

机 构

下 册

С. Н. 柯热夫尼柯夫
〔苏〕 Я. И. 耶西品柯 著
Я. М. 腊斯金

机 械 工 业 出 版 社

机 构

下 册

С. Н. 柯热夫尼柯夫
〔苏〕 Я. И. 耶西品柯 著
Я. М. 腊斯金



机 械 工 业 出 版 社

78.112
C12

本书根据苏联机械工业出版社1976年出版的《Механизмы》修订第四版一书译出。书中列举了在各工业部门现代机器中应用的大约2000个机构及其元件，主要按其功用分类编排，对许多机构还提供了便于设计应用的计算公式。

全书共十三章，分上（1—6章）下（7—13章）两册出版。

上册内容有：机构的运动学及动力学知识；构件、运动副及连杆机构；齿轮及齿轮组成的机构；凸轮机构；摩擦传动和无级变速器、制动器；联轴器。

下册内容有：从动构件具有间歇运动的机构；可调行程机构，补偿、均衡及保险机构和装置；导向机构，把转动转换为移动或摆动的机构，换向机构，自动启闭机构；数学运算机构及仪器机构；振动及冲击作用的机构和机器；橡胶零件及橡胶金属连接件；自动机的供料机构。

本书可供工厂和科研设计部门的工程技术人员及技术革新者用作参考手册，对高等院校机械工程及其有关专业的师生同样也有参考价值。

С. Н. КОЖЕВНИКОВ, Я. И. ЕСИПЕНКО,

Я. М. РАСКИН

МЕХАНИЗМЫ

Справочное Пособие

《МАШИНОСТРОЕНИЕ》1976

(根据苏联机械工业出版社一九七六年版译出)

* * *

机 构

(下 册)

[苏]С. Н. 柯热夫尼柯夫、Я. И. 耶西品柯、

Я. М. 腊斯金著

孟宪源等译

孙可宗等校订

*

机械工业出版社出版（北京阜成门内百万庄南街一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

国防工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经销

*

开本 $850 \times 1168 \frac{1}{32}$ · 印张 $12 \frac{3}{4}$ · 字数 338 千字
1981年3月北京第一版 · 1981年3月北京第一次印刷

印数 00,001—35,000 · 定价 1.60 元

*

统一书号：15033 · 4981

译者的话

(一) 设计自动机、自动线时, 首先必须拟订合理的工艺过程和工艺动作, 然后选择或创造可实现这些动作的各传动机构、执行机构、操纵控制机构、安全保险机构、检测精度和挑剔废品以及信号转换等专用机构等等。

机构的类型, 决定了机器的总体布局, 影响到机器的工作质量, 特别是执行机构是否合用, 常常成为所设计、制造的机器能否有效地用于生产实际的成败关键。因此, 合理选择机构类型和进行运动设计是机器总体设计阶段中的一项重要内容。

(二) 铰链四杆机构、凸轮机构、齿轮机构、槽轮机构、棘轮机构、摩擦机构等是最简单的基本机构。它们各自具有不同的运动特性(如构件上一点的轨迹、速度、加速度; 构件的位置、位移、角速度、角加速度; 机构的传动精度等等)和动力特性。可用它们来实现预期的某些动作要求。但由于机器的工作对象和工作条件千变万化, 工艺动作要求亦纷杂各异, 单个基本机构已不能满足这些复杂多样的要求。为此, 可将基本机构通过倒置(变换机架)或改变运动副的形状或改变某些零件的结构来得到多样的运动特性。而更多地则是根据各基本机构的运动规律和轨迹特性, 用其所长、改其所短, 将它们巧妙地组合在一起, 以完成预期的复杂运动要求。例如:

1. 利用具有非匀速运动特性的椭圆齿轮和曲柄滑块机构组合(图 3.227), 得到具有近似匀速的工作行程和具有快速回程特性的机构;

2. 利用双凸轮组合, 实现具有一定运动规律的方形(或其它形状)轨迹送料机构;

