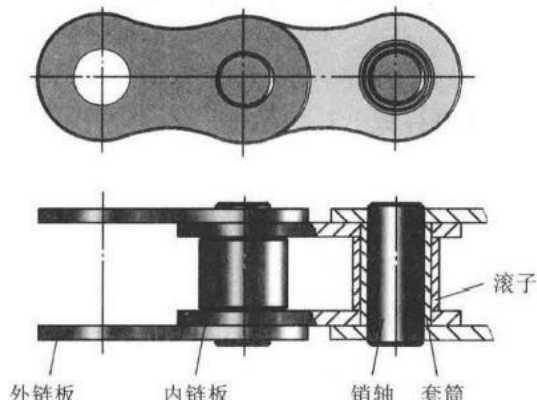


图7-12

套筒滚子链接头有三种形式，如图7-13所示，当链节为偶数时，大链节可采用开口链式，小链节可采用卡簧式(卡簧开口应装在其运动相反方向)。当链节为奇数时，可采用过渡链节式。

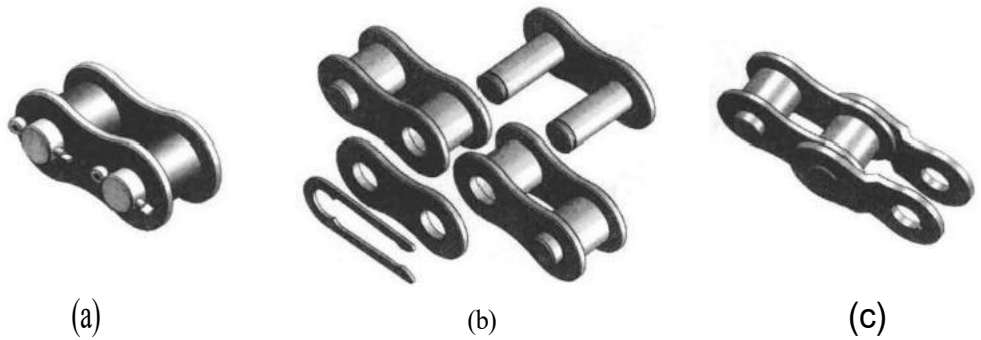
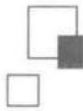


图7-13

2. 齿形链

如图7-14所示, 齿形链由铰链连接的齿形板组成。与套筒滚子链比较, 它传动平稳、噪声较小, 能传动较高速度, 但摩擦力较大, 易磨损。

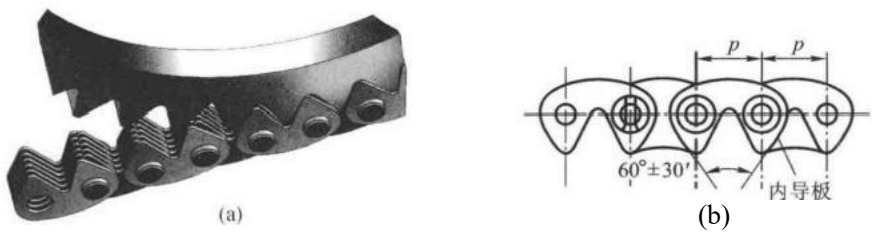


图7-14

§ 7-3 齿轮传动

一、齿轮传动的特点、应用及分类

齿轮传动是指用主、从动轮轮齿直接啮合, 传递运动和动力的装置。在所有机械传动中, 齿轮传动应用最广, 可用来传递任意位置的两轴之间的运动和动力。齿轮传动平稳, 传动比精确, 工作可靠、效率高、寿命长, 适用的功率、速度和尺寸范围大。传递功率可以从很小至十几万千瓦; 速度最高可达300m/s; 齿轮直径可以从几毫米至二十多米。但是制造齿轮需要有专门的设备, 啮合传动会产生噪声。

齿轮传动的类型很多, 根据两轴的相对位置和轮齿方向, 可分为以下类型(图7-15):

- ① 圆柱齿轮传动;
- ② 圆锥齿轮传动;
- ③ 交错轴的蜗杆蜗轮传动。

根据齿轮传动的工作条件, 可分为:

- ① 开式齿轮传动, 齿轮暴露在外, 不能保证良好润滑;

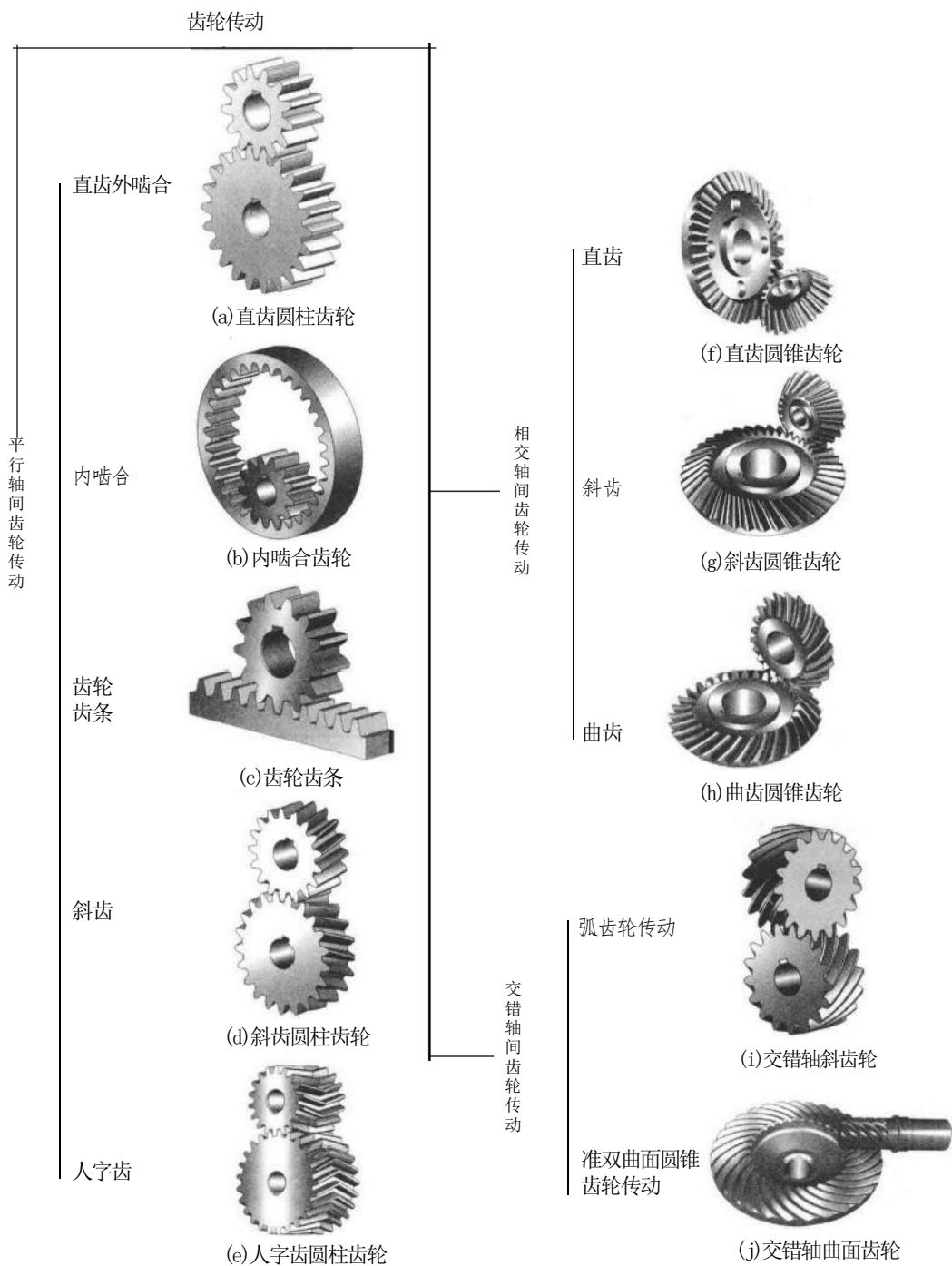
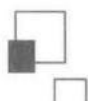


图7-15

② 半开式齿轮传动，齿轮浸入油池，有护罩但不封闭。

③ 闭式齿轮传动，齿轮、轴和轴承等都装在封闭箱体内，润滑条件良好，灰沙不易进入，安装精确，齿轮传动有良好的工作条件，是应用最广泛的齿轮传动。

二、渐开线齿轮各部分名称、主要参数

在一个齿轮上，齿数、压力角和模数是几何尺寸计算的主要参数。

1. 齿数(z)

一个齿轮的轮齿数目即齿数，是齿轮的最基本参数之一。当模数一定时，齿数愈多，齿轮的几何尺寸愈大，轮齿渐开线的曲率半径也愈大，齿廓曲线趋于平直。

2. 压力角(α)

压力角是齿轮运动方向与受力方向所夹的锐角。通常所说的压力角是指分度圆上的压力角。压力角不同，轮齿的形状也不同。压力角已标准化，我国规定标准压力角是 20° 。

3. 模数(m)

模数直接影响轮齿的大小、齿形和强度的大小。对于相同齿数的齿轮，模数愈大，齿轮的几何尺寸愈大，轮齿也大，承载能力也愈大，如图7-16所示。

国家对模数值规定了标准模数系列，如表7-4所示。

表7-4 标准模数系列表(GB/T 1357—1987)

	mm										
第一系列	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12
	16	20	25	32	40	50					
第二系列				1.75	2.25	2.75	(3.25)	3.5	(3.75)	4.5	5.5
	(6.5)	7	9	(11)	14	18	22	28		36	45

注：选用模数时，应优先采用第一系列，其次是第二系列，括号内的模数尽量不用。

三、标准直齿圆柱齿轮的基本尺寸、计算

外啮合标准直齿圆柱齿轮各部分的名称和符号如图7-17所示。

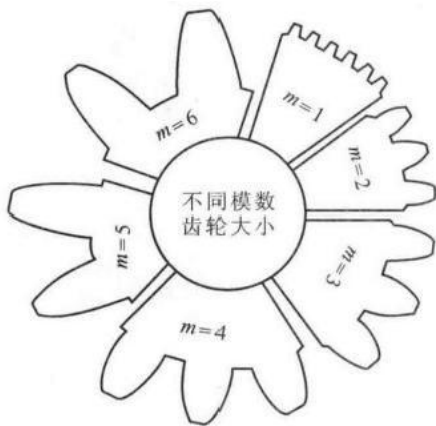


图7-16

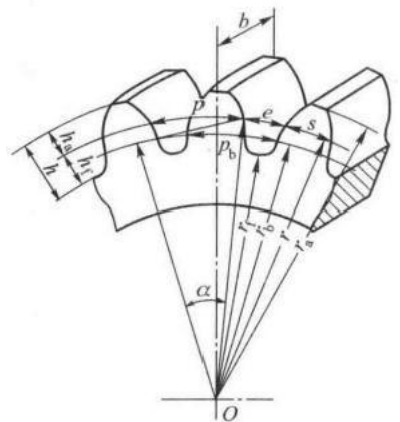


图7-17

常用外啮合标准直齿圆柱齿轮几何尺寸的计算公式见表7-5。标准直齿圆柱齿轮压力角 $\alpha = 20^\circ$ ，齿顶高系数 $h^* = 1$ ，顶隙系数 $c^* = 0.25$ ；而短齿制的齿轮齿顶高系数 $h^* = 0.8$ ，顶隙系数 $c^* = 0.3$ 。

表7-5 外啮合标准直齿圆柱齿轮计算公式

名称	代号	计算公式	名称	代号	计算公式
模数	m	通过计算定出	顶隙	C	$c = c^* m = 0.25m$
压力角	α	$\alpha = 20^\circ$	分度圆直径	d	$d = mz$
齿数	Z	由传动比计算求得	基圆直径	d	$d = d e o s \alpha = m z \cos \alpha$
齿距	P	$p = \pi m$	齿顶圆直径	d_1	$d_1 = d + 2h_1 = m(z + 2)$
齿厚	s	$s = p/2 = \pi m/2$	齿根圆直径	d	$d_1 = d - 2h_1 = m(z - 2.5)$
槽宽	e	$e = s = p/2 = \pi m/2$	齿宽	b	$b = (6 \sim 12)m$, 通常取 $b = 10m$
基圆齿距	P	$P = p \cos \alpha = \pi m \cos \alpha$			
齿顶高	h_1	$h_1 = h^* m = m$	中心距	a	$a = d_1/2 + d_2/2 = (m/2)(z_1 + z_2)$
齿根高	h_f	$h_f = (h^* + c^*)m = 1.25m$			
全齿高	h	$h = h_1 + h_f = 2.25m$			

例 7-1 相啮合的一对标准直齿圆柱齿轮(压力角 $\alpha = 20^\circ$ ，齿顶高系数 $h^* = 1$ ，顶隙系数 $c^* = 0.25$)，齿数 $z_1 = 20, z_2 = 32$ ，模数 $m = 10\text{mm}$ ，试计算其分度圆直径 d ，顶圆直径 d_2 ，根圆直径 d_1 ，齿厚 s ，基圆直径 d ，和中心距 a 。计算结果列于表7-6。

表7-6 计算结果

名称	代号	应用公式	小齿轮	大齿轮 z_2
分度圆直径	d	$d = mz$	$d_1 = 10 \times 20 = 200$	$d_2 = 10 \times 32 = 320$
顶圆直径	d_1	$d_1 = m(z + 2)$	$d_1 = 10(20 + 2) = 220$	$d_2 = 10(32 + 2) = 340$
根圆直径	d	$d = m(z - 2.5)$	$d_n = 10(20 - 2.5) = 175$	$d_o = 10(32 - 2.5) = 295$
齿厚	s	$s = \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2}$	$s_1 = \frac{3.14 \times 10}{2} = 15.7$	$s_2 = \frac{3.14 \times 10}{2} = 15.7$
基圆直径	d	$d = d \cos \alpha$	$d_u = 200 \times \cos 20^\circ = 187.94$	$d_o = 320 \times \cos 20^\circ = 300.70$
中心距	a	$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$	$a = \frac{10}{2}(20 + 32) = 260$	

四、渐开线齿轮的啮合传动、安装

图7-18为一对啮合的齿轮。设主动轮轮齿1推动从动轮轮齿2转动，其受力方向根据渐开线性质是沿两轮齿接触点(或称啮合点) P 所作公法线并指向轮齿2。轮齿在啮合点 P 的运动方向是沿 P 点垂直于两齿轮中心连线的方向，这个受力方向与运动方向所夹的锐角 α 叫啮合角。以两齿轮中心 O_1 、 O_2 为圆心，过两齿轮啮合点(也叫节点) P 所作的两个相切的圆，叫做两齿轮的节圆。齿轮传动就相当于两个节圆柱做成的摩擦轮滚动。只有当两齿轮分度圆相切时啮合角才等于压力角。节圆与分度圆才会重合。否则分度圆、压力角就只是标准的，而节圆、

啮合角是实际形成的。

为保证齿轮的正确安装，如图7-19所示，从理论上讲就是两齿轮在啮合线上齿距相等才能啮合。从渐开线的性质推理，可以证明必须模数和压力角相等，这样才能互不干涉，平稳传动。

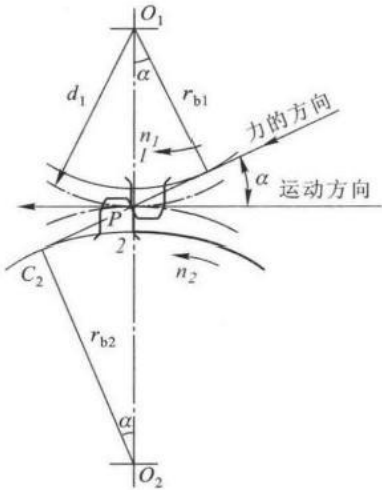


图7-18

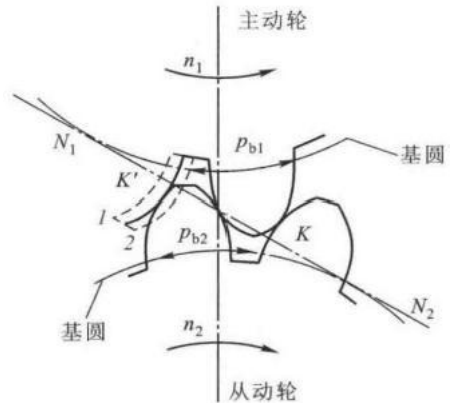


图7-19

一对渐开线直齿圆柱齿轮的正确啮合条件为：

- ①两齿轮的模数必须相等；
- ②两齿轮分度圆上的压力角必须相等，即

$$\begin{cases} m_1 = m_2 = m \\ \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \end{cases}$$

根据正确啮合条件，可以得到传动比的计算公式为

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

五、其他齿轮传动

1. 斜齿圆柱齿轮传动的特点、应用和主要参数

斜齿圆柱齿轮传动和直齿圆柱齿轮传动一样，仅限于传递两平行轴之间的运动。直齿圆柱齿轮传动过程中，齿面总是沿平行于齿轮轴线的直线接触。这样，齿轮的啮合就是沿整个齿宽同时接触、同时分离，要求齿轮精度很高。斜齿圆柱齿轮齿面接触线是由齿轮一端齿顶开始，逐渐由短而长，再由长而短至另一端齿根为止，如图7-20所示。载荷的分配也是由小而大，由大而小，但同时啮合的齿数多。

