

机 构

参 考 手 册

【苏】 С. Н. 柯热夫尼柯夫 著
Я. И. 耶西品柯金
Я. М. 腊斯金

孟宪源 姜琪 祝毓琬 陆锡年 译
石则昌 蒋希成 陈奉献 李荫成
孙可宗 等 校订

机 械 工 业 出 版 社



本书根据苏联机械工业出版社1976年出版的《Механизмы》修订第四版译出。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。内容包括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，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，把转动换为移动或摆动的机构，换向机构，自动开关机构，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，自动的供料机构等。

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作参考手册用，对高等院校机械工程及有关专业的师生也有参考价值。

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1976年版译出)

机 构

参 考 手 册

С. Н. 柯热夫尼柯夫

(苏) Я. И. 耶西品柯 著

Я. М. 腊斯金

孟宪源 姜琪 祝毓琬 陆锡年 译
石则昌 蒋希成 陈奉献 李荫成
孙可宗 等 校订

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)
(北京市书刊出版业营业登记证出字第117号)

中国农业机械出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经销

开本850×1168¹/₃₂·印张277¹/₈·插页2·字数743千字
1981年3月北京第一版·1988年10月北京第二次印刷
印数 35,001—40,800·定价: 14.50元

ISBN 7-111-00804-9/TH·136



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，

(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,这时应根据机器的其他工作条件,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及图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~图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动力特性和设计方法,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器和机构”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”一章也作了较多增补。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。

本书由孟宪源、姜琪统一整理和初校全部译稿,由蒋希成译第1、8章,祝毓琥、陆锡年译第2章,孟宪源译第3、11章,陈奉献译第4、7章,石则昌译第5章,陆锡年译第6章,姜琪译第9、10章,李荫成译第12、13章。全稿承孙可宗教授等校订,谨致谢意。

目 录

第 1 章 机构运动学和动力学知识.....	1
结构分析.....	1
平面连杆机构运动学.....	6
构件位置及点的轨迹作法.....	6
速度和加速度的图解法.....	11
传动特性曲线的作法.....	19
某些连杆机构的分析运动学.....	22
空间机构运动学.....	27
机器动力学的一些知识.....	36
作用在机器上的力.....	36
平面连杆机构力的计算.....	38
运动副中的摩擦.....	44
质量和力的转化.....	49
某几个机构的效率.....	50
机构运动方程式.....	54
机器运转的不均匀性及飞轮的计算.....	55
机构和机器的平衡.....	59
第 2 章 构件、运动副和连杆机构.....	65
构件.....	65
运动副.....	68
平面连杆机构.....	80
空间连杆机构.....	134
螺旋和螺旋机构.....	145
第 3 章 齿轮和齿轮组成的机构.....	161
几何要素.....	161
齿轮和齿轮的齿廓曲线.....	164
齿轮组成的机构.....	190
简单传动.....	190
周转传动.....	208

行星减速器	215
周转换向机构和操纵机构	230
行星变速器	248
差动周转机构和进给机构	252
起重机的机构	261
组合机构	279
第4章 凸轮机构	296
凸轮机构概述	296
凸轮机构尺寸的选择	301
凸轮廓线的作法	307
凸轮机构图例	313
第5章 摩擦传动和无级变速器、制动器	350
摩擦轮传动	359
皮带传动和无级变速器	366
制动器	408
第6章 联轴器	423
固定联轴节	423
可操纵式离合器	436
自动操纵式离合器	451
第7章 从动构件具有间歇运动的机构	483
棘轮机构	487
槽轮机构(马耳他机构)	500
具有停歇的连杆机构	508
具有停歇的凸轮机构	520
具有停歇的齿轮机构	526
第8章 可调行程机构, 补偿、均衡和保险机构及装置	542
可调行程机构	545
补偿和均衡的机构及装置	557
保险机构及保险装置	578
第9章 导向机构, 把旋转运动变为直移运动或摆动的机构, 换向机构, 自动开关机构	591
导向机构	596

目 录

把旋转运动转变为直移运动的机构	603
把旋转运动转变为摆动的机构	627
换向机构	633
自动开关机构	645
第10章 实现数学运算的机构和仪器机构	649
绘制曲线的仪器	654
加法机构	662
乘法机构	668
三角函数机构	672
测面积仪、积分仪、谐波分析仪	676
仪器机构	685
测量非电量的传感器和仪器	702
第11章 振动及冲击作用的机构和机器	747
振动物和振动防护装置	749
振动作用的机械	764
振动冲击和冲击作用的机器	791
消除机构和机械危险振动的措施	805
第12章 橡胶件和橡胶金属连接件	813
第13章 自动机的供料机构	849
棒料和板料自动供料机构	849
盘式和转子式供料机构	850
坯料定向机构	851
截断器	857
料斗式供料机构	860
存仓式供料机构	867
输送及辅助装置	869
制品检验和分选的装置	873
给料机	876
供料漏斗	879
液体用供料漏斗	883

第 1 章 机构运动学和动力学知识

结 构 分 析

相互固结的零件的组合物称为构件 (图1·1)。

平面机构中每一个单独取出的构件可有三个独立的运动: 沿任选坐标系中 x 和 y 轴的两个移动和绕 z 轴的转动, 作空间运动的构件可有六个独立的运动, 即三个移动和三个转动。

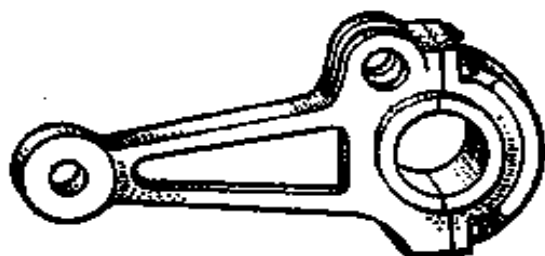


图 1·1

刚体的每一个独立运动称为一个自由度。

对一个点或刚体的自由运动可加上不同种类的限制 (约束条件)——几何的、运动的和动力的。自由度与约束条件是两个相互对立的概念。加在一个构件上的约束数不能超过 5。当加上 6 个约束条件时, 构件将没有相对运动。

在机构中, 柔性构件实现运动的约束; 弹性构件、联轴节等结构实现动力约束。如果说几何约束保证两构件运动之间恒定的关系, 而与负荷无关, 那末, 在动力约束时运动关系就决定于负荷。

除了刚性构件以外, 还有弹性构件 (图1·2a)——弹簧、板簧、橡胶金属连接件、密闭在可变容积空间中的空气或气体, 和柔性构件 (图1·2b)——钢丝绳、皮带、链条、滚珠传动。

相互限制其相对运动的两构件间的可动连接称为运动副 (图1·3)。

两构件在组成运动副时就失去了运动的自由, 同时减少了自由度数目。可按剩下的自由度数对运动副进行分类, 若只剩下一

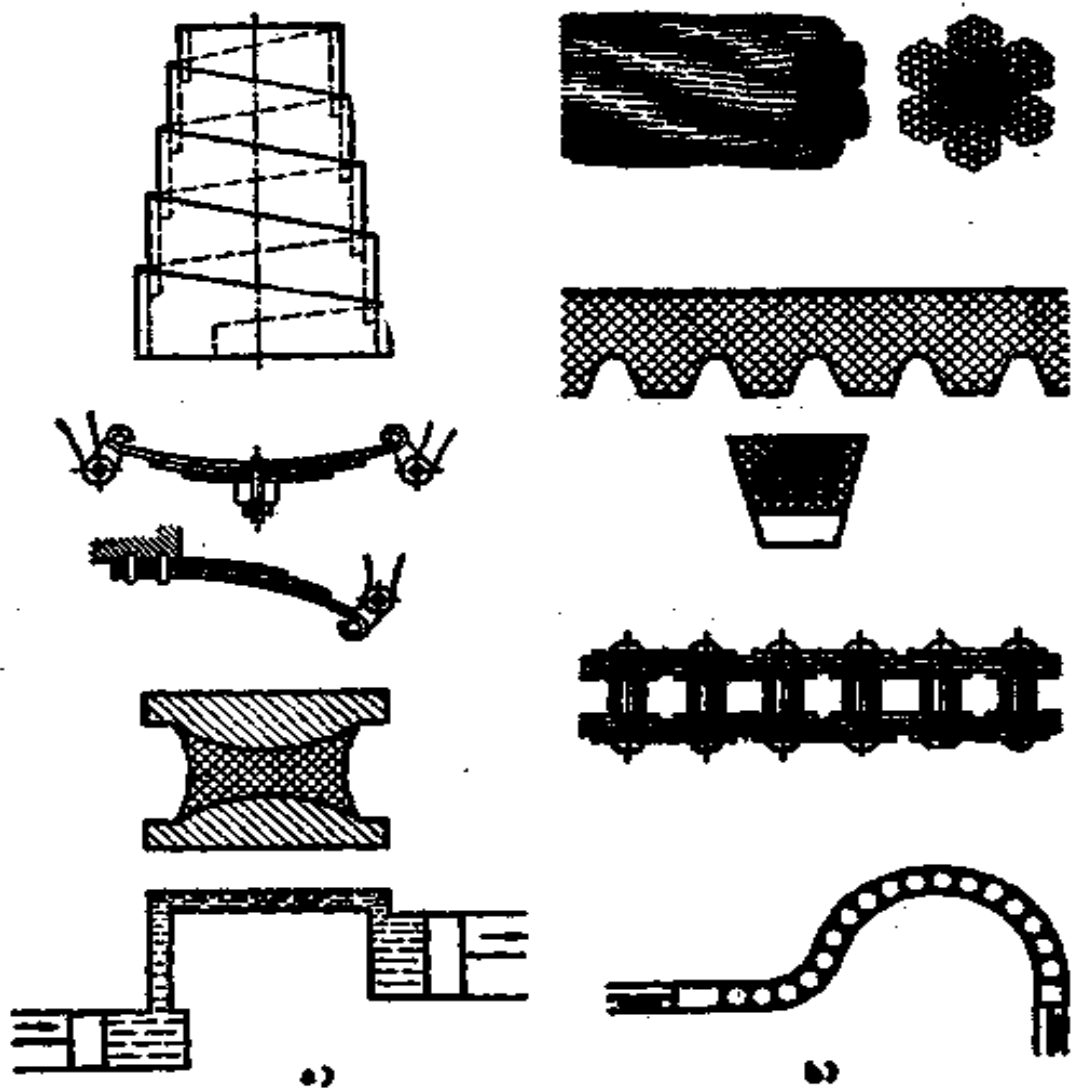


图 1.2

个没有消去的自由度，则运动副属于 I 类（图 1.3a），剩下两个自由度时，则属于 II 类（图 1.3b），依此类推（图 1.3c~e）。以后运动副类别在简图上用罗马数字 I、II 等标出。

构件的可动连接常常不是借助于运动副，而是在两构件之间利用中间件来实现的，例如用滚动轴承（图 1.3f）、滚珠螺旋机构（图 1.3g）等等。球面轴承如同球形铰链一样允许有三个转动，径向轴承则同圆柱铰链一样只允许有一个转动。运动连接的类别与其运动副的类别一致。

可动连接构件的组合形成运动链——开式的（图 1.4a）或闭式的（图 1.4b）。若将闭式运动链中的一个构件变为机架（固定不动的构件（图 1.5），即可得到机构。平面机构的自由度数可按

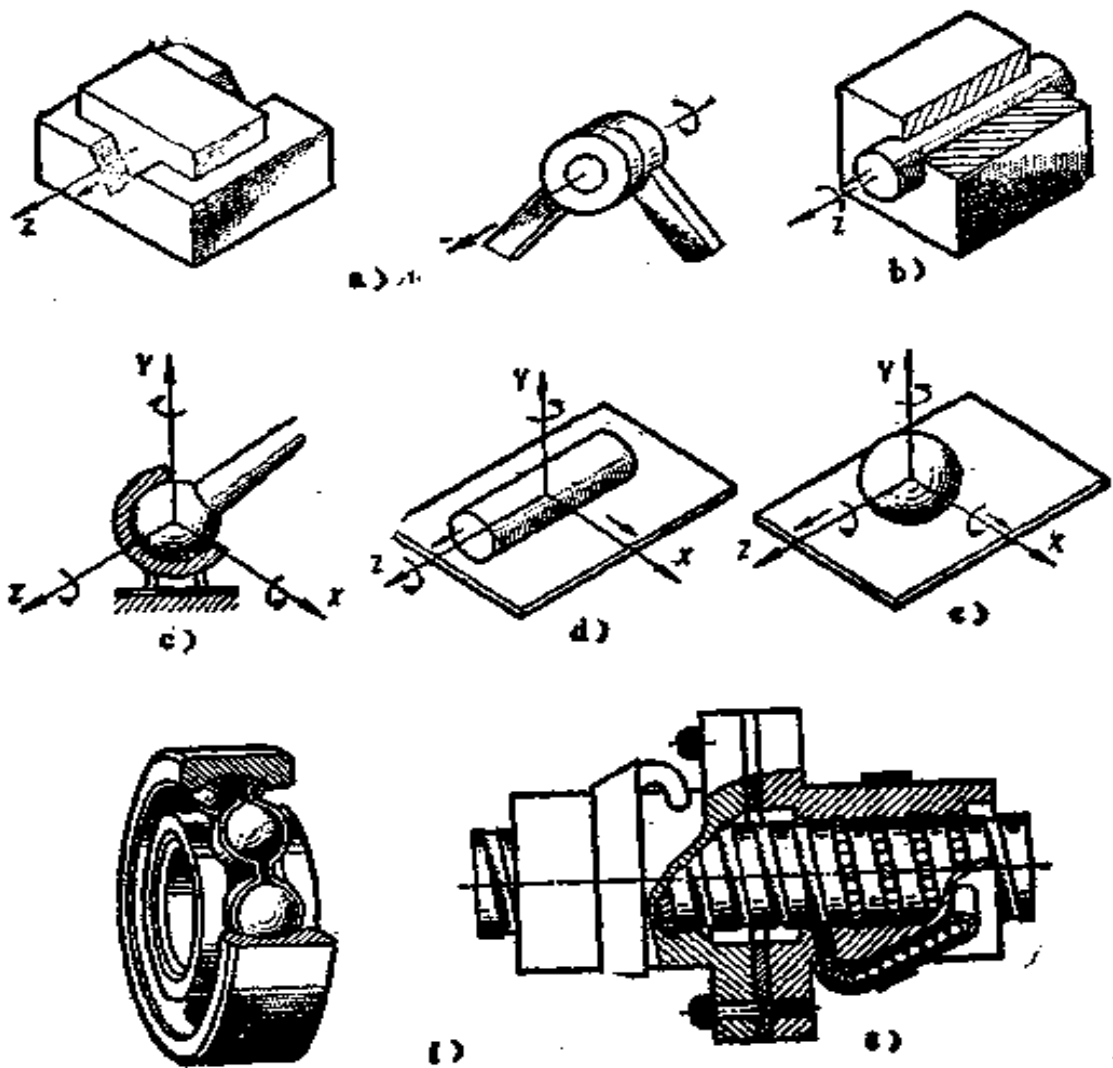


图 1-3

切贝歇夫 (Чебышев) 公式计算:

$$W = 3(n - 1) - 2p_1 - p_2 \quad (1.1)$$

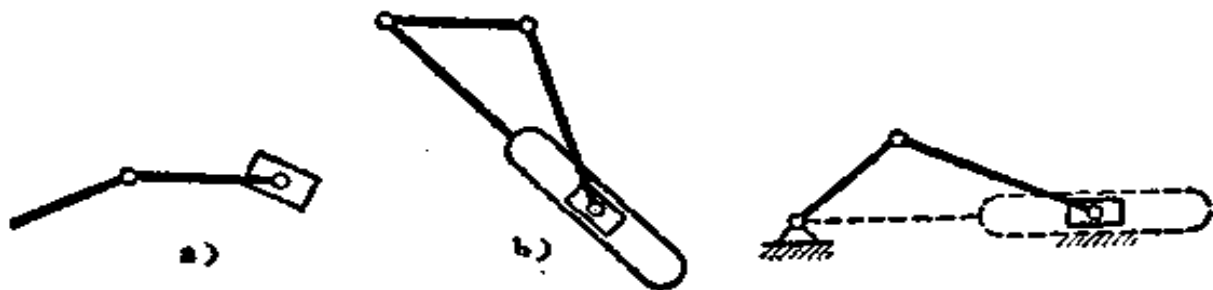


图 1-4

图 1-5

p_1 和 p_2 是 I 类和 II 类运动副的数目。而空间机构的自由度数则按马雷歇夫 (Малышев) 公式计算:

$$W = 6(n-1) - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5 \quad (1.2)$$

式中 $n-1$ ——机构的可动构件数；

p_1 、 p_2 、 p_3 、 p_4 及 p_5 ——I~V类运动副数。

在确定运动副数目时，应考虑到复合铰链（图1.6）的运动副数要比汇聚的构件1、2、3的数目少1。

为了获得机构构件运动的确定性，必须使给定的独立运动数等于自由度数。在 $W=2$ 时必须给定两个构件的运动。反之，如必须给定两个独立运动，则机构应具有二个自由度。在工程技术上主要应用一个自由度的机构。

给定独立运动的机构构件称为起始构件或原动件。在大多数情况下起始构件相对于固定构件运动，也就是说使机构中与机架相连的一个构件作起始构件。然而，也有把相对于可动构件转动的构件用作起始构件的机构，例如电扇机构（图1.7）就是给定连杆2相对于摇杆1的运动（转角 φ_{21} ），而电动机则固结在摇杆1上。

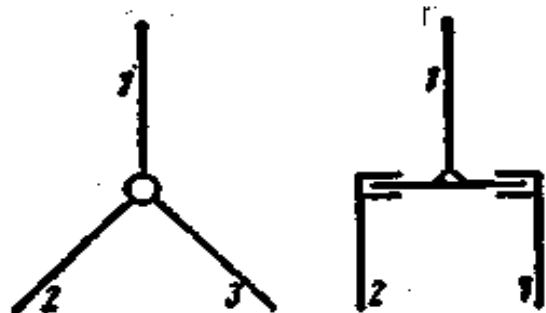


图 1.6

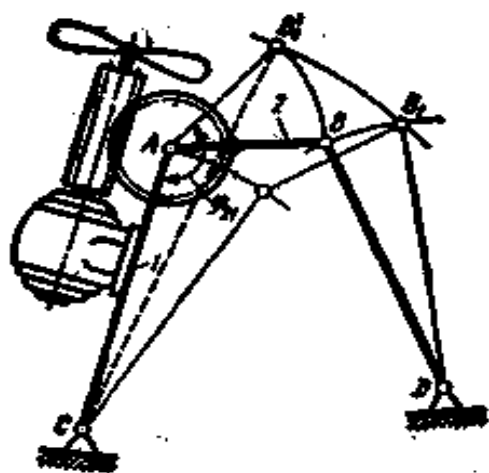


图 1.7

按公式(1.1)得到的机构自由度数并不总是跟实际相符。在某些时候可能出现这种情况，表面上在公式(1.1)或(1.2)中所考虑的约束条件实际上是消极的约束条件，即与另一些约束相同的约束条件。这样的约束对运动学是没有影响的，但会引起静不定。

同样，在机构中可能会有不影响从动件运动规律的多余自由度。如推杆的滚子绕自身轴线的转动，借助于两个球铰链与其他构件相联的连杆绕通过两球铰链中心连线的转动等。

消极约束数 q 可按下式确定：

$$q = W - 6n + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5 \quad (1.3)$$

例如，曲柄滑块机构（图1.8）有 $n = 3$ ， $p_1 = 4$ ， $W = 1$ ，因此：

$$q = 1 - 6 \times 3 + 5 \times 4 = 3$$

这意味着，在装配时由于制造上不可避免的误差，最后的一个滑块——导轨移动副中可能在三个方向上发生张紧。为了消除这个缺点，各构件应采用使 $q = 0$ 的那些运动副连接起来。

如果在曲柄滑块机构（图1.9）中曲柄与机架用 I 类运动副相联，曲柄与连杆用 II 类运动副相连，连杆与滑块用 III 类运动副相连，滑块与导轨用 I 类运动副相联，那末可得到：

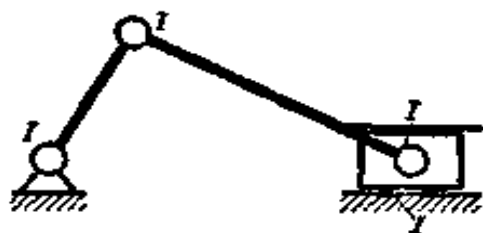


图 1.8

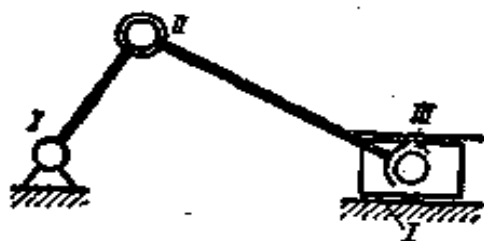


图 1.9

$$q = 1 - 6 \times 3 + 5 \times 2 + 4 \times 1 + 3 \times 1 = 0$$

若静定的杆组 ($W = 0$) 与机构相连或从机构中拆开时，机构的自由度不变。杆组的这个性质是在阿苏尔 (Ассул) 的分类原则中所确定。

对低副平面机构，这些阿苏尔杆组应满足条件：

$$W = 3n - 2p_1 = 0$$

式中 n —— 杆组中的构件数；

p_1 —— 第 I 类运动副数。杆组中的构件数应为偶数。

二类二悬杆杆组（图1.10a）、三类三悬杆杆组（图1.10b）

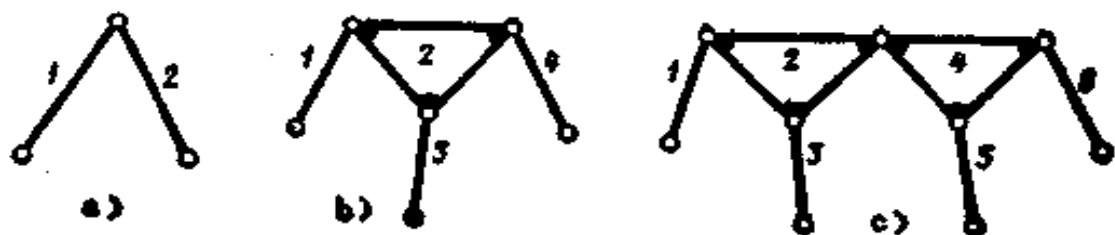


图 1·10

及四类四悬杆杆组（图1·10c）是最常遇到的平面静定杆组。这些杆组中的铰链可用移动副代替，但由于最终会出现消极约束条件，故又不能全部用移动副代替。

对由二类二悬杆杆组组成的机构所规定的研究方法不适用于包含三类三悬杆杆组或四类四悬杆杆组的机构。

因为机构的构成可看作是将阿苏尔杆组连接到主动构件上的结果，所以它们的连接次序确定了机构运动分析及力分析的次序。

必须指出，若给予机构的相对运动不是构件相对于机架的运动，而是两可动构件的相对运动，则这类机构不能分出静定的阿苏尔杆组，于是需要特殊的研究方法。

平面连杆机构运动学

构件位置及点的轨迹作法

在设计新的机构或研究现有的机构时，必须知道点的轨迹、速度和加速度，以及机构构件的位置、角速度和角加速度。这些参数的确定称为机构的运动学研究。

可用各种方法作出机构各构件的位置和在平面连杆机构的轨迹上标出各个点的位置。圆弧相交法和虚设位置确定法是属于最普通的两种方法。机构构件位置的作法，决定于确定机构结构的静定杆组的种类。

图1·11中所示的铰链四杆机构，是由给定运动规律的起始构件 O_1A_1 和二类二悬杆杆组 $A_1B_1O_2$ 组成。在圆 α 上给定 A_1 点的一系列位置，用半径 A_1B_1 与圆弧 β 相交得到 B 点的相应位置 B_1 、 B_2 。

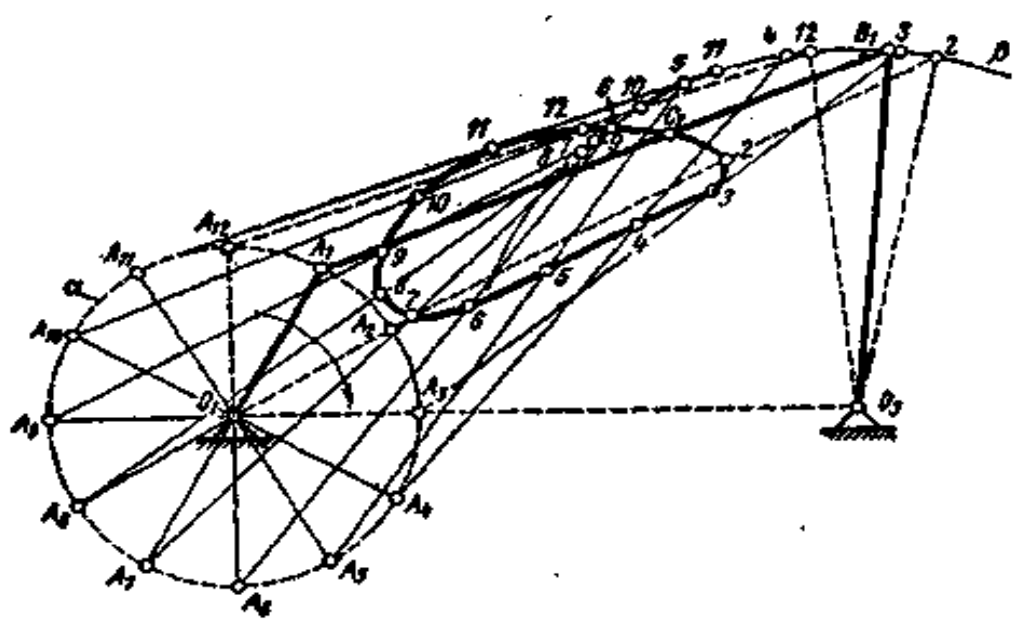


图 1.11

等。在连杆 AB 的所有位置上作出相应的几何图形，并依次连接各 C 点的位置，即可求得连杆中间的点 C_1 的轨迹。

图1.12中表出了各种变态二类二悬杆杆组构件位置的作法，这些二类杆组中某些铰链已用移动副代替。

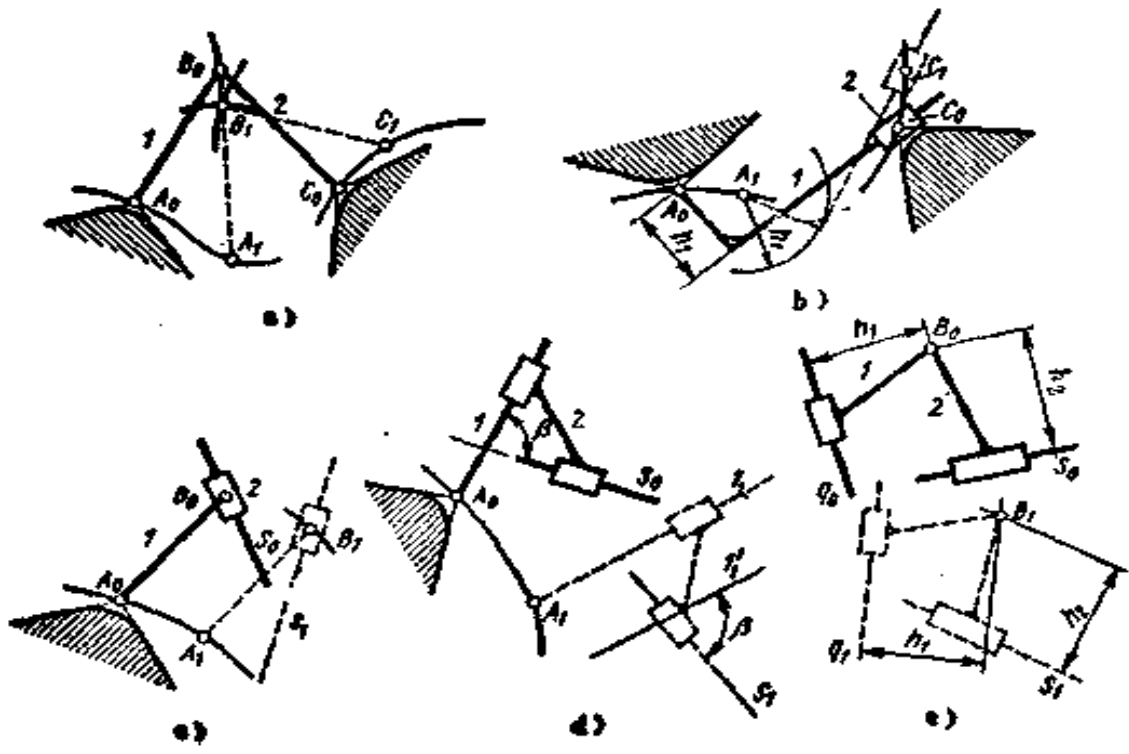


图 1.12

下角标 0 规定为杆组的给定位置,而下角标 1 为所求的位置,点 A_1 和 C_1 的位置是给定的。以点 A_1 和 C_1 为圆心,与相应杆件相等的长度为半径作圆弧相交,得到点 B_1 的位置 (图 1·12a)。

图 1·12b 上,用通过 C_1 点向半径为 h_1 的圆弧作切线的方法,找到杆组各构件的新的位置。对图 1·12c 中的杆组,用半径为 AB 的圆弧与导杆 S_0 给定的新的中线位置 S_1 相交,即可求得 B 点的位置 B_1 。图 1·12d 中,在给定位置 A_1 及 S_1 时,首先作出与直线 S_1 夹有给定角 β 的任意直线 l'_1 ,然后过 A_1 点作与它平行的直线 l_1 ,即可求得杆组各构件的位置。按照图 1·12e,用与导杆 q_1 和 S_1 相距 h_1 和 h_2 的两直线相交的方法,可确定杆组的位置 B_1 。

为作出含有三类杆组的机构各构件位置,必须采用构件的虚设位置法。图 1·13 表示由二类杆组 5、6 和具有中心构件 1 及悬杆 2、3、4 的三类杆组组成的导杆机构简图。为了确定阀杆的位置,假设将杆 4 与导杆在 F 点拆开。此后,将双偏心 7 放在需求的位置上,再将杆 2 (或 3) 放在任一位置,作出杆 3 (或 2) 和导杆 1 的相应位置,接着将杆 2 (或 3) 放在另一任意位置,再作出相应的杆 3 (或 2) 和 1 的位置……,依此类推。同时可找出导杆上 F 点的相应轨迹 φ ,此轨迹与半径为 GF 的圆弧相交点就是 7 在需求位置时导杆 1 上 F 点的位置。然后就可用一般的方法确定导杆机构所有其余构件的位置,其中包括阀杆 6 的位置。

对包含四类杆组的机构,构件位置的作法也类似。图 1·14 为

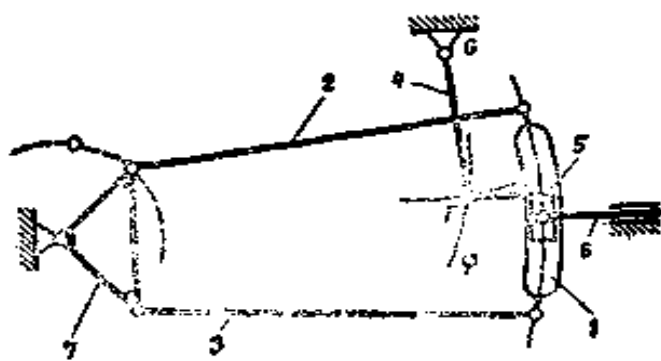


图 1·13

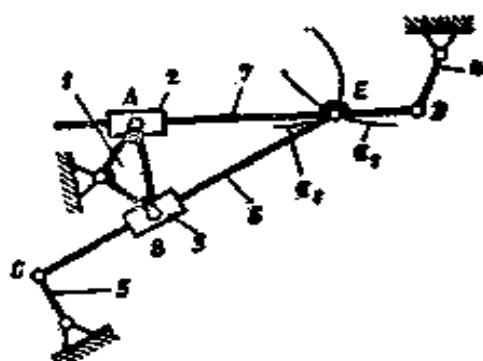


图 1·14

具有四类杆组的缝纫机送布机构的简图。四类杆组由相互连接的中心构件6、7和悬杆2、3、4、5组成。在给定双偏心1的位置时，设想点A和点B不动，将构件6和7在E点处拆开，再给定点C和点D的任意位置，即可画出E点的轨迹 e_6 和 e_7 。这两轨迹的交点就确定了E点的真实位置。对双偏心的每个位置都应这样作图。

采用具有两个起始构件的机构，能够再现点的很复杂的轨迹。

在缝鞋机导针器机构（图1·15）中，起始构件1、2的运动由固定在同一根轴上的凸轮5和3带动。这时，凸轮5的廓形决定针杆4的偏斜，而凸轮3则确定它在可动导轨中的位移。由于这两个运动合成的结果，针尖可再现图右部所示的轨迹。按凸轮廓线求得起始构件1和2的位置后，就可用几何作图法作出轨迹。

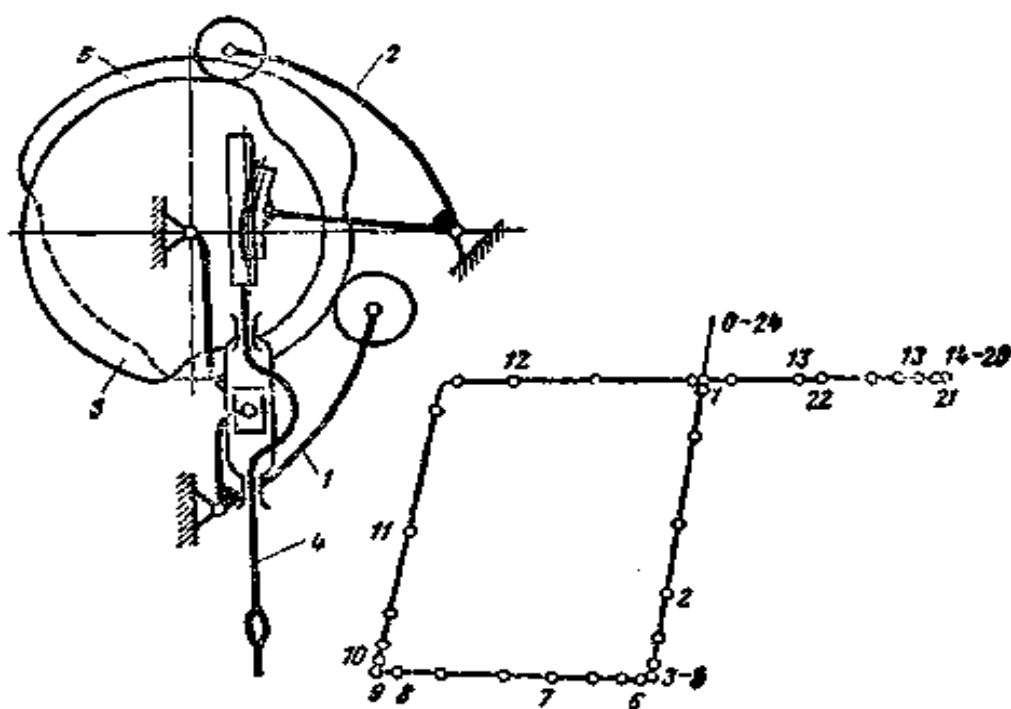


图 1·15

在某些情况下，因为机构不能分成阿苏尔杆组，当给定构件的相对位移时，必须用别的方法来作机构图。

为确定图1·16所示机构各构件的位置，在给定 φ_{21} 角时，我们可假设在 B 点处将构件2、3拆开。让构件2相对构件1转动，使它们间的夹角为 φ_{21} ，并以 CB_1 为半径作圆弧。然后给定构件4（或5）的一系列连续位置，求得四杆机构3、4、5的点 B 的轨迹 β 。曲线 β 与半径为 CB_1 的圆弧相交，可确定点 B 在固定平面中的位置 B_1 ，因而可确定机构全部构件的位置。

在图1·17的机构中，若给定了构件2相对于构件1的运动，则可假设构件2和3是分开的，先将构件2相对构件1转动，使其间相夹给定的角 φ_{21} ，然后作出 B 点和 B' 点的轨迹 β 和 β' ，并找到它们的交点 B_1 。从而可确定所求的机构各构件的位置。

在某些情况下，只需知道从动件的行程，而这个行程由从动件的两极限位置确定。

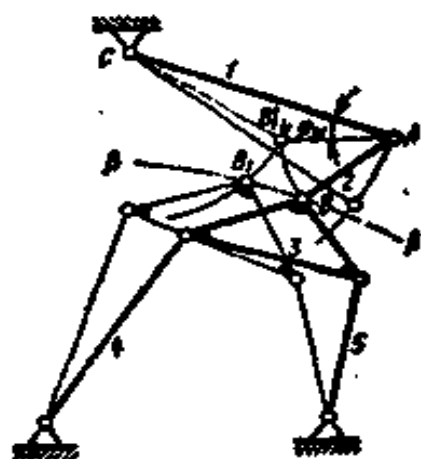


图 1·16

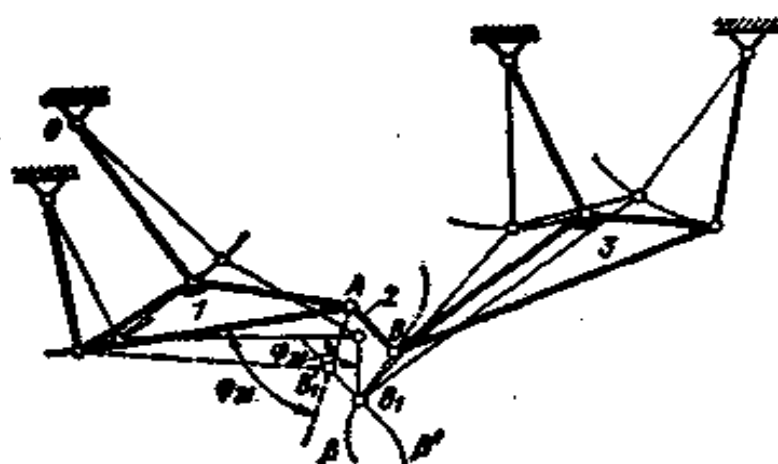


图 1·17

对于曲柄滑块机构（图1·18）或铰链四杆机构（图1·19），从动构件的两个极限位置对应于曲柄 AB 与连杆 BC 的方向重合的时候。回行点 C_0 和 C' ，可依据它们到 A 点的距离 $l+r$ 和 $l-r$ 找到 \ominus 。路程 C_0C' 等于行程 H （见图1·18）。

\ominus 铰链四杆机构若为双摇杆机构，则极限位置与回行点不一定相等。

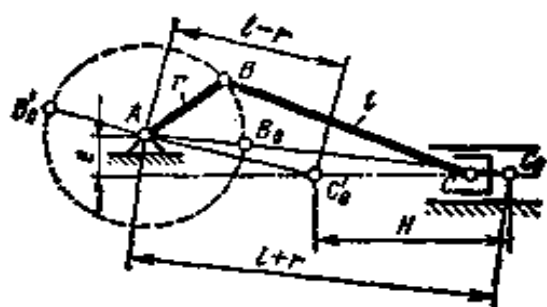


图 1-18

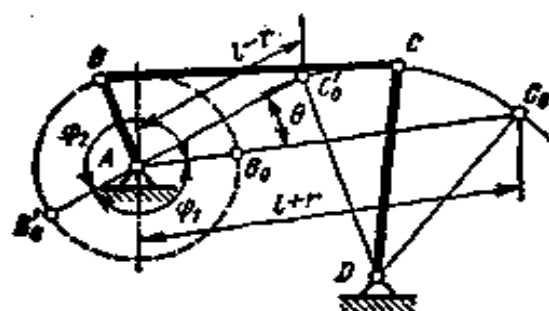


图 1-19

转角 φ_1 (图1-19) 相应于C点由位置 C_0 移到 C_1 。而 φ_2 则刚好相反。摇杆CD向前向后运动时的平均速度的比值可用角度 θ 来确定。

在复杂的机构中，确定从动构件行程会稍困难些。在图1-20中指出了确定V形内燃机侧面汽缸活塞行程的作法。由于活塞处于极限位置时曲柄AB的位置为未知，所以用半径ED从点E的任选位置1、2、3等作弧与主连杆BCD上D点的轨迹相交。通过这些圆弧1'、2'、3'等的中点联成的曲线与D点轨迹相交而得到 D_0 点，活塞处于上极限位置时，点D落在点 D_0 上。以 D_0 为圆心，DE为半径作弧与汽缸的轴线相交求得死点 E_0 ，用类似的方法确定 D_1 及 E_1 。活塞的行程H等于距离 E_0E_1 。

速度和加速度的图解法

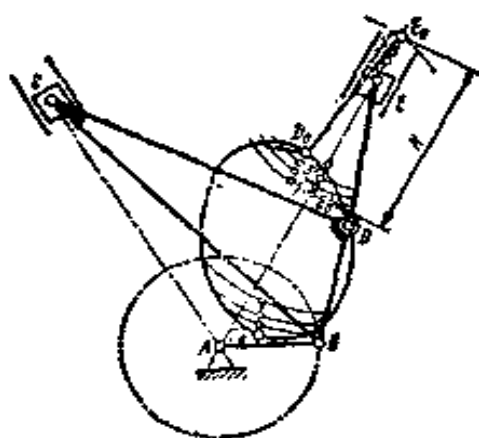


图 1-20

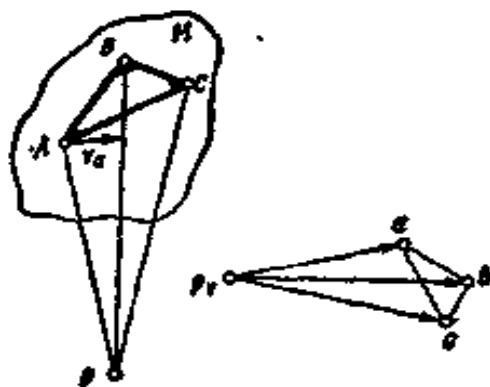


图 1-21

⊖ 曲柄顺时针向转动时是这样，逆时针向转时则相反。

在设计机构时，必须知道速度和加速度的大小和方向，即它们的矢量。

若 P 为刚体 M 的瞬时转动中心 (图1·21)，并给定点 A 、 B 、 C 中之一的速度 (例如 A 点的速度 V_A) 则它们的速度分别与 PA 、 PB 和 PC 成正比。取任意一点 p_v ，作与 PA 、 PB 和 PC 垂直并且成比例的线段 $p_v a$ 、 $p_v b$ 、 $p_v c$ ，得到图形 $p_v abc$ 。图中的线段 $p_v a$ 、 $p_v b$ 、 $p_v c$ 分别为点 A 、 B 和 C 的速度矢量。图形 $p_v abc$ 相似于图形 $PABC$ 并称之为速度图。图形 abc 称相对速度影象，它的各条边是点 A 、 B 和 C 的相对速度，它与图形 ABC 相似并相对后者转过 90° 。通常，利用相对速度影象与位置图形相似的性质来求构件的各中间点的速度。

在研究由静定杆组组成的复杂机构时，一般先从与起始构件相连的杆组开始，依次确定速度。对二类杆组可根据这样的条件确定速度，即构件的平行平面运动可看作是两种运动的合成：构件与其上任一点一起移动和绕通过该点轴线的转动。例如，若给定或预先算出二类杆组 A 点和 C 点的速度 (图1·22a)，则 B 点的速度可根据矢量方程式确定：

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$$

和

$$\vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}$$

式中 \vec{V}_A 和 \vec{V}_C —— 构件 AB 和 BC 牵连移动的速度；

\vec{V}_{BA} 和 \vec{V}_{BC} —— 构件 AB 和 BC 分别绕通过 A 点和 C 点轴线转动时 B 点的速度，并相应地垂直于线段 AB 和 BC 。由任选极点 p_v 出发作矢量和的方法如图1·22a) 所示。

构件 1 和 2 的角速度按下式确定：

$$\omega_1 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{a_0 k_V}{l_{AB}}$$

和

$$\omega_2 = \frac{V_{BC}}{l_{CB}} = \frac{b_0 k_V}{l_{CB}}$$

若是铰链中的 一个用移动副代替 (图1·22b)，即滑块沿导

杆 q 移动, 则 C 点应取在导杆 q 上 \ominus , 而它的相对运动速度 \bar{V}_{BC}

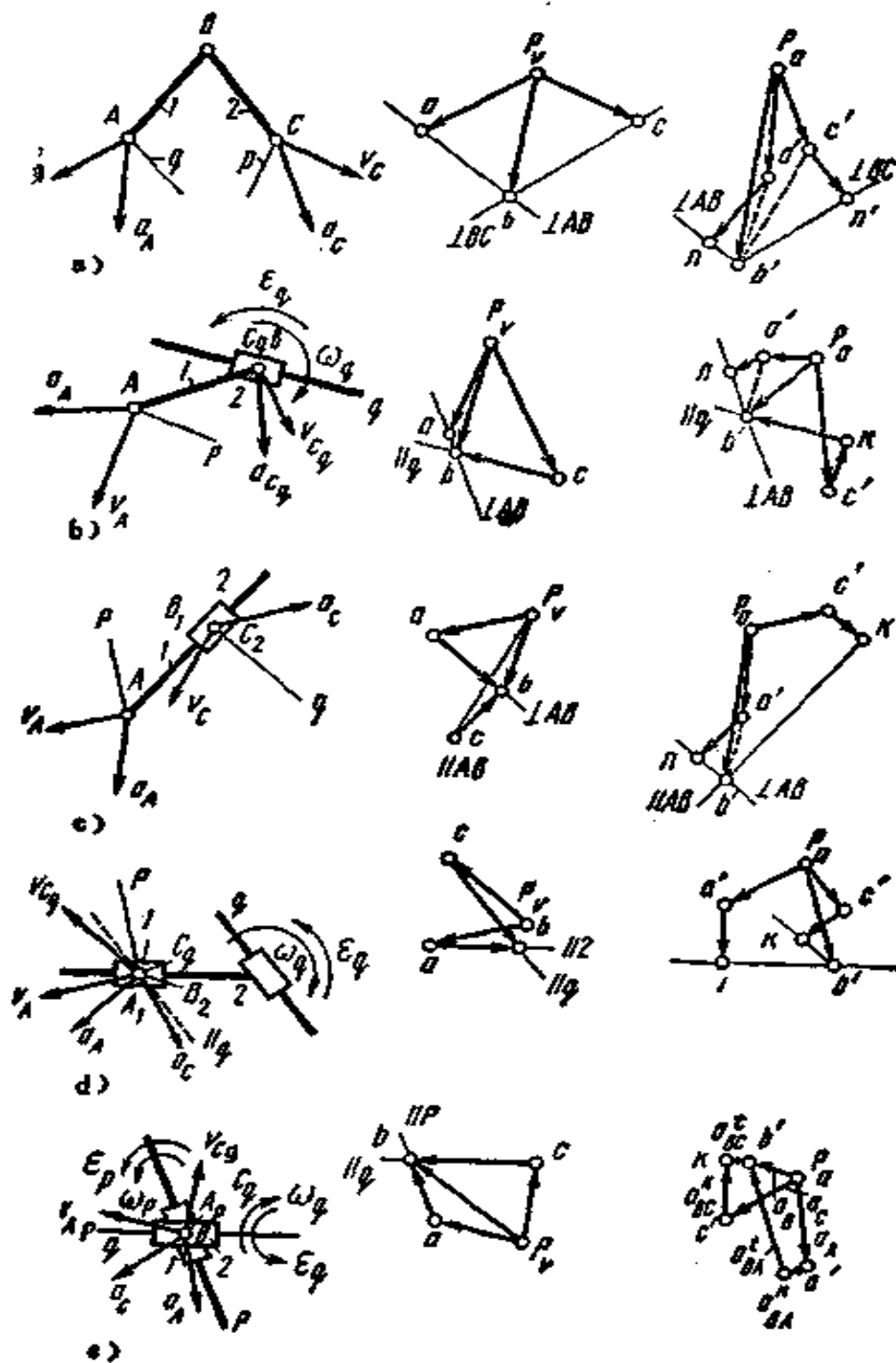


图 1-22

\ominus 严格讲 C 点应取滑块上与 B 重合的一点 $\bar{V}_B = \bar{V}_C$, 而计算 V_C 时, 取构件 q 上与 C 瞬时重合的一点 C' , $\bar{V}_{CC'}$ 的方向与导杆方向平行。其矢量方程式为 $\bar{V}_C = \bar{V}_{C'} + \bar{V}_{CC'}$ 。

在图中应平行于导杆的方向。确定速度的方程式仅与具有二个铰链的二类杆组的方程式相同。位置图字母下的角标表示点是属于那一个构件上的。在速度与加速度图中省略了这些角标。

图1·22中其余各种变态的二类杆组，其构件的角速度可由下列各式确定：

$$\omega_1 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} \quad \text{和} \quad \omega_2 = \omega_0 \quad (\text{图1·22b})$$

$$\omega_1 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} \quad \text{和} \quad \omega_2 = \omega_1 \quad (\text{图1·22c})$$

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_0 \quad (\text{图1·22d})$$

$$\omega_1 = \omega_0 \quad \text{和} \quad \omega_2 = \omega_0 \quad (\text{图1·22e})$$

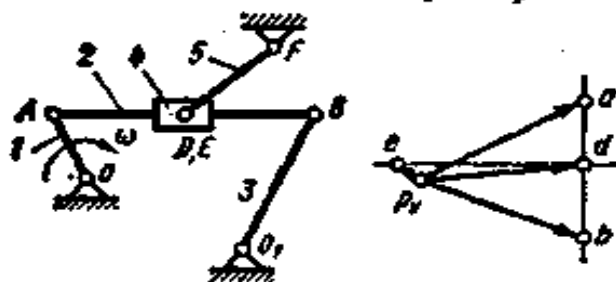


图 1·23

我们以图1·23所示的机构为例，确定机构中各构件上点的速度。机构由二类杆组2—3及4—5组成，二类组2—3与曲柄在A点连接，而与固定构件在O₁点相联；二类杆组4—5的滑块沿导轨AB滑动。

从任取的极点 p_v 以比例尺 k_v 作出速度 \bar{v}_A （线段 $p_v a$ ）。并过 p_v 作O₁B的垂直线，而过 a 作AB的垂线，B点速度（ $p_v b = \frac{V_B}{k_v}$ ）的矢端就在这两条直线的交点 b 处。

然后，利用构件的位置图形与相对速度影象相似的性质，即由比例 $\frac{ad}{ab} = \frac{AD}{AB}$ ，可求出导轨上D点的速度矢量。

E点速度在垂直于EF的方向， $\bar{v}_E = \bar{v}_D + \bar{v}_{ED}$ ，因此，过 d 作导轨的平行线，并过 p_v 作EF的垂直线，它们的交点即为E点速度的矢端 e 。

B点的加速度（见图1·22a）可由下列方程式确定：

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t \quad \text{及} \quad \bar{a}_B = \bar{a}_C + \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^t$$

由任取的极点 p_a 以选定比例尺 k_a 作出A点和C点的加速度，

以线段 $\overline{p,a'}$ 及 $\overline{p,c'}$ 表示。过 a' 点作 BA 的平行线，且在其上取线段 $\overline{a'n}$ ，它与 B 点相对于 A 点运动时的法向加速度 $\overline{a_{BA}^*}$ 成正比：

$$a'n = \frac{a_{BA}^*}{k_a} = \frac{V_{BA}^2}{k_a l_{BA}} = \frac{k_v^2 \overline{ab}^2}{k_a l_{BA}}$$

而过端点 n 作 B 点相对于 A 点运动时的切向加速度 $\overline{a_{BA}^i}$ 的方位线，它垂直于 $a'n$ 。

然后，由 c' 点作出平行于 BC 的线段 $c'n'$

$$c'n' = \frac{a_{BC}^*}{k_a} = \frac{V_{BC}^2}{k_a l_{CB}} = \frac{k_v^2 \overline{cb}^2}{k_a l_{CB}}$$

它与 B 点绕轴线 C 转动时的法向加速度成正比，并过 n' 作垂直于 $c'n'$ 的 $\overline{a_{BC}^i}$ 的方位线。在这两个方程式中，线段 \overline{ab} 和 \overline{cb} （与 $\overline{V_{BA}}$ 及 $\overline{V_{BC}}$ 成正比）可从速度图（图1·22a）中确定。

切向加速度 $\overline{a_{BA}^i}$ 与 $\overline{a_{BC}^i}$ 的方位线的交点确定为 B 点加速度的矢端：

$$a_B = k_a \overline{p_o b'}$$

构件 ABC （见图1·21）上各点相对运动的全加速度与相应各点间的距离成正比：

$$a_{AB} : a_{BC} : a_{CA} = l_{AB} : l_{BC} : l_{CA}$$

与此相应，各个相对运动的全加速度矢量在加速度图上形成的图形 $a'b'c'$ 与位置图相似，并称之为相对加速度影象。

当构件上两点的加速度已知而要确定构件上任意第三点的加速度时，可应用相对加速度影象。

若二类杆组的某一个转动副用移动副代替，则 B 点的加速度（见图1·22b）可按下列方程式确定：

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^*} + \overline{a_{BA}^i} \text{ 及 } \overline{a_B} = \overline{a_C} + \overline{a_{BC}^*} + \overline{a_{BC}^i} \ominus$$

第一个方程式的意义如前一样，至于第二个方程式，则其中的 $\overline{a_C}$ 是在给定瞬时与 B 点重合的导轨上 C 点的加速度； $\overline{a_{BC}^i}$ 是牵连运动为转动时出现的哥黎奥利斯 (Coriolis) 加速度，它等于

⊖ 与13页注⊖相符， $\overline{a_B} = \overline{a_C}$ ， $\overline{a_C} = \overline{a_{CC'}} + \overline{a_{CC}^*} + \overline{a_{CC'}^i}$ ， $\overline{a_{CC'}^i} = 2\omega_1 V_{CC'}$ 。

$2\omega_a V_{BC}$, 其方向与矢量 \bar{V}_{BC} 顺 ω_a 方向转过 90° 后的方向一致。

为了确定图1·22中各种变态二类杆组各构件上点的加速度, 所需的矢量方程式和公式可类似地写出。

若有三类杆组加入机构中, 则为确定其各构件上点的速度和加速度, 应该采用相对速度和加速度影象的虚设位置法或特殊的阿苏尔点。

相对速度影象的虚设位置法 归结如下。三类杆组 (图1·24)

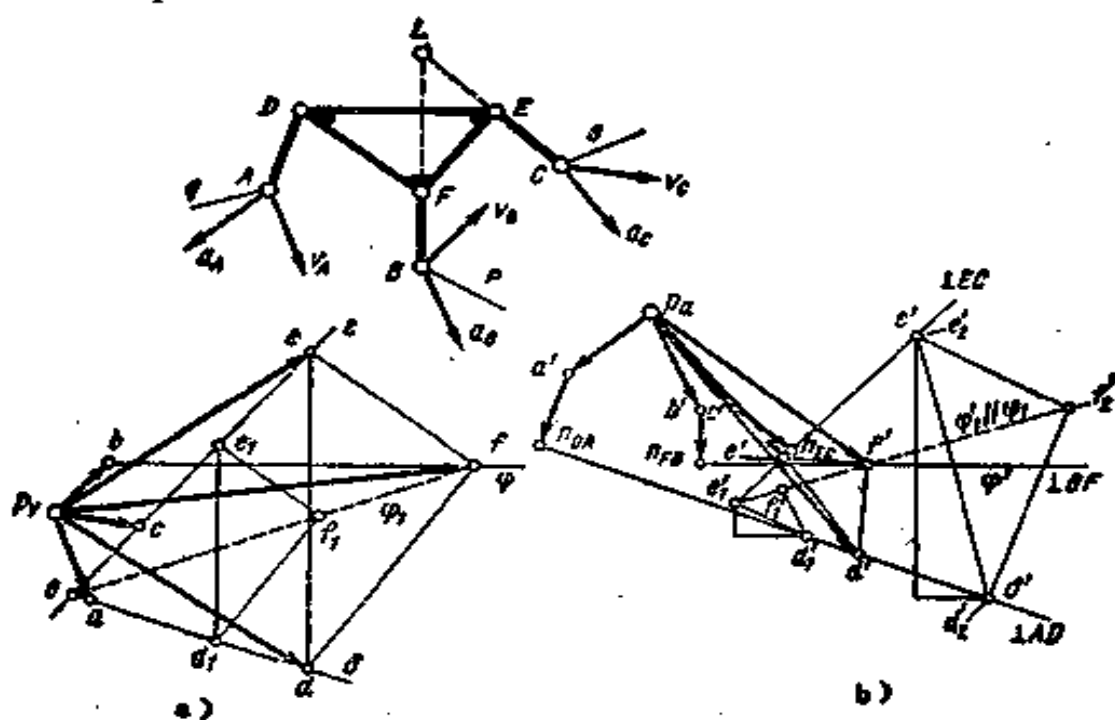


图 1·24

以铰链 A 、 B 及 C 与机构相联, 假设由运动学的研究已确定了铰链中心 A 、 B 及 C 的速度, 而且由 D 点作出了相应的线段 p_{va} 、 p_{vb} 及 p_{vc} 。那末对点 D 、 E 及 F 可写出矢量方程式 $\bar{V}_D = \bar{V}_A + \bar{V}_{DA}$ 、 $\bar{V}_F = \bar{V}_B + \bar{V}_{FB}$ 及 $\bar{V}_E = \bar{V}_C + \bar{V}_{EC}$, 从这些矢量方程式得出的结论是矢量 \bar{V}_E 、 \bar{V}_D 、 \bar{V}_F 的端点应分别在过 a 、 b 及 c 点向 AD 、 BF 及 EC 所作的垂线 δ 、 φ 及 ϵ 上。此外, 众所周知 D 、 E 及 F 点的相对运动速度矢量所构成的三角形与 $\triangle DEF$ 相似, 且各对应边互相垂直。为了正确地作出相对速度影象, 我们首先任意给定一个相对速度, 例如 V_{DA} (在速度图上为线段 \bar{ad}_1) , 在这虚设的位置

上作出速度影象 $d_1e_1f_1$ 。如果现在顶点 d 及 e 沿直线 δ 和 e 移动，那么三角形 edf 的边将按比例地改变，并且 f 点将沿通过 o 点及 f_1 点的直线 φ_1 移动。直线 φ 与 φ_1 的交点可确定为所求的 f 点的位置，从而也可确定构件 DEF 的相对速度影象上的 e 点和 d 点。在确定了 F 点的速度矢量 p_{vf} 以后，就很容易确定其余各点的速度。

相对加速度影象的虚设位置法归结如下：若给定点 A 、 B 和 C 的加速度 \bar{a}_A 、 \bar{a}_B 和 \bar{a}_C （图1·24），则点 D 、 E 和 F 的加速度可用以下各矢量方程式表示：

$$\bar{a}_D = \bar{a}_A + \bar{a}_{DA}^* + \bar{a}_{DA}^i \quad \bar{a}_E = \bar{a}_C + \bar{a}_{EC}^* + \bar{a}_{EC}^i$$

$$\bar{a}_F = \bar{a}_B + \bar{a}_{FB}^* + \bar{a}_{FB}^i$$

法向加速度 \bar{a}_{DA}^* 、 \bar{a}_{EC}^* 、 \bar{a}_{FB}^* 可在作出速度图后算出；并由点 A 、 B 和 C 的加速度矢量端点 a' 、 b' 、 c' 作出线段 n_{DA} 、 n_{FB} 、 n_{EC} 。

过所作各线段的每一个端点必须引切向加速度 \bar{a}_{DA}^i 、 \bar{a}_{EC}^i 、 \bar{a}_{FB}^i 的方向线，它们分别垂直于线段 n_{DA} 、 n_{EC} 及 n_{FB} 。点 D 、 E 及 F 在相对运动中的全加速度在加速度图中构成 $\Delta d'e'f'$ ，它与 ΔDEF 相似， $\Delta d'e'f'$ 的顶点相应地在直线 δ' 、 e' 、 φ' 上。为满足这个条件，我们给定任一点的位置（例如 d'_1 ），由下列方程式求得第二个点（例如 e'_1 ）：

$$\bar{a}_E = \bar{a}_D + \bar{a}_{ED}^* + \bar{a}_{ED}^i \quad (1.4)$$

并在得到的线段 $d'_1e'_1$ 上作与 ΔDEF 相似的 $\Delta d'_1e'_1f'_1$ 。

假若这时用顶点 d'_1 及 e'_1 沿直线 δ' 及 e' 这样来移动 $\Delta d'_1e'_1f'_1$ ，使它们保持相似并满足方程式（1.4），则三角形的第三个顶点 f'_1 将沿平行于速度图（见图1·24）中 φ_1 的直线 φ'_1 移动。 F 点加速度的矢端 f' 就位于直线 φ'_1 和 φ' 的交点处。故在两个虚设的位置作出相对加速度影象 $d'_1e'_1f'_1$ 及 $d'_2e'_2f'_2$ ，并通过顶点 f'_1 和 f'_2 引直线以后就得到了方向线 φ'_1 。现在，其余各点的加速度就可按一般的方程式来确定了。

我们再来说明，若给定的为两相邻构件的相对运动 ω_{21} （图

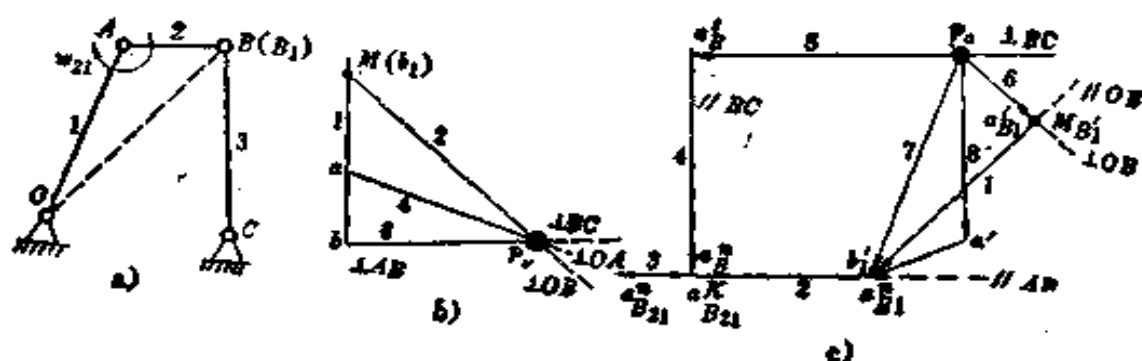


图 1.25

1.25a) 时, 简单铰链四杆机构的速度及加速度的作法。

主动构件 2 的运动可认为是由构件 2 随构件 1 一起的转动和构件 2 相对于构件 1 的给定转动合成的结果 (图 1.25b)。

$$\bar{V}_B = \bar{V}_{B_{21}} + \bar{V}_{B_1}$$

式中 $V_{B_{21}} = \omega_{21} l_{AB}$ —— 在构件 2 相对于构件 1 转动时 B 点的相对速度;

$V_{B_1} = \omega_1 l_{OB_1}$ —— 当 $\omega_{21} = 0$, 构件 1 与 2 固结在一起时 B 点的速度 (即构件 1 上与 B 点瞬时重合的 B_1 点的速度), 因为 ω_1 未知, V_{B_1} 不能算出;

$V_B = \omega_3 l_{CB}$ —— 构件 3 相对于 C 点转动时 B 点的速度。

因为 ω_1 和 ω_3 未知, 速度图的极点 p_v 可由作图来确定。

由任意点 M 作垂直于 AB 的线段 $b_1 \bar{b} = \frac{\omega_{21} l_{AB}}{k_v}$, 过 b_1 点作 OB 的垂线, 而过 b 点作 BC 的垂线, 它们的交点即是极点 p_v 。以 $p_v b_1$ 为边作 $\triangle OAB_1$ 的相似三角形, 可求得矢量 V_A 。

速度图中的数字 1 ~ 4 (图 1.25b) 表示它的作图顺序。

假设 $\epsilon_{21} = 0$, 作加速度图 (图 1.25c)。则有:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{B_1} + \bar{a}_{B_{21}} = \bar{a}_{B_1}^n + \bar{a}_{B_{21}}^n + \bar{a}_{B_{21}}^t + \bar{a}_{B_1}^t$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_B^n + \bar{a}_B^t$$

式中 $\bar{a}_{B_1}^n = \frac{p_v b_1^2}{l_{OB_1}^3} \frac{k_v^2}{k_a}$ —— 构件 2 随构件 1 一起转动时 B_1 点的法

向加速度;

$a_{B_{21}}^n = \omega_{21}^2 l_{AB}$ ——构件 2 绕轴 A 以角速度 ω_{21} 转动时 B 点的法向加速度；

$a_{B_{21}}^k = \frac{v_B}{\rho} = \frac{2l_{AB}k_V\omega_{21}}{l_{OB_1}}$ —— B 点沿转动的轨迹（轨迹中心在 A 点）运动时产生的哥黎奥利斯加速度。

$a_B^n = \frac{v_B^2}{l_{CB}}$ —— B 点绕 C 轴运动时的法向加速度。

上列所有的法向加速度与哥黎奥利斯加速度的线段必须预先算出。加速度图的极点 p_a 由作图求出。

由任意点 M'_{B_1} 作矢量 $\vec{a}_{B_1}^n$ ，其方向平行于 BO ，由 B 到 O 。在作出的矢量上再作加速度 $\vec{a}_{B_21}^k$ ，因为速度 $V_{B_{21}} = k_V \overline{b_1 b}$ ，其方向在速度图中由上向下，而 ω_{21} 为逆时针方向，所以 $\vec{a}_{B_21}^k$ 指向右，而加速度 $\vec{a}_{B_21}^n$ 指向左边，即由 B 到 A 。

大小未知的加速度 $\vec{a}_{B_1}^n$ 的方向线为过 M'_{B_1} 点所作的 OB 的垂线。

迎着矢量方程式右边的矢量作方程式左边的矢量 \vec{a}_B^n 及 \vec{a}_B^t 。 \vec{a}_B^n 的方向为平行于构件 BC 且指向向下； \vec{a}_B^t 为垂直于构件 BC 。两切向加速度 $\vec{a}_{B_1}^t$ 与 \vec{a}_B^t 之交点即为加速度图的极点 p_a 。在线段 $\overline{p_a b'_1}$ 上作 $\triangle OAB_1$ 的相似三角形 \ominus 可得到加速度 $a_A = \overline{p_a b'_1} k_a$ 。

传动特性曲线的作法

在设计执行机构时，便于使用的不是速度的绝对值，而是它们的相互关系——众所周知的名称是机构的传动函数。

具有一个移动副的四杆机构传动函数的图形与参数比 $\lambda = \frac{r}{l}$ 及 $\chi = \frac{e}{r}$ (图 1·18) 有重要的关系，因为这个机构可以是曲柄滑块机构，也可以是摇杆滑块机构。机构的形式由以下条件确定：

当 $r + e < l$ 或 $1 + \chi < \frac{1}{\lambda}$ 时，构件 r 为曲柄，即可在 360° 范围

\ominus 原文误为“在线段 $\overline{p_a b'_1}$ 上作 $\triangle OAB$ 的相似三角形”，图 1·25c 上也作了相应更改。

内转动，

当 $r + e = l$ 或 $1 + \lambda = \frac{1}{\lambda}$ 时，机构为极限情况的曲柄滑块机构；

当 $r + e > l$ 或 $1 + \lambda > \frac{1}{\lambda}$ 时，构件 r 为摇杆，机构为摇杆滑块机构。

许多机构以回程平均速度增大系数 K 来表征。对偏置曲柄滑块机构（图1·26a）

$$K = \frac{180^\circ + (\psi_2 - \psi_1)}{180^\circ - (\psi_2 - \psi_1)}$$

式中

$$\sin \psi_1 = \frac{e}{l+r} = \frac{\lambda}{1+\lambda}$$

$$\sin \psi_2 = \frac{e}{l-r} = \frac{\lambda}{1-\lambda}$$

图1·27中所示为 λ 和 λ 的函数 K 的线图。例如，对曲柄滑块机构（见图1·26a），由于以曲柄比例尺 \ominus 来作转向速度图的结果，就极易求得传动函数 $i_{s1} = \frac{V_B}{V_A}$ ，它为参数 λ 和 λ 的函数。

曲柄滑块机构在 $\lambda = 0.5$ 及参数 λ 为某些值时的传动函数列在图1·26b中。

利用 i_{s1} 和 K 的线图，可按给定的条件选择参数 λ 及 λ ，并由此再定出各构件的尺寸。

在设计液压的或气动的执行机构时会遇到这样的情况，即 λ 很大而且具有固定转动轴线的从动构件可在小于 180° 的有限角度范围内摆动。在这种条件下，我们得到摇杆—滑块机构 1、2、3

（图1·28），同时运动学的分析归结为作出参数 λ 和 λ （有时为 $\sigma = \frac{s}{l}$ ）的函数曲线 i_{s1} 。

\ominus 即取速度图比例尺 $k_v = \omega_1 \cdot k_l$ ，m/s/mm，式中 k_l 为位置图长度比例尺， ω_1 为曲柄1的角速度。

