

机械传动装置设计手册

上册

卜炎 主编



机械工业出版社

本手册主要为组成机械传动装置的通用零部件的设计计算提供基本结构、主要技术参数及其选择、相关的最新标准、规格与数据,介绍成熟的,可操作的最新设计方法,并附有设计实例。内容包括:传动装置的“心脏”——传动件(机构选型、齿轮传动、蜗杆传动、链传动、摩擦轮传动、带传动、螺旋传动等)的设计;标准减速器和无级变速器的规格与选用;传动装置与原动机或工作机的联接部件(联轴器、离合器、制动器)的规格、类型与选用;传动件支承件(轴、滑动轴承、滚动轴承、箱体等)的设计;联接件(键联接、无键联接、销联接、过盈配合联接、铆接、焊接和粘接等)的设计;传动装置的润滑管路设计、润滑件、密封件及弹簧的设计。

本手册可供设计人员查阅使用,也可供工科院校的有关师生参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械传动装置设计手册 上册/卜炎主编. —北京:机械工业出版社, 1998.12
ISBN 7-111-06455-0

I. 机… II. 卜… III. 机械传动装置-机械设计-手册 IV. TH13-62

中国版本图书馆CIP数据核字(98)第12268号

出版人:马九荣(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)
责任编辑:李骏带 曲彩云 版式设计:冉晓华 责任校对:肖新民
封面设计:方芬 责任印制:路琳
北京机工印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行
1999年4月第1版第1次印刷
787mm×1092mm^{1/16}·62.5印张·插页2·2138千字
0 001—4 000册
定价:98.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

前 言

人类社会即将步入世纪之交,未来几年是人类社会发展史上一个巨大变革的时期。科学技术的飞速发展及其广泛应用是今天也是未来推动经济发展,社会进步的最重要因素。依靠科技进步是振兴机械工业的必由之路。随着可靠性设计、优化设计和计算机辅助设计等现代设计方法在机械设计中的广泛应用;消化引进国际先进技术和新材料、新工艺在产品设计中的推广采用;技术标准向国际标准靠拢,大大提高了我国机械设计和产品的水平。机械传动装置作为机器的重要组成部分,它的设计水平的高低,对整机工作性能的好坏,产品质量的高低,在国内外市场是否具有竞争力起着关键的作用。为适应目前新的形势,更好地为机械设计服务,我们组织了全国几十位长期从事机械产品开发或研究工作的专家,在全面总结近年来我国在机械传动装置研究开发所取得的成果和经验的基础上,编写了《机械传动装置设计手册》,以满足广大机械工程技术人员的迫切需要。

本手册共 30 章,分上、下册出版。内容包括:传动装置的“心脏”——传动件(机构选型、齿轮传动、蜗杆传动、链传动、摩擦轮传动、带传动、螺旋传动等)的设计;标准减速器和无级变速器的规格与选用;传动装置与原动机或工作机的联接部件(联轴器、离合器、制动器)的规格、类型与选用;传动件支承件(轴、滑动轴承、滚动轴承、箱体等)的设计;联接件(键联接、无键联接、销联接、过盈配合联接、铆接、焊接和粘接等)的设计;传动装置的润滑管路设计、润滑件、密封件及弹簧的设计。

本手册主要为组成机械传动装置的通用零部件的设计计算提供基本结构、主要技术参数及其选择、相关的最新标准、规格与数据,介绍成熟的、可操作的最新设计方法,并附有设计实例。

编写本手册的原则是:开门见山,直接为设计提供方法、参数和数据,对技术发展史、公式的推导或证明等内容一律不作介绍。每一部分的内容做到系统完整、数据准确可靠、实用便查、信息量大。

参加本手册编写的有卜炎(第 12 章)、张宝兴(第 1 章)、刘广盛、钱寿铨、钱逸秋(第 2、3、4、5 章)、张明路(第 6、11 章)、刘冰清(第 7、9 章)、李春书(第 8 章)、来新民(第 10、23 章)、张军(第 12、15、28 章)、范顺成(第 13、14 章)、李洪来(第 16、18、19、20、21、22 章)、卞学良(第 17、27 章)、刘宝华(第 24、25 章)、孙立新(第 26 章)、石秋荣(第 29 章)、高铁红(第 30 章)、康凤兴、彭浪、唐保国、刘军、黄林(附录)。卜炎任主编。康凤兴、范顺成、钱寿铨任副主编。参加审稿工作的有刘金芬、孙小梅、黄长清、徐东求、刘英勇、李建军、敬奇、杨光耀、钟丹华、朱剑平、王国光、陈媛等。

由于编者水平有限,编写时间仓促,调查研究工作也不够全面,手册中难免有不足和不当之处,恳请广大读者指正。

主 编
1997 年 12 月

目 录

前言

第 1 章 机构选型

1 匀速转动机构	1
1.1 定传动比匀速转动机构	1
1.2 可调传动比匀速转动机构	8
2 非匀速转动机构	14
2.1 非圆齿轮机构	14
2.2 四杆机构	16
2.3 组合机构	18
2.4 空间机构	19
3 往复运动机构	20
3.1 铰链四杆往复运动机构	20
3.2 带移动副的四杆往复运动机构	22
3.3 六杆往复运动机构	25
3.4 齿轮型往复运动机构	28
3.5 凸轮型往复运动机构	29
3.6 组合型往复运动机构	33
4 间歇运动机构	34
4.1 间歇转动机构	34
4.2 间歇摆动机构	41
4.3 间歇移动机构	43
4.4 有瞬时停歇的间歇传动机构	46
5 换向机构	47
5.1 齿轮型换向机构	47
5.2 用棘爪反向的换向机构	49
5.3 摩擦换向机构	49
5.4 带传动换向机构	50
5.5 自动换向机构	50
6 差动机构	52
6.1 螺旋副组成的差动机构	52
6.2 由差动轮系组成的差动机构	54
6.3 差动连杆机构	56
6.4 其他型式差动机构	56
7 实现预期轨迹的机构	58
7.1 直线导向机构	58
7.2 绘制特殊曲线的机构	63
7.3 机械加工非圆机构	69
7.4 实现工艺轨迹机构	71

第 2 章 渐开线圆柱齿轮传动

1 渐开线圆柱齿轮基本齿廓和模数系 列	76
2 渐开线圆柱齿轮传动几何计算	77
2.1 外啮合标准圆柱齿轮传动几何计算	77
2.2 外啮合变位圆柱齿轮传动几何计算	81
2.3 内啮合标准圆柱齿轮传动几何计算	85
2.4 内啮合变位圆柱齿轮传动几何计算	87
3 变位系数的选择	100
3.1 外啮合齿轮变位系数的选择	100
3.2 内啮合齿轮变位系数的选择原则	105
4 齿厚测量尺寸的计算	105
5 渐开线函数	153
6 传动的设计计算	168
6.1 主要参数选择	168
6.2 作用力分析	169
6.3 设计计算方法的选择	170
6.4 传动尺寸的估算	171
6.5 齿面接触疲劳强度与齿根抗弯疲劳 强度校核计算	171
6.6 轮齿静强度校核	194
6.7 齿面接触疲劳强度和齿根抗弯疲劳 强度的简化校核计算	194
6.8 胶合承载能力校核计算	202
7 齿轮材料及热处理	206
8 齿轮结构	209
9 渐开线圆柱齿轮精度	214
9.1 精度等级	214
9.2 齿轮各项公差的分组	214
9.3 精度等级的选择	214
9.4 齿坯要求	215
9.5 齿轮副的侧隙	216
9.6 推荐检验项目	216
9.7 齿轮精度的图样标注	217
9.8 公差及偏差值表	218
10 渐开线圆柱齿轮零件工作图 示例	231