斜齿轮传动有如下特点：

- ①传动平稳，冲击、噪声和振动小，适于高速传动；
- ②承载能力强，适于在重载情况下工作；
- ③不能作变速滑移齿轮使用；
- ④传动时产生轴向力。

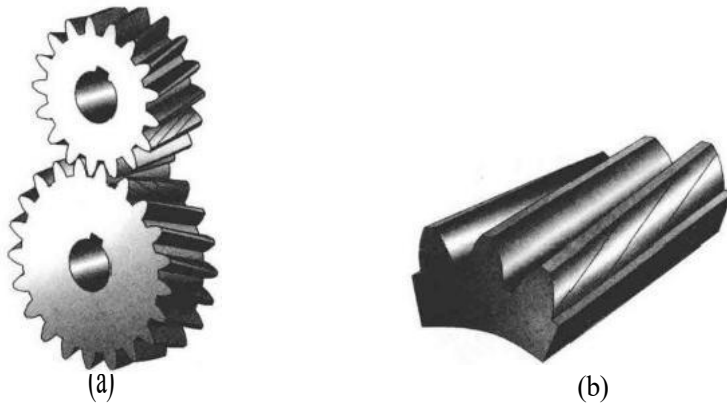


图7-20

斜齿圆柱齿轮的主要参数:

斜齿圆柱齿轮的轮齿是倾斜的,但加工时与直齿圆柱齿轮一样,使用的是同一套标准刀具,所以它的参数就产生了垂直于齿轮端面与垂直于轮齿法面的两套参数,而以法面参数为标准值(图7-21)。通常用 P_n 、 m_n 、 α_n 代表法向周节、法向模数、法向压力角;用 P 、 m 、 α 代表端面周节、端面模数、端面压力角;在分度圆柱面展开图(图7-22a)中轮齿与轴线的夹角即为螺旋角 β ,则:

$$P_n = P \cos \beta, m_n = m \cos \beta$$

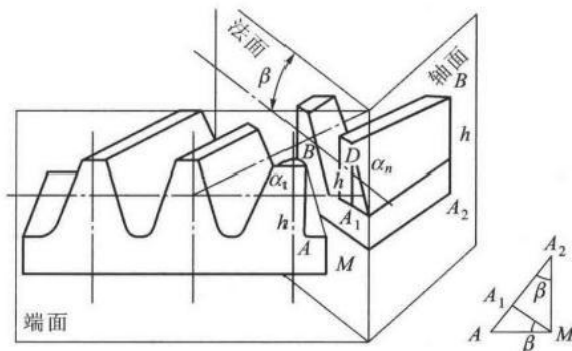
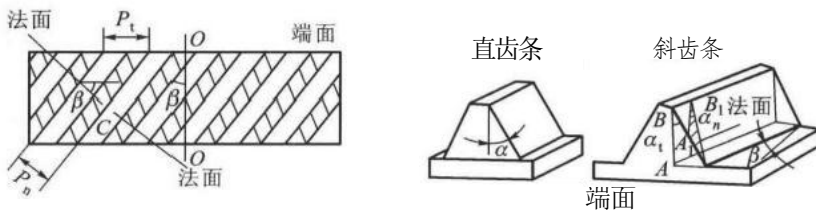


图7-21



(a)斜齿轮分度圆柱面的展开图

(b)法向压力角和端面压力角

图7-22

标准斜齿圆柱齿轮的压力角 $\alpha = 20^\circ$, 齿顶高系数 $h = 1$, 顶隙系数 $c' = 0.25$ 。

2. 直齿圆锥齿轮传动的特点、应用和主要参数

锥齿轮传动应用于两轴线相交的场合, 通常采用两轴交角 $\Sigma = 90^\circ$, 如图7-23所示。它的轮齿是沿着圆锥表面的素线切出的。工作时相当于用两齿轮的节圆锥做成的摩擦轮进行滚动。两节圆锥顶必须重合, 才能保证两节圆锥传动比一致。这样就增加了制造、安装的困难, 并降低了圆锥齿轮传动的精度和承载能力, 因此圆锥齿轮传动一般用于轻载、低速场合。

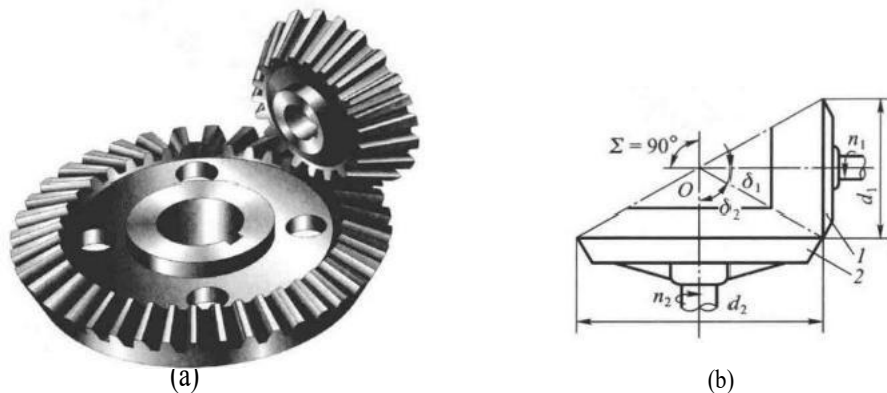


图7-23

直齿锥齿轮的轮齿是均匀分布在锥体上的, 它的齿形一端大, 另一端小。为了测量和计算方便, 以大端模数 m 作为标准模数, 各部分尺寸计算以它为基本参数。标准直齿圆锥齿轮压力角 $\alpha = 20^\circ$, 齿顶高系数 $h = 1$, 顶隙系数 $c^* = 0.2$ 。

六、齿轮材料、结构、齿轮传动失效形式及维护

1. 齿轮材料和结构

(1) 齿轮材料的选择

① 一般齿轮采用锻钢。尺寸大, 结构比较复杂的齿轮采用铸钢或球墨铸铁。开式装置中不重要的低速齿轮可采用铸铁, 参见表7-7。

表7-7 齿轮常用材料

材 料	热 处 理	σ_n / MPa	σ_s / MPa	HBS	备 注
HT250		250		170~241	
QT600-3	正火	600		229~302	
45	调质	650	360	217~255	铸钢略小于同类钢的性能。
40Cr	调质后表面淬火	700	500	40~50HRC	40Cr可用40MnB、40MnVB
	调质			241~286	代替。
20CrMnTi	调质后表面淬火 渗碳后淬火	1100	850	48~55HRC 58~62HRC (表面)	20CrMnTi 可用 20Mn2B、 20MnVB代替
38CrMoAlA	调质后氮化	1000	850	HV>850	

② 配对齿轮的小齿轮受力及磨损较大, 对其硬度要求高于大齿轮20~50HBS。



③ 一般中、低速齿轮可采用45钢、45Mn2等，调质后加工、使用，齿面硬度HBS<350。

④ 一般中、高速、重载齿轮，齿面硬度HBS>350，可用中碳钢、中碳合金钢经调质、表面淬火；或低碳钢、低碳合金钢经渗碳、淬火、低温回火。最终热处理可在加工后进行。

(2) 常用的齿轮结构

常见的圆柱齿轮结构如图7-24所示。图7-24a为齿轮轴；图7-24b为腹板式齿轮；图7-24c为轮辐式齿轮。

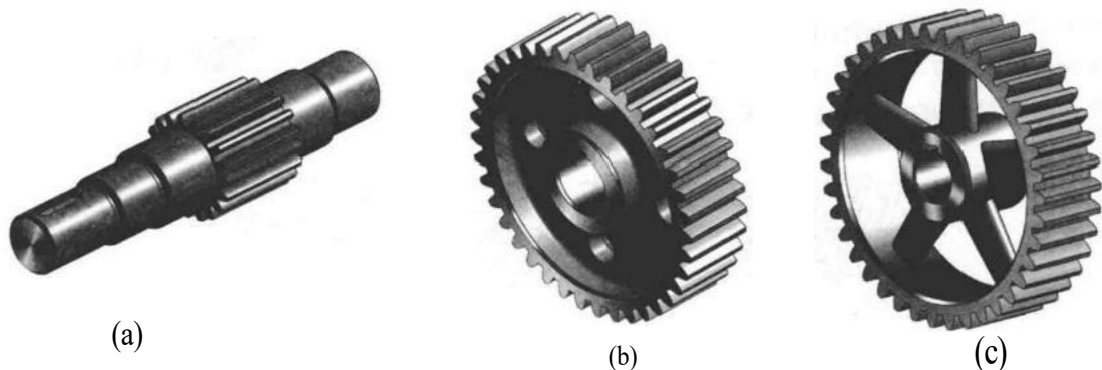


图7-24

2. 齿轮的失效形式及维护

齿轮失效是指齿轮在传动过程中，由于载荷的作用使轮齿发生折断、齿面损坏等，而使齿轮过早地失去正常工作能力的情况。由于齿轮传动的工作条件和应用范围各不相同，影响失效的原因很多。齿轮传动出现失效的主要形式是齿根折断、齿面磨损、点蚀、胶合及塑性变形等。

开式齿轮失效常因为是沙尘落入齿面，加快了轮齿磨损；闭式齿轮失效多为由于轮齿强度、韧性不足，或是齿面硬度、接触强度不够所造成。在设计时应予以充分注意，材料选择是否恰当也十分重要。

§ 7-4 蜗 杆 传 动

一、蜗杆传动特点和应用、类型和基本参数、几何尺寸计算

1. 蜗杆传动的特点和应用

蜗杆传动用于传递空间交错两轴之间的运动和转矩，通常交错角等于 90° 。

与齿轮传动相比，蜗杆传动的主要优点是：

- ① 传动比大，结构紧凑；
- ② 由于蜗杆齿连续不断地与蜗轮齿啮合，所以传动平稳无噪声；
- ③ 蜗杆传动可以自锁，有安全保护作用。

蜗杆传动的主要缺点是：

- ①摩擦发热大，效率低；
- ②蜗轮需要用有色金属材料制造，成本较高。

蜗杆传动广泛用于各类机床、矿山机械、起重运输机械的传动系统中，但因其效率低，所以通常用于功率不大或不连续工作的场合。

2. 蜗杆传动的类型

常见的圆柱蜗杆传动如图7-25所示。按蜗杆螺旋面的形状不同，圆柱蜗杆有阿基米得蜗杆(图7-26a)、渐开线蜗杆(图7-26b)、法向直廓蜗杆(图7-26c)等多种。按螺旋线的方向不同，蜗杆有左旋与右旋之分。



图7-25

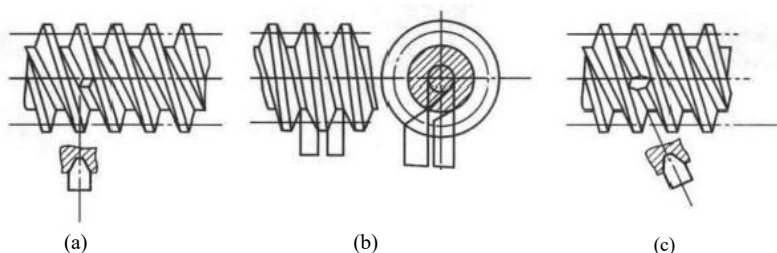


图7-26

3. 蜗杆传动的基本参数、几何尺寸计算

(1) 模数和压力角

通常把沿着蜗杆轴线垂直于蜗轮轴线剖切的平面称为中间平面。在该平面内蜗轮—蜗杆之间的啮合相当于齿轮和齿条的啮合，如图7-27所示。对于单线蜗杆，旋转一圈，相当于齿条沿轴线方向移动一个齿距 p ，与它相啮合的“齿轮”同时转动一个齿距 p_2 ，而 $p_1=p_2$ 。齿条的齿距 $p_1=\pi m_1$ ，齿轮的齿距 $p_2 = \frac{\pi d_2}{z_2} = \pi m_2$ ，即 $m_1=m_2$ 。所以蜗杆的轴向模数等于蜗轮的端面模数，且应符合表7-8规定的标准。

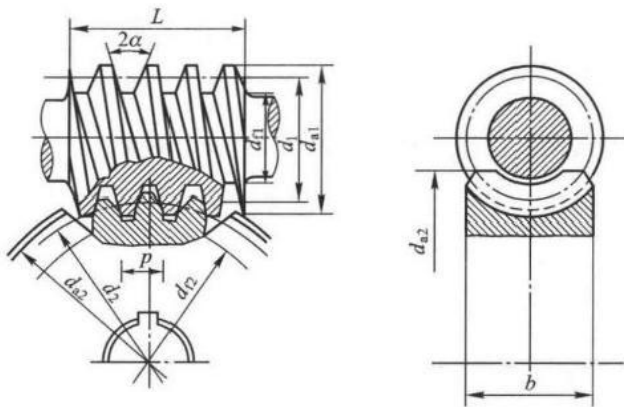


图7-27

蜗杆齿廓为直线，夹角 $2\alpha = 40^\circ$ ，蜗杆的压力角 α_1 应等于蜗轮的端面压力角 α_2 ，即 $\alpha_1 = \alpha_2 = 20^\circ$

(2) 传动比 i 、蜗杆头数 z_1 和蜗轮齿数 z_2

蜗杆头数 z_1 ，蜗轮齿数 z_2 ，传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$ 。蜗杆头数 $z_1 = 1 \sim 4$ ；蜗轮齿数 z_2 可根据选定的 z_1 和传动比 i 的大小，由 $z_2 = iz_1$ 确定。

(3) 蜗杆中圆直径 d_1 和蜗杆直径系数 q

蜗杆中圆直径相当于蜗杆的中径，也称蜗杆的分度圆直径。为了加工蜗轮轮齿，要求实现刀具的标准化、系列化，现将蜗杆中圆直径 d_1 定为标准值，见表7-8。蜗杆中圆直径与模数的比值称为蜗杆直径系数，即

$$q = \frac{d_1}{m}$$

因为 d_1 和 m 均为标准值，所以 q 为导出值，不一定是整数。

表 7-8 标准模数 m 和蜗杆中圆直径 d_1

模数 m/mm	中圆直径 d_1/mm	蜗杆头数	蜗杆直径 系数 q	模数 m/mm	中圆直径 d_1/mm	蜗杆头数	蜗杆直径 系数 q
1	18	1	18.000	4	40	1, 2, 4, 6	10.000
	20	1	16.000		71	1	17.750
1.25	22.4	1	17.920	5	50	1, 2, 4, 6	10.000
	20	1, 2, 4	12.500		90	1	18.000
1.6	28	1	17.500	6.3	63	1, 2, 4, 6	10.000
	22.4	1, 2, 4, 6	11.200		112	1	17.778
2	35.5	1	17.750	8	80	1, 2, 4, 6	10.000
	28	1, 2, 4, 6	11.200		140	1	17.500
2.5	45	1	18.000	10	90	1, 2, 4, 6	9.000
	35.5	1, 2, 4, 6	11.270		160	1	16.000
3.15	56	1	17.778	12.5	112	1, 2, 4	8.960

(4) 蜗杆导程角 λ

若把蜗杆中圆直径上的螺旋线展开，如图7-28所示，图中 λ 角即为蜗杆导程角（也叫螺旋升角）。

$$\tan \lambda = \frac{z_1 p_1}{\pi d_1} = \frac{z_1 \pi m}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q}$$

二、蜗杆传动的失效形式及维护

蜗杆传动失效形式和齿轮传动的类似，

也有齿面点蚀、胶合、磨损与齿根折断等情况，但因蜗杆传动的重要特点是齿面滑动速度较大、发热量大、磨损较为严重，所以一般开式传动的失效主要是由于润滑不良、润滑油不洁而造成的磨损严重；一般润滑良好的闭式传动失效形式主要是胶合。

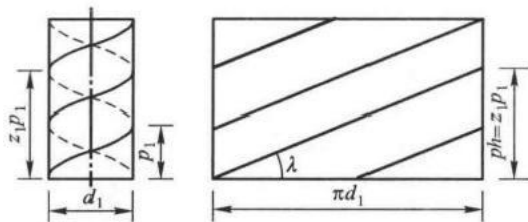


图7-28

三、蜗杆、蜗轮的材料和结构

1. 蜗杆、蜗轮的材料

蜗杆在低、中速时可采用45钢调质，高速时采用40Cr、40MnB、40MnVB，调质后表面淬火，或采用20、20CrMnTi、20MnVB 渗碳淬火。

一般蜗轮材料多采用摩擦因数较低、抗胶合性较好的锡青铜(ZCuSn10P1、ZCuSnPb6Zn3)、铝青铜(ZCuAl10Fe3) 或黄铜，低速时可采用铸铁(HT150、HT200) 等。