3. 利用连杆机构的轨迹和其它连杆机构(图 7.54 等)或槽轮(图 7.64)组合, 实现间歇运动的机构。

(三) 实现同一种运动的机构, 可用不同的基本机构来组成,

也就是说有几个方案可供选择。这时应该根据机器的其它工作条件,如机器的外廓尺寸、重量、结构限制、动力特性、传动精度、生产率、制造水平及机器的工作环境等等,多方面地加以分析、比较,根据实际需要和可能选择一种比较合理的方案。现举例说明如下:

1. 直线导向机构,可以用八杆精确直线导向机构,也可以用四杆近似直线导向机构(如图 9.8 及 9.9)。但由于制造误差引起的机构传动精度不同,有时宁愿采用四杆近似直线机构而不用八杆精确直线机构。若考虑到目前的生产水平已完全可以制造出高精度的直线导轨时,就更多地用导轨来代替直线导向机构,

2. 剪断机可用带材作间歇送进的切断机构,也可用带材作连续送进的“飞剪”(它可以将两个刀刃分别装在转动导杆机构的从动曲柄和与之相啮合的齿轮上,使刀刃在剪切瞬间与带材的送进速度同步,也可将刀刃装在连杆上,利用两刀刃轨迹在相交——剪切段的速度与带材的送进速度同步,如图 2.156~2.171 等),而后者既可提高剪断机的生产率,又可避免间歇送进机构带来的冲击振动,

3. 匀速转动的多孔钻,可用万向铰链机构和齿轮机构组合(类似于图 3.66 的机构),也可用多个平行四边形机构来实现。若考虑到孔距小的特点,则在注意解决平衡和润滑问题后,后者就具有显著的优越性。

总之,在进行机构选型和运动设计时,要求设计者必须首先熟悉所设计对象的工艺特点,同时熟悉各种基本机构的运动和动力特性,并善于将它们巧妙地组合起来,组成实现预期要求的组合机构。最后,还应依据机器的设计、使用和生产要求,统筹比较、分析各种方案,选用一种较为合理的机构。

(四) 对于基本机构及其变型机构的运动特性和设计方法,资料较为完整,可参阅机构学或机械原理方面的书籍。关于机构选型和应用方面的资料,国内外也出版了几种书籍。

本书的前身是《Элементы Механизмов》,第一版(1950年)收入了 2500 个机构图例,第二版(1956年)有 3200 个图例,第

三版(1965年)为2030个图例。本书较《Элементы Механизмов》第二版(中译本为《机构元件》,中国工业出版社,1964),无论在内容上还是在分类安排上都作了较大的修改、删节和增补。分类上亦趋向于主要按机构的运动形式和功能特征分类;删去了一些陈旧过时的机构,增加了一些现代的机构;并在各章之前,对该类机构的共同特征和应注意的问题作了概略叙述;新增加了“振动和冲击作用的机构和机器”以及“橡胶零件和橡胶金属连接件”等两章内容;删去了“液压、气动传动及其组件”的章节内容;“机构运动学和动力学知识”一章也作了增补。本书所列机构数量仍有1763个,广泛而又多样化,并给出了不少直接可用的设计计算公式,不失为一本内容丰富的机构参考手册,对我们搞技术革新、机器及设备的设计和研制工作,会有一定的帮助。

本书虽然对同类机构的作用和设计注意点作了概略叙述,但它更多地是从基本机构所具有的运动特征的角度来加以阐述的,而对于各类基本机构在组合时有何规律可循,则没有明确表现出来;而且本书没有按运动形式再作进一步的分类,因而在查阅上不很方便,这是它的两点不足之处。

(五)怎样描述各种基本机构的运动特征?怎样根据预期运动要求选择适当的基本机构,进行巧妙地组合?这是目前所有这类资料所共同缺乏的内容。

(六)本书译者已将所发现的原著中的错误作了更正,但在书中一般未都一一加注说明。本书中的所有呼应底注均为译校者所加。限于译者的水平,误译之处在所难免,恳切希望读者批评指正。

参加本书下册翻译的有:

第7章,陈奉献讲师,第8章,蒋希成讲师,第9、10章,姜琪讲师,第11章,孟宪源工程师,第12、13章,李荫成工程师。译稿由孟宪源统一整理和初校,姜琪同志参加了部分章节的校阅;最后承孙可宗教授等校订,谨表示感谢。