第3章 圆弧圆柱齿轮传动

1	圆弧齿轮的基本齿廓和模数系列	251
2	圆弧齿轮几何尺寸计算	253
3	圆弧齿轮测量尺寸的计算	254
4	基本参数的选择	256
4.1	齿数 z_1 和模数 m_n	256
4.2	螺旋角 β	256
4.3	重合度 ϵ_β	256
4.4	齿宽系数 ψ_d 、 ψ_n	256
5	圆弧齿轮传动的强度计算	257
5.1	强度计算公式	257
5.2	有关数据及参数	258
6	圆弧圆柱齿轮精度	264
6.1	精度等级	264
6.2	齿坯要求	265
6.3	推荐的检验项目与公差	265
6.4	侧隙	266
6.5	圆弧齿轮精度的图样标注	266
6.6	圆弧齿轮精度数值表	266
6.7	圆弧齿轮公差关系与计算式	270

第4章 锥齿轮、准双曲面齿轮传动

1	锥齿轮传动的分类	277
2	锥齿轮的基准齿制和模数系列	279
3	锥齿轮、准双曲面齿轮传动的几何计算	280
3.1	直齿锥齿轮传动的几何计算	280
3.2	斜齿锥齿轮传动的几何计算	284
3.3	弧齿锥齿轮传动的几何计算	285
3.4	零度锥齿轮传动的几何计算	292
3.5	奥利康锥齿轮传动的几何计算	294
3.6	克林根贝尔格锥齿轮传动的几何计算	301
3.7	弧齿准双曲面齿轮传动的几何计算	305
4	传动的设计计算	313
4.1	作用力分析	313
4.2	传动尺寸的初步估算	315
4.3	齿面接触疲劳强度与齿根抗弯疲劳强度校核计算的一般方法	316
4.4	齿面接触疲劳强度与齿根抗弯疲劳强度校核的简化计算方法	323
4.5	锥齿轮传动胶合承载能力校核计算	325
5	锥齿轮结构	337
6	锥齿轮精度	339

6.1	精度等级	340
6.2	齿坯要求	340
6.3	齿轮的检验与公差	341
6.4	齿轮副的检验与公差	341
6.5	齿轮副侧隙	342
6.6	齿轮精度的图样标注	342
6.7	锥齿轮公差数值表	343
6.8	极限偏差及公差与齿轮几何参数的关系式	358
6.9	应用示例	359
7	锥齿轮零件工作图及示例	360

第5章 蜗杆传动

1	分类及特点	364
2	普通圆柱蜗杆传动	367
2.1	基本齿廓和传动的基本参数	367
2.2	几何尺寸计算	379
3	圆弧圆柱蜗杆传动	381
3.1	基本齿廓和传动的基本参数	381
3.2	几何尺寸计算	389
4	圆柱蜗杆传动的承载能力计算	390
4.1	作用力分析和齿面滑动速度	390
4.2	普通圆柱蜗杆传动的承载能力计算	391
4.3	圆弧圆柱蜗杆传动的承载能力计算	396
4.4	蜗杆、蜗轮的结构	398
4.5	提高普通圆柱蜗杆传动承载能力的措施	399
5	圆柱蜗杆、蜗轮精度	399
5.1	精度等级	400
5.2	齿坯要求	400
5.3	蜗杆、蜗轮的检验与公差	401
5.4	蜗杆传动的检验	401
5.5	蜗杆传动的侧隙	402
5.6	蜗杆、蜗轮精度的图样标注	402
5.7	公差数值表	403
5.8	极限偏差和公差间的相关关系式及其与几何参数的关系式	413
5.9	应用示例	415
6	环面蜗杆传动	424
6.1	几何尺寸计算和参数选择	424
6.2	承载能力计算	432
6.3	直廓环面蜗杆传动(TSL型)的公差	433
6.4	平面二次包络环面蜗杆传动的公差	435

第6章 行星齿轮传动

1 渐开线行星齿轮传动	446
1.1 类型、特点和传动比计算	446
1.2 主要参数的选择	448
1.3 受力分析和强度计算	462
1.4 均载机构的设计	464
1.5 太阳轮、行星轮和行星架的结构设计	472
1.6 设计计算实例	474
2 渐开线少齿差行星齿轮传动	479
2.1 类型、特点和传动比计算	479
2.2 参数选择	485
2.3 几何计算	507
2.4 强度计算	513
2.5 典型零件的技术要求、材料选择及热处理方法	515
3 摆线针轮行星齿轮传动	517
3.1 基本术语、特点和传动比计算	517
3.2 啮合原理简介	517
3.3 几何计算	521
3.4 作用力分析和强度计算	523
3.5 技术要求	526
3.6 设计计算实例	529
3.7 典型零件的工作图	529
4 谐波齿轮行星传动	533
4.1 基本术语和特点	533
4.2 结构类型及其传动比计算	534
4.3 柔轮与波发生器的结构型式选择	539
4.4 几何计算	545
4.5 强度计算	549
4.6 设计计算实例	553

第7章 链传动

1 传动链的类型、特点和应用	558
2 滚子链传动	559
2.1 滚子链的基本参数和尺寸	559
2.2 设计计算	560
2.3 滚子链链轮	566
3 齿形链传动	573
3.1 啮合形式	573
3.2 外侧啮合齿形链的分类	574
3.3 齿形链的基本参数与尺寸	575
3.4 传动设计与计算	577

3.5 齿形链链轮	578
4 链传动的布置、张紧与维护	581
4.1 链传动的布置	581
4.2 链传动的张紧	582
4.3 滚子链传动的故障与维修	584

第8章 带传动

1 摩擦学设计	586
1.1 传动能力	586
1.2 弹性滑动和打滑	586
2 强度计算	586
2.1 应力分析	586
2.2 失效形式	587
2.3 设计准则	587
2.4 强度计算公式	587
2.5 效率	587
3 分类和传动形式	587
3.1 分类	587
3.2 传动形式	587
4 平带传动	589
4.1 普通平带传动	589
4.2 聚酰胺片基平带传动	596
5 普通V带传动	598
5.1 带的规格与尺寸	598
5.2 传动设计与计算	600
6 窄V带、联组V带传动	606
6.1 带的规格与尺寸	606
6.2 传动设计与计算	608
7 同步带传动	618
7.1 带的规格与尺寸	618
7.2 传动设计与计算	626
8 多楔带传动	655
8.1 带的规格与尺寸	655
8.2 传动设计与计算	656
9 高速平带传动	663
9.1 带的规格与尺寸	663
9.2 传动设计与计算	664
10 带轮	665
10.1 设计要求	665
10.2 材料	665
10.3 结构	665
11 带传动的张紧	696
11.1 张紧方法	696
11.2 初拉力的控制	697