2. 蜗杆、蜗轮的结构

蜗杆螺纹部分的直径不大时，一般和轴做成一体。如图7-29所示，其中图7-29a为铣制蜗杆，图7-29b为车制蜗杆。

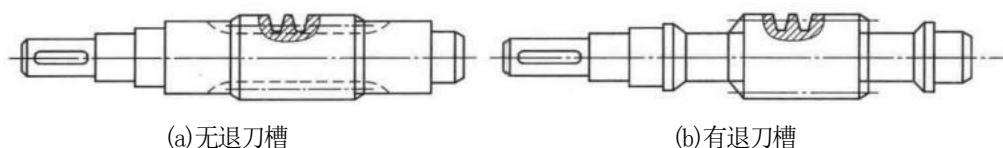


图7-29

蜗轮的结构形式有以下几种：

(1) 齿圈式

如图7-30a所示，齿圈由青铜制成，轮芯由铸铁制成，用螺钉固定。

(2) 螺栓连接式

如图7-30b所示，一般多为铰制孔用螺栓连接，这种结构装拆方便，常用于尺寸较大或容易磨损的蜗轮。

(3) 整体式

如图7-30c所示，主要用于铸铁蜗轮和尺寸较小($D_2 < 100\text{mm}$) 的青铜蜗轮。

(4) 镶铸式

如图7-30d所示，将青铜轮缘铸在铸铁轮芯上，轮芯上制出榫槽，以防轴向滑动。

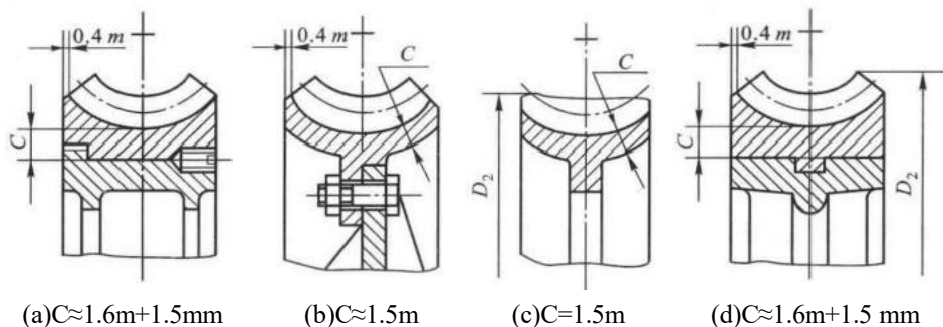


图7-30

§ 7-5 轮系和减速器

一、轮系的分类与应用

前面已经讨论了由啮合的一对齿轮所组成的传动机构，它是齿轮传动中最简单的形式。但在实际应用中，常常需要将主动轴的较快转速变为从动轴的较慢转速；或者将主动轴的一种转速变换为从动轴的多种转速；或改变从动轴的旋转方向。这就需要应用多对齿轮传动来实现，这种由一系列相互啮合齿轮组成的传动系统称为轮系。

1. 轮系的分类

轮系的结构形式很多，根据轮系运转时各齿轮的几何轴线在空间的相对位置是否固定，轮系可分为定轴轮系和周转轮系两大类。

(1) 定轴轮系

定轴轮系是指齿轮(包括圆锥齿轮和蜗杆、蜗轮)在运转中轴线位置都是固定不动的轮系，如图7-31所示是一个轴线不平行的定轴轮系。

(2) 周转轮系

周转轮系是指在轮系中至少有一个齿轮及轴线是围绕另一个齿轮进行旋转的(图7-32)。



图7-31

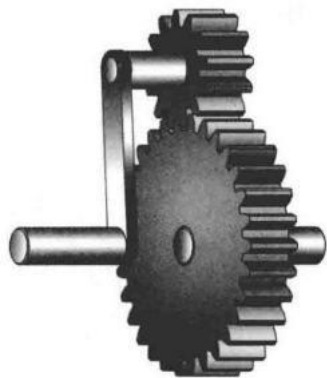


图7-32

2. 轮系的应用

- ① 用轮系传动就可以得到很大的传动比，如航空发动机的减速器。
- ② 轮系可做较远距离传动。
- ③ 轮系可实现变速、换向要求。采用轮系组成各种机构，将运转速度分为若干等级进行

变换，并能变换运转方向。

④轮系可合成或分解运动，如汽车后桥传动轴。

二、定轴轮系的传动比、计算及转向

在讨论轮系时，把轮系中首末两轮转速之比，称为轮系的传动比。它的计算涉及有关各对齿轮转速，如图7-33所示，定轴轮系传动比计算为：

传动比 i_6 是由各种传动比 i 、 i_s 、 i_{is} 形成的，应等于各传动比连乘积。

$$i_{16} = i_{12} \times i_{34} \times i_{56} = \frac{n_1}{n_2} \times \frac{n_3}{n_4} \times \frac{n_5}{n_6} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \times \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) \times \left(-\frac{z_6}{z_5} \right)$$

由于 $n_2=n_3, n_4=n_5$ ，代入上式则得：

$$i_{16} = \frac{n_1}{n_6} = (-1)^3 \left(\frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5} \right)$$

式中 $(-1)^3$ 是该定轴轮系外啮合3次，得数为负，说明首末两轮转向相反。由此进一步推论，任意定轴轮系首轮到末轮由 z_1, z_2, \dots, z_k 组成，平行轴间齿轮外啮合次数为 m ，则

$$i_{1k} = (-1)^m \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6 \cdot \dots \cdot z_k}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \cdot \dots \cdot z_{k-1}}$$

即任意定轴轮系的总传动比，也即首末两轮的转速比，等于其从动轮齿数连乘积与主动轮齿数连乘积之比。其转向由平行轴间外啮合齿轮对数所决定，即 $(-1)^m$ (m 为外啮合齿轮对数)，正值表示主、从动轮转向相同；负值则转向相反。此外也可以用画箭头方法判断从动轮转向，但对于空间齿轮，如圆锥、蜗杆蜗轮传动，只能用画箭头的方法判断从动轮的转向。

在定轴轮系中如有惰轮(图7-34)，设 $z_1=18, z_3=30, z_2=20$ (惰轮)，由于 z_2 既是 z_1 带动的从动轮，又是带动 z_3 的主动轮，所以代入公式：

$$i_{12} = (-1)^2 \left(\frac{30 \times 20}{18 \times 20} \right) = \frac{30}{18} = \frac{5}{3}$$

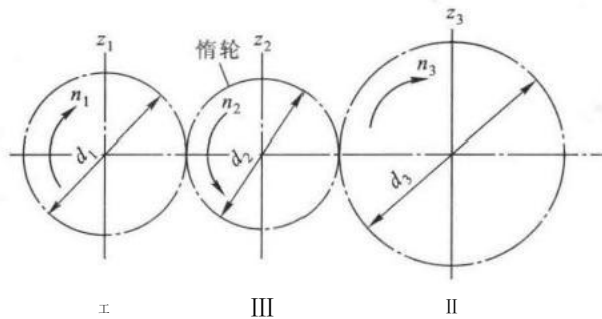


图7-34

因此，惰轮不影响传动比，但每增加一个惰轮改变一次转向。

如果定轴轮系中计算末轮(轴)的转速，或者计算轮系中任意从动轮(轴)的转速，则

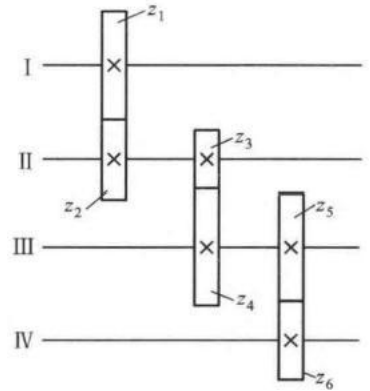


图7-33

$$n_k = n_1 \left(\frac{1}{i} \right) = n_1 \left(\frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \cdot \dots \cdot z_{k-1}}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6 \cdot \dots \cdot z_k} \right)$$

根据以上公式计算出末轮的转速，然后再乘以每转移距，即

$$v = n_8 L$$

式中， v ——末轮线速度，mm/min;

n_g ——末轮转速，r/min;

L ——每转移距，mm，该值当螺旋传动时为导程，齿轮、齿条传动时为 $\pi m z_n$ ，滚轮时为 πD 等。

例 7-2 图7-35所示为一卷扬机的传动系统，末端是蜗杆传动。 $z_1=18$ ， $z_2=36$ ， $z_3=20$ ， $z_4=40$ ， $z_5=2$ ， $z_6=50$ 。若 $n_1=1000\text{r/min}$ ，鼓轮直径 $D=200\text{mm}$ ，求重物的移动速度及方向。

解 由公式知道

$$v = n_4 L$$

$$n_k = n_1 \left(\frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \cdot \dots \cdot z_{k-1}}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6 \cdot \dots \cdot z_k} \right) = 1000 \left(\frac{18 \times 20 \times 2}{36 \times 40 \times 50} \right) \text{r/min} = 10 \text{ r/min}$$

$$L = \pi D = 3.14 \times 200 \text{mm} = 628 \text{mm}$$

$$v = 10 \times 628 \text{ mm/min} = 6280 \text{ mm/min} = 6.28 \text{ m/min}$$

重物为上提方向，判定方法如图7-35所示。

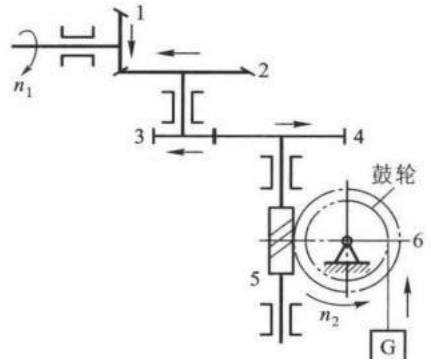


图7-35

三、减速器的应用、类型、结构

1. 减速器的应用及类型

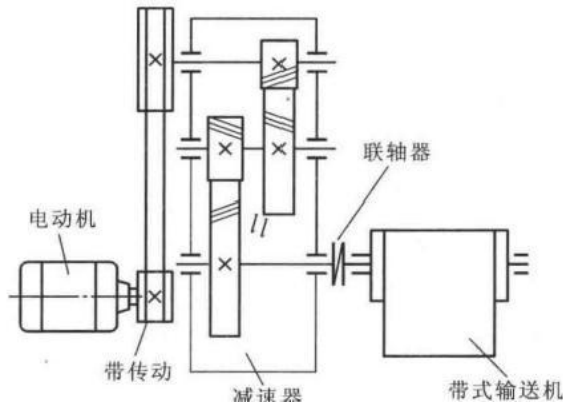


图7-36

减速器由封闭在箱体内的齿轮传动或蜗杆传动所组成。常用在原动机与工作机之间作为减速的传动装置。图7-36表示一带式输送机，高速的电动机经带传动和减速器，降低速度后驱动带式输送机。

由于减速器结构紧凑，效率高，使用维护方便，因而在工业中应用广泛。减速器已作为一独立的部件，由专业工厂成批生产，并已经系列化。下面简单介绍常用减速器的类型。

(1) 圆柱齿轮减速器

圆柱齿轮减速器按其齿轮传动的级数可分为单级、两级、三级减速器，单级圆柱齿轮减速器如图7-37a所示，两级减速器如图7-37b所示。

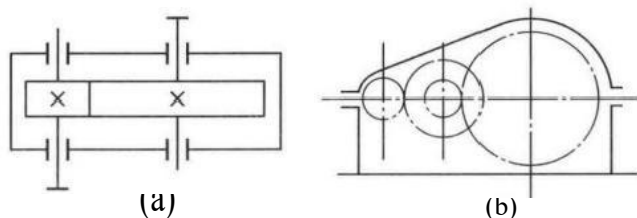


图7-37

两级和两级以上减速器的传动布置形式有展开式、分流式和同轴式三种。

圆柱齿轮减速器应用最广，传递的功率范围大(从很小到40000 kW)，圆周速度从很低到60~70m/s，且效率高。

(2) 单级圆锥齿轮减速器(图7-38a)

它用于输入轴与输出轴垂直相交的传动，传动比为1~5。当传动比大时可采用两级圆锥—圆柱齿轮减速器(图7-38b)。由于锥齿轮精加工比较困难，仅在传动布置需要时才采用。

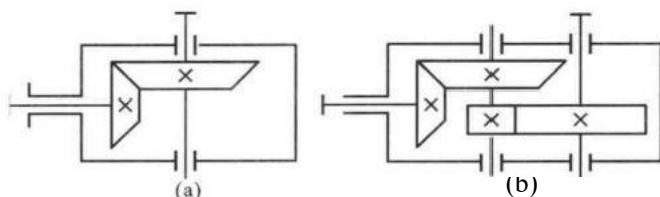


图7-38

(3) 蜗杆减速器

它可分为蜗杆上置式(图7-39a)及蜗杆下置式(图7-39b)两种。一般采用蜗杆下置式，可保证良好的润滑。

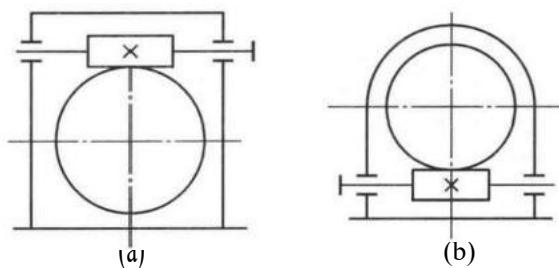


图7-39

2. 减速器的结构

单级圆柱齿轮减速器的构造如图7-40所示，减速器中的齿轮、轴、轴承和箱体都是重要零件。目前我国已经制定了齿轮及蜗杆减速器标准系列，并由专业部门的工厂生产。

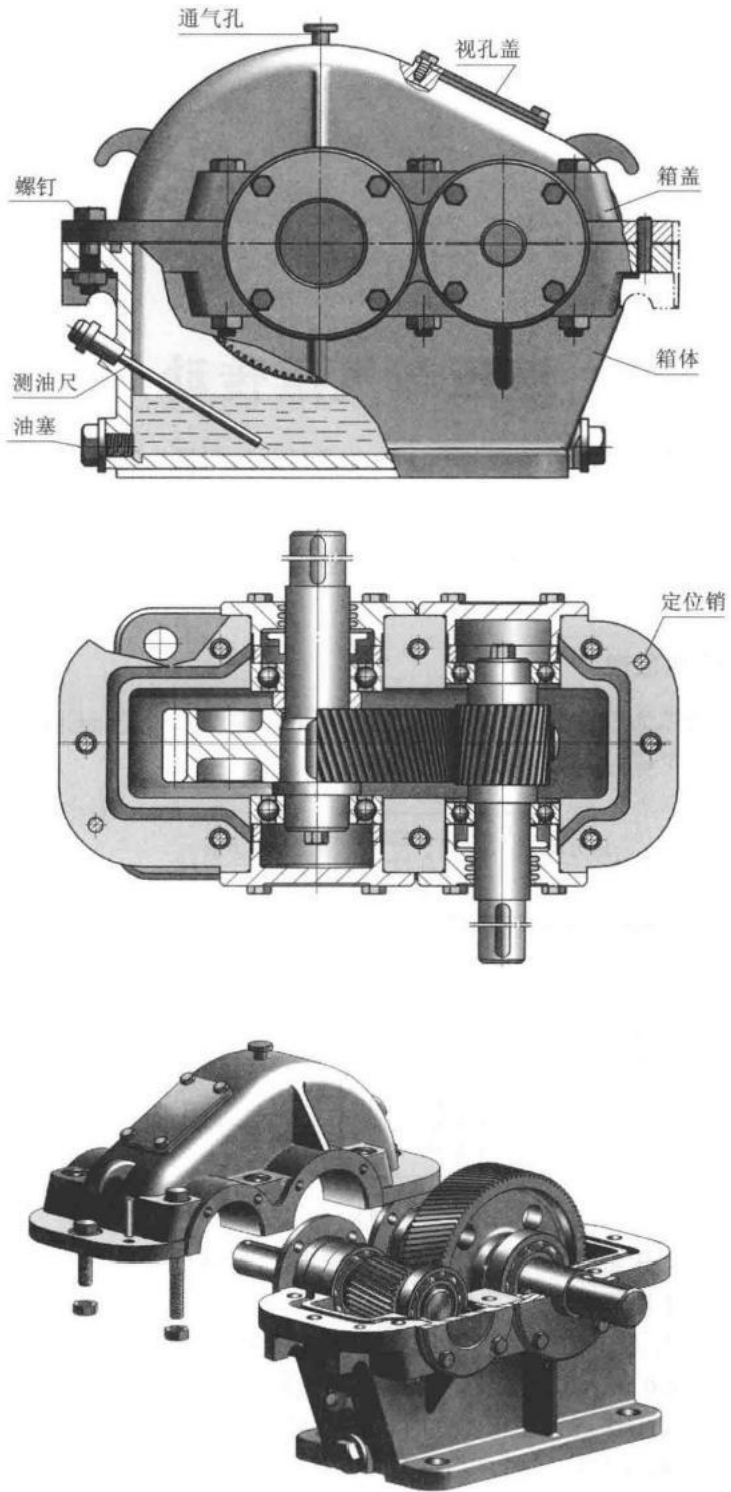


图7-40

液压与气压传动

机械传动、电气传动、液压传动与气压传动是目前运用最为广泛的四大类传动方式。

§ 8-1 液压传动概述

一、液压传动工作原理

液压传动是以液体为工作介质，利用液体压力来传递动力和进行控制的一种传动方式。

液压传动系统的工作过程如图 8-1 所示。

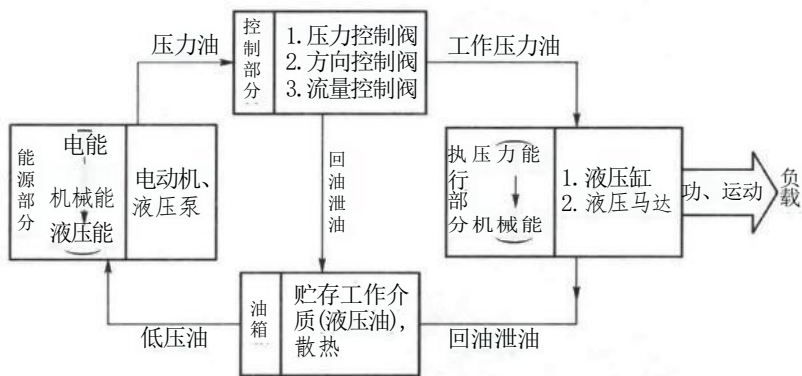


图8-1

下面以驱动机床工作台的液压系统为例，分析液压系统的工作原理，图 8-2a 为机床工作台液压系统结构式工作原理图。

① 电动机带动液压泵 3 工作，液压泵从油箱 1 吸油经过滤器 2 输入到压力油管中，再经节流阀 5、手动换向阀 6 流入液压缸 7。当手动换向阀处于中间位置时，阀孔 P、A、B、O 均关闭而处于截止状态，工作台 8 停止。此时，油液经溢流阀 4 流回油箱。