下 册 目 录

第7章 从动构件具有间歇运动的机构	1
棘轮机构	5
槽轮机构(马耳他机构)	18
具有停歇的连杆机构	26
具有停歇的凸轮机构	38
具有停歇的齿轮机构	44
第8章 可调行程机构, 补偿、均衡和保险机构及装置	60
可调行程机构	63
补偿和均衡的机构及装置	75
保险机构及保险装置	96
第9章 导向机构, 把旋转运动转变为直移运动或摆动的机构, 换向机构, 自动开关机构	109
导向机构	114
把旋转运动转变为直移运动的机构	121
把旋转运动转变为摆动的机构	145
换向机构	151
自动开关机构	163
第10章 实现数学运算的机构和仪器机构	167
绘制曲线的仪器	172
加法机构	180
乘法机构	186
三角函数机构	190
测面积仪、积分仪、谐波分析仪	194
仪器机构	203
测量非电量的传感器和仪器	220
第11章 振动及冲击作用的机构和机器	265
振动器和振动防护装置	267
振动作用的机械	282

Ⅶ

振动冲击和冲击作用的机器.....	309
消除机构和机械危险振动的措施.....	323
第12章 橡胶件和橡胶金属连接件.....	331
第13章 自动机的供料机构.....	367
棒料和板料自动供料机构.....	367
盘式和转子式供料机构.....	368
坯料定向机构.....	369
截断器.....	375
料斗式供料机构.....	378
存仓式供料机构.....	385
输送及辅助装置.....	387
制品检验和分选的装置.....	391
给料机.....	394
供料漏斗.....	397
液体用供料漏斗.....	401

第7章 从动构件具有间歇运动的机构

在自动机和半自动机中,会遇见这样的情况:需要使机构的从动构件在周期运动中插入一段完全停歇的时间,而停歇的时间可以预先规定或不作规定。为此,除采用凸轮机构以外,特别是当从动构件的运动规律没有重要意义时,还可以采用其它的一些机构。

为使从动构件作给定停歇时间的单方向间歇运动,可以采用以下各种机构:单向作用的机构;起始构件在一些特定位置时蜕变成其它机构的机构;构件上某些点的某段轨迹接近于圆弧或直线的机构,等等。

棘轮机构和擒纵机构属于单向作用的机构。马耳他(槽轮)机构和星形不完全齿轮机构等属于蜕变的机构。由于在运动开始或终止时产生冲击(特别是在给质量很大的轴系传递具有停歇的间歇运动时),所以棘轮机构、擒纵机构和不完全齿轮机构都不能应用于高速的机器。

对于理想的槽轮机构、星形轮机构以及不完全齿轮机构,可以得到没有冲击的运动。但是,由于这些机构在运动的开始和终止瞬间加速度曲线有突变,所以仍有力瞬时地作用在机构上。设计机器时,正确地选择间歇运动机构是有意义的。因此,下面将对它们的特性作简要的评述。

马耳他(槽轮)机构 槽轮机构是摆动导杆机构的一部分。导杆在极限位置时,以圆销中心为界将导杆分成两部分,随我们所选用的部分不同,分别得到外啮合(见图7.33)或内啮合(见图7.35)的槽轮机构。根据槽轮机构的参数不同,也就是说根据主动构件上的圆销数目及其分布情况,以及从动构件上的槽数的不同,可以得到运动时间和静止时间之间的不同比例,这些参数是不能随意给定的。

槽轮上各槽均匀分布的槽轮机构, 通常称为规则的槽轮机构。若槽数为 k , 则槽轮的转角 (见图 7.33) $2\psi = \frac{2\pi}{k}$ 。圆销在无冲击地进入槽内时, 槽的中心线与圆销中心所在的圆相切。因此主动构件的转角

$$2\alpha = \pi - 2\psi = \pi \left(1 - \frac{2}{k} \right)$$

主动构件相应于槽轮静止时间的转角

$$2\pi - 2\alpha = \pi \left(1 + \frac{2}{k} \right)$$

若 T 为主动构件转一周的时间, T_a 和 T_n 为槽轮运动和静止的时间, 则

$$T_a + T_n = T, \quad \frac{T_a}{T} + \frac{T_n}{T} = 1,$$

$$\frac{T_n}{T} = \frac{\pi \left(1 + \frac{2}{k} \right)}{2\pi} = \frac{1}{2} + \frac{1}{k}, \quad \frac{T_a}{T} = \frac{1}{2} - \frac{1}{k}$$