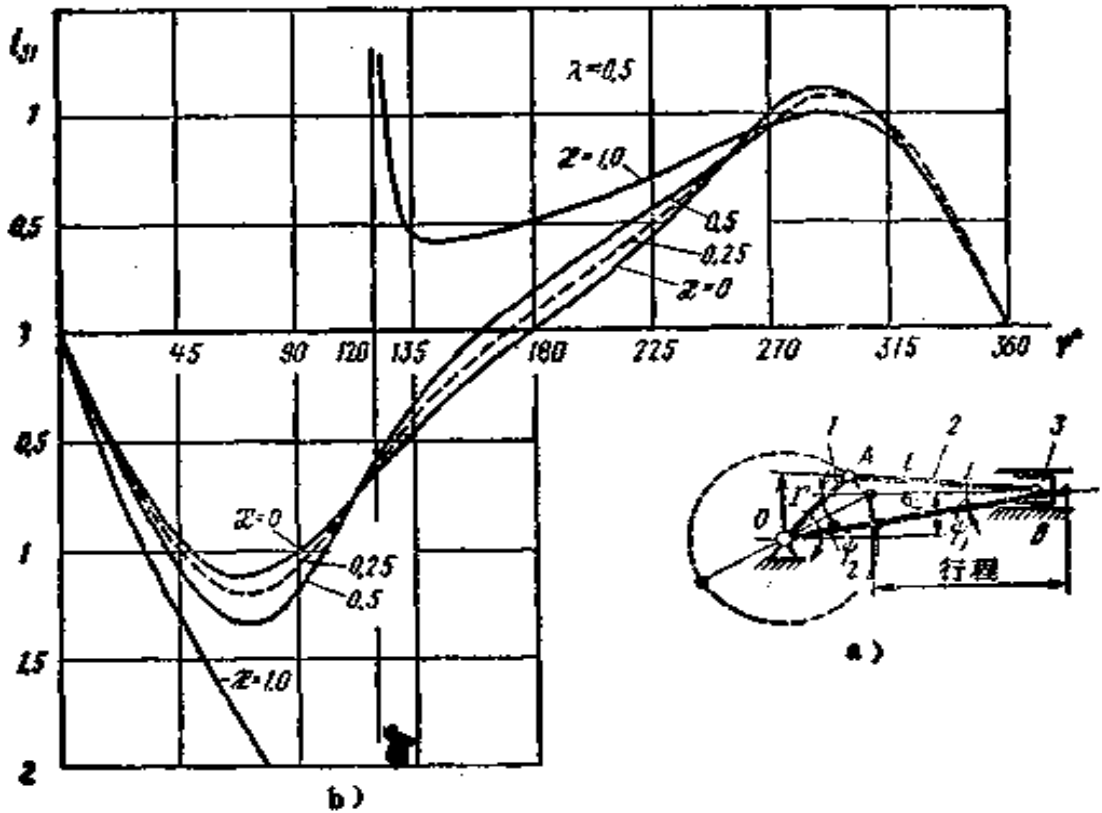


图 1-26

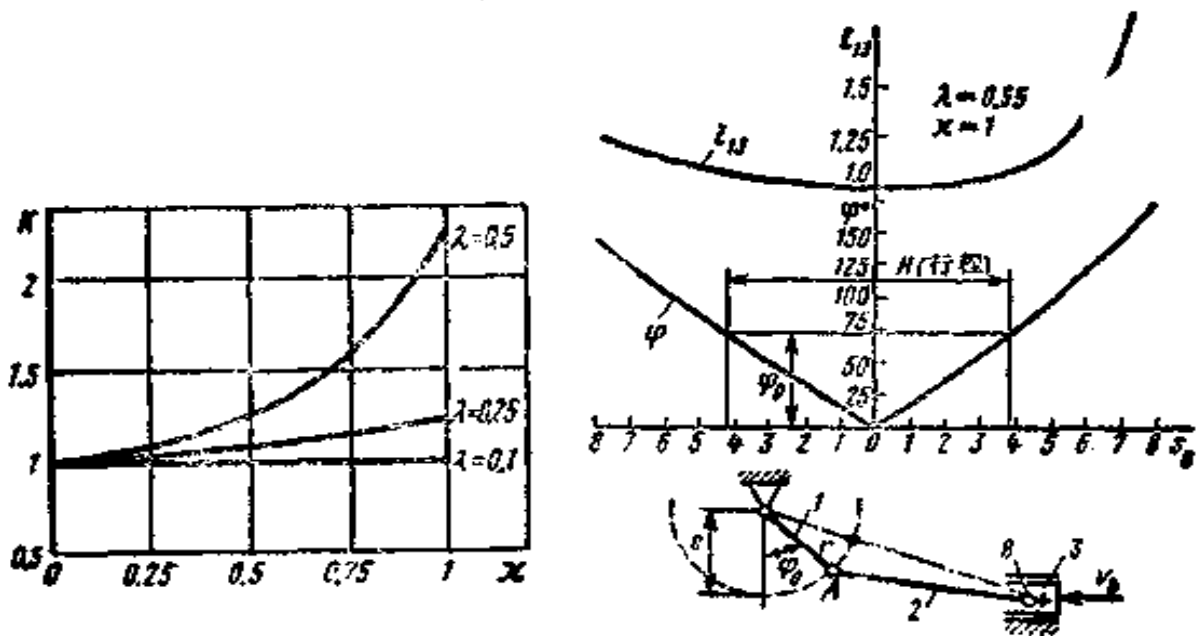


图 1-27

图 1-28

图1-28中画出了 $\lambda = 0.55$ 及 $\chi = 1$ 时主动滑块位移 s_B 的函数 $i_{12} = \frac{V_A}{V_B}$ 和 φ 的线图。

工作角度 φ_0 由以下条件选定:

$$\cos\varphi_0 > \frac{\lambda x}{1 + \lambda}$$

曲线 $i_{13}(s_B)$ 及 $\varphi(s_B)$ 对纵坐标轴是不对称的。

$V_B = \text{常数}$ 时, 若必须使 V_A 与常数相差很小, 则很显然, 曲柄的极限位置应是不对称的。给出 V_A 超过 V_B 的百分数后, 可求出活塞的行程 H 。

在设计其他机构(具有摆动或转动导杆的机构, 铰链四杆机构等)时, 可以利用类似的特性曲线。

某些连杆机构的分析运动学

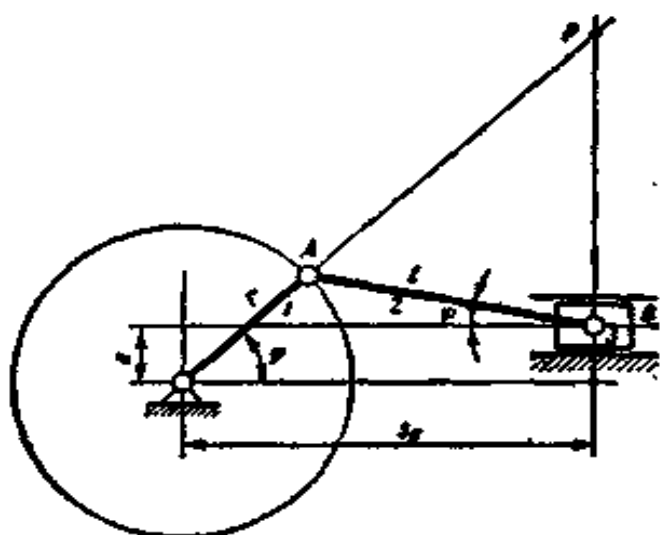


图 1.29

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad x = \frac{e}{r} \quad \sigma = \frac{s_B}{l}$$

对许多实际计算, 图解法精度是不够的, 而必须采用分析研究的方法。

我们来研究在工程上广泛应用的某些连杆机构的分析运动学。

取 λ 、 x 、 σ 作为曲柄滑块机构1、2、3(图1.29)的无量纲参数:

而在通常的曲柄滑块机构中, 独立变量为角度 φ ; 在液压—气动机构中, 独立变量为参数 σ ; 在给定构件相对运动的机构中, 独立变量为角度 ψ 。

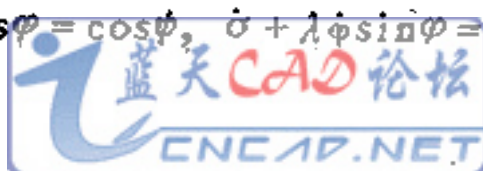
由机构简图可见:

$$s_B = r \cos\varphi + l \cos\psi = r \left(\cos\varphi + \frac{1}{\lambda} \cos\psi \right)$$

$$r \sin\varphi = e + l \sin\psi$$

或写成无量纲形式:

$$\sigma - \lambda \cos\varphi = \cos\psi, \quad \sigma + \lambda \psi \sin\varphi = -\psi \sin\psi$$



$$\lambda(\sin\varphi - \chi) = \sin\psi \quad \lambda\dot{\varphi}\cos\varphi = \dot{\psi}\cos\psi$$

由此求出传动函数

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\dot{\psi}}{\dot{\varphi}} = \lambda \frac{\cos\varphi}{\cos\psi}$$

$$i_{s1} = \frac{\dot{\sigma}}{\dot{\varphi}} = -\lambda \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos\psi}$$

$$i_{12} = \frac{1}{\lambda} \frac{\cos\psi}{\cos\varphi}$$

$$i_{s2} = \frac{i_{s1}}{i_{21}} = -\frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos\varphi}$$

$$i_{1s} = -\frac{1}{\lambda} \frac{\cos\psi}{\sin(\varphi + \psi)}$$

$$i_{2s} = -\frac{\cos\varphi}{\sin(\varphi + \psi)}$$

因为 $\dot{\sigma} = \frac{V_B}{l} = \dot{\varphi} i_{s1}$, 而 $\ddot{\sigma} = \frac{a_B}{l} = \ddot{\varphi} i_{s1} + \dot{\varphi} \dot{i}_{s1}$, 所以在构件 1 主动时 (设 $\omega_1 = \text{常数}$) \ominus , 有精确公式:

$$V_B = -r\omega_1 \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos\psi}$$

$$a_B = -r\omega_1^2 \left[\frac{\cos(\varphi + \psi)}{\cos\psi} + \lambda \frac{\cos^2\varphi}{\cos^2\psi} \right]$$

及近似公式:

$$V_B = -r\omega_1 (\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - \lambda\chi \cos\varphi)$$

$$a_B = -r\omega_1^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi + \lambda\chi \sin\varphi)$$

对于对心曲柄滑块机构, $e = 0$, $\chi = 0$, 所以

$$V_B = -r\omega_1 (\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi); \quad a_B = -r\omega_1^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

或写成三角级数的形式:

$$V_B = -r\omega_1 (B_1 \sin\varphi + B_2 \sin 2\varphi + B_4 \sin 4\varphi + \dots)$$

\ominus 原文未注明该必须的条件。

$$a_B = -r\omega_1^2 (B_1 \cos\varphi + 2B_2 \cos 2\varphi + 4B_4 \cos 4\varphi + \dots)$$

式中 $B_1 = 1$

$$B_2 = \frac{\lambda}{2} + \frac{\lambda^3}{8} + \dots,$$

$$B_4 = - \left(\frac{\lambda^3}{16} + \frac{3\lambda^5}{64} + \dots \right) \ominus$$

当构件 3 或 2 为主动时, 可类似地得到确定从动件的 V 及 a 的公式。在第一种情况时可利用对应的传动函数 i_{23} 和 i_{13} , 在第二种情况时可利用 i_{12} 及 i_{32} 。

对导杆机构 (图 1.30), 若 $\lambda = \frac{e}{r}$, r 为

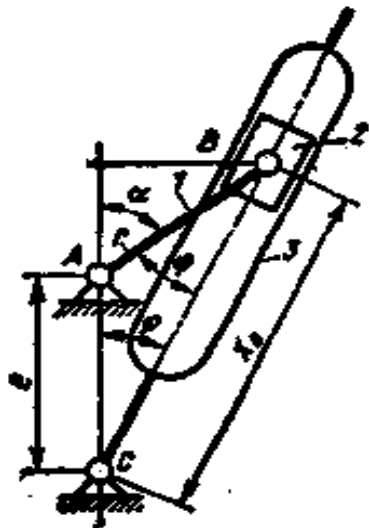


图 1.30

曲柄 AB 的长度, 则可求得 $\text{tg}\varphi = \frac{r \sin \alpha}{e + r \cos \alpha} =$

$$\frac{\sin \alpha}{\lambda + \cos \alpha}. \text{ 若 } r < e, \text{ 导杆 3 作摆动, 而若 } r > e,$$

则导杆 3 作转动。考虑到 $\omega_1 = \dot{\alpha}$ 及 $\omega_3 = \dot{\varphi}$ 时, 可确定导杆的角速度:

$$\omega_3 = \omega_1 i_{31} = \omega_1 \frac{1 + \lambda \cos \alpha}{1 + 2\lambda \cos \alpha + \lambda^2}$$

在构件 1 主动时 (设 $\omega_1 = \text{常数}$) \ominus , 导杆的角加速度:

$$e_3 = \omega_1^2 \frac{\lambda(1 - \lambda^2) \sin \alpha}{(1 + 2\lambda \cos \alpha + \lambda^2)^2}$$

而当导杆 3 主动时 (设 $\omega_3 = \text{常数}$) \ominus , 同样

$$e_1 = -\omega_3^2 \frac{\lambda \sin \alpha (1 - \lambda^2) (1 + 2\lambda \cos \alpha + \lambda^2)}{(1 + \lambda \cos \alpha)^3} \omin�$$

为确定滑块与导杆的相对位移、速度和加速度, 可用公式:

\ominus 原文误为: $B_1 = -1, B_2 = - \left(\frac{\lambda}{2} + \frac{\lambda^3}{8} + \dots \right), B_4 = \frac{\lambda^3}{16} + \frac{3\lambda^5}{64} + \dots$

$\omin�$ 原文未注明该必须的条件。

$\omin�$ 原文将 e_1 误为 e_3 , 原式右边用从动构件角速度 ω_1 表示, 现已更改为用主动构件角速度 ω_3 表示。

$$x_{23} = x_B = e(\cos\varphi + \frac{1}{\lambda}\cos\psi)$$

$$V_{23} = -e\omega_3 \frac{\sin\alpha}{\cos\psi}$$

$$a_{23} = -e \left[\varepsilon_3 \frac{\sin\alpha}{\cos\psi} + \omega_3^2 \left(\frac{\cos\alpha}{\cos\psi} + \lambda \frac{\cos^2\varphi}{\cos^3\psi} \right) \right]$$

对铰链四杆机构 (图1·31), 给定曲柄转角 α 以后, 可求得角度 γ , δ 和 β :

$$\gamma = \arccos \frac{2ad\cos\alpha - a^2 + b^2 + c^2 - d^2}{2bc}$$

$$\delta = \arctg \frac{b\sin\gamma}{c - b\cos\gamma} + \arctg \frac{a\sin\alpha}{d - a\cos\alpha}$$

$$\beta = \arccos \left[\frac{dc}{ab} \cos\delta + \frac{a^2 + b^2 - c^2 - d^2}{2ab} \right]$$

作出连杆 BC 的瞬时转动中心 p 以后, 我们可确定连杆与摇杆的角速度 ω_2 及 ω_3 :

$$\omega_2 = \frac{V_C}{l_{pC}} = \frac{V_B}{l_{pB}} = -\omega_1 \frac{a}{l_{pB}}$$

$$\omega_3 = \frac{V_C}{c} = -\omega_2 \frac{l_{pC}}{c} = \omega_1 \frac{a}{c} \frac{l_{pC}}{l_{pB}} = \omega_1 \frac{a}{c} \frac{\sin\beta}{\sin\gamma} = \omega_1 i_{31}$$

以及在 $\omega_1 = \text{常数}$ 时, 摇杆的角加速度 ε_3 :

$$\varepsilon_3 = \omega_1^2 \frac{ad}{bc} \frac{\sin\delta \cos\beta - \frac{a}{c} \sin\alpha \sin\beta \text{ctg}\gamma}{\sin^2\gamma}$$

多杆机构的分析运动学可归结为与各结构组相类似的问题。对由二类杆组组成的机构, 其速度与加速度可得到精确解。

对具有三个转动副 (图1·32) 的二类杆组, 在给定悬杆长度 a 及 b 和末端铰链 A 、 B 坐标的投影 (x_A, y_A) 及 (x_B, y_B) 时, 我们可求得 C 点的坐标、速度及加速度:

$$c^2 = (x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 = x_{BA}^2 + y_{BA}^2$$

$$\text{tg}\theta = \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} = \frac{y_{BA}}{x_{BA}}$$



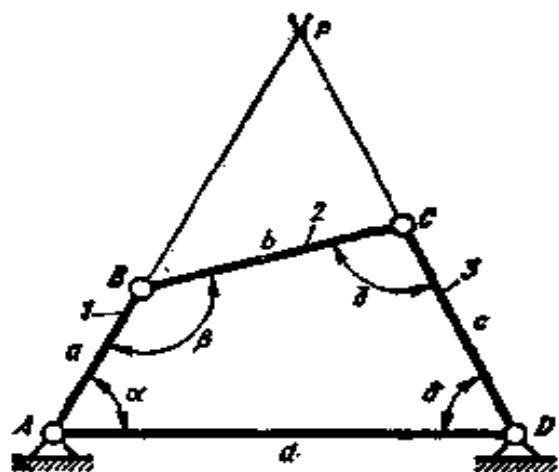


图 1-31

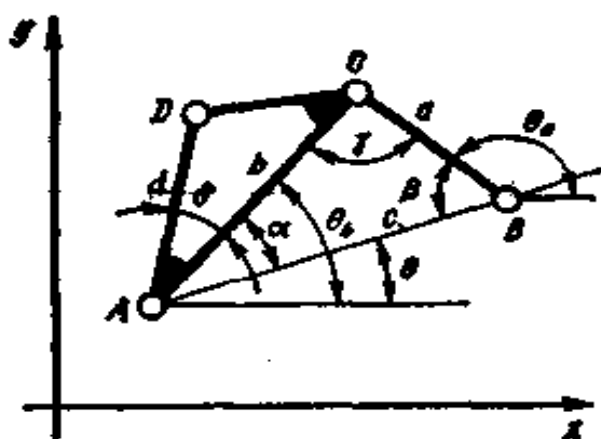


图 1-32

$$x_C = x_A + b \cos \theta_b, \quad \dot{x}_C = \dot{x}_A - \dot{\theta}_b b \sin \theta_b$$

$$\ddot{x}_C = \ddot{x}_A - \ddot{\theta}_b b \sin \theta_b - \dot{\theta}_b^2 b \cos \theta_b$$

$$y_C = y_A + b \sin \theta_b, \quad \dot{y}_C = \dot{y}_A + b \dot{\theta}_b \cos \theta_b$$

$$\ddot{y}_C = \ddot{y}_A + \ddot{\theta}_b b \cos \theta_b - \dot{\theta}_b^2 b \sin \theta_b$$

式中 $\theta_b = \theta + \alpha$, $\dot{\theta}_b = \dot{\theta} + \dot{\alpha}$, $\ddot{\theta}_b = \ddot{\theta} + \ddot{\alpha}$,

$$\dot{\theta} = \frac{\dot{y}_{BA} \cos \theta - \dot{x}_{BA} \sin \theta}{c}$$

$$\ddot{\theta} = \frac{\ddot{y}_{BA} \cos \theta - \ddot{x}_{BA} \sin \theta - 2\dot{c}\dot{\theta}}{c}$$

$$\dot{c} = \dot{x}_{BA} \cos \theta + \dot{y}_{BA} \sin \theta$$

$$\ddot{c} = \ddot{x}_{BA} \cos \theta + \ddot{y}_{BA} \sin \theta + c \dot{\theta}^2$$

$$\dot{\alpha} = \frac{\dot{c}(b \cos \alpha - c)}{b \sin \alpha}$$

$$\ddot{\alpha} = \frac{\ddot{c}(b \cos \alpha - c) - 2\dot{c}\dot{\alpha} b \sin \alpha - \dot{\alpha}^2 c b \cos \alpha - \dot{c}^2}{b \sin \alpha}$$

若需要确定构件AC上其他任意点(如D点)的坐标、速度与加速度,则在上列各公式中必须用d来代替b,用 $\theta_b + \delta$ 来代替 θ_b 。构件ACD的铰链D可与后面的二类杆组相联,因此进行计算后,可得到为分析所连接的杆组所需要的数据。

空间机构运动学

若机构各构件上的点描绘出空间曲线或在互不平行的平面中运动，则从运动学观点看该机构应该属于空间机构。但是当作用在平面机构构件上的力并不分布在一个平面内或作用在构件上的力矩其方向不垂直于机构各构件上点的运动平面时，则从静力学观点看该平面机构应当认为是空间机构。在后一种情况中铰链轴出现倾斜，因而在构件上除作用有反力外还有反力矩作用，其矢量位于机构的运动平面内。

空间机构应看作是有一个固定构件的空间运动链，它的那些构件可形成这样的运动副，这些运动副允许具有 1~5 个活动度数目的可能的相对运动。

因为一个自由刚体（构件）在空间可作 6 个独立的运动—沿坐标轴的三个移动和绕坐标轴的三个转动，而由于每形成一个运动副，构件就减少 1~5 个独立的相对运动，由此不难得出确定自由度 W 的公式，或为使机构构件运动确定而需具有的独立运动数的公式：

$$W = 6(n - 1) - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5 \quad (1.5)$$

式中 $p_5 \cdots p_1$ ——限制构件相对运动数为 1~5 的运动副数目；

$n - 1$ ——可动构件数。

利用所列公式可检验机构构成的正确性。

有可能在设计时没有考虑到所有的约束，那时系统可能出现多余的自由度，使构件失去运动确定性；或系统是静定（或静不定）的，而使构件的运动成为不可能，或要依靠构件的变形才能运动。后一种情况，可能使最薄弱构件破坏或使摩擦表面发生剧烈磨损。

只有在机构中没有因无效而去掉约束，即由运动副所加上的全部限制都是真实的情况下，公式 (1.5) 才是正确的。

若机构的构件只组成圆柱铰链，而每一铰链引入 5 个限制，



则按公式 (1.5) 可确定主动构件数为 1 ($W = 1$) 时的机构构件数:

$$W = 1 = 6(n - 1) - 5p_1 = 6(n - 1) - 5n$$

由此得到 $n = 7$, 就是说, 在一般情况下, 具有圆柱铰链的最简单的空间连杆机构为 7 杆机构。

但可能有这种情况: 构成运动副而引入的限制是消极的, 即没有限制构件的运动。

我们设想在空间机构 (见图 2.220) 中, 构件 c 与机架 d 在铰链 4 处拆开, 那时四杆运动链将有三个自由度。该机构的特点是轴 1、2 及 3 在 M 点相交。因而, 构件 a 、 b 及 c 就象绕固定中心转动那样绕这点转动。若将铰链 4 的轴指向任意方向, 则由于引入 5 个独立的约束, 运动链变成二次静不定系统。不难相信, 若在前述的运动链中使铰链 4 的轴通过 M 点, 则三个约束方程式是相同的, 而约束本身就是消极的, 即是不限制运动的约束。因此, 在四杆运动链的圆柱铰链轴全部相交于一点的情况下, 要去掉三个约束条件, 于是二次静不定系统就变成具有一个自由度的机构。

因为该机构构件上任意一点均在球面上描绘轨迹, 故这种形式的机构称为球面机构。在球面半径增大到无穷大时, 球面机构就变为平面机构。

球面机构的某些结构变型列于图 2.221~图 2.225 中。

在空间机构中, 用相同方程式表达的消极约束数可由 1 到 4。

图 1.33a 所示为具有五个圆柱铰链的开式运动链, 这些铰链中, 前面三个铰链的轴交于 A 点, 而后二个交于 B 点。构件在任意位置时, 铰链轴的交点 B 始终在以 A 为中心, l_{AB} 为半径的球面上。用轴线任意布置的圆柱铰链将构件 6 连接到固定构件 1 上, 则引入五个独立的约束条件, 而系统将有 $W = 0$, 即固定不动。但是若给出的条件是使最后的铰链轴通过 B 点 (图 1.33b), 则能引入的独立约束条件不是 5, 而只有 4——这四个独立约束条

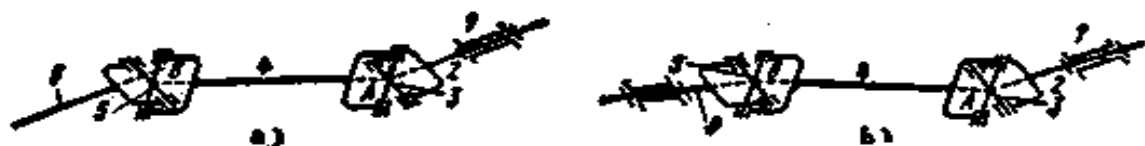


图 1-33

件是点的两个坐标（第三个坐标由该点所在球面的相同的球面方程式表出）及两平面的方程式（这两平面的交线确定最后一个铰链轴线的方向）。由于去掉了一个约束条件，系统获得 $W = 1$ 的活动度。

在螺杆轴线平行而不重合的五杆螺旋机构中，要去掉两个约束条件，因而系统不是静不定的，而在一般情况下获得具有一个自由度的活动度。

最后，若在空间三杆系统中，各构件由移动副连接时，则在空间机构变成平面机构的情况下将去掉四个约束条件。

在设计包括空间机构的机器时，除了检验机构结构的正确性以外，还必须验算行程的大小和确定一些点的速度和加速度，以及为了定出运动副中反力的大小以确定构件的强度尺寸，还必须完成动态静力学计算。

空间机构的这种计算是极复杂的，实际上只有对某些最简单的机构才易于进行。

空间机构的运动学计算是建立在众所周知的理论力学各项定理的基础上的。根据这些计算可确定各个构件上点的速度和加速度，以及各构件的角速度与角加速度。

假设空间机构构件的位置可按某一种方法作出，机构的每一个构件都有一个坐标系与之相联。当然，在有 m 个构件的机构中，与机架相联的、以 O_m 为原点的一个坐标系是固定的，而 $m - 1$ 个坐标系则与机构各构件一起在空间以一定的方式运动。

机构任选构件 k 上的 A 点（图1-34），在固定坐标系中可用矢径 $\vec{r}_{O_m A}$ 表示，在与构件1相连的坐标系中可用矢径 $\vec{r}_{O_1 A}$ 表示等等。并且这些矢径间的关系可用下列等式表示：

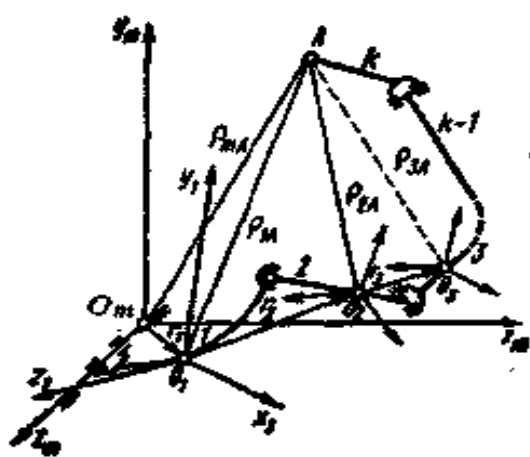


图 1-34

$$\begin{aligned}\bar{\rho}_{mA} &= \bar{r}_1 + \bar{\rho}_{1A} \\ \bar{\rho}_{1A} &= \bar{r}_2 + \bar{\rho}_{2A} \\ \bar{\rho}_{2A} &= \bar{r}_3 + \bar{\rho}_{3A} \text{ 等等。}\end{aligned}$$

式中 \bar{r}_1 、 \bar{r}_2 、 \bar{r}_3 是在前一个坐标系中确定后一个坐标系原点的矢径。

因此在固定坐标系中确定 A 点位置的矢径 $\bar{\rho}_{mA}$ 可以写成各矢径的和：

$$\bar{\rho}_{mA} = \bar{r}_1 + \bar{r}_2 + \bar{r}_3 + \cdots + \bar{r}_k + \bar{\rho}_{kA}$$

A 点的速度 \bar{V}_A 可用下式表达：

$$\bar{V}_A = \left(\frac{d\bar{r}_1}{dt} \right)_m + \left(\frac{d\bar{\rho}_{1A}}{dt} \right)_1 + [\bar{\omega}_{1m} \times \bar{\rho}_{1A}] \quad (1.6)$$

同时所选 A 点在原点为 O_1 的坐标系中的速度用下式确定：

$$\left(\frac{d\bar{\rho}_{1A}}{dt} \right)_1 = \left(\frac{d\bar{r}_2}{dt} \right)_1 + \left(\frac{d\bar{\rho}_{2A}}{dt} \right)_2 + [\bar{\omega}_{21} \times \bar{\rho}_{2A}]$$

研究在其它任一坐标系中的运动时，均可得到类似的等式。

现在就能求得当所有运动副都有活动度时 A 点的速度表达式。

将式 (1.6) 中的矢量导数 $\left(\frac{d\bar{\rho}_{1A}}{dt} \right)_1$ 依次进行代换，可求得：

$$\begin{aligned}\bar{V}_A &= \left(\frac{d\bar{r}_1}{dt} \right)_m + [\bar{\omega}_{1m} \times \bar{\rho}_{1A}] + \left(\frac{d\bar{r}_2}{dt} \right)_1 \\ &+ [\bar{\omega}_{21} \times \bar{\rho}_{2A}] + \left(\frac{d\bar{r}_3}{dt} \right)_2 + [\bar{\omega}_{32} \times \bar{\rho}_{3A}] \\ &+ \cdots + \left(\frac{d\bar{r}_k}{dt} \right)_{k-1} + [\bar{\omega}_{k,k-1} \times \bar{\rho}_{kA}] \quad (1.7)\end{aligned}$$

在圆括号旁的角标表明该矢量的导数是属于那一个坐标系的。

⊖ 原文误为 $[\bar{\omega}_{1m} \bar{\rho}_{1A}]$ ，以下各式同。

如果仅保证第一个运动副 m 、1 的活动度时，则公式(1·7)除前二项外，其余各项全都消去；若仅保证在第二个运动副 1、2 中的活动度时，公式(1·7)中只剩下第二对加数（即第三、四两项）。依此类推。我们若将每一对加数这样表示：

$$\left(\frac{d\bar{r}_1}{dt}\right)_m + [\bar{\omega}_{1m} \times \bar{\rho}_{1A}] = \bar{V}_{A1m}$$

$$\left(\frac{d\bar{r}_2}{dt}\right)_1 + [\bar{\omega}_{21} \times \bar{\rho}_{2A}] = \bar{V}_{A21} \text{ 等等。}$$

那么，公式(1·7)可用更简单的表达式来代替：

$$\bar{V}_A = \bar{V}_{A1m} + \bar{V}_{A21} + \bar{V}_{A32} + \dots \quad (1\cdot8)$$

因此，在确定构件上点的速度时，最后的运动应看作是一些运动合成的结果，这些运动是：全部构件与曲柄 1 固结在一起相对于机架的运动（速度 \bar{V}_{A1m} ）；全部构件与构件 2 固结在一起相对于曲柄的运动（速度 \bar{V}_{A21} ）等等。

根据由运动副所加的约束条件的性质，方程式(1·8)中的每一项加数可具有一定的已知参数数目。

一个空间矢量可由三个参数确定，例如三个在坐标轴上的投影。因此，如果可列出具有三个未知参数的三个代数方程式或一个矢量方程式，就可算出所求的速度。

实际上，对每一个运动副都很容易确定最终的相对速度矢量的未知参数数目。确实，若两构件用球铰链（见图2·40，2·41）连接，或者用具有二个自由度的球铰链（见图2·38）连接，则相对运动的速度矢量总是在切于球面的平面中，而该球面半径等于铰链中心和所研究点之间的距离。

因为一个平面可用一个方程式解析地确定，故未知的相对速度矢量有两个未知参数。

如果构件用圆柱副联接（见图2·10c），则相对速度矢量在切于圆柱的平面中，其中圆柱的半径等于圆柱副的轴线到所研究点之间的距离。

实际计算时，在有些情况下，由于未知参数数目多于方程式

所能解出的参数数目，故一个方程式 (1.8) 是不够的。

若注意到公式 (1.7)，则不难看出， $d\bar{r}/dt$ 各项不是别的，而是坐标系平动的速度；而 $[\bar{\omega}_{i,i-1} \times \bar{\rho}_{iA}]$ 形式的各项是在坐标系相对于原点转动时点的速度，在角速度 $\bar{\omega}_{i,i-1}$ 已知时，很易确定这个速度。

因此，对许多机构的研究都必须补充各构件角速度间的关系式：

$$\bar{\omega}_k = \bar{\omega}_{1m} + \bar{\omega}_{21} + \bar{\omega}_{32} + \cdots + \bar{\omega}_{k,k-1} \quad (1.9)$$

式中 $\bar{\omega}_k$ 为所研究构件相对于固定构件的角速度； $\bar{\omega}_{1m}$ 为构件 1 相对于构件 m 的角速度等等。

对公式 (1.7) 求导以后，可得到确定构件 k 上 A 点加速度的方程式，其形式如下：

$$\begin{aligned} \bar{a}_A = & \bar{a}_{O_{1m}} + \bar{a}_{A_{1m}}^n + \bar{a}_{A_{1m}}^t + \bar{a}_{O_{21}} + \bar{a}_{A_{21}}^n + \bar{a}_{A_{21}}^t \\ & + \bar{a}_{O_{32}} + \cdots \end{aligned} \quad (1.10)$$

式中 $\bar{a}_{O_{1m}}$, $\bar{a}_{O_{21}}$, $\bar{a}_{O_{32}}$ 是以 O_1 、 O_2 、 O_3 等为原点的坐标系相对于构件 m 、1、2 等平动时的加速度。 $\bar{a}_{A_{1m}}^n$, $\bar{a}_{A_{21}}^n$, \cdots , $\bar{a}_{A_{i,i-1}}^n$ 及 $\bar{a}_{A_{1m}}^t$, $\bar{a}_{A_{21}}^t$, \cdots 等等是坐标系相对于原点转动时的法向和切向加速度，这时

$$\bar{a}_{A_{i,i-1}}^n = \frac{\bar{V}_{A_{i,i-1}}^2}{\rho_{iA}}$$

法向加速度方向沿 ρ_{iA} 由 A 点指向坐标原点 O_i 。

切向加速度在垂直于半径 ρ_{iA} 的平面内。

哥黎奥利斯加速度由下式确定：

$$\bar{a}_{A_{i,i-1}}^t = 2 \omega_{i,i-1} V_{AO_i} \sin \alpha_{A_i}$$

式中 $\omega_{i,i-1}$ 为后一构件相对于前一构件的角速度，例如 ω_{1m} , ω_{21} , ω_{32} 等等； V_{AO_i} 为 A 点相对于坐标原点 O_i 运动时的速度[⊖]，它是由后面的所有构件的相对运动合成的结果，例如：

⊖ V_{AO_i} 应理解为 A 点相对于以 O_i 为原点的坐标系的运动速度。

$$\begin{aligned}\bar{V}_{AO_1} &= \left(\frac{d\bar{\rho}_{1A}}{dt} \right)_1 = \sum_{s=2}^{s=k} \frac{d\bar{r}_s}{dt} + \sum_{s=2}^{s=k} [\bar{\omega}_{s,s-1} \times \bar{\rho}_{sA}] \\ \bar{V}_{AO_2} &= \left(\frac{d\bar{\rho}_{2A}}{dt} \right)_2 = \sum_{s=3}^{s=k} \frac{d\bar{r}_s}{dt} + \sum_{s=3}^{s=k} [\bar{\omega}_{s,s-1} \times \bar{\rho}_{sA}]\end{aligned}$$

α_{ki} 为坐标系 i 相对于坐标系 $i-1$ 转动的转动轴和 A 点相对于坐标系 i 运动的速度矢量间的夹角。

哥黎奥利斯加速度矢量的方向，用矢量 \bar{V} 端部速度方向绕 $\bar{\omega}$ 矢量为轴转动来确定[⊖]。

在某些情况下，还必须使用各构件间角加速度的关系式作为公式 (1.10) 的补充。

考虑到每一个矢量 $\bar{\sigma}$ 均属于相应的一个坐标系，对公式 (1.9) 求导可得到：

$$\begin{aligned}\bar{e}_{km} &= (\bar{e}_{1m})_m + (\bar{e}_{21})_1 + \bar{e}_{21}^k + (\bar{e}_{32})_2 \\ &\quad + \bar{e}_{32}^k + \dots\end{aligned}\quad (1.11)$$

式中 $(\bar{e}_{1m})_m$ ， $(\bar{e}_{21})_1$ ， $(\bar{e}_{32})_2$ 为相对角加速度，它与相应的角速度有相同的作用线，方向与相对转动轴一致； \bar{e}_{21}^k ， \bar{e}_{32}^k ， \bar{e}_{43}^k ……为附加角加速度，它是由于所研究的一对构件的转动轴相对于取作固定轴回转而产生的。

附加角加速度的大小由下式确定：

$$\begin{aligned}e_{21}^k &= \omega_{1m} \omega_{21} \sin \alpha_{1m} \\ e_{32}^k &= \omega_{21} \omega_{32} \sin \alpha_{21}\end{aligned}$$

式中 α_{1m} ， α_{21} 为相应角速度矢量间的夹角。

例 在农业机械、轻工业机械、金属制品的自动机及其它机器中，为了传递交错轴之间的运动，经常利用图 2.207 所示的空间四杆机构。

构件的位置以及速度、加速度的矢量和将在投影面 H 和 V 内求作。

⊖ 哥黎奥利斯加速度矢量的方向是以相对速度矢量 \bar{V}_{AO_i} 在垂直于矢量 $\bar{\omega}_{i,i-1}$ 方向的分量顺 $\bar{\omega}_{i,i-1}$ 转过 90° 时的方向。

下面我们研究轴线交错成直角时的情况（图1.35a）。

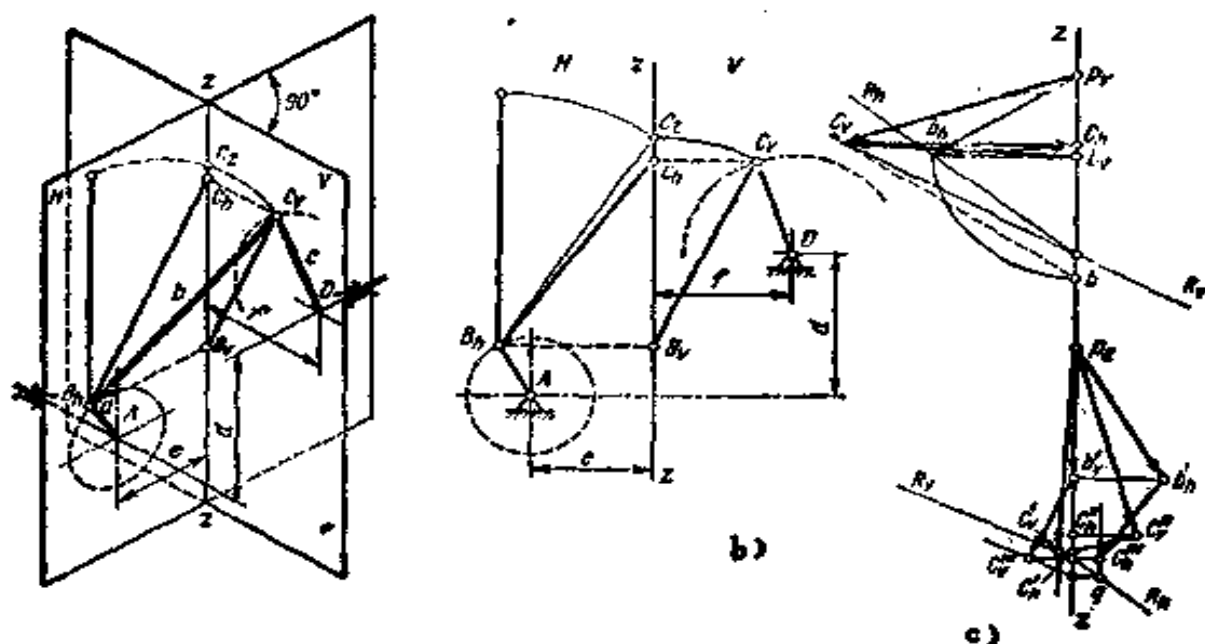


图 1.35

点B与C之间的距离等于连杆b的长度，为确定与曲柄a的给定位置相应的摇杆c的位置，将摇杆c与连杆b在铰链C处拆开，并将连杆b的中心线放在曲柄的旋转平面H上。首先将放在平面H上的连杆b绕B_h点转动，直到C点与z-z线重合，然后绕B_hB_v轴转动，至连杆的C点与摇杆端点的轨迹重合。在图1.35b中给出了展开在图纸平面中的平面H和V，并指出了摇杆一个位置的作法。

空间矢量之和可在投影平面上求作，因此C点的速度

$$\vec{v}_c = \vec{v}_B + \vec{v}_{CB}$$

同样可在投影平面H及V内确定，并且 $\vec{v}_B = \vec{\omega}_1 \times l_{AB}$ ，它垂直于 l_{AB} 并在平面H内； \vec{v}_{CB} 在垂直于BC的平面内； \vec{v}_c 垂直于 l_{CD} ，并在平面V中。

为方便起见，我们将极点 p_v 选在轴Z上（图1.35c），并作出矢量 $\vec{p}_v \vec{b}_v = \frac{\vec{v}_B}{k_v}$ ， k_v 为速度图比例尺。必须过 b_v 点作垂直于连杆的平面R，并须找到平面R与过 p_v 且垂直于DC的直线的交点。

因为平面 R 的迹线 R_h 和 $R_v \ominus$ 垂直于连杆相应的投影，并交于轴 Z 上。故过 b_h 引直线 R_h 与轴 Z 相交，再过所得的交点引直线 R_v 与过 p_v 所引的 C 点的速度方向线相交。

作出的交点 C_v 即是摇杆 C 点速度矢量的端点。线段 $b_v c_v$ 及 $b_h c_h$ 是相对运动速度矢量的投影。将投影中的一个，例如 $b_h c_h$ ，转到平行于轴 Z 的位置，可得出矢量的真实大小（在图 1·35c 中用虚线表示）。

若曲柄与摇杆的轴线不是交错成直角时，投影面之一必须与摇杆的旋转平面重合。在这种情况下，曲柄上铰链中心的轨迹在投影平面上表现为椭圆形。

在作速度图时，首先必须使用投影几何的规则确定曲柄铰链中心速度的投影，然后与前一样作速度图。

C 点的加速度用下面的方程式确定：

$$\bar{a}_C = \bar{a}_C^n + \bar{a}_C^t$$

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^n + \bar{a}_{CB}^t$$

并且
$$a_C^n = \frac{k_v^2 \overline{p_v c_v}}{l_{DC}}, \quad a_{CB}^n = \frac{k_v^2 \overline{b c_v}}{l_{BC}}, \quad a_B = \frac{V_B^2}{l_{AB}}.$$

各个法向加速度的方向相应地沿直线 CD 、 CB 及 BA ，并分别由 C 指向 D 、由 C 指向 B 及由 B 指向 A ，而切向加速度 a_{CB}^t 在垂直于连杆 BC 的平面中， a_C^t 垂直于 CD 并在平面 V 中。

由极点 p_c 作平行于 AB_h 的线段 $\overline{p_c b'_h} = \frac{V_B^2}{k_a l_{AB}}$ 及平行于 DC_v 的线段 $\overline{p_c c'_v} = \frac{a_C^t}{k_a}$ 。在作法向加速度矢量 \bar{a}_{CB}^n 的投影时，应按以下方法进行：

过点 b'_h 及 $b'_v \ominus$ 作直线与连杆相应的两个投影 \rightarrow 平行，并用众所

⊖ 迹线 R_h 和 R_v 为平面 R 与平面 H 和 V 的交线。

⊖ $\overline{p b'_v}$ 是 $\overline{p b'_h}$ 在 V 平面上的投影。

周知的方法[⊖]，在该两直线上截取法向加速度 a_n ，在所 选投影平面(如及 HV) 上的投影。过 C_1' 点作平行于 R_1 的直线与轴 Z 相交，并由交点引 Z 的垂线和由 C_2' 作平行于 Z 轴的直线，该两直线相交于 q 点。过 q 点作垂直于 B_1C_1 的连线 R_2 与 Z 轴相交，并过交点再作 R_1 的平行线，它与 C 点切向加速度的方向线相交于 C_2' 点， C 点切向加速度的方向线应通过 C_2' 点，从求得的加速度矢量的投影可得到所求加速度的大小。

机器动力学的一些知识

作用在机器上的力

机构动力学的任务是：确定作用在运动副元素上的力，这是选择轴承、计算零件和部件的强度、选择合理的润滑系统、按起始构件上的力矩确定发动机功率所必需的。

通常，作用在机器上的力（力矩）有以下几种：驱动力和驱动力矩（ P, M_d ），可作用在机器的主动构件上，它们作正功；作用在从动构件上的工艺阻力或力矩（ Q, M_o ）和主要是摩擦力形式的机械阻力（ F, M_f ），它们作负功；重力（ G, M_g ），它在一个循环中所作的功等于零；最后，还有在构件非匀速运动时发生的惯性力（ P_N, M_N ）。

若构件作平移运动（滑块、活塞、插头），则惯性力等于质量和构件重心的加速度的乘积 $P_N = -ma$ ；若构件绕与重心一致的轴线匀速转动（平衡过的曲柄），则惯性力 $P_N = 0$ ，同时惯性力矩 $M_N = 0$ 。若构件绕与重心 S 不一致的轴线作非匀速转动时（没有平衡过的摇杆），则既有惯性力 P_N 又有惯性力矩 M_N ，它们可由一个作用在 K 点（图1·36 a）——物理摆的摆动中心上的一个惯性力来代替， K 点的位置可由下式确定：

⊖ 此法即是按照图1·35b由已知连杆长度作位置图，并求连杆在 H, V 两平面上投影的方法。因为 a_n 就是沿连杆轴线方向，故在图1·35b上按比例线段作法可得到 a_n 在 H, V 平面上的投影。

$$I_{SK} = \frac{J_S}{m l_{OS}}$$

式中 J_S 为构件相对于过重心轴的转动惯量。

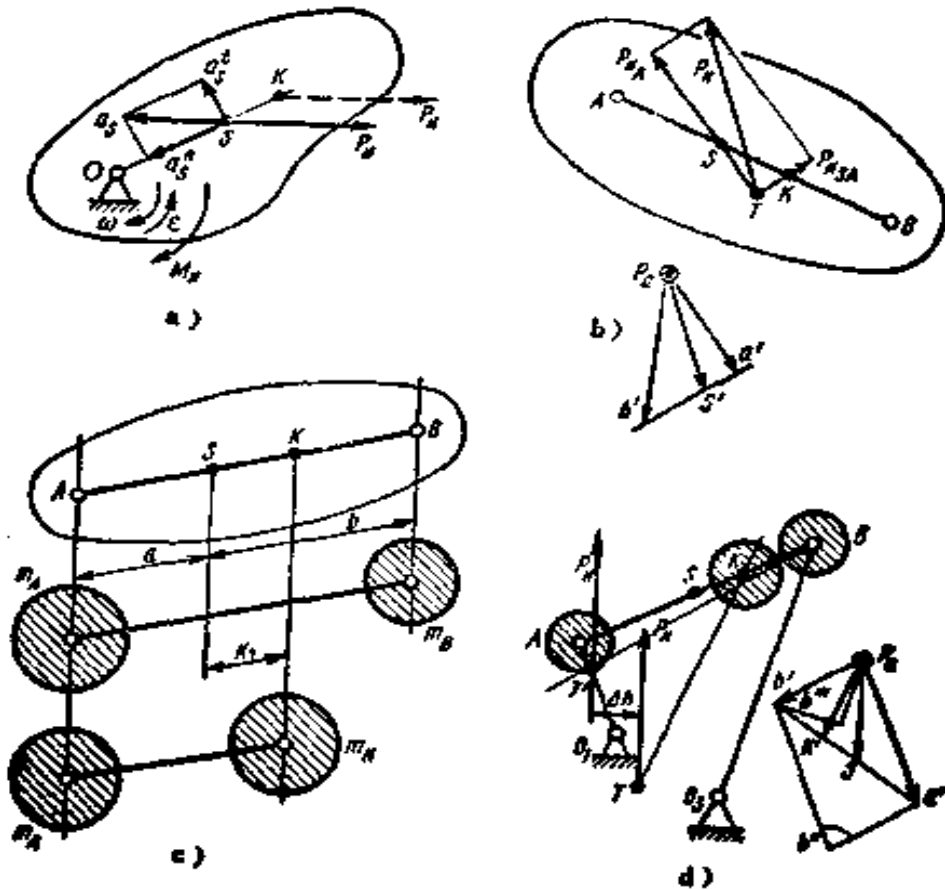


图 1-36

若构件作复合运动（如连杆），则构件各质点的单元惯性力可简化为作用在构件重心 S 上的惯性力 $P_H = -ma_S$ 和惯性力矩 $M_H = -eJ_S$ 。构件重心的加速度 a_S 及构件的角加速度 e 由进行力计算以前的运动学分析确定。

在复合运动的情况下，惯性力和惯性力矩也可合成为一个作用在惯性中心 T 的惯性力，该惯性力可看作为牵连移动的惯性力和相对运动的惯性力之和 $\bar{P}_H = \bar{P}_{H_A} + \bar{P}_{H_{SA}}$ 。以通过重心 S 的 A 点加速度方向线和通过物理摆摆动中心 K 的相对加速度方向线的交点为求得的惯性中心 T （图1-36b）。

在确定惯性力时采用质量代换的方法是合理的。若在确定代

换质量的大小和配置位置时遵守下列条件，则构件的分布质量可用几个分开的集中质量（代换质量）来代替：

- a) 各代换质量之和等于构件的质量；
- b) 代换质量系统重心的加速度等于构件重心的加速度；
- c) 构件质量的转动惯量等于集中质量的转动惯量之和。

分布质量可方便而近似地用集中于两端铰链的两个质量来代换（静力代换），这时：

$$m_A = m \frac{b}{a+b} \quad \text{及} \quad m_B = m \frac{a}{a+b}$$

或者用两个质量来代换，而其中的一个集中在摆动中心 K （动力代换），那么：

$$m_A = m \frac{K_1}{a+K_1} \quad \text{及} \quad m_K = m \frac{a}{a+K_1}$$

在图1·36 d 中所示为代换方法的应用。已知连杆两端铰链及摆动中心的加速度，在机构运动简图上确定质量静力代换及动力代换时惯性力 P_H 的作用线。为此，在静力代换时过 A 点及 B 点作平行于 \bar{a}_A 及 \bar{a}_B 的直线，而在动力代换时过 A 点及 K 作平行于 \bar{a}_A 及 \bar{a}_K 的直线（见加速度图），力 $P_H = -ma_S$ 就作用在它们的交点 T' 及 T 上。这时与静力代换的惯性力矩误差为 $\Delta M_H = P_H \Delta h$ 。

平面连杆机构力的计算

若机构的各个构件上除了外力以外还有惯性力作用，则根据达朗贝尔原理，机构及其组成的各个杆组可在平衡状态下来研究，并利用静力平衡方程式。

力的计算任务，包括确定机构各运动副中的反力及平衡力（力矩）。在确定每一个铰链或滑块中的反力时，有二个未知的力参数—在铰链中为反力的大小和方向，在滑块中为反力的大小及作用点的位置。

因此，对包含第 I 类运动副的平面机构，未知数为 $2p_1$ 个，而对 n 个构件可写出的静力平衡方程数为 $3n$ 个，若 $2p_1 = 3n$

或 $P_1 = \frac{3}{2} P_2$ ，则问题可解。

因为阿苏尔杆组满足这个条件，所以机构的力计算可归结为阿苏尔杆组的力计算。在进行计算时，由一个杆组到另一个杆组的计算顺序必须与结构分析时分解阿苏尔杆组的顺序一致。

二类杆组 具有三个转动副的杆组 (图1·37a) 杆组1、2和给定的力 P_1 和 P_2 一起由机构中分解出来，并且用被分解为法向及切向分量的反力 P_{x1} 及 P_{y2} 代替机构拆开部分 x 及 y 的作用以后，我们一个一个地研究各构件的平衡和整个杆组的平衡。计算步骤引述如下：

由构件1的平衡条件 $\Sigma M_1(B) = 0$

$$P_{x1}^1 = \frac{P_1 h_1}{AB}$$

由构件2的平衡条件 $\Sigma M_2(B) = 0$

$$P_{y2}^1 = \frac{P_2 h_2}{BC}$$

由杆组平衡条件 $\bar{P}_{x1}^1 + \bar{P}_1 + \bar{P}_2 + \bar{P}_{y2}^1 + \bar{P}_{y2}^2 + \bar{P}_{x1}^2 = 0$ ，求得 \bar{P}_{x1} 及 \bar{P}_{y2}

由构件1的平衡条件 $\bar{P}_{x1} + \bar{P}_1 + \bar{P}_{21} = 0$ ，求出 \bar{P}_{21} 。

具有一个外部移动副的杆组 (图1·37b)

由构件1的平衡条件 $\Sigma M_1(B) = 0$ 求得 \bar{P}_{x1}^1

由杆组的平衡条件 $\bar{P}_{x1}^1 + \bar{P}_1 + \bar{P}_2 + \bar{P}_{y2} + \bar{P}_{x1}^2 = 0$ ，求得 \bar{P}_{y2} 及 \bar{P}_{x1}^2 。

由构件2的平衡条件 $\Sigma M_2(B) = 0$ ，求得

$$h_{y2} = \frac{P_2 h_2}{P_{y2}}$$

由构件2的平衡条件 $\bar{P}_2 + \bar{P}_{y2} + \bar{P}_{12} = 0$ ，求得 \bar{P}_{12} 。

具有一个内部移动副的杆组 (图1·37c)

沿两铰链的 AC 方向及其垂线方向分解铰链 C 中的反力，

由杆组的平衡条件 $\Sigma M_{1,p}(A) = 0$ ，求得

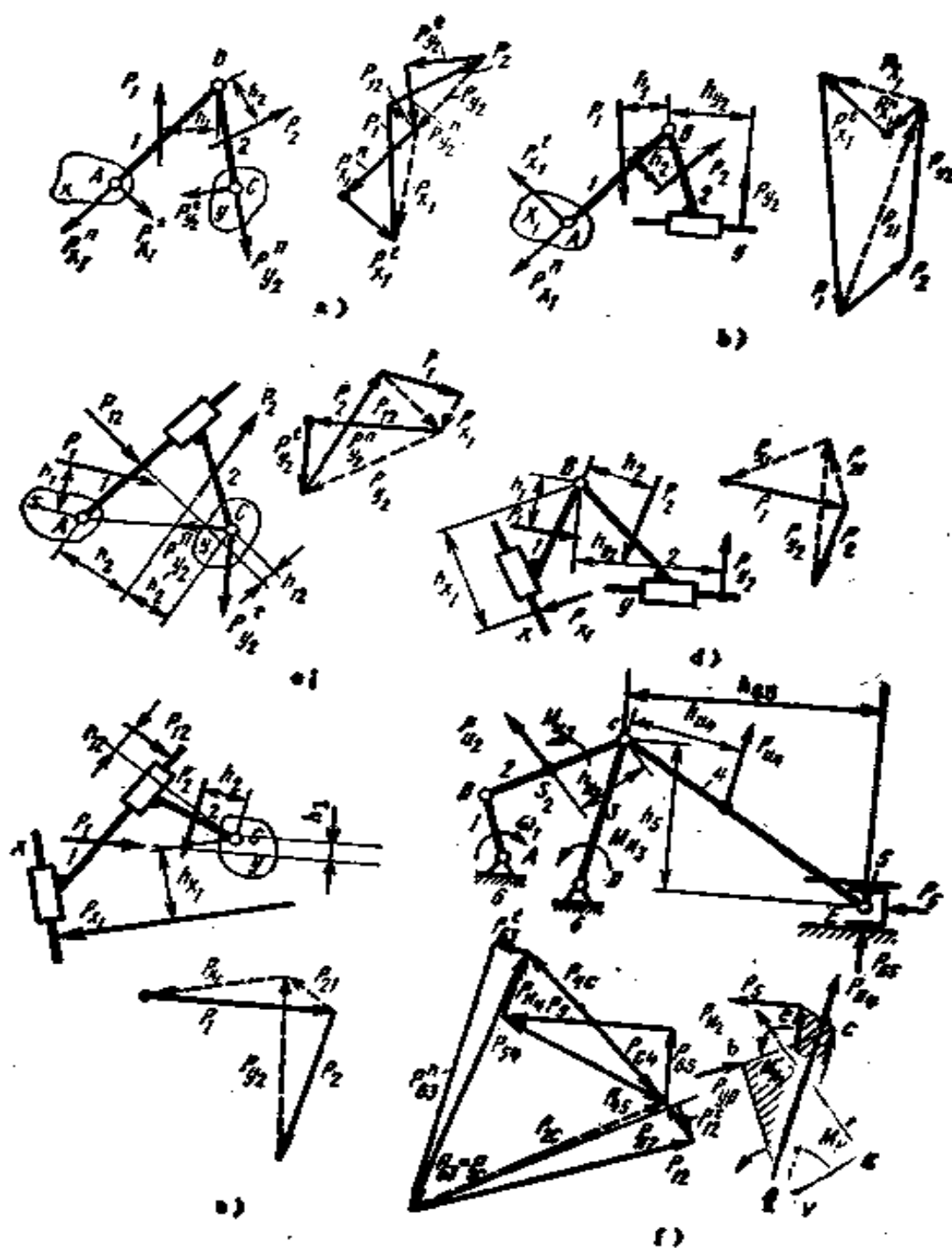


图 1-37

$$\bar{P}'_{32} = \frac{P_2 h_2 - P_1 h_1}{AC}$$

由构件 2 的平衡条件 $\bar{P}'_{32} + \bar{P}_2 + \bar{P}_{12} + \bar{P}'_{32} = 0$, 求得 \bar{P}'_{32} 及 \bar{P}_{12} 。

由构件 2 的平衡条件 $\Sigma M_2(C) = 0$, 求得

$$h_{12} = \frac{P_2 h_2}{P_{12}}$$

若求得的力 P_{12} 在滑块支承面的范围以外，那末在运动副中实际上作用着两个垂直于导轨的反力 P'_{12} 及 P''_{12} （其和等于 P_{12} ），这两个力可能引起滑块的自锁。

具有一个内部转动副的杆组（图1·37d）

由杆组平衡条件 $\bar{P}_{x1} + \bar{P}_1 + \bar{P}_2 + \bar{P}_{y2} = 0$ ，求得 \bar{P}_{x1} 及 \bar{P}_{y2} 。

由构件 1 的平衡条件 $\Sigma M_1(B) = 0$ ，求得

$$h_{x1} = \frac{P_1 h_1}{P_{x1}}$$

由构件 2 的平衡条件 $\Sigma M_2(B) = 0$ ，求得

$$h_{y2} = \frac{P_2 h_2}{P_{y2}}$$

由构件 1 的平衡条件 $\bar{P}_{x1} + \bar{P}_1 + \bar{P}_{21} = 0$ ，求得 \bar{P}_{21} 。

具有一个外部转动副的杆组（图1·37e）

由构件 1 的平衡条件 $\bar{P}_{x1} + \bar{P}_1 + \bar{P}_{21} = 0$ ，求得 \bar{P}_{x1} 及 \bar{P}_{21} 。

由构件 2 的平衡条件 $\bar{P}_{12} + \bar{P}_2 + \bar{P}_{y2} = 0$ ，求得 \bar{P}_{y2} 。

由构件 2 的平衡条件 $\Sigma M_2(C) = 0$ ，求得

$$h_{12} = \frac{P_2 h_2}{P_{12}}$$

由杆组平衡条件 $\Sigma M_{rp}(C) = 0$ ，求得

$$h_{x1} = \frac{P_1 h_1 + P_2 h_2}{P_{x1}}$$

若铰链中心相对于移动副的导轨轴线不偏置，则解题可简化，这可以摆动输送机机构力的计算为例（图1·37f）表现出来，该机构上的载荷有工艺阻力 P_6 及各构件的惯性力。

从机构中拆出具有一个外部移动副并附加导轨反力 P_{65} 的杆组 4、5。分别由杆组，构件 5 以及构件 4 的平衡条件得到：

$$\Sigma M_{rp}(C) = 0, \text{ 由此得 } P_{65} = \frac{P_6 h_6 - P_{H4} h_{H4}}{h_{65}}$$

$$\bar{P}_6 + \bar{P}_{65} + \bar{P}_{45} = 0, \text{ 求得 } \bar{P}_{45}$$



$$\bar{P}_{64} + \bar{P}_{H4} + \bar{P}_{C4} = 0, \text{ 求得 } \bar{P}_{C4} = -\bar{P}_{4C}$$

拆出具有三个转动副的杆组 2、3，并在它上面加上反力 \bar{P}_{4C} 、惯性力 \bar{P}_{H2} 以及反力 \bar{P}_{12} 和 \bar{P}_{63} 。利用前面已说明的研究方法，由 $\Sigma M_2(C) = 0$ 求得

$$P'_{12} = \frac{P_{H2}h_{H2}k_1 - M_{H2}}{l_{BC}} \ominus$$

$$\text{由 } \Sigma M_3(C) = 0 \text{ 求得 } P'_{63} = \frac{M_{H3}}{l_{CD}}, \text{ 由 } \bar{P}'_{12} + \bar{P}'_{H2} + \bar{P}'_{4C} +$$

$\bar{P}'_{63} + \bar{P}'_{63} + \bar{P}'_{12} = 0$ ，求得 \bar{P}'_{12} 及 \bar{P}'_{63} 。铰链 C 作用在构件 3 上 C 点处的力 $\bar{P}_{C3} = -\bar{P}_{63}$ ，最后，作用在构件 2 上 C 点处的力 $\bar{P}_{C2} = -\bar{P}_{2C}$

$$\bar{P}_{2C} = \bar{P}_{3C} + \bar{P}_{4C}$$

力 $\bar{P}_{21} = -\bar{P}_{12}$ 为已知，而反力 $\bar{P}_{61} = -\bar{P}_{21}$ 。在曲柄匀速转动时，对平衡作用在各构件上的全部力，需加在曲柄 1 上的平衡力矩：

$$M_{yp} = -P_{21}h_{21}k_1 \ominus$$

在完成了譬如 12 个位置的计算后，可作出 M_{yp} 曲线图以及每个运动副中反力的力矢端迹线图，前者为选择电动机所必需，而后者则用于强度计算及选择引入润滑油的位置。

若仅需确定 M_{yp} ，则用茹可夫斯基 (H. E. Жуковский) 杠杆是很方便的。由瞬时功率方程式 $P_1V_1\cos\alpha_1 + P_2V_2\cos\alpha_2 + \dots + M_1\omega_1 + M_2\omega_2 + \dots = 0$ ，可求得未知的平衡力矩。在转向速度图的速度矢量的端点上加上对应的力，并把速度图看作一刚性杠杆，使各力相对于速度图极点的力矩之和等于零。如果在构件上除了力以外还有力矩作用，则需要在此杠杆上加上力矩，其值可按公式 $M'_2 = M_2 \frac{\overline{ab}}{l_{AB}}$ 计算，而方向则按照力矩在构件上分成的一对力加到杠杆上后形成的力矩方向来定。在图 1.37f 中作出了

⊖ k_1 是机构运动简图的比例尺。

同样的摆动运输机机构的茹可夫斯基杠杆。由力矩之和 $\Sigma M_{PV} = P_5 \overline{pv}e - P_{H1} \overline{pv}f + M'_{H3} + P_{H2} \overline{pv}g + M'_{H2} - P_{yD} \overline{pv}b = 0$, 求得平衡力 P_{yD} 及平衡力矩 M_{yD} 。

$$M_{yD} = P_{yD} l_{AB}$$

式中 $M'_{H2} = M_{H2} \frac{\overline{bc}}{l_{BC}}$ 及 $M'_{H3} = M_{H3} \frac{\overline{cd}}{l_{DC}}$

对于更高类的阿苏尔杆组, 利用特殊的阿苏尔点可方便地进行力的计算。下面我们将指出只包含转动副的 1 级 3 类及 4 类杆组的力的计算步骤。

三类杆组 (图 1·38a) 由两悬杆的方向线相交作出特殊的阿苏尔点, 其次:

分别由构件 2、4、5 的平衡条件, 求得 \overline{P}'_{12} , \overline{P}'_{14} , \overline{P}'_{15}

由整个杆组的平衡条件 $\Sigma M_{rD}(L) = 0$, 求得 \overline{P}'_{16}

由整个杆组的平衡条件 $\Sigma \overline{P}_i = 0$, 求得 \overline{P}'_{14} 及 \overline{P}'_{12}

分别由构件 2、4、5 的平衡条件, 求得 \overline{P}_B , \overline{P}_C , \overline{P}_D 。

四类杆组 (图 1·38b) 作两个阿苏尔点 L_1 及 L_2 如图所示。

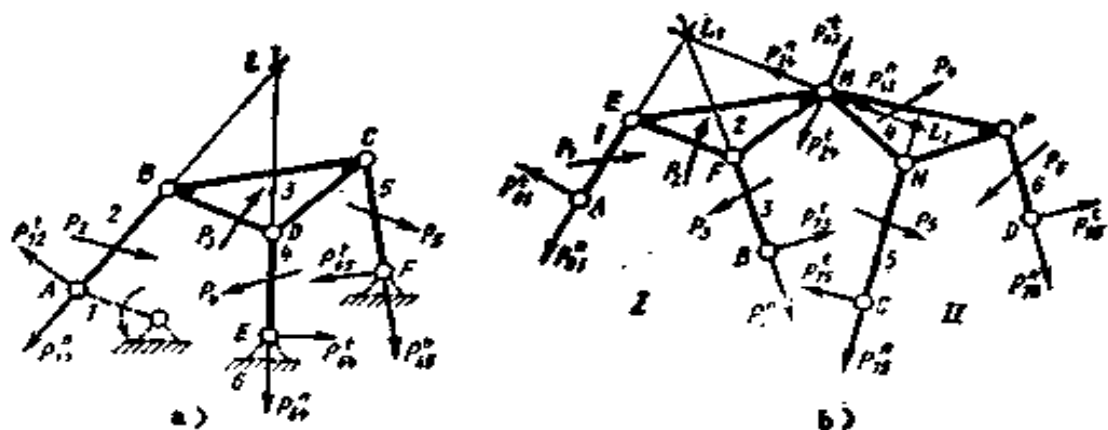


图 1·38

分别由悬杆 1、3、5、6 的平衡条件, 求得 \overline{P}'_{11} , \overline{P}'_{13} , \overline{P}'_{15} , \overline{P}'_{16} 。

在铰链 M 处将杆组分割为 I 和 II 两个部分, 并沿 $L_1 L_2$ 方向和其垂直方向加上反力的两个分量 $\overline{P}'_{12} = -\overline{P}'_{21}$ 及 $\overline{P}'_{12} = -\overline{P}'_{21}$ 。

由条件 $\sum M_{(I_{rP})} L_1 = 0$ 求得 \bar{P}'_{123}

由条件 $\sum M_{(II_{rD})} L_2 = 0$, 求得 \bar{P}'_{703}

由条件 $\sum \bar{P}_i (III_{rD}) = 0$, 求得 \bar{P}'_{78} 及 \bar{P}'_{243}

由条件 $\sum \bar{P}_i (IV_{rD}) = 0$, 求得 \bar{P}'_{79} 及 \bar{P}'_{810}

由每一个悬杆的平衡条件求得 P_E 、 P_F 、 P_N 、 P_P 。转到计算

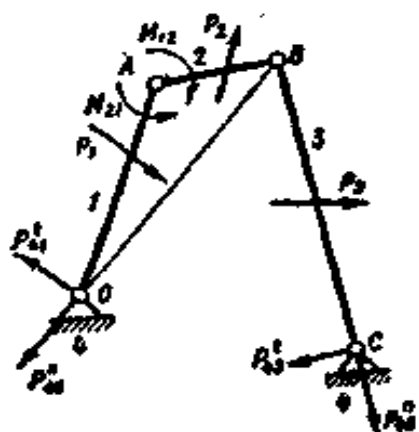


图 1-39

下一个阿苏尔杆组，以及曲柄的静力学时，则与前面二类杆组中所述没有什么区别。

具有给定构件相对运动的机构的力计算 设图1·38所示机构，给定力 \bar{P}_1 、 \bar{P}_2 、 \bar{P}_3 ，需求各铰链的反力及未知的转动力矩 $M_{12} = -M_{21}$ ，现列出解题步骤如下：

由构件 3 的平衡条件 $\sum M_2(B) = 0$ ，求得 \bar{P}'_{13} ；

由杆组 1、2 的平衡条件 $\sum M_{rP}(B) = 0$ ，求得 \bar{P}'_{113} ；

由机构的平衡条件 $\bar{P}'_{11} + \bar{P}_1 + \bar{P}_2 + \bar{P}_3 + \bar{P}'_{13} + \bar{P}'_{113} + \bar{P}'_{11} = 0$ ，求得 \bar{P}'_{11} 及 \bar{P}'_{13} ，即得 \bar{P}_{41} 及 \bar{P}_{43} ；

由构件 1 的平衡条件 $\sum M_1(O) = 0$ ，求得 M_{11} 。

运动副中的摩擦

移动阻力的极限值通常称为静摩擦力，而它与正压力之比则称为摩擦系数。启动时的摩擦力要比运动时的摩擦力大一些。

在移动副中，得出的摩擦力大小，不仅与两运动表面的材料（以摩擦系数 μ 来计算）有关，而且也与力的作用点和方向，以及滑块的尺寸有关。在滑块上有阻力 Q 作用时，与滑块轴线夹 α 角的推动力 P 按下式确定（图1·40a）

$$P = \frac{Q}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha \left(1 + \frac{2x - \mu a}{l}\right)}$$

从式中可以看出：一般而言（即 $x > \frac{a}{2} \mu$ ）滑块愈长，所需推动力 P 就愈小，而对 α 、 x 而言，则希望 α 愈大、 x 愈小则 P 就

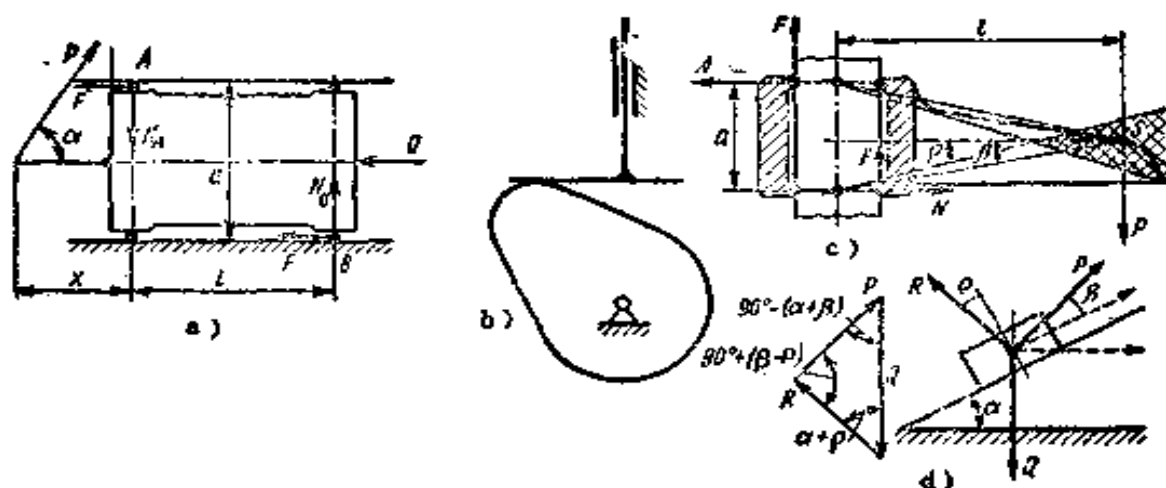


图 1.40

愈小。若

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \frac{1}{\mu \left(1 + \frac{2x - \mu a}{l} \right)} \quad \text{或} \quad x \geq \frac{l}{2} \left(\frac{1}{\mu \operatorname{tg} \alpha} - 1 + \frac{\mu a}{l} \right)$$

则滑块自锁，而不可能运动。

若推动力平行于滑块的轴线（图1.40c），则当 $\frac{a}{2l} > \mu$ 时，运动才是可能的，而在 $\frac{a}{2l} < \mu$ 时，运动是不可能的。由此，可选择导向套筒的尺寸 a 及 l ，例如选择平底推杆（图1.40b）的尺寸，以使它的运动成为可能；或选取摇臂钻床横梁套筒的尺寸（图1.40c），使它在重力作用下不可能向下滑。因为，自锁条件为：

$$\frac{a}{2l} < \mu \quad \text{或} \quad \beta < \rho$$

故完全可以作出角度 β ($\operatorname{tg} \beta = \frac{a}{2l}$) 及摩擦角 ρ ($\operatorname{tg} \rho = \mu$)。