② 若将手动换向阀向左拉，则 P 与 B、A 与 O 分别相通，此时，油液经阀孔 P、B 流入液压缸右腔，工作台 8 左移，同时液压缸左腔油液经阀孔 A、O 流回油箱，如图 8-2c 所示。

③ 当手动换向阀推向左端时，使阀芯处于如图 8-2b 所示位置，阀孔 A、P 相通，B、O

相通，压力油经P至A流入液压缸左腔，推动液压缸活塞右移，即工作台8右移，同时液压缸右腔油液经B至O压出流回油箱。

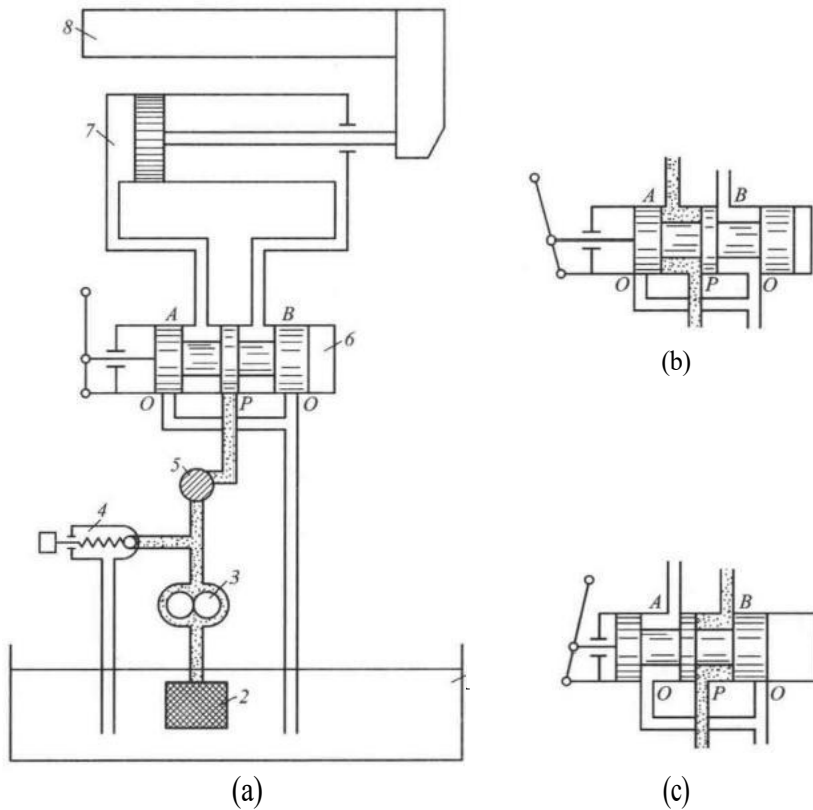


图8-2

二、液压传动的组成

液压传动系统主要由以下四部分组成。

(1) 动力元件

把机械能转化为液压能的装置，常见的动力元件为液压泵。

(2) 执行元件

把油液的液压能转换成机械能的装置，执行元件为液压缸、液压马达。

(3) 控制元件

控制调节系统中油液压力、流量或流向的装置，常见的控制元件有各种阀类元件，如换向阀、压力阀、流量阀等。

(4) 辅助元件

保护系统正常工作的装置，如过滤器、蓄能器及各种管接头等。

三、液压系统图形符号

GB/T786.1—1993 对液压系统的图形符号作出规定，用来表示元件的职能，可方便而清

晰地表达各种液压系统。

图8-3所示为用图形符号表达的机床工作台液压系统。

四、液压系统的特点

1. 液压传动在应用上与机械传动相比有以下优点

①速度、扭矩、功率均可无级调节，而且能迅速换向和改变速度，调速范围宽，可达2000:1。

②能传递较大的功率。在传递相同功率的情况下，液压传动装置的体积小，重量轻，结构紧凑，布局灵活。

③易于实现过载保护，安全可靠。

④液压元件已系列化、标准化，便于液压系统的设计、制造和使用维修。

⑤易于控制和调节，便于与电气控制、微机控制等新技术相结合，构成“机—电—液—光”一体化，实现数字控制。

2. 液压传动的缺点

①油液流动过程存在着能量损失，因此传动效率低。

②对油温变化比较敏感，不易在温度很高或很低的条件下工作。

③液压元件结构精密，制造精度较高，给使用和维修带来一定困难。

④相对运动表面不可避免地存在泄漏，因此液压系统不能保证精确的传动比。

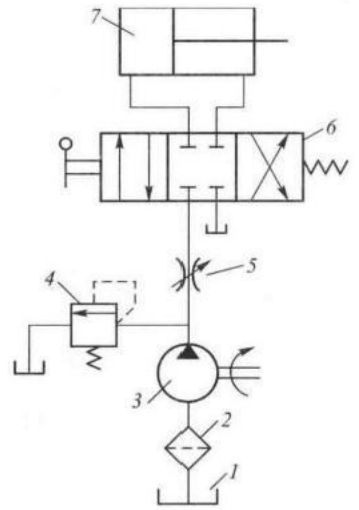


图8-3

五、液压传动的基本概念

1. 静压传递规律

液压传动中，液体传递的静压力是指在单位面积的液体表面上所受的作用力，即

$$p = \frac{F}{A} \quad (8-1)$$

式中， p ——液体的压力，Pa。这里习惯称为压力，实质是压强；

F ——作用在液体表面的外力，N；

A ——液体表面的承压面积， m^2 。

图8-4所示为液压千斤顶的原理图，通过作用在小活塞1上的力 F ，顶起大活塞2上的重物 G 。左侧管道流通面积为 A_2 ，外载荷为 G ，右侧管道流通面积为 A_1 ，作用在小活塞上的力为 F ，由帕斯卡定律可知：在大活塞上将受一个力 F_2 ，并有

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} = p \quad (8-2)$$

不计活塞重量，则 $G=F_2=pA_2$ 。如 $G=0$ ，则 p 一定为零；如 G 无穷大，则 p 无穷大。由此可知，液压系统中的工作压力取决于外负载。

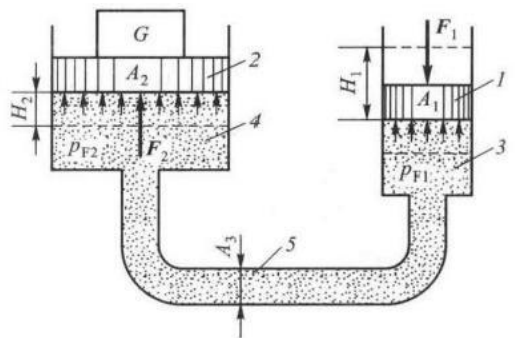


图8-4

2. 流量与平均速度

(1) 流量

流量指单位时间内流过某一截面处的液体体积，即

$$q_v = \frac{V}{t} \quad (8-3)$$

式中， q_v ——体积流量， m^3/s ;

V ——流过的液体体积， m^3 ;

t ——时间， s 。

(2) 平均流速

液体在单位时间内平均移动的距离称为平均流速，即

$$v = \frac{q_v}{A} \quad (8-4)$$

式中， v ——平均流速， m/s ;

q_v ——流量， m^3/s ;

A ——活塞有效面积， m^2 。

(3) 活塞运动速度与流量、流道截面的关系

根据物质不灭定律，油液流动时既不能增多也不会减少，由于油液又被认为是几乎不可压缩的，所以油液流经无分支管道时，每一横截面上通过的流量一定是相等的，即

$$q_{v1} = q_{v2} = q_{v3}$$

式中， q_{v1} ——截面 A_1 的流量;

q_{v2} ——截面 A_2 的流量;

q_{v3} ——截面 A_3 的流量。

因为 $Q = Av$ ，故

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = A_3 v_3 \quad (8-5)$$

由式(8-5)可知：液体在无分支管道中流动时，通过不同截面的流速与其截面积大小成反比，而流量不变，即管道截面小的地方流速大，反之流速小。

3. 功率

功率是指单位时间所做的功，用 P 表示，单位为 W (瓦)或 kW (千瓦)。

①液压缸的输出功率是液压缸的活塞运动速度与外负载 F 的乘积，即

$$P_m = Fv$$

因为 $F = pA$ ， $v = q_v/A$ ，所以上式可以改写成

$$P = P_m q_v \quad \text{缸} \quad (8-6)$$

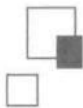
即液压缸的输出功率为流入液压缸的流量与静压力的乘积。

②液压泵的输出功率等于液压泵输出的额定流量和额定工作压力的乘积，即

$$P_{\text{泵}} = P_{\text{泵}} q_{v\text{泵}} \quad (8-7)$$

例 对于如图8-4所示的液压千斤顶，已知活塞I的面积 $A_1 = 1.13 \times 10^{-4} \text{m}^2$ ，活塞2的面积 $A_2 = 9.62 \times 10^{-4} \text{m}^2$ ，油管5的截面积 $A_3 = 0.13 \times 10^{-4} \text{m}^2$ 。求：

(1) 假定施加在小活塞上的力 $F_1 = 5.78 \times 10^3 \text{N}$ ，试问能顶起多重的重物？



(2) 假定活塞1的下压速度为0.2m/s, 试求活塞2上升速度和油管5内液体的平均流速。

解 (1) 小液压缸内的压力 p_1

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{5.78 \times 10^3}{1.13 \times 10^{-4}} \text{ Pa} = 512 \times 10^5 \text{ Pa}$$

根据静压传递原理可知, $P_2=p_1$, 则大活塞向上的推力 F_2 为

$$F_2=p_1A_2=512 \times 10^5 \times 9.62 \times 10^{-4} \text{ N}=4.9 \times 10^4 \text{ N}$$

能顶起重物的重量为

$$G=F_2=4.9 \times 10^4 \text{ N}$$

(2) 活塞1所排出的流量 q_{v1}

$$9v_1=A_1v_1=1.13 \times 10^{-4} \times 0.2 \text{ m}^3/\text{s}=0.226 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

根据液流连续性原理, 推动活塞2上升的流量 $9v_2=9v_1$ 得活塞2的上升速度

$$v_2 = \frac{q_{v2}}{A_2} = \frac{0.226 \times 10^{-4}}{9.62 \times 10^{-4}} \text{ m/s} = 0.0235 \text{ m/s}$$

同理, 油管5内的流量 $9v_s=9v_1=9v_2$, 所以

$$v_s = \frac{q_{vs}}{A_3} = \frac{0.226 \times 10^{-4}}{0.13 \times 10^{-4}} \text{ m/s} = 1.74 \text{ m/s}$$

§ 8-2 液压传动元件

一、液压泵

液压泵是将电动机输出的机械能转化为液压油的压力能的能量转换装置。

液压系统中一般将电动机、液压泵、油箱、安全阀等组成液压系统泵站, 为系统提供压力油。液压系统泵站外形如图8-5所示。





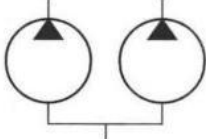
1. 液压泵的分类

按单位时间内所输出的油液体积是否可调, 液压泵可分为变量泵和定量泵。单位时间内所输出的油液体积可调节的液压泵是变量泵, 不可调节的是定量泵。

按结构形式分, 常见的液压泵有齿轮泵、叶片泵和柱塞泵。

液压泵的图形符号见表8-1。

表8-1 液压泵的图形符号

单向定量	双向定量	单向变量	双向变量	并联单向定量
				

通常以单向定量泵和单向变量泵应用较为广泛。

(1) 齿轮泵

齿轮泵可分为外啮合齿轮泵(图8-6a)和内啮合齿轮泵(图8-6b)两种类型。

① 外啮合齿轮泵有以下特点:

优点: 结构简单, 尺寸小, 重量轻, 制造方便, 价格低廉, 工作可靠, 自吸能力强, 对污染不敏感和维护容易。

缺点: 齿轮轴承受不平衡径向力, 磨损严重, 泄漏大, 工作压力的提高受限制, 压力脉动和噪声比较大。

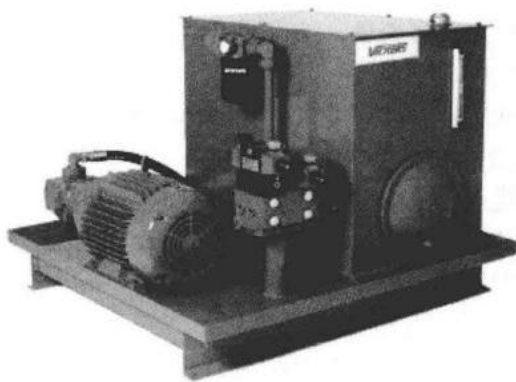


图8-5

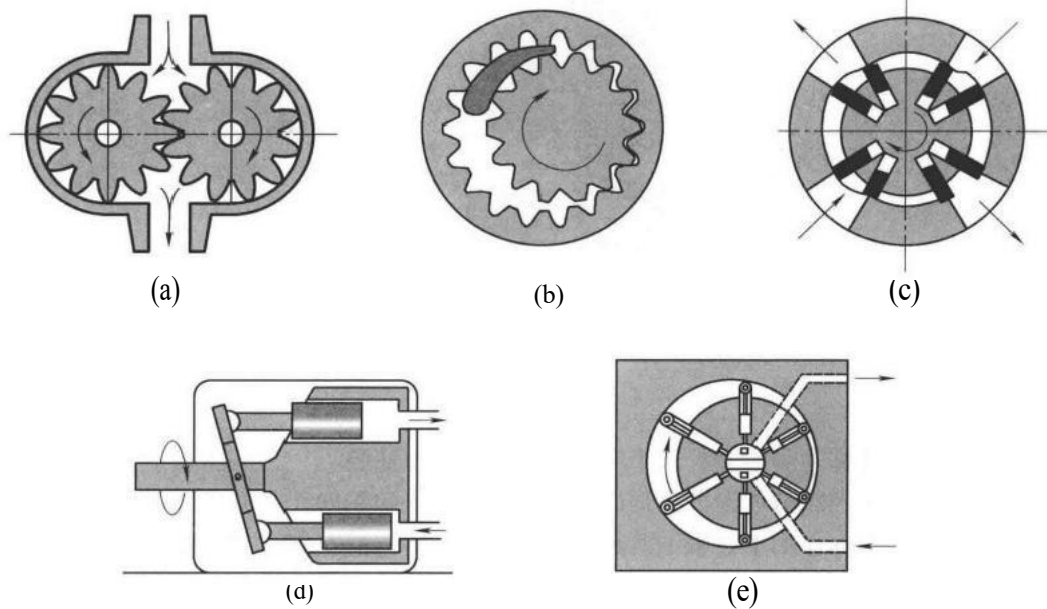


图8-6

② 内啮合齿轮泵有以下特点:

优点: 结构紧凑, 尺寸小, 重量轻, 使用寿命长和流量脉动远小于外啮合齿轮泵。

缺点: 加工精度要求高, 造价较高。

(2) 叶片泵

叶片泵(图8-6c)有以下特点:

优点: 工作压力高, 流量脉动小, 工作平稳, 噪声小, 寿命较长, 易于实现变量。

缺点: 结构复杂, 吸油能力不太好, 对油液污染比较敏感。

(3) 柱塞泵

柱塞泵分为轴向柱塞泵(图8-6d)和径向柱塞泵(图8-6e)。

① 轴向柱塞泵有以下特点:

优点: 可变量, 结构紧凑, 径向尺寸小, 惯性小, 容积效率高, 工作压力高, 一般用于高压系统中。

缺点: 轴向尺寸大, 轴向作用力大, 结构复杂。

② 径向柱塞泵有以下特点:

优点: 流量大, 工作压力高, 轴向尺寸小, 可变量。

缺点: 径向尺寸大, 结构复杂, 自吸能力差, 配流轴受径向不平衡力, 易于磨损, 限制了转速和压力的提高。

2. 液压泵的工作原理

如图8-7所示是外啮合齿轮泵结构的示意图。装在液压泵壳体内的相互啮合的一对齿轮和泵体将齿轮泵的内腔分隔成左、右两个互不相通的工作腔, 即吸油腔和压油腔。

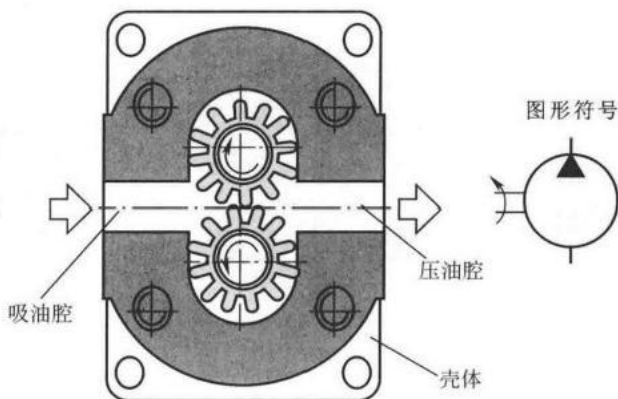


图8-7

用于吸油的腔体称为吸油腔; 用于压油的腔体称为压油腔。

吸油过程: 吸油腔轮齿逐渐分离退出啮合, 密封工作容积增大, 形成部分真空。油箱中的油液在外部大气压力的作用下经吸油管被压入吸油腔, 将齿槽充满, 并随着齿轮的转动把油液带入压油腔内。