12 带传动的禁忌	700
13 V带传动的优化设计	701
13.1 目标函数	701
13.2 约束条件	701

第9章 摩擦轮传动

1 摩擦轮传动的类型与摩擦轮材料	703
1.1 基本型式	703
1.2 失效形式	704
1.3 摩擦轮材料	704
2 设计计算	705
2.1 定传动比摩擦轮传动的设计计算	705
2.2 变传动比摩擦轮传动的设计计算	707

第10章 螺旋传动

1 螺旋传动的种类	708
2 滑动螺旋传动	708
2.1 滑动螺旋副的螺纹	708
2.2 螺旋副的材料与许用应力	721
2.3 设计计算	722
3 滚动螺旋传动	724
3.1 结构形式	724
3.2 尺寸系列	727
3.3 设计计算	736
4 静压螺旋传动	737
4.1 工作原理	737
4.2 油腔	738
4.3 设计计算	738

第11章 减速器与变速器

1 减速器的结构型式和传动比	739
1.1 结构型式、分类与特点	739
1.2 圆柱齿轮减速器的传动比	741
1.3 减速器的结构尺寸	741
2 标准圆柱齿轮减速器	752
2.1 硬齿面圆柱齿轮减速器	752
2.2 中硬齿面圆柱齿轮减速器	769
2.3 圆弧圆柱齿轮减速器	772
3 圆柱蜗杆减速器	825
3.1 普通圆柱蜗杆减速器	825
3.2 圆弧圆柱蜗杆减速器	829
4 行星减速器	842
4.1 NGW型行星减速器	842
4.2 立式减速器	876

4.3 NGW-S型行星减速器	887
5 摆线针轮减速器	904
5.1 分类与代号	904
5.2 许用输入功率和输出转矩	905
5.3 外形与安装尺寸	908
5.4 选用	913
6 齿轮变速器	914
6.1 变速方式及特点	914
6.2 运动设计	915
6.3 结构设计	924
7 机械无级变速器	932
7.1 组成与类型	932
7.2 选用	935
7.3 多盘式无级变速器	936
7.4 菱锥式无级变速器	948
7.5 行星锥式无级变速器	950
7.6 锥盘环盘式无级变速器	953
7.7 带式无级变速器	962
7.8 齿链式无级变速器	963

第12章 传动装置箱体

1 概述	975
2 设计要求	975
2.1 强度和刚度	975
2.2 尺寸稳定性	975
2.3 密封性	975
2.4 工艺性	975
2.5 造型	975
3 结构设计	975
3.1 截面形状	975
3.2 壁厚	975
3.3 轴承座孔	976
3.4 联接固定	976
3.5 润滑与密封	978
4 结构工艺性	979
4.1 箱壁上孔的设计	979
4.2 箱壁的联接和相交	979
4.3 结构斜度	982
4.4 铸造工艺性	982
4.5 切削加工工艺性	984
5 箱体的刚度计算	986
5.1 用有限元法计算	986
5.2 简化计算	986
6 常用材料及热处理	989

第1章 机构选型

进行新产品设计时，首先根据生产工艺要求选定工作机构类型，即所谓机构选型。机构的选型原则如下：

- 1) 执行工作的从动件应能满足生产工艺提出的运动形式、运动规律、功能范围和运动性能等诸方面的具体要求；
- 2) 结构要简单，尺寸大小要适度，在整体布置上占有空间小，布局紧凑；
- 3) 制造加工容易；
- 4) 维修拆装方便，工作中稳定可靠，使用安全，具有足够的寿命；
- 5) 应与动力机的运动方式，功率、转矩及其载荷特性能够相互匹配协调，与其他相邻机构的衔接正常，传递运动和力可靠，不能发生运动干涉；
- 6) 具有较高的生产率和经济效益。

1 匀速转动机构

根据传动比是否可调，该机构分为两类，一类是定传动比匀速转动机构，另一类是可调传动比匀速转动机构。

1.1 定传动比匀速转动机构

1.1.1 摩擦传动机构

1) 摩擦轮机构 图 1-1a 所示，为一最简单的摩擦轮传动装置，它由两个光面圆柱摩擦轮 1、2 组成。驱动从动轮所需的工作圆周力 F 应小于两摩擦轮接触处所能产生的最大摩擦力，即 $F \leq \mu F_Q$ ， μ 为摩擦系数， F_Q 为外加推力。为使工作可靠，常取 $KF \leq \mu F_Q$ (K 为可靠性系数)，在一般动力传动中，取 $K=1.25 \sim 1.67$ ；在仪表中取 $K=3$ 。

摩擦轮传动按摩擦轮结构形式可分为：圆柱平摩擦轮传动（图 1-1a）、圆柱槽摩擦轮传动（图 1-1b）和圆锥摩擦轮传动（图 1-1c）三种。摩擦轮机构传递功率的范围，约可为 $0 \sim 300\text{kW}$ ，但一般不超过 20kW ；传动比可达 7；圆周速度可由很低到 25m/s 。

摩擦轮机构的优点是：结构简单、传动平稳、无噪声、有过载保护功能；缺点是：体积大、不能严格保证传动比、轴承上受载较大、效率低、寿命短。

摩擦轮机构可用于两平行轴和两相交轴之间的运动传递，常用在锻压设备、起重设备、机床和各式仪器中。

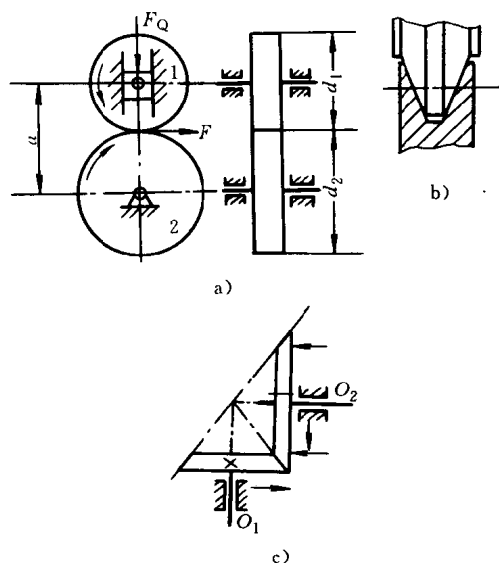


图 1-1 摩擦轮机构

2) 带传动机构 图 1-2 所示为其运动简图，它由主、从动带轮 1、2 和带 3 组成。带传动的优点是：能缓和载荷冲击、运行平稳无噪声、制造安装简单、有过载自我保护功能、中心距范围大。缺点是：效率低、不能保持准确传动比、传递同样大的功率，其轮廓尺寸大于啮合传动机构、带的寿命较短。