因为 k 是整数, 故 $k = 2$ 时, $T_a = 0$, 这就是说槽数应大于 2:

$$\frac{T_n}{T} - \frac{T_a}{T} = \frac{2}{k}$$

若主动构件上的圆销数为 m , 则

$$T = \sum_1^m T_a + \sum_1^m T_n, \quad \sum_1^m \frac{T_a}{T} = m \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{k} \right),$$

$$\sum_1^m \frac{T_n}{T} = 1 - \frac{\sum_1^m T_a}{T} = 1 - \frac{m}{2} + \frac{m}{k}$$

显然

$$0 < \frac{\sum_1^m T_n}{T} < 1$$

所以

$$m < \frac{2}{1 - \frac{2}{k}}$$

当 $k = 3$ 时, $m < 6$; $k = 4$ 时, $m < 4$; 依此类推。

如果槽数 k 已给定, 则可用上述关系式来确定圆销的数目 m 。

规则槽轮各尺寸之间的关系如下:

$$R = l \sin \frac{\pi}{k}$$

式中 l ——曲柄与槽轮的中心距;

R ——曲柄长度。

圆销进入轮槽的瞬时, 规则的无冲击槽轮机构的槽轮获得瞬时角加速度为

$$\varepsilon = \frac{\omega^2 R}{l \cos \frac{\pi}{k}}$$

同时, 圆销所受的动压力为

$$P = \frac{J \varepsilon}{l \cos \frac{\pi}{k}} = \frac{J \omega^2 R}{l^2 \cos^2 \frac{\pi}{k}}$$

式中 J ——与槽轮相联质量的转动惯量。

槽轮的角速度和角加速度的变化规律, 与导杆机构相同 (见图 7.30 b)。

在非均布槽的槽轮机构中 (见图 7.37), 各次运动时间和静止时间之比是不相同的。在这种机构中, 槽数应为圆销数的倍数: $am = k$ (a ——在不规则槽轮转一周的时间内, 主动构件的转数)。

此外, 还应当满足上面求得的圆销数与槽数间的关系

$$m < \frac{2}{1 - \frac{2}{k}}$$

各构件的尺寸可由下列关系式求得:

$$R_1'' = l \sin \varphi_2' \quad \text{和} \quad R_1' = l \sin \varphi_2''$$

应该单独地讨论一下所谓有冲击的槽轮机构, 它们与无冲击的槽轮机构比较, 有以下的特点:

1) 在槽轮转一整周的时间内, 依靠圆销转角的变化, 使槽轮的运动时间和静止时间的相对时间长度的范围更宽。如果说在无冲击的槽轮机构中, 圆销的这个转角是由槽轮的槽数 n 来确定的话, 那么, 在有冲击的槽轮机构中, 当 $n = \text{常数}$ 时, 可以用 l 和 R 的不同组合使圆销的转角在宽广的范围内变动;

2) 有实现双槽机构、外啮合时圆销与槽轮同向转动的机构、内啮合的多销槽轮机构以及其它机构的可能性。

由于制造和安装时不可避免的误差和不精确, 理论上无冲击的槽轮机构实际上是有冲击的。因此, 在设计这些机构时, 必须在机构的运动链中设置弹性元件。

不完全齿轮 $\ominus$ (见图 7.111) 并非整个圆周上有齿的主动轮 (不完全齿轮) 在转角 δ_1 的范围内将使整个圆周上有齿的从动轮转过角度 δ_2 。若主动轮只有一个齿, 那末, 主动轮转一周, 从动轮相应转过的角度为

$$\delta_2 = \frac{2\pi}{z_2'} k$$

式中 z_2' 为从动轮节圆周上满布轮齿时的齿数; k 为主动轮只有一个齿时, 从动轮每次转角所包含的齿数, 应选为正整数 1、2、3、4 等, k 的确当数值与齿轮的参数有关, k 的整数值可用削低主动轮首、末齿的齿顶高来保证。若主动轮的齿数为 z_1 时 (假想整个圆周上满布轮齿时的齿数为 z_1'), 主动轮转一周, 从动轮相应转过的角度为