压油过程: 在压油腔一侧, 由于轮齿进入啮合, 密封工作容积减少, 齿间油液被挤出去, 经排油口输出, 进入系统的供油管路。

由此可见, 液压泵是依靠密封容积变化来进行吸油和排油的, 密封容积增加液压泵吸油, 密封容积减小, 液压泵压油。因此, 液压泵又称为容积式液压泵。

3. 液压泵工作的必备条件

要保证液压泵正常工作, 必须满足以下条件:

① 液压泵内有若干个密封容积, 且密封容积可以周期性变化。液压泵的输出流量与密封容积变化量及单位时间内的变化次数成正比。

② 液压泵应有配流装置, 保证吸油腔和压油腔分开, 并使吸油腔在吸油过程中与油箱相通, 压油腔在压油过程中与系统供油管路相通。

③ 油箱内液体的绝对压力必须恒等于或大于大气压力。油箱必须与大气相通或采用密闭

的充压油箱。

二、液压缸

液压缸是液压系统的执行元件，它把液体压力能转换成机械能，实现执行元件的直线往复运动。按结构特点不同，液压缸可分为活塞式、柱塞式和摆动式三种。下面以活塞式液压缸为例介绍液压缸的组成及工作情况。

1. 活塞式液压缸的类型

活塞式液压缸分为双出杆活塞式液压缸和单出杆活塞式液压缸两种类型。图形符号如图8-8所示。

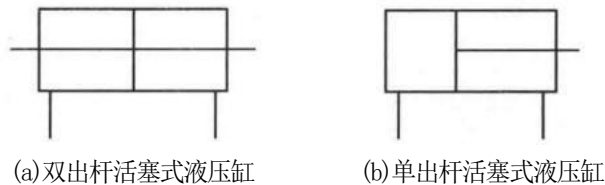


图8-8

在双出杆活塞式液压缸中被活塞分隔开的液压缸两腔中都有活塞杆伸出，且两活塞杆直径相等。当流入两腔中的液压油流量相等时，活塞的往复运动速度和推力相等。根据缸体固定还是活塞杆固定，又可分为实心双出杆和空心双出杆两种结构形式。

单出杆活塞式液压缸仅一端有活塞杆，所以两腔工作面积不相等。它也有实心单出杆和空心单出杆两种结构形式。

2. 活塞式液压缸的组成

液压缸的结构分为：缸筒和缸盖，活塞和活塞杆，密封装置，缓冲装置，排气装置五个部分。

(1) 缸筒和缸盖

缸筒和缸盖的连接形式常见有：

① 法兰式：如图8-9a所示，适用于工作压力不高的场合。特点是：易加工，易装拆，但外形尺寸和质量都较大。缸筒一般采用铸铁制造，但用于工作压力较高场合时常采用无缝钢管制作的缸筒。

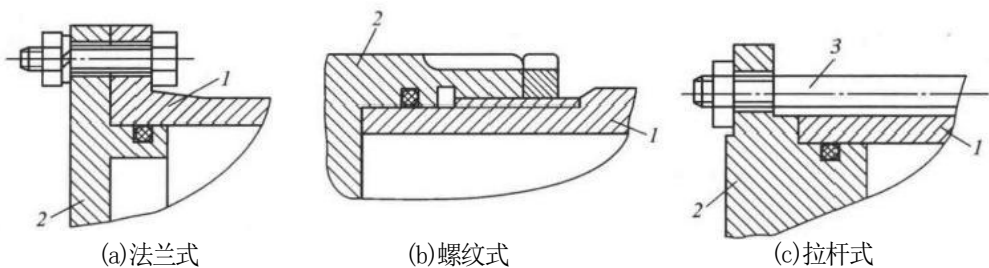


图 8 - 9

② 螺纹式：连接形式如图8-9b所示。在机床上应用不多，特点是：外形小，重量轻，但端部结构较复杂，装拆需使用专用工具。

③ 拉杆式：只用于短缸，结构通用性大，外形尺寸大且较重，常用于无缝钢管或铸钢的缸筒上，如图8-9c所示。

(2) 活塞和活塞杆

活塞和活塞杆的连接方式很多，机床上多采用锥销连接和螺纹连接。锥销连接一般用于双出杆液压缸(图8-10a)，螺纹连接多用于单出杆液压缸(图8-10b)。

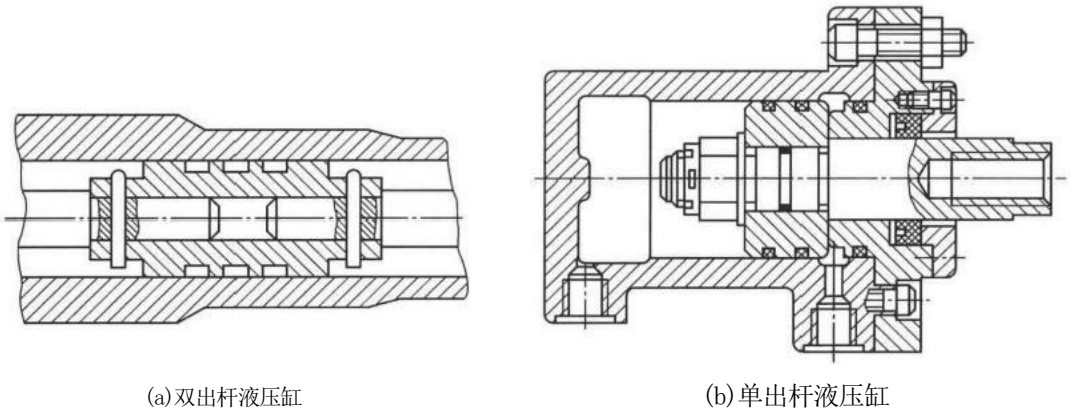


图8-10

(3) 液压缸的密封装置

常见的液压缸密封装置如图8-11所示。图8-11a为间隙密封，采用在活塞表面制出几条细小的环槽，以增大油液通过间隙时的阻力，特点是：摩擦阻力小，耐高温，但泄漏大，常用于压力低、速度高的液压缸。

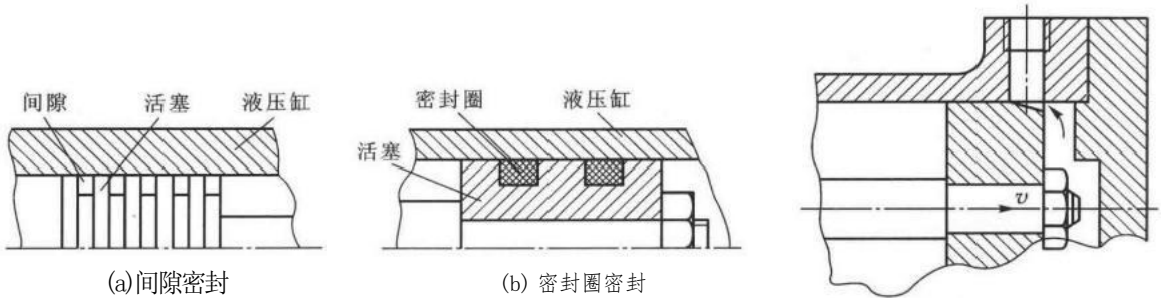


图8-11

图8-12

图8-11b为密封圈密封，利用橡胶或塑料的弹性作用，使各种截面环贴紧在动、静配合面之间来防止泄漏。特点是：结构简单，磨损后有自动补偿性能，密封性能好。

(4) 液压缸的缓冲装置

液压缸的缓冲装置是为了防止活塞和缸盖之间相撞。缓冲装置常用于大型、高压或高精度

的液压设备之中。常用缓冲结构如图示8-12所示，当活塞工作接近缸盖时，活塞和缸盖间封住的油液从活塞上的轴向节流槽流出。由于节流口流通截面逐渐减小，从而保证了缓冲腔保持恒压而起到缓冲作用。

(5) 排气装置

对于要求不高的液压缸，采用将油口布置在缸筒两端的最高处。对稳定性要求较高的大型液压缸则需要设置排气装置，常用的有两种形式：一种是在缸盖最高部位处开排气孔(图8-13a)，一种是在缸盖最高部位处安放排气塞(图8-13b)。

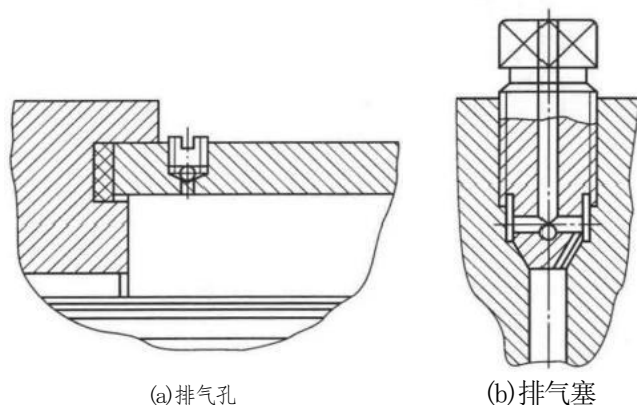


图8-13

三、液压控制阀

液压控制阀是用来控制液压系统中油液的流动方向并调节其压力和流量的，可分为方向阀、压力阀和流量阀三大类。

1. 方向控制阀

方向控制阀是控制油液流动方向的阀，包括单向阀和换向阀两种。

(1) 单向阀

单向阀可分为普通单向阀和液控单向阀两种。

① 普通单向阀(图8-14):普通单向阀只能使油液沿一个方向流动，不容许油液反向倒流。它装于泵的出口处，防止系统中液压冲击，影响泵工作。单向阀也可用来分隔油路，防止油路间相互干扰。单向阀的油液流向为 P_1 、 P_2 。

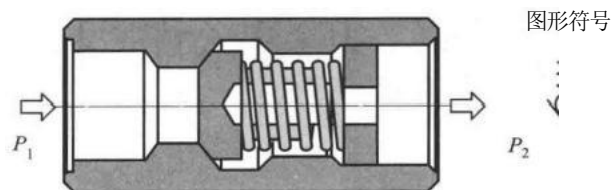


图8-14

② 液控单向阀(图8-15):液控单向阀与普通单向阀相比,多了一个液控口K 和控制活塞的顶杆,当液控口K 无油压时,与普通阀一样,压力油只能从 $P \rightarrow P_2$,不能反流。当液控口K 有油压时,活塞1右移,推动顶杆2将阀芯3顶开, $P、P_2$ 相通,即油液可以从 $P \rightarrow P_2$,也可以从 $P_2 \rightarrow P$ 。

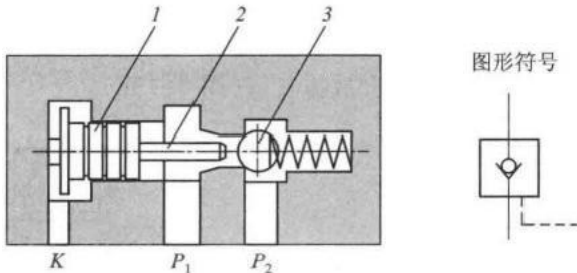


图8-15

(2) 换向阀

换向阀是利用阀芯相对阀体的运动,使油路接通或关断,使液压执行元件实现起动、停止或变换运动方向。换向阀有多种形式,按阀芯的运动方式可分为滑阀和转阀,常见的是滑阀;按阀的工作位置数和通路数可以分为“几位几通”阀,如二位三通阀、三位四通阀等;按操纵控制方式不同可分为手动控制、电磁控制、液动控制、电液控制和机动控制阀。图8-16所示为换向阀操控方式的表示方法。

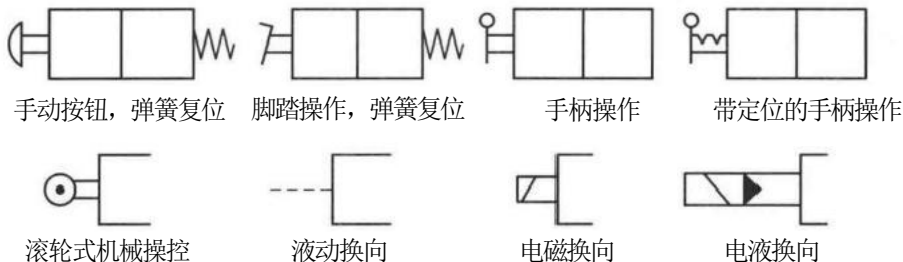


图8-16

① 换向阀的换向原理:图8-17a 为二位三通换向阀的结构。由图示可以看出,阀体上开有多个通口,而阀芯只有两个位置,称该阀为“二位”;油液流通孔口有三个,称“三通”,

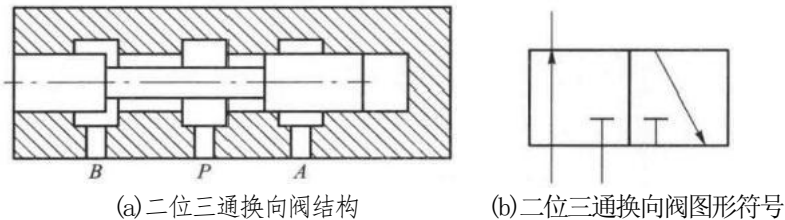


图8-17

则该阀称为“二位三通阀”。当滑动阀芯时，可以使阀芯处于两种位置：在左位时，油液经阀口P流入，从阀口B流出；当处于右位时，油液经阀口A流入，经阀口P流回。这样就保证了系统油液的流动方向控制。图8-17b为二位三通换向阀的图形符号。

② 滑阀机能：换向阀的阀芯处于中位时，其油口P、A、B、O有不同的连接方式，可表现出不同的性质，把适应各种不同工作要求的连通方式称为滑阀机能。如图8-18所示，P、A、B、O互不相通为O型，P、A、B、O全通为H型。

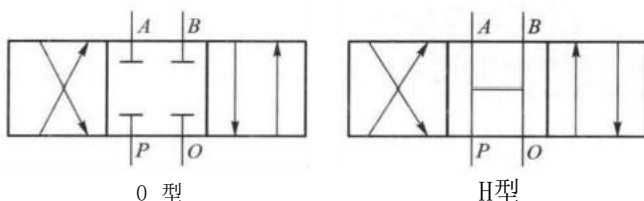


图8-18

2. 压力控制阀

控制油液压力的阀是利用作用于阀芯上的液压力和弹簧力相平衡的原理来实现系统压力的控制。常见的压力控制阀有溢流阀、顺序阀和减压阀。

(1) 溢流阀

系统进入液压缸之外多余的油液经溢流阀流回油箱，保持系统油压基本稳定，此时溢流阀起维持系统压力恒定的作用。溢流阀还可以用来限定系统的最高压力，溢流阀的调定压力通常比系统的最高工作压力调高10%~20%。平时溢流阀阀口关闭，只有当油液压力超过溢流阀调定压力时，溢流阀开启并溢流，起安全保护作用。

常用的溢流阀按其结构形式和基本动作方式可分为直动式和先导式两种。直动式用于低压系统，先导式常用于中、高压系统或远程控制场合。

直动式溢流阀如图8-19所示，系统中的压力油直接作用在阀芯上与弹簧力相平衡，以控制阀芯的启闭作用。通过旋松或旋紧溢流阀的调节螺钉可调节溢流阀的开启压力。

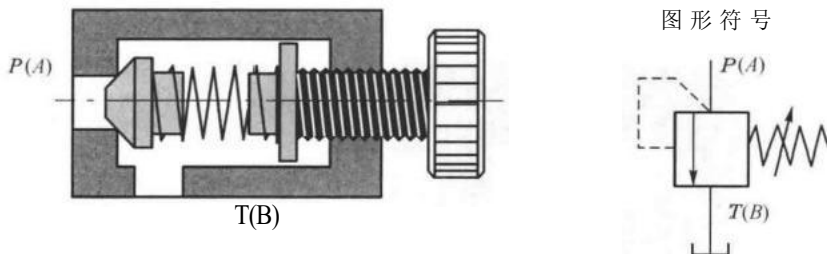


图8-19

先导式溢流阀由先导阀和主阀两部分组成，如图8-20所示。在K口封闭的情况下，当压力油由P口进入，通过阻尼孔后作用在导阀阀芯上。当压力不高时，作用在导阀阀芯上的液压力不足以克服导阀弹簧的作用力，导阀关闭。这时主阀阀芯上下两端的液压油的压力相等，

在主阀弹簧的作用下，主阀阀芯关闭，P口与T口不能形成通路。

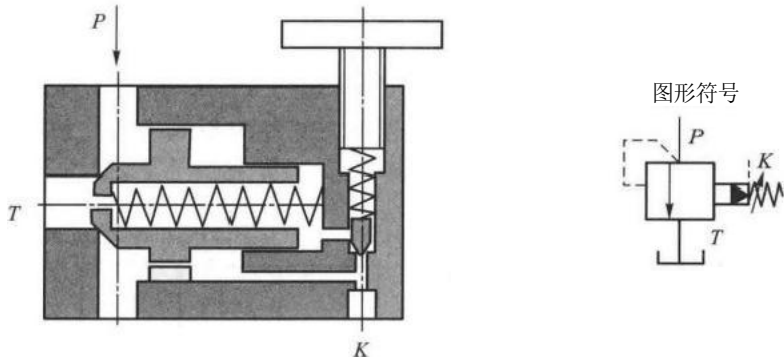


图8-20

当进油口P压力升高使作用在导阀上的液压力足以顶开导阀弹簧时，油液从P口通过阻尼孔经导阀流向T口。由于阻尼孔的存在，油液经过阻尼孔时会产生一定的压力损失，使阻尼孔左部的压力高于右部的压力，即主阀阀芯的左部压力大于右部的压力。由于这个压差的存在使主阀芯开启，实现油液从P口向T口的流动。为保证实现这种流动，主阀弹簧的刚度不能太大。由于导阀的阀芯面积很小，所以用一个刚度不大的弹簧就可以对高开启压力进行调节。