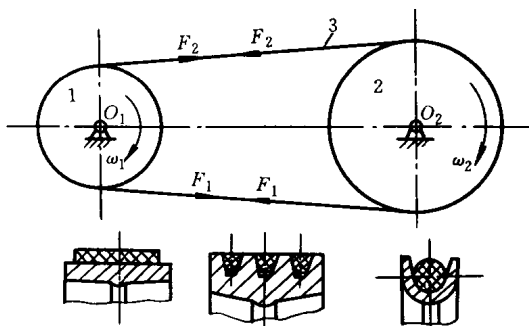


图 1-2 带传动机构

常用带传动类型有：平带传动、V 带传动和圆带传

动三种,其中以V带传动应用最多。

3) 带式摩擦行星传动机构 图 1-3 所示,带轮 2 空套在固定轴 I 上,带轮 3 与轴 I 固联,带轮 4、4' 可绕自身轴线转动,并随同轮 2 绕固定轴 I 作公转,故称其为行星带轮。主动轮 1 作匀速转动时,通过带传动驱使带轮 4、4' 作既有自转又有公转的行星运动。

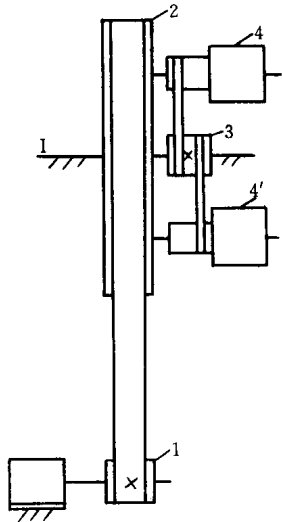


图 1-3 带式摩擦行星传动机构

行星带轮的转速可按下式计算

$$n'_4 = n_4 = n_1 \left(\frac{r_1}{r_2} \right) \left(1 - \frac{r_3}{r_4} \right)$$

式中 r_1 、 r_2 、 r_3 、 r_4 ——各带轮之半径。这种机构可用于抛光滚筒。

1.1.2 啮合传动机构

1) 齿轮传动机构 常用的有圆柱齿轮机构、圆锥齿轮机构和螺旋齿轮机构,如图 1-4a、b、c 所示。这类机构可传递的载荷和速度范围大、传动比恒定、适应性强、工作可靠、效率高、寿命长、外廓尺寸小,广泛用于平行轴、相交轴和相错轴间的运动和动力传递。

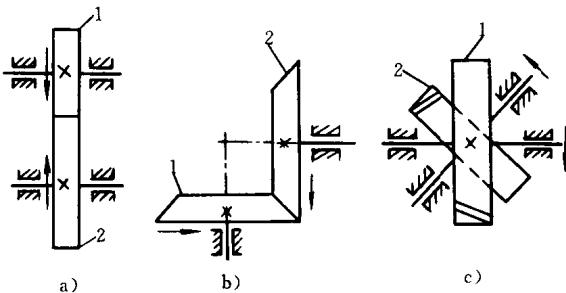


图 1-4 齿轮传动机构

1—主动轮 2—从动轮

2) 蜗杆传动机构 常用的有圆柱蜗杆传动机构和环面蜗杆传动机构,如图 1-5a、b 所示。蜗杆传动的特点是:传动平稳无噪声、结构紧凑、传动比大。当设计时,使蜗杆的螺旋升角小于摩擦角,则可做成自锁蜗杆传动机构(即蜗轮不能驱动蜗杆)。该机构在工作过程中,反行程自锁可起安全保护作用,故常用作起重设备等的传动机构。蜗杆传动机构的缺点是:效率较低,自锁蜗杆传动的效率很低,另蜗轮齿圈的材料常需铜合金制做,成本高。

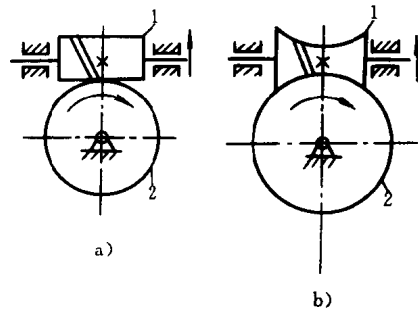


图 1-5 蜗杆传动机构

1—蜗杆、2—蜗轮

蜗杆传动机构广泛用作减速装置,市场上有蜗杆传动减速器系列产品出售。蜗杆传动亦可用作分度传动装置,如齿轮加工机床工作台分度传动机构。

3) 同步带传动机构 图 1-6 所示为其运动简图。带的工作面制成齿形,带轮的轮缘表面也制成相应齿形,带与带轮间是靠啮合进行传动的。同步带的强力层承受载荷,以保持带节线长度不变。带与带轮之间无相对滑动,故传动比恒定。

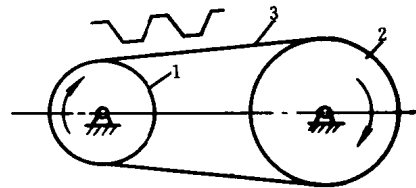


图 1-6 同步带传动机构

1—主动带轮 2—从动带轮 3—带

同步带传动机构具有带传动和齿轮传动的优点,故广泛用于各种机械中作传动机构。

4) 链传动机构 图 1-7 所示为其运动简图。它主要由主、从动链轮 1、2 和链 3 组成,类属啮合传动。按照工作性质的不同,链有:传动链,它主要用于动力传动;起重链,它主要用于提升物料;曳引链,它主要用于移送物料。

链传动机构的主要特点是:轴间距离范围大、平均传动比为常数、对恶劣环境有较强的适应性、工作可

靠、轴上载荷较小等。故其广泛用于农业、采矿、冶金、起重、运输等各种机械中作传动机构。

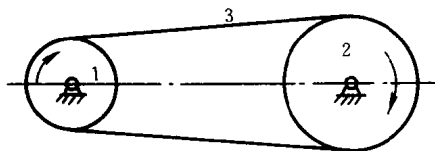


图 1-7 链传动机构

5) 定轴轮系机构 两个以上齿轮组成的系统, 运转时各齿轮的几何轴线位置均不变, 称此系统为定轴

轮系机构, 如图 1-8a、b 所示。它广泛用于各种机械中作减速、增速机构(市场上有标准齿轮减速器出售), 或作分路传动机构。

图 1-8a 所示为一三级齿轮减速器所采用的定轴轮系。图 1-8b 所示为 Y38 滚齿机用以实现分路传动所采用的定轴轮系, 主动轴 I 的运动, 一路经齿轮 1、2, 差速器 Q, 再经齿轮 e、f、a、b、c、d 传至蜗杆带动蜗轮使工作台转动(即被加工齿坯转动); 另一路经齿轮 3、4、5、6、7、8、9、10 带动滚刀转动, 实现滚刀与齿坯间的对滚运动。轮齿的配比要保证刀具和齿坯之间所需的准确对滚关系。