若横梁的重心 S 在带阴影线的自锁区内，则横梁自行下滑的现象则被消除。

斜面理论有较大的实用意义。推动重物 Q 沿斜面上升（图1.40d）的力 P ，其作用线可与斜面方向夹 β 角，此时，由力三角形得

$$P = Q \frac{\sin(\alpha + \rho)}{\cos(\beta - \rho)}$$

若 P 平行于斜面 ($\beta = 0$)，则

$$P = Q \frac{\sin(\alpha + \rho)}{\cos \rho}$$

最后，若 P 平行于斜面的底面 ($\beta = -\alpha$)，则

$$P = Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

上面导出的那些公式可用于计算螺旋，若作近似计算时，可认为力是沿螺旋面的中线分布的，而螺旋线则是由三角形绕到圆柱上去得到的。

在具有间隙的转动副中 (图1·41a) 稳定转动时，轴承与轴颈的接触点 A 相对于外力 P 的作用线偏移一个数值 $h = \mu r$ ， h 称为摩擦圆半径。

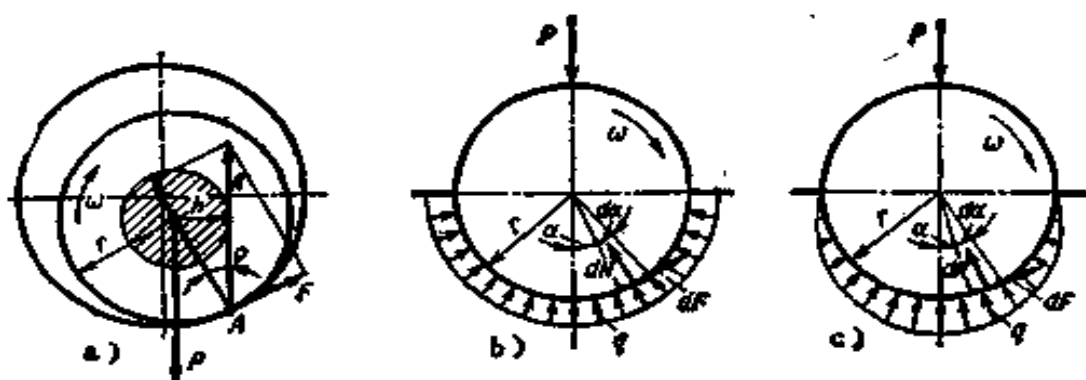


图 1·41

在有间隙的轴颈中，摩擦力矩 M_F 为

$$M_F = Ph = Pr\mu$$

在长为 l 的跑合轴颈中，当比压力 q 均匀分布时 (图1·41b)

$$M_F = 2 \int_0^{\pi} \frac{r}{2} dF = \frac{\pi}{2} Pr\mu$$

当接触表面的比压力 q 按余弦曲线变化时 (图1·41c)

$$M_F = \frac{4}{\pi} Pr\mu$$

在实际的转动副中若轴颈不自锁，则考虑摩擦力时的全反力应在切于摩擦圆的方向上；若轴颈是自锁的，则全反力应在摩擦圆内通过，这些结论常在工程实践中用到。借助于摩擦圆可确定「死点」位置。对于曲柄滑块机构（图1·42a），当驱动力作用在滑块上时，若忽略轴颈B及C中的摩擦，则在直径的两边有两个相反的死点区域，它用角度 φ_0 来确定。

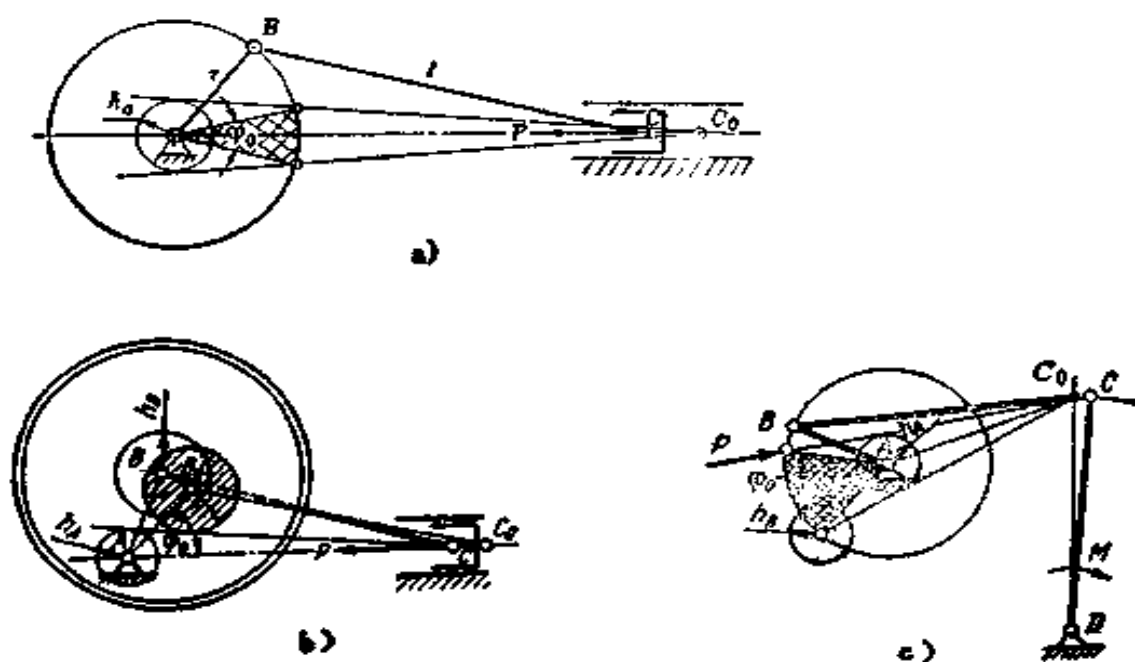


图 1·42

$$\varphi_0 = \mu \frac{r_A}{l_{AB}(1 + \lambda)}; \quad \lambda = \frac{r}{l}$$

当 $\lambda = 0$ 时，即对于正弦机构（ $l = \infty$ ）， φ_0 达到最大值。

若轴颈B中的摩擦不能忽略，例如在具有扩大轴颈B的偏心轮机构中（图1·42b）就发生类似这样的情况，那么，死点位置区域的角度 φ_0 按下式确定：

$$\varphi_0 = \frac{h_A + h_B(1 + \lambda)}{l_{AB}(1 + \lambda)}$$

驱动力矩作用在摇杆上时，四杆机构曲柄死点位置区域的确定如图1·42c所示。若轴颈B中的摩擦可以忽略，则在自锁区的极限位置上时，沿连杆方向的力 P 应与摩擦圆 h_A 相切；若必须

考虑轴颈 A 及 B 中的摩擦，则 P 与半径为 h_A 及 h_B 的两个摩擦圆相切。

在高副中，运动副元素间不仅有滑动，而且有滚动。在纯滚动时，由物体给予的阻力称滚动摩擦或第二种摩擦，它主要是由滚动体材料的变形、弹性的不完善（滞后作用），以及在滚动体之前可能出现的材料弹性波所引起。因此具有不对称的比压曲线（图1·43a），其合力偏移 δ 值。由偏移量 δ （厘米）确定滚动摩擦系数。

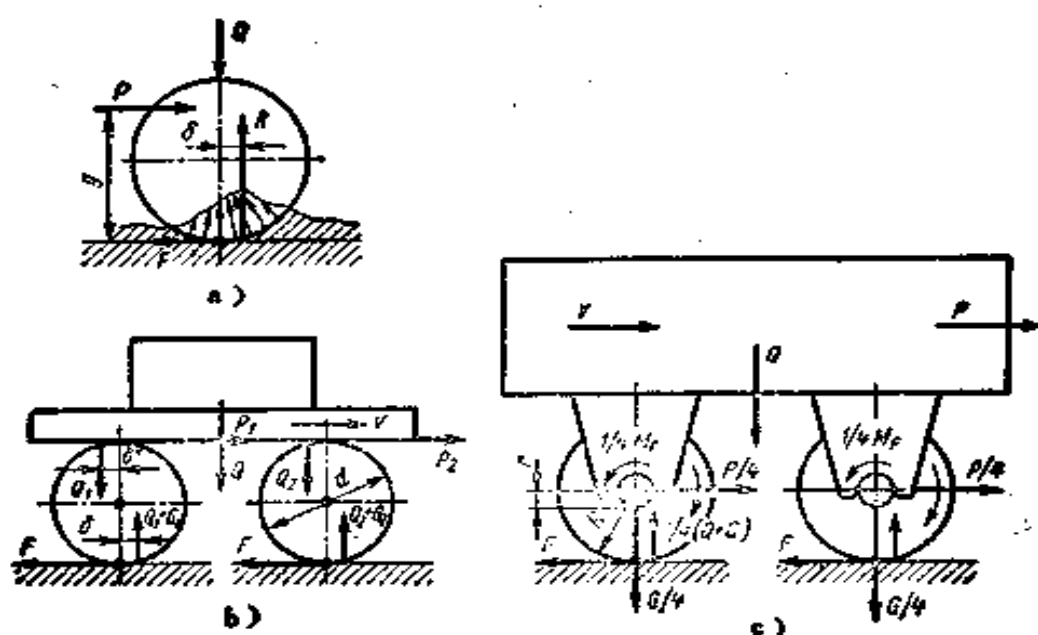


图 1·43

对匀速运动的滚子，若重量为 Q ，则驱动力 $P = \frac{\delta}{y} Q$ ，它将随 y 的增大而减小[⊖]。

若 $P < F$ 或 $\mu > \frac{\delta}{y}$ ，发生滚动；若 $P > F$ 或 $\mu < \frac{\delta}{y}$ ，则发生滑动。

在利用滚子移动平台上重物 Q 时（图1·43b），拉力 P （不计平台的质量 G/g ）按下式计算：

⊖ 原文为“它将随滚子的直径增大而减小”

$$P = \frac{Q}{d}(\delta + \delta')$$

若 $P < F$ 或滚子直径根据不等式 $d > \frac{\delta + \delta'}{\mu}$ 选取时, 平台和滚子间没有滑动。

在移动小车上的重物 Q 时 (图1·43c), 若小车的质量不计, 则拉力

$$P = Q \frac{\delta + \mu r}{R}$$

质量和力的转化

若机构和模型的动能 E 是相等的, 而且作用在机构各构件上的所有力作的元功 dA 等于作用在模型上的力所作的元功, 则在研究机构时允许用等效的模型来代替它。

$$E_{\text{机构}} = \sum_1^k m_i \frac{V_{Si}^2}{2} + \sum_1^k J_{Si} \frac{\omega_i^2}{2}$$

$$\frac{dA_{\text{机构}}}{dt} = \sum_1^k P_i V_{Si} \cos \alpha_i + \sum_1^k M_i \omega_i$$

由上述规定的等效条件, 可求得转化质量 (转化转动惯量) 和转化力 (转化力矩):

$$m_{\text{转化}} = \sum_1^k m_i \left(\frac{V_{Si}}{V_{\text{转化}}} \right)^2 + \sum_1^k J_{Si} \left(\frac{\omega_i}{V_{\text{转化}}} \right)^2$$

和
$$P_{\text{转化}} = \sum_1^k P_i \frac{V_{Si}}{V_{\text{转化}}} \cos \alpha_i + \sum_1^k M_i \frac{\omega_i}{V_{\text{转化}}}$$

或
$$J_{\text{转化}} = \sum_1^k m_i \left(\frac{V_{Si}}{\omega_{\text{转化}}} \right)^2 + \sum_1^k J_{Si} \left(\frac{\omega_i}{\omega_{\text{转化}}} \right)^2$$

和
$$M_{\text{转化}} = \sum_1^k P_i \frac{V_{Si}}{\omega_{\text{转化}}} \cos \alpha_i + \sum_1^k M_i \frac{\omega_i}{\omega_{\text{转化}}}$$

其中 $m_{\text{转化}}$ 和 $J_{\text{转化}}$ 为转化质量和转化转动惯量; $P_{\text{转化}}$ 和 $M_{\text{转化}}$ 为转

化力和转化力矩， V 转化和 ω 转化为转化构件的线速度和角速度。

从得到的公式中可看出，转化质量和转化转动惯量恒为正值，且与速度无关。

对于仅含有等速转动构件的定轴齿轮传动（图1·44a），有

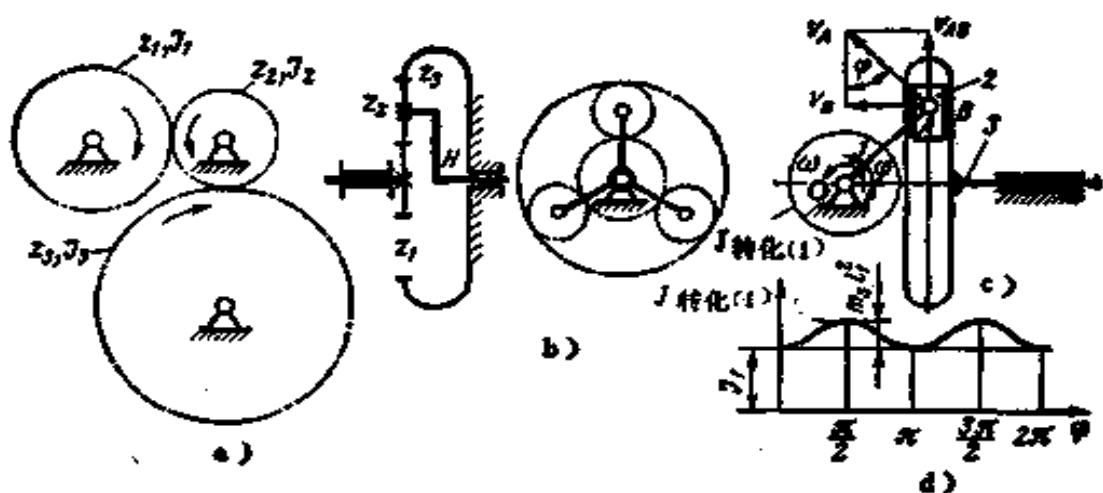


图 1·44

$$\begin{aligned}
 J_{\text{转化}(1)} &= J_1 + J_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + J_3 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 \\
 &= J_1 + J_2 \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 + J_3 \left(\frac{z_1}{z_3} \right)^2 = \text{常数}
 \end{aligned}$$

对有 p 个行星轮的行星传动（图1·44b），有

$$J_{\text{转化}(1)} = J_1 + J_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 p + m_2 \left(\frac{V_2}{\omega_1} \right)^2 p + J_H \left(\frac{\omega_H}{\omega_1} \right)^2 = \text{常数}$$

对正弦机构 1、2、3（图1·44c），若忽略滑块 2 的质量，则有

$$\begin{aligned}
 J_{\text{转化}(1)} &= J_1 + m_3 \left(\frac{V_3}{\omega_1} \right)^2 = J_1 + m_3 \left(\frac{\omega_1 l_{OA} \sin \varphi}{\omega_1} \right)^2 \\
 &= J_1 + m_3 l_{OA}^2 \sin^2 \varphi
 \end{aligned}$$

即它是角 φ 的周期函数。

其结果以曲线图的形式绘出（图1·44d）。

某几个机构的效率

个别机构的效率 η 等于作用在从动构件上的生产阻力（不论

其性质如何)所作的功与作用在主动构件上的驱动力所作的功之比。

斜面 斜面的效率与物体沿斜面向上运动还是向下运动有关(图1·45a)。对于个别最重要的场合,即当力 P 沿平行于斜底面的方向作用时:

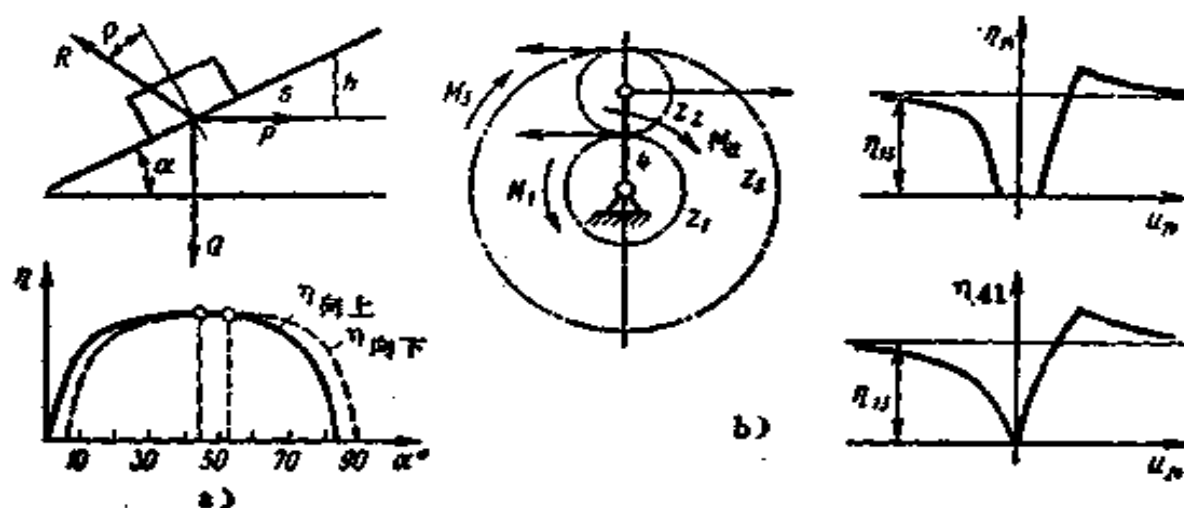


图 1·45

$$\eta_{\text{上升}} = \frac{Qh}{Ps} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}$$

在重物沿斜面下降时

$$\eta_{\text{下降}} = \frac{Ps}{Qh} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\operatorname{tg} \alpha}$$

为了确定重物上升时的最有利的斜面倾角 α , 必须使

$$\frac{d\eta_{\text{上升}}}{d\alpha} = \frac{d}{d\alpha} [\operatorname{tg} \alpha \operatorname{ctg}(\alpha + \rho)] = 0$$

由此

$$\alpha_{\text{上升}} = \frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2}$$

在重物下降时, 必须使

$$\frac{d\eta_{\text{下降}}}{d\alpha} = \frac{d}{d\alpha} [\operatorname{tg}(\alpha - \rho) \operatorname{ctg} \alpha] = 0$$

由此

$$\alpha_{\text{下降}} = \frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2}$$

重物上升和下降时的 $\eta(\alpha)$ 关系曲线如图1·45a所示。

周转轮系传动 对具有固定轴线的齿轮副，实际上采用从试验得到的效率值。

若传递动力且载荷长期作用，则计算周转轮系传动的效率是合理的。

采用反转法，即给整个传动（图1·45b）以与转臂角速度大小相等方向相反的转动，那么转臂变为静止，而传动转化为简单的同轴传动。这时假设，在给定机构中的摩擦力所作的功与转化机构中摩擦力所作的功彼此仅有微小的、可忽略的差别。

在传动中有摩擦损失时，两个中心轮轴上的力矩之间具有以下形式的关系：

$$M_3 = -M_1 u_{13}^k \eta_{13}^k$$

式中 η_{13} ——转化机构（定轴轮系）的效率， $k = \pm 1$ 。

若行星传动中的主动齿轮为 z_1 ，而其转化机构中，轮 z_1 仍是主动，则 $k = +1$ ；反之， $k = -1$ 。

以下关系式是选择 k 时的准则：

$$\text{若 } \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_1} = \frac{u_{14} - 1}{u_{14}} > 0 \quad \text{或 } u_{14} > 1 \text{ 和 } u_{14} < 0 \text{ 时,}$$

$$k = +1。$$

$$\text{若 } \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_1} = \frac{u_{14} - 1}{u_{14}} < 0 \quad \text{或 } 0 < u_{14} < 1 \text{ 时, } k = -1。$$

根据周转轮系的平衡条件，有

$$M_1 + M_3 + M_4 = 0。$$

那么对于以齿轮 Z_1 为主动轮的行星传动

$$M_4 = -M_1 - M_3 = -M_1 [1 - (1 - u_{14}) \eta_{13}^k]$$

$$\eta_{14} = - \frac{M_4 \omega_4}{M_1 \omega_1} = \frac{1 - (1 - u_{14}) \eta_{13}^k}{u_{14}}$$

对于以转臂4为主动构件的行星传动：

$$\eta_{41} = - \frac{M_1 \omega_1}{M_4 \omega_4} = \frac{u_{14}}{1 - (1 - u_{14}) \eta_{13}^k} \ominus$$

所用公式列于下表:

行星传动	$u_{14} > 1, u_{14} < 0$	$0 < u_{14} < 1$
齿轮 Z_1 主动	$\eta_{14} = \frac{1 - (1 - u_{14}) \eta_{13}}{u_{14}}$	$\eta_{14} = \frac{1 - (1 - u_{14}) \eta_{13}^{-1}}{u_{14}}$
转臂 4 主动	$\eta_{41} = \frac{u_{14}}{1 - (1 - u_{14}) \eta_{13}^{-1}}$	$\eta_{41} = \frac{u_{14}}{1 - (1 - u_{14}) \eta_{13}}$

上表所列公式表明, 在齿轮 Z_1 主动时, 行星传动的效率可能等于 0 或小于 0 (自锁)。实际上, 若 $1 - (1 - u_{14}) \eta_{13}^k \leq 0$ 时, 则 $\eta_{14} \leq 0$ 。由此可求得自锁条件 $1 - \eta_{13}^{-1} < u_{14} < 1 - \eta_{13} \ominus$ 。

在图 1.45b 中作出了行星传动传动比 u_{14} 的函数 η_{14} 及 η_{41} 的曲线, 它们表明了, 在齿轮 Z_1 为主动, 并且 u_{14} 很小时传动将自锁。在 u_{14} 为负值时, 行星传动的效率恒小于转化机构的效率; 在 u_{14} 为正值时, 行星传动的效率有可能大于转化机构的效率。在转臂为主动时, 对 $u_{14} > \frac{\eta_{13}}{1 + \eta_{13}}$ 的所有正值, $\eta_{41} > \eta_{13}$ 。

对主动构件为中心轮 Z_1 和 Z_3 的差动轮系 (传递动力的),

$$\eta_{13,4} = - \frac{M_4 \omega_4}{M_1 \omega_1 + M_3 \omega_3} = \frac{1 - u_{13} \eta_{13}^k}{\frac{\omega_1}{\omega_4} - u_{13} \frac{\omega_3}{\omega_4} \eta_{13}^k} \ominus$$

对主动构件为齿轮 3 及转臂 4 的差动轮系

$$\eta_{34,1} = - \frac{M_1 \omega_1}{M_3 \omega_3 + M_4 \omega_4} = \frac{1}{u_{13} \frac{\omega_3}{\omega_1} \eta_{13}^k + \frac{\omega_4}{\omega_1} (1 - u_{13} \eta_{13}^k)} \omin�$$

⊖ 这时 k 的选择准则为 $u_{14} > 1$ 和 $u_{14} < 0$ 时, $k = -1$; $0 < u_{14} < 1$ 时, $k = +1$ 。即行星传动中齿轮 1 为从动 (转臂 4 为主动), 而在其转化机构中齿轮 1 仍为从动, 则取 $k = -1$; 反之 $k = +1$ 。

⊕ 似应改为: “若使 $\eta_{14} \leq 0$, 则可求得机构的自锁条件为: $0 > u_{14} \geq 1 - \eta_{13}^{-1}$ 和 $1 - \eta_{13} \geq u_{14} > 0$ ”。

⊙ 式中 u_{13} 似应改为 $u_{13}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4}$ 。

其中，当转化机构中的主动构件为轮1时， k 取+1，反之取-1[⊖]。

在差动轮系中，以转臂作从动构件时机构可能自锁。

机构运动方程式

我们用转化到起始构件上的质量来代替机构，并找出其运动规律，这样就求出了起始构件的运动规律，然后求得所研究机构上任意点的速度和加速度。

运动方程式最简单的形式为功能形式的运动方程式

$$E - E_0 = \frac{J\omega^2}{2} - \frac{J_0\omega_0^2}{2} = A(\varphi) = \int_0^\varphi (M_P + M_Q) d\varphi$$

式中 J_0 和 ω_0 是与角 φ 起算点相对应的转化转动惯量和起始构件的角速度。

$A(\varphi)$ 是驱动力矩 M_P 和阻力矩 M_Q 转化到起始构件上的盈(亏)功。

转化构件的角速度

$$\omega = \sqrt{\frac{2A(\varphi)}{J} + \frac{J_0\omega_0^2}{J}}$$

因为在稳定运动时初始角速度 ω_0 是未知的，故运动方程要精确解是不可能的，只好限于近似求解，这时假设 $\omega_0 = \omega_{\text{平均}} = \frac{\pi n}{30}$ 。在起动阶段， $\omega_0 = 0$ ，因此通过积分可求出精确的解。

借助于拉格朗日方程式，可写出运动方程式。对于由刚体组成的具有一个自由度的系统，运动方程式可写成如下形式：

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\omega}} \right) - \frac{\partial E}{\partial \varphi} = M$$

微分后得

$$J \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi} = M$$

根据达朗贝尔原理， $M = -M_H$ ，那么

⊖ 原文中没有明确说明， k 的取法是译者所加。

$$M_H = -\frac{\omega^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi} - J \frac{d\omega}{dt} = M_{H\text{基本}} + M_{H\text{附加}}$$

即起始构件的运动可由基本运动和附加运动组成。具有不变角速度的基本运动由转动惯量 J 的变化所决定:

$$M_{H\text{基本}} = -\frac{\omega^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi} \quad (\omega = \text{常数}, e = 0)$$

而 $J = \text{常数}$ 的附加运动将产生惯性力矩:

$$M_{H\text{附加}} = -J \frac{d\omega}{dt} \quad \left(\text{在 } \omega = 0 \text{ 时, 而 } e = \frac{M + M_{H\text{基本}}}{J} \right)$$

起始构件的运动规律可借助于能量-质量线图 $[E, J]$ 确定。假如稳定运转阶段的初始动能 E_0 为已知, 可作出 $[E, J]$ 线图。 $E = E_0 + A(\varphi)$ (图1-46)。为求出起始构件在任意位置时的角速度 ω , 可通过曲线上对应于起始构件转角 $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \dots$ 的已知各点 0、1、2……作出射线, 完全可求出射线的倾斜角 ψ_i 。

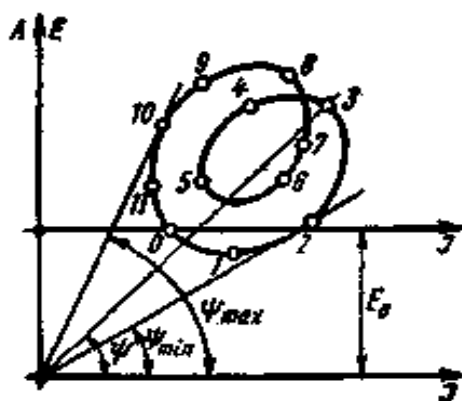


图 1-46

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2k_A}{k_J} \operatorname{tg} \psi_i}$$

式中 k_A 和 k_J 为曲线沿轴 E 和 J 的比例尺。作出 ψ_{\max} 及 ψ_{\min} , 容易确定起始构件角速度的极值。

机器运转的不均匀性及飞轮的计算

若转化到起始构件上的驱动力矩与阻力矩不相等, 以及机器转化转动惯量 J 的周期性变化, 则引起机器在稳定运转阶段的角速度呈周期性的变化, 并可近似地用不均匀系数 δ 来估计。

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}}$$

式中 $\omega_{cp} \approx \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$ —— 平均角速度。

忽略 J 的变化, 可计算对应于 ω_{\max} 及 ω_{\min} 时的动能的极值,

那么按动能的变化规律

$$J \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = \delta \omega_{\text{cp}}^2 J = A_{\max}$$

因为 ω_{cp} 及 A_{\max} 为给定值，那末为减小 δ ，应当增加机构的转化转动惯量 J ，这就是以飞轮形式安装的附加质量。当有正的过剩功时($M_P > M_Q$)，飞轮积蓄能量，当外力的过剩功为负时($M_P < M_Q$)，飞轮放出能量。

若给出的转化驱动力矩及转化阻力矩为 φ 的函数曲线，则在确定了对应于最大剩余功 $A_{\max} = F_{\max} k_M k_\varphi$ 的面积以后，可求得给定 δ 的飞轮转动惯量(图1·47a)：

$$J_{\text{飞轮}} = \frac{F_{\max} k_M k_\varphi}{\delta \omega_{\text{cp}}^2} - J_0$$

式中 J_0 为机构各构件转化转动惯量的平均值。

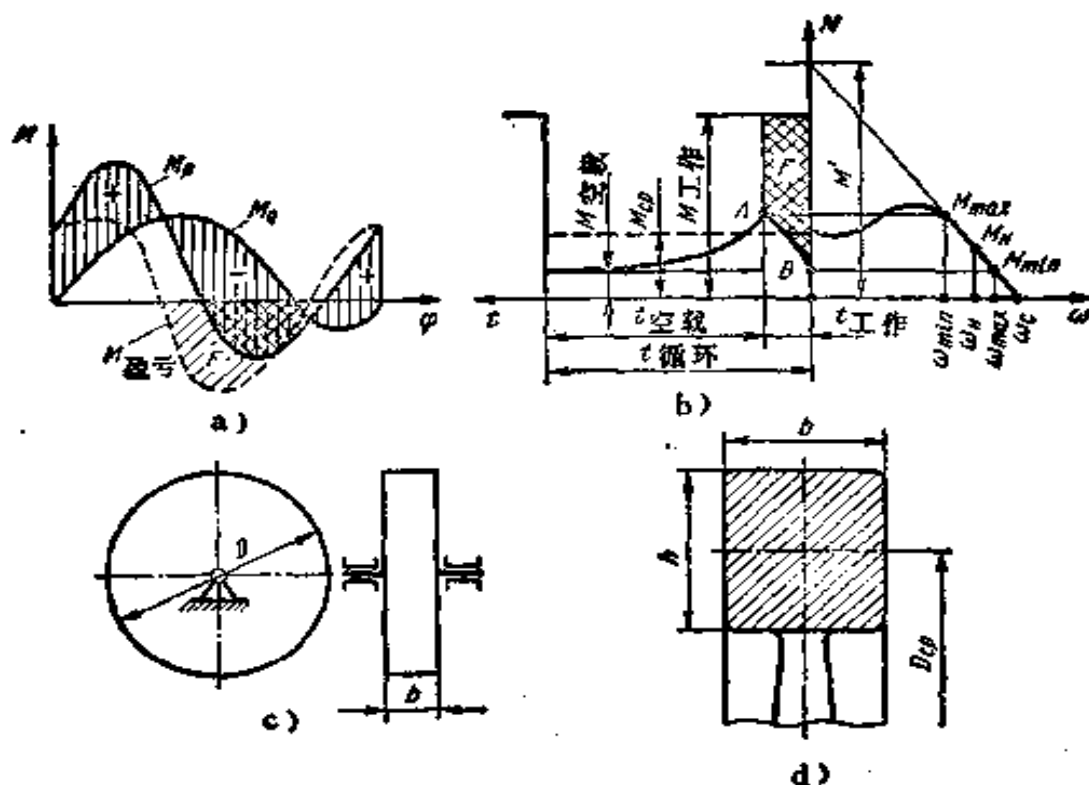


图 1·47

对某些用电动机驱动 [$M_P = M(\omega)$] 的机器(其中特别是冲击作用的机器)，在研究了带飞轮的电动机的功以后，求出 $J_{\text{飞轮}}$ 是有可能的。

假如负荷曲线以 $M_Q = M(t)$ 的形式给出 (图1·47b), 则首先根据给出的转速计算电动机的额定功率

$$N_{\text{额定}} = \frac{M_{\text{额定}} \omega}{975}$$

式中 $M_{\text{额定}} = (1.25 \sim 1.15) \frac{M_{\text{工作}} t_{\text{工作}} + M_{\text{空载}} t_{\text{空载}}}{t_{\text{循环}}}$

并按电动机 (例如异步电动机) 产品样本选择电动机, 然后按产品样本资料 ($N_{\text{额定}}$ 、 $n_{\text{额定}}$ 、 $n_{\text{同步}}$ 、 $\lambda = \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{额定}}}$) 作出电动机特性

曲线的工作段, 它与直线差别很小, 并满足方程式:

$$M_{\text{工作}} = M_{\text{驱动}} = M' - b\omega$$

$$M' = M_{\text{额定}} \frac{\omega_{\text{同步}}}{\omega_{\text{同步}} - \omega_{\text{额定}}} \quad \text{及} \quad b = M_{\text{额定}} \frac{1}{\omega_{\text{同步}} - \omega_{\text{额定}}}$$

式中 $\omega_{\text{额定}}$ 及 $\omega_{\text{同步}}$ 为电动机的额定角速度及同步角速度。

现在利用 $J = \text{常数}$ 时的电动机机组运动方程式:

$$M_P - M_Q = J \frac{d\omega}{dt}, \quad M' - b\omega - M_Q = J \frac{d\omega}{dt}$$

及令 $M' - M_Q = M^0$, 得到

$$M^0 - b\omega = J \frac{d\omega}{dt} \quad (1 \cdot 12)$$

在对上式积分时, 应当注意到, 在工作行程阶段中和在空载行程阶段中电动机机组消耗的功是不同的。若负荷曲线给定, 则可相应地选择系统的转动惯量 $J_{\text{工作}}$ 来保证电动机的力矩在被允许的范围内变化, 随着 $J_{\text{工作}}$ 的增加, 驱动力矩的落差减小。在空载行程的这一段时间内, 电动机转子加速至 ω_{max} , 并且加速的时间随系统转动惯量的增加而增加。

为了满足前述两个阶段的要求, 方程 (1·12) 必须对每一个阶段分别求解, 以确定 $J_{\text{工作}}$ 及 $J_{\text{空载}}$ 值, 而在这两个阶段时要满足 $t_{\text{工作}}$ 及 $t_{\text{空载}}$ 。

在这样的条件下, 经积分及化简后, 求得



$$J_{\text{工作}} = \frac{bt_{\text{工作}}}{\ln \frac{M_{\min} - M_{\text{工作}}}{M_{\max} - M_{\text{工作}}}} \quad \text{及} \quad J_{\text{空载}} = \frac{bt_{\text{空载}}}{\ln \frac{M_{\max} - M_{\text{空载}}}{M_{\min} - M_{\text{空载}}}}$$

M_{\max} 及 M_{\min} 可在以下范围内选取:

$$M_{\max} \approx (0.2 \sim 0.85) M_{\text{额定}}; \quad M_{\min} \approx (0.2 \sim 0.3) M_{\text{额定}}.$$

若出现 $J_{\text{工作}} < J_{\text{空载}}$ 的结果, 则飞轮的转动惯量

$$J_{\text{飞轮}} = J_{\text{工作}} - J_{\text{转子}} - J.$$

若 $J_{\text{工作}} > J_{\text{空载}}$, 则在经过空载行程时间 $t_{\text{空载}}$ 后的角速度不能恢复, 于是必须增加电动机的功率, 且必须重作计算。

对于用图解法确定 $J_{\text{飞轮}}$, 必须按合力矩的冲量

$$(M_P - M_Q) dt = J d\omega$$

来确定需要的转动惯量

$$J = \frac{\int_{t_i}^{t_k} (M_P - M_Q) dt}{\omega_{\max} - \omega_{\min}} = \frac{F k_M k_t}{\omega_{\max} - \omega_{\min}}$$

如前所述, 确定电动机的 M_{\max} 及 M_{\min} 以后, 在负荷曲线上(图1·47b)找到与电动机特性曲线上的 M_{\max} 及 M_{\min} 相对应的点。将得到的点A及B用指数曲线(可允许用直线)连接, 并得到所需要的代表力矩冲量的面积F。

若负荷曲线以 $M_Q = M(\varphi)$ 的形式给出, 则

$$M_P - M_Q = J \frac{d\omega}{dt} = J \omega \frac{d\omega}{d\varphi}$$

$$J = \frac{\int_{\varphi_i}^{\varphi_k} (M_P - M_Q) d\varphi}{\frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2}} = \frac{2F k_M k_\omega}{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}$$

类似于前述的方法可求出面积F。

下面我们来说明飞轮主要尺寸的确定。

对实心圆盘形的飞轮(图1·47c),

$$D = \sqrt[5]{\frac{32gJ_{\text{飞轮}}}{\pi\gamma\psi}}$$

对具有重轮缘的轮辐式飞轮(图1·47d)

$$D = \sqrt[5]{\frac{4gJ_{\text{飞轮}}}{\pi\gamma\psi\xi}}$$

式中 γ 为飞轮材料的比重； $\psi = \frac{b}{D}$ 及 $\xi = \frac{h}{D}$ 为轮缘截面的宽度比及高度比，它们应按结构考虑给出。

必须指出，飞轮安装在高速轴上是合理的，但这时铸铁飞轮的圆周速度不应超过30米/秒。飞轮安装在长而易弯曲的轴上，有可能不会使运转的不均匀性下降，反而是使它增加。

机构和机器的平衡

变速运动会引起惯性力的出现。惯性力在运动副中产生的附加压力将传到机架和地基、邻近的机器、房屋及其他建筑物上。为消除惯性力的有害影响，它们必须平衡，这对于高速机器尤为重要。

物体绕轴线 y 匀速转动时（图1·48a），对每一个微小质量作用的离心惯性力 $\bar{P} = m\bar{r}\omega^2$ ，对于轴线 x 及 z （平面 xoz 与质心 S 重合）产生力矩

$$\bar{M}_z = \bar{P}l\cos\varphi = m\bar{r}\omega^2 l\cos\varphi$$

及

$$\bar{M}_x = \bar{P}l\sin\varphi = m\bar{r}\omega^2 l\sin\varphi$$

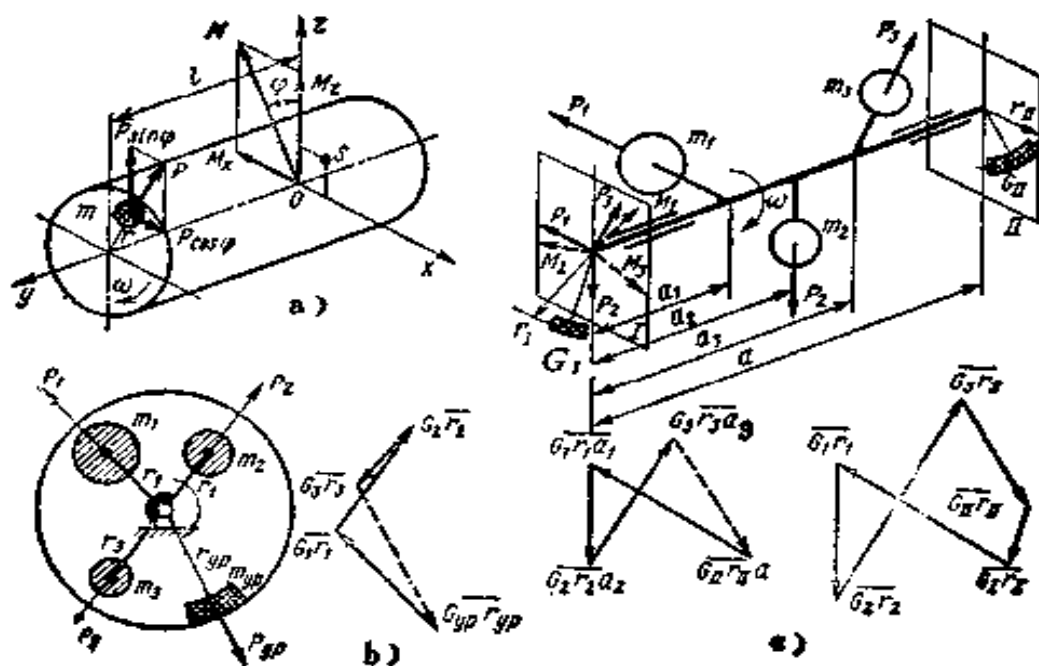


图 1·48

合力矩为

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_z^2} = mrl\omega^2$$

力矩矢量 \overline{M} 和惯性力矢量 \overline{P} 互相垂直。惯性力的主矢量 $\Sigma \overline{P}$ 及主矩 $\Sigma \overline{M}$ 按下式计算，

$$\Sigma \overline{P} = \omega^2 \Sigma m_i \overline{r}_i = \omega^2 (m \overline{r}_s)$$

和

$$\Sigma \overline{M} = \omega^2 \Sigma m_i \overline{r}_i l_i = \omega^2 J_{xz}$$

式中 $m \overline{r}_s$ 为质量的静力矩， J_{xz} 为构件质量相对于 xz 轴（在质心 S 处的坐标系中）的离心转动惯量。

若 $r_s = 0$ 及 $J_{xz} = 0$ ，即转动轴过重心，并且是主惯性轴，那么质量是平衡的。

假如给定若干不平衡回转质量，它们的重心在垂直于转动轴的同一直线内（图1·48b），那么根据全部惯性力的几何和等于零，可有，

$$\Sigma \overline{P}_H = \overline{P}_1 + \overline{P}_2 + \overline{P}_3 + \overline{P}_{y\beta} = 0$$

然而，因为 $P_i = \frac{G_i}{g} r_i \omega^2$ ，所以 $G_1 \overline{r}_1 + G_2 \overline{r}_2 + G_3 \overline{r}_3 + G_{y\beta} \overline{r}_{y\beta} = 0$ 。

作出各重量的静力矩 $G_i \overline{r}_i$ 的矢量多边形后，可求得平衡重 $G_{y\beta}$ 的大小及位置。

若各质心在垂直于转轴的各平行平面内（图1·48c），则为了完全平衡，必须使

$$\Sigma \overline{P}_u = 0 \quad \text{及} \quad \Sigma \overline{M}_u = 0$$

在这个条件下，支承反力等于零。

在满足第一个条件时，质心与转动轴线重合（ $\overline{r}_s = 0$ ），而质量系统为静平衡；在满足第二个条件时，转动轴与中心主惯性轴中之一根重合，而系统为动平衡。同时满足这二个条件则得到完全平衡。

现在我们来阐明如何平衡回转质量。

在全部惯性力移到平衡平面 I 中并加上相应的力矩矢量以后，我们首先将所有的力矩几何相加，然后将所有的力几何相加：

$$\bar{M}_1 + \bar{M}_2 + \bar{M}_3 + \bar{M}_{\text{平衡 I}} = 0$$

或
$$G_1 \bar{r}_1 \bar{a}_1 + G_2 \bar{r}_2 \bar{a}_2 + G_3 \bar{r}_3 \bar{a}_3 + G_{\text{II}} \bar{r}_{\text{II}} \bar{a} = 0$$

为了寻找配置在平衡平面 I 上的平衡重 G_{II} 的方向 r_{II} 方便起见, 在作力矩矢量多边形时, 必须按力 \bar{P} 的方向作力矩矢量 (若有质量在平衡平面的左边, 则力矩矢量 \bar{M} 按力 \bar{P} 的反向作出)。由矢量多边形求得 $G_{\text{II}} \bar{r}_{\text{II}} \bar{a}$, 而已知 \bar{a} 及给定 r_{II} 后, 求得 G_{II} 。

现在需将惯性力相加

$$\bar{P}_1 + \bar{P}_2 + \bar{P}_3 + \bar{P}_{\text{II}} + \bar{P}_{\text{IyD}} = 0$$

或
$$G_1 \bar{r}_1 + G_2 \bar{r}_2 + G_3 \bar{r}_3 + G_{\text{II}} \bar{r}_{\text{II}} + G_{\text{I}} \bar{r}_1 = 0$$

作出力多边形后, 求得平衡重 G_{I} , 它安装在平面 I 中。

因而, 完全平衡需要装两个平衡重。

平衡连杆机构的惯性力时, 必须知道机构的重心位置, 而若认为每一构件的质量均集中在它的重心上, 则可很容易地求得机构的重心位置。

对四杆机构 (图 1·49a) 有

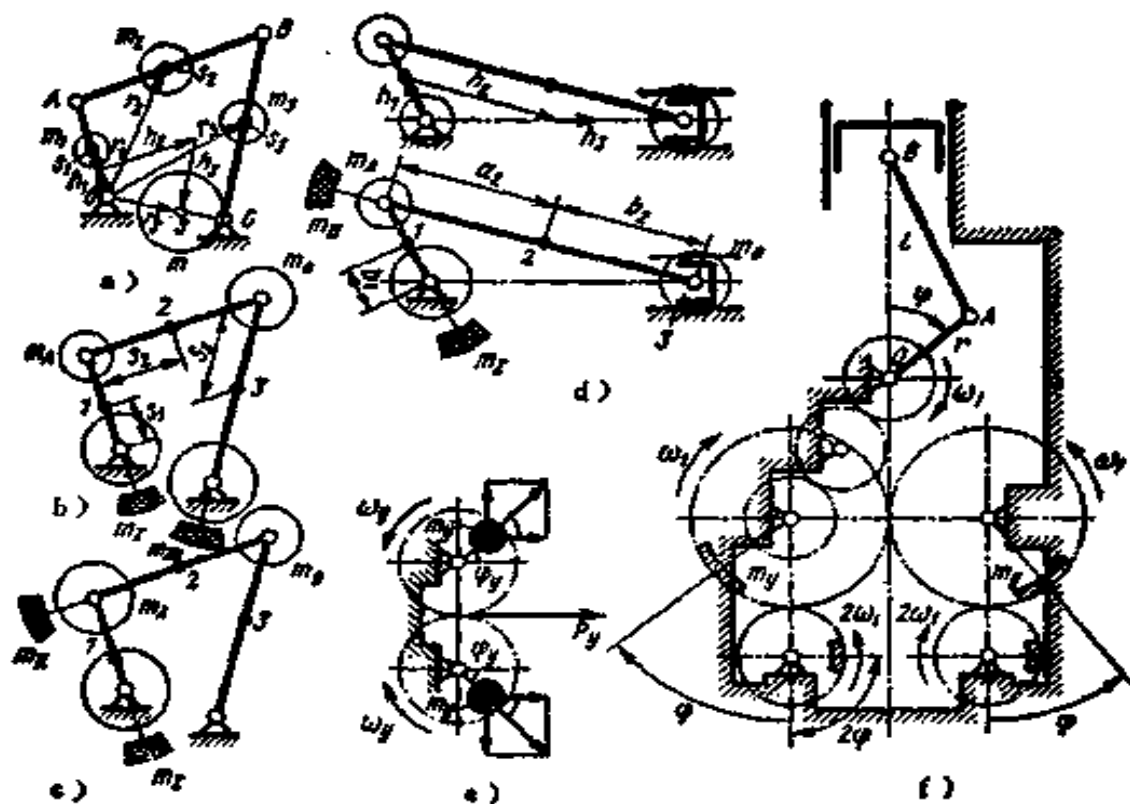


图 1·49

$$m_1 + m_2 + m_3 = m_3 \quad m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 = m \bar{r}_S$$

$$\bar{r}_S = \frac{m_1 \bar{S}_1 + m_2 \bar{l}_1 + m_3 \bar{l}_1}{m} + \frac{m_2 \bar{S}_2 + m_3 \bar{l}_2}{m} + \frac{m_3 \bar{S}_3}{m} \ominus$$

或
$$\bar{r}_S = \bar{h}_1 + \bar{h}_2 + \bar{h}_3$$

式中 h_i 为相应构件的主矢量。

若机构的重心不动，则四杆机构静力平衡。这种情况发生在

$$\frac{h_1}{l_1} = \frac{h_2}{l_2} = \frac{h_3}{l_3}$$

时，即由主矢量构成的图形与机构运动简图相似的时候。

曲柄滑块机构在满足上述条件时仍是不平衡的。只有当 $h_1 = h_2 = 0$ ，即 $r_s = 0$ 时，也就是机构的重心与曲柄转轴重合时，机构才平衡。

在图1·49中提供了最简单的连杆机构的各种静力平衡方案。对四杆机构（图1·49b），各质量静代换后有：

$$m_A = m_1 \frac{S_1}{l_1} + m_2 \frac{l_2 - S_2}{l_2} \quad \text{及} \quad m_B = m_2 \frac{S_2}{l_2} + m_3 \frac{l_3 - S_3}{l_3}$$

平衡重可安装在曲柄和摇杆上（图1·49b），这时它们的质量

$$m_I = m_A \frac{l_1}{r_I} \ominus \quad \text{及} \quad m_{II} = m_B \frac{l_3}{r_{II}} \ominus$$

或平衡重安装在连杆2及曲柄1上（图1·49c）。

这时，平衡重的质量为：

$$m_I = m'_A \frac{l_1}{r_I} \ominus \quad \text{及} \quad m_{II} = m_B \frac{l_2}{r_{II}} \ominus$$

式中
$$m'_A = m_A + m_B + m_{II}$$

把平衡重安装在连杆上的方法实际上只对低速机器才采用。

⊖ 本式由上两式解得，式中 l_1 、 l_2 分别为构件 OA 、 AB 之长，均看作矢量，方向由 O 到 A ，由 A 到 B ； S_1 、 S_2 、 S_3 为 OS_1 、 AS_2 、 BS_3 之长，亦看作矢量，方向由 O 到 S_1 、 A 到 S_2 、 B 到 S_3 ；又 $\bar{r}_1 = \bar{S}_1$ ， $\bar{r}_2 = \bar{l}_1 + \bar{S}_2$ ， $\bar{r}_3 = \bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{S}_3$ 。

⊖ 式中 r_I 、 r_{II} 、 r_{III} 为相应平衡质量 m_I 、 m_{II} 、 m_{III} 离铰链中心的距离。以下同。

对曲柄滑块机构 (图1·49d), 在质量静代换后有:

$$m_A = m_1 \frac{b_1}{l_1} + m_2 \frac{b_2}{l_2} \quad \text{及} \quad m_B = m_3 + m_2 \frac{a_2}{l_2}$$

质量 m_A 很易用平衡重平衡

$$m_1 = m_A \frac{l_1}{r_1}$$

质量 m_B 或是用安装在连杆上的平衡重平衡, 这时 $m_1 = m_A' \frac{l_1}{r_1} =$

$\frac{l_1}{r_1} (m_A + m_B + m_{II})$; 或者, 若为高速机构时, 只能做到质量 m_B 的惯性力的部分平衡。

移动质量 m_B 的惯性力按下式确定:

$$\begin{aligned} P_{HB} &= m_B r \omega_1^2 [A_1 \cos \varphi + 4A_2 \cos 2\varphi + 16A_4 \cos 4\varphi + \dots] \\ &= P_1 + P_2 + P_4 + \dots \end{aligned}$$

式中 $P_1 = A_1 m_B r \omega_1^2 \cos \varphi$ —— 第 1 级惯性力;

$P_2 = 4A_2 m_B r \omega_1^2 \cos 2\varphi$ —— 第 2 级惯性力; 等等。

这一级或那一级的惯性力可借助于旋转的平衡重来平衡。若把有重块 m_y 的两个轮盘与机构的机架连接 (图1·49e), 而两轮盘以不同方向、同一角速度 ω_y 转动时, 则它们给机架加上的水平力:

$$P_y = 2\omega_y^2 m_y r_y \cos \varphi_y$$

为平衡 1 级惯性力 P_1 , 心须满足条件:

$$P_1 = A_1 m_B r \omega_1^2 \cos \varphi = -2\omega_y^2 m_y r_y \cos \varphi_y$$

因此 $\omega_{y(1)} = \omega_1$; $\varphi_{y(1)} = 180^\circ + \varphi$; $(m_y r_y)_{(1)} = \frac{m_B r A_1}{2}$ 。

对 2 级惯性力 P_2 的平衡, 必须使

$$P_2 = 4A_2 m_B r \omega_1^2 \cos 2\varphi = -2\omega_y^2 r_y m_y \cos \varphi_y$$

由此 $\omega_{y(2)} = 2\omega_1$; $\varphi_{y(2)} = 180^\circ + 2\varphi$; $(m_y r_y)_{(2)} = \frac{m_B r A_2}{2}$

类似地可计算为平衡 4 级、6 级及其他各级惯性力的平衡重。

系数 A 可按下列各式采取, 这对工程计算已具有足够的精

度:

$$A_1 = 1; \quad A_2 \approx \frac{\lambda}{4} + \frac{\lambda^3}{16}; \quad A_4 \approx -\frac{\lambda^5}{64}; \quad A_6 \approx \frac{\lambda^7}{512}$$

式中 $\lambda = \frac{r}{l}$

平衡 1 级及 2 级惯性力的方案如图 1·49f 所示。

成对的曲柄滑块机构的平衡，在许多发动机中依靠曲柄的相移来实现。这样，具有曲柄相互固定为 120° 夹角的六缸发动机中，除 6 级及被 6 除得尽的各级外，所有各级惯性力都是平衡的。

第2章 构件、运动副和连杆机构

构 件

在机构和机器中，构件用以把运动和力由一构件（主动构件）传递给另一构件（从动构件）。刚体、弹性体和挠性体均可作为机构的构件。假定机构的构件在力的作用下没有显著的变形，那么构件应当有足够刚性。然而在大多数情况下，特别是当机器受冲击载荷时，为了减震和防止构件被破坏，机构构件应当具有弹性。采用刚性不大的弹性构件也是为了防止机器振动。例如，弹性轴能传递涡轮转子很高的转速，而不致于因振动使其破坏。

近来，液压传动获得了广泛应用。在液压传动中，是用在压力作用下的液体（矿物油和水）直接驱动机构的从动构件。

在气动设备中，用整步指示器控制各单个构件的运动。整步指示器打开通道使气体进入相应的气缸。在这些通常由刚体，有时由弹性体组成的机构中，被压缩机压入的空气起着工质的作用，正如发动机气缸中膨胀的气体燃烧产物一样。

图2·1 曲柄和它在简图中的代表符号：a) ——双偏心轮；b) ——带配重的单曲柄曲轴；c) ——三曲柄曲轴；d) ——四曲柄曲轴。

图2·2 连杆和它在简图中的代表符号：a) ——双铰链的；b) 和 c) ——三铰链的。

图2·3 连杆的结构。

图2·4 连杆的活塞头：a) ——带轴衬的；b) ——带滚针轴承的；c) ——带球形活节的。

图2·5 轴：a) ——光轴；b) ——挠性轴；c) ——由铰

接构件组成的挠性轴。

图2·6 弹簧弹性构件：a) ——带导向外壳的；b) ——

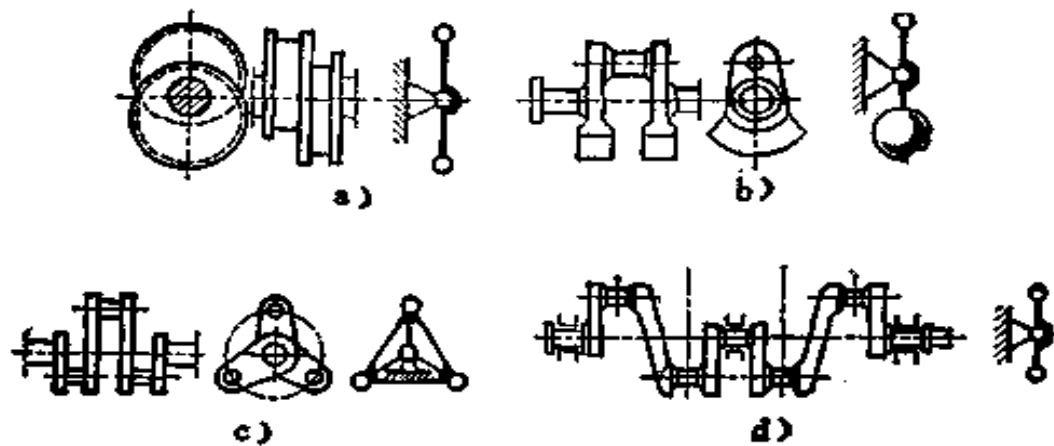


图 2·1

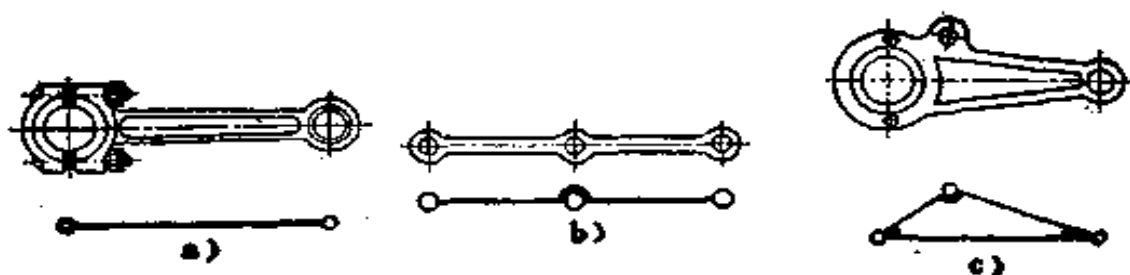


图 2·2

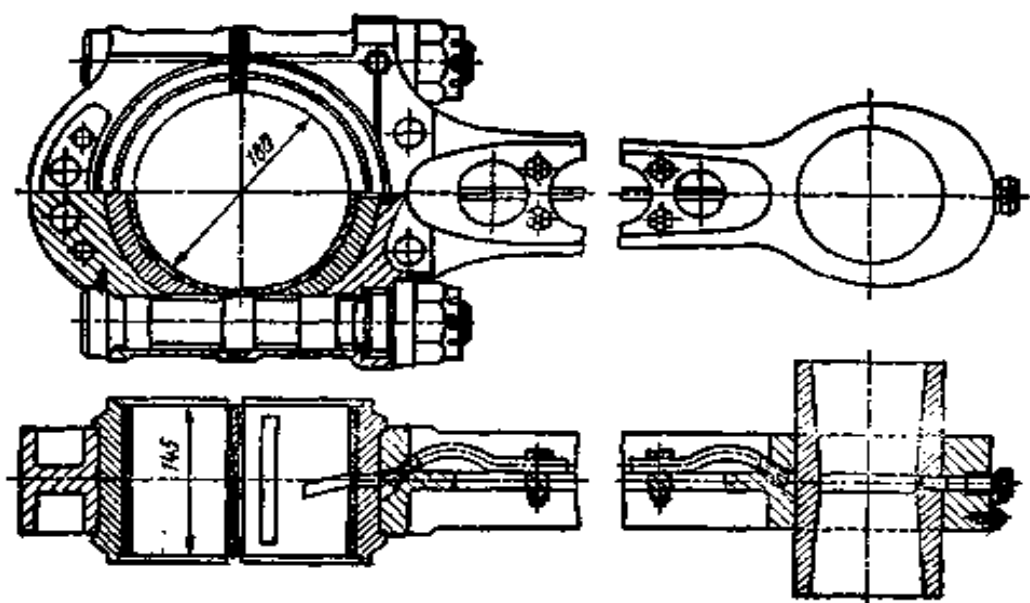


图 2·3

由楔形环组成的； c) —— 两面有弹簧的； d) —— 带有特制操纵器的； e) —— 有纵向弹簧的减震器； f) —— 有横向弹簧的减震器； g) —— 有非线性特性 $P(\lambda)$ 的减震器。

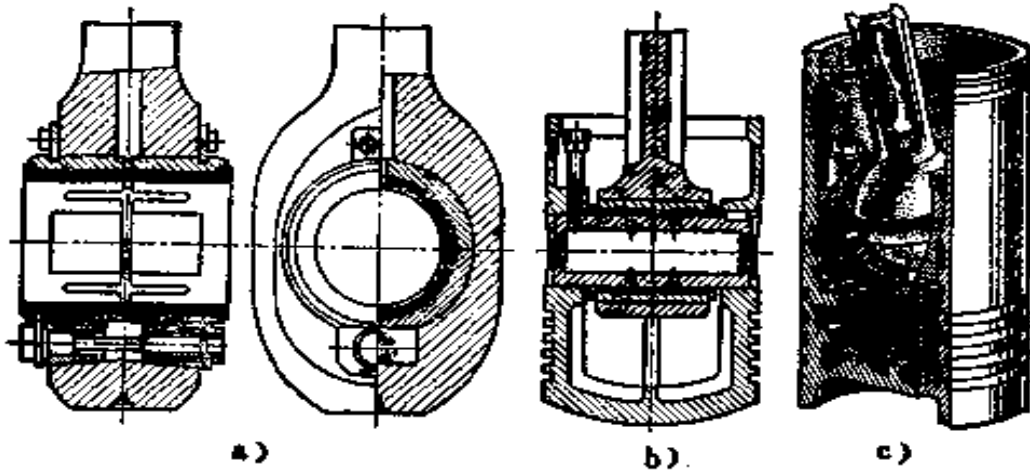


图 2-4

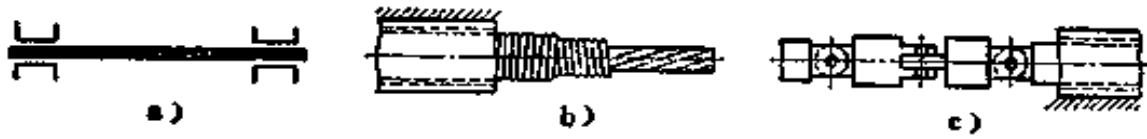


图 2-5

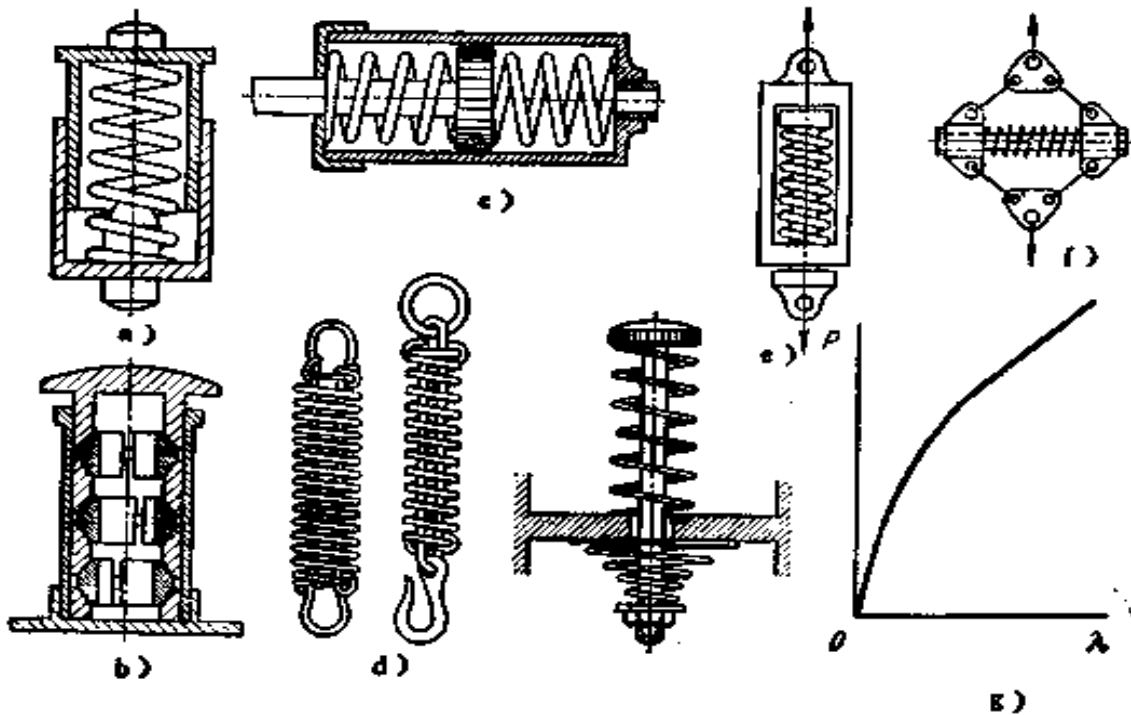


图 2-6

图2·7 滚珠传动

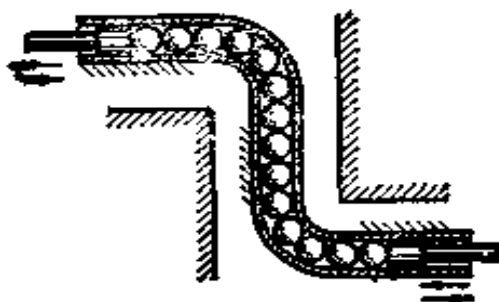


图 2·7

运 动 副

构件受 1 到 5 个约束条件的活动连接，即组成运动副，因而在相对运动中构件就失去与约束条件数相当的自由度。按剩余的自自由度数目，可将运动副分为五类。由于构成运动副失去五个自由度的列为第一类运动副，若失去一个自由度的列为第五类运动副。在平面机构中，仅有第一类和第二类运动副。

允许螺旋运动，或允许一个移动或者允许一个转动的活动连接为一类副。

允许两个转动或者允许一个转动和一移动的活动连接为二类副。

允许三个转动，或允许两个转动和一个移动以及允许两个移动和一个转动的活动连接为三类副。

在其中允许两个转动和两个移动或者允许三个转动和一个移动的应当为四类副。

在其中当相互作用点接触时，允许三个转动和两个移动的这样的活动连接为五类副。

此处指出的每一个运动应当是独立的。例如：螺杆在螺母中移动并转动，而这两个运动彼此有联系，因而只能任意给定其中一个运动。

运动副分为低副和高副。在低副中，运动副元件是面接触，而在高副中则是线或点接触。

低副是可逆副，就是说构件上点的相对运动轨迹的特性，与

选择什么样的构件作为被连接的坐标系无关。例如滑块各点相对于导杆作直移运动，当导杆相对滑块运动时，它的各点也就相对于滑块作同样的直移运动。高副没有可逆性。运动副元件的经常接触应当用几何闭合来保证，几何闭合可由组成运动副的元件的结构形状来实现，也可利用重力、弹簧弹力等加力闭合的方法来实现。

运动副元件的特性影响着机器的工作精度和由磨损决定的耐久性以及机器的制造费用。因此，应当注意运动副的结构。

在很多情况下，构件必须的简单的相对运动，可以由那些实际上形成了若干运动副的几个构件的组合来产生。例如，可以用球轴承或滚子轴承代替普通的圆柱形铰链。可以用复杂的运动副代替移动副。

图2·8 一类副： a) ——圆柱形铰链； b) ——带棱柱形导路的移动副； c) ——双重的导路； d) ——螺旋副； e) ——带有组合导路的移动副。

图2·9 用于仪器消耗能量很少的弹性铰链的结构。

图2·10 二类副： a) ——圆柱齿轮的轮齿； b) ——圆柱形法兰盘在槽中； c) ——枢轴、可以滑动和转动； d) ——棱柱，可以沿棱滑动和转动； e) ——球上带有销子，销子插在槽里，球可以完成两个转动； f)、g)、h)、——允许绕两个互相垂直的轴转动的运动副。

图2·11 三类副： a) ——球在壳套内，运动副允许三个转动； b) ——棱柱体在槽内，运动副允许两个移动和一个转动；

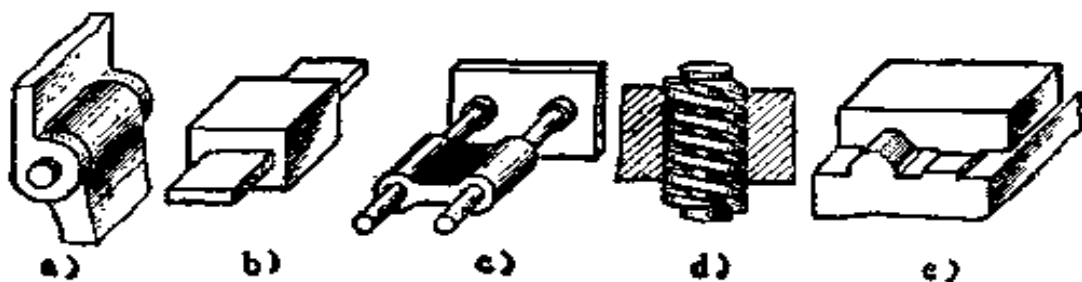


图 2·8

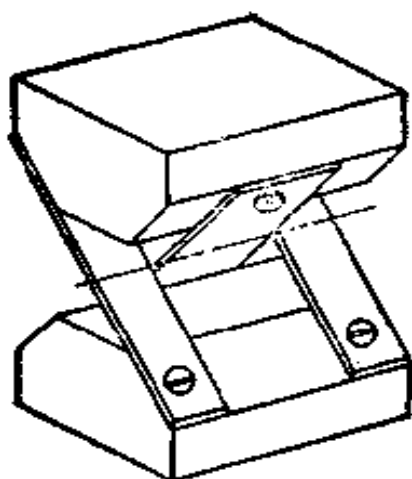


图 2-9

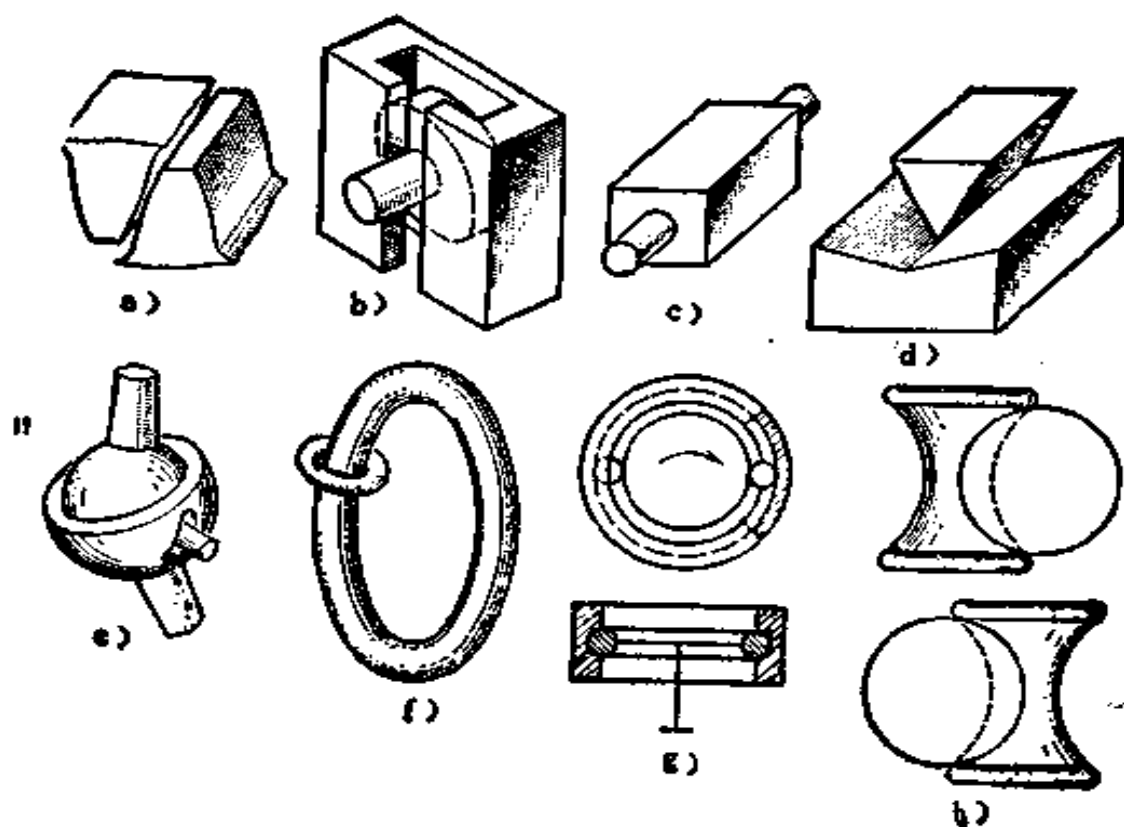


图 2-10

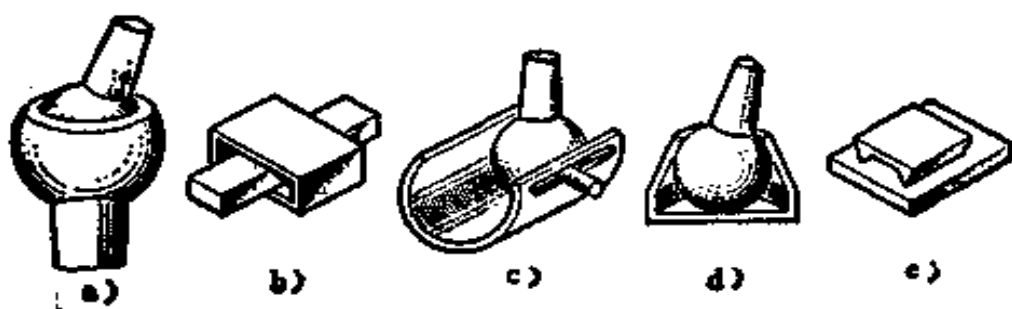


图 2-11

c) ——允许两个转动和一个移动的运动副；d) ——球在特制的壳套中；e) ——棱柱在平面上。

图2·12 四类副：a) ——圆柱在平面上有两个转动和相对于平面的两个移动；b) ——球在管子中有三个转动和一个相对于管子的移动；c) ——棱柱相对于平面有两个移动和两个转动。