$\ominus$ 原书本节的叙述没有考虑到主动不完全齿轮的首、末齿有在普通渐开线齿轮的啮合线外啮合的特点, 即传动比是变化的特点。因而, 其中的一些结论和公式也是欠妥当的。译者已对此作了更改。关于不完全齿轮的设计计算资料, 可参阅《机械工程手册》第十八篇第十五章, 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会编, 机械工业出版社, 1979年。

$$\delta_2 = \frac{(z_1 - 1) + k}{z'_2} 2\pi$$

从动轮的运动时间和静止时间为

$$T_a = \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2\pi} + \frac{z_1 - 1}{z'_1} + \frac{\text{inv}\alpha'_{a1} - \text{inv}\alpha_a}{2\pi} \right) T$$

$$T_n = \left[1 - \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2\pi} + \frac{z_1 - 1}{z'_1} + \frac{\text{inv}\alpha'_{a1} - \text{inv}\alpha_a}{2\pi} \right) \right] T$$

式中, β_1 为主动轮上开始啮合点 A 和节点 P 间对应的中心角; β_2 为主动轮上退出啮合点和节点间对应的中心角; α'_{a1} 为主动轮末齿齿顶压力角; α_a 为主动轮在开始啮合点时齿廓 A 点的压力角;

$$T = T_a + T_n = \frac{60}{n_1}, \quad n_1 \text{ 为主动轮每分钟转数。}$$

在齿轮进入啮合和退出啮合的瞬时, 机构有冲击。为了减少齿轮的冲击, 有时附加一对滚转杆 (参看图 7.111)。滚转杆的廓形应当这样选择, 使从动齿轮的角速度从零平稳地变到由两齿轮的节圆半径之比确定的数值。

棘 轮 机 构

图 7.1 具有特殊形状棘爪的棘轮机构。棘爪 3 在沿固定指销 2 滑动时, 杠杆 1 在某一位置处棘爪 3 与棘轮 4 进入啮合。用棘爪 3 的突出部分顶住棘轮轮齿 (见右图) 以限止杠杆 1 摆动的角度。