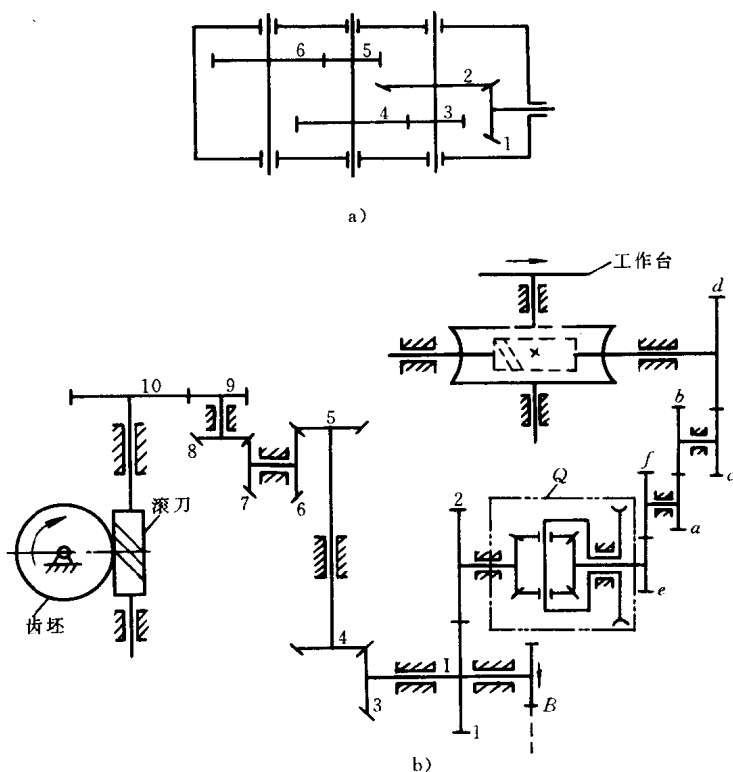


图 1-8 定轴轮系机构

6) 有缺口齿轮传动机构 图 1-9 所示, 主动齿轮 1 经齿轮 2、4 将运动传至从动齿轮 3。因功能需要, 从动齿轮 3 上开有一宽度为 b 的缺口, 为保证从动齿轮 3 能作整周转动, 机构尺寸应满足下列条件:

① 正确安装条件

$$\alpha(z_3 - z_4) + \gamma(z_4 - z_1) + \beta(z_3 - z_2) + \delta(z_2 - z_1) = 2\pi K$$

式中 α 、 γ 、 β 、 δ ——各齿轮中心线的夹角;

z_1 、 z_2 、 z_3 、 z_4 ——各齿轮齿数;

K ——整数。

② 槽宽 b 所对的中心角 θ 应小于 $\alpha + \gamma$ 。

③ 齿轮中心距

$$a_{13} > \frac{d_{a1} + d_{a3}}{2}; a_{24} > \frac{d_{a2} + d_{a4}}{2}$$

式中 d_{a1} 、 d_{a2} 、 d_{a3} 、 d_{a4} ——各齿轮齿顶圆直径。

该机构常用于石油钻井旋扣器和其他一些机械中。

7) 差动轮系机构 图 1-10a 所示, 差动轮系由太阳轮 1、3、行星轮 2 和系杆(转臂) H 组成。根据太阳轮数目不同, 常用的差动轮系类型有 2K-H 型(图 1-

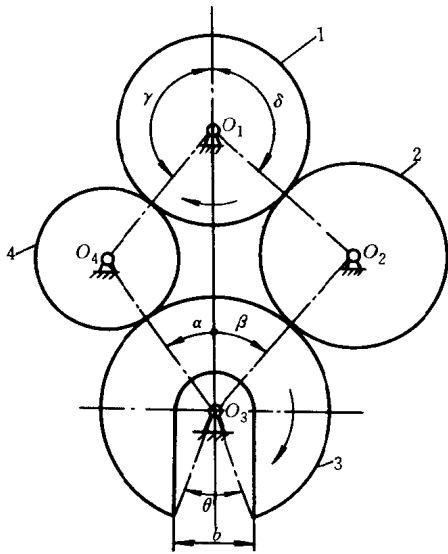


图 1-9 有缺口齿轮传动机构

10a、b) 和 3K 型 (图 1-10c)。差动轮系的自由度为 2, 即需有两个原动件机构的运动才确定。它的传动比不仅与齿轮齿数有关, 还与各齿轮的转速和转向有关。当给该机构一公共转速为系杆的负转速 “ $-n_H$ ” 时, 系杆 H 变为固定构件, 差动轮系转化为定轴轮系, 称后者为前者的转化机构, 其传动比计算与定轴轮系同

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1} \quad (\text{图 1-10a})$$

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2} \quad (\text{图 1-10b})$$

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$

$$i_{14}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_4 - n_H} = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z'_2} \quad (\text{图 1-10c})$$

式中 i_{13}^H, i_{14}^H —— 转化机构传动比;

n_1, n_3, n_4, n_H —— 齿轮 1、3、4 和系杆 H 的转速;

z_1, z_2, z_3, z'_2, z_4 —— 齿轮齿数。

差动轮系机构能将一个运动分解成两个运动, 亦可将两个运动合成为一个运动。

图 1-10d 所示为汽车驱动后轮用的差动机构, 在汽车转弯时, 它能将发动机输入的转速分解为两后轮的两个不同转速。图 1-10e 所示, 为测转速差的同步转速仪机构, 其差动机构能将两涡轮机的输入运动合成为指针 P 的运动, 以判断两涡轮机是否同步。