图2·13 五类副。

图2·14 可调整的偏心式轴承（ e —— 偏心距）。

图2·15 不能调整的锥形轴承，在轴承里轴向压力由平面 t —— t 承受。

图2·16 有五个径向滚珠和一个止推滚珠的轴承，轴颈为圆柱形。选配滚珠，间隙可以调整。

图2·17 非标准轴承，用于外廓尺寸受限制处（例如，在航空摄影机的快门中）。滚珠的跑道直接做在轴上。

图2·18 锥形轴颈。用装在固定轴上的盖帽 5、顶在旋转部分上的滚珠 2 和止推螺钉 1 承担一些轴向载荷。轴 4 内装一顶尖 3，便于准确地加工轴 4。

图2·19 用于立轴的轴承：用大半径的止推滚珠轴承导向，用三个支柱 2 对中，其中一个装有弹簧。

图2·20 用于往复运动的滚动轴承。在导杆 1 和导管 3 之间放进一带有很多小孔的套筒 4，在各小孔内各放置一段圆柱弹簧 2。当杆 1 相对于导管 3 移动时，弹簧就绕自己的轴线旋转，同时沿零件 1 和 3 的导引表面滚动。

图2·21 轴向负荷很大的立柱式起重机的止推轴承。负荷通过球面轴颈 2 和球面底盘 1 传给轴承，使载荷处于立柱中心。

图2·22 组合的径向——止推滚子轴承。用于重型的垂直安装轴。径向轴承——圆柱形滚子；止推轴承——圆锥形滚子。

图2·23 立柱式起重机的止推轴承。球面支座用来使载荷对中。

图2·24 用于大负荷的承载：a) ——滚子型；b) ——扇

块型。

图2·25 棱柱形和圆柱形的导路：a) —— T形的；b) ——

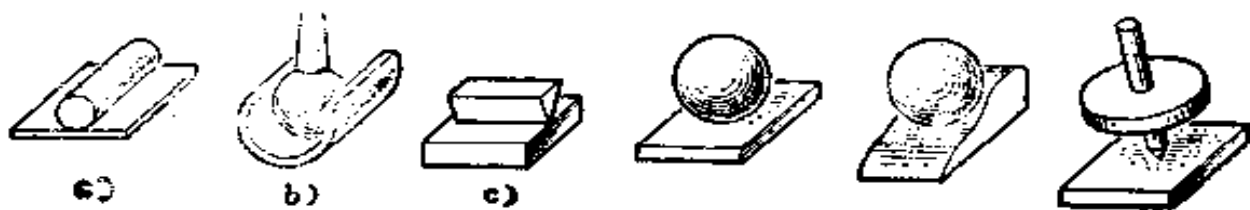


图 2·12



图 2·13

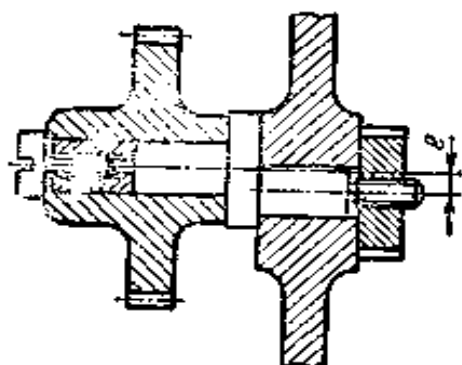


图 2·14

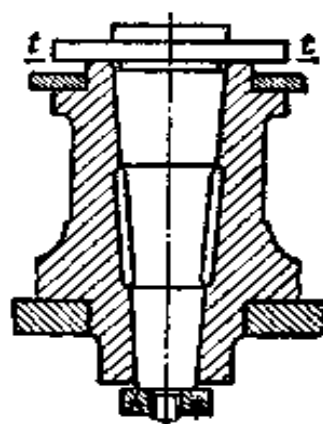


图 2·15

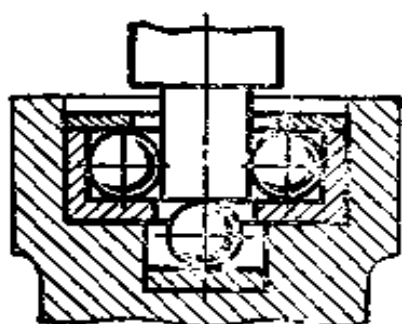


图 2·16

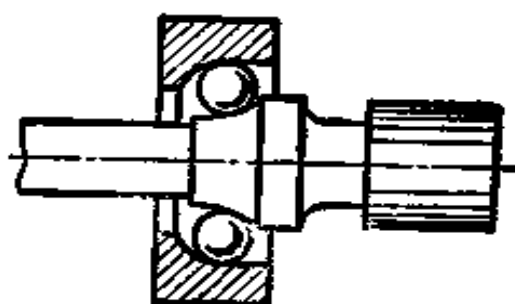


图 2·17

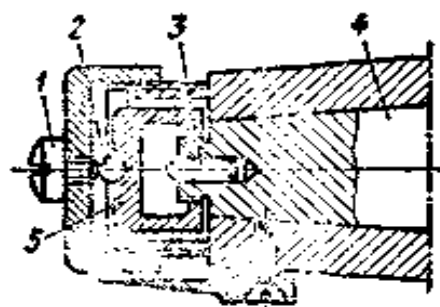


图2·18

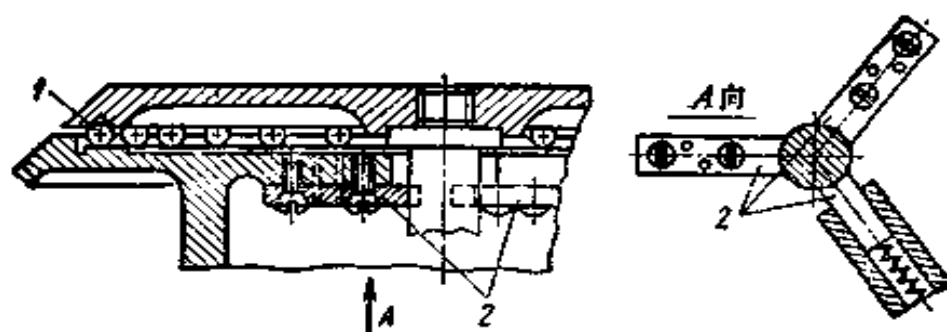


图 2-19

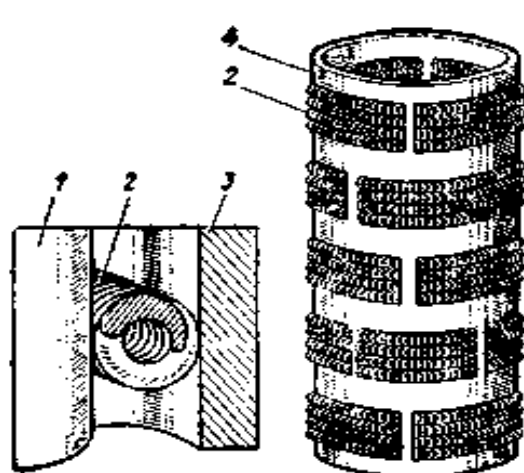


图 2-20

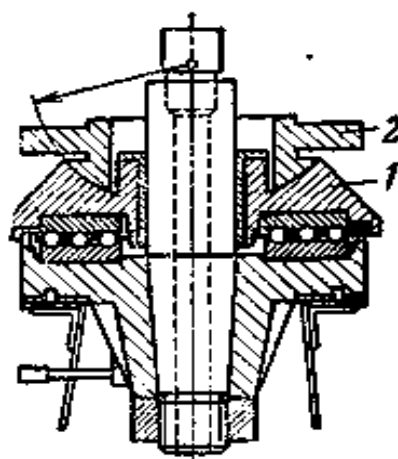


图 2-21

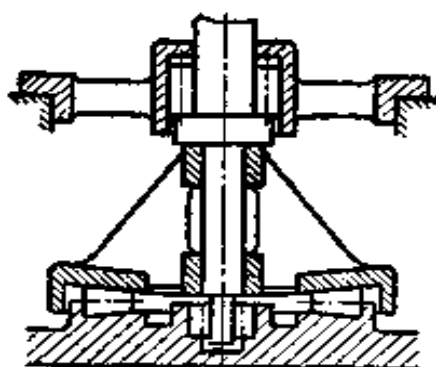


图 2-22

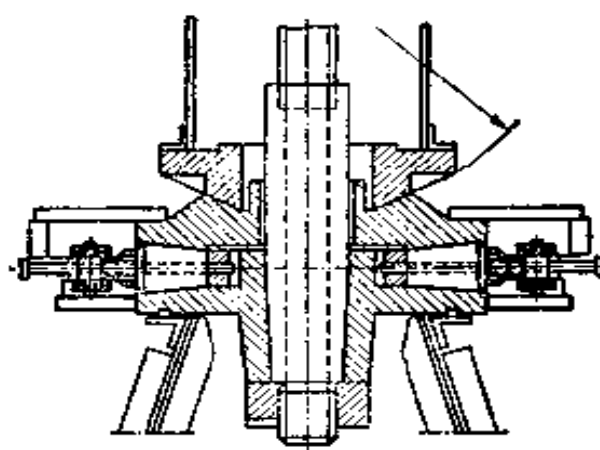


图 2-23

V形的；c) ——H形的；d) ——带有外加可调整镶条的；
e) ——实验室的；f) ——可调整的组合式的；g) ——圆柱形导路，其中滑块由齿条和齿轮移动；h) ——锥形导路，采用间隙 f 等于0.5~2毫米。

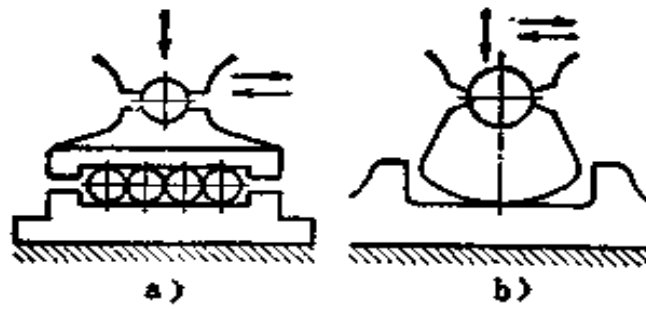


图 2·24

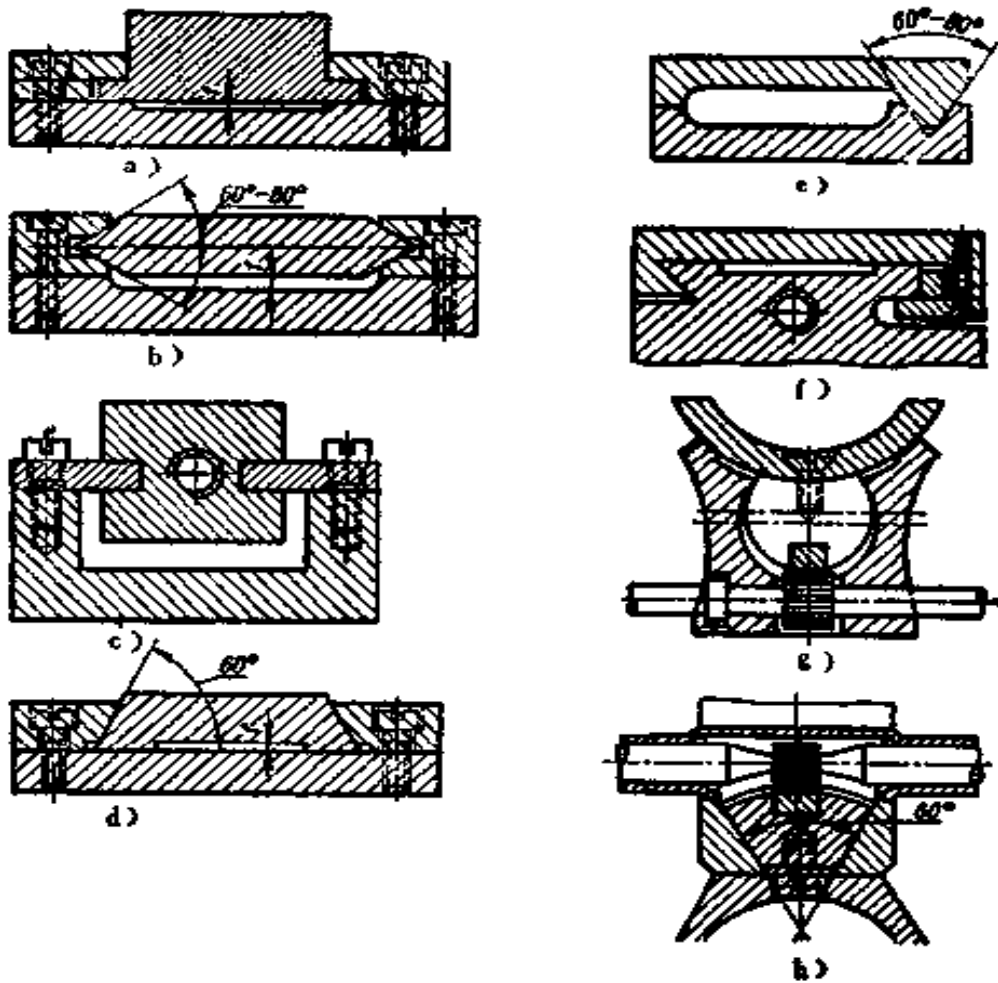


图 2·25

图2·26 导路：a) ——有单面连接的滚珠导路；b) ——滚珠封闭式的导路；c) ——有两排滚珠的导路；d) ——滚柱的导路；e) ——开式滚柱导路。带有5个滚柱2的滑板1沿导路3移动。f) ——封闭式滚柱导路。滑板1用六个或八个滚柱2导向。应当有不少于三个滚柱能调节滚柱轴的偏心量 e 。g) ——滚柱导路。借助于十个滚柱2，滑块1沿导路3移动。h)

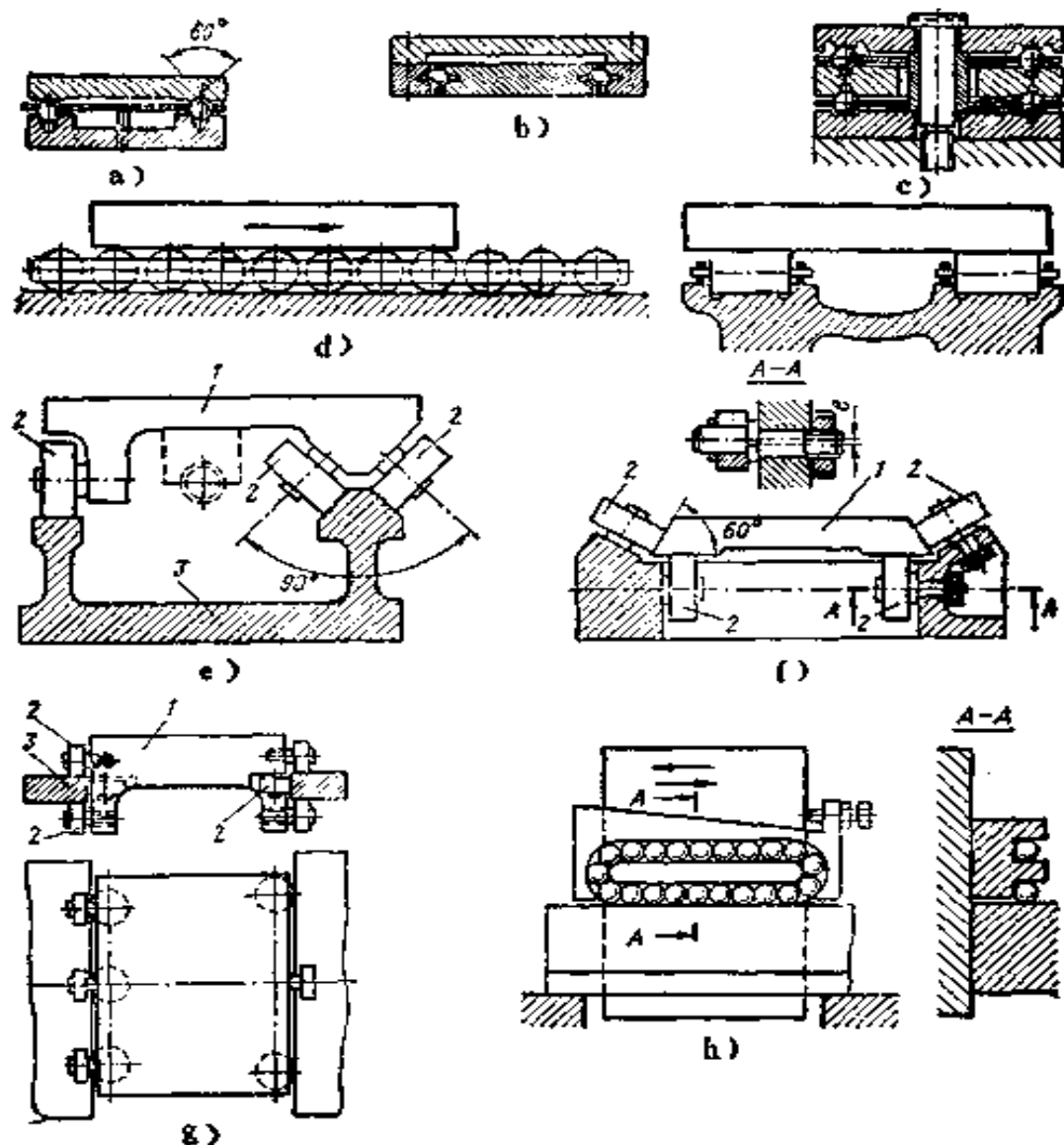


图 2·26

——滚珠导向机构。

图2·27 带滚珠（为减少摩擦）的分合螺母。在螺杆比较长时使用。螺母由两半组成，各半螺母上有槽，是滚珠的循环通道。

图2·28 双螺旋液动机。大都作成梯形螺纹。螺旋线升角应大于 30° ，即应大于二倍的摩擦角。

图2·29 蜗杆和齿条。齿条是螺母的一种变形。

图2·30 具有左右螺纹的无端螺杆1。螺杆上装有自动换向器3，能使螺母的滑块2从右螺纹转到左螺纹上。图中示出了螺母滑块2从右螺纹转到左螺纹时的三个依次位置。

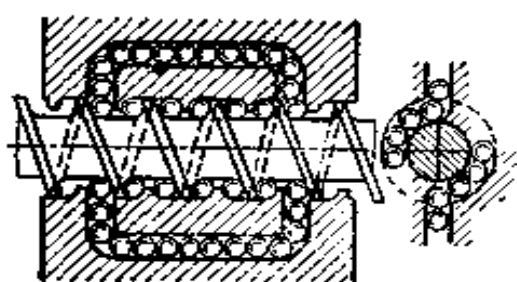


图 2·27

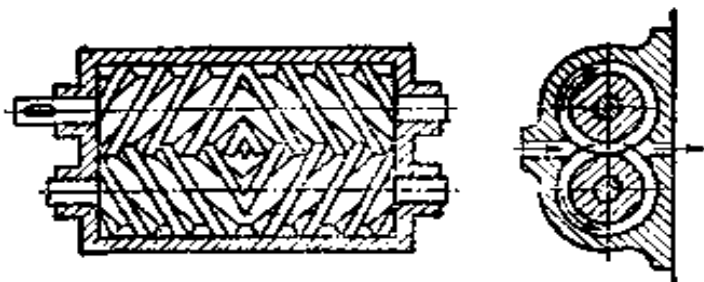


图 2·28

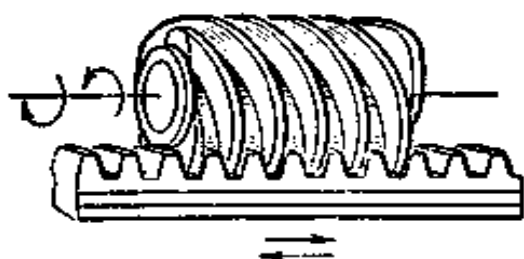


图 2·29

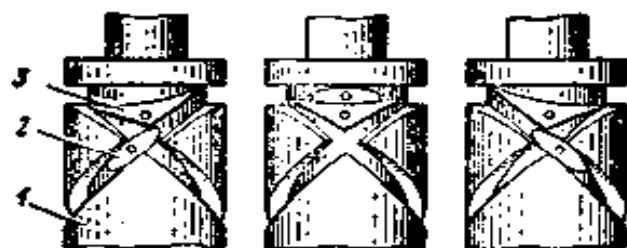


图 2·30

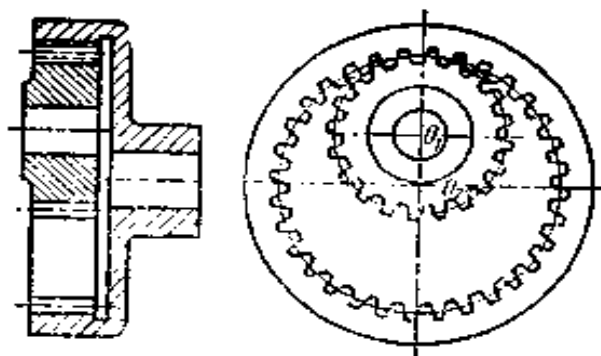


图 2·31

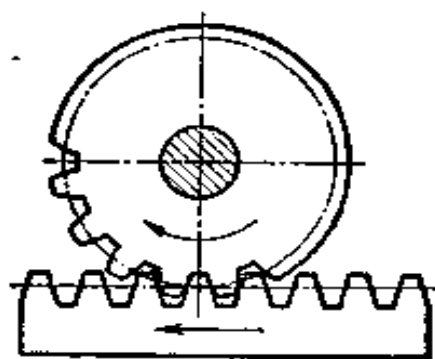


图 2·32

图2·31 内齿啮合。 O_1 和 O_2 是转动轴线。

图2·32 齿轮与齿条啮合。

图2·33 螺旋齿轮。在齿侧表面（展开的螺旋面）上以点接触。由于几对齿啮合，运动副多次重复，但没有引入附加约束。

图2·34 双曲面齿轮1和2，在相对运动中有双曲面型锥面。

图2·35 圆锥齿轮。 s ——节圆锥的公共顶点。

图2·36 内蜗杆啮合。



图 2·33

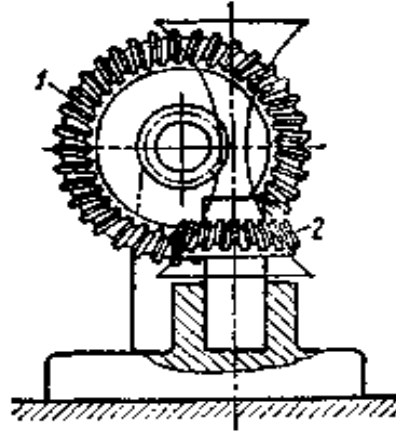


图 2·34

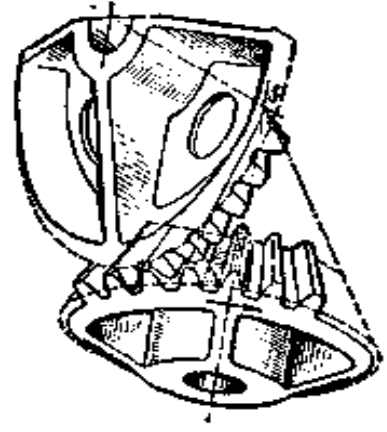


图 2·35

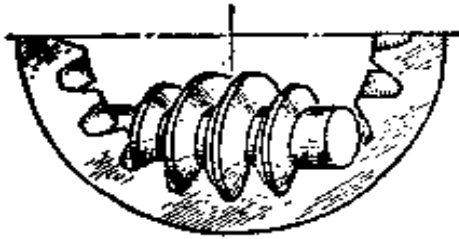


图 2·36



图 2·37

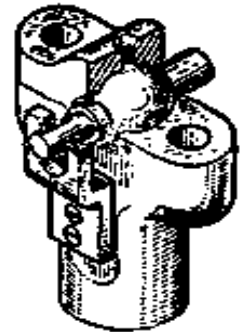


图 2·38

图2·37 轴向负荷不大的径向—止推滚柱轴承。轴向力由两边承受。两边做成像图2·10 c 那样的运动副。

图2·38 与曲柄形成像图2·10e所示运动副的连杆头。

图2·39 圆柱形导轨 (图2·39 a)。其约束与(图2·10c)的运动副相同。几何闭合的圆柱运动副(2·39b)和加力闭合(图2·39c)的运动副。

图2·40 手柄 1 与支架 2 以球形接头连接。

图2·41 用球形接头与曲柄连接的连杆头。

图2·42 球面支承 3、柔性支架 2 和矿山起重机的承重板1。支承容许承重板相对柔性支架转动,并容许支架在垂直面内倾斜。为了补偿承重板尺寸的热变形这些都是必要的。

图2·43 球形接头。把具有尺寸 a 和 d 的零件 2 装在零件 1 的长方形孔内,并在装配时转过 90° ,零件 2 与机构构件连接。

图2·44 快速旋转轴的球面轴承。轴可以在球的圆柱孔内旋

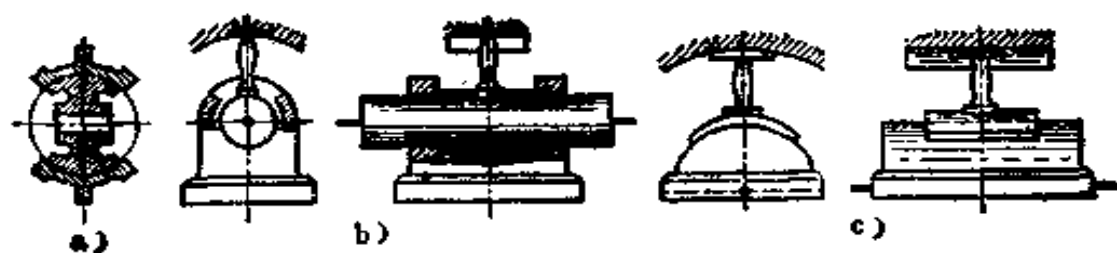


图 2-39

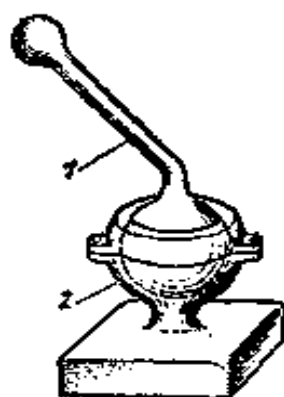


图 2-40

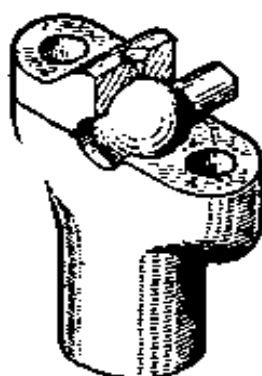


图 2-41

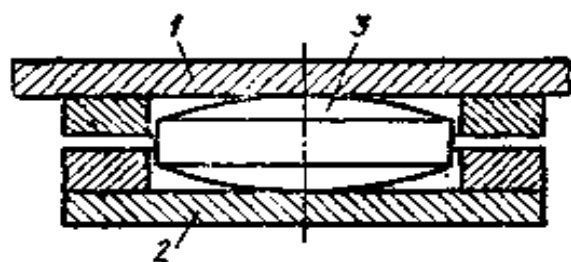


图 2-42

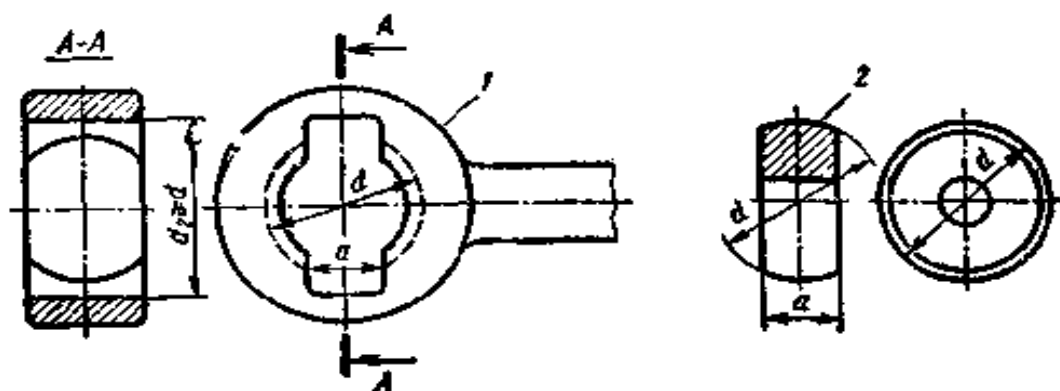


图 2-43

转，且轴线可以倾斜。

图2-45 旋转棱柱体球面轴颈的轴承。

图2-46 测距器管子的球面轴承。测距器围绕球形接头的中心O摆动，球形接头限制管子轴向移动。

图2-47 蜗杆的球面轴承。轴承把蜗杆压向蜗轮方面以补偿轮齿的磨损和壳体的镗孔误差。用螺杆1沿重直方向移动蜗杆的左面支承2。

图2-48 自动调位的滚珠和滚柱轴承。轴承有球面支承环。

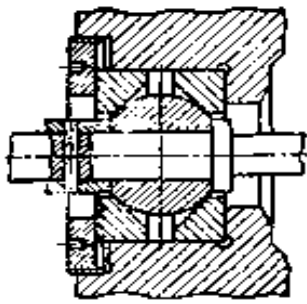


图 2·44

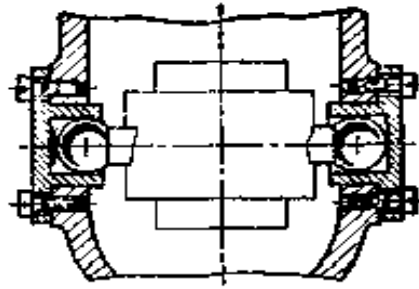


图 2·45

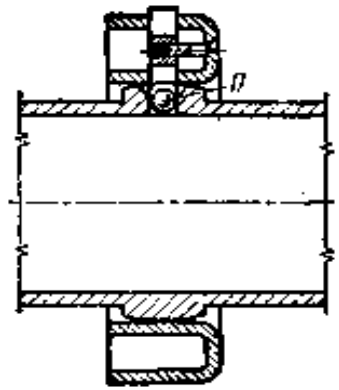


图 2·46

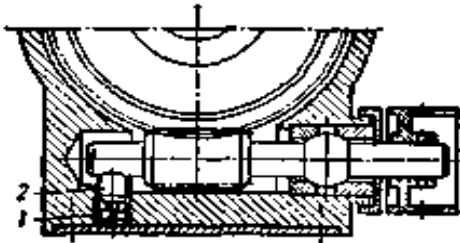


图 2·47

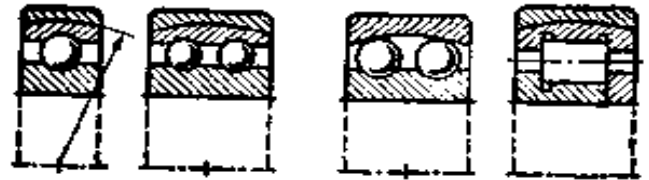


图 2·48

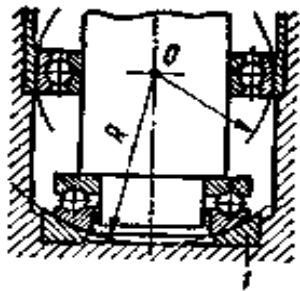


图 2·49

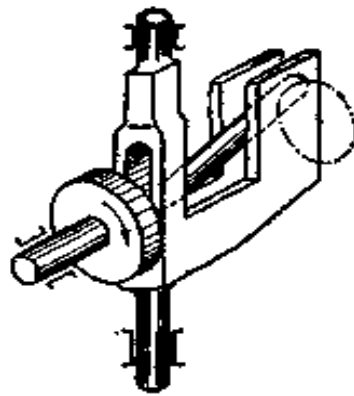


图 2·50

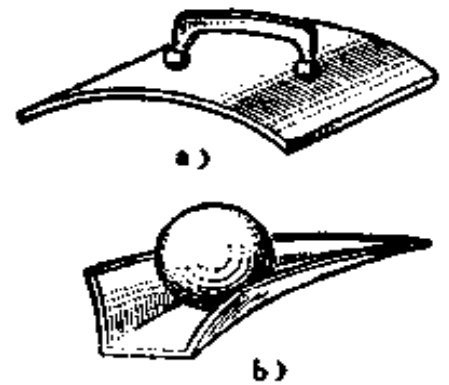


图 2·51

图2·49 安装在一起的径向自调轴承和止推自调轴承。在下面的圈1的半径为 R 的球面中心 O 应在轴心线的一点上，径向轴承的中线通过该点。

图2·50 如(图2·12a)所示的四类运动副。用于缝纫机梭子联动机构中。

图2·51 四类运动副：a)——一构件的两点在第二个构件的表面上。b)——球在槽中。

平面连杆机构

连杆机构用于工作机、发动机、起重机以及其它机械，它的各个构件形成转动副或移动副。设计机器时可以对机构提出各种要求，例如：在主动构件作旋转运动时，从动构件应进行行程大小确定的往复运动。可以提出附加条件，要求从动构件向前和向后运动时的平均速度不相等，要求构件的某些点精确地或近似地描绘出预定的轨迹，或者在一定的时间间隔后应占据平面中的预定位置。还可以提出更复杂的条件。设计机器时，通过机构选型及其构件相应尺寸的计算，可以完全或者部分地满足所提出的要求。

设计机器时，必须对机构进行运动学和动力学的研究。若能把复杂的机构简化，并使其运动简图更简单，那么进行这种研究往往会变得容易些，只需要花费较少的时间。在大多数情况下，有效地应用着把机构安置在新构件上的方法（机构转换法），即用普通铰链代替加大的轴颈，用其它构件代替主动构件，用转动副代替移动副等等。

把机构安置在新构件上时，必须从给定的机构中，用拆开连接构件的方法，得到一运动链，然后再将此运动链安置在新构件上，即将给定构件固定起来。在计算过程中，安置在新的构件上是有条件的。至于在各种机器里采用的实际机构，它的某些组可以被认为是由于固定同一运动链中不同构件而得到的。

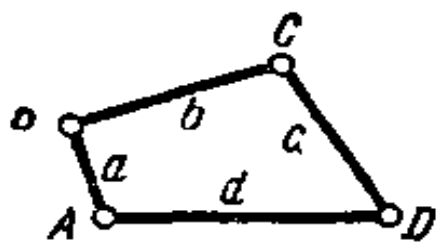


图 2·52

图2·52 为四杆铰链运动链。

图2·53 是将该运动链装置在不同构件上而得到的各种机构：

曲柄摇杆机构（图2·53 a），是将运动链安置在构件 d 上得到的；构件 a 为曲柄，即它可以整周回转。但必须满足下列条件：

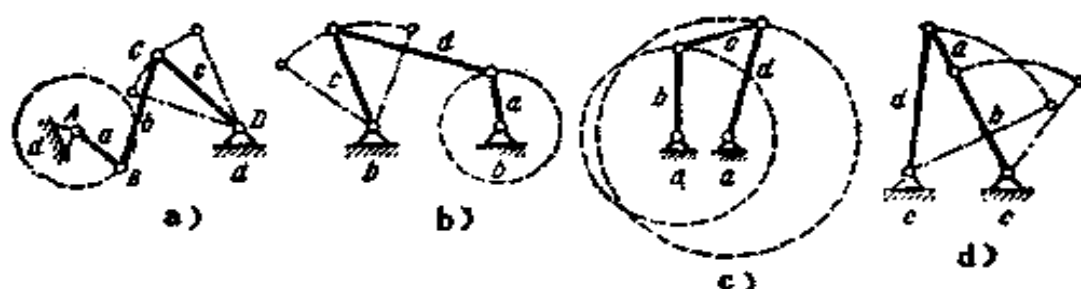


图 2-53

$$a + b < c + d; \quad a + c < b + d; \quad a + d < c + b。$$

同时 $a < b; \quad a < c; \quad a < d。$

曲柄摇杆机构 (图2-53b), 是将运动链安置在构件 b 上得到的; a —— 曲柄; c —— 摇杆; d —— 连杆。

双曲柄四杆机构 (图2-53c), 是将运动链安置在构件 a 上得到的; d 和 b —— 曲柄; c —— 连杆。

双摇杆四杆机构 (图2-53d), 是将运动链安置在构件 c 上得到的; d 和 b —— 摇杆; a —— 连杆。原动机只有固定在摇杆 d 和 b 上, 其运动才能传递, 并带动连杆 a 。曲柄存在的条件与图2-53a)所示机构相同。

确定铰链四杆机构摇杆的行程长度及空回行程平均速度的增大系数 k (图2-54) 摇杆从左到右和从右到左的全行程分别与曲柄转角 α 和 β 相对应;

$$\alpha = \pi + \theta \quad \text{和} \quad \beta = \pi - \theta$$

$$\cos(\theta + \varphi) = \frac{d^2 + (b - a)^2 - c^2}{2d(b - a)}$$

$$\cos \varphi = \frac{d^2 + (b + a)^2 - c^2}{2d(b + a)}$$

由此可求出 θ 。

空行程平均速度增大系数

$$k = \frac{v_x}{v_p} = \frac{\sigma}{t_x} \cdot \frac{t_p}{\sigma} = \frac{\alpha \omega_a}{\omega_a \beta} = \frac{\pi + \theta}{\pi - \theta}$$

$$k = \frac{\pi + \theta}{\pi - \theta}$$

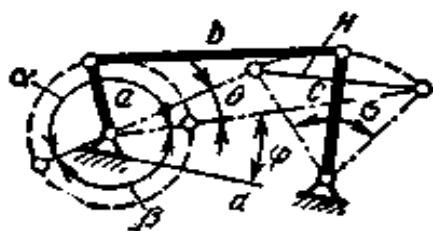


图 2.54

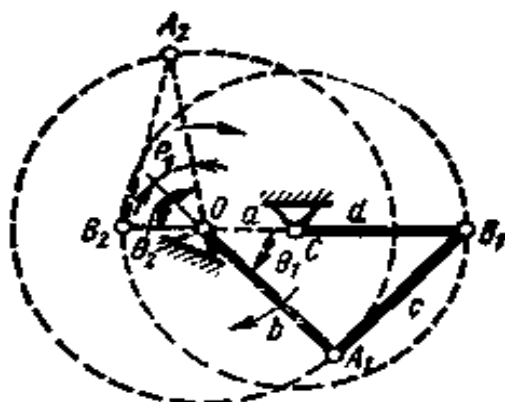


图 2.55

相当于摇杆角行程 σ 的弦长 H 按下式求出:

$$H = \sqrt{2(b^2 + a^2) - 2(b^2 - a^2)\cos\theta}$$

确定双曲柄机构从动构件平均速度的增大系数 (图2.55) 主动曲柄 b 转一周, 从动曲柄 d 也转一周。在从动曲柄从位置 B_1 转到 B_2 的时间内, 主动曲柄 b 转过 $\pi + (\theta_2 - \theta_1)$ 。从动构件从位置 B_2 转到 B_1 的平均速度, 与从 B_1 转到 B_2 的平均速度的比值为

$$k = \frac{\pi + (\theta_2 - \theta_1)}{\pi - (\theta_2 - \theta_1)}$$

$$\cos\theta_1 = \frac{(d+a)^2 + b^2 - c^2}{2b(d+a)} \quad \cos\theta_2 = \frac{(d-a)^2 + b^2 - c^2}{2b(d-a)}$$

图2.56 带死点引出器的变速运动机构 (铰链四杆机构)。对这种机构说来, 曲柄存在条件之一的不等式已变成等式 $a + b = c + d$, 故当从动构件移到联心线上时有死点。

图2.57 平行四边形铰链机构 a) 和反平行四边形铰链机构 b), 反平行四边形铰链机构的 S 点 (两曲柄的交点) 沿一椭圆运动。

图2.58 当小构件 c 固定时, 求反平行四边形铰链机构连杆 a 的定瞬心轨迹的简图。设已知曲柄 b 和 d 的半径以及连杆 a 的长度。

连杆 a 的转动瞬心 P_{ac} 位于曲柄 b 和 d 的交点处。

三角形 DCB 和 BAD , $P_{ac}CB$ 和 $P_{ac}AD$ 分别相等, 故 $P_{ac}B = P_{ac}D$, 即 $\rho_1 + \rho_2 = b = \text{常数}$, 故点 P_{ac} 以 A 和 D 为焦点画一椭圆。

椭圆方程式:

$$\frac{4y^2}{b^2 - a^2} + \frac{4x^2}{b^2} = 1$$

若以构件 a 作为机架, 则瞬心 P_{ac} 就以点 C 和 B 为焦点画出一椭圆。因此, 反平行四边形四铰链机构构件 a 的动瞬心轨迹和定瞬心轨迹都是椭圆。

图2·59~2·61 两曲柄反向旋转的反平行四边形四铰链机构。假设两个互相滚动的椭圆轮分别与构件 a 、 c 连接, 则两椭圆轮的运动也就是构件 a 和 c 的运动, 于是就可以得到构件 a 和 c 的运动。如果把图2·58所示机构装置在较大的构件 b 或 d 上, 则机构之连杆 a 的动瞬心轨迹和定瞬心轨迹转化为相对运动瞬心轨迹(椭圆轮)。为把机构从两死点位置引出, 可以在椭圆长半轴的较短一段的端头上装一指销(图2·60)。把机构装置在构件 d 上时, 构件 c 的角速度 ω_c 的变化规律如图2·61所示[⊖]。

图2·62 带死点引出器1和2的双联反平行四边形四铰链机构。

图2·63 铰链四杆机构。其构件上点的轨迹特性与构件 AB 、 AD 、 BC 的长度以及铰链 C 和 D 间的距离有关。曲柄 DA 及摇杆 CB 上的任意点的轨迹都是圆弧。根据连杆上点1~5的位置的选择, 能得到各种不同的曲线。某些连杆曲线上的个别段与直线或圆弧的差别很小, 因而这些点可用以构成直移机构(铰链导向机构)或间歇机构。

图2·64 加大的轴颈。如果旋转运动副 A 和 B 的元件尺寸小于构件上两铰链 A 和 B 的中心距离, 那末轴颈是未经加大的(图2·64 a)。与图2·64 a 所示的半径 AB 相比可以增大圆柱面(运动副元件)半径(图2·64 b), 这时在一构件上可只取圆柱面的一部分(图2·64 c)。如果 AB 长度不变, 那么 B 点的运动情况

⊖ 原书图2·61上对 ω_c 变化规律标注的公式: $\omega_{\min} = \omega_a \frac{\sqrt{b^2 - a^2}}{b}$,

$\omega_{\max} = \omega_a \frac{b}{\sqrt{b^2 - a^2}}$, 是错误的, 现作了改正。

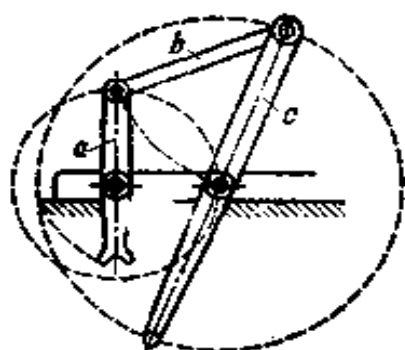


图 2-56

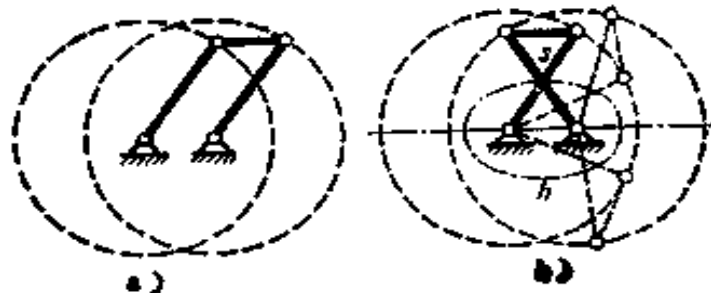


图 2-57

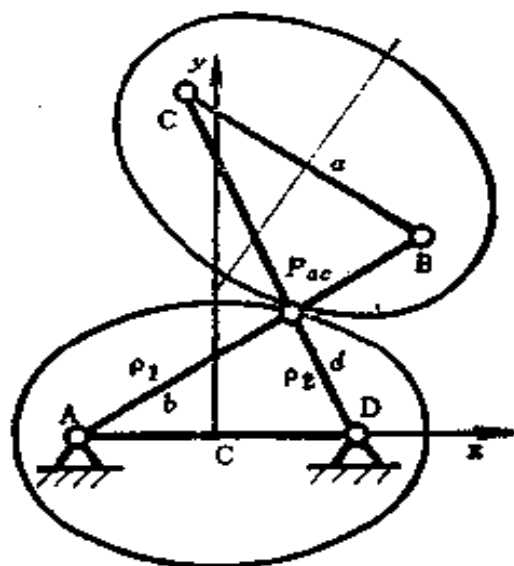


图 2-58



图 2-59

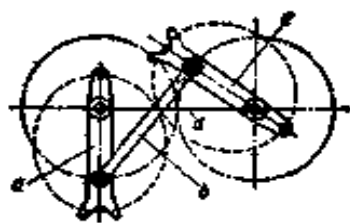


图 2-60

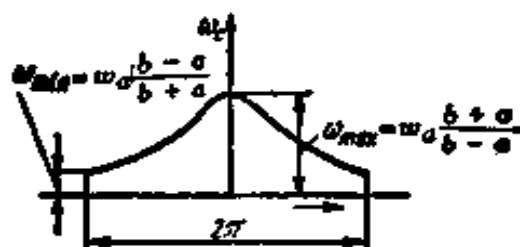


图 2-61

仍和图2·64 a 所示机构一样。圆柱面半径可以取得比 AB 大，这对相对运动没有影响（图2·64 f）。在这种情况下，构件 AB 叫做偏心轮。当构件只在某一角度范围内转动时，可只取偏心轮的一部分（图2·64 g、h）。如果半径 AB 增大到无穷大，转动副



图 2.62

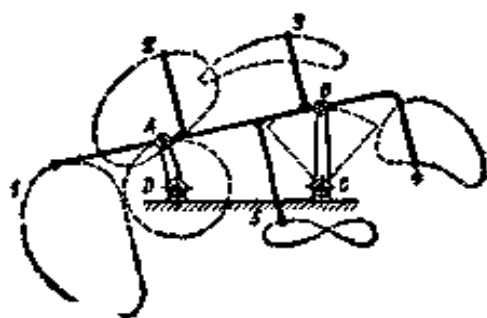


图 2.63

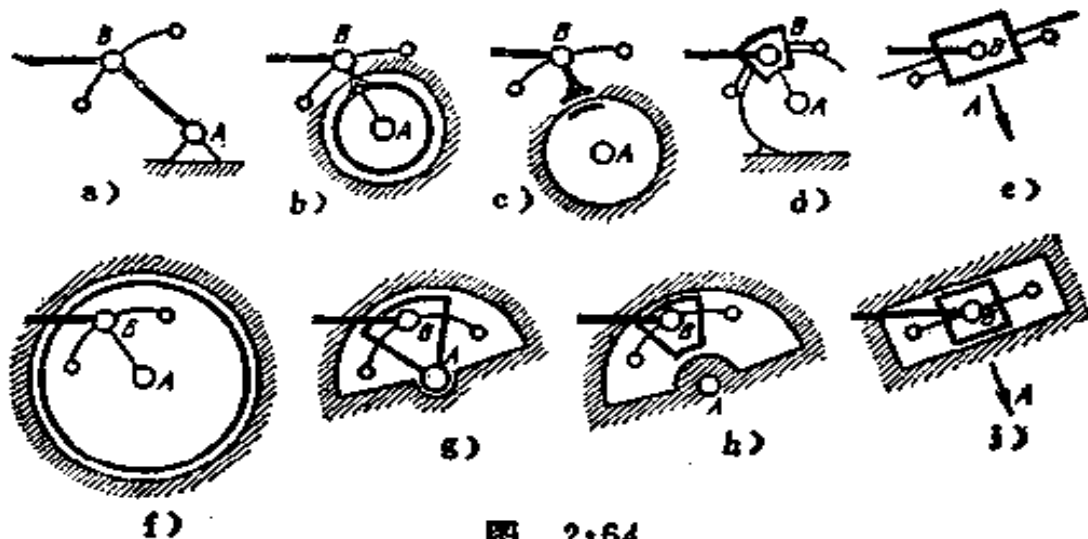


图 2.64

就变成移动副（图2.64 e、i）。当研究运动时，运动副里加大的各种轴颈（图2.64 b~d 和 f~h）都应当用图2.64 a 所示的轴颈代替。

图2.65 按图2.52加大了轴颈的四杆运动链 $ABCD$ 。

图2.66 由图2.65所示运动链 $ABCD$ 得出的各种机构。

a) ——具有曲线导路的曲柄滑块机构； b) ——带曲线旋转导杆的导杆机构； c) ——带曲线摆动导杆的导杆机构； d) ——具有曲线导路的平衡连杆机构。

对图2.66所示机构进行运动研究时，这些机构应当用每个简图上以点划线所示的四铰链机构代替。

图2.67 有一个移动副的四构件运动链。由图2.65所示运动链 $ABCD$ 在 $CD \rightarrow \infty$ 时得到。

图2.68~2.71 把图2.67所示运动链配置在不同构件上而得

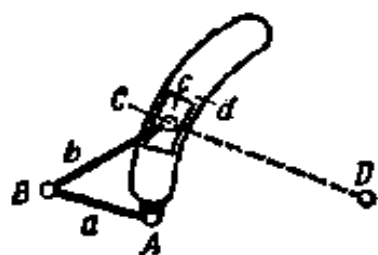


图 2-65

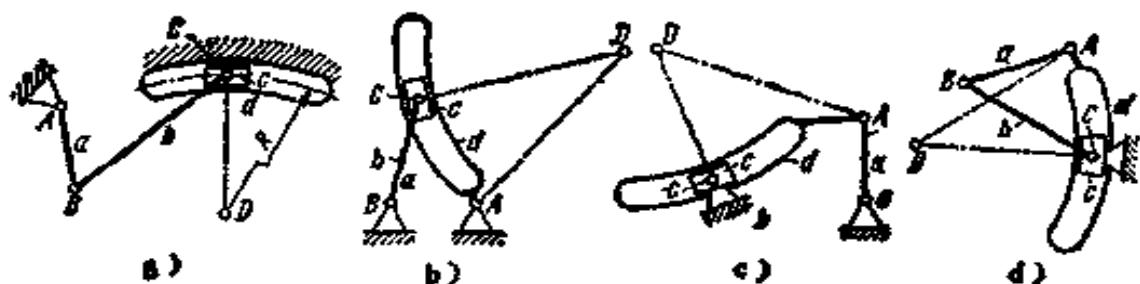


图 2-66

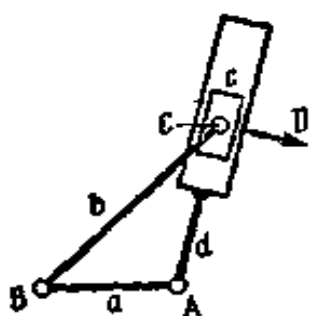


图 2-67

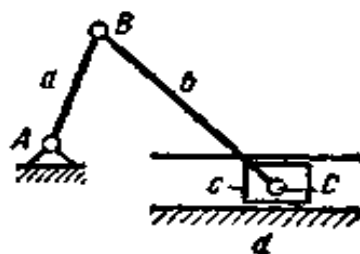


图 2-68

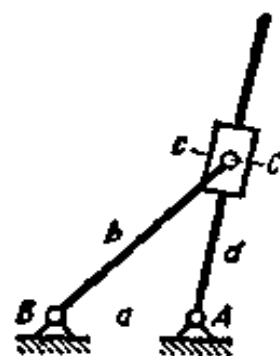


图 2-69

到的各种机构。图2-68——固定构件 d ，得到曲柄—滑块机构，图2-69——固定构件 a ，得到有转动导杆的导杆机构；图2-70——固定构件 b ，得到有摆动导杆的导杆机构，这种机构与图2-80的机构相类似，但在图2-80中构件 c 和 d 的尺寸不同；图2-71——固定构件 c ，得到平衡滑块机构，此机构中构件 b 不能整周回转。若把原动机装在构件 d 或 b 上，可以取构件 a 作为原动构件。

图2-72 运动链：a) 和 b) ——具有加大轴颈 D 的四构件运动链；c) ——具有加大轴颈 B 的四构件运动链；d) ——同

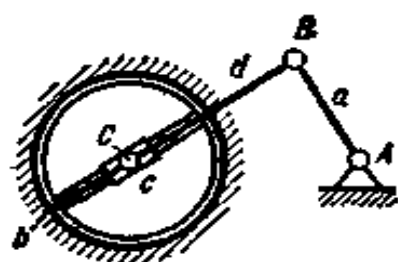


图 2-70

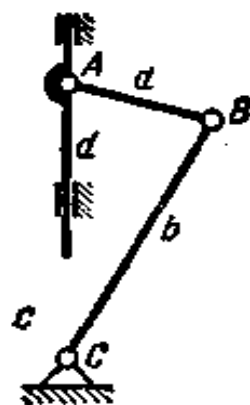


图 2-71

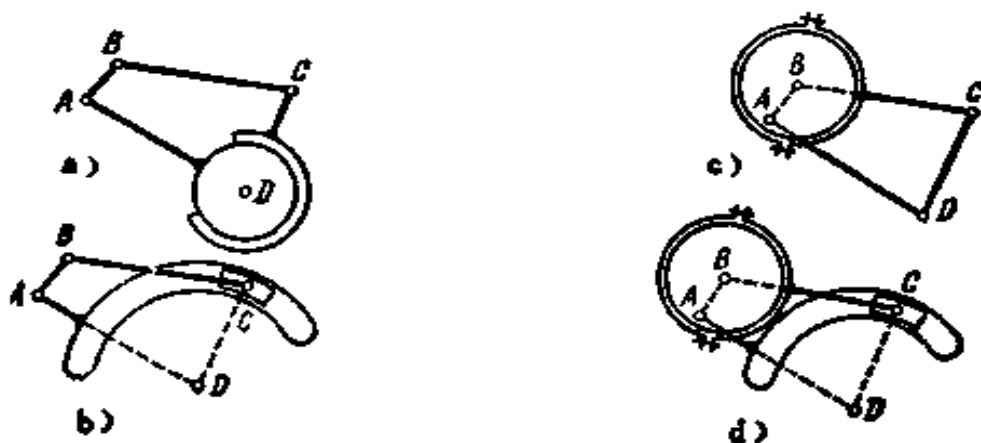


图 2-72

时加大轴颈 B 和 C 的四构件运动链。

图2-73 有三个加大轴颈的四杆机构 $ABCD$ 。机构的各构件作成偏心轮。这种机构可用以虚线示出的四铰链机构代替。

图2-74 在图2-73所示机构中尺寸 CD 无限增大而得到的四杆机构。这种机构可用曲柄滑块机构 ABC 代替。

图2-75 轴颈 C 加大的曲柄滑块机构 ABC 。

图2-76 压缩机的机构。滑块 1 和 2 的相对位移为曲柄半径的 4 倍。

图2-77 在有对开活塞的发动机中，由活塞向曲轴传递运动的简图。

图2-78 平衡了的双活塞发动机菱形传动机构简图。对称的曲柄 9 用齿轮 7 连接，连杆 8 和 10 与横梁 5 和 6 连接，活塞 1 和

3 的拉杆 2 和 4 与横梁固结。导路 11 和 12 不受侧压力。

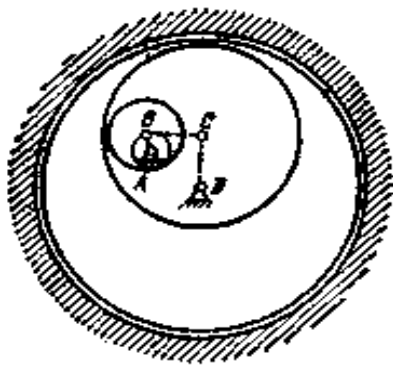


图 2-73

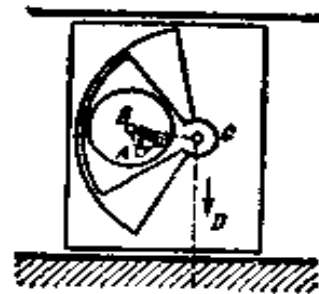


图 2-74

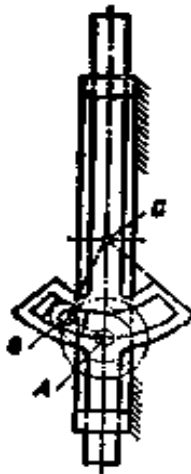


图 2-75

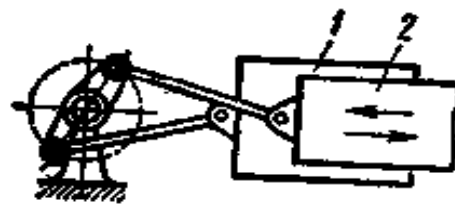


图 2-76

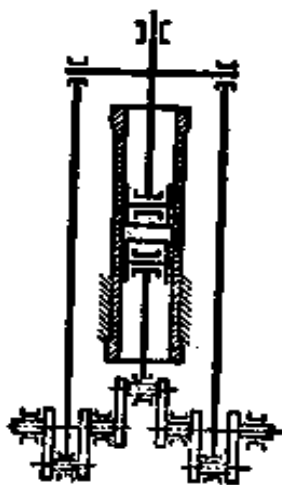


图 2-77

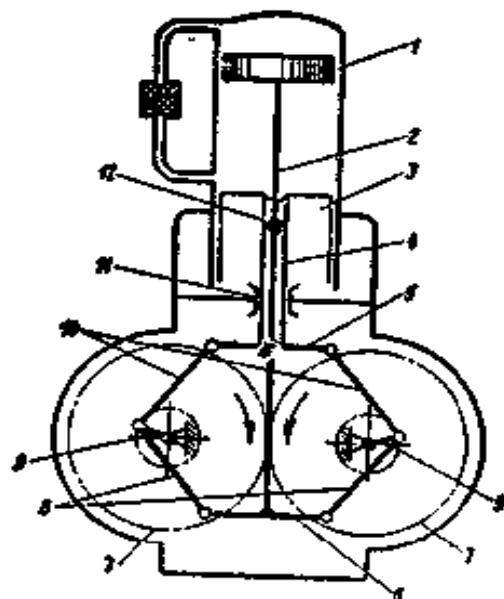


图 2-78

图2·79 带弹性元件的铰链-杠杆机构：a) ——有纵向弹性的柔性连杆；b) ——有横向弹性的柔性连杆；c)和d) ——有柔性连杆的曲柄摇杆机构处在极端位置，这些位置不是静平衡的位置。e) ——有弹性连杆的曲柄—滑块机构。

图2·80 导杆机构。a) ——摆动导杆机构。与从动构件正行程相对应的曲柄转角 (α 和 β) 不相等, $\alpha > \beta$; b) ——旋转导杆机构。当曲柄 I 转过角度 α 时, 导杆 II 转半转。

图2·81 弧形导杆。

图2·82 正弦机构。导杆离中间位置的位移 $S = r \sin \varphi$, 导杆的速度 $V = r\omega \cos \varphi$, 导杆的加速度 $a = -r\omega^2 \sin \varphi$ 。可以把正弦机构看成是连杆无限长的曲柄滑块机构。

图2·83 偏心轮导杆机构。

图2·84 斜导杆机构。导杆以不对称的规律移动。

图2·85~2·86 牛头刨床的导杆机构。机构中的导杆作复杂运动。机构由曲柄和以导杆作为中心构件的三类杆组组成曲柄被作成有一个滑块的齿轮。三类杆组的三杆是：下杆(对图2·85而言为滑块2)、导杆的滑块为滑块1。

图2·87 旋转导杆机构。导杆的滑块1与机架铰链连接；在

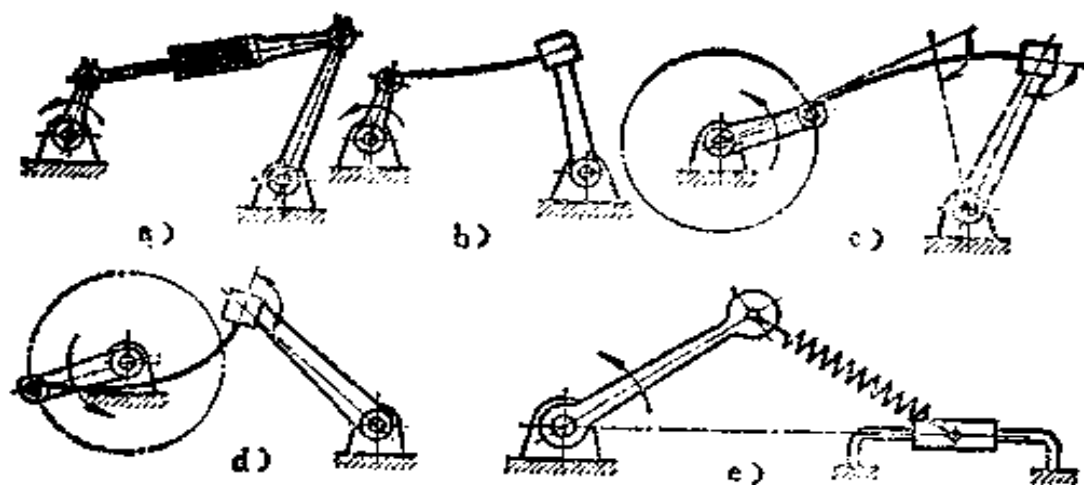


图 2·79

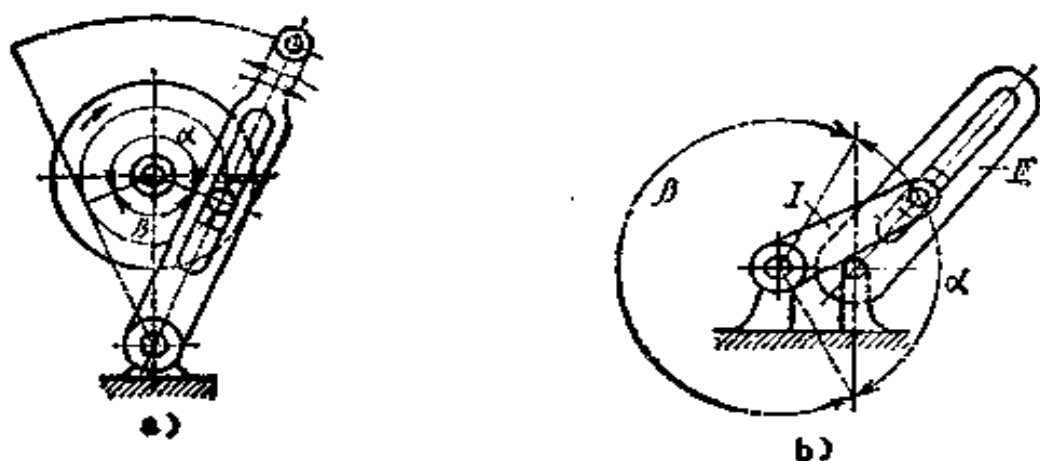


图 2-80

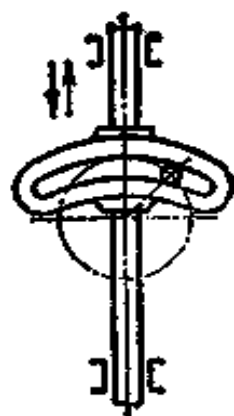


图 2-81

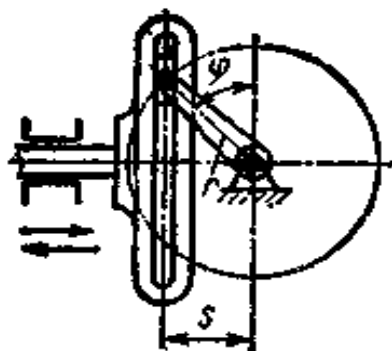


图 2-82

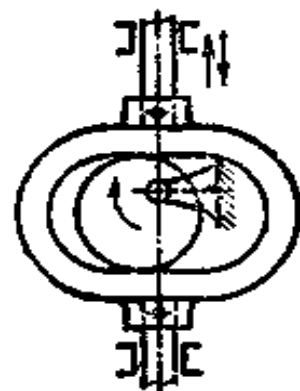


图 2-83

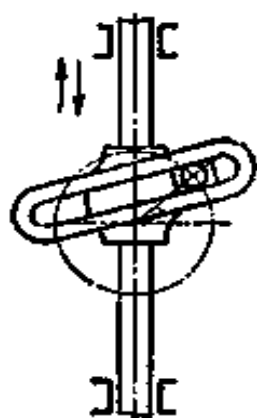


图 2-84

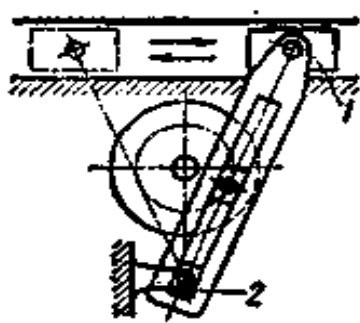


图 2-85

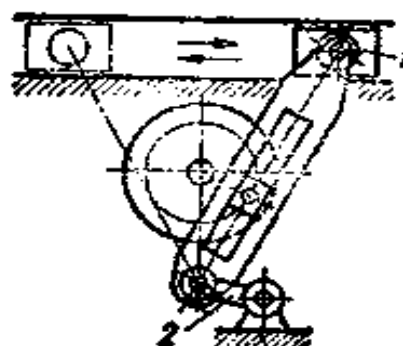


图 2-86

B 点处驱动导杆。若在此机构中铰链 A 不与连杆相连,而是与旋转盘相连,则从动轴就能得到非等速旋转的运动。

图2·88 双导杆机构。随B点的位置不同，导杆1旋转或摆动。如果 $l-r < AB < l+r$ ，则导杆将旋转。

图2·89 曲柄滑块机构的合理简图。所有五个简图都无多余约束。带销子的球铰链（简图a和b的IV级运动副）为浅接触，但在传递较大力时不宜采用。IV级圆柱副放置在曲柄销上（简图c）比在滑块上（简图d）为好。因为IV级副很难用滚动轴承实现，所以它应当用III级副代替（简图e），此时出现局部活动度（ $W=2$ ）——连杆绕本身轴转动。简图d)和e)最好。用罗马字表示运动副的级数，而级数就是所带进的约束条件数。

图2·90 曲柄摇杆机构的合理简图。假若在机构中，当 $p_x = p_x = 0$ 时满足条件 $5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} = 17$ ，就没有多余约束（ $q =$

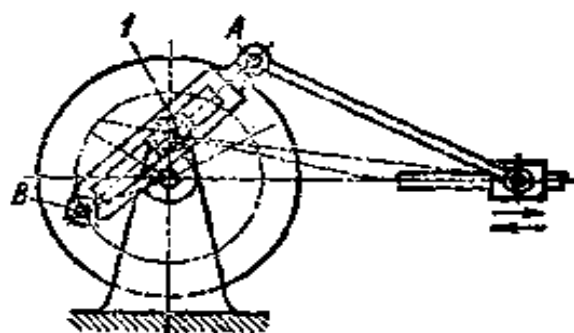


图 2·87

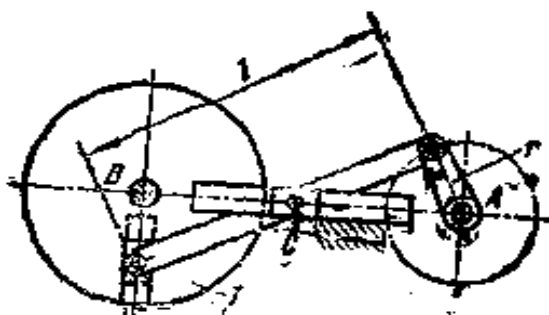


图 2·88

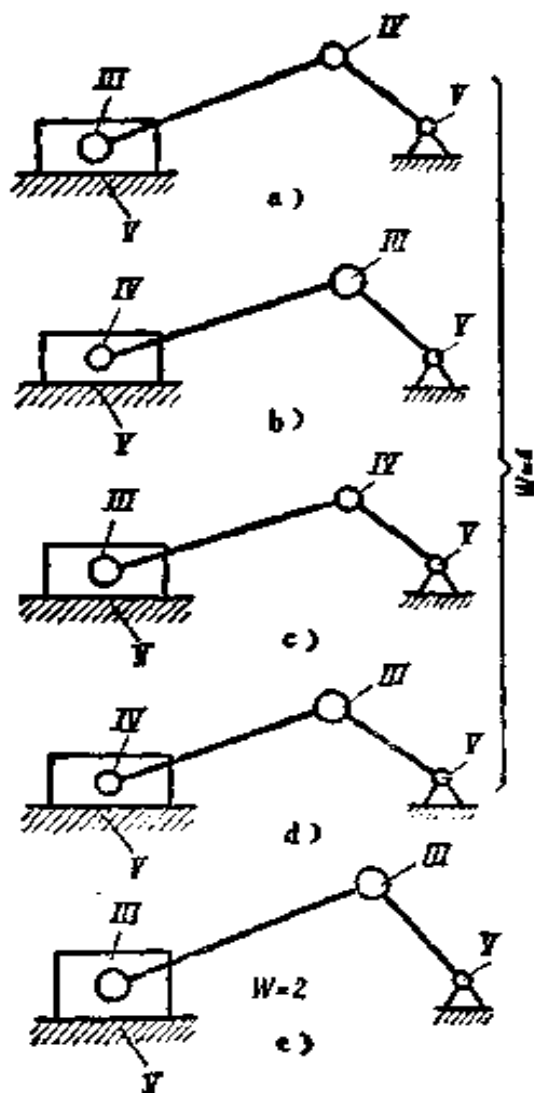


图 2·89

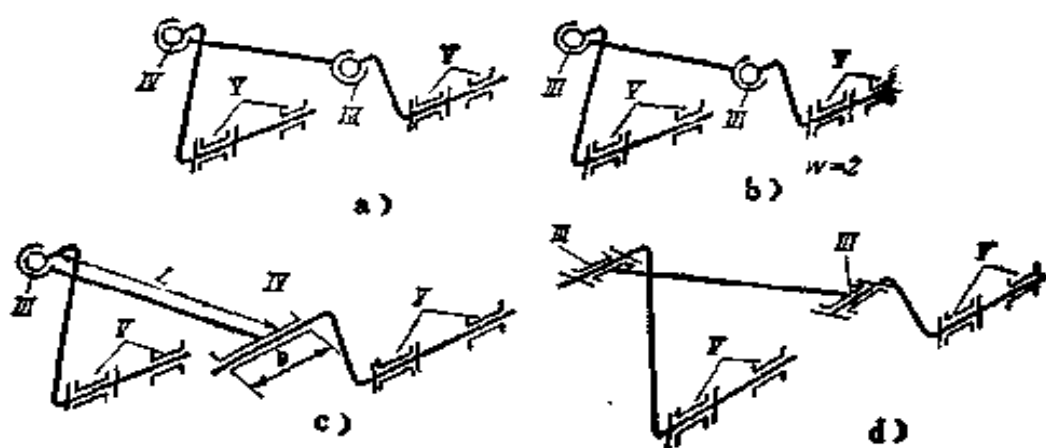


图 2-90

0)。当 $p_V = 2$ 、 $p_W = 1$ 和 $p_{II} = 1$ 时，这个条件被遵守。动力传动时，应避免用 IV 级副（简图 a），而用 III 级副代替它（简图 b）。所指出的条件在 $p_V = 2$ ， $p_{II} = 2$ 和 $p_W = 0$ 时被遵守，因为此时 $W = 2$ 并且必须使 $5p_V + 3p_{II} = 16$ 。可能用圆柱的 IV 级副代替有销子的 IV 级副（简图 c）。但是，为了避免楔住，必须从下列条件选择轴衬长度 b ： $b > \frac{3\pi}{2} \cdot \frac{\mu L^2}{r} \sin \gamma$ 式中 r ——轴颈半径， μ ——摩擦系数， γ ——曲柄销的歪斜角。如果构件的尺寸为运动副尺寸的 50 倍或更多一些，第二简图也是可能的，此时在曲柄销和摇杆上考虑间隙选择 II 级副。