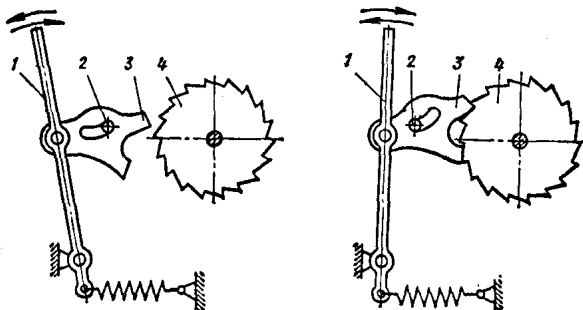


图 7.1

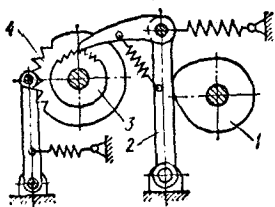


图 7.2

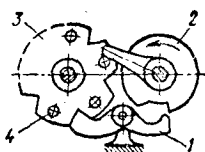


图 7.3



图 7.4

图7.2 用于快速电报机中的棘轮机构。凸轮1带动摆杆2。因为棘轮（由棘爪带动）各次的转角可能不同，所以用止动器4使棘轮3定位。

图7.3 棘轮机构。曲柄2因与柱销4啮合，而使从动盘3转动。盘3停歇的时候由棘爪1定位。

图7.4 棘轮机构。用凸轮1带动双臂杠杆2，并使之与棘轮3啮合。对这个机构采用止动弹簧4是适宜的。

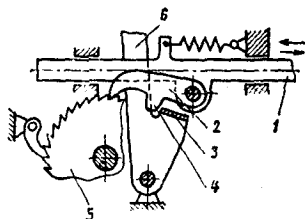


图 7.5

图7.5 可调节的棘轮机构。棘爪2固定在导板1上，板1作行程不变的往复移动。杠杆6上有一凸台3，开始时棘爪上的凸

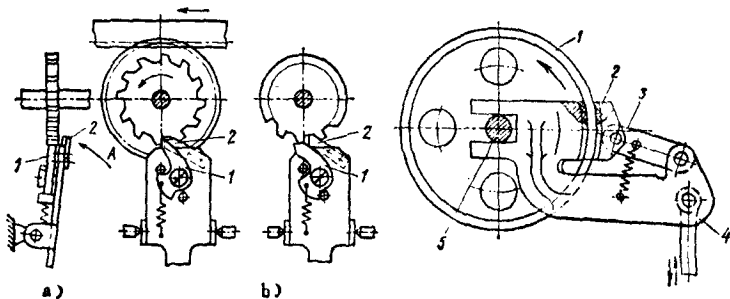


图 7.6

图 7.7

台 4 沿凸台 3 滑动，然后棘爪落入棘轮的齿间，并使棘轮转动。若需增大棘轮转角，可将杠杆向右转动；而要减小棘轮转角，则可将杠杆向左转动，并将它固定在给定的位置上。这种机构常见于打字机中。

图 7.6 擒纵式调节器。停歇时轮齿被活动棘爪 1 停住（图 7.6 a）。在调节器按箭头 A 的方向转动时，棘爪 1 脱开，而轮齿被固定棘爪 2 顶住（图 7.6 b）。当调节器按箭头 A 的反方向偏转时，棘爪 2 放开棘轮，棘轮重新用棘爪 1 停住。棘轮转过一个齿，调节器需要摆动两次（即往返一次）。这种机构常见于打字机中。

图 7.7 摩擦式棘轮机构。当摇杆 4 相对于轴 5 逆时针向摆动时，弹簧拉住的杆 3 和制动块 2 夹住从动摩擦轮 1 的轮缘并使它转动。当摇杆顺时针向摆动时，则为空行程。

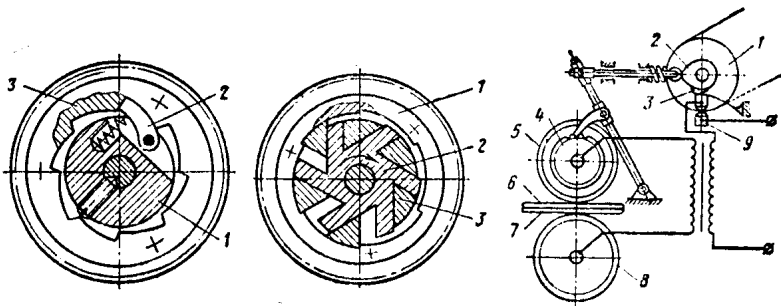


图 7.8

图 7.9

图 7.10

图 7.8 内棘爪棘轮机构。带棘爪 2 的圆盘 1 固定在轴上，棘爪可在棘轮 3 的槽内跳动，而棘轮则固定在齿轮的轮缘上。此机构用在龙门刨床的进给链中。

图 7.9 内啮合棘轮机构。棱柱形棘爪 3 自由地放在星轮 2 与齿圈 1 之间。当星轮按箭头方向转动时，棘爪退出啮合；星轮按箭头相反方向转动时，棘爪卡紧。

图 7.10 缝焊机走焊机构的传动简图。皮带轮 1 通过进给凸

轮 2 和棘轮机构 4，带动电极滚轮 5。在进给机构的左极限位置上，凸轮 3 使变压器的绕组回路 9 闭合。这时，在被连接零件 6 和 7 之间与滚轮 5 和 8 接触的区域里产生电弧，于是零件被焊接。

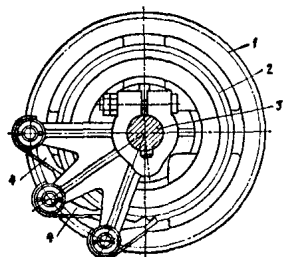


图 7.11

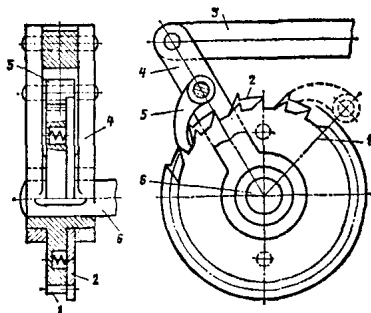


图 7.12

图7.11 具有三个棘爪的棘轮机构。齿轮 1 与棘轮 2 固结，带有三个棘爪 4 的摇杆固定在轴 3 上。由拉杆（图中未画出）使摇杆摆动，从而齿轮 1 得到间歇转动。若各棘爪的矢径间彼此相距一个与 $1/3$ 齿距成倍数的角度，则进给量可精确到棘轮齿距的 $1/3$ 。在摇杆的极限位置上，比其余棘爪更接近于工作齿面的那个棘爪总是主动棘爪。