8) 行星轮系机构 图 1-11 所示, 该机构有一固定太阳轮, 自由度等于 1, 其传动比计算方法与差动轮系同。因有一个太阳轮固定, 传动比计算公式可简化为

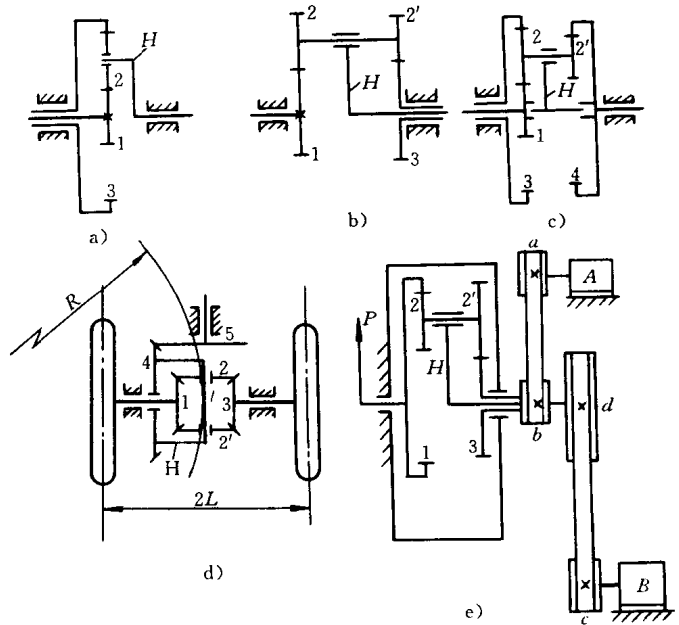


图 1-10 差动轮系机构

$$i_{1H}^H = 1 - i_{1K}^H$$

式中角标 K 代表固定太阳轮。当转化机构传动比 $i_{1K}^H < 0$ 时, 称负号机构。此时, 行星轮系的传动比大于转化机构的传动比, 齿轮 1 为主动件时, 可作减速器用, 系杆 H 为主动件时, 可作增速器用, 齿轮 1 和系杆 H 的转向相同。当 $i_{1K}^H > 0$ 时, 称正号机构。该机构的传动比可以是正值 ($1 > i_{1K}^H > 0$), 也可以是负值 ($i_{1K}^H > 1$), 即齿轮 1 和系杆的转向可以相同, 也可以相反。当 i_{1K}^H 近于 1 时, 可获得很大传动比。图 1-11 所示轮系为正号机构, 如选各轮齿数为: $z_2 = z'_2, z_3 = z_1 + 1$, 则可求得传动比 $i_{H1} = -z_1$ 。此机构可作机床的示数机构。但应注意, 随着增速比的增大效率降低, 当降至一定程度时, 将产生自锁, 故正号机构一般不用于作增速机构, 而用于传递运动或传力很小的场合。

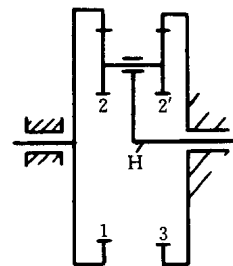


图 1-11 行星轮系机构

由行星轮系组成的行星减速器市场有售, 可选用。

9) 3K 型行星减速机构 图 1-12 所示, 为车床电动三爪卡盘采用的 3K 型行星减速装置。电动机带动

太阳轮 1 转动, 经系杆 H, 行星齿轮 2、2', 固定太阳轮 3 和从动轮 4 的啮合传动而驱使齿轮 4 转动, 从而使齿轮 4 右端的阿基米德螺旋槽转动, 驱使三个卡爪作径向移动以夹紧或放松工件。

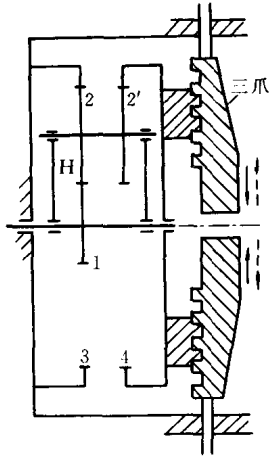


图 1-12 3K 型行星减速机构

当 $z_1=6, z_2=z'_2=25, z_3=57, z_4=56$ 时, 其传动比为

$$i_{14} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) / \left(1 - \frac{z'_2 z_3}{z_4 z_2}\right) = -588$$

负号表示齿轮 1 与 4 的转向相反。该轮系结构紧凑、体积小、传动比大, 常用于中小功率传动、或机械的控制装置。

10) 复合轮系机构 由定轴轮系和周转轮系(差动轮系与行星轮系的统称)或由几个周转轮系组成的轮系称复合轮系。如图 1-13a、b 所示。

图 1-13a 是某涡轮螺旋桨发动机主减速器采用的复合轮系。它由右侧差动轮系 (z_1, z_2, z_3, H) 和左侧定轴轮系 (z_4, z_5, z_6) 组成。差动轮系中的行星轮 2 有 4 个, 定轴轮系中的过轮 5 有 6 个, 均为均布(图中均画出 1 个)。动力由轮 1 输入, 分两路输往螺旋桨。该机构的结构尺寸小, 传递的功率达 2850kW, 减速比 $i_{1H}=11.45$ 。

图 1-13b 是用于大传动比的复合轮系, 它由行星轮系 (z_1, z_2, z_3, z_4, H) 和差动轮系 (z_5, z_6, z_7, z_8, H) 组成。适当地选配各轮齿数, 可获得结构紧凑的大传动比机构。例如, $z_1=z_5=32, z_4=z_8=50, z_7=z_3=20, z_6=80, z_2=81$, 则传动比为

$$i_{81} = \frac{n_8}{n_1} = \frac{1 - \frac{z_2}{z_6}}{1 - \frac{z_2 z_8}{z_1 z_7}} \approx \frac{1}{426}$$

复合轮系多数用于减速器和变速器。

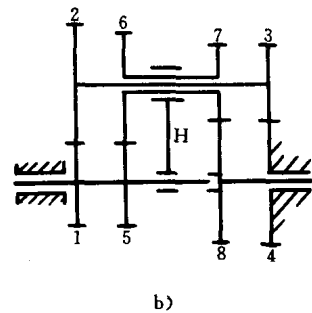
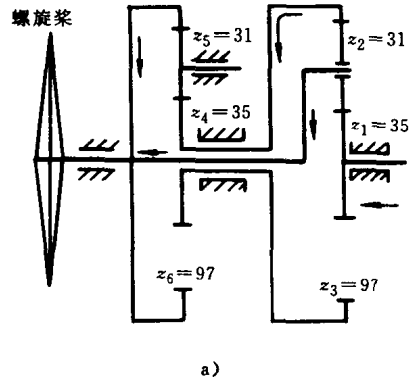


图 1-13 复合轮系机构

11) 少齿差行星减速机构 图 1-14 所示, 它由固定太阳轮 2、行星轮 1、系杆 H 和输出轴 V 组成, 亦称 K-H-V 型行星轮系。一般以系杆 H 为主动件, 驱动行星轮 1 与固定太阳轮 2 啮合。行星轮 1 的运动经传动比等于 1 的 W 机构(图中所示为双盘销轴式)输出, 带动输出轴 V 匀速转动, 传动比为

$$i_{H1} = \frac{n_H}{n_1} = \frac{-z_1}{z_2 - z_1}$$

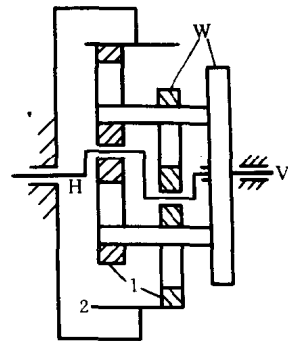


图 1-14 少齿差行星减速机构

$z_2 - z_1$ 齿数差如选得很小(常用的齿数差为 1~4) 则可获得较大传动比, 当 $z_2 - z_1 = 1$, 即称“一齿差”, 其传动比 $i_{H1} = -z_1$ (负号表示主、从动件转向相反), 且

结构紧凑。

轮 1、2 的齿廓曲线可为渐开线，亦可为摆线和针齿，前者制做成的减速器称渐开线少齿差行星减速器，后者制做成的减速器称摆线针轮减速器，两者均有专业厂进行系列化产品生产，可选用。这类机构主轴的转速可达到 1500~1800r/min，摆线针轮减速器效率较高，功率范围也较大。