图 2-91 成形加工机床的机构。在所研究的机构里，切削工具 4（带砂轮的电动机）固定在曲柄滑块机构的连杆上。机床的调整一相应于零件表面形状选择连杆曲线，靠改变滑块 3 的销子中心轨迹的偏移距 e 来实现。相对于机架转动导路 1，改变连杆长度（连杆长度用定位销 2 固定），因而改变了切削工具相对于连杆的位置。

图 2-92 提升火车轮箍用的夹具。操纵提升加热轮箍的夹取机构应当是遥控的。放下一组轮箍，并当这组轮箍处于车间地面之后，横梁 2 同弯杆 4 继续向下运动，直到杆 4 不包住圆锥 5 为止。当提升钩子 1 时，圆锥 5 带着管子 11，并借助于平行四边形铰链机构杆件 10 和 8，使两片板条 9 靠近，放开这组轮箍。机构

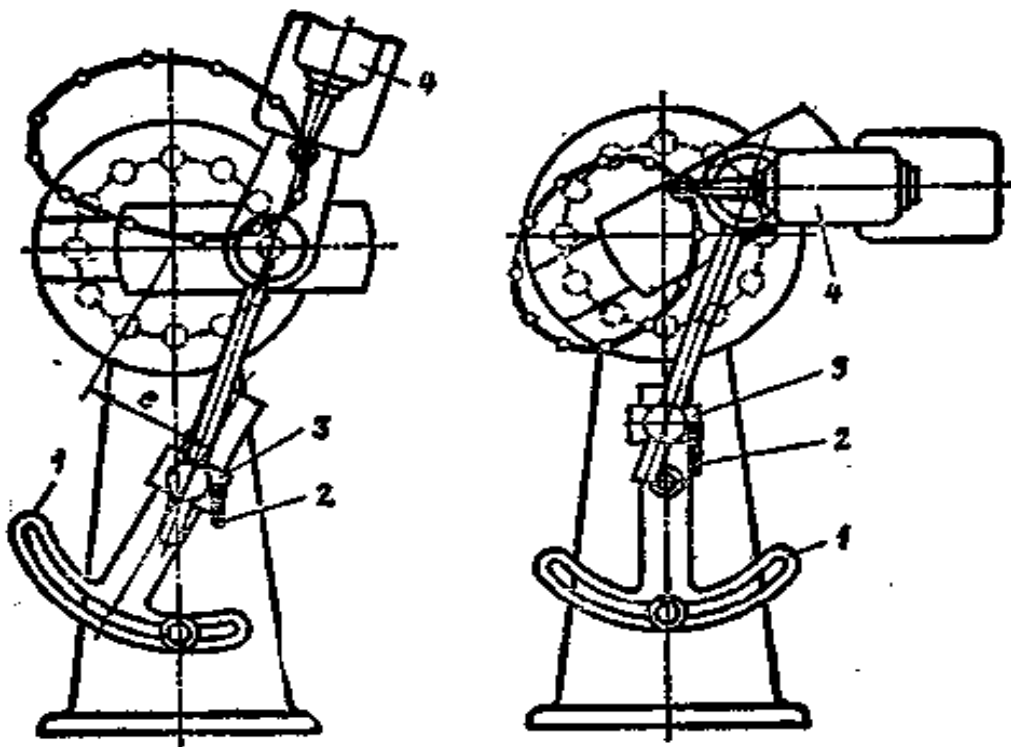


图 2-91

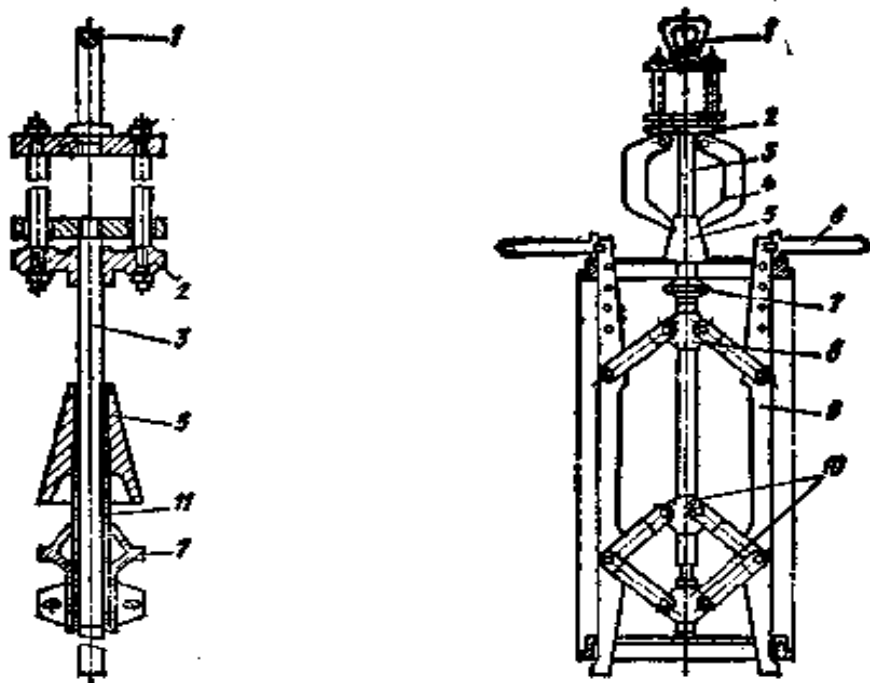


图 2-92

准备夹取新的一组轮箍。当放下钩子时，杆6支在上面的轮箍上，在夹具的重力作用下，两片板条9分开。由于钩子继续向下运动的结果，杆4包住小圆锥7。然后开始提升钩子。在夹具夹

住一组轮箍之后，由于杆4的端部为圆锥体，从圆锥7和5上滑脱，然后用杆3举起全部夹取设备与轮箍。

图2·93 拉拔机小车夹钳机构。用套钩4与拉杆5联结的夹紧钳嘴1、2的轴装置在小车3上。在夹住管子的瞬间，用手搬动带把手6的杠杆式机构使钳嘴1、2靠近。然后用拉拔管子所造成的拉力来拉紧钳子。链轮驱动的封闭链条7通过挂钩8带动小车3，小车返回到初始位置，是靠固定在绳索上的重物，绳索又跟小车相连。

图2·94 电缆制造机床的机构。由很多平行四边形铰链机构组成。

盘3与由滚子1支持着的环2用曲柄4铰接，当盘子转动时，轴5沿以R为半径的圆周移动。在轴5上固定有带电缆钢丝的卷线轴。

图2·95 电动机通过平行四边形铰链机构带动电机车的主动车轮。在此机构中 $OA = O_1B_1 = O_2B_2$ 。

图2·96~2·98 由发动机带动内燃机车主动车轮用的铰链补偿机构。

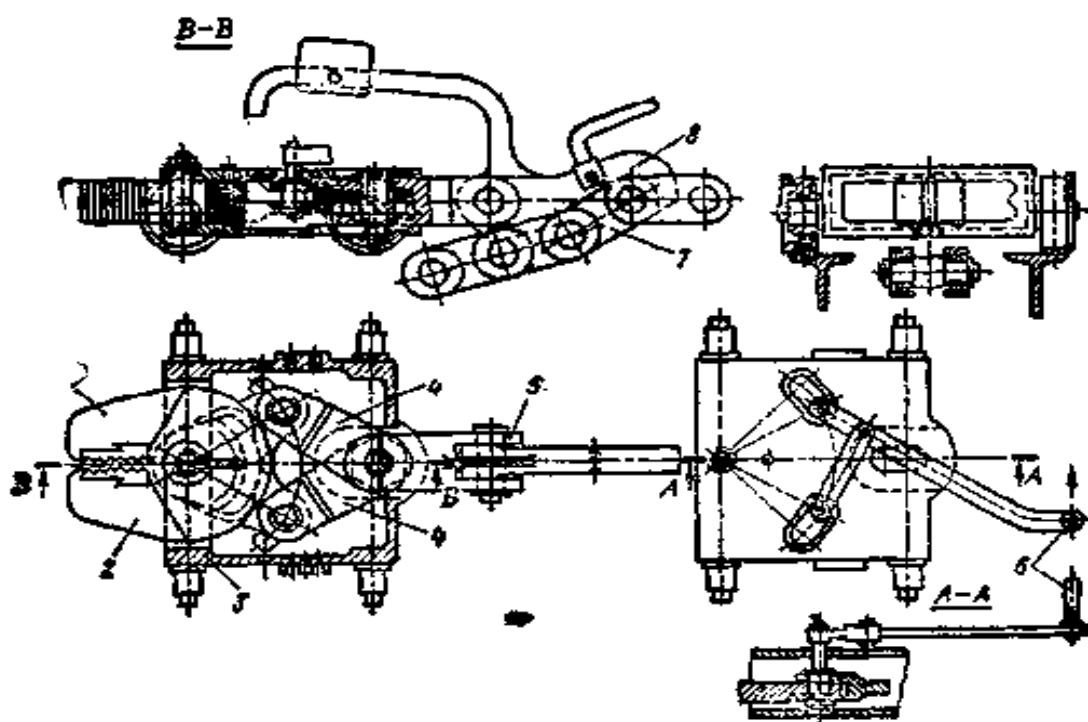


图 2·93

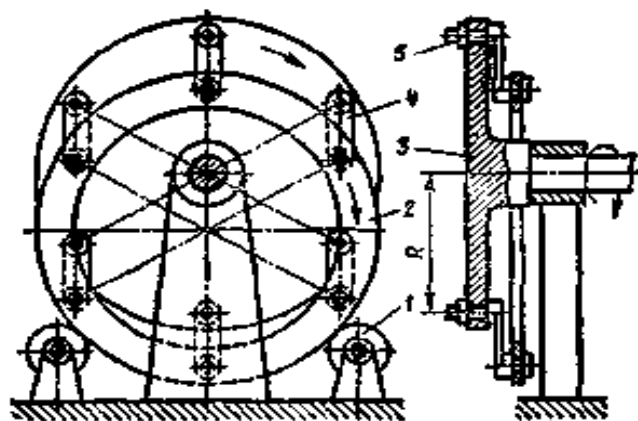


图 2-94

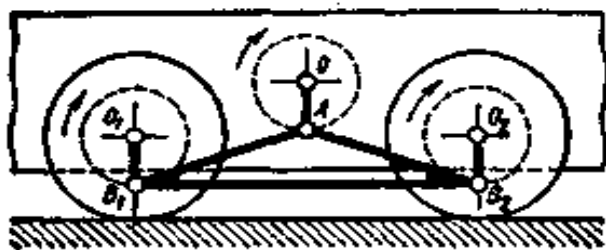


图 2-95

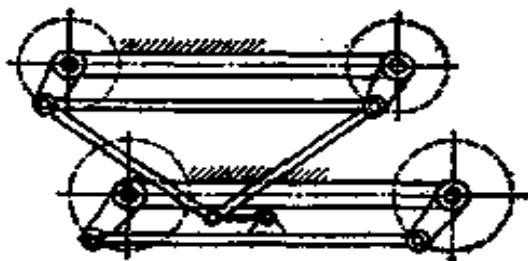


图 2-96

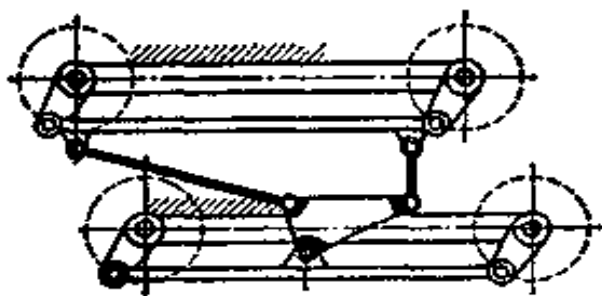


图 2-97

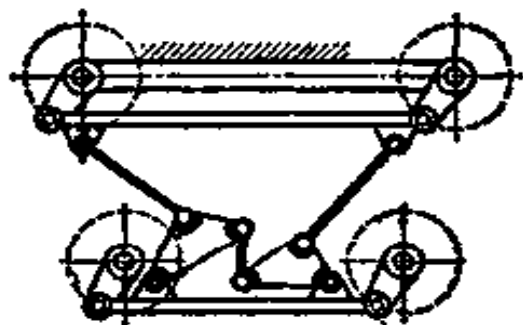


图 2-98

图2-99 曲柄轴带动的压力机机构。

图2-100 平行四边形铰链机构的多次重复机构。当传动装置功率较小而在长的压板上要产生较大压力时采用。

图2-101 压板的双联机构（用于压板很长时）。

图2-102 压力机的液压机械系统。液压缸的活塞1作用在加压机构的中心铰链上。活塞2用来提升压力机的平台3。

图2-103 小车沿小半径曲线转弯的机构。用图2-57 b的

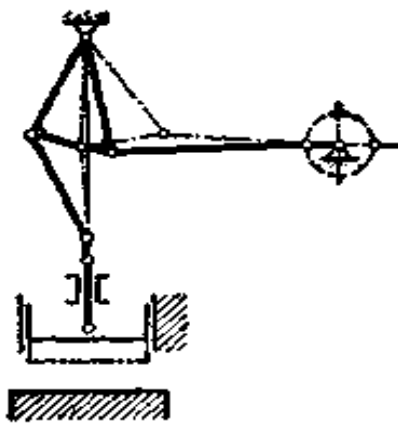


图 2-98

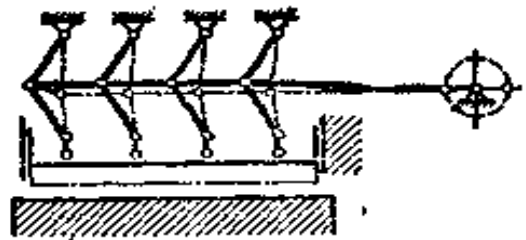


图 2-100

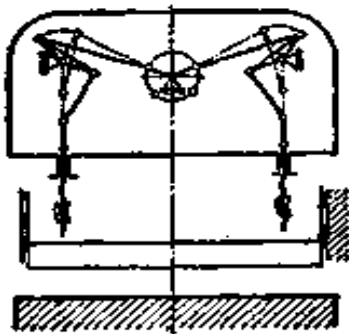


图 2-101

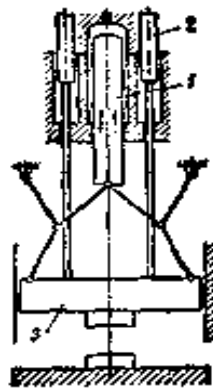


图 2-102

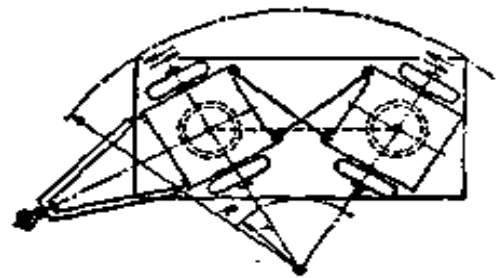


图 2-103

反平行四边形机构来作这种转弯机构 (R 和 r —— 圆圈的外半径和内半径, 车身可在 R 和 r 的范围内移动)。

图2-104 在两平行轴偏心距变化时传递圆周运动并有两根曲柄的四杆机构。当偏心距变化不大时, 从动轴的角速度改变也不大。

图2-105 带有凸出钩铲的车轮。主连杆相对于固定偏心轮 1 旋转, 带动用导杆与主连杆连接的铲子 2 运动。各杆的连接点应使得每一个铲子在底下位置时都凸出于车轮之外。

图2-106 划水轮 1 叶片定向曲柄机构。转动偏心轮 2 改变叶片的方向, 同样地也改变作用在叶片上的水压力合力的方向。

图2-107 泵浦机构。泵的叶片 1 由旋转圆盘 2 带动。泵里有四个同样的双曲柄机构。圆盘 2 的回转轴位于点 O , 而叶片的铰链连结在 O_1 点。

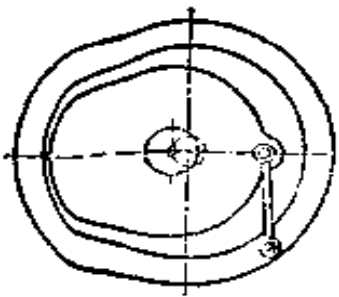


图 2·104

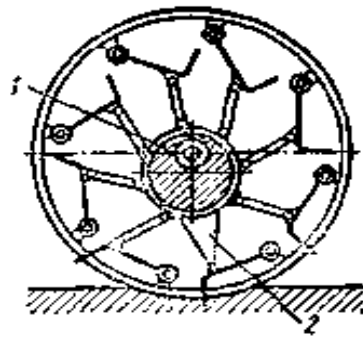


图 2·105

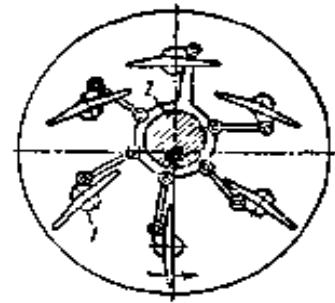


图 2·106

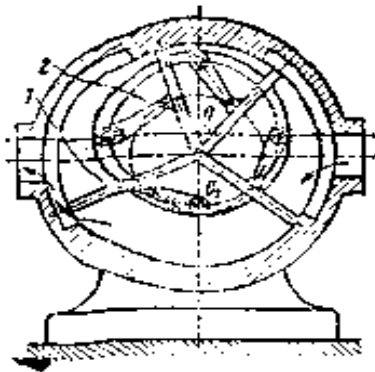


图 2·107

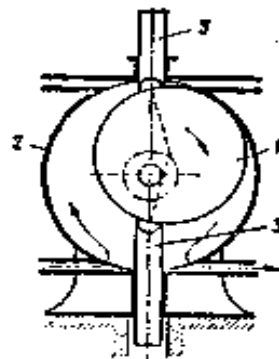


图 2·108

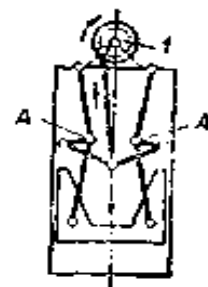


图 2·109

图2·108 偏心泵。在偏心泵壳体2中,用叶片3分隔液腔。叶片由偏心轮1带动。叶片的运动同曲柄滑块机构里活塞的运动完全一样。叶片3受弹簧压紧。

图2·109 具有四构件铰链牵杆的冲床。可以用带左右向螺纹的螺杆代替铰链系统和曲柄,以撑开和收拢A点,1一曲柄。

图2·110 铰链的多重平行四边形机构。C与A之间的平行四边形数目比C与B之间的平行四边形数目大多少倍,A点的行程就比B点的行程大多少倍。

图2·111 由两个平行四边形机构组成的平移尺。尺1沿两个相互垂直的轴平行移动。该简图应用于画图仪器。

图2·112 平移尺。平行的方向用齿轮实现。尺2和5平行地移动。齿轮3、1和4应有相同的齿数。中间齿轮的齿数没有关系。齿轮3固定不动。

图2·113 平行四边形机构。机构可以传递围绕零件1的摆动,零件1妨碍沿最短的途径传递运动。圆盘2绕轴旋转,没有



图 2-110

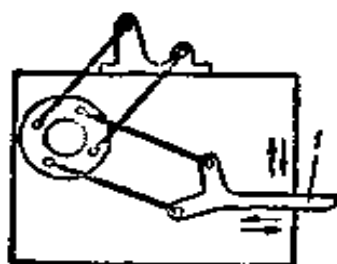


图 2-111

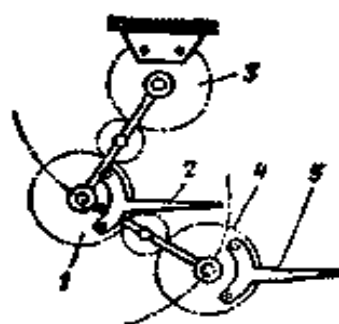


图 2-112

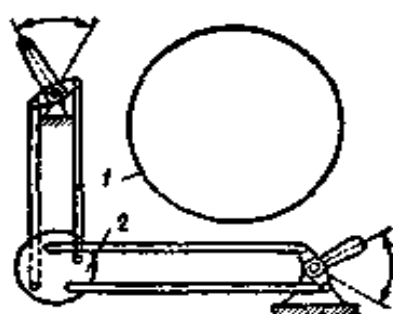


图 2-113

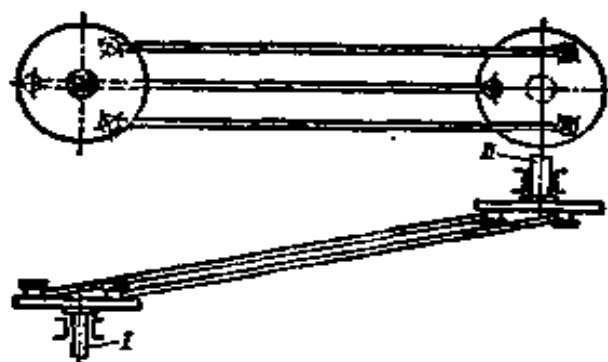


图 2-114

多余的不动支撑。

图2-114 三重平行四边形机构。可以传递两平行轴 I 和 II 之间的摆动。机构容许有限的摆角。为了增大摆角必须重新配置连杆。

图2-115 三重的带有平行曲柄的偏心轮机构。机构传递两平行轴 I 和 II 之间的转动。机构没有死点位置。

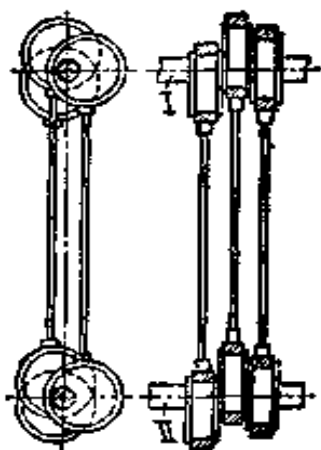


图 2-115

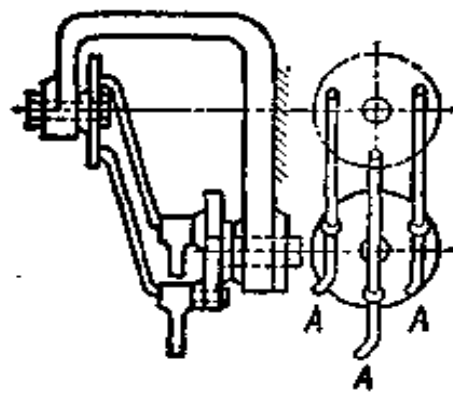


图 2-116

图2·116 有平行曲柄使指销水平动的导路机构。

图2·117 增大行程机构。在一般的曲柄滑块机构中，行程 $H = 2r$ ，其中 r ——曲柄半径。在图示机构（见图2·117b）中，行程 $H = 4r$ ，其中 r ——曲柄半径。在曲柄的轴颈 A 上（见图2·117a）；以偏心距等于 $r = AB = AC$ 装两个偏心轮 1 和 2，二偏心轮彼此为刚性连接。零件 3 是不动的。图2·117b为机构运动简图，该简图可以由图2·117a用装置在圆盘上的方法得到。

图2·118 冲压和顶锻的曲柄导杆机构的简图；a)——带有直线导杆的，滑块速度 $V_H = \omega_1 R \cos \alpha$ ；b)——带有斜导杆的， $V = \omega_1 R (\cos \alpha + \sin \alpha \operatorname{tg} \delta)$ 。

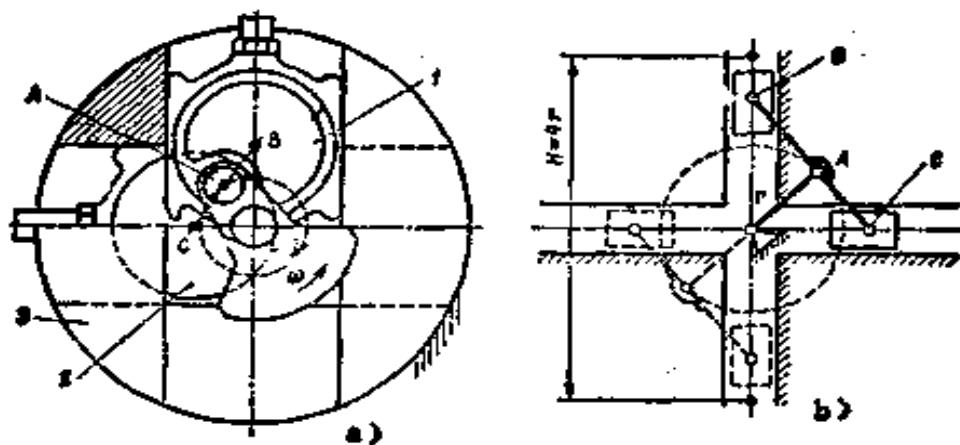


图 2·117

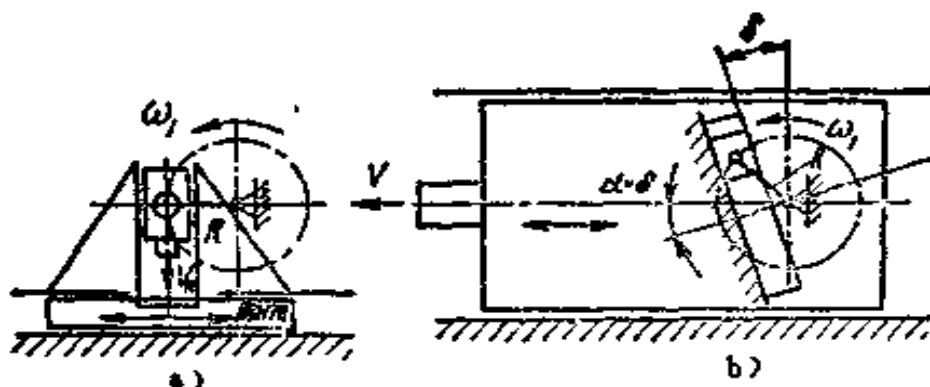


图 2·118

图2·119 极限的导杆机构。图·119a的导杆非等速旋转，曲柄转一转，导杆也转一转。若将导杆中心线置于曲柄画出的圆

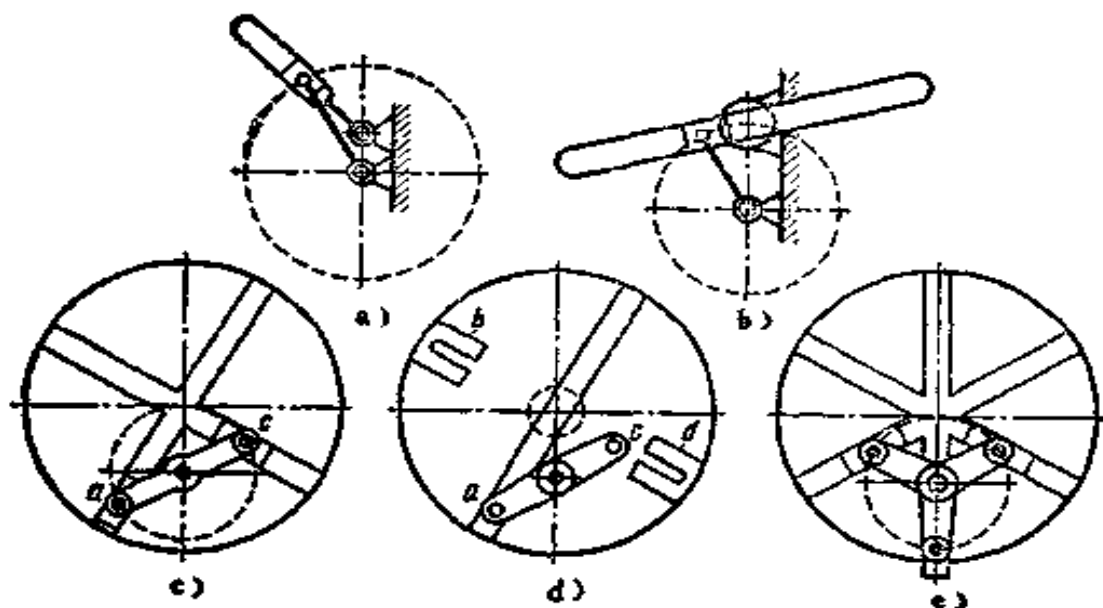


图 2·119

上(图2·119b), 则导杆将以曲柄速度的一半等速旋转。当销子中心与导杆旋转中心重合时, 图2·119b所示机构的位置不确定。机构可退化为二杆机构。

为了消除图2·119b导杆机构运动的不确定性, 加入第二个滑块, 并将导杆作成带十字槽的圆盘(图2·119c), 双臂曲柄ac两端的销子或滚子就在十字槽中运动。圆盘和杠杆均围绕固定轴旋转。圆盘槽数为任何数目时, 均以曲柄转数的一半旋转。加入新的运动副并不增加约束条件, 因为引入的是消极约束。这样的圆盘现已开始用于传递的大的载荷。联合两个这种机构, 就可以得到传动比为1:4的无声组合传动。

图2·119d为一带径向槽的圆盘。双臂曲柄ac的销子在槽内滑动。如果用其他方法能保证通过死点, 就可以不要两条辅助槽b和d。

图2·119e为一带有3条槽的圆盘, 由三臂曲柄带动。由于不可避免的制造误差, 曲柄三个臂中总只有两个起作用。不工作臂通常是在这样的位置上: 臂的轴线与滑槽中心线所形成的角度接近 90° 。

图2·120 导杆——偏心轮机构。1——偏心轮; 2——滑

块；3——传动轴；4——导杆。这种机构是正弦机构的一种结构方案。

图2·121 和面机的导杆机构。A点的运动轨迹在某些部分接近于圆弧。

图2·122 和面机机构。齿轮 z_1 和 z_2 互相啮合，曲柄固定在齿轮 z_1 上，连杆1固定在 z_2 上。曲柄销上装有沿导杆3的导槽滑动的滑块2。连杆1与导杆3用构件4连接。构件4的A点描绘出复杂的曲线。

图2·123 双导杆机构。齿轮2有一A槽，其中插入销子1。齿轮2带动偏心轮上的环5转动。偏心环通过插在槽B内的指销3带动曲柄4转动。在槽内移动销子，就可改变曲柄销的旋转半径。可以用齿轮代替曲柄。在齿轮转过圆弧 $\alpha-\beta$ 的时间内，环5转半圈。在图2·123 b的机构中用曲柄1代替偏心轮上的环。

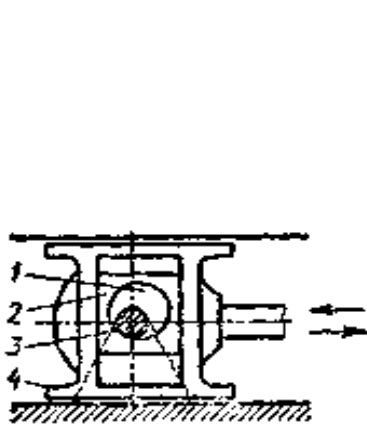


图 2·120

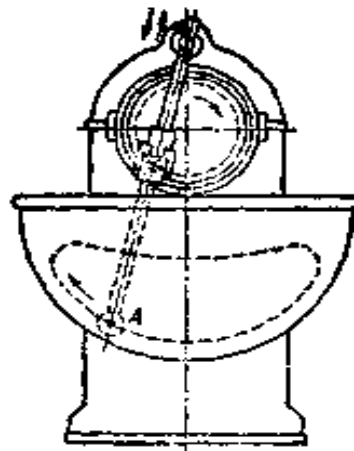


图 2·121

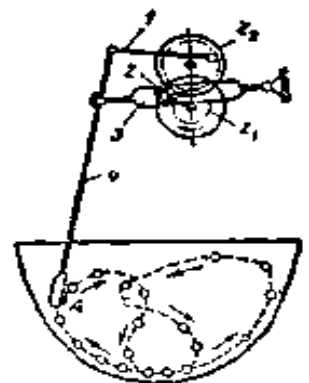


图 2·122

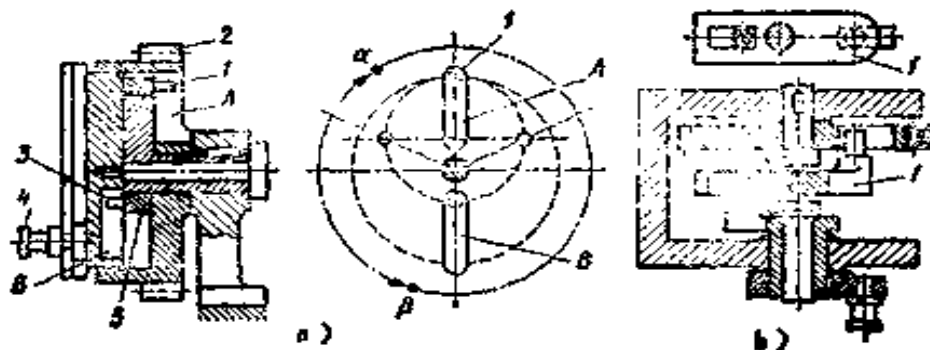


图 2·123

图2·124 双导杆。曲柄销2使导杆1转动，导杆1以滑块4与第二个导杆3连接。

图2·125 圆弧刨切夹具。工作台由连接于E点的连杆带动。其滑块1和3分别沿导杆OD和OC移动。刨刀2的刀刃在所选定的区段内相对零件描绘出接近于圆弧的巴斯噶尔蜗线。

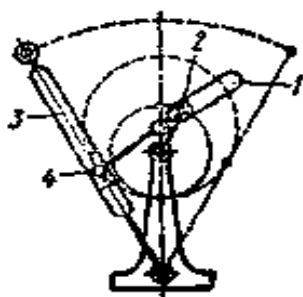


图 2·124

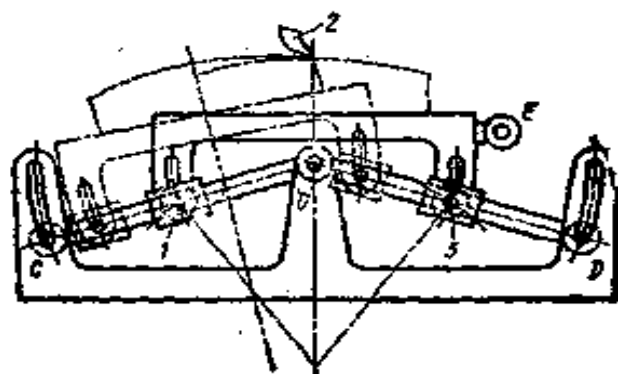


图 2·125

图2·126 记录在给定范围内与曲柄转动相关量的仪器机构。与打字柱销连接的C点画出带两个尖点（返回点）的连杆曲线 γ_c 。在 C_1 和 C_2 点之间的区域之外（在回程时）柱销离开鼓轮。这个装置可以降低仪器和打字机的噪音。

图2·127 轮船装货用的移动式起重机。

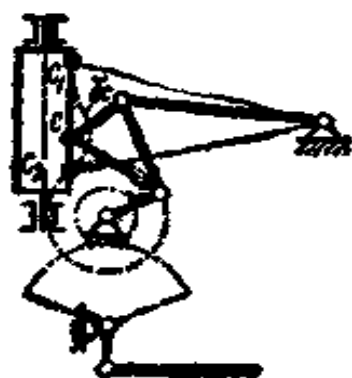


图 2·126

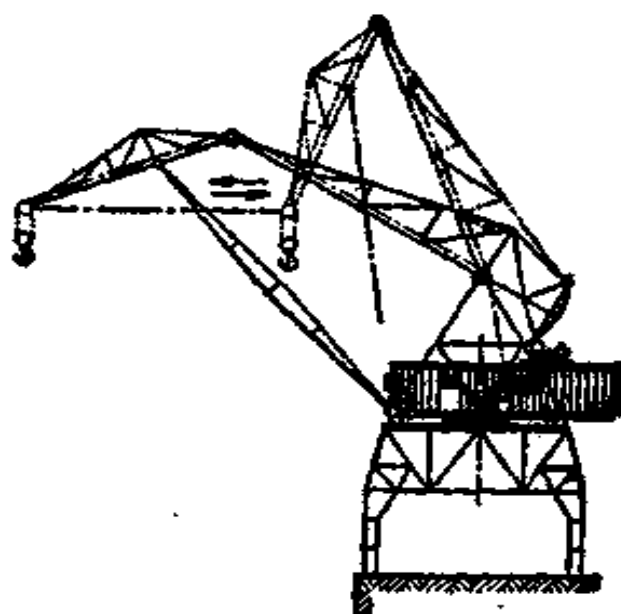


图 2·127

图2·128 2500吨多工位自动冲压机抓斗夹板的导杆—链条式传动装置有两条链轮转动方向相反的链传动，在链上装有滑块1，滑块1把带停歇的移动传给横的导杆2。当滑块1沿着链轮的 abc 段运动时，导杆下落，当滑块在 c 和 d 点之间及 f 和 e 点之间运动时，导杆不动， def 段相应于导杆上升。导杆与抓斗夹板之间的连系简图上未画出来。

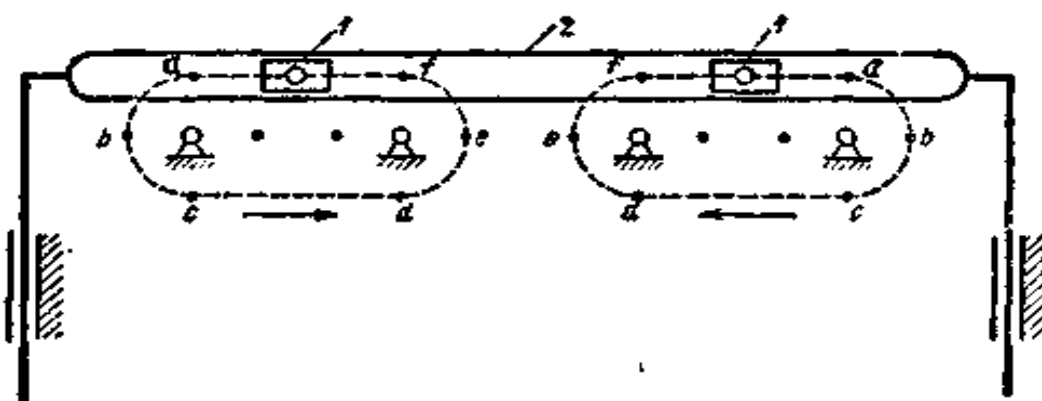


图 2·128

图2·129 薄板冲压压力机驱动抓斗夹板的凸轮—导杆机构。带有与滑块6相连接的滑块2的主动盘1，借助于滚子5沿其滚动的不动凸轮3把带停歇的平移运动传给导杆4。导杆4是用杠杆系统与抓斗夹板相连系。弹簧7把滚子压向凸轮。

图2·130 移动工件的抓斗机构。铰接在框2中的夹紧杆1由凸轮3得到往复移动，凸轮3与机器的曲柄轴相连。杆在框内的转角受到支座的限制，杆被弹簧压向支座。支座和弹簧在简图上未画出来。

图2·131 工件搬运机构的夹紧棱柱的简图（夹紧和放开的情况）。用弹簧1使棱柱夹住工件。当板2压在滚子3上，并转动与棱柱相连的扇形轮4时放开。

图2·132 辗压机送料机构的简图。当杆6向右运动时，夹具2将坯件1送入辗压机构8。夹具2安装在可回转和伸缩的杆3的端部。夹具借拉杆4和5与杆6连接。杆6由液压传动7驱动。弹簧9帮助带动管件（棒料）在加工后返回。

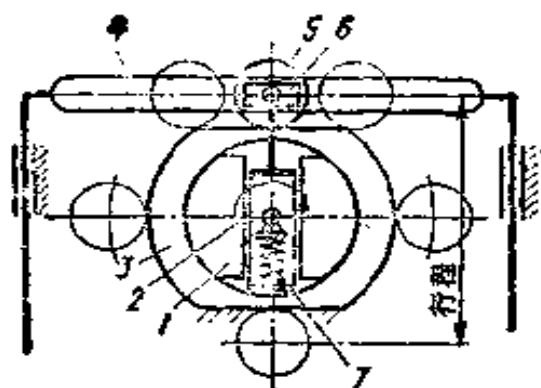


图 2-129

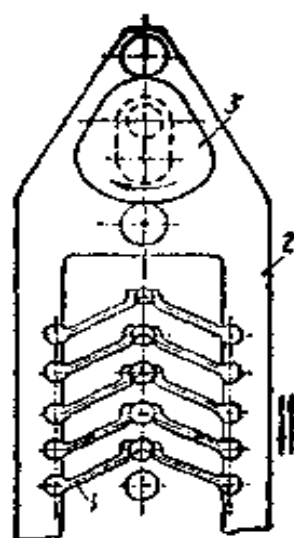


图 2-130

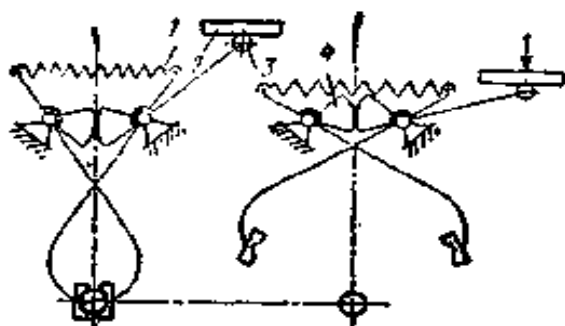


图 2-131

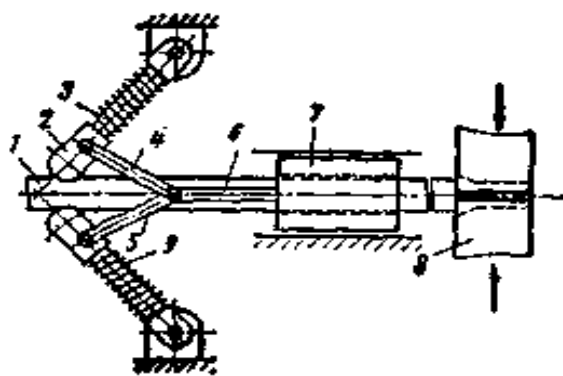


图 2-132

图2-133 杆式径向锻造机的挤压机构简图；

a) ——具有常压下量的机构：电动机使一对齿轮1转动，齿轮1装在偏心轴上，偏心轴通过连杆2与杠杆3铰接，杠杆3传递运动给带有工具的杆4。杆4被弹簧5压向杆3，并在长的可调节的导路上移动。这些机构用于小批量和单件的热挤压生产中。

b) ——具有变压下量的机构：带两个偏心轮的轴1通过构件2使杠杆3运动，杠杆3带有锤头4，锤头4的行程用蜗杆传动6移动偏心的轴衬5来调节，蜗杆传动6与进给机构的模子连接。《考贝鲁克斯》(Cobelux) 厂的机器，在挤压力达到150吨时，压管子的直径达到200毫米，挤压数目达到每分钟575根。

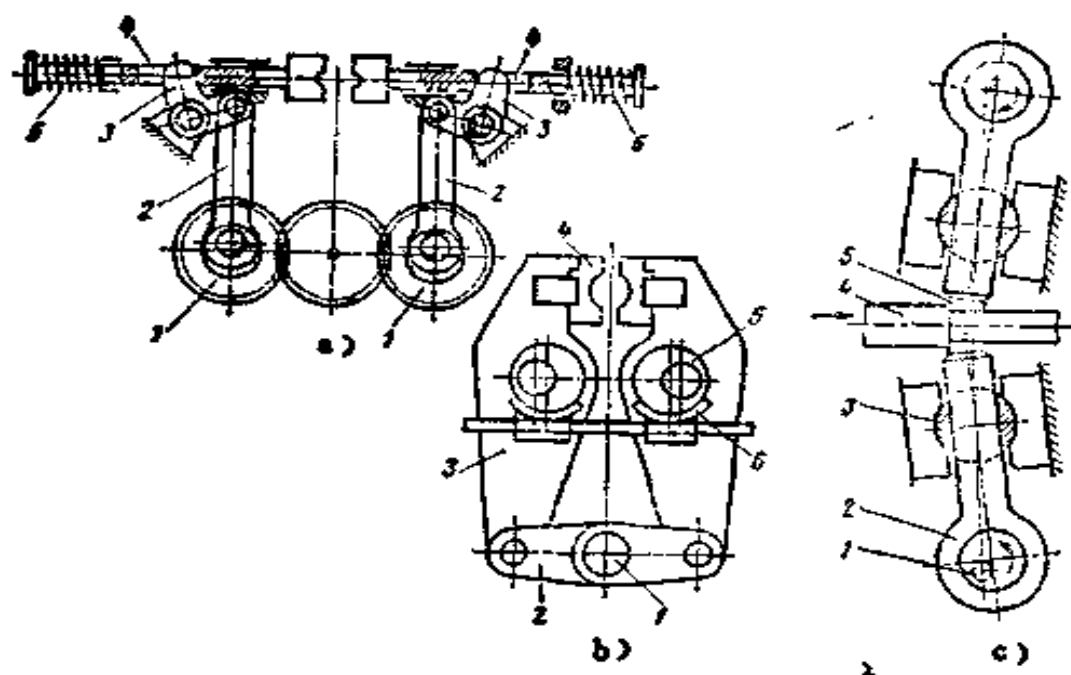


图 2-133

c) —— 分开驱动的锤头：带有锤头 5 的连杆 2 由偏心轮 1 带动，连杆 2 具有球面导路 3，允许单独调节锤头和它们的工作程序，能将坯件 4 压制成圆的、方的和其他截面的制品。

图2-134 锤式碎屑破碎机装料设备的简图。原动机1通过减速器2和皮带传动3使曲柄4和5运动。装有耙子的连杆6从破碎机8的槽7中搂切屑。耙子运动的复杂轨迹促进切屑的进给和移动。

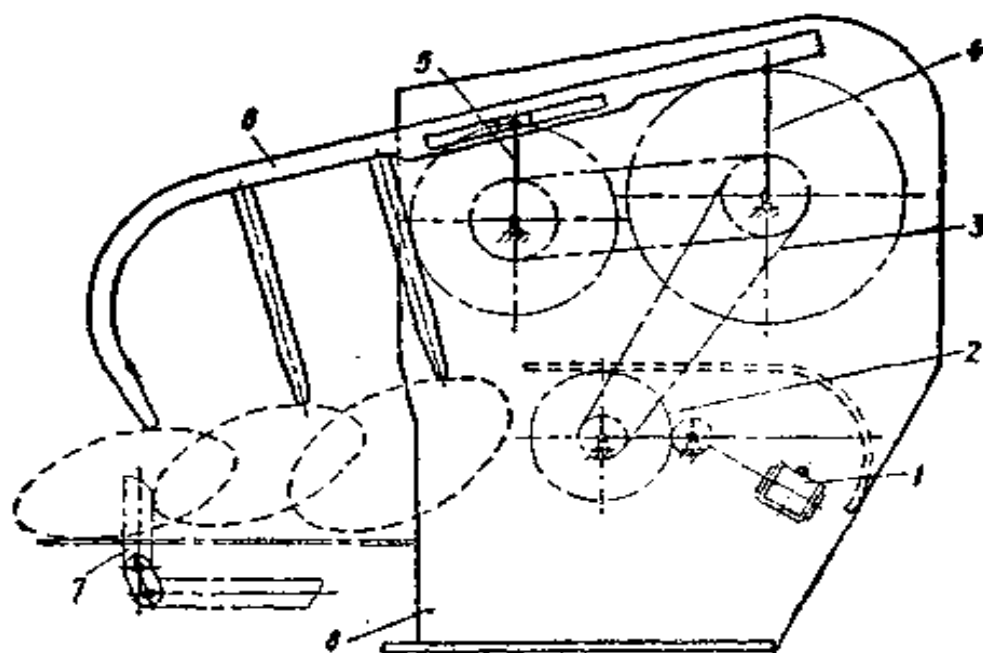


图 2-134

图2·135 铸锭折断机机构。滑块5借助于推力机构压在需要折断的铸锭上。推力机构由曲轴1带动。偏心轮7顶在可调滑块6上，用以予先安放铸锭。在铸锭折断机机构中采用了由构件2、3、4和5组成的三杆组。图右上部示出了铸锭折断机机构简图。

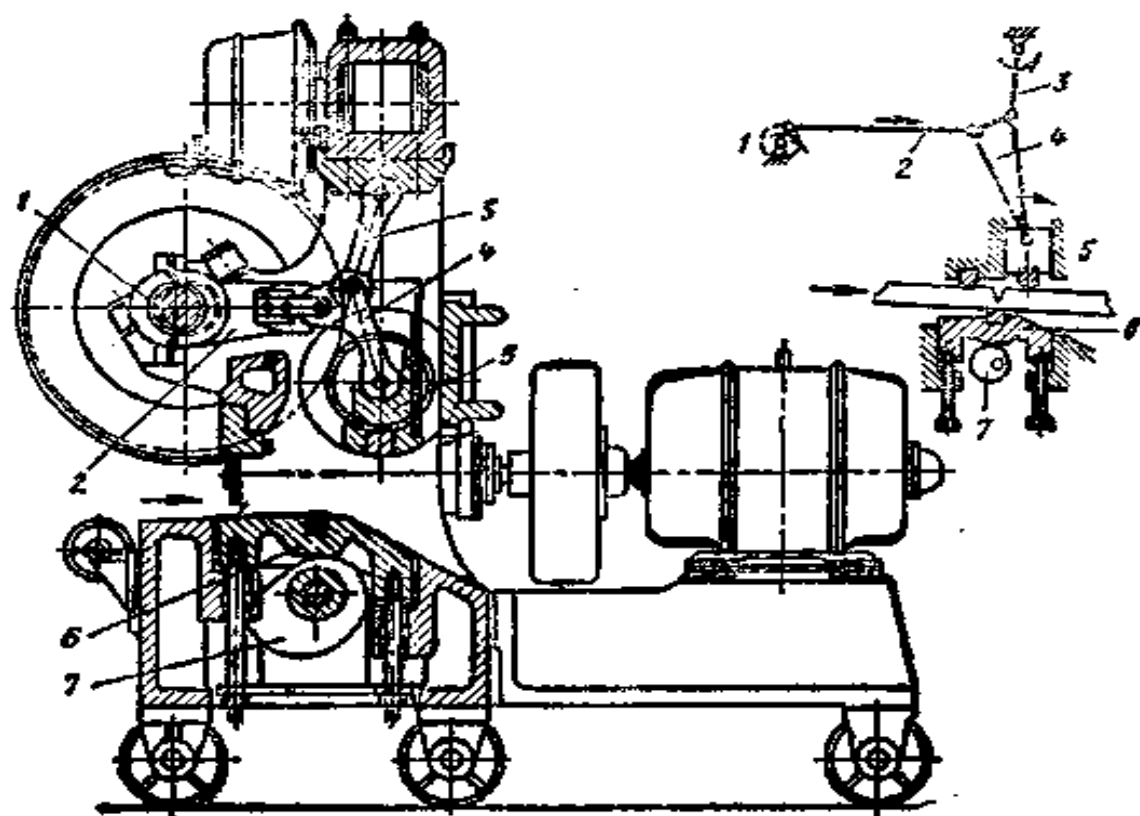


图 2·135

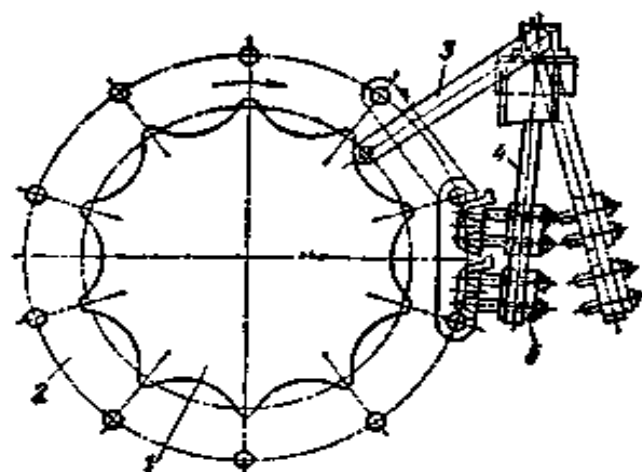


图 2·136

图2·136 从铸模（槽形锭模）打出被卡住的铸锭的机构。凸轮1与机器的主链轮2相连接，并使杠杆3和与其刚性连接并带有重物5的摇杆4偏离，打击铸模。

图2·137 渣口堵塞机构的简图。用风动气缸1带动来堵住高炉的出渣口。

图2·138 用于高炉出渣口的渣口堵塞机构简图。由风动气缸借助于绳索1使铰链平行四边形机构的构件2运动，铰链平行四边形机构与塞子3相连。构件4和5用杆6、7和8、9与框架相连接。框架固接于高炉外壳上。在工作情况下，借助于对重10，塞子被压向出渣口（ P ——瞬时转动中心）。铁棍用水冷却。

图2·139 连续式轧机板料迂回的调整机构。两个机架同时轧制板料时，必须调节拉力以避免板料断裂或卷住。用气动机构带动的铰链机构使轮1把板料张紧。

图2·140 轧机工作机座旁的升降台机构简图：a) ——送进板料长度不超过5~10米的平行升降台；b) ——带弹簧平衡的轻型摆动升降台；c) ——带重物平衡的摆动升降台。

图2·141 三辊式轧机的摆动升降台。当各轧辊向某一固定的方向旋转（图2·141a），且在下辊和中辊间或在中辊和上辊间轧制板料时，为送出和接受板料，摆动升降台应能调整到各种水平位置。利用反平行四边形机构使前后工作台的工作协调。借助于螺杆3改变摆杆2的长度，可调整工作台的转角（图2·241b）。曲柄1的长度保持不变。

图2·142 当位移不大时，万向接轴单侧弹簧平衡的简图。

图2·143 接轴4抬升量很大时混合平衡的简图。下面的接

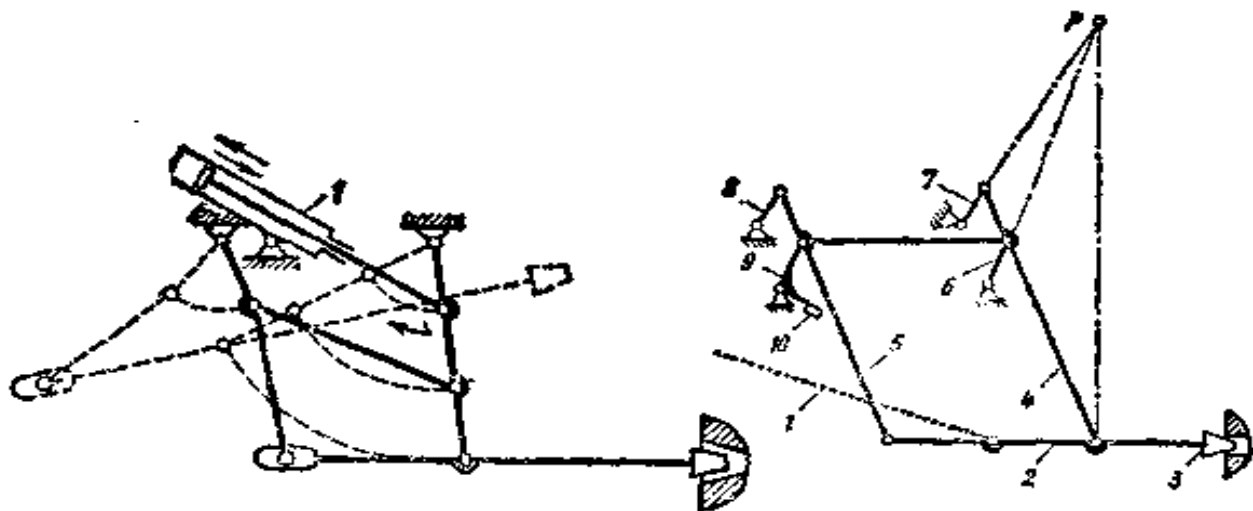


图 2·137

图 2·138

轴用弹簧平衡，而上面的接轴用对重平衡。下面轴的水平用螺母 2 调节。上面轴的位置用蜗杆——螺旋机构 8 调节，当放下接轴

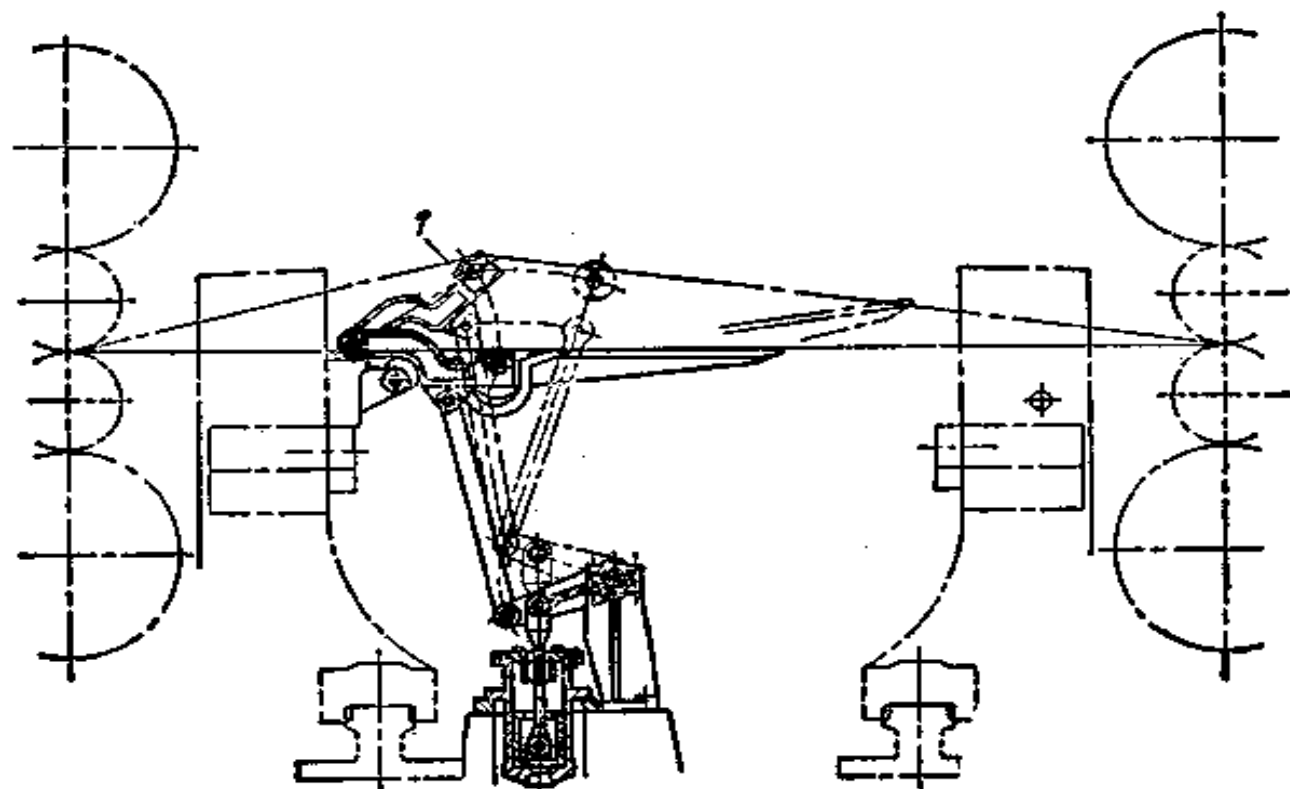


图 2-139

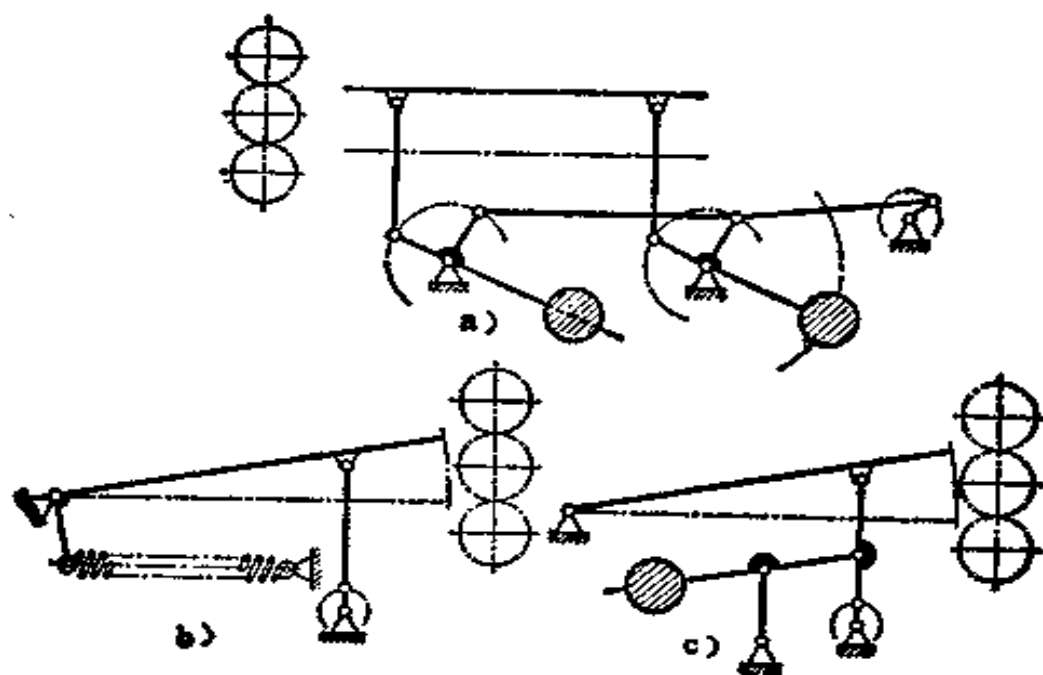


图 2-140

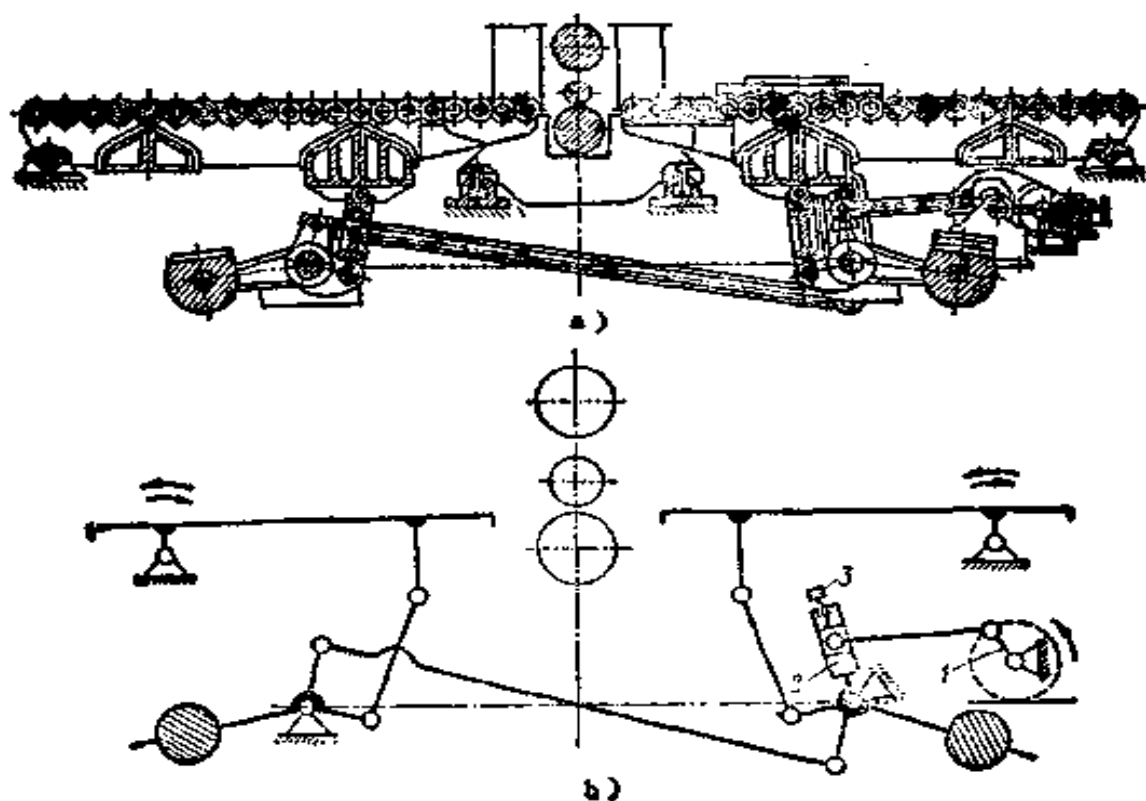


图 2-141

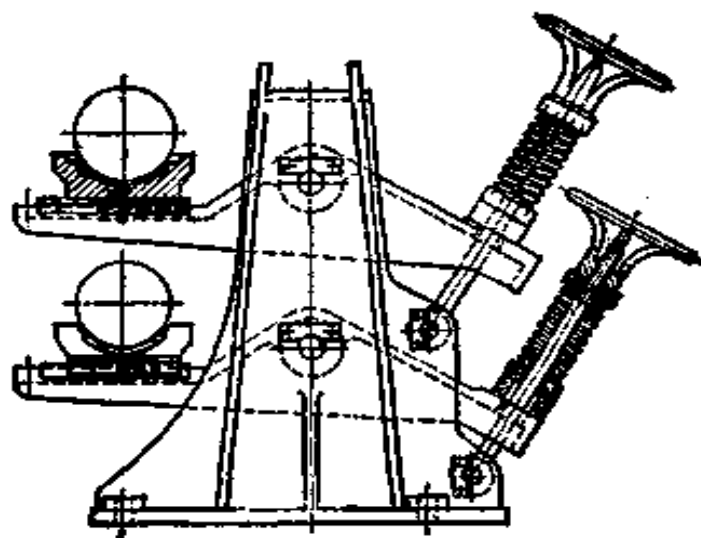


图 2-142

时，把滚子9带到对重杠杆尾部10，然后，在把新轴装入机座时，移动滚子9，改变接轴的位置。弹簧7部分地承受接轴4的重叠，并且补偿支承横杆5的铰链6轴线的可能移动（1和3—轧辊）。

图2-144 加热炉的送料器。放零件的底板装在滚道1上。底板由掣子2向前推动。各掣子固定在公用活动小车3上，活动小车由铰链机构带动。掣子重心相对于旋转轴线向左偏移，因此掣子力求占据图示位置。

图2-145 辊底炉的传动机构。减速器1经过曲柄摇杆机构OABC带动拉杆3，拉杆3与几个平行的摇杆2连接，辊子由棘

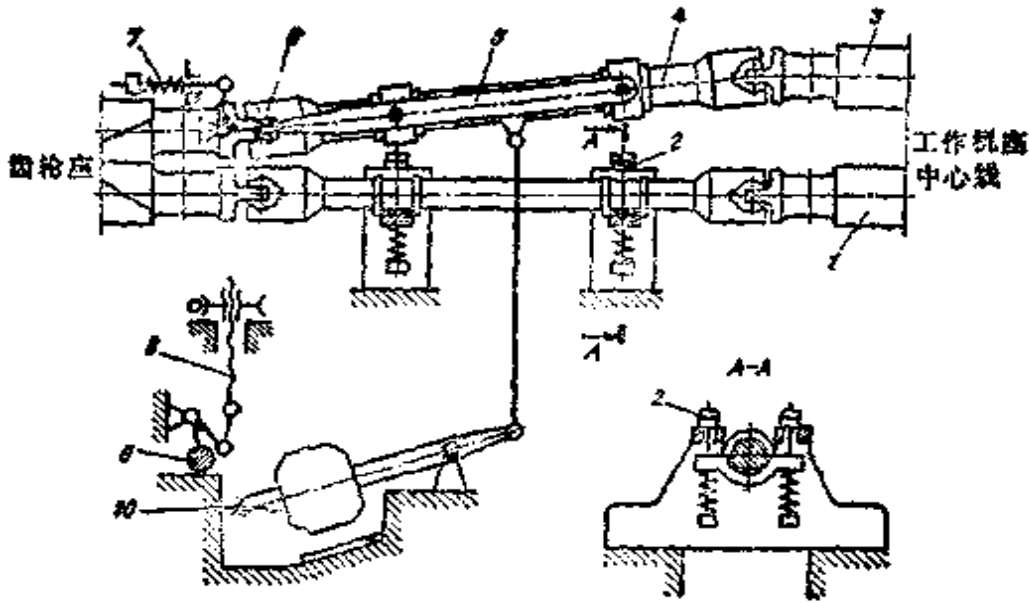


图 2-143

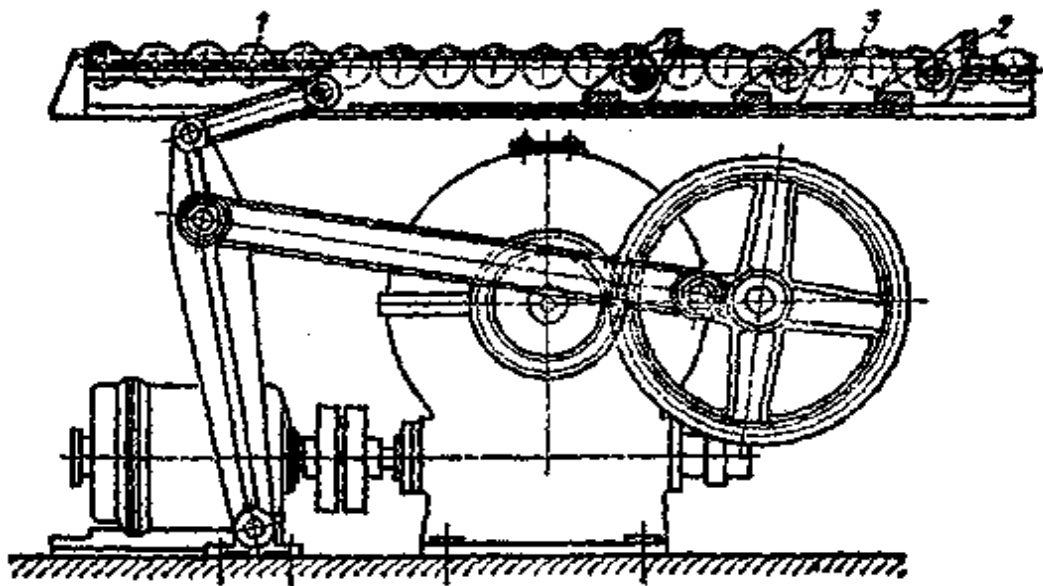


图 2-144

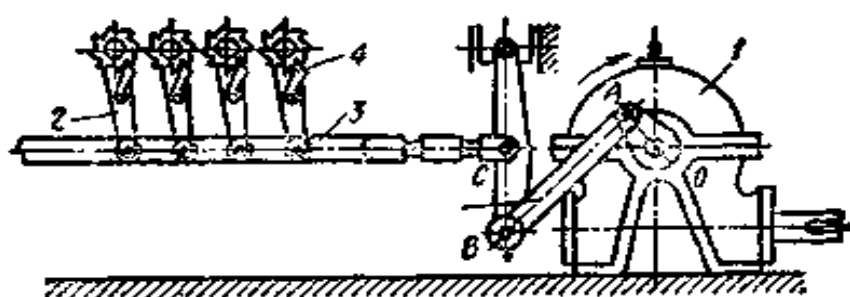


图 2-145

爪 4 经过棘轮带动。

图2-146 带推料杆的拔料机机构简图。该机构用来把金属由辊道传送到冷床上。贯通冷床全长的曲轴 1 使托板 6 运动，托板 6 借助于在弹簧作用下的拉杆 2 把板料抬起在辊道 辊子 3 之上，而推杆 4 把板料推入铁板 5 铺成的冷床的斜槽里；7—驱动辊道辊子的电动机。