先导式溢流阀的K口是一个远程控制口，当它与另一远程调压阀相连时，就可以通过调节溢流阀主阀上端的压力，实现溢流阀的远程调压。

(2) 顺序阀

顺序阀的主要作用是使两个以上执行元件按压力实现顺序动作，所以称为顺序阀。顺序阀按结构的不同也可分为直动式和先导式两种类型。

图8-21所示直动式内控顺序阀的工作原理与直动式溢流阀相似，利用输入口液压油的压力和调节弹簧的作用力相平衡，控制输入、输出口的通断。它与直动式溢流阀的区别在于：顺序阀的输出油液不接回油箱，所以弹簧侧的泄油口必须单独接回油箱；为减小调节弹簧的刚度，顺序阀的阀芯上设置了控制柱塞。

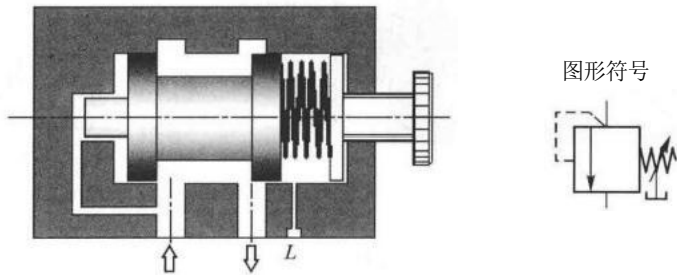


图8-21

从作用来看，溢流阀主要用限压、稳压以及配合流量阀用于调速；顺序阀则主要用来根据系统压力的变化情况控制油路的通断，有时也可以将它当作溢流阀来使用。

(3) 减压阀

减压阀的出口压力低于进口压力，其作用是降低液压系统中某一局部的油液压力，使用一个油泵能同时得到多个不同的压力输出，同时它还有稳压的作用。

根据所控制的压力不同，减压阀可分为定值减压阀、定差减压阀和定比减压阀。定值减压阀出口压力维持在一个定值；定差减压阀是使进、出口之间的压力差不变或接近不变；定比减压阀则是使进、出口压力的比值维持恒定。

定值减压阀在液压系统中应用最为广泛，因此也简称为减压阀，常用的有直动式减压阀和先导式减压阀。

图8-22所示直动式减压阀，与弹簧力相平衡的控制压力来自出口一侧，且阀口(h)为常开式。当减压阀的出口压力未达到设定值时，阀芯处于左侧，阀口(h)全开。当出口压力逐渐上升并达到设定值时，阀芯右移，开口量h减小，压力损失增加，从而使出口压力不会超过设定压力，达到减压的目的。

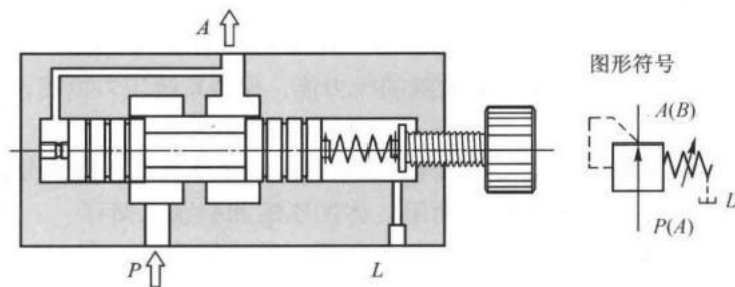


图8-22

3. 流量控制阀

流量控制阀依靠改变阀口通流面积大小来调节通过阀口的流量，从而调节执行元件（液压缸或液压马达）的运动速度。常用的流量控制阀有普通节流阀、调速阀等。

(1) 普通节流阀

普通节流阀是液压传动系统中结构最简单的流量控制阀，依靠改变节流口的大小，调节执行元件的运动速度。常见的节流口形式如图8-23所示。

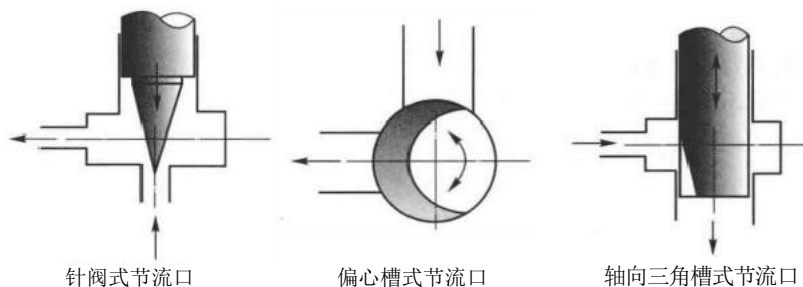


图8-23

必须注意的是,在液压传动系统中,如果采用定量泵供油,则其排量是恒定的,在回路中调节节流阀的节流口大小只是改变液阻,从而改变液流流经节流元件的压力降,但总的流量无法改变,因此执行元件的运动速度不变。只有当系统中有用于分流的溢流阀时,调节节流阀的阀口大小,影响溢流阀口的压力,改变溢流阀溢流量,才能改变通过节流阀的流量,达到调节执行元件运动速度的目的。因此,节流阀常与定量泵、溢流阀共同组成节流调速系统。节流阀受温度和负载影响较大,常用于温度和负载不大的场合。

(2) 调速阀

调速阀是将节流阀和定差减压阀串接而构成的。当调速阀的进口压力 p_1 或出口压力 p_2 发生波动时,定差减压阀可以维持节流阀前后的压差 p_2-p_1 基本保持不变,从而克服负载波动对节流阀的影响,保证执行元件的运动速度不因负载变化而变化。

调速阀的图形符号如图8-24所示。

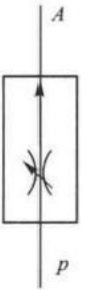


图8-24

四、液压辅助元件

液压辅助元件主要有蓄能器、过滤器、油箱、热交换器及管件等。

1. 蓄能器

蓄能器的功用主要用来储存和释放油液的压力能,保持系统压力恒定,减小系统压力的脉动冲击。

图8-25为活塞式蓄能器的结构示意图。蓄能器内的活塞将油和气体分开,气体从阀门充入,油液经油孔连通系统。工作原理是利用气体的压缩和膨胀来储存和释放压力能。其优点是:油与气体分开不易氧化,结构简单,工作较平稳。缺点是:缸筒和活塞的密封性要求高,反应不够灵敏。蓄能器主要用来储存能量及供中、高压系统吸收压力脉动之用。

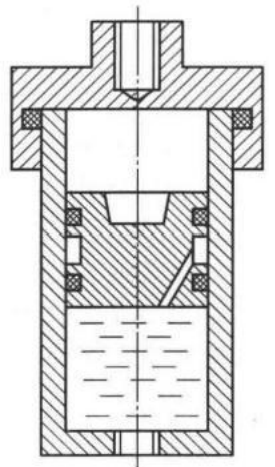


图8-25

2. 过滤器

过滤器的功用是滤清油液中的杂质,保证系统管路畅通,使系统正常工作。过滤器按滤芯的材料和结构的不同,可分为网式、线隙式、烧结式和磁性过滤器等;按过滤精度可分为粗滤清器和细滤清器两种。网式过滤器属于粗滤清器,常装于液压泵吸油管路上。磁性过滤器常与其他形式滤芯制成复合式过滤器,适用于机床液压系统。

3. 油箱

油箱的功用主要是:储油,散发油液中的热量,释放混在油液中的气体,沉淀油液中的杂质等。油箱不是标准件,须根据系统要求自行设计。液压系统中的油箱有整体式和分离式两种。整体式油箱利用床身作油箱,结构紧凑,易于回收各处漏油,但设计和制造复杂,维修难,散热不好。分离式油箱单独设计,减少了油箱发热对主机的影响,常用于精密机械上。

4. 油管 and 管接头

(1) 油管

液压系统中常用的油管有钢管、铜管、尼龙管、塑料管、橡胶软管等。钢管常用于拆装方

便的固定元件连接。中、高压用无缝钢管，低压用焊接管。紫铜管易于弯曲，主要用于装配不方便之处。尼龙管、塑料管常用于回油管和泄油管。

(2) 管接头

管接头是油管与油管、油管与液压元件之间的连接件。管接头的种类很多，按接头的通路区分，有直通、直角、三通等形式；按接头连接方式区分，有焊接式、卡套式、扣压式、扩口式等。管接头和机体的连接螺纹常用锥螺纹和细牙普通螺纹，锥螺纹广泛应用于中、低压系统，细牙普通螺纹常用于高压系统。

图8-26a 为焊接式管接头，适用于连接管壁较厚的油管。图8-26b 为卡套式管接头，其装配方便，制造工艺要求较高，适用于高压系统。图8-26c 为扣压式管接头，用来连接高压软管，适用于中、低压系统。图8-26d 为扩口式管接头，结构简单，适用于铜管、薄壁钢管的低压油道连接。

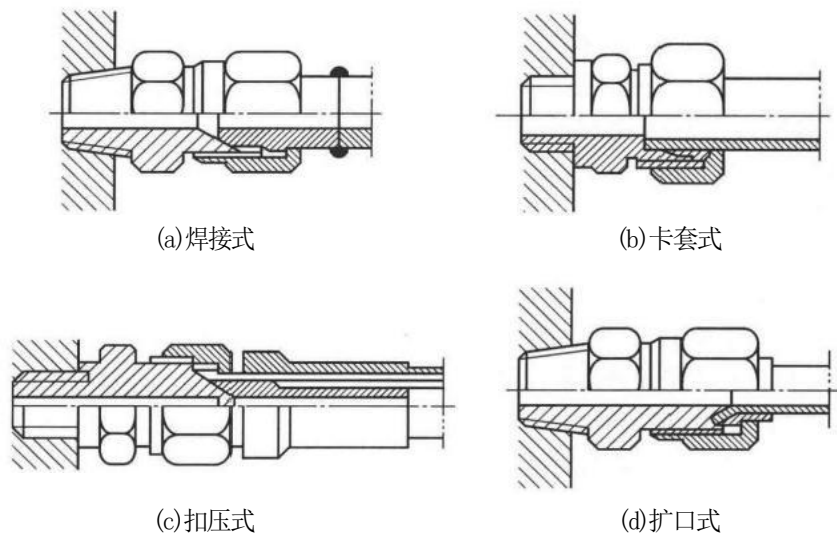


图8-26

§ 8-3 液压传动系统

一、典型液压系统分析

液压系统不管有多么复杂，它总是由一些基本回路所组成，这些基本回路根据其功用不同可分为压力控制回路、调速回路、方向控制回路等。

图8-27所示为典型液压系统工作原理图，它采用了如下三个基本回路。

1. 方向控制回路

(1) 利用方向控制阀的换向回路：方向控制是由三位四通电磁换向阀6控制，当1YA 通电、2YA 断电时，换向阀左位接入系统，液压缸10的活塞左移，反之活塞右移。

(2) 利用换向阀的中位机能锁紧回路：当1YA、2YA 都断电时，滑阀处于中位，利用中位机能，此时液压缸进、出油路均被截断，活塞可被锁止在缸体的任何位置。

2. 压力控制回路

它是由溢流阀4来实现主系统的压力控制的。当液压泵3的出油压力超过溢流阀的调定压力时，泵油液经溢流阀溢流回油箱，起到控制液压泵出口压力的作用。

3. 调速回路

由行程阀9和调速阀7共同组成速度控制回路。图示为活塞快速运动。而当行程阀被压下时，活塞则由快进转换成慢速进给，实现速度转换。

液压系统的工作分析如下。

① 快速前进阶段：电磁铁1YA 断电、2YA 通电，三位四通换向阀6右位接入系统，活塞实现向右快进，其油路是：

进油路——过滤器2 → 定量液压泵3 → 单向阀5 → 换向阀6 → 行程阀9 → 液压缸10左腔。

回油路——液压缸10右腔 → 换向阀6 → 油箱1。

② 工作进给阶段：当快速进给阶段终了，挡块压下行程阀9，活塞实现工作进给阶段时，其油路是：

进油路——过滤器2 → 定量液压泵3 → 单向阀5 → 换向阀6 → 调速阀7 → 液压缸10左腔。

回油路——液压缸10右腔 → 换向阀6 → 油箱1。

③ 快退阶段：1YA通电、2YA断电，此时活塞实现快退动作，其油路是：

进油路——过滤器2 → 定量液压泵3 → 单向阀5 → 液压缸10右腔。

回油路——液压缸10左腔 → 单向阀8 → 换向阀6 → 油箱1。

④ 卸荷阶段：1YA、2YA都断电，换向阀处于中位，液压缸两腔被封闭，活塞停止运动，此时泵卸荷，其油路是：

卸荷油路——过滤器2 → 定量液压泵3 → 单向阀5 → 油箱1。

电磁铁和行程阀的动作顺序可参照表8-2，其中电磁阀通电行程阀压下用“+”表示，电磁阀断电行程阀抬起用“-”表示。

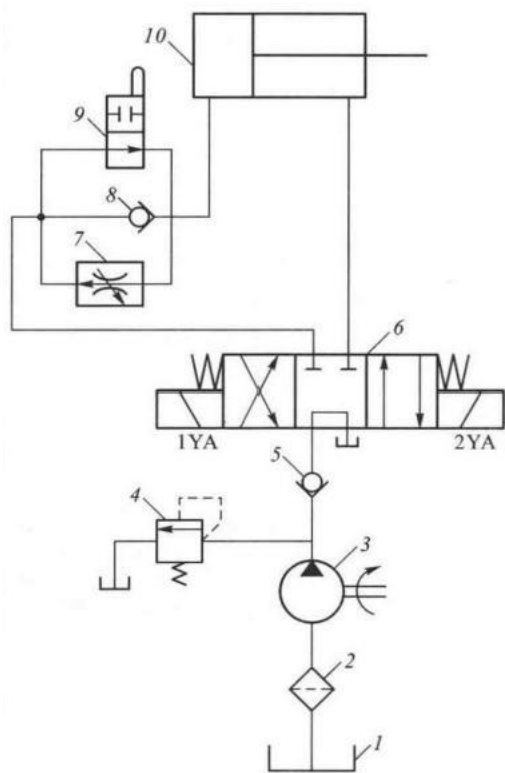


图8-27

表8-2 电磁铁和行程控制阀顺序动作

电磁铁或行程阀动作顺序	电 磁 铁		行 程 阀
	1YA	2YA	
快进		+	
工进		+	+
快退	+		
原位停止(卸荷)			

二、典型液压系统应用实例

如图8-28所示为YT4543型液压动力滑台的液压系统原理图。动力滑台是组合机床上实现进给运动的一种通用部件。根据加工需要，动力滑台上面可装上动力箱和多轴主轴箱，以完成孔、端面加工等工序。液压动力滑台的运动是靠液压缸驱动的，可实现多种动作循环(表8-3)。

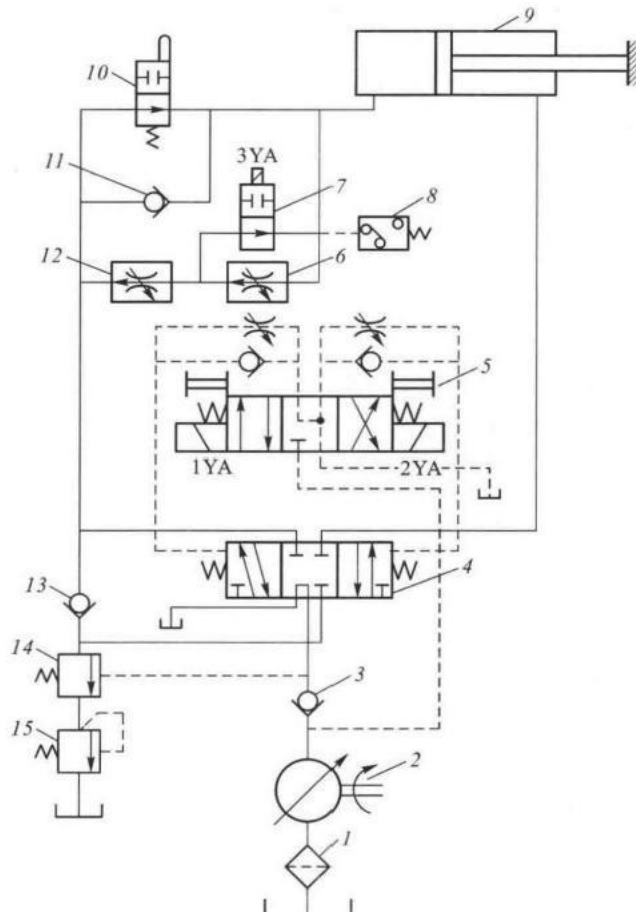
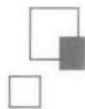