12) 谐波齿轮传动机构 图 1-15 所示，为双波发生器谐波齿轮传动机构。它由双波发生器 H、刚轮 2 和柔轮 1 组成。刚轮是一个刚性内齿轮，柔轮是一个易变形的的外齿圈，两轮的齿数不等。常用的谐波齿轮传动齿数差 ($z_2 - z_1$) 等于波数。波发生器由一个转臂和几个滚轮 (滚轮数等于波数) 组成。三个基本构件中的任何一个都可作为主动件。其余两个之一或为从动件或为固定件。

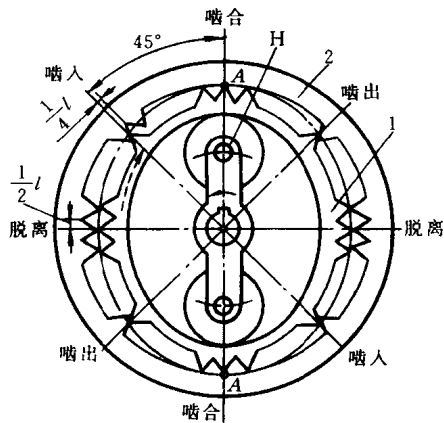


图 1-15 谐波齿轮传动机构

图示机构设 2 轮固定，1 轮从动，H 为主动件。发生器两端的滚轮迫使柔轮产生弹性变形而成椭圆形状，椭圆长轴两端柔轮的轮齿插进刚轮的齿槽中相互啮合，短轴两端两轮轮齿脱离啮合，其余各处两轮的轮齿则处于啮入或啮出状态。当 H 转动时，将轮 1 的轮齿依次压入轮 2 齿间，使 1、2 轮间产生相对转动。

该机构传动比为：

刚轮 2 固定，波发生器 H 主动，柔轮 1 从动

$$i_{H1} = \frac{n_H}{n_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}$$

柔轮 1 固定，波发生器 H 主动，刚轮 2 从动

$$i_{H2} = \frac{n_H}{n_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}$$

波发生器 H 固定，柔轮 1 (或刚轮 2) 主动，刚轮 2 (或柔轮 1) 从动

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \text{ (或 } i_{21} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} \text{)}$$

谐波齿轮传动的特点是：传动比大、传动平稳、结构简单、效率高、体积小、重量轻。谐波齿轮传动减速器已有专业厂进行系列化产品生产，可选用。

1.1.3 连杆传动机构

1) 平行四边形机构 图 1-16a 所示，主动连架杆 AB 以 ω_1 等速转动时，通过连杆 BC 驱使从动连架杆 DC 以 ω_3 等速转动，其传动比 $i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = 1$ ，连杆 BC 作平动。

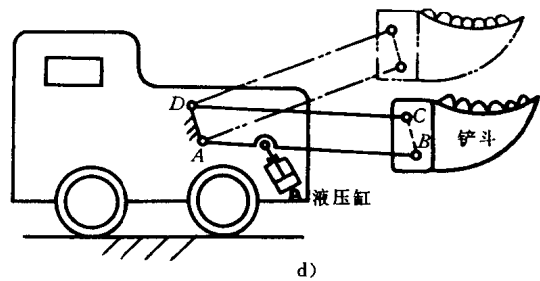
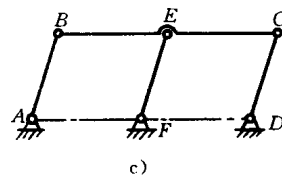
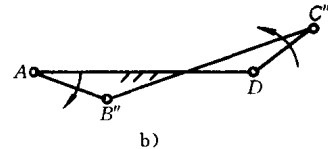
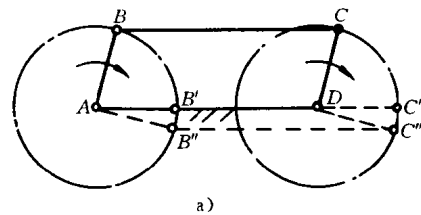


图 1-16 平行四边形机构

当主动件转至与机架重合时，四杆重合成一条线，在此位置从动件 C 点的运动将不确定，可能出现两种情况，一是从动件 3 与主动件 1 仍保持同向等速转动；二是从动件 3 作反向非等速转动，如图 1-16b 所示。实际使用时，应防止后一种现象的出现，常采用的措施有：在从动件 3 上附加质量，借助惯性导向；亦有装辅助曲柄的，如图 1-16c 所示 EF 构件。

平行四边形机构应用很广，图 1-16d 所示为应用于挖土机的平行四边形机构，主要利用连杆方向保持

不变这一特点。

2) 多平行轴传动机构 图 1-17a 所示, 是多头钻应用实例。偏心轴 1 为主动件, 通过圆盘形连杆 2 带动 4 个具有相同偏心距的钻杆 3 作同向匀速转动, 钻杆轴线与主动件轴线保持平行。图 1-17b 是多头钻机构的运动简图。多平行轴传动机构实为多个平行四边形机构组成, 运动过程中不会出现从动件运动不确定现象。

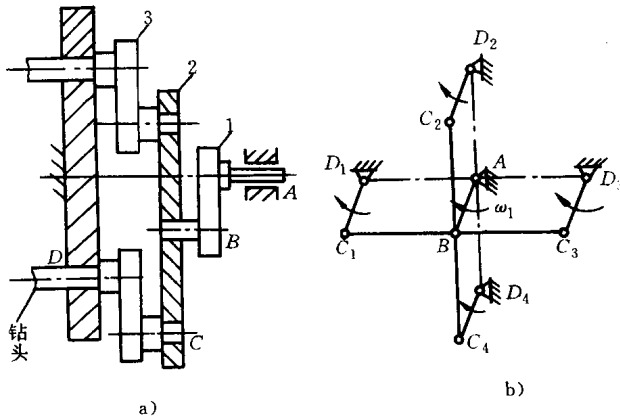


图 1-17 多平行轴传动机构

多头钻机构结构简单, 用于加工多孔、小孔距的工件, 若润滑条件良好, 圆盘孔距加工精度和机构平衡精度都较高, 则钻杆可达到较高的转速。

3) 连接移位轴的多平行四边形机构 图 1-18 所示, 主动轴 1 轴线位置固定, 从动轴 7 轴线位置可变。主、从动圆盘 2、6 和中间圆盘 4 的同一半径的圆周上, 各均布 3 个孔, 孔中装有轴销, 4、2 和 4、6 间各用 3 个长度为 l 的连杆与其上相对应的轴销铰接, 形成多