图2-147 热切剪下的切头抛出机简图。与齿条啮合的齿轮 1 转动时，推动小车 3 及其所带的推爪 5。推爪 5 把短的切头从下剪刀 6 的刀座上推出去。当反行程时，由于滚子 4 碰到靠模 2，推爪抬高，如图所示。

图2-148 用于冷却轧板 5 的板条式冷床的机构。板条 2 的导路使板条 2 仅能往复移动。板条 4 的导路沿高度方向有足够的间隙，使板条 4 有可能在水平移动时，向上抬高或下降。板条 2

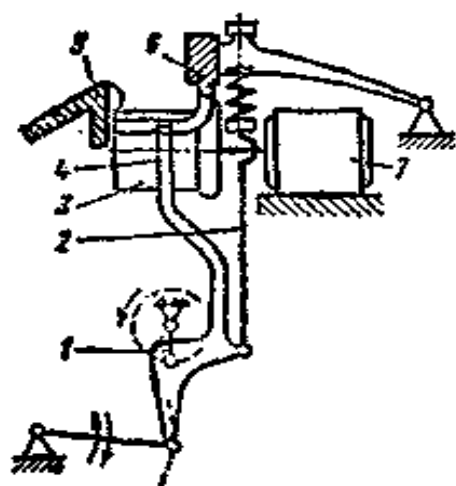


图 2-146

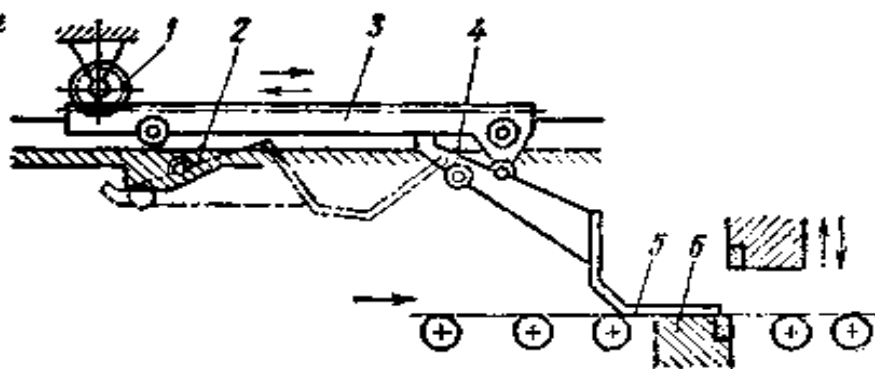


图 2-147

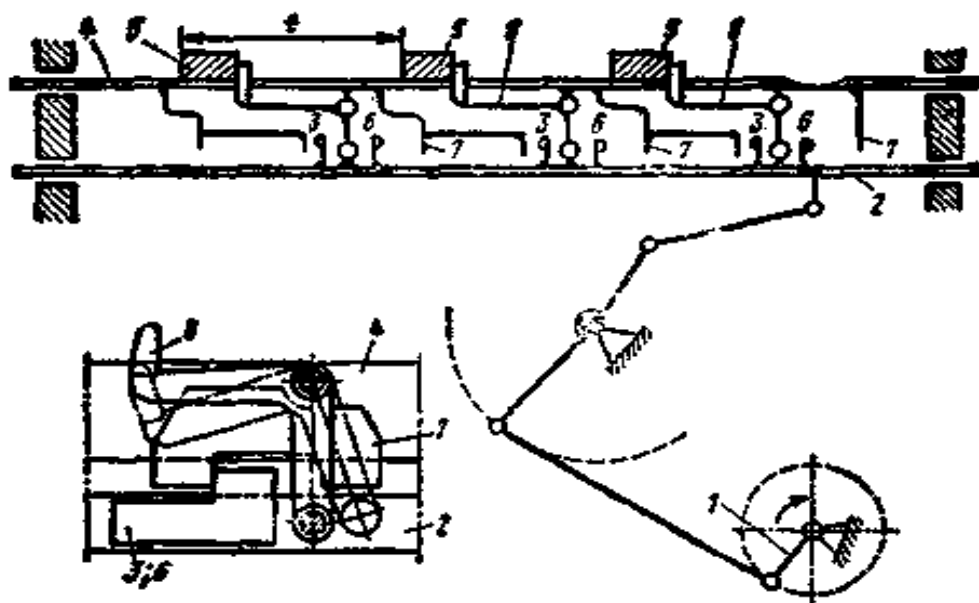


图 2·148

由带曲柄 1 的铰链机构带动作往复移动。带抓钩 8 的输送板条 4 由凸块 3 和 6 带动作间歇运动。板条 2 向左运动时，抓钩 8 顺时针转动，板条 4 抬起被冷却的板料。在选定了板条 2 和 4 的凸块 3 和 7 之间的间隙后，两板条一起移动。反行程时抓钩 8 反时针旋转，放下板条 4，将被冷却板料停在固定导路上。然后，在选定了凸块 6 和 7 之间的间隙后，两板条以相同的速度移动。间隙消除后出现冲击，限制了机构的行程数。图下部所示为板条式冷床的抓钩的结构。

图2·149 造型机工作台翻转器的杠杆机构。

图2·150 在冷床上冷却金属料的垛料机。将金属料收集在一起的盘 1 被固定在行星传动行星轮的轴上。行星传动由三个直径相同的齿轮组成。当行星架 2 转动 180° 时（齿轮 3 停住不动），带有金属的盘 1，作平面平行移动，把金属传送到辊道上。

图2·151 冷轧薄壁钢管的辊式轧机的简图。三个有恒定断面的辊子 1 的轴颈支靠在具有特殊定型断面的倾斜导板 2 上，导板 2 装在空心机体 3 之内，机体 3 安装在滚轮 4 上。当正行程时，滑架向右，各辊子靠拢，辗压管子的端部；当反行程时，管子围绕自己的轴线转 $45^\circ \sim 60^\circ$ ，向前送进 5~10 毫米，并重复循

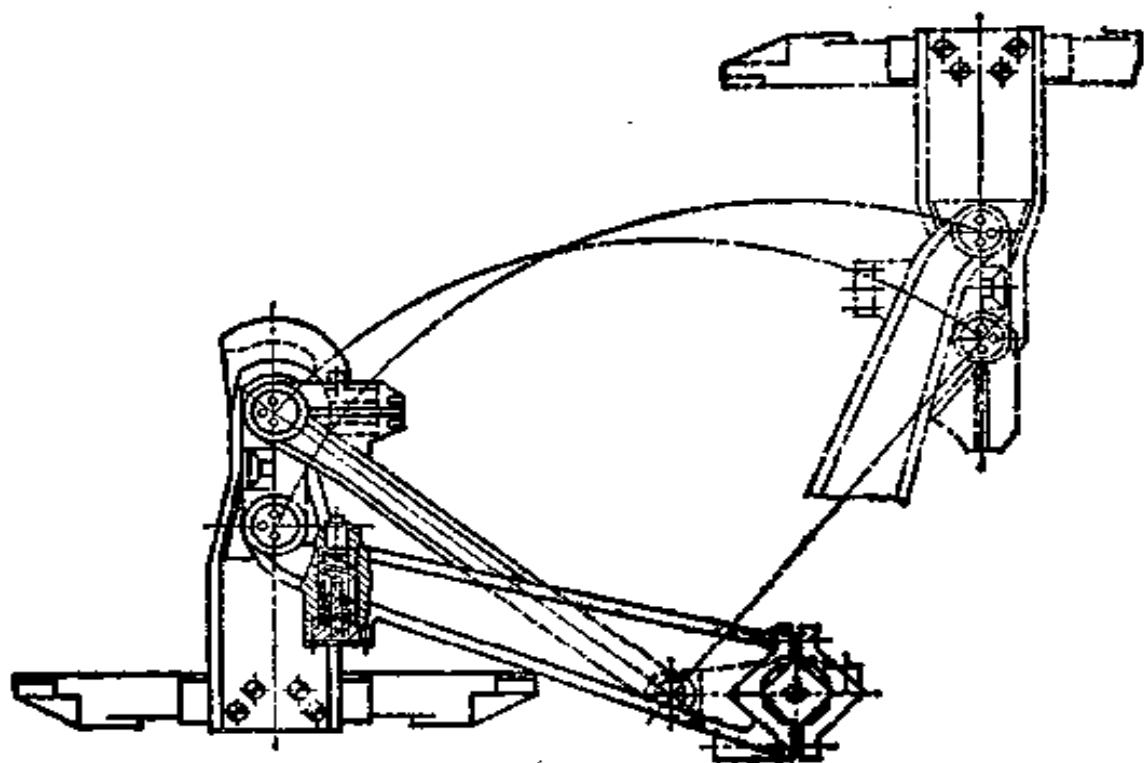


图 2-149

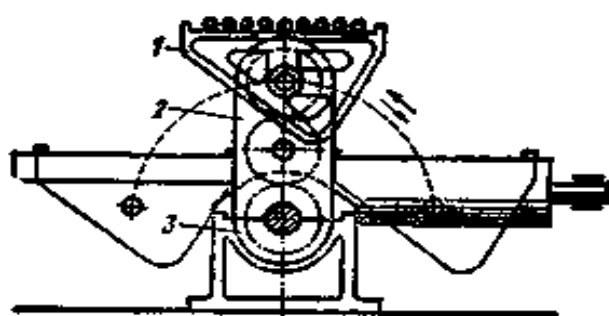


图 2-150

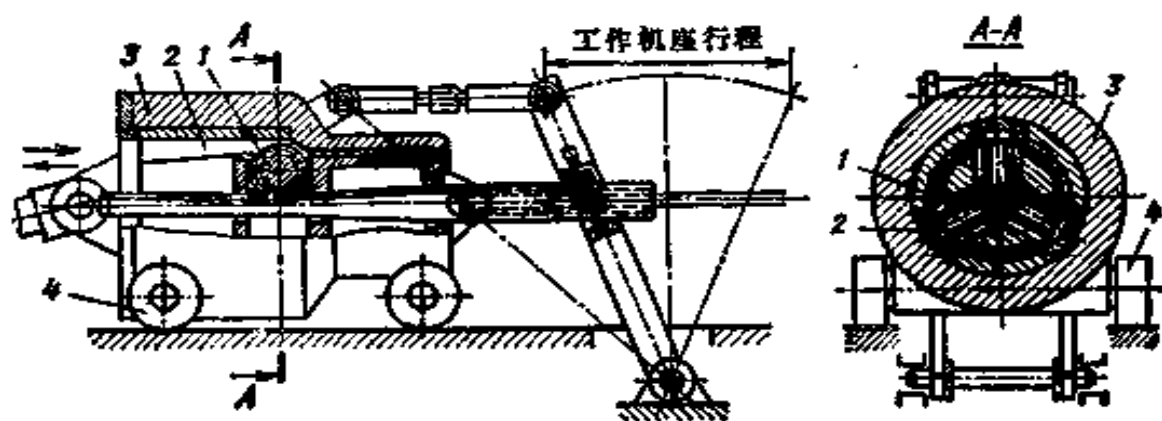


图 2-151

环。钢管转动机构在简图上未画出来。

图2·152 移动挡板机构的简图。挡板安装在剪切机和锯的后面，以便快速地将沿辊道运动的各种长度的被轧钢板停止不动。当转动螺旋1时，挡板的托架2沿辊道移动。利用电动机、蜗轮减速机和偏心轴3降下或升起挡板6（图2·152 a和b）。为了预防错误地启动而损坏挡板，在铰链机构中预先安排了导杆4，其上的滑块可以自由地移动，当挡板的下面有钢板时，滚子5就支在钢板上。

图2·153 上剪式曲柄剪切机的简图。一件厚度不大（30~60毫米）的钢板1用辊道从左边送进。在剪切过程中，带辊道的接受台2在被切钢板重量的作用下下降。用对重回复到原来位置。

图2·154 带游动式偏心轴和机械式压板的剪切机简图。剪切机用来剪切初轧钢坯和板坯。下刀架6在上刀架1的垂直导轨中移动，上刀架也在剪切机床身的导轨中移动。在上刀架1上安装有双偏心轴2，它的轴颈A用拉杆5与下刀架6相连，而轴颈B与压板机构4的杠杆3相连；7为缓冲器。图2·154 a表示剪切前的原始位置；图2·154 b表示压板4下降；图2·154 c

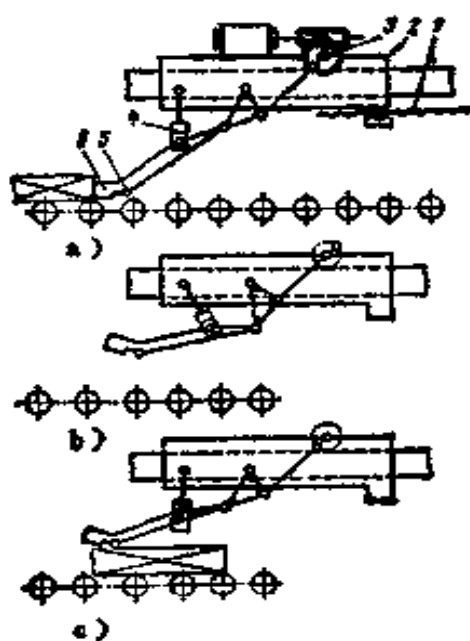


图 2·152

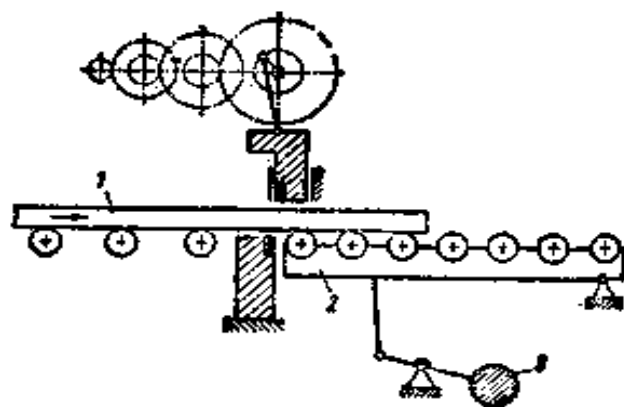


图 2·153

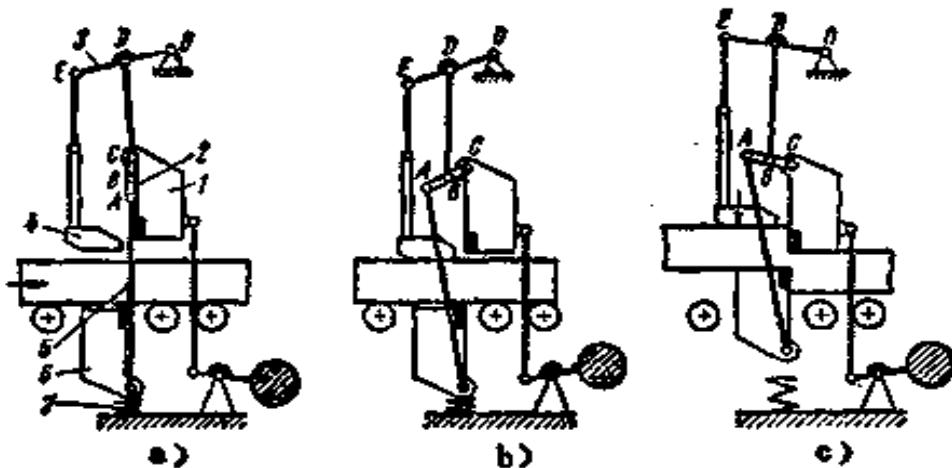


图 2-154

表示剪切。当开动电动机时，偏心轴 2 绕轴颈 A 的中心转动，因为 $AB = CB$ 和 $ED = DO$ ，所以上剪刀 1 和压板 4 以相同的速度下降。

在把钢板压在辊道的辊子上之后，上剪刀停止不动，当轴 2 围绕不动点 C 继续回转时，下剪刀移动并切割工件。其后，下剪刀和压板以及夹在它们之间的被切削金属一起下降。然后，下剪刀、上剪刀和压板回到原来的位置。最大剪切力 1000 吨，由两台 410 马力的原动机带动，被剪切的初轧钢坯的截面为 350×350 毫米，板坯截面为 200×900 毫米。

图 2-155 剪切毛坯的剪板机。带剪刀的滑块由彼此铰链连接的杆 6 和 7 带动而在导路上移动。曲轴 2 旋转时，由于存在剪切抗力，上滑块 1 先移动到被剪毛坯的挡铁处。这时下滑块 9 停止不动。曲轴再旋转，下滑块 9 开始移动而进行剪切。运动系统有两个自由度，因此可以改变机构的结构。

当下滑块不动时，机构 2、3、5、4、7、8、6 和 10 就工作，若上滑块不动时，机构 2、3、4、5、7 和 9 就工作。

图右面为剪板机机构的运动简图。

图 2-156 飞剪剪切机构的简图。

a) —— 滑块 1 与运动的钢板 A 同步移动，当钢板从左向右运动时，剪刀 H 和 H' 收拢，并剪切钢板。在切完钢板之后，带

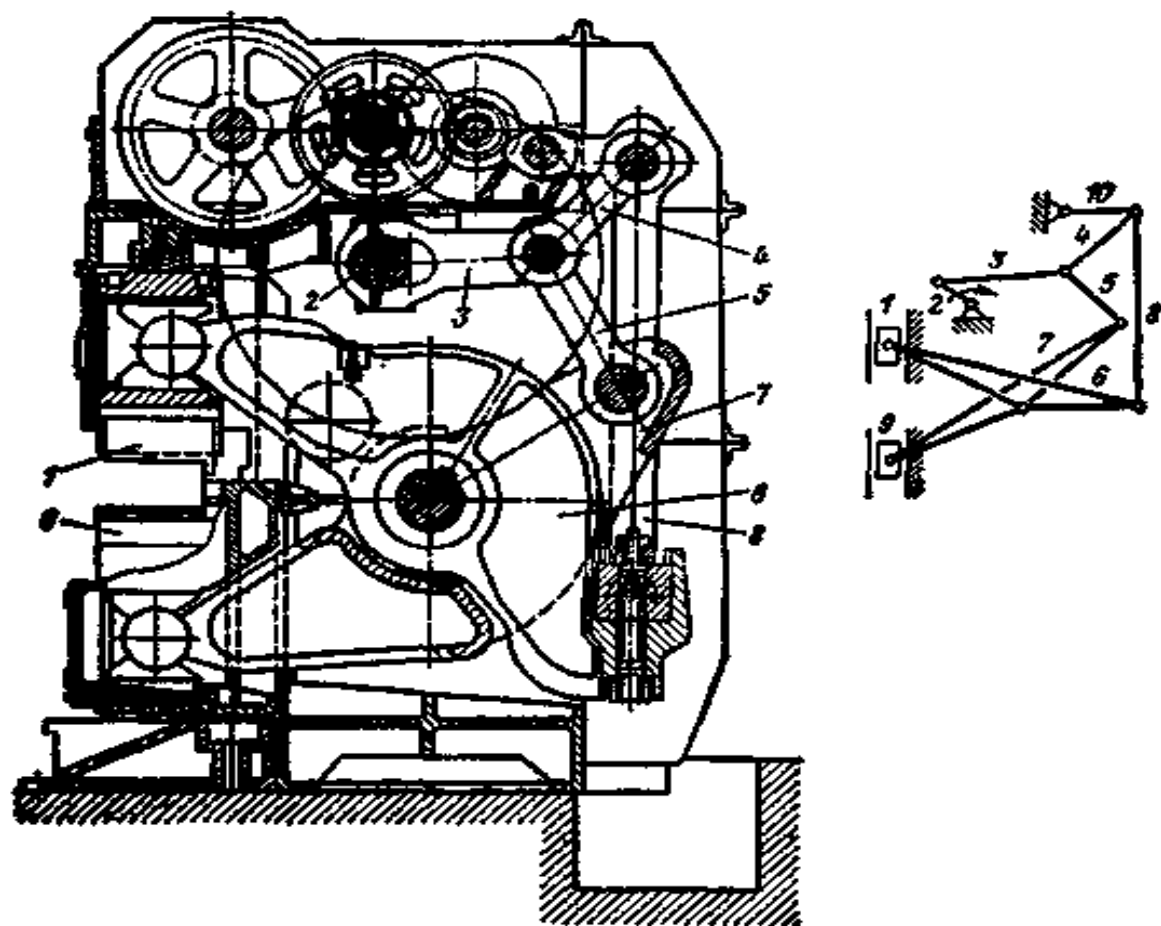


图 2-155

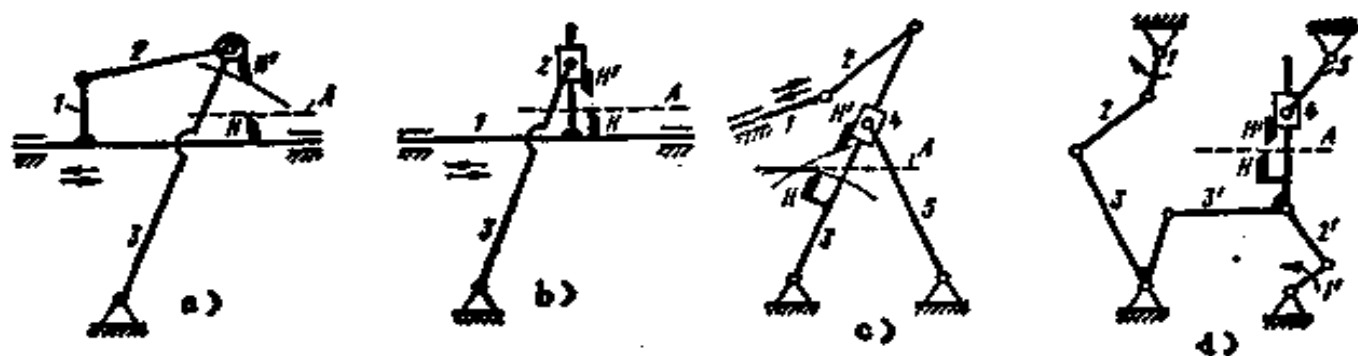


图 2-156

剪刀的杠杆回到原来的位置（利用气缸）。

b) —— 与 a) 相似。仅用滑块 2 代替了杠杆 2。这时，侧隙保持不变，而排除了剪刀的转动。

c) —— 示出了前述简图的发展，但是此处没有排除剪刀相对于钢板的转动。

d) ——带两个曲柄 1 和 1' 的 9 杆机构 1、2、3、3'、2'、1'、4、5，当改变曲柄的速度时，被切下那一段的长度也随之改变。

图 2·157 飞剪剪切机构的简图。机构带有两个曲柄 1 和 1'。用构件 2 和 3 连接的剪刀 H 和 H' 作平移运动。

图 2·158 三种偏心飞剪的简图。飞剪带有两个主动构件 1 和 1'。剪刀 H 和 H' 固定在四杆机构 1、2、3、4 和 1'、2'、3'、4' 的连杆上。

图 2·159 飞剪剪切机构的简图。飞剪制成双重的曲柄机构 1、2、3、4、5 的形式。用选择构件尺寸的方法可以改变上剪刀的运动轨迹。传动机构可以用曲柄 a)，也可以用凸轮 b)。

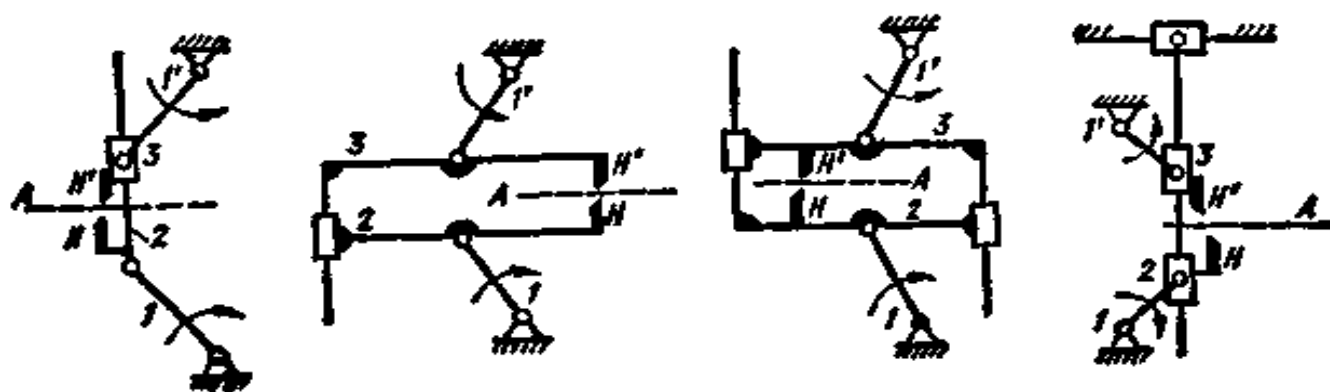


图 2·157

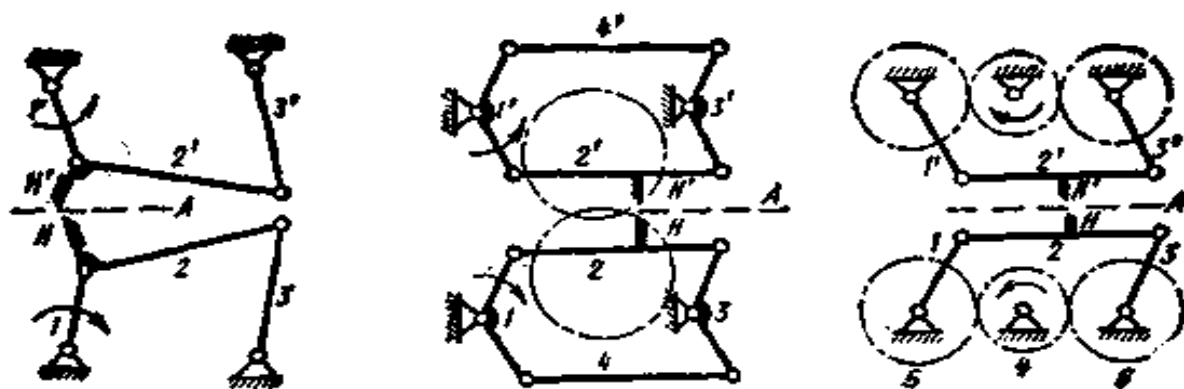


图 2·158

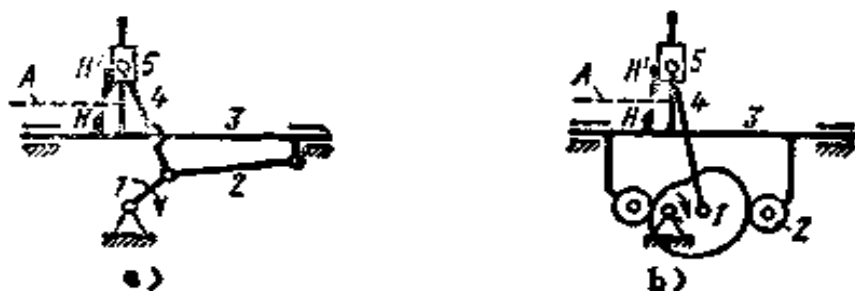


图 2-159

图2-160 双滚筒式飞剪简图。该飞剪未经平衡，但结构简单。沿辊道运动的钢板，通过与滚筒2和3一起旋转的剪刀H和H'之间，当剪刀刃相遇的瞬间，钢板被剪切。这种飞剪机主要用于连续式的小型轧机和焊接管坯轧机上。

图2-161 摆动式飞剪的简图。借双偏心轴1使剪刀H和H'互相靠拢并剪切钢板2。这时两个剪刀围绕偏心轴的固定轴向钢板运动方向回转，并靠弹簧3回复到原始位置。用于钢板速度不超过1.5米/秒时。

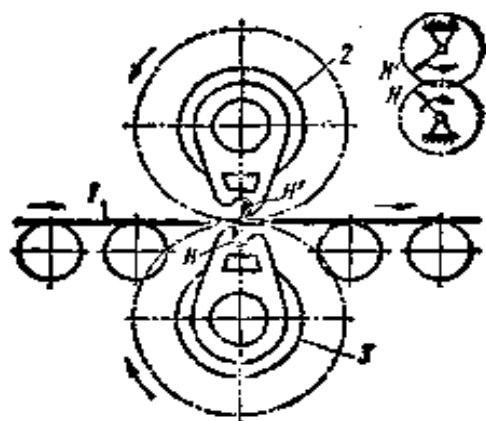


图 2-160

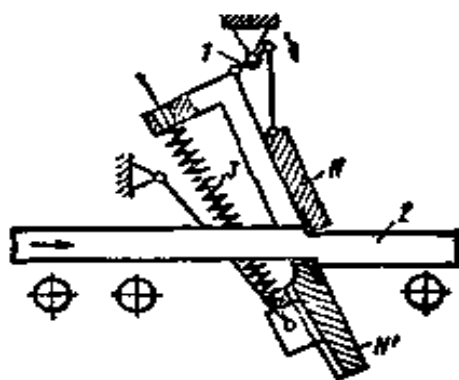


图 2-161

图2-162 蒸气（或空气）驱动的杠杆摆动式飞剪简图。在带有下刀架的摇杆2的导路里，移动上刀架3。上刀架3用杆4与蒸气（或空气）气缸6的活塞杆5铰链连接，同时又与摇杆1相连。在开始剪切前（位置1），坯件通过刀片之间的间隙，使旗形开关偏转，接通了配气器，使蒸气（或空气）在得到信号之后进入气缸6的上部气室。于是刀架3向下移动，使摇杆1和2

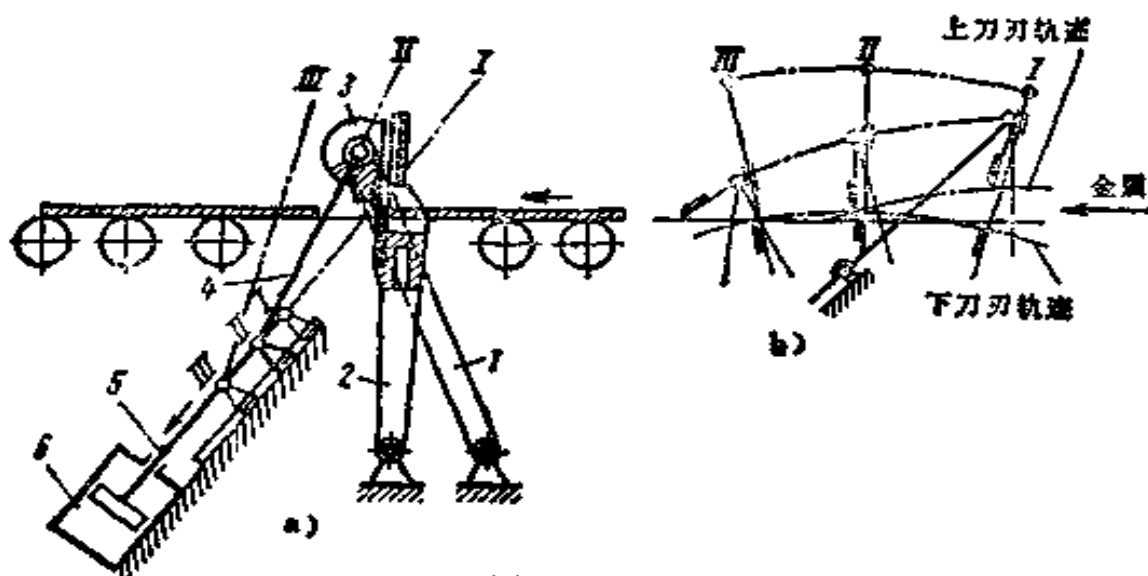


图 2·162

向左偏转。此时剪刀收拢并在行程上切断钢板（位置Ⅱ）。当活塞继续向下运动时，上刀架被钢板推向左方（位置Ⅲ），而由于把蒸气（空气）送进气缸6的下部气室，剪刀回到原始位置。

在图2·162 b) 示出位置Ⅰ—Ⅲ的剪刀刃的轨迹。

在钢板的速度达到4米/秒时，被切钢板的截面可到 100×1000 毫米。

图2·163 用于小型轧机的单滚筒式飞剪机构简图。与滚筒4铰链连接的杠杆2带有刀片1。安装在不动导路内的滚子3，在切削连续运动着的钢板时，作用在杠杆上，因而使刀片合拢。滚子3之间的距离可以调整。在图上于剪刀机构的范围内未画出钢板来。

图2·164 用于剪切圆钢和角钢的单滚筒式飞剪机的结构。楔紧在转动轴1上的滚筒2带有杠杆3，杠杆3带有刀片6，刀片6用弹簧8分开。从滚筒的右面和左面，沿不动轴5可以移动滚子4，滚子4是用电磁铁放下的，在切削时使带有刀片6的楔形爪7合拢。在滚筒旋转了相当于钢材给定长度的一定转数之后，在使剪刀转动的减速机的轴上的转数计数器给信号接通电磁铁。

图2·165 飞剪机的空切机构简图。当钢板的速度不变时，

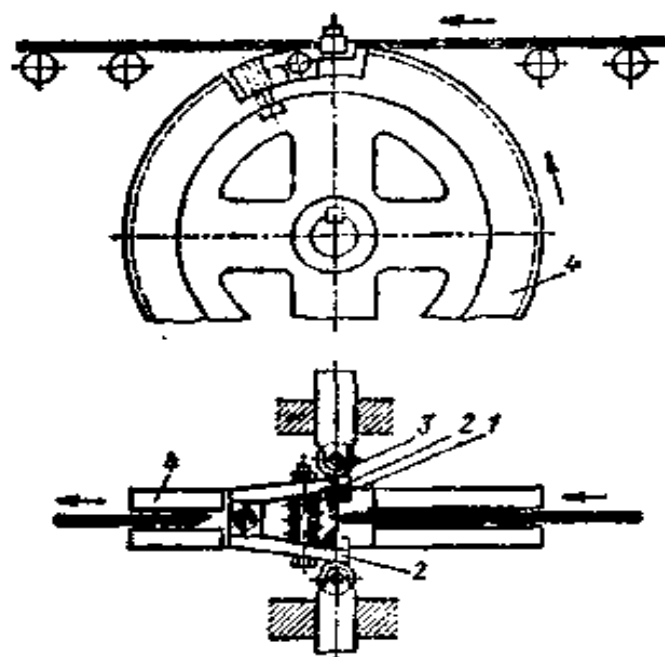


图 2-163

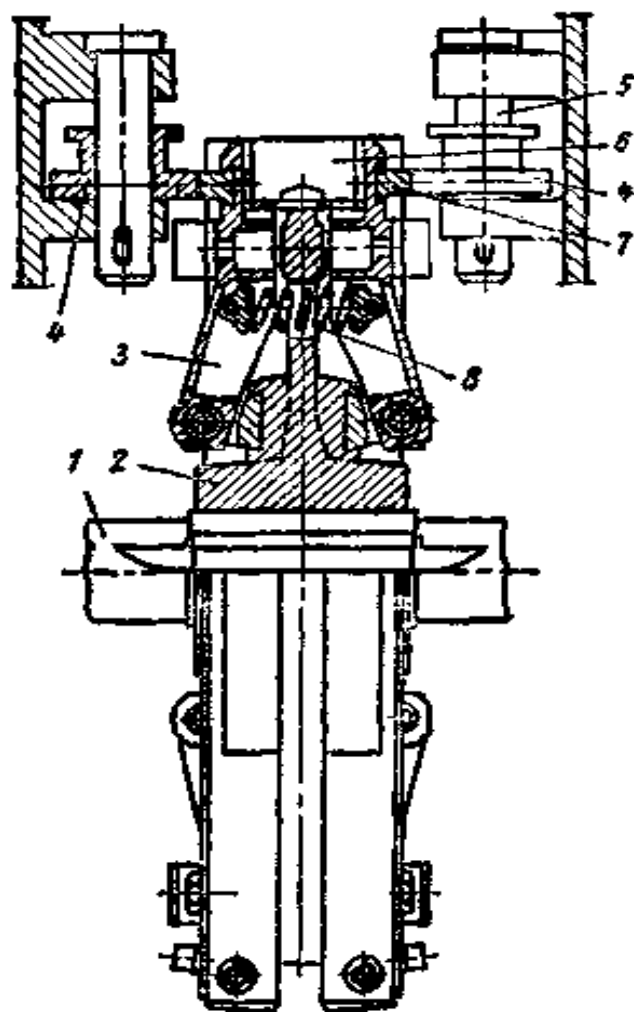


图 2-164

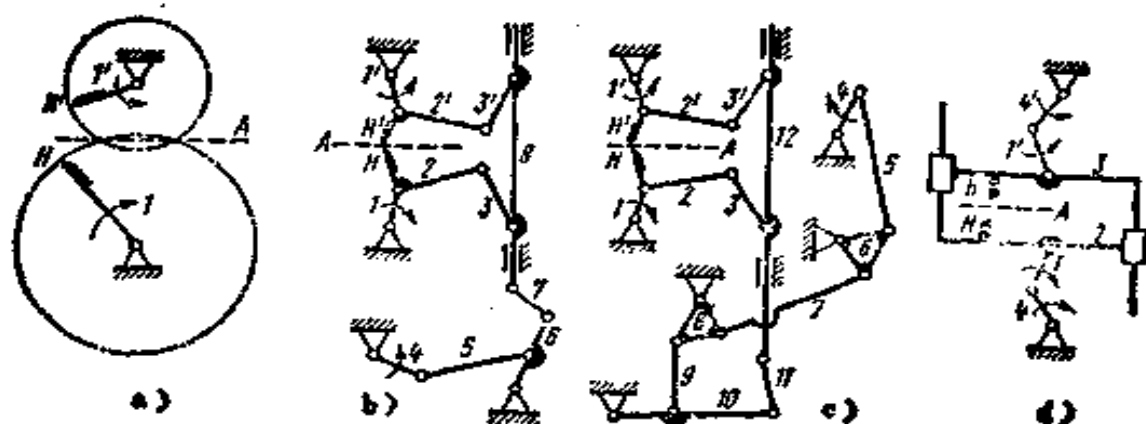


图 2-165

减少剪切机构曲柄的平均速度，被轧钢板被切的一段长度增加，而在空切时得到成倍的长度。在剪切时，剪刀和钢板的速度的一致，是借带有不均匀运动从动构件的平衡机构达到的，此时有相

当大的惯性载荷。在双滚筒飞剪机构中（图2·165 a），刀片的不等角速度是这样选择的，经过主动构件的两、三转，当圆周速度相等时，两刀片相遇。在偏心剪刀中，由曲柄1和1'与连杆2和2'带动的摇杆3和3'与空切机构4、5、6、7的框架8相连（图2·165 b）。在框架上面的位置发生剪切，在下面位置为空切。若被切段的长度范围大，则空切机构4、5、6、7、8、9、10、11变得复杂（图2·165 c）。空切也可能在以下情况得到，若主动构件1和1'的支撑（图2·165 d）在偏心轴套（构件4和4'）之内回转，轴套可与曲柄1和1'同向回转或者反向回转。使曲柄和轴套的角速度的值配合起来可以得到一、二、三或更多次的空切。剪刀H和H'用导杆2和3连接。

图2·166 ЦНИИТМАШ（苏中央重型机械科学研究院）双滚筒飞剪机空切机构简图。主动构件1和1'借杆2和2'把运动传给滚筒3和3'以及楔紧在它们上面的刀片H和H'。当转动附加曲柄4和4'时，实现空切。

图2·167 飞剪机空切机构的简图。安装在滚筒1'上的挡铁2借助于杠杆3使凸轮4运动。凸轮4抬高框架5和与框架5在一起带有剪刀的上滚筒。

图2·168 带空切的小型轧机的双滚筒飞剪机简图。钢板1

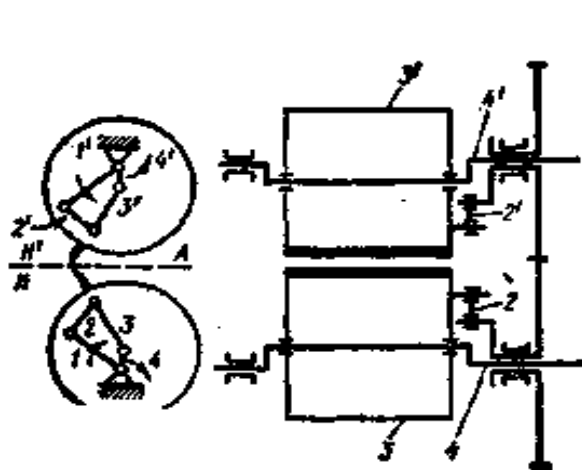


图 2·166

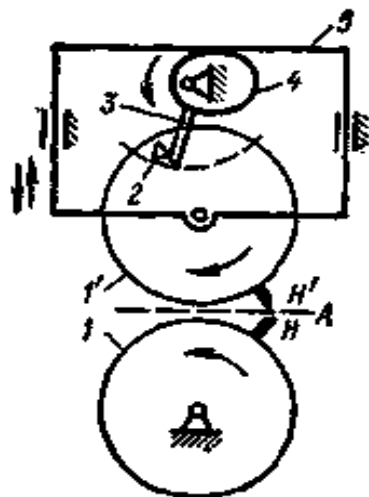


图 2·167

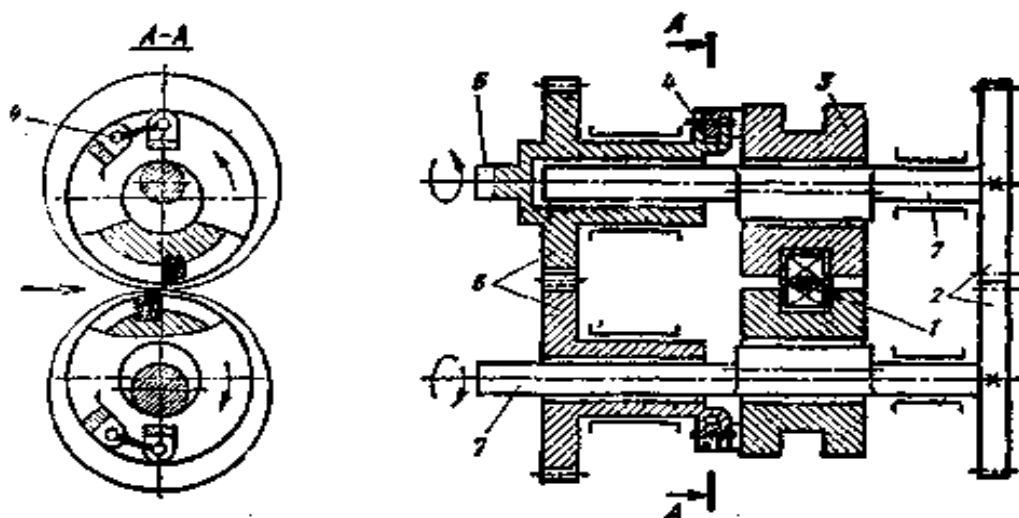


图 2-168

由送料辊送入滚筒 3，在滚筒 3 上装有剪刀，它由主电机经过减速机、轴颈 5、齿轮 6 以及钩环 4 带动。空切机构由一个单独的电动机通过偏心轴 7 和齿轮 2 来传动。所需要的滚筒角速度 ω_6 和偏心轴角速度 ω_7 的比值，靠电动机间的电气联系来保证。当 $\frac{\omega_6}{\omega_7} = 1$ 时，飞剪在没有空切下工作。若 $\frac{\omega_6}{\omega_7} = 2$ ，则将有一次

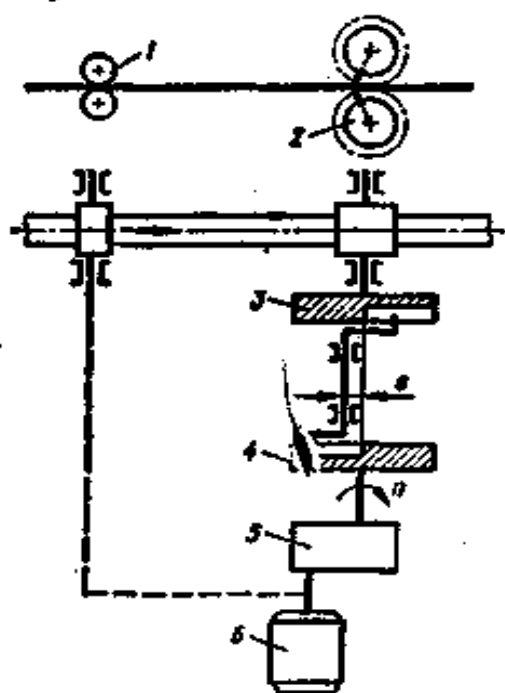


图 2-169

空切，且所切长度增加一倍。

图 2-169 带双曲柄机构的飞剪筒图。在剪切的时候，使剪刀和钢材的速度相等。双曲柄轴的回转轴线和导杆 3、4 的回转轴线之间的偏心 e 是可调的。如果要求增加被切段的长度，则降低由电动机 6 和变速箱 5 带动的主动导杆 4 的转速 n ，并这样来选择偏心 e ，即使滚动的瞬时角速度在剪切时增加，而刀刃的线速度近似地与钢板的速度相等（1——送料辊；2——飞剪）。

图 2-170 具有径向均匀速度的曲柄式飞剪筒图。刀架 2 自由地装在曲轴 3 的轴颈上，曲轴 3 装在偏心轴套 1 内，经万向接

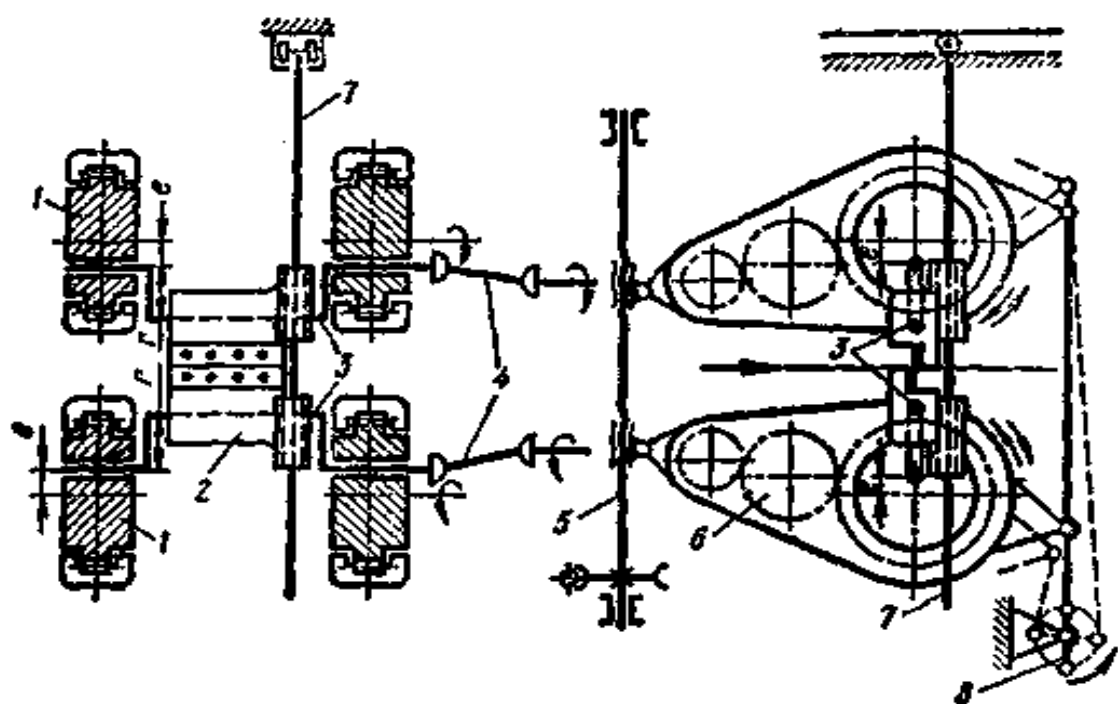


图 2·170

轴 4 与两个电动机相联。导向杆 7 穿过刀架 2 的套筒，保证了剪刀的平移运动。

偏心轴套 1 经过齿轮传动 6 与曲轴 3 由同一个减速机带动。如果轴套 1 的偏心距 e 和曲轴 3 在方向上正好重合，则将切下最长的一段，此时刀片轨迹的半径 R 为 $R_{\max} = r + e$ 。

若轴套 1 回转 180° 则得到最小的一段，此时 $R_{\min} = r - e$ 。当转动蜗杆传动的螺旋 5 时，可以调整轴套 1 的位置。转动空切机构的双曲柄轴 8 可以周期性地分开两个轴套 1 的外壳。若 ω_3 减少到 ω_3 的 $1/2$ 、 $1/3$ 、 $1/4$ 时，则剪刀在每 2 转、每 3 转或每 4 转时相遇一次。当 $\frac{\omega_3}{\omega_3} = \frac{1}{4}$ 时，剪切段的最大长度为 11 米。

图 2·171 冷切薄钢板并带有空切和均匀速度机构的曲柄杠式飞剪的简图。两个对面回传的曲轴带有刀架 1（带有刀片），刀架 1 与杆 2 铰接 ($l_2 > r_1$)，杆 2 连接于框架 3。

当将轧件切成 3 ~ 6 米的长度时，剪刀工作在第二转时有空切，为此框架 3 借杠杆 4 下降，杠杆 4 由曲柄机构带动，曲柄机构以飞剪速度之半转动。

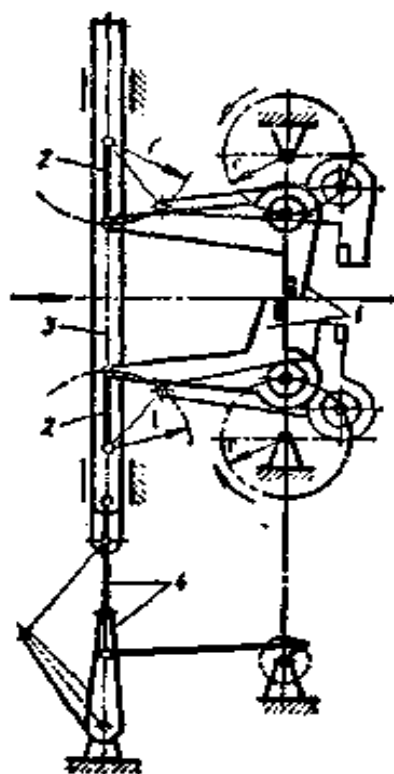


图 2·171

当框架下降时,两刀片不相遇。飞剪装有速度均匀机构(见图2·169)。

图2·172 结构可变的曲柄式导管冲床的简图。

相位 I —— 曲柄回转, 冲头 1 和压料板 3 向下, 到压料板与毛坯 2 接触。

相位 II —— 压料板不动, 冲头冲压毛坯。

相位 III —— 冲头和压料板一同下降, 挤压毛坯的热金属进入冲头和凹模之间的环状缝隙。

相位 IV —— 冲头升高, 压料板停留在下面的位置。

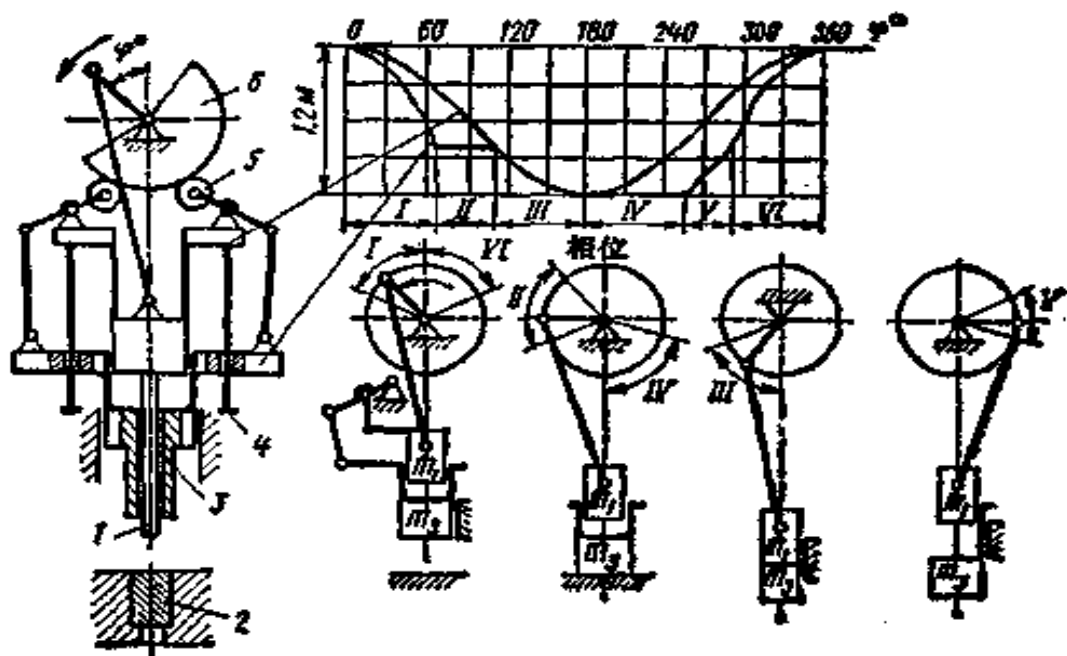


图 2·172

相位 V —— 冲头和支在支撑 4 上的压料板升高。

相位 VI —— 冲头和压料板继续升高, 滚子 5 与靠模 6 接触。

图2·173 具有可变结构和给定构件相对运动的挖掘机步进

机构：a) ——借助于四杆机构 1—2—3—4 移动悬在连杆 2 下面的板 5 的瞬时；4—挖掘机机体，固定不动并作为机架；
 b) ——挖掘机开始移动，板 5 已与土地接触（结构改变）；
 c) ——移动挖掘机机体的瞬时和与这个阶段相应的运动简图。

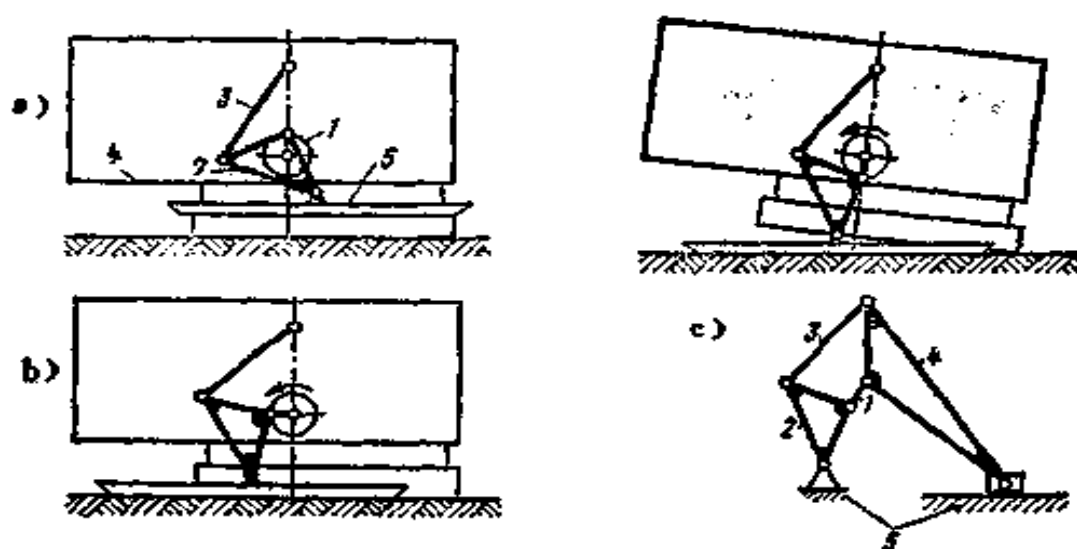


图 2·173

图2·174 传动放在一侧的开坯机的推床简图。用楔子 6 将推床的导板 12 固定在用齿条传动 2 移动的推杆 3 上，导板 12 与可更换的防护板 13 联在一起。在轧辊旁边操纵钢锭由在弹簧作用下的导板 9 实现，导板 9 与基体用铰链连接。导板用定位器 11 来定位。推杆 3 支在用防护板 8 防护的小车 5 上，1 和 7 为事故用的支撑，板 4 保护推杆 3 免受热辐射。10——弹簧。

图2·175 初轧机和板坯轧机的钩式翻钢机简图。转动轴 2，借助于构件 3 和 4，在导向槽里，翻钢机的导板 1 之一可以移动钩 6（图2·175a），钩 6 的下部位于辊道的辊子之间。当提升钩子时，毛坯 5 相对其边缘翻转 90°。在平行四边形式翻钢机中（图2·175b），由曲柄 1 用平行四边形 2 提升导板 3，小车的滚子 4 沿导板 3 滚动。固定在翻钢机推板 5 上的杆 6，使执行翻转的钩子移动。

图2·176 分别实现翻转和操纵程序的钩式翻钢机，它用于陈旧的轧机。翻钢机的钩 5 与传动装置 2—3 以及导杆杠杆系统，

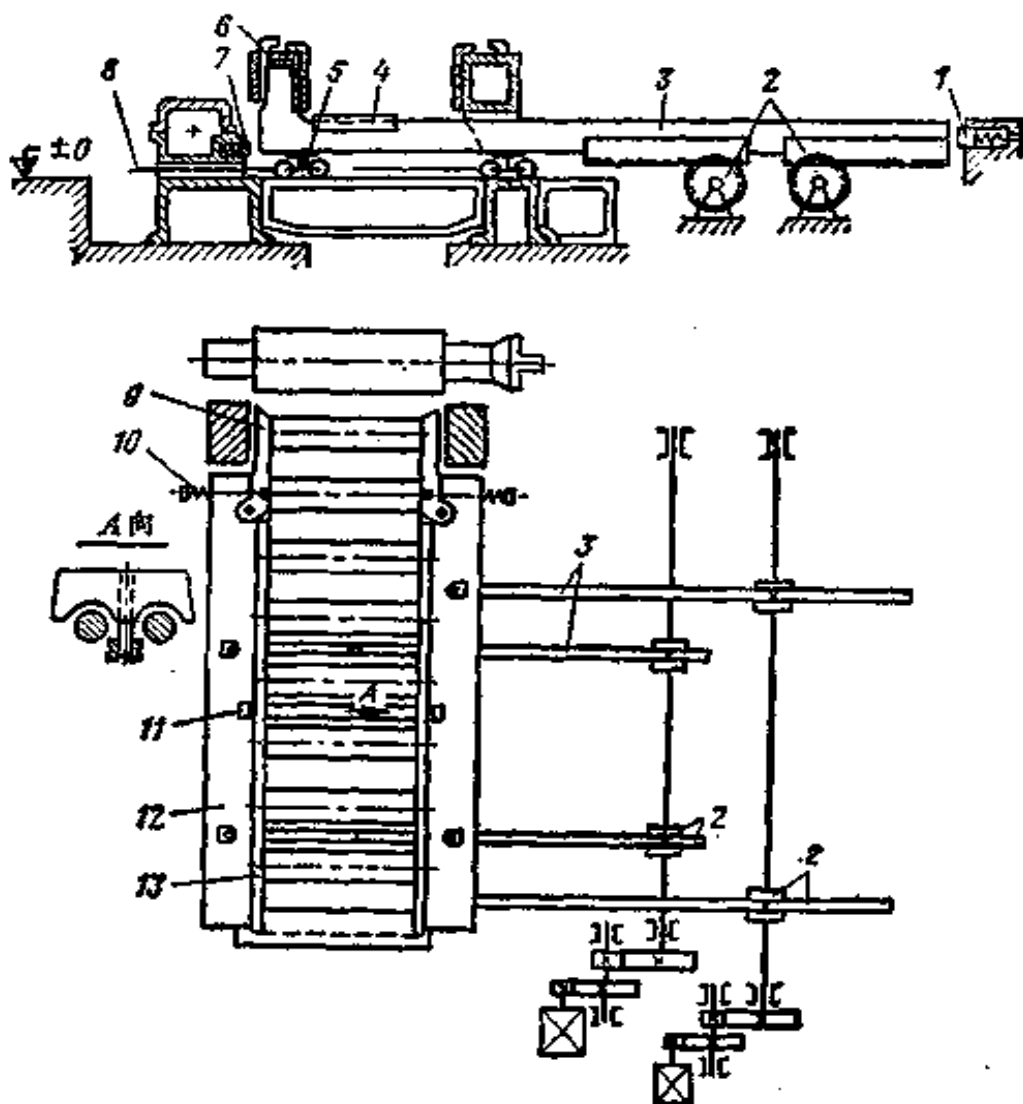


图 2-174

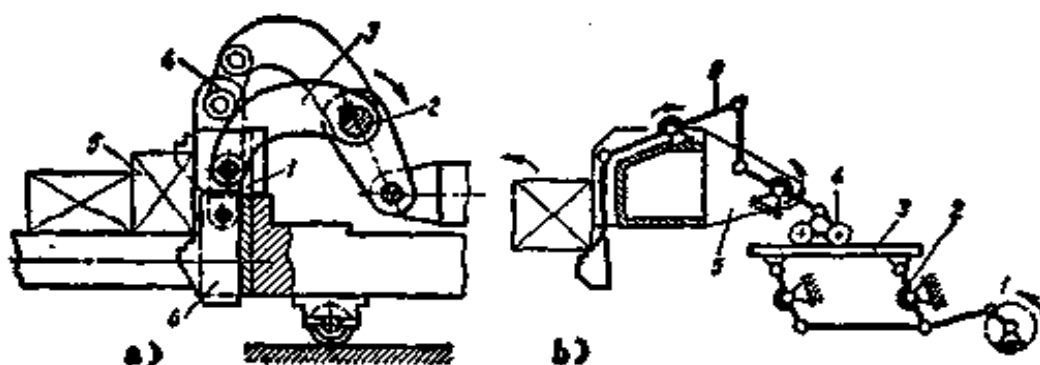


图 2-175

一起安装在翻钢机右面的导板 4 上。导板 1 由单独的齿轮齿条传动来带动。

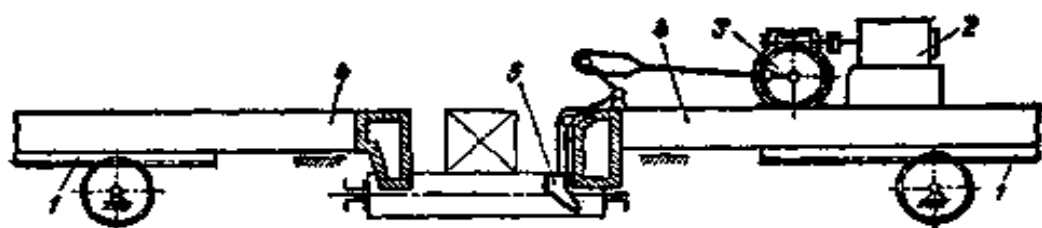


图 2·176

图2·177 初轧机的翻钢机，包含有防止事故损坏的杠杆系统，这种事故可能发生在放下钩子在钢锭上再一次翻转的时候。在简图中预先给出构件1，它有可能把放下的钩子移入导板的槽内。

图2·178 翻转钢锭的机构：a) ——机构的结构图；b) ——运动简图。电动机带动曲轴1，曲轴通过连杆2使齿条差速器的框架3摆动。这时齿轮4围绕固定齿轮5滚动，从而移动齿

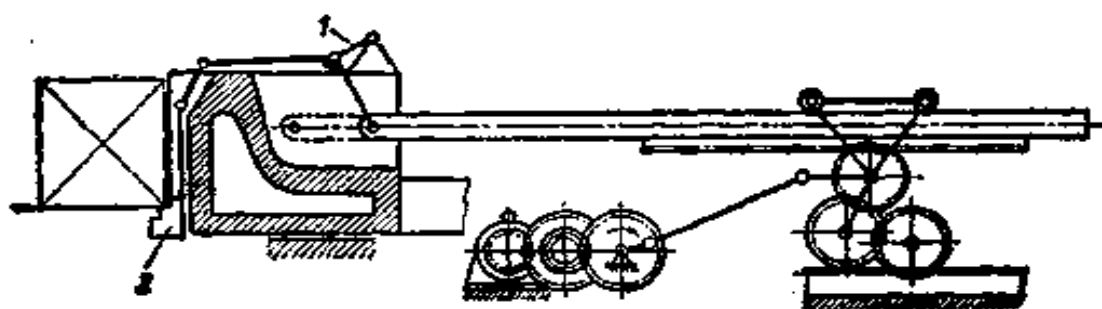


图 2·177

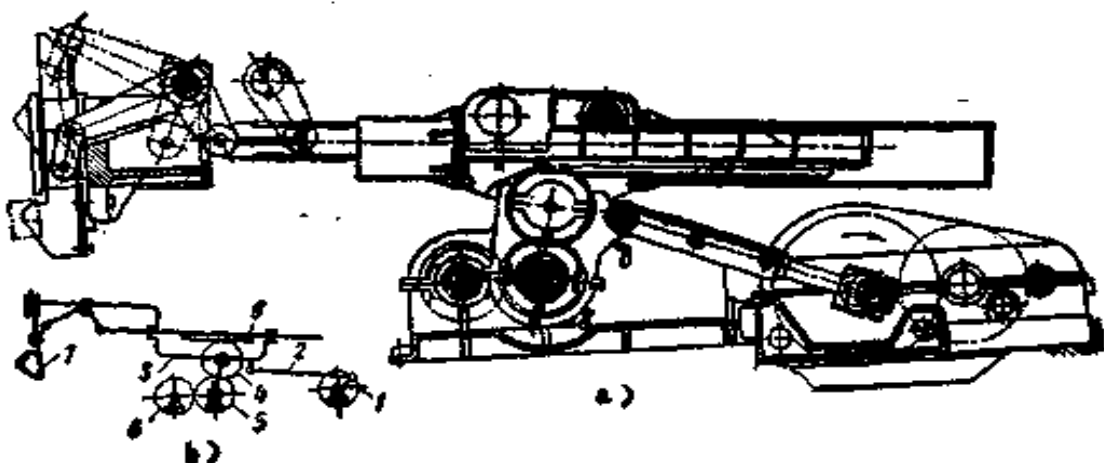


图 2·178

条6，因此而升起或放下翻钢机的挂钩7。齿轮8用来带动差速器。差速器与齿轮4、5以及翻钢机的导板成活动连接。

图2·179 翻转钢锭、毛坯和各种型材的机构：a) ——示意图，b) ——运动简图。当轴1转动某一角度时，角铁2的垂直面和水平面就相应地占据水平和垂直位置。角铁2转动时，滚子3顶在导槽的垂直壁上。

图2·180 钩式翻钢机。在翻钢机中为了消除由其工作引起的震动，可以利用绳传动或绳以代替刚性构件。当将传动部分装在导板上(图2·180b)或装在基础上(图2·180a)时，可以应用绳传动1。

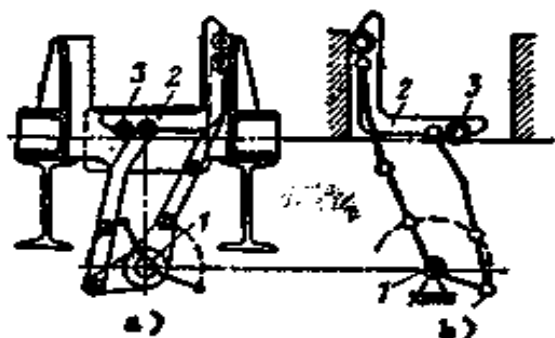


图 2·179

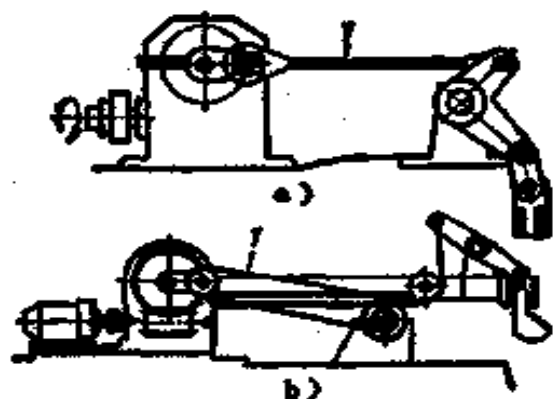


图 2·180

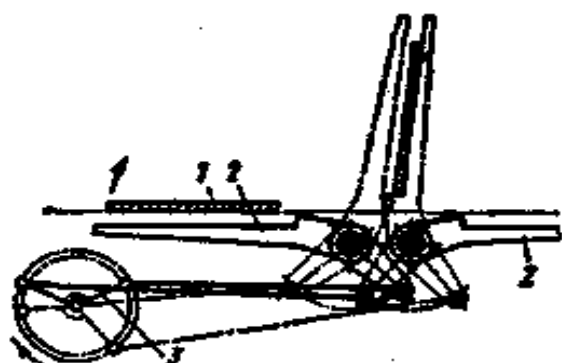


图 2·181

图2·181 检查板坯时用的翻钢机简图。转动一对曲柄3(或扇形齿轮)，板1首先被抬高，然后被合拢的杠杆2抓住并被搬到右面。

图2·182 液压推料机简图。在推料机中，工作行程液压缸的不动的柱塞2作为反行程柱塞1的缸，而杆4的悬挂是由一对“λ”形机构实现的(图2·182a)。不需要应用磨损较快的齿条传动、导路、滚子、滑块等。当推料机的行程 $L=480$ 毫米并给定杆4的倾斜量 $\angle = \pm 1.5$ 毫米(图2·182b)时，构件的尺寸可如下求得：