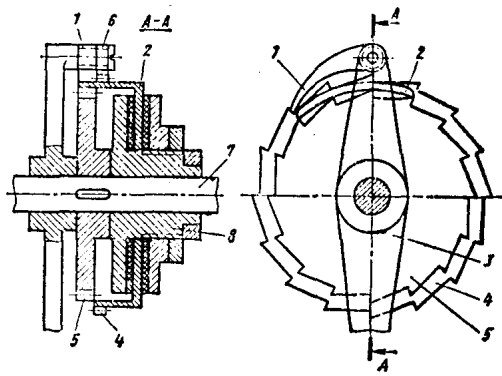


图 7.13

图7.12 双棘轮机构。棘轮 1 固结在从动轴 6 上。棘轮 2 和带棘爪 5 的摇杆 4 活套在棘轮 1 的轮毂上。棘爪的宽度等于棘轮 1 和 2 的宽度之和。连杆 3 使摇杆摆动。

当棘爪落在棘轮 1 的齿槽内（图中实线所示）时，轴 6 被带

动。当棘爪停在棘轮 2 的齿中间部分上时（图中虚线所示），轮 1 不动而轮 2 转过一个齿。轮 2 可以具有不同的齿数，使得当摇杆摆动角度不变时，轴 6 可得到不同的漏动（空停）次数。

图 7.13 自动停止的棘轮机构。棘轮 5 固定在从动轴 7 上，套筒 8 活套在轴 7 上，而辅助棘轮 4 和挡板 2 犹如做成一个整体，它们装在套筒 8 上，挡板 2 盖住棘轮 5 上的三个齿。用杠杆 3 带动棘爪 1 和 6。当用挡板在棘爪的工作范围内盖住棘轮 5 的齿时，棘轮 5 停止转动，从而轴 7 也停止转动。在棘爪 6 推动辅助棘轮 4 而使 4 上的挡板移出棘爪 1 和棘轮 5 的啮合区以后，轮 5 又重新开始转动。若棘轮为 16 齿，则相应于棘轮的 $3/16$ 转中轴 7 停止转动，而相应于 $13/16$ 转中轴 7 转动。

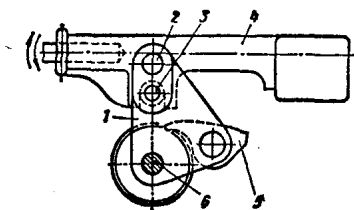


图 7.14

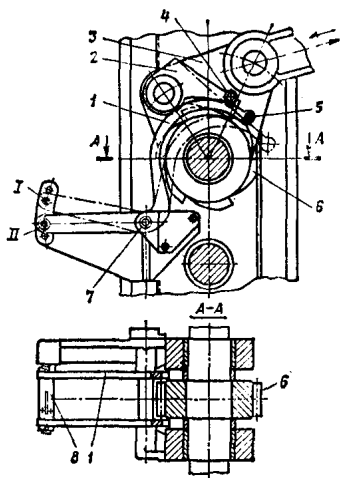


图 7.15

图 7.14 齿条式手动压力机的棘轮机构。带有棘爪 5 轴和指销 2 的杠杆 1 装在从动轴上。带 U 形槽的手柄 4 装在指销 2 上，而将 U 形槽骑在机架的销轴 3 上。由手柄到从动轴 6 可获得传动比很大的两级传动。由于手柄 4 支承在销轴 3 上，所以它通过指销 2 把力传到杠杆 1 的端部，杠杆 1 又通过棘轮机构把力作用到从动轴上。

图 7.15 用于制造铁路道钉的自动机进给机构中的棘轮机构。两个悬臂式滚子 4 安装在棘爪 2 的两侧，棘爪 2 和角形杠杆