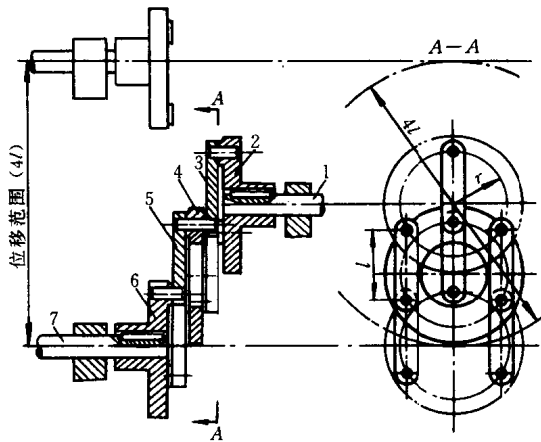


图 1-18 连接移位轴的多平行四边形机构

个平行四边形机构。主动轴 1 通过连杆及中间圆盘带动从动轴 7 作同速同向转动。从动轴 7 的轴线位置根据需要可在直径为 $4l$ 的范围内变动。

该机构经过动平衡, 作为联轴器可在高速大转矩条件下工作。

4) 转动导杆减速机构 图 1-19a 所示。图 1-19b 是其运动简图。当尺寸满足 $O_1O_2=O_1A=O_1B$ 时, 主动件 1 等速转动带动滑块 3、4 在从动盘 2 的垂直导槽内滑动, 同时驱动从动盘 2 作同向同速转动, 其传动比为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 2$$

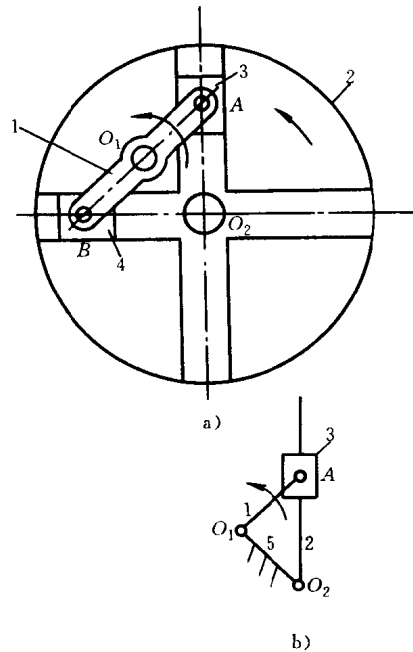


图 1-19 转动导杆减速机构

该机构结构简单, 多用作减速机构。

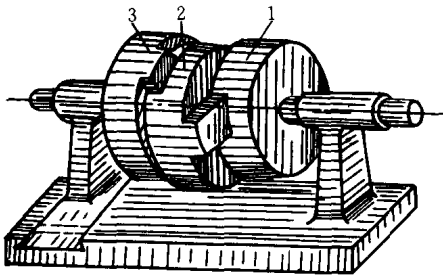
5) 双转块机构 图 1-20a 所示, 是十字沟槽联轴器, 它是双转块机构的应用实例, 图 1-20b 是其运动简图。当主动转块 1 匀速转动时, 通过连杆 2 驱动从动转块 3 作同向同速转动。该联轴器常用于两轴间偏距不太大, 或两轴线不易重合的平行轴的联接传动。

6) 双向联轴器 图 1-21 所示, 它由两个球面四杆机构经中间轴串接组成, 主、从动轴 1、3 的轴线可以平行亦可以相交。安装时如能满足下列几何条件, 则主、从动轴的传动比恒等于 1。

① 中间轴与主、从动轴之间的夹角相等, 即 $\alpha_1 = \alpha_2$;

② 中间轴两端的叉面位于同一平面内, 如图 1-21 所示。

双向联轴器常用于机床、汽车、飞机以及其他机械设备中。



a)

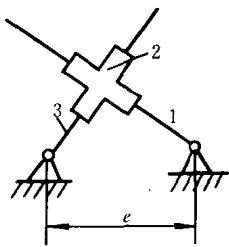


图 1-20 双转块机构

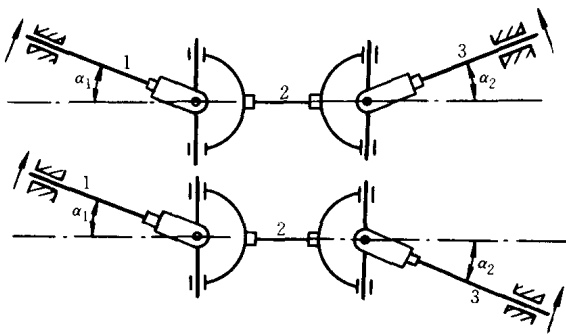


图 1-21 双向联轴器

1.2 可调传动比匀速转动机构

1.2.1 有级变速匀速转动机构

1) 带传动塔轮变速机构 图 1-22 所示,为 4 级带传动塔轮变速机构。主动轴 I 上的塔轮与从动轴 II 上的塔轮其装置方向恰相反,各级带轮直径之选取,都以同一带长为基准。主动轴以一定转速转动,通过改变带与不同直径带轮接触,即可使从动轴得到不同的转速。该变速机构结构简单,可用于两轴间距较大的场合,如机床。

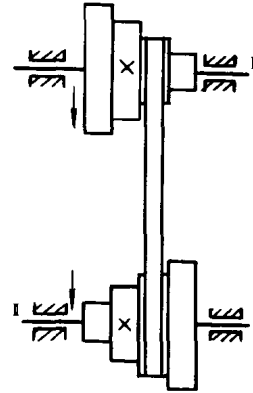


图 1-22 带传动塔轮变速机构

2) 定轴轮系组成的变速机构 图 1-23 所示,为一双联齿轮变速装置。轴 I 为主动轴,轴 II 为从动轴,设主动轴转速为 n , 移动双联齿轮使其分别与从动轴上的齿轮 3、4 啮合,从动轴即可得到慢速和快速两种转速。

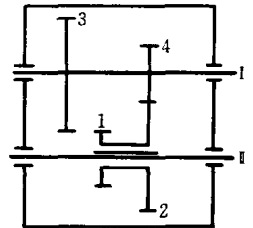


图 1-23 定轴轮系变速机构

变速的级数根据工作要求设计,可以是 3 级、4 级或更多级。该机构广泛用于汽车、机床等多种机械中作变速装置。

3) 三轴滑移齿轮变速机构 图 1-24 所示,为三种滑移齿轮变速机构的一种形式。轴 I、II、III 平行且中心距相等,轴 I、II 上的齿轮 a 、 b 为滑移齿轮,轴 III 上的齿轮齿数不相等(齿数差小于 4)且与轴固联,该机构有如下特点:

- ① I、III 轴上滑移齿轮的参数完全相同;
- ② 三轴上的齿轮分为 A、B 两组, I、III 轴的滑移齿轮能与同组 III 轴上的任一齿轮啮合,而与另一组 III 轴上的齿轮不能啮合;
- ③ 利用齿轮变位凑中心距,实现无侧隙啮合;
- ④ 设运动由 I 轴经 III 轴传至 III 轴,其传动方式有四种,以传动比 i 示之。

单组搭配传动方式

$$i_A = \frac{z_a}{z_{a1}} \times \frac{z_{a2}}{z_a} = \frac{z_{a2}}{z_{a1}}$$