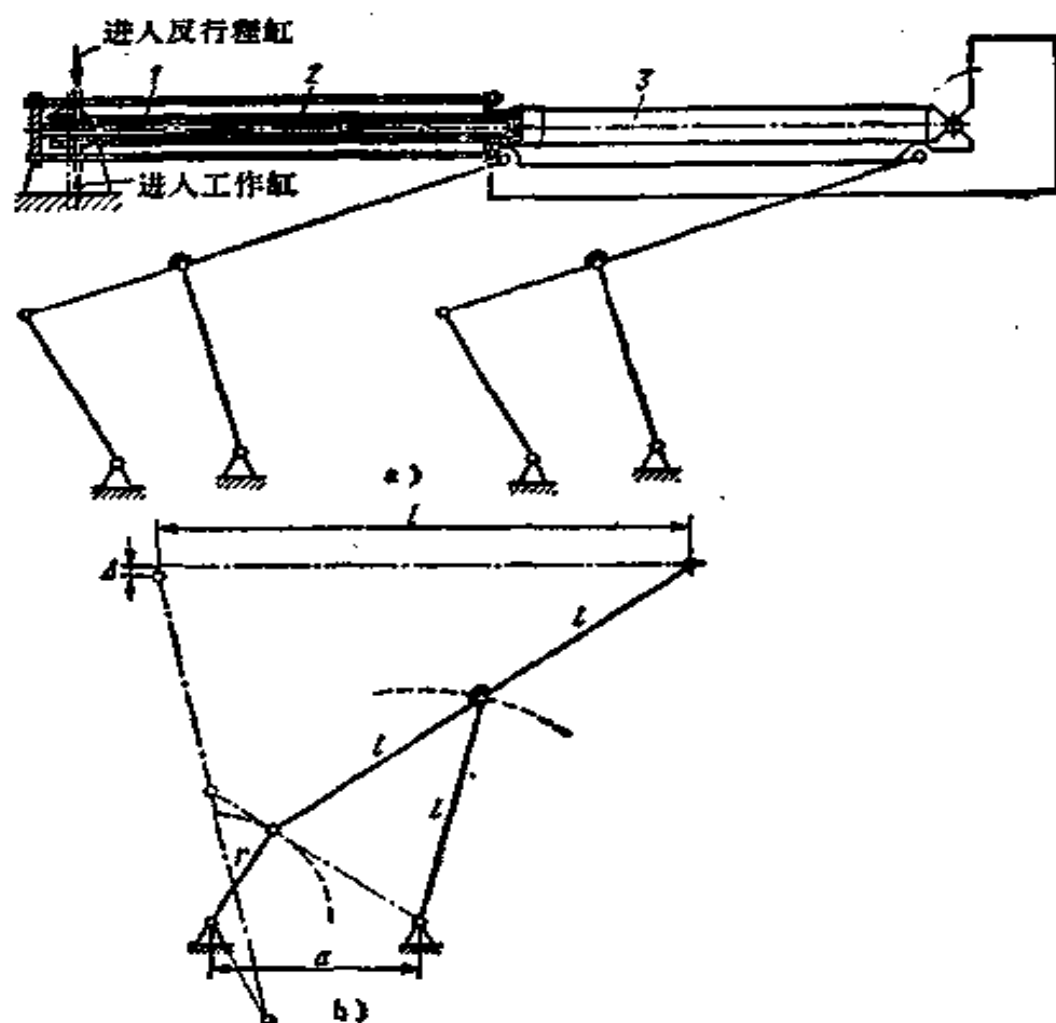


图 2.182

$$a = \frac{L}{A}, \quad r = \rho a, \quad l = \frac{a}{2} (3 - \rho)$$

式中 ρ 和 A 通过参数 $p = \frac{2\Delta}{L}$ 来决定。

对于所研究的情况 $p = \frac{2 \times 1.5}{480} = 0.00625$, 根据巴拉诺夫的表格 (参阅 Г. Г. Баранов, Курс теории механизмов и машин, Изд. 4-е, М., Машиностроение, 1967) 查得:

$\rho = 0.58$; $A = 2.6$, 由此 $a = 185$ 毫米;
 $r = 107$ 毫米; $l = 224$ 毫米。

图 2.183 没有普通钩子的翻钢机简图, 当翻钢机的导杆移

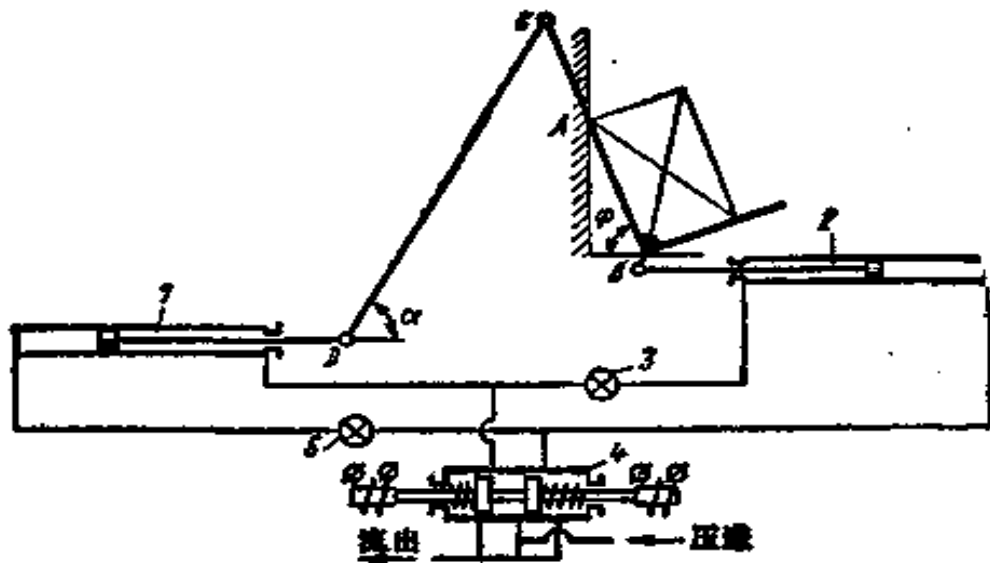


图 2-183

动最小时，各种不同高度的矩形截面的翻转的可靠性用有两个自由度并带有角度执行构件的杆件体系来保证。角度执行构件完成 90° 角的往复回转运动。翻转钢锭是在转动翻转角铁时实现的，翻转角铁是用由节流阀3和5以及换向阀4调节的液压缸1和2带动的。液压缸1和2的柱塞的速度比，应当满足以下等式

$$\frac{V_1}{V_2} = - \left[1 - k \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \varphi} \right) \right]$$

式中 $k = \frac{l_{BC}}{l_{AB}}$ —— 钢锭的高度系数。

角度 α 与 φ 示于图上。

图2-184 把钢锭翻转到初轧机接受辊道上的机构简图（不用运锭车）。钳式吊车将钢锭装到支在缓冲器3上的翻锭机翻斗中之后（图2-184a），利用四个柱塞缸6和齿条传动使轴5转动，把翻斗倾倒入水平位置。翻倒的钢锭（图2-184b）用辊道送往轧机，而翻斗用液压缸转回到原来位置。翻斗在水平位置时，不妨碍从运锭车运往轧机方面的钢锭通过它，因为翻斗的底板4可以被钢锭顶偏，而绕轴2转到位置A。

图2-185 型材轧机的辊式推床简图。辊子2由液压缸4带动并且在非工作位置时下降到辊道水平面以下。在辊子2升起并

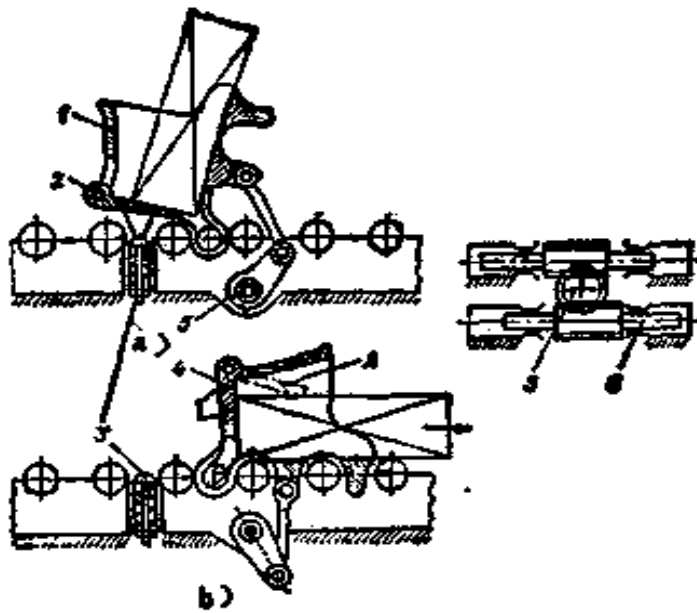


图 2·184

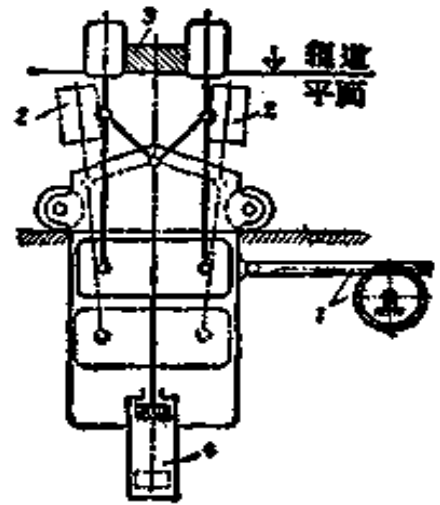


图 2·185

合拢时夹住轧件 3，推床（与翻钢机一起）由齿条 1 推动而横向移动。

图2·186 辊式翻钢机简图。翻钢机安装在大型轧机的摆动式升降台上。翻转机构由用液压缸 6 和 8 转动的辊子 3 和 4 组成。液压缸 6 和 8 安装在框架 9 上，框架 9 由提升翻钢机本体的液压缸 7 带动作垂直移动。

辊子 3 的杠杆与框架 9 用铰链 2 连接并由液压缸 8 控制。由液压缸 6 控制的辊子 4 的杠杆用铰链 5 安装在辊子 3 的杠杆上。翻钢机用齿条 1 移动。

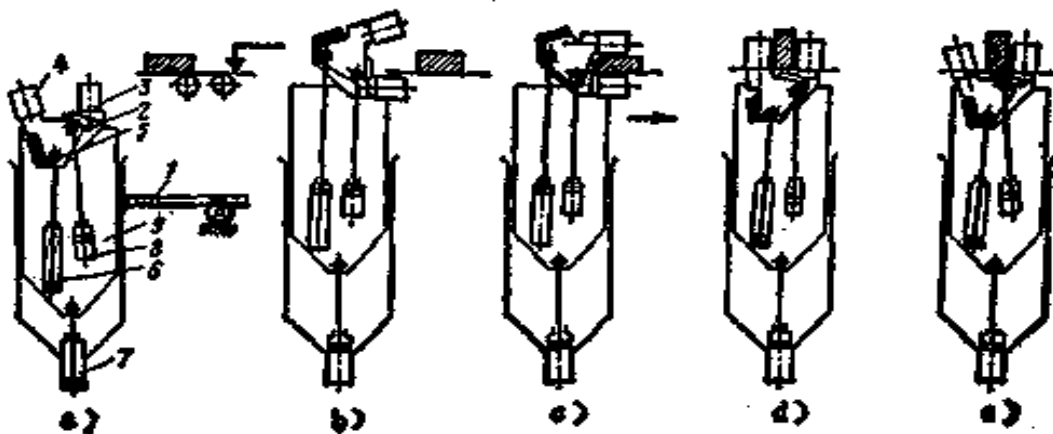


图 2·186

在图上表示翻钢机的如下一些位置：a) ——不工作时；b) ——夹住轧件之前；c) ——翻钢机水平移动同时夹紧轧件；d) ——翻转；e) ——辊子张开。这种简图的缺点在于辊子的合拢是有角度的，因此只有对厚度一定的轧件才能保证辊子与轧件的可靠接触。

图2·187 提升具有穿透孔制品的夹取装置：a) ——当进入（落入）穿透孔时；b) ——提升时。卡板3和供起重机吊钩用的把手1与杆2铰链连接。

图2·188 堆布机构。

图2·189 手动的铰链杠杆夹具。当围绕与托架7相连的轴6转动把手1时，使与把手1用铰链3连接的钩环2移动。用铰链4与板8连接的钩环2使板8相对于托架7的轴5转动。夹持的零件位于螺栓10下，当继续转动把手，在钩环通过死点位置以后，夹具锁住。夹具可由螺母9调节。

图2·190 刺刀夹具。带有压紧端头4的杆1上附有沟槽，双头螺栓的尾部嵌于其中。当用手柄2向左移动杆1并转动它时，螺栓尾部进入有很小倾斜角的螺旋槽中。在端头4与被夹零件压紧之后，建立了夹紧力，夹紧力由于自锁而被保持。夹具用于夹紧力小时。

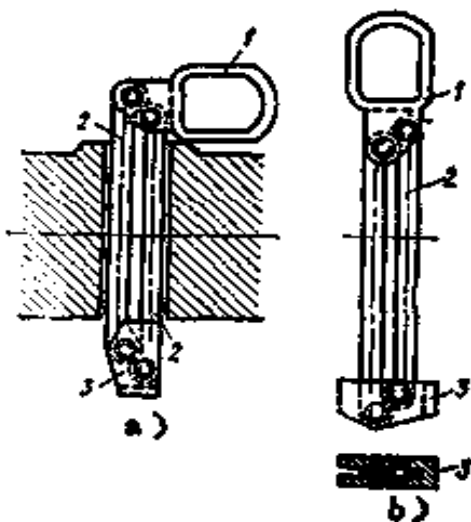


图 2·187

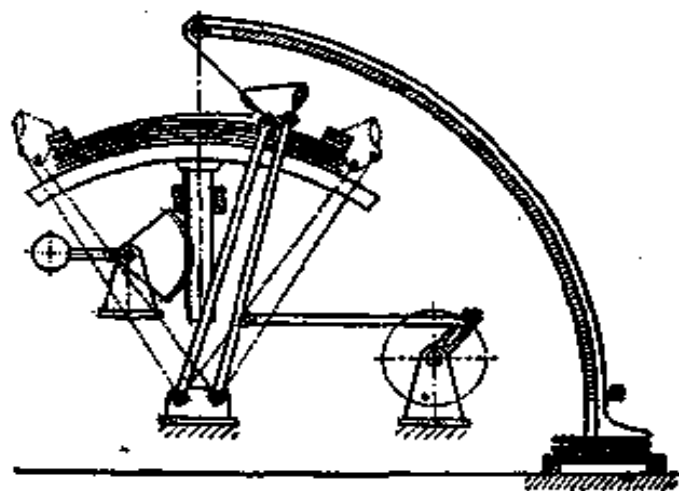


图 2·188

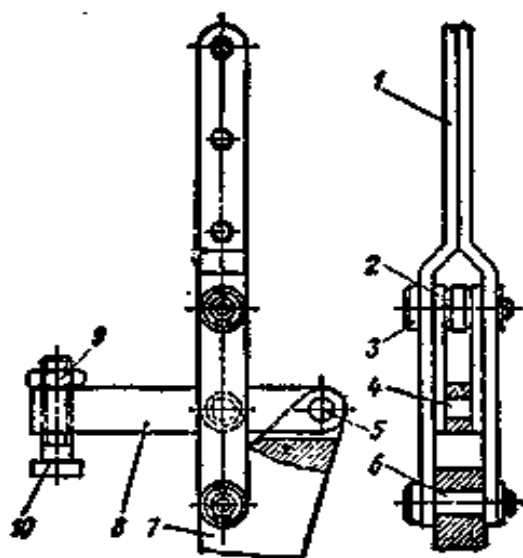


图 2-189

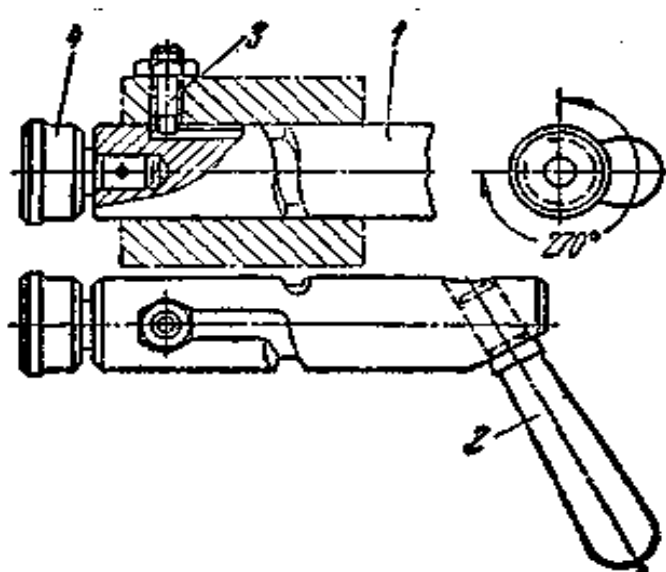


图 2-190

图2-191 气动夹具。用螺栓3系紧并由冲压件1和2组成的气缸本体上放置弹性隔膜4。杆6上的盘子5固结于隔膜4上。当注入空气于左面的腔中时，隔膜挠曲，推动杆6，夹住制品。当放出空气时，在弹簧7的作用下，隔膜返回到原来位置。

图2-192 夹取坯料的机构简图：a) ——活动夹板1，由凸轮2以及杆3和4带动；b) ——肘节杠杆简图；夹板1由凸轮机构2、3和杆4、5带动；c)、d) 夹板与滑架一起由多构件杠杆机构所带动。

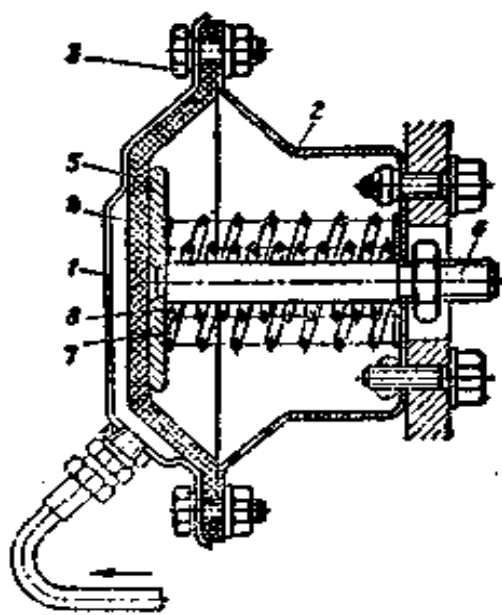


图 2-191

图2-193 材料（线材、棒料、钢板和带钢）进给机构简图：a) ——槽型滚子；b) ——平面的弹簧夹头；c) ——滚珠的弹簧夹头；d) ——操纵压紧板条；e) ——夹钳。

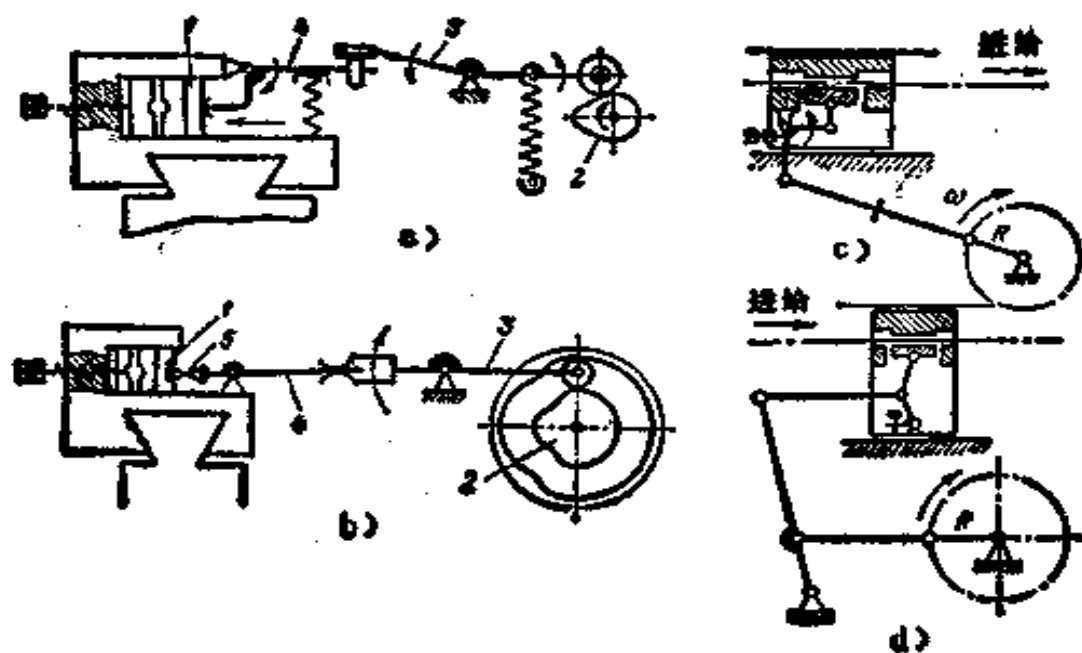


图 2-192

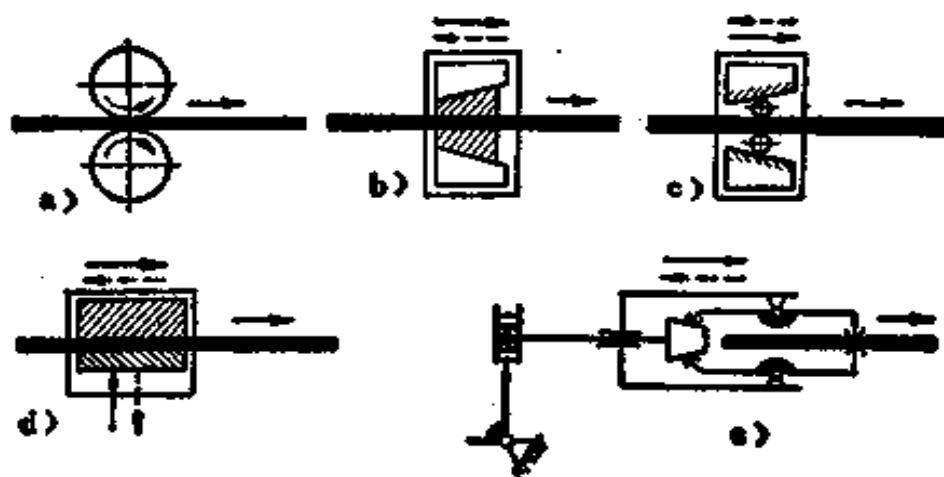


图 2-193

空间连杆机构

图2-194 斜盘机构简图。盘2在曲轴的斜曲拐3上转动。在固定槽中滑动的销1，能使盘2绕与销轴相重合的轴线和垂直于图示平面的轴线回转。

图2-195 具有倾斜曲柄的摆动圆盘。杆2与作为曲柄的主动锥体1相连。

图2-196 具有倾斜曲柄的摆动圆盘。

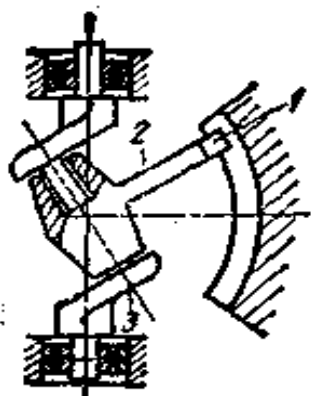


图 2-194

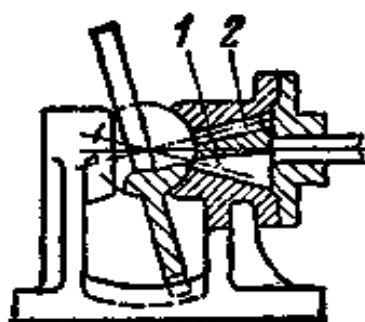


图 2-195

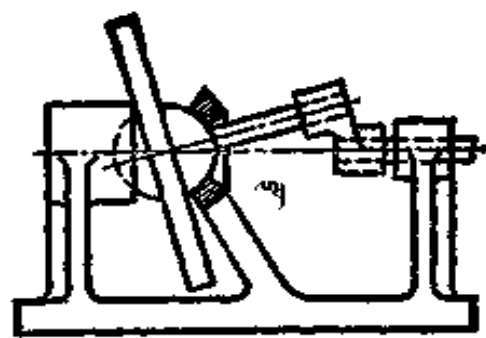


图 2-196

图2-197 缝纫机的梭子机构。曲轴3转动时，具有导向平面的杆2绕垂直轴线摆动，从而使摇杆1往复摆动。

图2-198 在具有逆向活塞的发动机中，通过斜盘1将运动由活塞传递给轴。活塞按正弦规律运动。

图2-199 由大齿倾角圆柱齿轮组成的齿轮传动，能得到大的传动比。它用于离心机、分离器等机器中。主动轴Ⅰ和从动轴Ⅱ可配置为相互垂直和成任意角度。

图2-200 由三对蜗杆副组成的同轴蜗杆传动，能获得大的传动比。若各蜗杆、蜗轮都相同，则 $i = \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^3$ 。

图2-201 马铃薯挖掘机构。

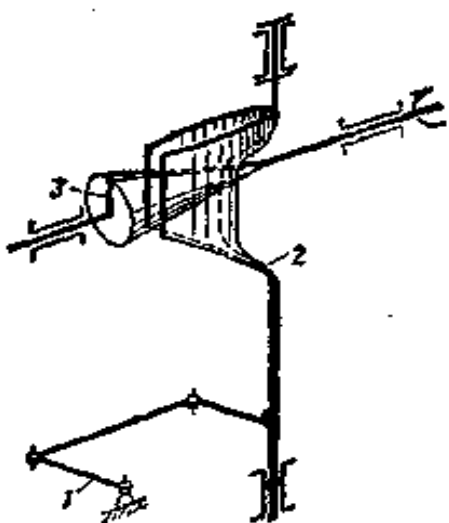


图 2-197

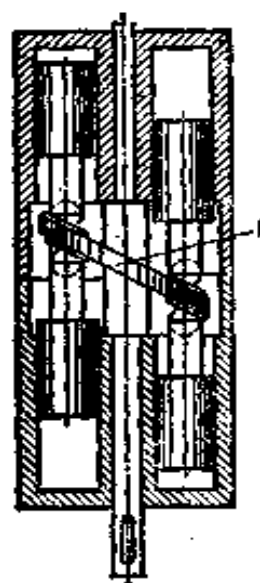


图 2-198

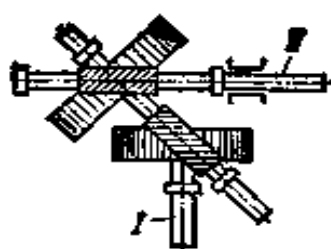
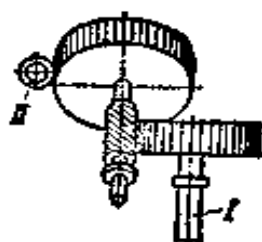


图 2-199

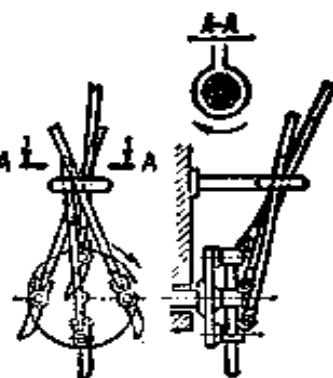
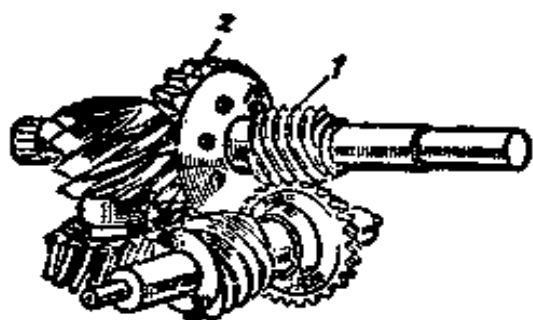


图 2-200

图 2-201

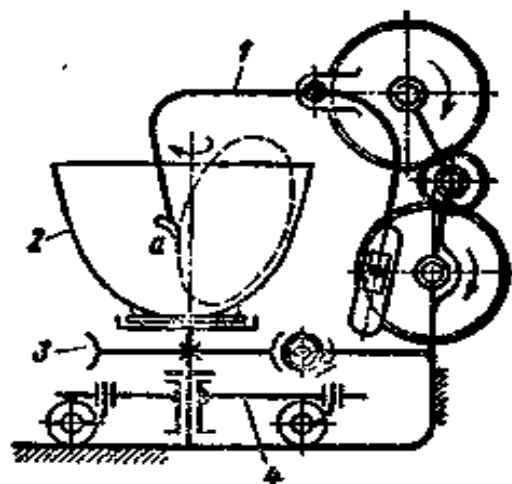
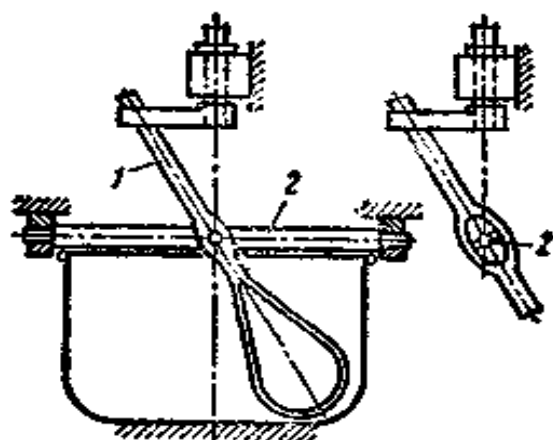


图 2-202

图 2-203

图2-202 搅拌器传动装置。搅拌器1的上端穿过曲柄的斜孔。搅拌器固结在摆动轴2上。

图2-203 和面机机构,连杆1上 α 点的轨迹与和面缸2的外形相同。利用蜗杆传动使面缸2转动,即可达到全部和匀。蜗轮3固结在小车4的轴上。

图2-204 和面机简图。具有球形铰链2的和面器1的空间机构,能保证面缸相对装于车4上的轴线转动时,和匀整个面缸。

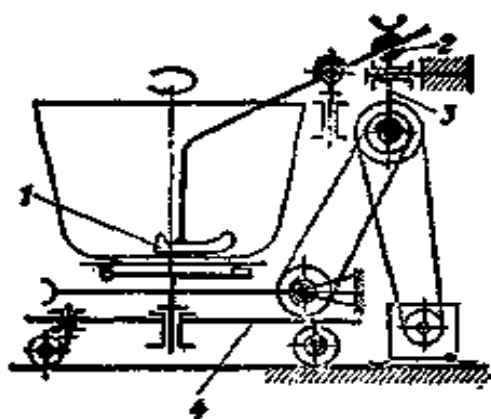


图 2-204

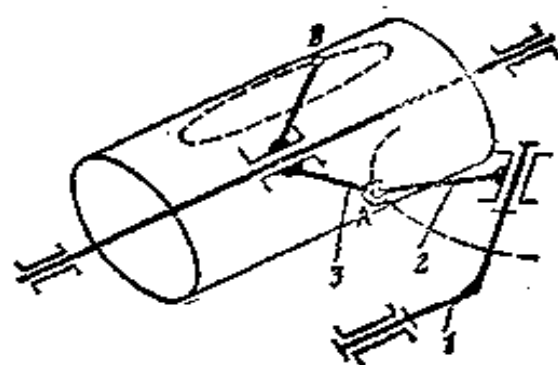


图 2-205

球形铰链内装在蜗轮3内。

图2-205 空间四杆钩线机构。用于使杆3上的B点在圆柱表面上描绘出预定轨迹；杆3相对固定导路可以转动和移动，因此B点总是位于圆柱表面上。杆2和3用球形铰链A连结。杆2相对曲轴1的斜曲拐仅能转动。

图2-206 传递两交叉轴间运动的球面机构。杆1、2和3同机架组成球面机构，而杆4、5同机架构成具有多余约束的空间二杆组。

图2-207 用于传递交错轴间回转运动的空间四杆机构。允许有安装误差。曲柄1和3的回转平面可以配置成任意角度；2为连杆。

图2-208 图2-207所示机构的结构。连杆2同曲柄1和摇杆3用球形铰链连结。当机器速度很高时应采用4级运动副（见图2-38）以消除绕过球心轴线的自由转动。

图2-209 缝纫机的针挺子机构。用图2-208所示机构使缝针运动。

图2-210 双线链缝的双针缝纫机钩子机构。钩子2和3用圆柱副与机架相连，由斜曲柄通过中间杆1带动。钩子上任一点所描画的轨迹都在圆柱面上。

图2-211 具有两个圆柱副1、2和一个球形铰链3的空间三杆机构。

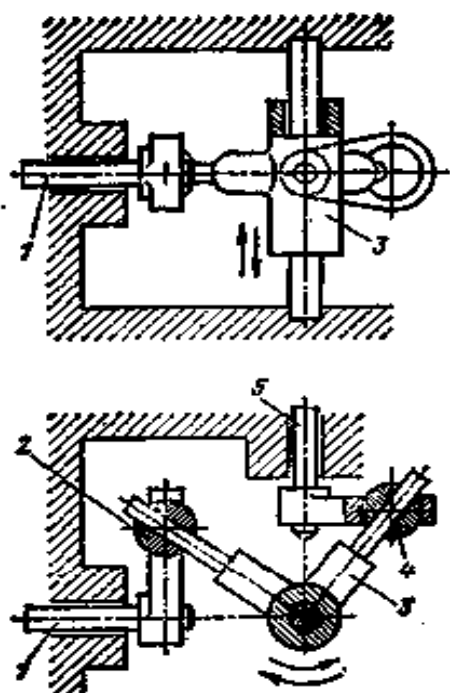


图 2·206

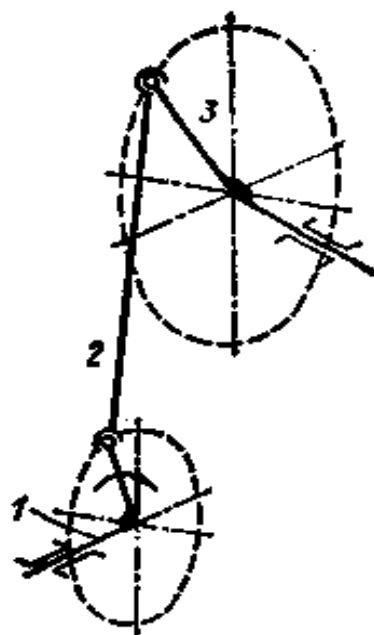


图 2·207

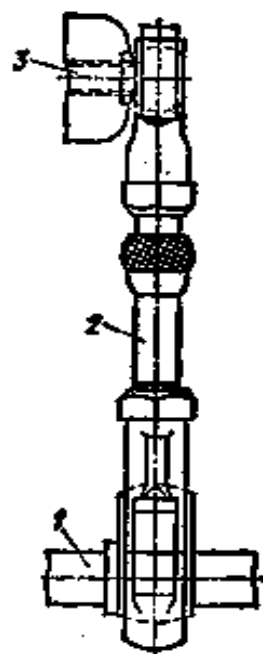
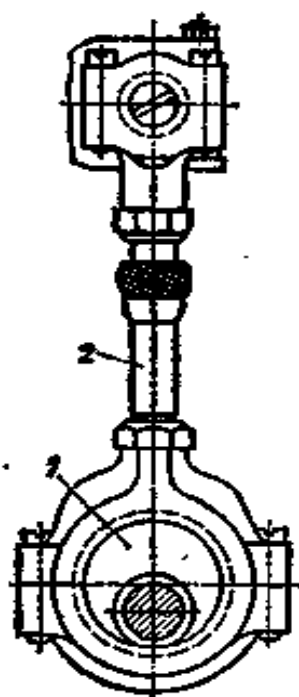


图 2·208

图2·212 具有两个圆柱副 2、3 和一个球形铰链 1 的空间四杆机构。

图2·213 飞机起落架。具有一个平移副 1、一个圆柱副 2 和

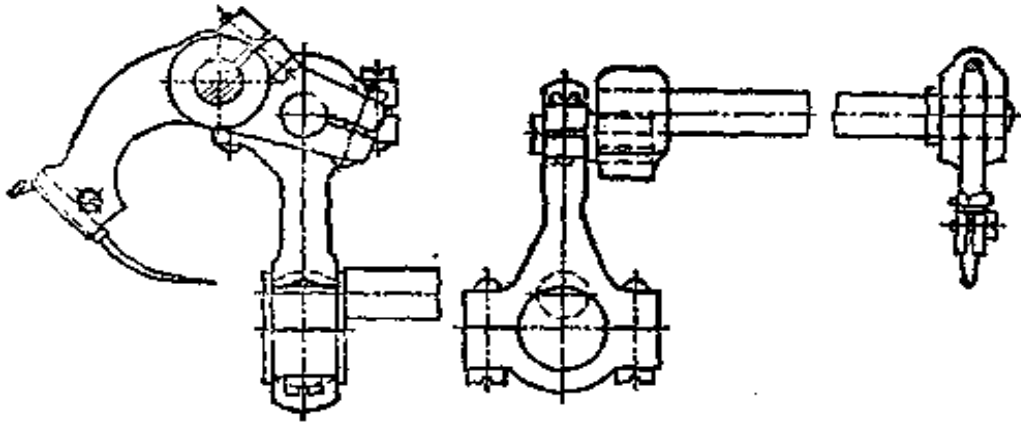


图 2-209

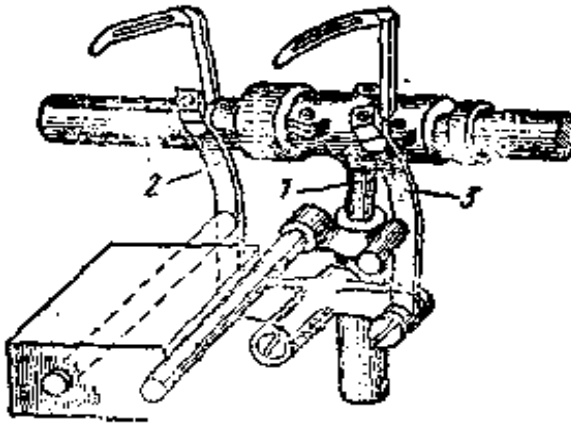


图 2-210

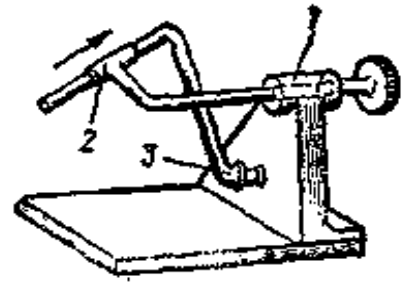


图 2-211

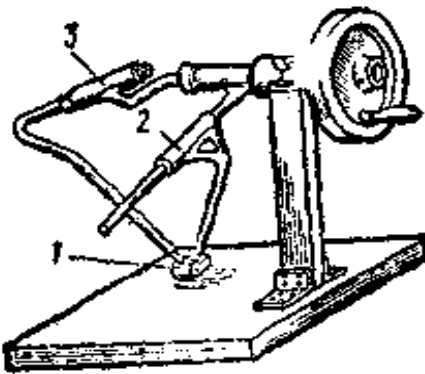


图 2-212

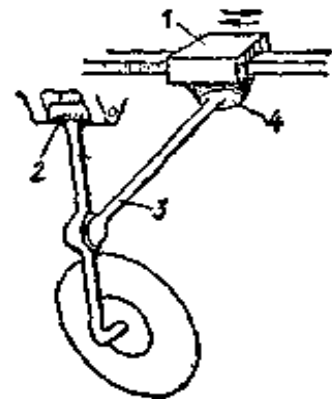


图 2-213

两个球形铰链 3、4 的空间四杆机构。移动杆 1 时，飞机起落架便收到机翼平面内。

图2·214 飞机起落架。具有一个平移副1、一个圆柱副2和两个球形铰链3、4的空间四杆机构。平移副作成气缸和活塞的形式，以改变两球铰的中心距。

图2·215 缝纫机机构。曲轴利用四杆机构（见图2·207）带动摇杆1，并利用空间导杆机构带动杆2，也就是既给定了A点的位移，也确定了杆2回转轴的瞬时位置。由于两种运动的叠加，迫使A点能沿近似于已知形状的空间轨迹移动（因此亦称这种机构为空间差动机构）。机构中有两个多余自由度，但不影响A点的运动规律。因而它们有可能使连杆3和4独立地各绕通过杆上球形铰链B和C中心的轴线转动。

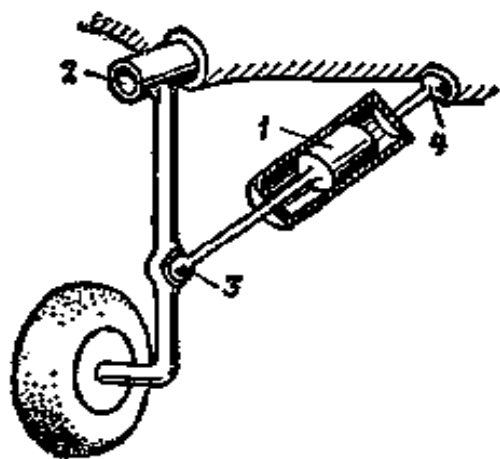


图 2·214

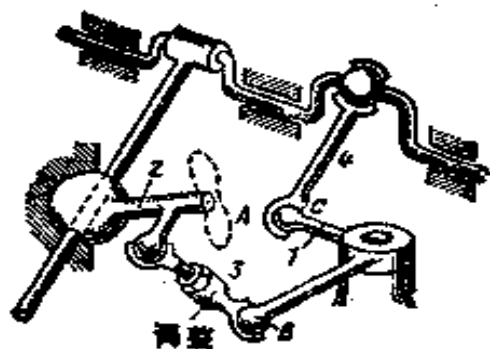


图 2·215

图2·216~图2·217 倾斜曲柄。为防止连杆3转动，须附有导路2。在点1处应安置球形铰链。其结构与图2·212所示机构相同。用以传递平行于轴I回转轴线方向的往复移动。

图2·218 空间曲柄机构，用以将曲柄1的转动转换为摇杆2的摆动。

图2·219 空间曲柄机构，用以将绕OO轴线的转动转换为绕 O_1O_1 轴线的转动；1、3——曲柄；2——连杆。

图2·220 球面铰链四杆机构。所有圆柱铰链1、2、3和4的轴线均相交于一点M，因此消除了各杆件沿轴线的滑动。杆a、b和c上每一点的轨迹都在球面上。当增大球面半径到无穷大

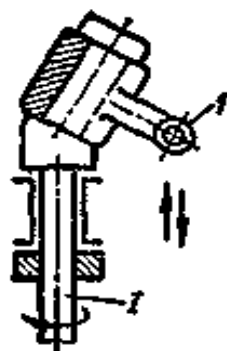


图 2-216

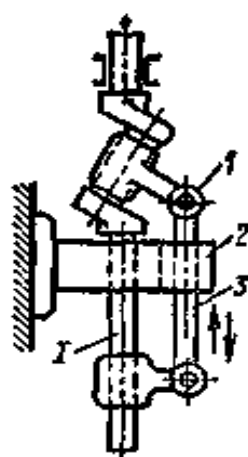


图 2-217

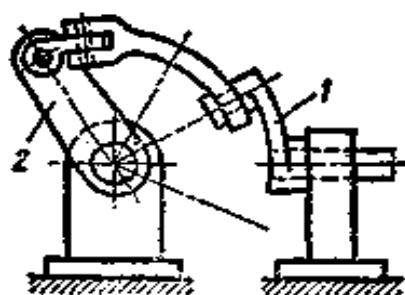


图 2-218

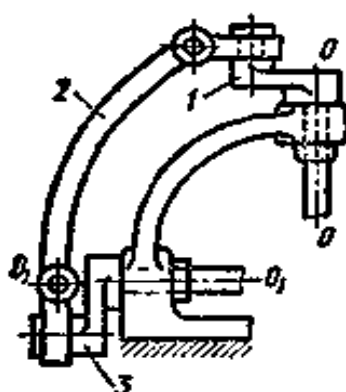


图 2-219

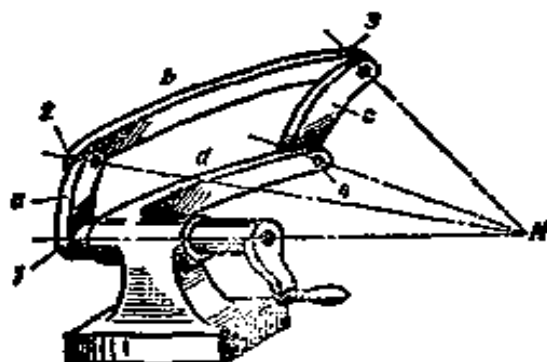


图 2-220

时，球面机构就变为平面铰链四杆机构。

图2-221 具有平面二杆组的球面机构，可以将轴1的转动转换为滑块2沿轴1轴线的往复移动。轴线 AO 、 OB 和轴1的轴线应汇交于一点。

图2-222 具有倾斜曲柄的曲轴。轮流地转动手柄1和2均可使轴转动。该机构是两球面机构的串接。

图2-223 变态球面机构。用球体1代替图2-220所示机构的杆 c ；2——轴；3——曲柄。

图2-224 具有三杆组 f 、 e 、 c 、 d 的球面机构。数字1，2，3……表示铰链轴线。

图2-225 网筛的空间机构。由曲柄1带动网筛2作空间运动。点 B 所描绘出的曲线位在以 O_3 为中心的球面上。如以刚性杆代替链条，则各铰链轴线 C 、 D 、 O_2 、 O_4 应汇交于点 O_3 。

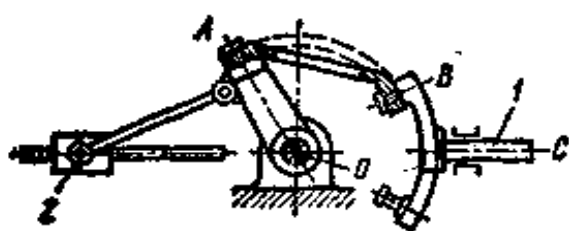


图 2-221

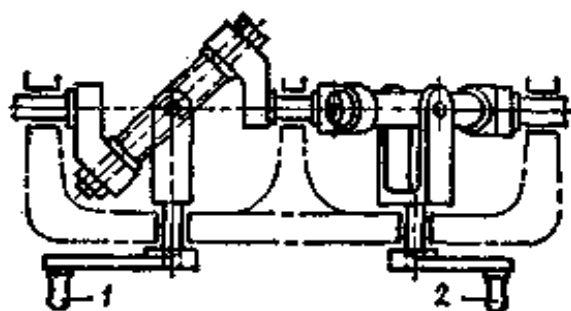


图 2-222

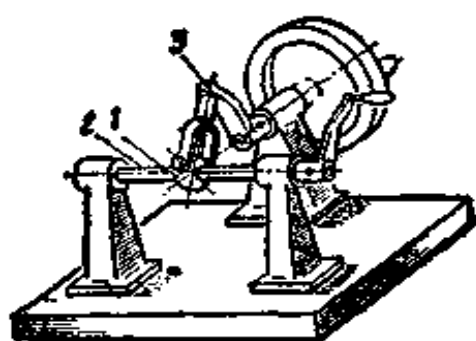


图 2-223

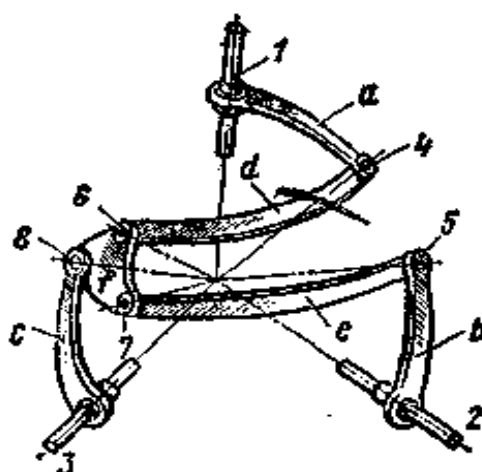


图 2-224

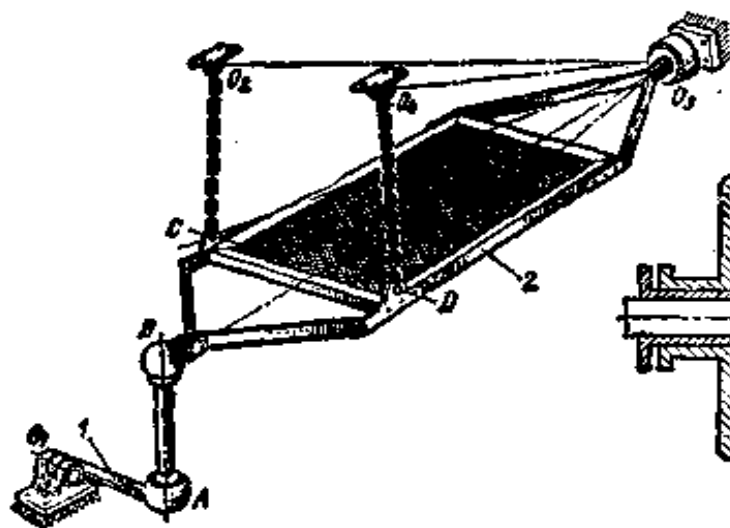


图 2-225

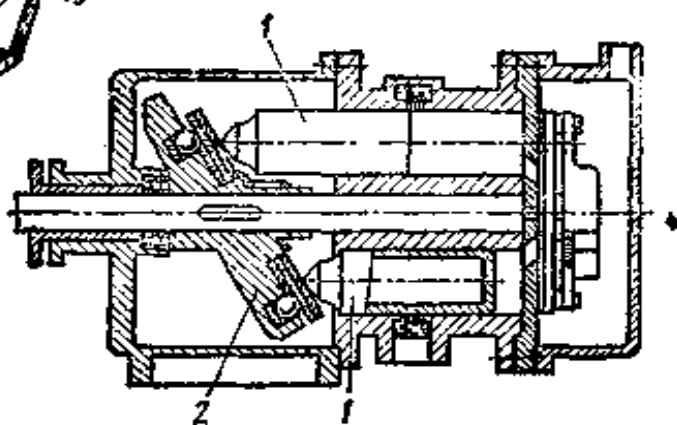


图 2-226

图2-226 具有倾斜圆盘2的油马达机构。柱塞1按正弦规律移动。

图2-227 借助具有逆向活塞发动机的倾斜曲柄和摆动圆盘3，将活塞1的运动传递到曲轴2的机构简图。

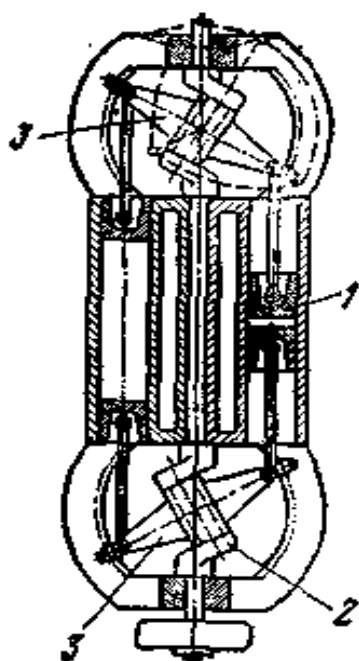


图 2-227

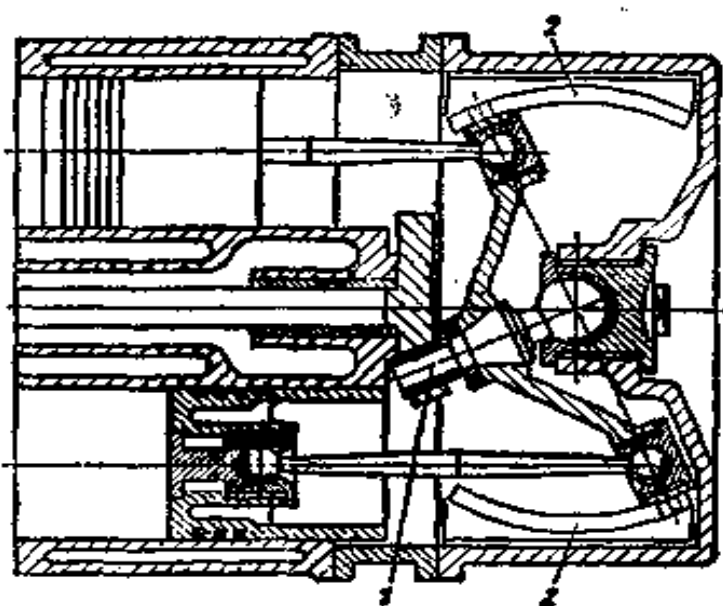


图 2-228

图2-228 有倾斜曲柄1和滑动导路2的发动机。

图2-229 能随载荷大小自动调节倾角和摆幅大小的摆动圆盘。圆盘的滚珠轴承5用两个销钉4与轴3相连，销子4在弹簧1的作用下可在槽2中滑动。

图2-230 缝纫机钩子的空间机构。缝针穿过后，连杆上的抓钩1抓住线，并迎向缝针，然后针再通过所形成的线圈。

图2-231 M.И.列索夫的方向接头。无多余约束，滚子是球面的，而槽是圆柱形的。用罗马数字表示每一运动副所附加的约束条件数。两个自由度中的一个是多余的，即球相对导路的转动。

图2-232 角度传动。机构带有消极约束。轴线相互垂直的轴1、2以恒定传动比转动。

图2-233 双线链缝的缝纫机钩子机构。用空间铰链四杆机构2、3、4完成钩子1的纵向移动（摆动），而用图上未画出来的平面导杆机构使其横向偏转。

图2-234 轧制金属用的冷却台机构。冷却着的金属板料放置在带有齿面的齿条1上。各齿条间隔地固定于梁2和3上。用

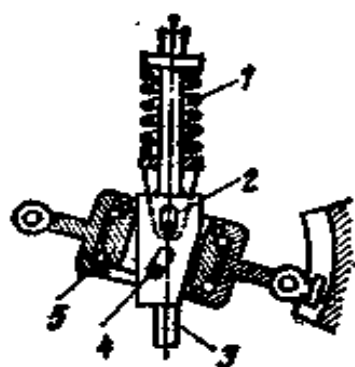


图 2-229

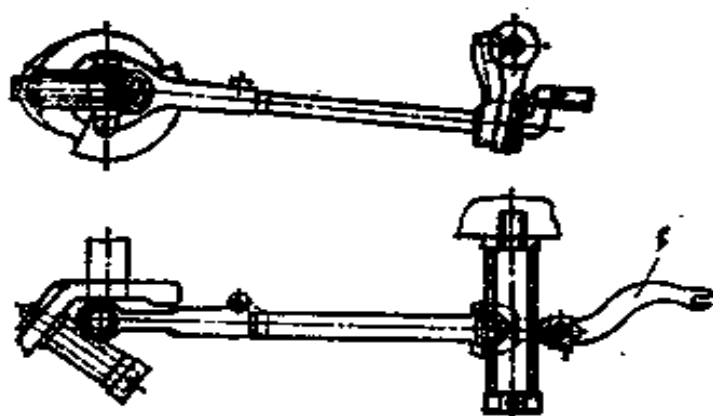


图 2-230

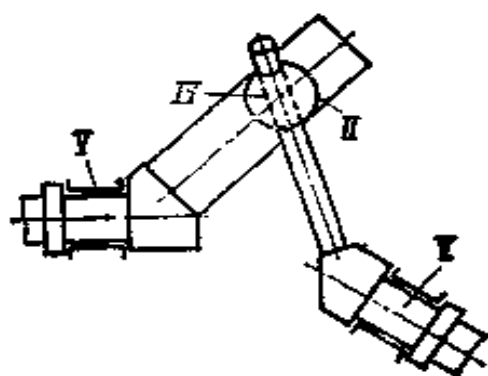


图 2-231

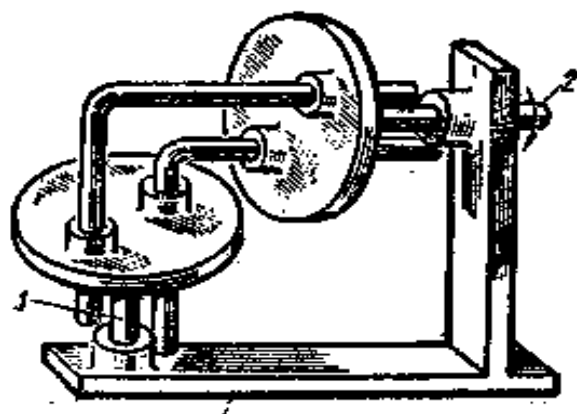


图 2-232

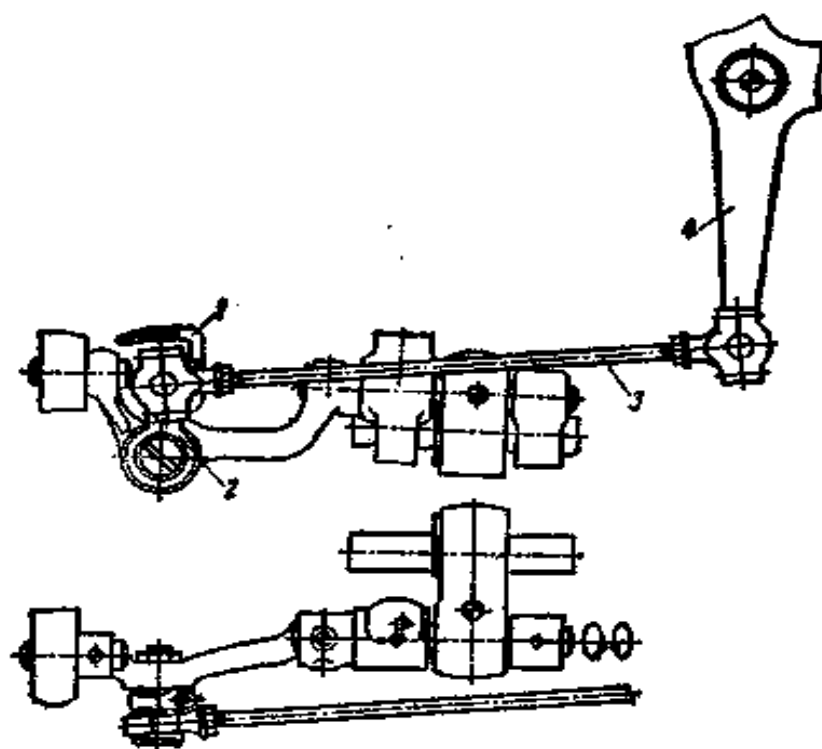


图 2-233

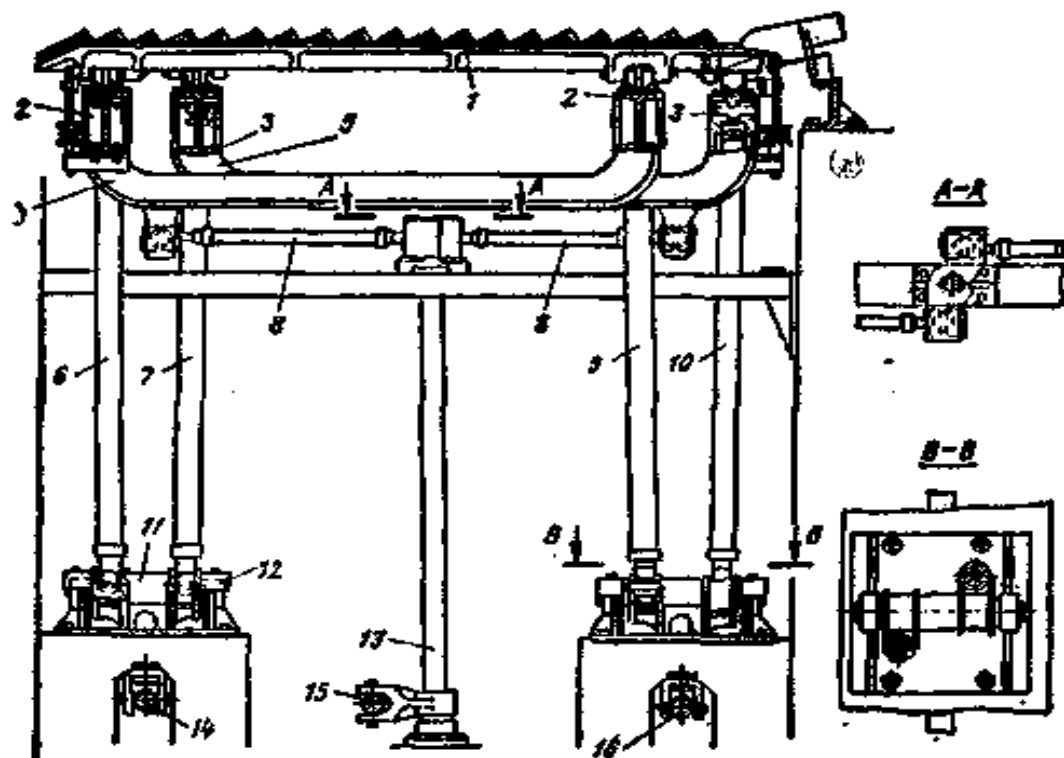


图 2-234

装置在支架6、7、9、10上的横臂5和4将梁2和3成对联结。铰接于支架的T形杠杆11可以相对水平配置的轴线12转动，这时如果一个齿条系统抬起并同时向前移动，而另一个齿条系统则降下并同时向后移动。由垂直轴13经拉杆8使每一齿条系统在水平方向得到运动。而轴13和T形杠杆则由一公共轴经两个配置成90°的曲柄和连杆14、15、16带动。

螺旋和螺旋机构

由于螺旋机构构件上的每一点都描画出空间轨迹，故它属于空间机构。但螺旋机构的特点在于对每一构件均附加了一公共约束，这就是：消除了沿两坐标轴的移动和绕这两轴线的转动，即每一构件仅能沿一根轴线移动和绕同一轴线转动。因此，根据И.И.阿尔托包列夫斯基 (И.И. Артобелевский) 的分类，其杆件数和运动副数应满足以下条件

$$W = 2n - p$$

式中 W —— 自由度数;
 n —— 活动构件数;
 p —— 螺旋运动副数。

最简单的螺旋机构具有两个活动构件: $n = 2$, $p = 3$, 因此 $W = 1$ 。连接零级组 ($n = 1$, $p = 2$) 后可得到复杂的螺旋机构。

螺旋副构件的相对运动是构件绕运动副轴线的回转 (φ) 和沿该轴线的移动 (S), 两者的关系满足以下等式。

$$S = s \frac{\varphi}{2\pi}$$

式中 s —— 螺旋副导程。

线速度 v 和角速度 ω 满足以下等式:

$$v = s \frac{\omega}{2\pi}$$

螺旋机构 (如图 2·246 示机构) 各构件的相对位移和相对速度间的关系用下式表示:

$$s_{23}\varphi_{23} = s_{13}\varphi_{13} + s_{21}\varphi_{21} \text{ 和 } \varphi_{23} = \varphi_{13} + \varphi_{21}$$

式中 s_{13} 、 s_{21} 、 s_{23} —— 分别指件 1 和件 3、件 1 和件 2 以及件 2 和件 3 的螺纹导程;

φ_{13} 、 φ_{21} 、 φ_{23} —— 相对转角。

$$s_{23}\omega_{23} = s_{13}\omega_{13} + s_{21}\omega_{21}$$

和

$$\omega_{23} = \omega_{13} + \omega_{21}$$

由此得

$$u_{12} = \frac{\omega_{13}}{\omega_{23}} = \frac{s_{23} - s_{21}}{s_{13} - s_{21}} = \frac{\varphi_{13}}{\varphi_{23}}$$

从动构件的位移

$$S_{13} = \frac{\varphi_{23}s_{23}}{2\pi} = \frac{\varphi_{13}u_{12}s_{23}}{2\pi} = \frac{s_{13} - s_{21}}{s_{23} - s_{21}} \frac{s_{23}\varphi_{13}}{2\pi}$$

图 2·235 具有可变螺距 s 和螺纹升角的圆柱螺杆。圆柱杆 1 的移动速度取决于螺杆 2 的螺纹升角及其角速度。

图 2·236 由两部分组成的螺母。在螺母的两部分 1 和 2 之间

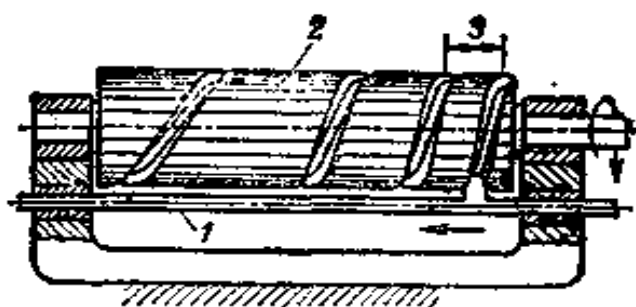


图 2·235

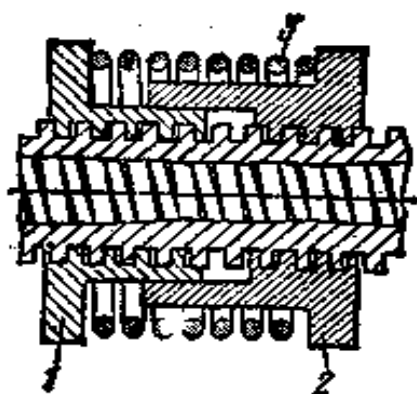


图 2·236

装有螺旋弹簧 3，用以增大螺杆和螺母的螺纹牙圈间的摩擦，并补偿螺纹在轴向的磨损（消除间隙），使各圈螺纹的载荷分配更为均匀。

图 2·237 在车床爪式卡盘中圆锥齿轮 2 的端面上，按螺线切出平面螺纹；1 —— 传动齿轮。

图 2·238 螺旋接合机构。转动螺杆 1 时，螺母 2 和旋转零件 3 同时移动。

图 2·239 通用起重螺旋。螺母 1 和 2 装在具有左右螺纹的螺杆 3 上，组成用以起升或拉紧重物的机构。拉紧重物时，绳索系在凸耳 4 上。

图 2·240 具有两个螺杆且手柄在中部的千斤顶。

图 2·241 螺旋起升器。由原动机 1 经齿轮副 $Z_1 - Z_2$ 使内装

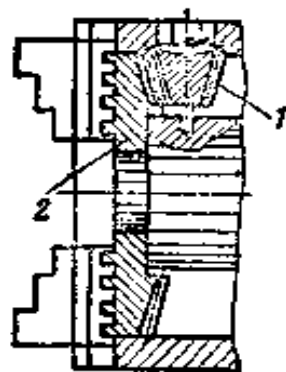
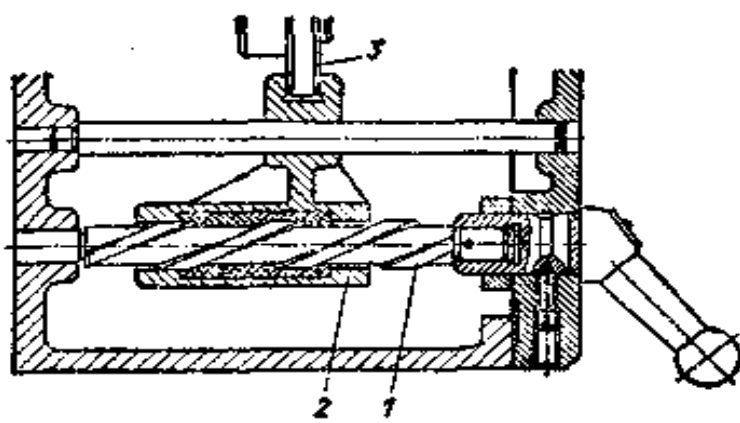


图 2·237



2·238

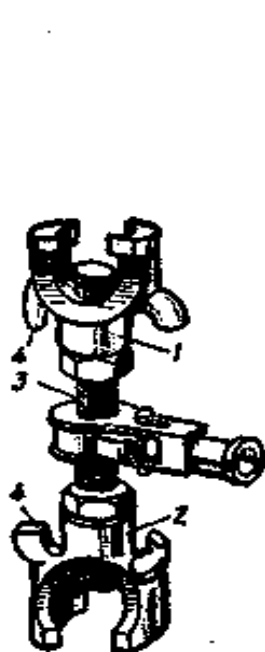


图 2-239

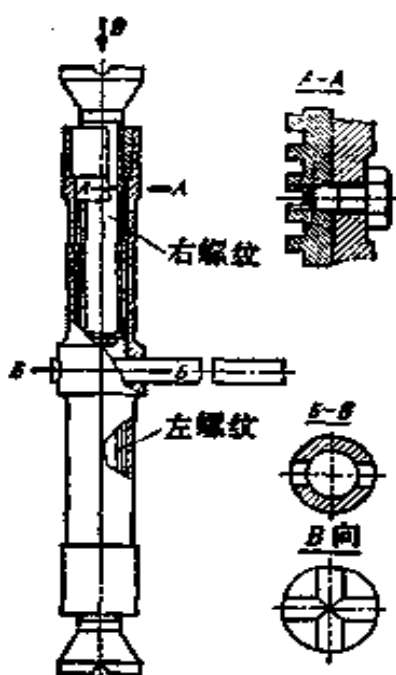


图 2-240

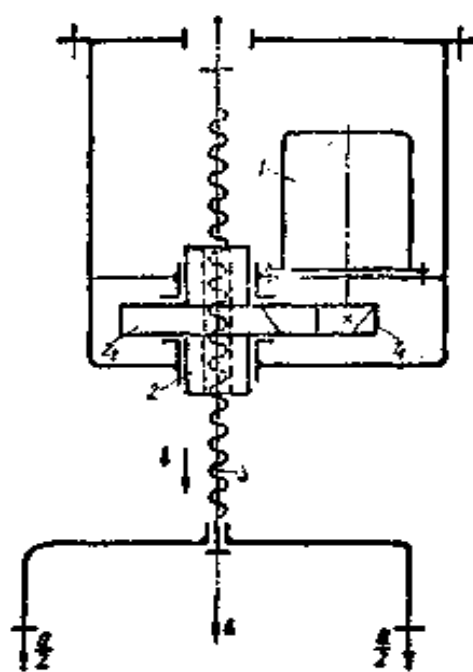


图 2-241

螺母 2 转动，从而使螺杆 3 跟重物 Q 一起升降。

图2-242 螺纹连接的锁紧方法：a)——用防松螺母；b)——用螺杆；c)——利用辅助零件；d)——利用楔铁、点冲或焊接。

图2-243 采用止退垫圈和弹性垫圈或弹簧垫圈的螺纹连接锁紧方法。

图2-244 螺纹连接的锁紧方法。利用螺栓或螺母的弹性 a)；利用开口销、销和金属丝的固定连接 b)。

图2-245 具有一对角形杠杆 2 和左右螺纹螺杆传动的压力机。

图2-246 三构件螺旋机构。这种机构的传动比按下式计算：

$$u_{12} = \frac{n_{13}}{n_{23}} = \frac{s_3 - s_2}{s_1 - s_2}$$

左旋螺纹螺距 s 取负号，1 和 2 —— 螺杆；3 —— 螺母。

图2-247 螺旋机构与曲柄滑块机构的组合。用以将曲柄 1 的等速转动转换为螺杆 3 的正反向转动。转化后的运动规律决定于非自锁螺杆 3 的螺旋线升角以及连杆 2 和曲柄 1 的长度比。