图8-28

表8-3 YT4543型动力滑台液压系统动作循环

电磁铁或行程阀动作顺序	电 磁 铁			行 程 阀
	1YA	2YA	3YA	
快进	+			
一工进	+			+
二工进	+		+	+
死挡铁停留	+		+	+
快退		+		±
原位停止				



1. 快速前进

电磁铁1YA 通电, 电磁换向阀5左位接入系统。液控换向阀4在液控油压的作用下, 其左位也接入系统, 系统中油液流动情况为:

进油路——过滤器1 → 变量液压泵2 → 单向阀3 → 换向阀4 → 行程阀10 → 液压缸9左腔。

回油路——液压缸9右腔 → 换向阀4 → 单向阀13 → 行程阀10 → 液压缸9左腔。

此时顺序阀14因系统压力不高而仍处于关闭状态, 变量液压泵2输出流量最大。

2. 第一次工作进给

滑台前进到预定位置时, 挡块压下行程阀10, 1YA 继续通电。此时, 系统压力升高, 顺序阀14打开, 变量液压泵2自动减小流量, 以适应工作进给的需要。进给量的大小由调速阀12来调节, 系统中油液流动情况为:

进油路——过滤器1 → 变量液压泵2 → 单向阀3 → 换向阀4左位 → 调速阀12 → 电磁阀7 → 液压缸9左腔。

回油路——液压缸9右腔 → 换向阀4左位 → 顺序阀14 → 背压阀15 → 油箱。

3. 第二次工作进给

在第一次工作进给结束时, 3YA 通电, 电磁阀7通路被截断, 顺序阀仍打开, 进给量大小由调速阀6来调节。系统中油液流动情况为:

进油路——过滤器1 → 变量泵2 → 单向阀3 → 换向阀4左位 → 调速阀12 → 调速阀6 → 液压缸9左腔。

回油路——液压缸9右腔 → 换向阀4左位 → 顺序阀14 → 背压阀15 → 油箱。

4. 死挡铁停留

停留是在滑台以二工进速度碰到死挡铁块时开始的, 不再前进, 系统压力进一步提高, 至压力继电器8发出信号后, 停留结束。

5. 快速退回

快退在压力继电器8发出信号, 使电磁铁1YA、3YA 断电, 2YA 通电, 换向阀5右位接入系统, 换向阀4右位也接入系统。由于快退负载小, 压力下降, 变量液压泵2流量自动增大, 系统油液流动情况为:

进油路——过滤器1 → 变量泵2 → 单向阀3 → 换向阀4右位 → 液压缸9右腔。

回油路——液压缸9左腔 → 单向阀11 → 换向阀4右位 → 油箱。

6. 原位停止

滑台快退至原位时, 挡铁压下, 终点行程开关发出信号, 使电磁铁2YA、3YA 断电, 换向阀4、换向阀5处于中间位置, 液压缸两腔封闭, 滑台停止运动, 系统开始卸荷。卸荷油路为:

过滤器1 → 变量液压泵2 → 单向阀3 → 换向阀4中位 → 油箱。

由以上分析可看出, 液压系统可以实现快进 → 工进(一工进、二工进) → 快退 → 停止的循环动作。该系统主要采用了下列基本回路: 限压式变量液压泵和调速阀的联合调速回路, 液压缸左、右两腔都通压力油的差动快速回路, 电液换向阀控制的换向回路, 行程阀和电磁阀控制的速度换接回路, 两个串联的调速阀组成的调速控制回路(实现二次进给), 背压阀、顺序阀控制的压力回路。这些基本回路决定了系统的主要工作性能, 该系统具有以下一些特点:

① 采用限压式变量液压泵和调速阀的联合调速回路, 回油路上增设背压阀, 使滑台能得

到低速运动和较好的速度—负载特性。

② 系统采用了限压式变量液压泵和差动连接式液压缸来实现快进，能量利用经济合理。换向阀使液压泵在低压下卸荷，可减少能量损失。

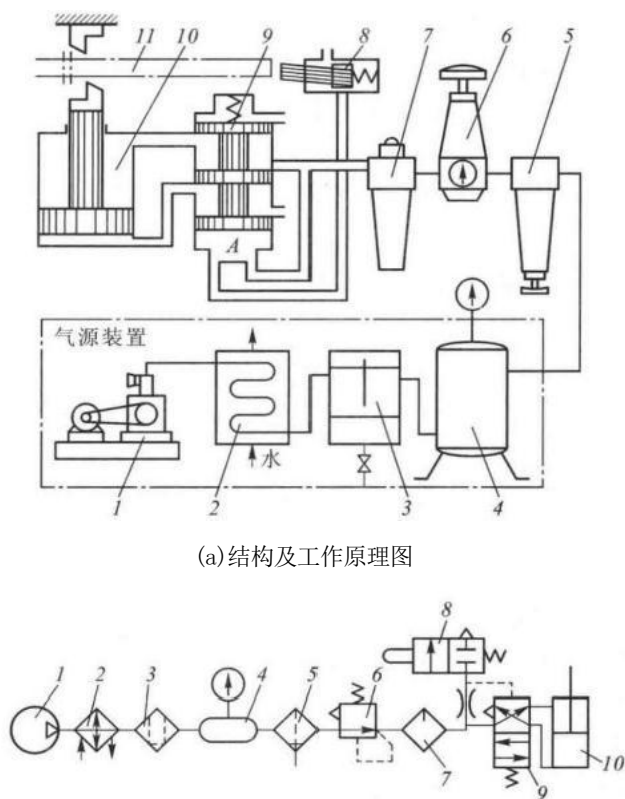
③ 系统采用了由行程阀和顺序阀实现快进、工进的速度换接，简化了管路，而且动作可靠，速度换接平稳。

§8-4 气压传动概述

一、气压传动系统的工作原理

气压传动的工作原理是利用空气压缩机使空气介质产生压力能，在控制元件的控制下，将气体压力能传输给执行元件，控制执行元件(气缸或气马达)完成直线运动和旋转运动。

下面以气动剪切机为例，分析气压传动的工作原理。气动剪切机的结构及工作原理如图8-29所示。



(a) 结构及工作原理图

(b) 图形符号表示的工作原理图

图8-29

① 图8-29a的图示位置为剪切前的预备状态。空气压缩机1产生的压缩空气经过初次净化(冷却器2、油水分离器3)后贮藏在贮气罐4,再经过气动三大件(空气过滤器5、减压阀6、油雾器7)及气控换向阀9进入气缸10。此时,气控换向阀9的A腔的压缩空气将阀芯推到上位,使气缸上腔充压,活塞处于下位,剪切机的剪口张开,处于预备工作状态。

② 当送料机构将工料11送入剪切机并到达规定位置时,工料将行程阀8的阀芯向右推动,气控换向阀9的阀芯在弹簧的作用下移动到下位,将气缸上腔与大气连通,下腔与压缩空气连通。此时活塞带动剪刀快速向上运动将工料切下。工料被切下后,即与行程阀8脱开,行程阀的阀芯在弹簧作用下复位,将排气口封死,气控换向阀9的A腔压力上升,阀芯上移,使气路换向。气缸上腔进入压缩空气,下腔排气,活塞带动剪刀向下运动,系统又恢复到图示的预备状态,等待第二次进料剪切。

二、气压传动系统的组成

同液压传动系统一样,气压传动系统也由以下四部分组成。

1. 能源元件

能源元件是使空气压缩并产生压力能,为各类气动设备提供动力的装置,例如空气压缩机。

2. 控制元件

控制元件是用来控制压缩空气的压力、流量、流动方向及执行元件工作顺序的元件,例如压力阀、流量阀、方向阀、逻辑元件和行程阀等。

3. 执行元件

执行元件是把气体的压力能转换为机械功的一种装置,例如气缸、气马达等。

4. 辅助元件

辅助元件是使空气净化、润滑、消声及用于元件间连接的元件,例如过滤器、油雾器、消声器及管件等。

三、气压传动系统的优缺点

1. 气压传动的优点

- ① 气压传动的工作介质是空气,排放方便,不污染环境,经济性好。
- ② 空气的黏度小,便于远距离输送,能源损失小。
- ③ 气压传动反应快,维护简单,不存在介质维护及补充问题。
- ④ 蓄能方便,可用贮气筒贮气获得气压能。
- ⑤ 工作环境适应性好,允许工作温度范围宽。
- ⑥ 有过载保护作用。

2. 气压传动的缺点

- ① 由于空气具有可压缩性,因此工作速度稳定性较差。
- ② 工作压力低,气动传动装置总输出力较小。
- ③ 工作介质无润滑性能,需设润滑辅助元件。
- ④ 噪声大。

§8-5 气压传动元件

一、空气压缩站

空气压缩站(简称空压站)是气压传动的动力源,为气动设备提供压缩空气。空压站的组成如图8-30所示,它的主要组成装置有空气压缩机1(简称空压机)、贮气罐3和后冷却器2。

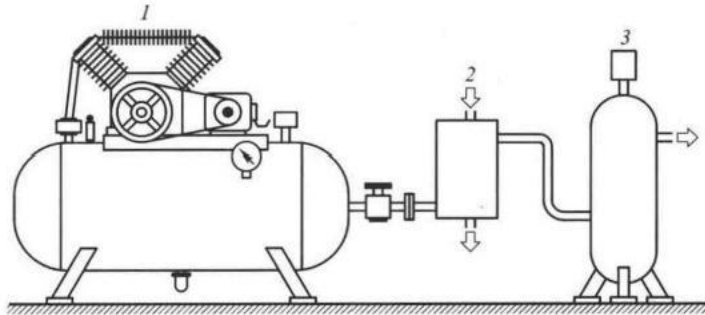


图8-30

1. 空气压缩机

空气压缩机是产生压缩空气的装置,它将机械能转化为气体的压力能。

按压力高低空气压缩机分为低压型(0.2~1MPa)、中压型(1~10 MPa)、高压型(10~100 MPa)和超高压型(>100 MPa)。

按流量可分为微型($\leq 1\text{m}^3/\text{min}$)、小型($1\sim 10\text{m}^3/\text{min}$)、中型($10\sim 100\text{m}^3/\text{min}$)和大型($>100\text{m}^3/\text{min}$)。

按工作原理的分类如表8-4所示。

表8-4 空气压缩机的分类

类 型	不同的结构形式		工 作 原 理
容积型	往复式	活塞式	通过缩小气体的体积,使气体密度增加以提高气体的压力。气动系统中,多采用容积型空气压缩机
		膜片式	
	旋转式	叶片式	
		螺杆式	
速度型	离心式		通过提高气体的运动速度,让动能转化为压力能,以提高气体压力
	轴流式		

目前,使用最广泛的是活塞式压缩机。单级活塞式压缩机工作原理如图8-31所示。该压缩机只要一个行程就将吸入的空气压缩到所需要的压力。活塞上移,容积增加,缸内压力小于大气压,空气从进气阀进入缸内。到达行程末端后,活塞向下移动,进气阀关闭,空气被压

缩，同时排气阀被打开输出压缩空气。

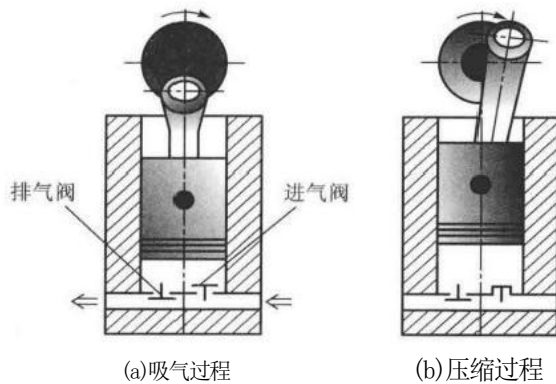


图8-31

在单级活塞式压缩机中，若空气压力超过0.6MPa，温度过高将大大降低压缩机的效率。因此，工业中使用的活塞式压缩机通常是两级。两级活塞式压缩机的工作原理如图8-32所示。若最终压力为0.7MPa，则第一级气缸通常将气体压缩到0.3MPa，然后通过中间冷却器冷却，再进入第二级气缸。压缩空气经冷却后温度大幅度下降，因此相对单级压缩机提高了效率。

目前常用的空气压缩机为活塞式，其压力一般为低压，小于1.5 MPa。

2. 后冷却器

空压机输出的压缩空气温度可以达到120℃以上，空气中水分完全呈气态。后冷却器的作用就是将空压机出口的高压空气冷却至40℃以下，把大量水蒸气和变质油雾冷凝成液态水滴和油滴，从空气中分离出来。

后冷却器有风冷式和水冷式两大类。风冷式是通过风扇产生的冷空气吹向带散热片的热空气管道，对其进行冷却；水冷式是通过强迫冷却水沿压缩空气流动方向的反方向流动来进行冷却，如图8-33所示。后冷却器最低处应装有自动或手动排水器，以排除冷凝水和油滴等杂质。

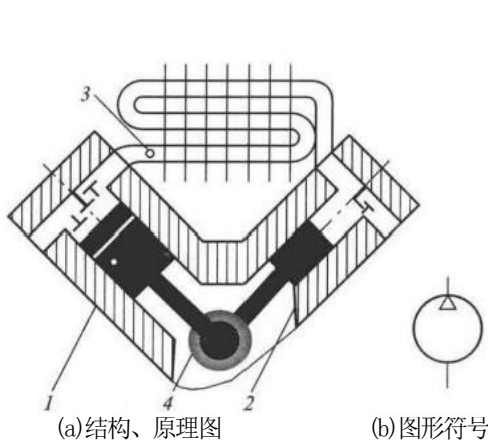


图8-32

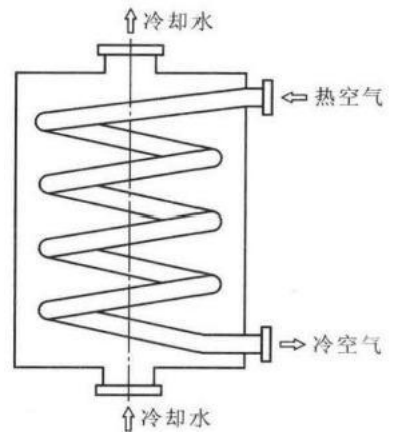


图8-33

3. 贮气罐

贮气罐的主要作用是消除气源输出气体的压力脉动，贮存一定数量的压缩空气，解决短时间内用气量大于空气压缩机输出气量的矛盾，保证供气的连续性和平稳性，进一步分离压缩空气中的水分和油分。

贮气罐的安装有直立式和平放式。可移动式压缩机应水平安装，而固定式压缩机因空间大则多采用直立式安装。贮气罐安装示意图如图8-34所示。贮气罐上应配置安全阀、压力计、排水阀。容积较大的贮气罐应有入孔或清洗孔，以便检查和清洗。

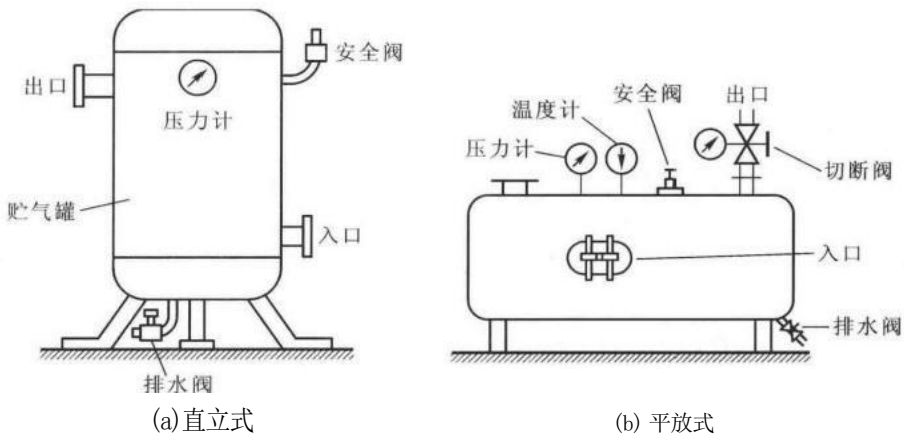


图8-34

4. 其他气源辅助元件

除后冷却器、贮气罐之外，常见的气源辅助元件还有空气过滤器、干燥器、油雾器。

空气过滤器的作用是分离压缩空气中含有的水分、油分以及灰尘等杂质，使压缩空气得到净化。

干燥器的作用是进一步除去压缩空气中含有的水蒸气。

油雾器是使润滑油雾化后注入空气中，随压缩空气一起输送到需要润滑的部件，达到润滑的目的。

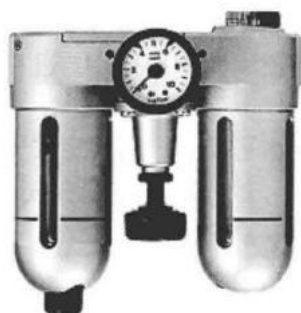
在气压传动系统中，空气过滤器、油雾器和对系统压力进行调整的减压阀一起称为气动三联件。图8-35是气动三联件的外形图和图形符号。其中，空气过滤器安装在减压阀之前，油雾器安装在减压阀之后，即压缩空气经空气过滤器至减压阀，再经油雾器输出。

二、气压传动执行元件

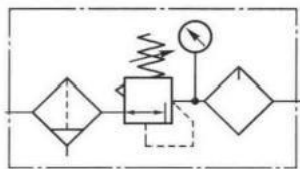
气缸和气马达是气压传动中所使用的执行元件。气缸用于实现往复直线运动或摆动，常用于往复直线运动。气马达用于实现连续回转运动。

(1) 气缸的分类

- ① 根据结构特征，气缸分为活塞式、柱塞式、膜片式等。
- ② 根据结构不同，气缸可分为特殊气缸、组合气缸等。
- ③ 按压缩空气作用在活塞端面上的方向不同，气缸可分为单作用式、双作用式。



图形符号



简化画法

完整画法

图8-35

(2) 几种常见的气缸工作原理和用途

① 单作用式气缸：单作用式气缸在工作时，压缩空气仅在气缸一端进气，推动活塞移动，活塞借助弹簧、膜片、外力作用回位(图8-36)。

单作用式气缸应用于短行程及活塞杆推力、运动速度均要求不高的场合，如定位和夹紧等装置。

② 双作用式气缸：双作用式气缸工作时，压缩空气交替地从气缸两端进入并排出，推动活塞往复运动。图8-37为普通单活塞杆双作用气缸示意图，主要用于机械加工机械及包装机械设备。

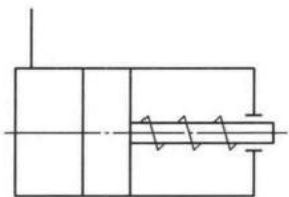


图8-36

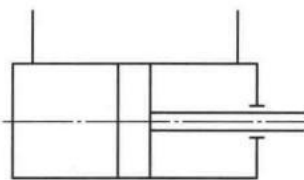


图8-37

(3) 气马达

气马达是用来实现连续回转运动的执行元件，常见的有齿轮式、叶片式、柱塞式等。气马达工作适应性强，可适用于无级调速、起动频繁、经常换向及有过载可能的场合，许多风动工具，如风钻、风动扳手等均装有气马达。

三、气压控制阀

气压控制阀是控制和调整压缩空气的流向、压力和流量的控制元件，可分为方向控制阀、压力控制阀和流量控制阀。

1. 方向控制阀

方向控制阀是用来控制气体流动方向和气流通断的气动控制元件。气动元件中，方向控制阀的种类最为繁多，按其作用特点可以分为单向型控制阀和换向型控制阀(换向阀)。

单向阀是用来控制气流方向，只能单向通过的方向控制阀。单向阀外形、结构及图形符号如图8-38所示。在图8-38中可以看出气体只能从左向右流动，反向时单向阀内的通路则会被阀芯

封闭。在气压传动系统中单向阀一般和其他控制阀并联，只在某一特定方向上起控制作用。

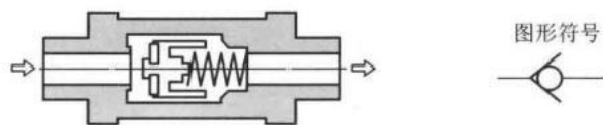


图8-38

换向阀的功能主要是改变气体通道，使气体流动方向发生变化，从而改变气动执行元件的运动方向，它是气压传动系统中最主要的控制元件。换向阀按控制方式分类主要有人力控制、机械控制、气压控制和电磁控制四类。

各种常用的换向阀的图形符号如图8-39所示。

对于换向阀来说，所谓的“位”指的是为了改变流体方向，阀芯相对于阀体所具有的不同工作位置；所谓的“通”是指换向阀与系统相连的接口。

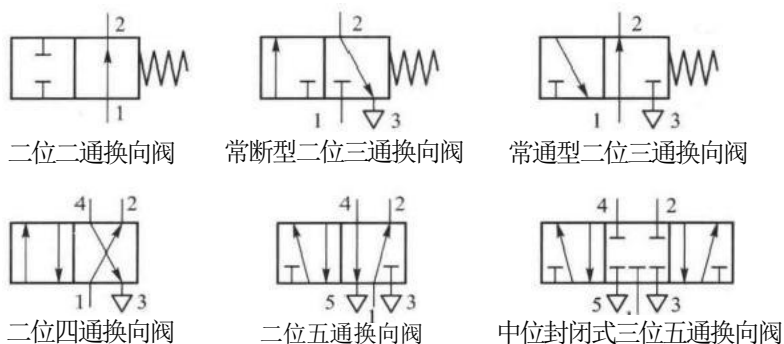


图8-39

2. 压力控制阀

压力控制阀又分为调压阀、顺序阀和安全阀。

(1) 调压阀(减压阀)

在气动传动系统中，一个空压站输出的压缩空气往往要供给多台气动设备使用，它所提供的压缩空气压力应高于每台设备所需的最高压力。调压阀的作用是将较高的输入压力调整到符合设备使用要求的压力，并保持输出压力的稳定。由于输出压力必然小于输入压力，所以调压阀也常被称为减压阀。

根据调压方式调压阀可分为直动式调压阀和先导式减压阀两种。如图8-40所示为一种较为常用的直动式调压阀的结构图。

当顺时针旋紧调节螺钉1时，调压弹簧2被压缩，推动膜片4和阀芯6下移，阀口7开启，减压阀输出口、输入口导通。阀口具有节流作用，气流流经阀口后压力降低。输出气压通过反馈管5作用在膜片上，产生向上的推力。当这个推力和调压弹簧的作用力相平衡时，调压阀就获得了稳定的压力输出。通过旋紧或旋松调节螺钉就可以得到不同大小的阀口，也就得到不同的输出压力。为了调节方便，经常将压力表直接安装在调压阀的出口。

输出压力调定后，若输入压力升高，输出压力也随之相应升高，膜片上移，阀口开度减

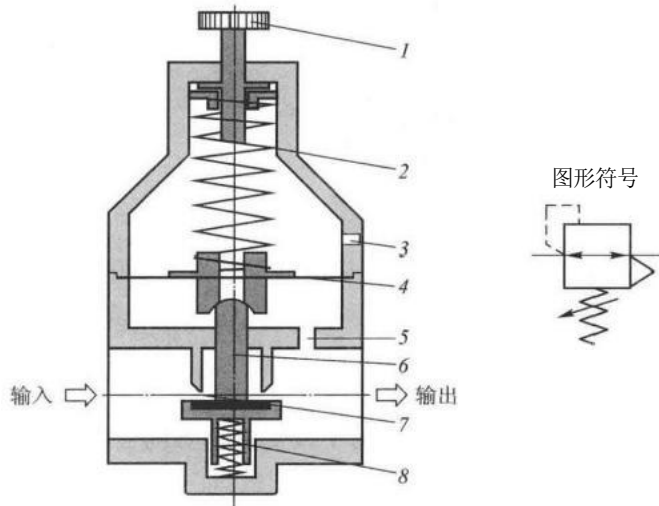


图8-40

小。阀口开度的减小会使气体流过阀口时的节流作用增强，压力损失增大，这样输出压力又会下降至调定值。反之，若输入压力下降，阀口开度则会增大，使输出压力仍能基本保持在调定值上，实现了调压阀的稳定作用。

溢流口3的作用是不管膜片上移或下移，膜片上方的腔体内气体压力始终等于大气压。

(2) 顺序阀

顺序阀是依靠回路中压力的变化来控制执行机构按顺序动作的压力阀。顺序阀常与单向阀组合在一起使用，称为单向顺序阀，是一种最常见的顺序阀。图8-41为单向顺序阀的工作原理图。当压缩空气进入阀左腔7后，作用在活塞3上的气体压力小于作用在活塞的弹簧2的压力时，阀关闭。当作用在活塞上的气体压力大于作用在活塞上的弹簧2的压力时，阀开启，气体从P口流入腔7至A口流出。当切换气源时，阀左腔7压力下降，顺序阀关闭，而气体从A口流入。这时，阀右腔4气压高于阀左腔7，产生压力差。在此压力差的作用下，单向阀被打开（即钢球6克服弹簧作用），气体从A口经阀右腔4流至阀左腔7，而从P口流出。单向顺序阀常用于控制气缸自动顺序或不便安装机控阀的场合。

(3) 安全阀

安全阀在系统中起过载保护作用，当贮气罐或气动回路超过某气压安全调定值时，安全阀打开向外排气。图8-42为安全阀的结构示意图。安全阀也分为直动型和先导型两种。直动型结构简单，常用于贮气罐或管道上。安全阀的工作原理是：当系统的气体压力在调定值以内时，安全阀关闭；而当气体压力超过该调定值时，作用在活塞上的气体压力克服调节弹簧的压力而使活塞开启，则安全阀打开，于是气体从排气孔O排出，直至气体压力降至调定值以下时安全阀重新关闭。调定压力大小与可控口K的外来调定压力的大小有关。

3. 流量控制阀

流量控制阀是通过改变阀的流通面积来实现流量控制的元件。流量控制阀主要是控制流体的流动，以达到改变执行机构运动速度的目的。

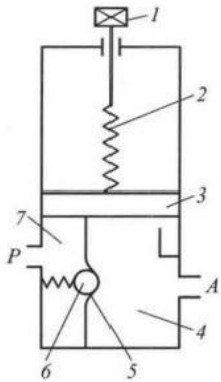


图8-41

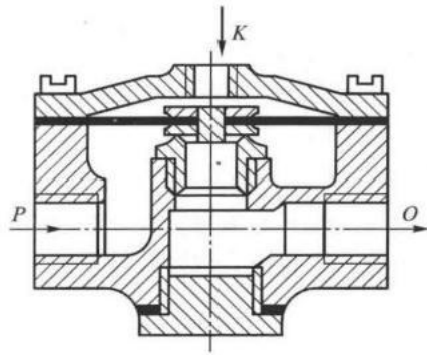


图8-42

§ 8-6 气压传动系统

一、数控铣床气动系统

XK5032 型三轴数控立式升降台铣床上的气动系统主要用于刀具夹紧机构。气动系统原理如图8-43所示。

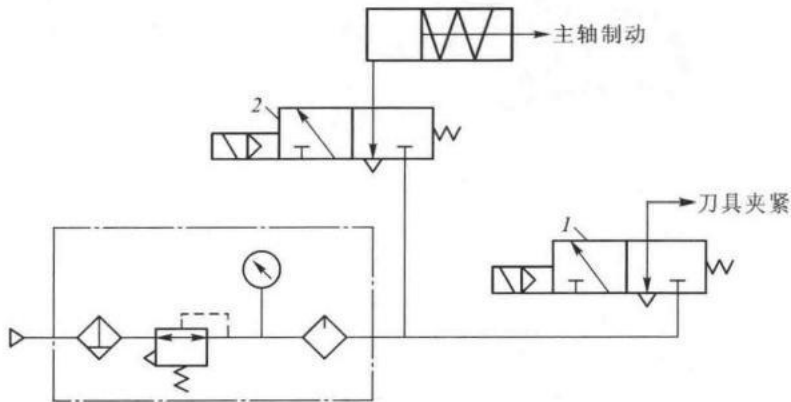


图8-43

该系统气源压力为0.6~0.7MPa，由气动三联件、二位三通电磁阀、气缸等元件组成，完成卸刀、装刀以及主轴制动的工作过程。

1. 卸刀

主轴停止转动后，用手握住刀柄，以防刀柄掉落。按下电磁阀1按钮，接通电磁阀。压缩空气由主轴套筒上部进入气缸，推动活塞及锁紧套筒向下运动，推动刀柄向下运动，与主轴锥

孔分离，完成卸刀动作。

2. 装刀

装刀时，必须先启动电磁阀，然后将刀柄缺口对准主轴端面键，向上推入主轴锥孔，直至碰到锁紧套不能向上为止。后断开电磁阀，锁紧套依靠弹簧的恢复力向上运动，钢球卡入拉钉的凹槽部分将刀柄锁紧。

3. 主轴制动

在装卸刀具时，为避免主轴跟转，机床另有一个先导式电磁阀单独控制。当需要主轴制动时，启动电磁阀，然后用手慢慢转动主轴，使气缸活塞杆插入主轴上端带轮的孔中，使主轴制动。

二、数控加工中心气动换刀系统

图8-44所示为卧式加工中心，气动系统用来完成自动换刀的工作过程。

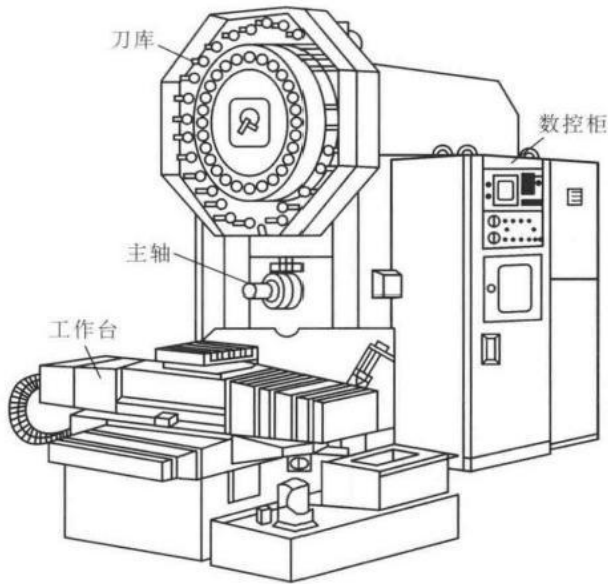
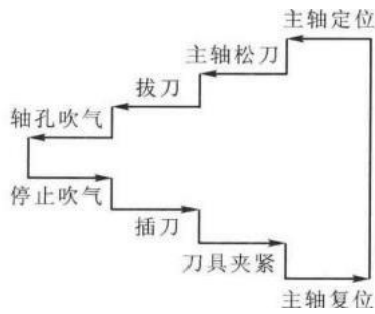


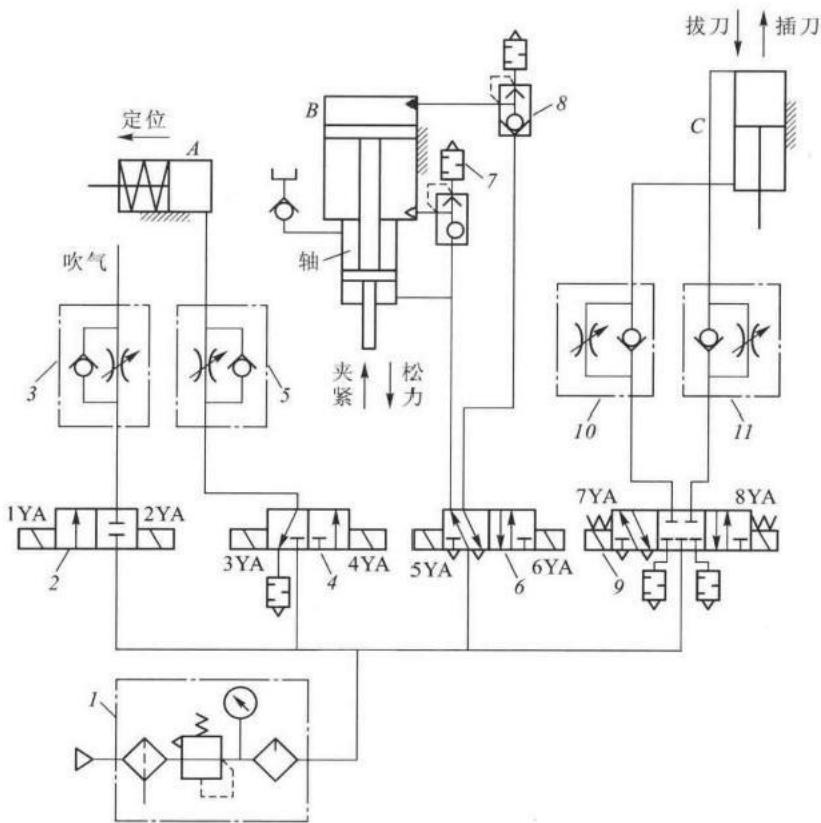
图8-44

刀库3的转位由伺服电动机带动齿轮传动和蜗轮蜗杆传动来实现。气动系统在实现换刀的过程中完成主轴的定位、松刀、拔刀、向主轴锥孔吹气和插刀等动作，其系统图如图8-45所示。

- ① 当数控系统发出换刀指令时，主轴停转，同时电磁阀4YA通电，压缩空气经气动三大件1→换向阀4→单向节流阀5→主轴定位缸A的右腔，缸A活塞左移，使主轴自动定位。
- ② 定位后压下无触点开关，使6YA通电，压缩空气经换向阀6→快速排气阀8→气液增压缸B的上腔→增压缸的活塞伸出，实现主轴松刀。
- ③ 使8YA通电，压缩空气经换向阀9→单向节流阀11→缸C的上腔，活塞下移实现拔刀。
- ④ 回转刀库转位，同时1YA通电，压缩空气经换向阀2过单向节流阀3向主轴锥孔吹



(a)工作循环图



(b)原理图

图8-45

气。1YA 断电，2YA 通电，停止吹气。

⑤ 8YA 断电，7YA 通电，压缩空气经换向阀9 → 单向节流阀10 → 缸C 的下腔，活塞上移，实现插刀。

⑥ 6YA 断电，5YA 通电，压缩空气经换向阀6 → 气液增压缸B 的下腔，活塞上移，主轴的机械机构使刀具夹紧。4YA 断电，3YA 通电，缸A 的活塞在弹簧力的作用下复位，恢复到

状态，换刀结束。

在工作循环中，各电磁阀的电磁铁动作顺序见表8-5。

表8-5 电磁阀的电磁铁动作顺序表

电磁铁 动作	1YA	2YA	3YA	4YA	5YA	6YA	7YA	8YA
主轴定位				+				
主轴松刀				+		+		
拔刀				+		+		+
主轴锥孔吹气	+			+		+		+
吹气停		+		+		+		+
插刀				+		+	+	
刀具夹紧				+	+			
主轴复位			+					

注：“+”表示电磁铁通电；“-”表示电磁铁断电。