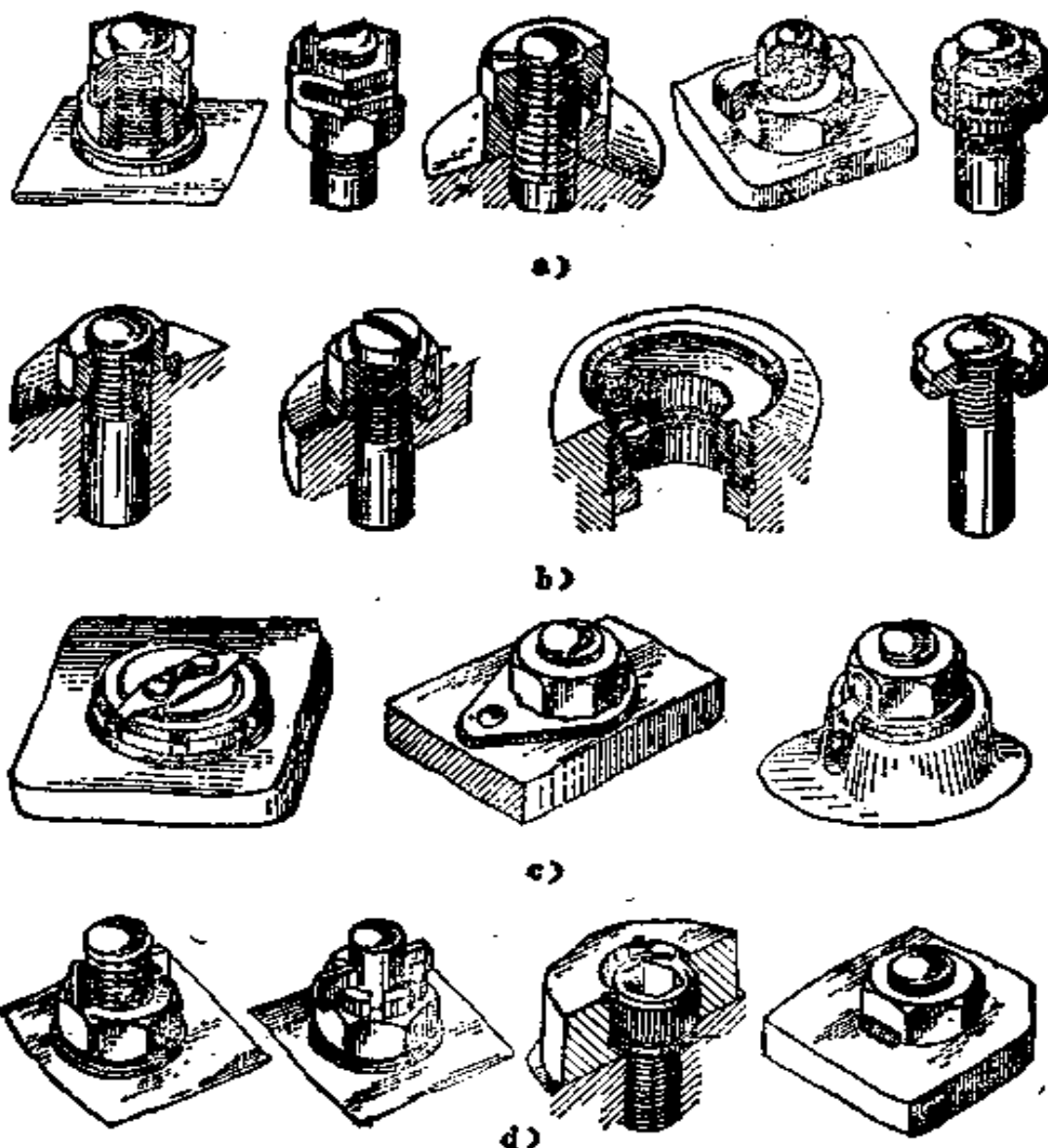


图 2·242

图2·248 圆弧面螺纹。从动构件1具有四个回转盘3，回转盘轮流地和螺杆2相接触。

图2·249 将转动转换为移动的螺旋机构：a)——利用螺杆1和齿条2；b)——螺杆1和带滑块3的螺母2，滑块3使框架4运动。

图2·250 两个螺纹直径不同的构件相互滚转。件1是螺杆，2——具有内螺纹的螺母。螺杆和螺母的转速比与其平均直径成反比。塞在螺母2剩余空间内的杆3固定不动。螺纹直径比可等于整数（3:1，2:1等）。

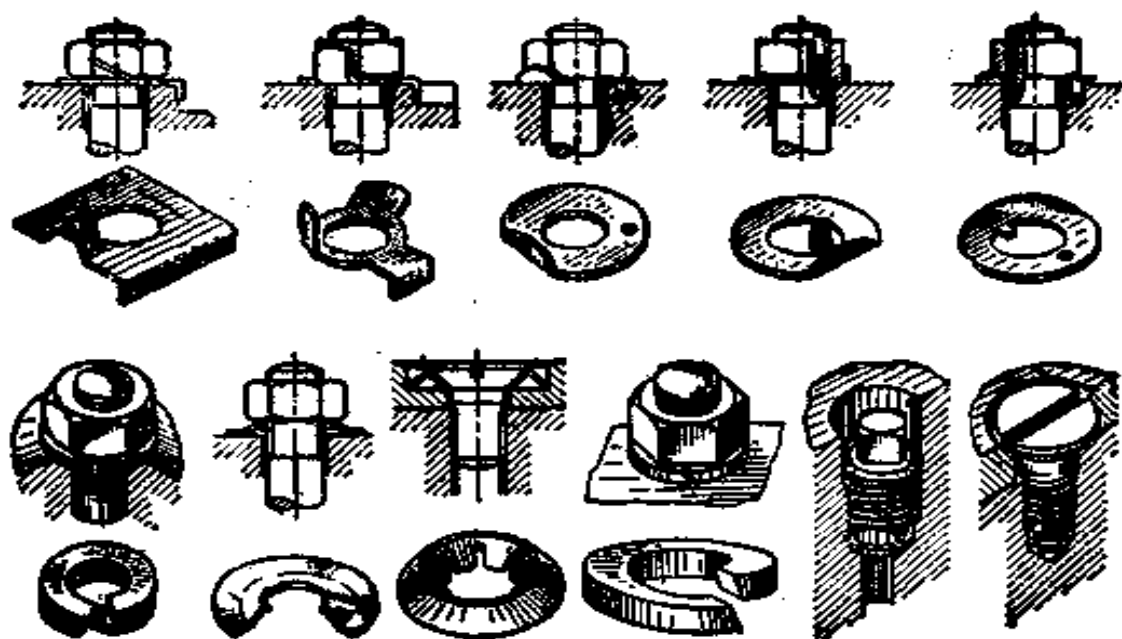


图 2-243

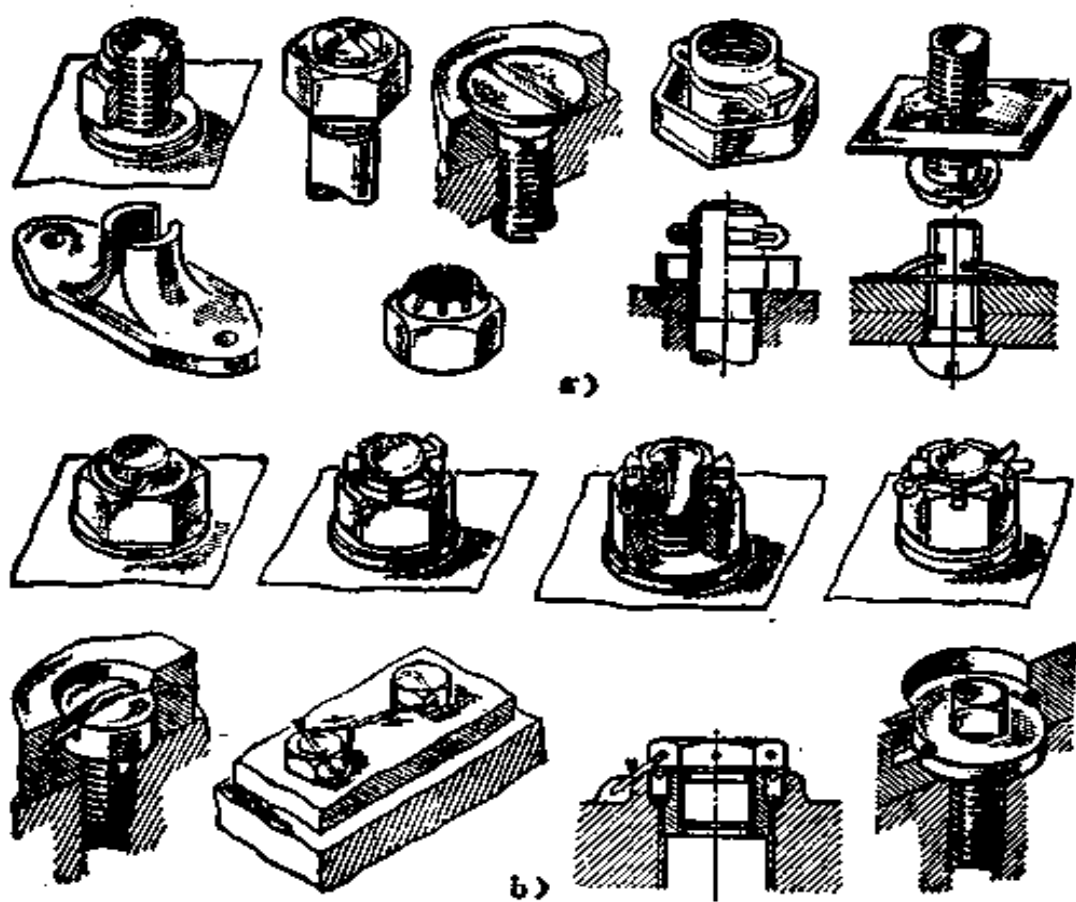


图 2-244

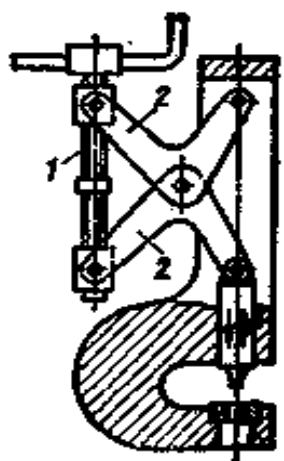


图 2-245

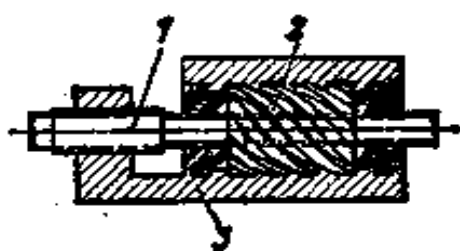


图 2-246

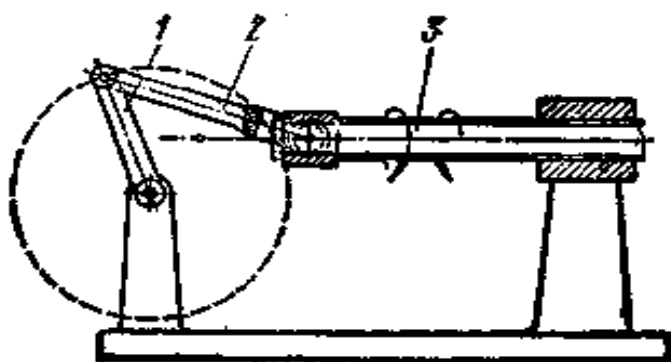


图 2-247



图 2-248

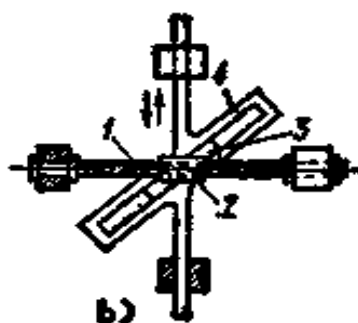
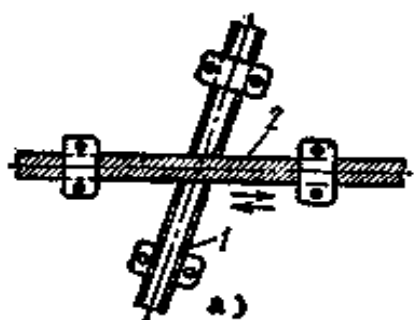


图 2-249



图 2-250

图2-251 将螺杆的回转运动传递到螺母的机构简图。螺杆 1 同螺母 3 用滚珠轴承装在机体 2 上 (图2-251 a)。螺母的螺紋直径大于螺杆的螺紋直径。传动比按下式计算。

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

式中 n_1 ——螺杆转速； n_2 ——螺母转速； r_2 ——螺母螺紋的平

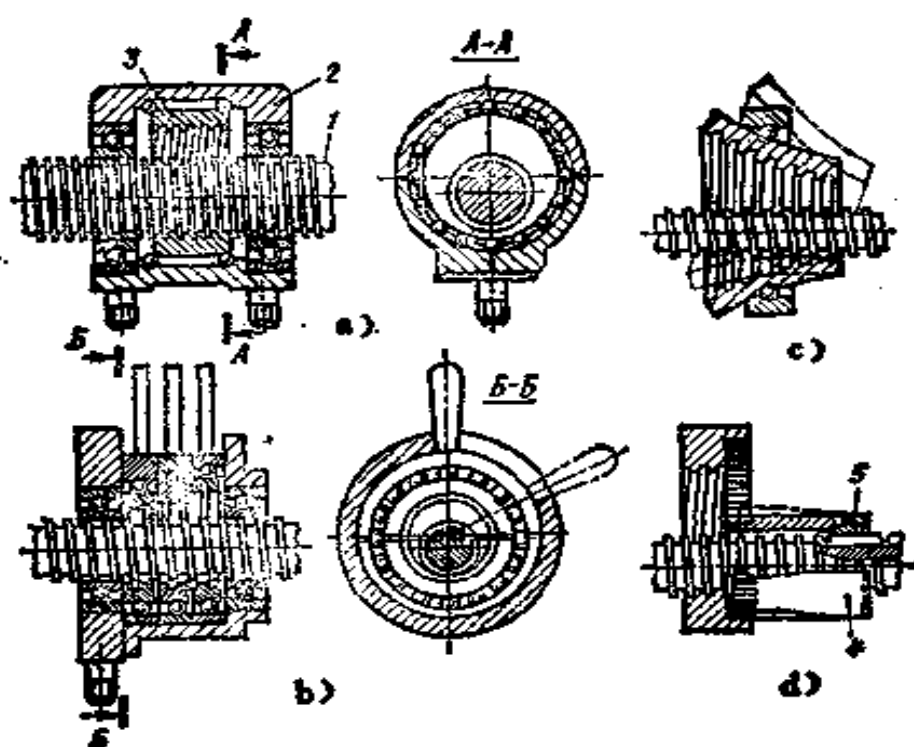


图 2-251

均直径； r_1 ——螺杆螺纹的平均直径。

图2-251b) 表示螺杆与三个不同直径的螺母相连接。只要将轴承的偏心外环转过某个角度，就可使任一螺母与螺杆的啮合接合或脱开。

图2-251c) 表示变螺纹直径的螺母。转动带有轴承的螺母，就能改变传动比。

图2-251d) 螺母和内齿轮连接。内齿轮与齿轮4相啮合。相对球形铰链5，转动轮4就能使内齿轮和外齿轮相啮合。

图2-252 操舵机的铰链螺旋机构。转动带有左右螺纹的螺杆1时，摆臂6藉助带螺母的滑块2和3以及拉杆4和5使轴7转动。

图2-253 具有双段螺母的非自锁滚珠机构。在螺杆3和每段螺母1之间的滚珠5的封闭回路有独立的环行滚道。外套固结于螺母；6—填料；2—反向器。

图2-254 预紧的无缝滚珠螺旋传动。两个半螺母1拧在螺杆

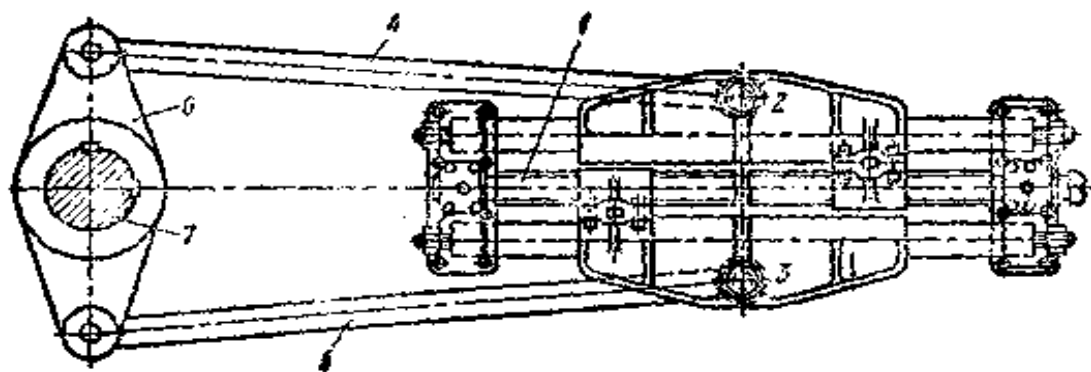


图 2-252

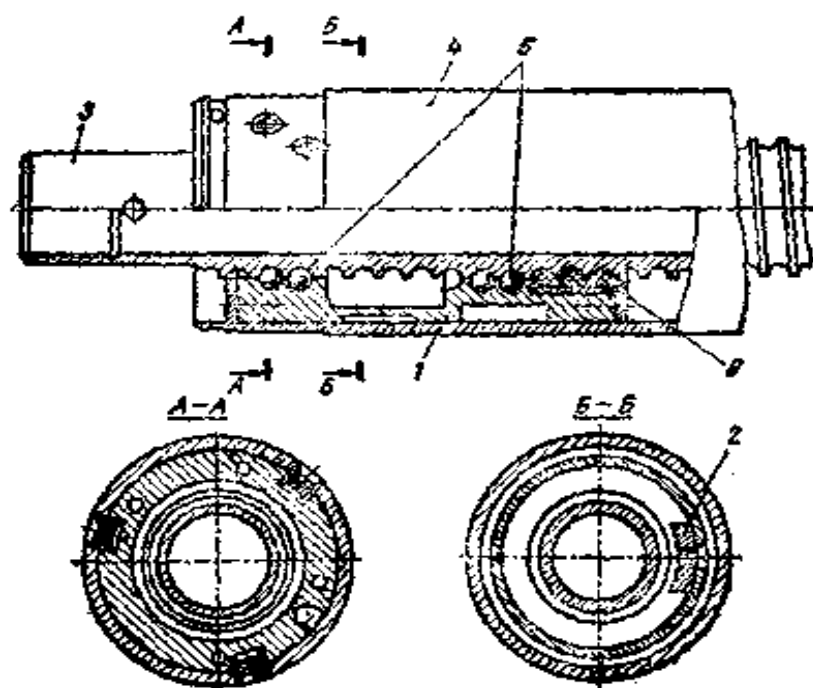


图 2-253

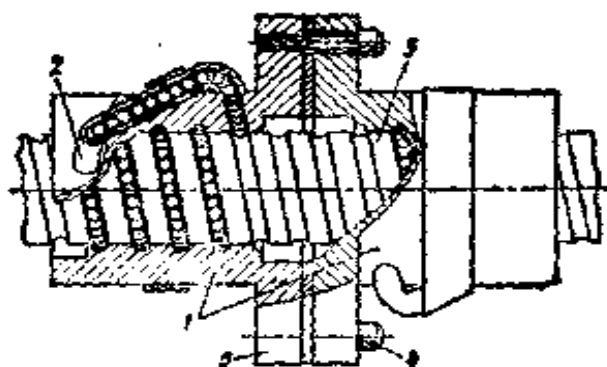


图 2-254

3上，借助带衬垫的法兰5用螺钉4将它们连结起来。每个半螺母上均有滚珠用的管状环行滚道2。若将自左向右的力加于螺杆3，则右边的半螺母工作，载荷反向时则相反。在制造法兰和衬垫时要求有很高的精度。

图2-255 自锁滚珠螺旋机构。螺母3上切削出不同旋向的内外螺纹，由电机带动的螺杆5使其运动。内螺旋副5—3是滚珠的，螺母3和机架2组成的外螺旋副为自锁螺旋。螺杆5只能转动，而螺母3转动且同连杆一起沿其轴线运动；4——轴承；1——滚珠的环行滚道。传动比为

$$u_{35} = \frac{n_3}{n_5} = \frac{s_1}{s_1 + s_2}$$

s_1 和 s_2 ——内外螺纹的螺距。

图2-256 紧凑的滚珠螺旋机构，环行滚道在拉杆2上。一端为耳环1的拉杆2，用填料压盖3装入螺母7中。利用在工作段两侧固结于螺杆滚道的外反向器（图上未表示）使滚珠5进入环行滚道。内反向器4压入杆2并用螺钉6锁紧。

图2-257 滚珠螺旋机构。齿轮4固结在螺母2上，利用填

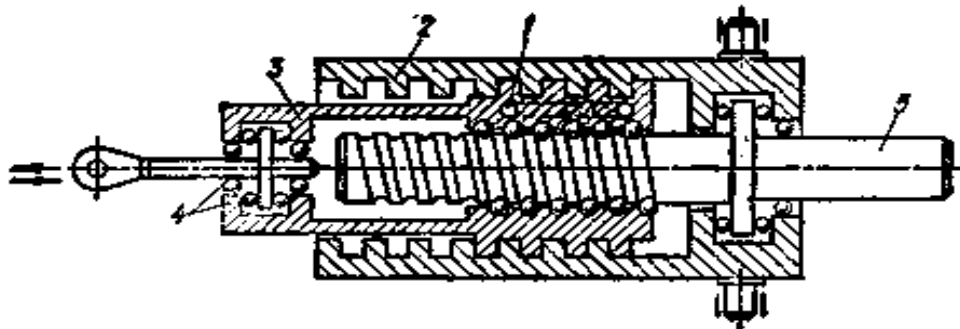


图 2-255



图 2-256

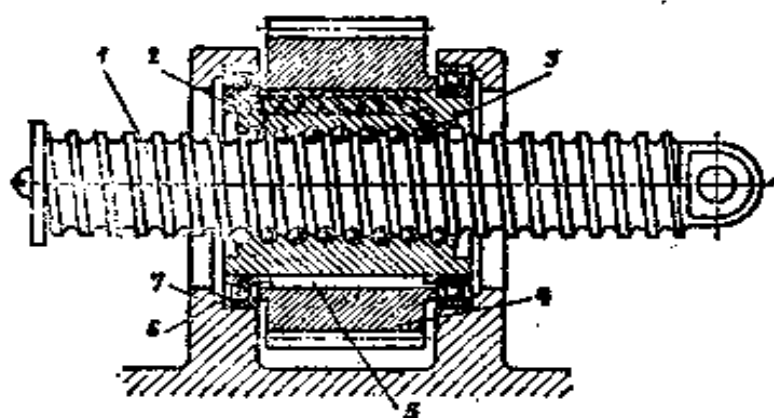


图 2·257

充在螺旋滚道中的滚珠 3，使螺母 2 和螺杆 1 为动连接。螺母装入机体 7 并用轴承 6 加以支承。施加于螺杆 1 的轴向力 P 可转换为齿轮 4 上的圆周力 Q 。螺杆轴向运动时，滚珠自螺旋滚道进入环行滚道并重新引入工作滚道中。螺母 2 和齿轮 4 用键 5 联结。

移动转换为转动时， $Q = P \operatorname{tg}(\alpha - \rho_0)$ ；如果情况相反，则

$$Q = P \operatorname{tg}(\alpha + \rho_0)$$

式中 α ——螺旋升角；

ρ_0 ——摩擦角。

图2·258 滚珠键，它是由滚珠 3 链串所组成的机构。滚珠在下列零件所组合成的滚道中移动；具有用螺栓连结的端盖 1 和法兰 4 的联轴器 2 及小轴 5。

设 z 个滚珠链串的工作部分长度为 aa 。每个滚珠所传递的力 P_1 可由力矩 M 确定：

$$P_1 = \frac{M}{r_H z k \cos \beta}$$

式中 k ——轴 5 上的键数（图示为 $k = 4$ ）。

β 角取决于装配间隙、滚道轮廓的曲率半径和接触刚度。

图2·259 滚珠多键连接。如果键数为 k ，当压力均匀分配时，则每一滚珠所传递的力按下式计算：

$$P_1 = \frac{M}{r_H z k \cos \beta}$$

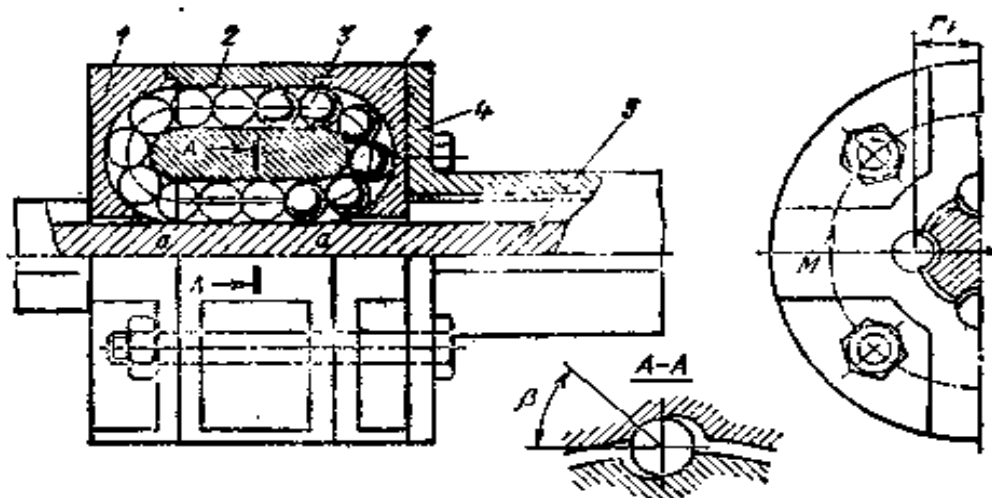


图 2·258

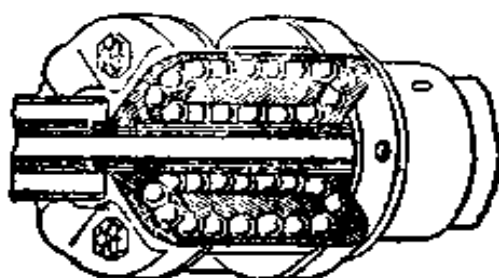


图 2·259

图2·260 具有滚珠键的滑动联轴器。在用螺栓与端盖 1 相固连的联轴器 2 上，有两种型式的滚道：深度为 $0.5d_{球}$ 的滚道—借助滚珠用以连结轴 4 和联轴器（图2·260 a）；深度为 $d_{球}$ 的滚道—用于滚珠回路。联轴器轴向移动过程中，滚珠 3 脱离轴上的滚道时，被端盖上的爪 A 抬起而从轴上的滚道引出，并先经端盖上回珠槽的圆周部分其槽壁为离合器和端盖表面，然后顺着轴线沿联轴器的滚道反向移动，最后经另一端盖的圆周部分进入第二工作支。图2·260 b 为滚珠滚道的展开图。

图2·261 有滚珠螺旋减速器的水泥自动弹簧秤的简图。用 U 形环与齿条 8 相连的水泥料仓 9（图2·261 a）可在导向滚子 7 中移动，并在自重作用下转动人字齿轮 6。滚珠键 3 和滚珠螺旋减速器，使螺杆 4 沿轴线移动，并压缩秤的校准弹簧 2；
— 底座； 5 — 轴承。

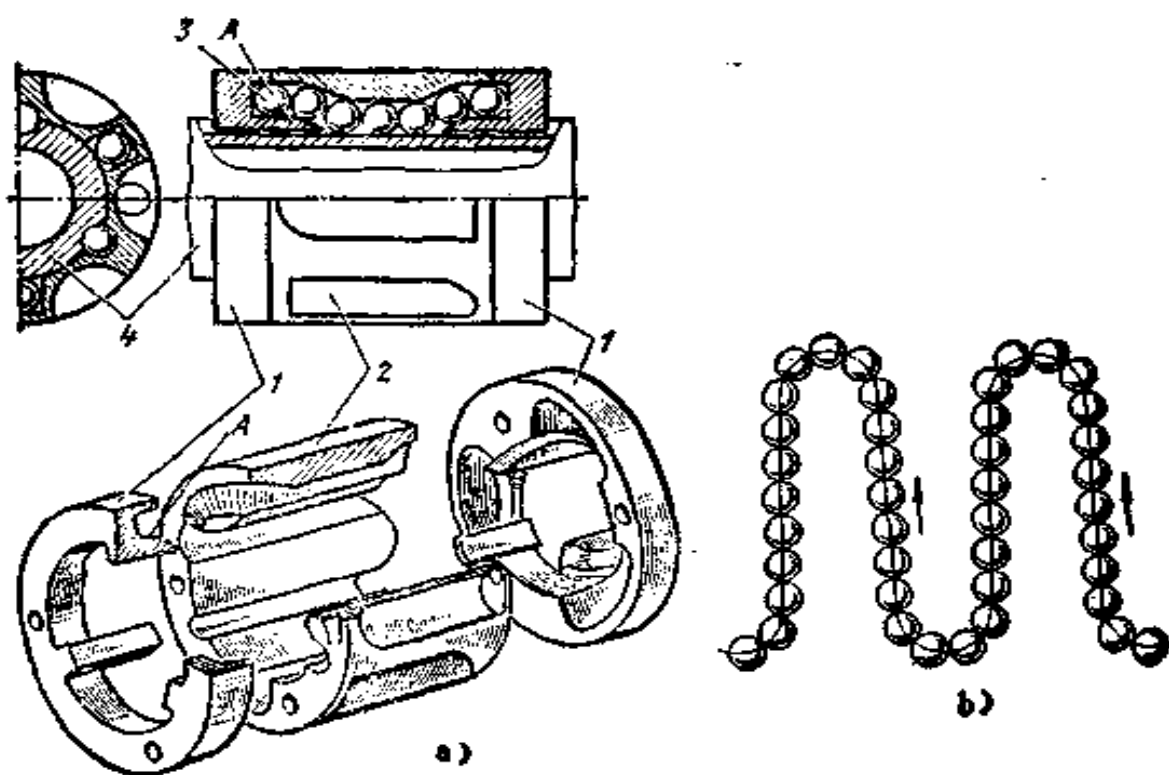


图 2·260

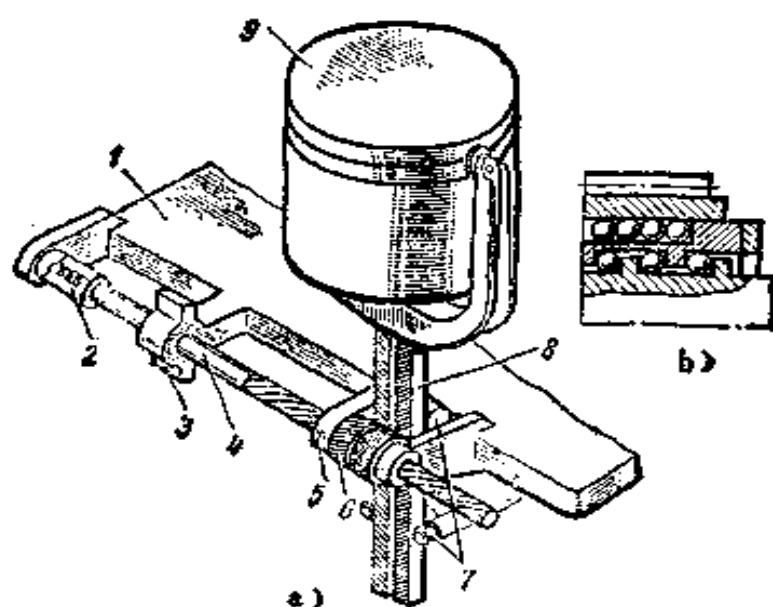


图 2·261

图2.261 b表示齿轮6和滚珠螺旋减速器的剖视图。

图2.262 利用磁场的螺杆螺母传动。该机构的螺母（图2.262 a）由磁性绕组3组成，绕组安放在具有端盖1和4的固

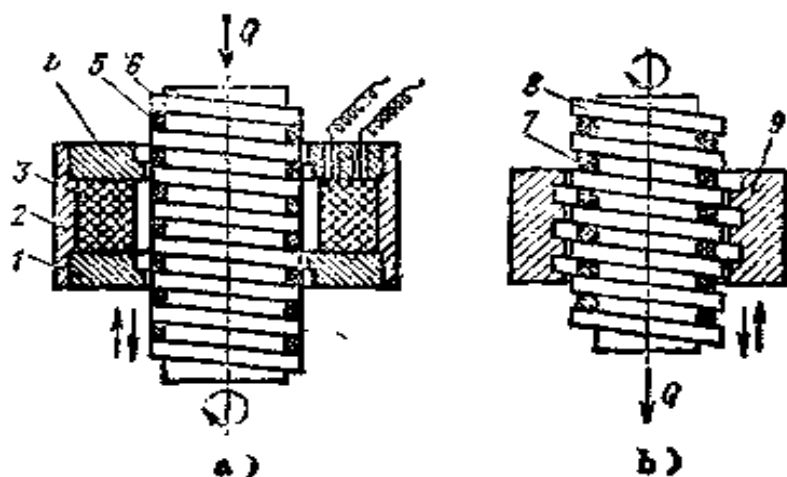


图 2·262

柱机壳 2 内，盖 1 和 4 闭合磁体的磁场。在螺杆 6 的螺纹间填充非磁性材料 5，因此螺杆有光滑的外表面。在螺纹间同样可安置电磁体或固定磁体 7（图 2·262 b）。螺杆 8 的外径稍小于螺母 9 的螺纹内径，两者仅以磁场相联系。通常是将螺杆的转动转换为螺母的移动。

过载时，螺杆相对螺母移动而无转动。

图 2·263 谐波螺旋传动。发生器安置于螺母内部，用于将转动转换为很缓慢的移动或相反将移动转换为转动。使回转运动减速也是可能的。螺杆 4 和具有螺纹槽的柔性螺母 2（图 2·263 a）配置在套管 3 的中部，在同一螺距时它和螺杆 4 具有不同的螺

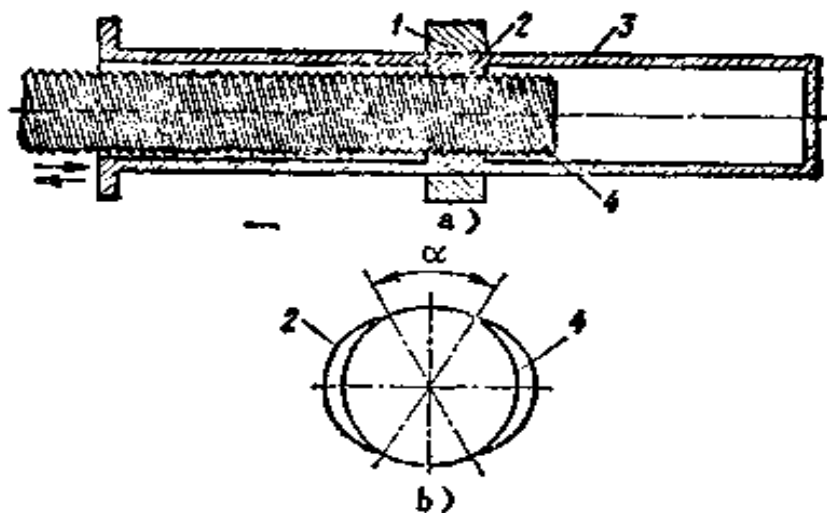


图 2·263

纹直径。椭圆形发生器 1 使螺母 2 产生变形时，螺杆的螺纹仅在某一角 α 的范围（图2·263 b）内与螺母相接触。当螺母 2 固定并转动发生器 1 时螺杆 4 移动，移动的速度和方向取决于发生器的转向以及螺杆和螺母的参数。螺杆和螺母螺纹头数之差，应等于波发生器在柔性螺母上产生的波变形数或为其整倍数。

图2·264 谐波螺旋传动。在这种传动中，高速转动转换为低速移动。

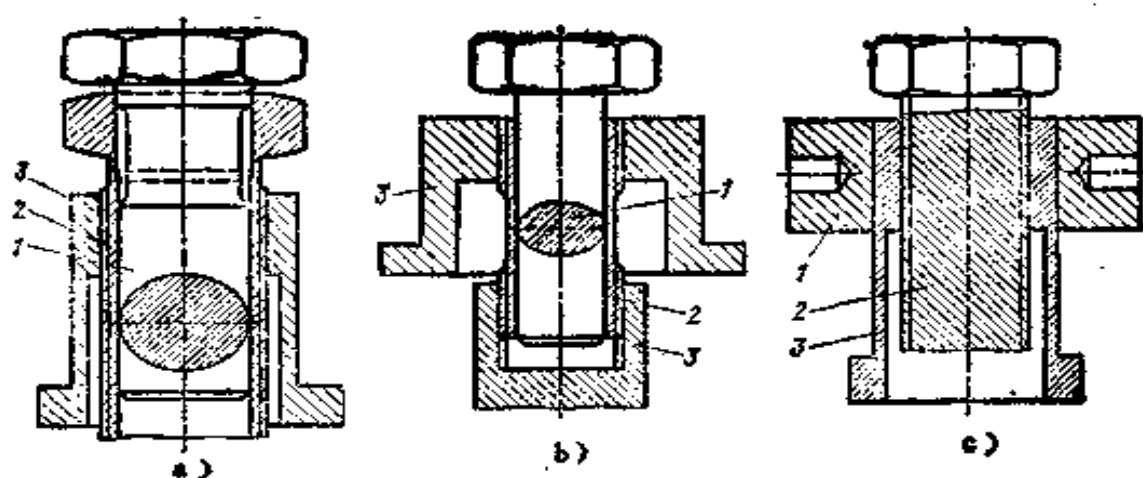


图 2·264

发生器 1（图2·264a）横截面为椭圆形。薄壁螺杆 2 原始形状为圆柱形，由发生器 1 使其变形（在弹性范围内）为椭圆形。刚性的固定螺母 3 为圆柱形。

螺杆 2 的螺纹螺距、牙形和旋向均与螺母 3 相同。发生器 1 转动时，由于螺杆和螺母的螺纹周长之差，使柔性螺母 2 沿螺纹平均半径无滑动地滚动，并将转过不大的角度。发生器转角和柔性螺杆 2 的转角之比为机构传动比，其值取决于发生器椭圆轴尺寸差和螺纹的平均直径。

若阻止螺杆 2 转动，则迫使它仅作移动，且螺杆的轴向位移等于螺旋角正切值的差和螺距的乘积。该机构的位移值约为0.1~0.0025毫米。图2·264 b 为柔性螺杆 2 两端具有左右螺纹的机构。图2·264 c 为具有刚性圆柱螺杆 2、柔性螺母 3 和椭圆孔发生器的机构结构。

图2·265 用于各种运动转换的谐波螺旋传动。滚珠为双排配置的发生器2，装在柔性螺母3的外表面并用宽齿轮5使其转动。螺杆4和套管1端部有铰链副元素，根据给定条件利用它可给螺杆和套管以附加的转动或摆动。

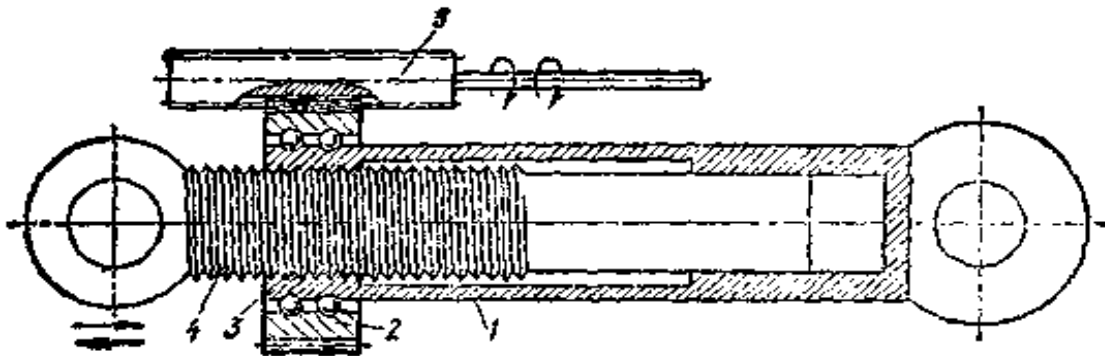


图 2·265

第3章 齿轮和齿轮组成的机构

几何要素

圆柱齿轮用于实现定角速比和变角速比；前者为圆形齿轮，后者则为非圆齿轮。根据相对运动瞬心线的位置，圆形齿轮分为外啮合、内啮合及齿条啮合。此外，根据轮齿型式齿轮又分为：直齿（齿侧表面母线与齿轮轴线平行）、螺旋齿或斜齿（齿侧表面母线与齿轮轴线成某一角度）、人字齿。

圆柱齿轮的齿廓采用圆的展开线（渐开线啮合）和循环曲线（摆线、外摆线、内摆线）。

渐开线齿轮（图3·1）比非渐开线齿轮优越的地方，就是在中心距变化时仍能实现运动学的正确啮合，以及轮齿成型和精度检验简单。

一个圆沿另一个圆无滑动地滚动，并相切于节点（啮合极点） P ，该圆称为节圆。节圆仅在装配的传动齿轮中才出现。节圆半径

$$r_{w1} = \frac{p_1 z_1}{2\pi} = \frac{m_1 z_1}{2} = \frac{25.4 z_1}{2 p}$$

$$r_{w2} = \frac{p_1 z_2}{2\pi} = \frac{m_1 z_2}{2} = \frac{25.4 z_2}{2 p}$$

式中 p_1 ——周节或两个相邻轮齿同侧齿廓（左侧或右侧）之间在节圆上相对应的弧长；

$m_1 = p_1/\pi$ ——轮齿模数；

z_1 和 z_2 ——小轮和大轮的齿数。

模数值已标准化。 $p = \frac{z}{d_w(\text{英寸})} = \frac{25.4}{m_1}$ ——在英制国家中



采用的径节 (DP)。

对于非变位直齿轮采取:

$$\text{齿头高} \ominus h_{a1} = h_{a2} = m_n$$

$$\text{齿足高} \ominus h_{f1} = h_{f2} = 1.25m_n$$

$$\text{全齿高 } h_1 = h_2 = 2.25m_n$$

在其上展伸而形成渐开线齿廓的圆,称为基圆。啮合线与通过节点 P 垂直于中心线方向之间的夹角 α_w 称为啮合角

$$\cos \alpha_w = \frac{r_{b1} + r_{b2}}{a_w}$$

式中 r_{b1} 和 r_{b2} ——小轮和大轮的基圆半径。

齿厚 s'_i 和齿沟宽 s'_i (计算值) 取为

$$s'_i = s'_i = \frac{p_i}{2}$$

齿顶圆半径

$$r_o = m_n \frac{z + 2}{2}$$

齿底圆半径

$$r_f = m_n \frac{z - 2.5}{2}$$

中心距

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = \frac{m_n}{2} (z_1 + z_2)$$

L_1L_2 ——啮合线,即啮合点(齿廓接触点)的几何位置。啮合线 L_1L_2 与顶圆交点之间的距离就是啮合长度 l 。

齿轮顶圆和齿廓上与另一配偶齿轮齿顶相啮合点之间为齿廓工作部分。为了作出齿廓工作部分的始点,应由齿轮(例如 z_1) 中心画出一个通过另一齿轮顶圆和啮合线交点的圆,此圆与该轮齿廓相交即是。表示同时啮合的轮齿平均数目用重合系数 ε_a :

$$\varepsilon_a = \frac{l}{p_{nb}} = \frac{\text{啮合长度}}{\text{基节}} > 1$$

⊖ 苏联文献中一直是采用“齿头高”和“齿足高”的术语,相当于我国习惯上的“齿顶高”和“齿根高”。

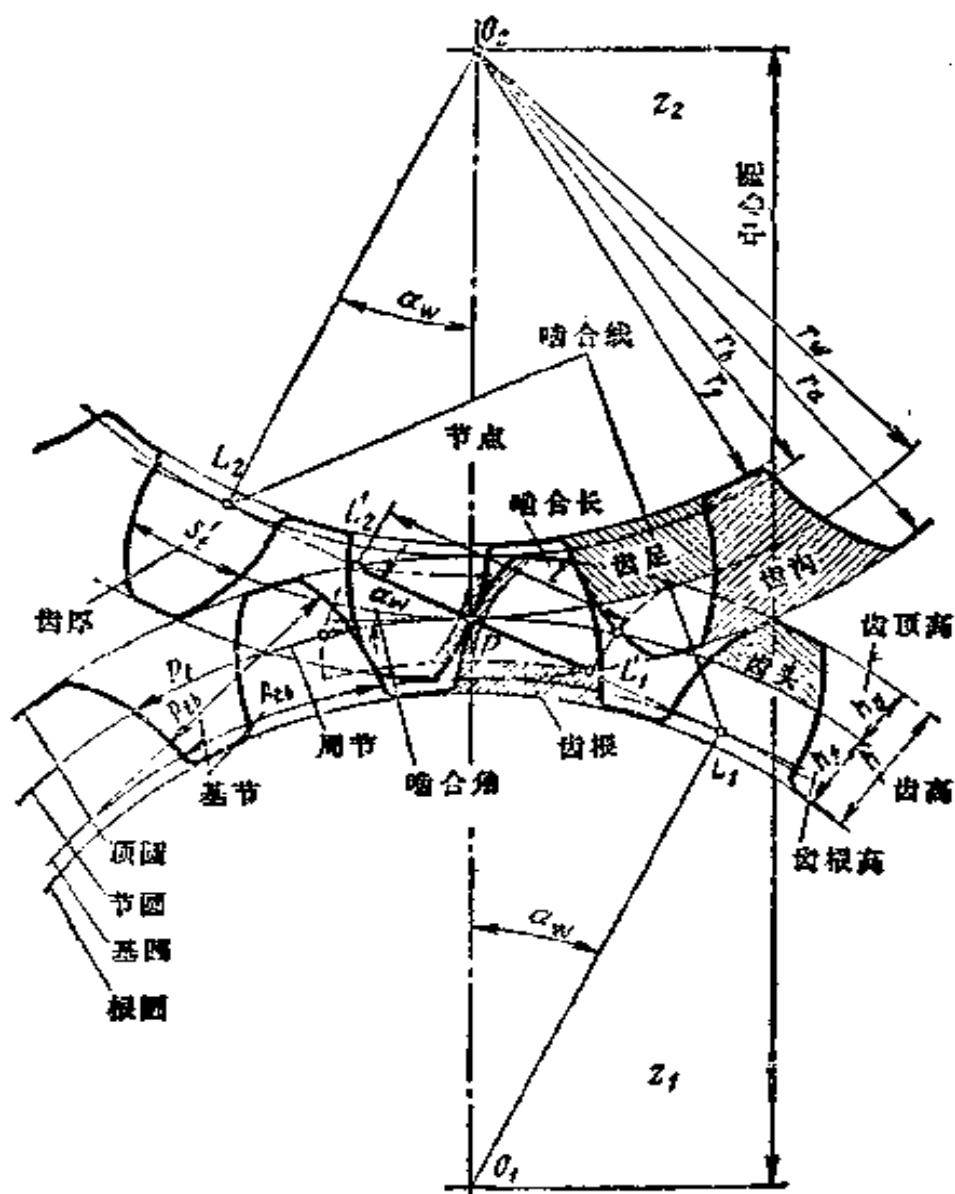


图 3.1

轮齿单位滑动 (图3.2) ds_1 和 ds_2 ——啮合点K经时间 dt 后在两齿廓上移动范围的微分弧长。纯滚动时 $ds_1 = ds_2$ ；齿廓上某点沿另一齿廓滑动时，其中一个微分弧等于零；当滑动兼滚动时 $ds_1 \neq ds_2$ ，滚动弧等于两微分弧较小者，而滑动弧 $ds_{12} = ds_1 - ds_2$ 或 ds_{21} 。

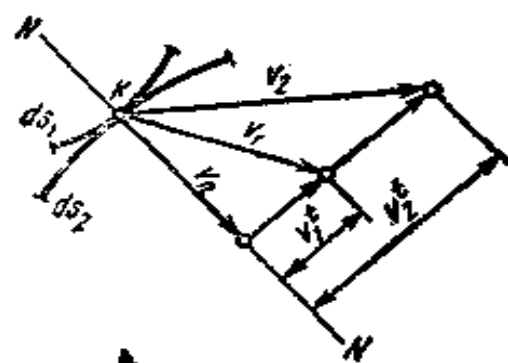


图 3.2

单位滑动

$$\tau_{12} = \frac{ds_{12}}{ds_1} = \frac{v_1' - v_2'}{v_1'} = \frac{v_{12}}{v_1'} = 1 - \frac{\omega_2 \overline{L_2 K}}{\omega_1 \overline{L_1 F}}$$

齿轮的相对滑动

$$v_{12} = \pm \overline{PK} (\omega_1 \pm \omega_2) \ominus$$

式中 \overline{PK} ——节点 P 和啮合点 K 之间的距离；

$\omega_1 \pm \omega_2 = \omega_{12}$ ——齿轮旋转的相对角速度。

外啮合时， ω_{12} 等于 ω_1 和 ω_2 绝对值之和；内啮合时， ω_{12} 等于 ω_1 和 ω_2 两者之差。在齿头高相同时，内啮合的最大单位滑动比外啮合的为小。

齿轮和齿轮的齿廓曲线

渐开线是圆的展开线（图3·3），亦可看作沿圆无滑动地滚动的直线上一点的轨迹。

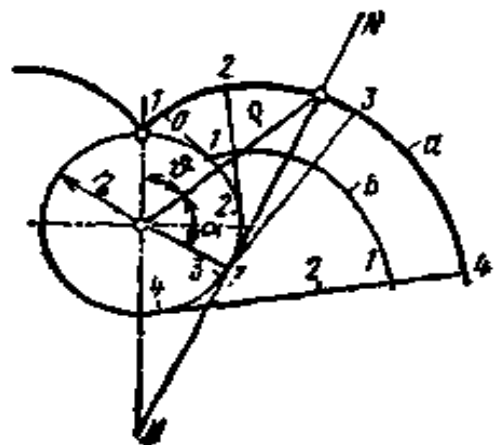


图 3·3

渐开线性质：1) 渐开线任意点的法线切于半径 r_b 的基圆；2) 渐开线的曲率半径长等于圆弧的展开长；3) 具有不同起点同一圆展开的两个渐开线 a 和 b ，是等距线。两个渐开线之间的法向距离等于其基圆相应弧的展开长。

渐开线方程的参数形式为

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \text{ 和 } \rho = \frac{r_b}{\cos \alpha}$$

式中 ρ ——渐开线的矢量半径；

α ——压力角，即矢量半径与通过圆心垂直于法线方向之

⊖ 式中 \overline{PK} 前的“+”号用于节点后啮合，“-”号用于节点前啮合，节点后与节点前的滑动速度方向相反。图3·2所示为节点前啮合情形。

间的夹角，

θ ——渐开线函数，已编制了专门数表。

图3·4~3·5 渐开线和渐开线的包络线。若具有渐开线 Θ_1 的圆1沿不动圆2滚动，则渐开线 Θ_1 族的包络线，就成为半径 r_{b2} 的圆展开而得的渐开线 Θ_2 ， r_{b2} 按下式确定

$$r_{b2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} r_{b1} = r_{w2} \cos \alpha_w$$

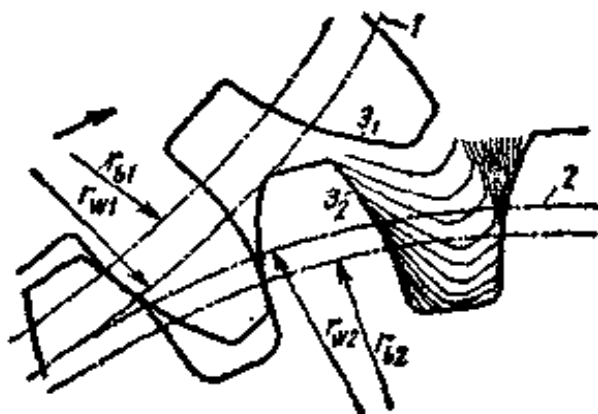


图 3·4

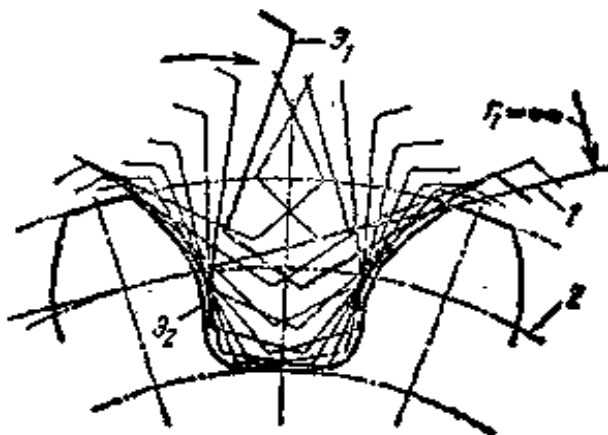


图 3·5

在 $r_{w1} \rightarrow \infty$ 的特殊情况下，渐开线 Θ_1 变成直线，齿廓成为梯形（图3·5）。

这里指出的渐开线性质，应用在按滚切法制造齿轮的情形。此时，刀具制成截面为齿条齿廓的滚刀。这样得出的曲线是互相包络的，就是说齿轮相对齿条滚切得到齿条齿廓，或者相反，由于齿条滚切而得到齿轮齿廓。

长幅渐开线和短幅渐开线（图3·6），为直线沿圆无滑动地滚动时直线外的点A和B的轨迹。

C点（图3·7）描绘的渐开线的方程式：

$$x_C = r_b \sin(\alpha + \theta) - r_b(\alpha + \theta) \cos(\alpha + \theta)$$

$$y_C = r_b \cos(\alpha + \theta) + r_b(\alpha + \theta) \sin(\alpha + \theta)$$

A点描绘的长幅渐开线的方程式：

$$x_A = x_C - AC \sin(\alpha + \theta)$$

$$y_A = y_C - AC \cos(\alpha + \theta)$$



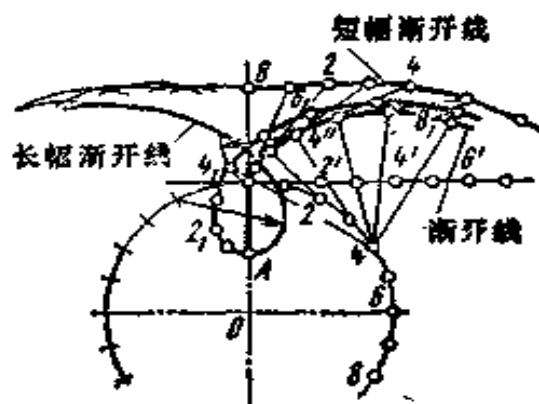


图 3-6

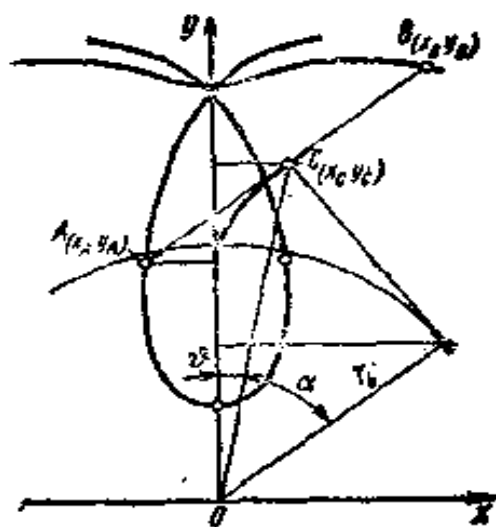


图 3-7

用齿条切制齿轮时，底圆附近的轮齿部分自动被切出长幅渐开线。

B点描绘的短幅渐开线的方程式：

$$x_B = x_C + CB \sin (\alpha + \theta)$$

$$y_B = y_C + CB \cos (\alpha + \theta)$$

图3-8 摆线的作法。

第一法（图左部分）。将圆分成 n 段，把等于弧长的各线段放在一直线上，让圆沿这直线滚动。通过圆周的各分点引水平线，通过直线的各分点作垂直线，从通过两个同名分点的水平线和垂直线的交点 1_1 、 2_1 、 3_1 、……起，用半径 a_1 、 b_2 、 c_3 、 d_4 ……画弧与相应的水平线相交，其交点 α 、 β 、 γ ……等就是摆线的点。

第二法（图右部分）从 $1''$ 、 $2''$ 、 $3''$ ……等分点处，分别以 A_1 、 A_2 、 A_3 ……等为半径画弧，这些弧的包络线就是摆线。

摆线的方程式：

$$x = r (\varphi - \sin \varphi)$$

$$y = r (1 - \cos \varphi)$$

式中 r —— 半径；

φ —— 圆滚动时的转角。

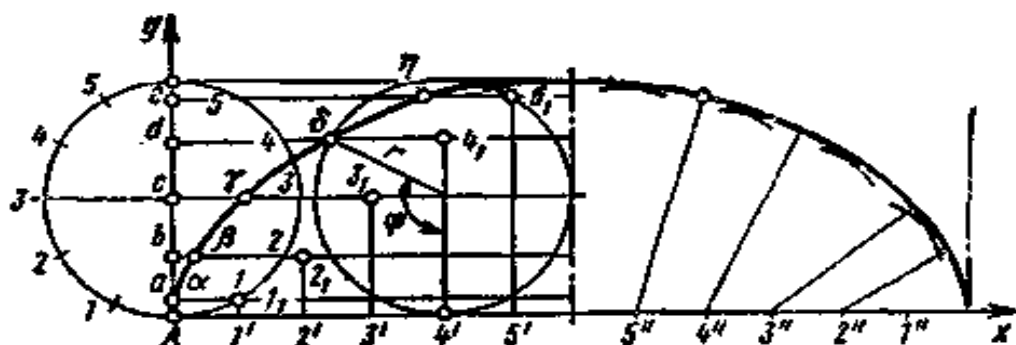


图 3·8

摆线上任意点的法线，总是通过发生圆与基线的切点。摆线的曲率半径 ρ 为其法线长的两倍：

$$\rho = 4r \sin \frac{\varphi}{2}$$

正摆线 用于绘制摆线齿条的轮齿和渐开线齿条沿渐开线齿轮滚切时齿条工作部分的齿廓。

外摆线 (图3·9) 发生圆沿不动的基圆无滑动地滚动时，发生圆上点的轨迹。

外摆线的方程式：

$$x_A = (r_b + r) \sin \frac{r\varphi}{r_b} - r \sin \left(\varphi + \frac{r\varphi}{r_b} \right)$$

$$y_A = (r_b + r) \cos \frac{r\varphi}{r_b} - r \cos \left(\varphi + \frac{r\varphi}{r_b} \right)$$

A点的法线 NN ，总是通过发生圆与基圆相应位置的切点B。

曲率半径

$$\rho = \frac{4r(r+r_b) \sin \frac{\varphi}{2}}{r_b + 2r}$$

外摆线的作法： 将半径为 r 的圆分为 n 等分（图3·9上为6等分），并在半径为 r_b 的圆上截取 $2n$ 个这样的线段。引半径线 O_11 、 O_12 ……，再由圆心 O_1 通过点 $1'$ 、 $2'$ ……画弧，直到与半径线 O_11 、 O_12 ……的延线相交；从交点 $1''$ 、 $2''$ ……起，用半径 $\alpha 1'$ 、 $\beta 2'$ ……画弧与相应的圆弧相交，其交点 α 、 β 、 γ ……等就

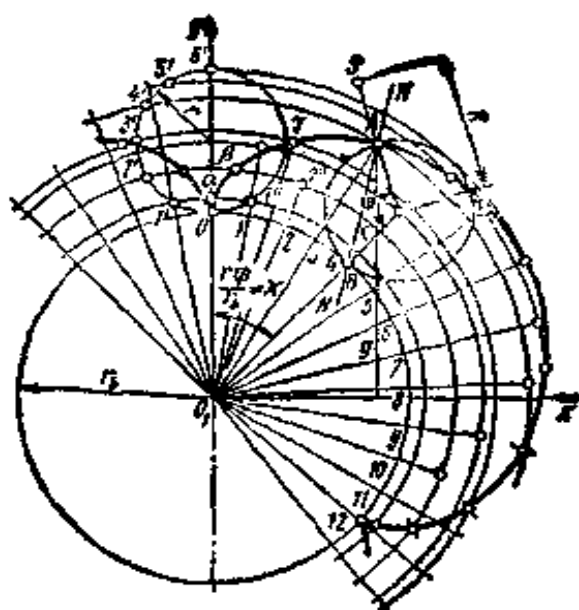


图 3·9

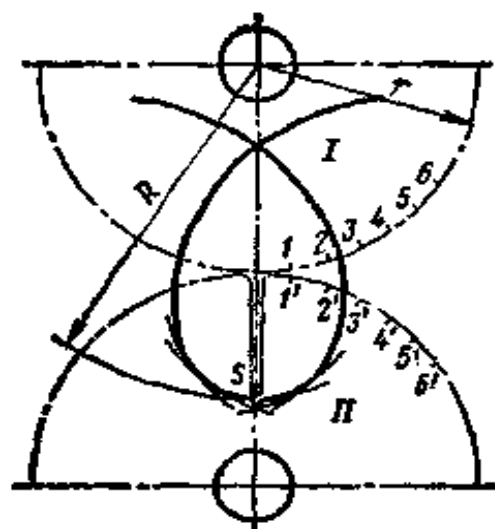


图 3·10

是外摆线的点。

图3·10 长幅外摆线的作法。半径为 r 的发生圆 I 沿圆 II 滚动时，圆 I 上距其中心为 R 的点 S 描绘出长幅外摆线。从等分点 I' 、 $2'$ ……处起，分别用 $1S$ 、 $2S$ ……为半径画弧，这些圆弧的包络线就是长幅外摆线。

图3·11 内摆线——发生圆在基圆内滚动时，发生圆上点的轨迹（图·11 a）。

内摆线的方程（坐标系与图3·9相同）：

$$x_A = (r_b - r) \sin \frac{r\varphi}{r_b} - r \sin \left(\varphi - \frac{r\varphi}{r_b} \right)$$

$$y_A = (r_b - r) \cos \frac{r\varphi}{r_b} + r \cos \left(\varphi - \frac{r\varphi}{r_b} \right)$$

$r < 0.5r_b$ 时，动点沿内摆线的位移与发生圆滚动方向相同（图3·11 b），而在 $r > 0.5r_b$ 时，与发生圆滚动方向相反（图3·11 c）。

特殊情形： $r = r_b$ 时，内摆线退化为一点； $r \rightarrow 0$ 时，内摆线趋于一点； $r = \frac{1}{n}r_b$ 时，内摆线有 n 支（图3·11 b 所示 $n =$

3) ; $r = 0.5r_b$ 时, 内摆线变成直径直线 (图3·11d), 这时的发生圆和基圆称为“卡当”圆。

长幅内摆线如图3·11e所示。

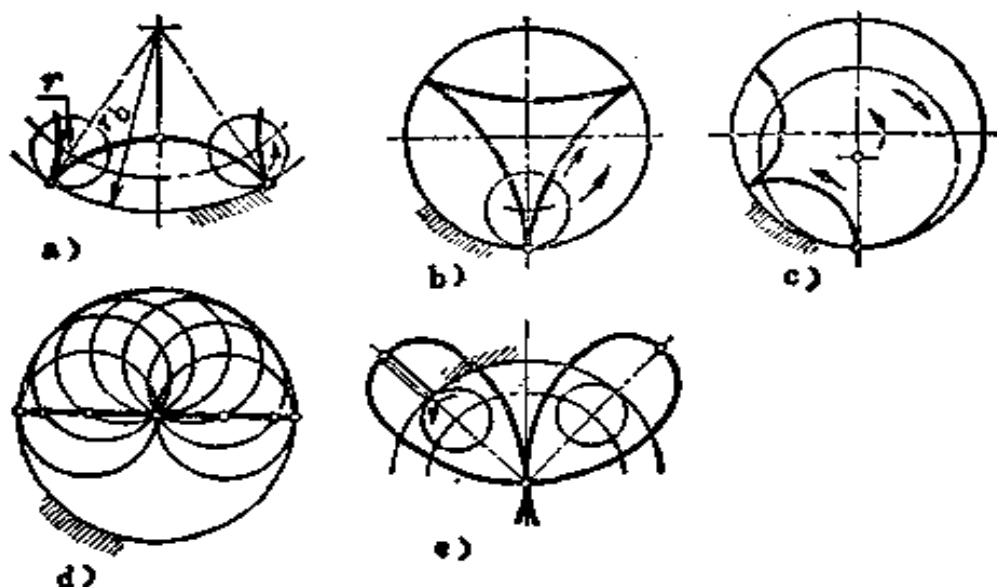


图 3·11

图3·12 渐开线啮合的作法。给定中心距 $a_w = \frac{m_t}{2}(z_1 + z_2)$

和啮合角 $\alpha_w = 20^\circ$ 或 15° 。

渐开线齿廓由基圆展开而得到, 基圆半径:

$$r_{b1} = r_{w1} \cos \alpha_w, \quad r_{b2} = r_{w2} \cos \alpha_w$$

啮合线(即两齿廓接触点的轨迹)是两基圆的公切线 L_1L_2 。由于齿廓接触点的法线是公法线, 而每一渐开线都有切于基圆的法线, 故公法线就是基圆的公切线。

齿廓的绘制 按图3·3所示的方法, 通过节点 P 作渐开线, 并作到齿顶圆为止。

基圆齿厚按下式确定

$$\frac{s_b}{m_b} = \frac{s'_{w1}}{m_t} + z \vartheta_w \quad \vartheta_w = \operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w$$

顶圆齿厚

$$\frac{s_c}{m_c} = \frac{s'_{w1}}{m_t} + z (\vartheta_w - \vartheta_a) = \frac{s_b}{m_b} - z \vartheta_a$$

式中 $m_a = m_t \frac{R_o}{r_w}$ $\theta = \text{tg} \alpha_o - \alpha_o$

$$\cos \alpha = \frac{r_b}{R_o} = \frac{r_w \cos \alpha_w}{R_o}$$

m_b 和 m_a —— 基圆和顶圆上的模数；

R 、 θ 和 α —— 顶圆半径、顶圆渐开线函数和顶圆压力角；

s_{w1} —— 节圆齿厚。

公式分别用于齿轮 z_1 和 z_2 。

假若大轮顶圆交啮合线于线段 PL_1 之外，则小轮齿足为避免干涉应进行根切。

若小轮齿数满足下列不等式，则可不必根切

$$z_1 \geq \frac{4 f'_{a2}}{(2 - u_{21}) \sin^2 \alpha_w}$$

式中 $f'_{a2} = \frac{h'_{a2}}{m_t}$ —— 大轮齿顶相对高度（即齿顶高系数）；

$$u_{21} = \frac{z_1}{z_2} < 1;$$

u_{21} —— 对内啮合为正值，对外啮合为负值。

对于正常啮合的齿轮， $f'_{a2} = 1$ 和 $\alpha_w = 20^\circ$ 时

$$z_1 = z_{\min} \geq \frac{34.2}{2 - u_{21}}$$

对于刀具移距切削（即径向变位切削）的齿轮，其齿数和 $z_1 + z_2$ 的最小可能数值由下式确定

$$z_1 + z_2 > (z_1 + z_2)_{\min} = \frac{2\pi \varepsilon_{a\min}}{\text{tg} \alpha_w}$$

式中 $\varepsilon_{a\min}$ —— 能采取的最小重合系数。

图3·13 齿轮的变位。若是齿廓选择最合适的渐开线段落。

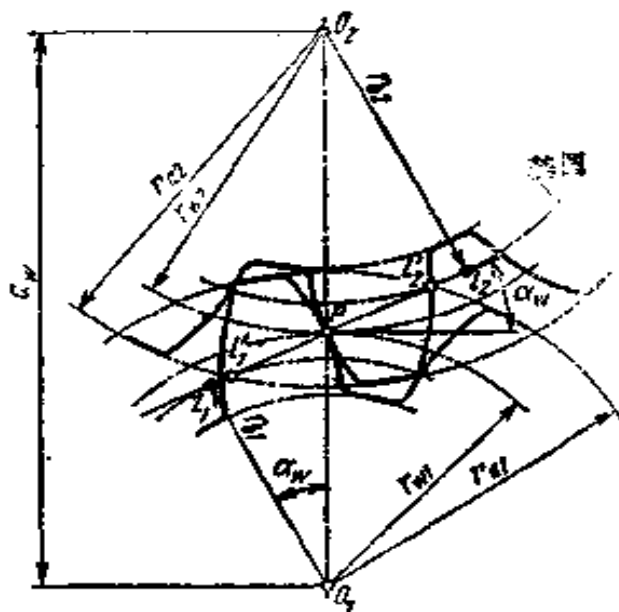


图 3·12

则可改善传动的质量指标。实际上，这是用滚切法切制轮齿时，切削刀具相对移距 x 来实现的。变位系数 x ，在刀具相对零位置向轴线 O 移近时其值为负，从轴线 O 移出时其值为正。最佳质量指标决定于变位系数 x_1 和 x_2 的选择， x_1 和 x_2 可利用专门编制的“封闭图”^{*}来选取。

图3·13示出被齿条根切的齿轮，为消除根切，齿条应从齿轮轴线 O 移出距离 xm_0 ；这时，齿轮的分圆齿厚 s' 增大，而齿沟宽 s'' 减小：

$$s' = m_0 \left(\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha_0 \right)$$

式中 m_0 ——齿条模数，
 α_0 ——齿条齿廓角。

当 $x = 0$ 时， $s' = p/2$ 。变位系数 $x = \frac{z_0 - z}{z_0}$ ，式中 z_0 ——与

齿条啮合的齿轮齿数。在这种情况下，若齿条正常地安装，根切就不会发生，因为齿条的齿顶线正通过啮合线与渐开线的交点； $\alpha_0 = 20^\circ$ 时， $z_0 = 17.1$ ； $\alpha_0 = 15^\circ$ 时， $z_0 = 30$ ； z ——被齿条刀切制的齿轮齿数。

若齿轮 z_1 和 z_2 用法向节距和 α_0 都相同的齿条刀切制，并且小轮的变位系数为 x_1 和大轮的变位系数为 x_2 ，则啮合角按下式确定

$$\vartheta_w = \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} \alpha_0}{z_1 + z_2} + \vartheta_0$$

$$\vartheta_w = \operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w \quad \vartheta_0 = \operatorname{tg} \alpha_0 - \alpha_0$$

变位系数 x_1 和 x_2 ——用以进行变位齿轮计算的算符。若 $x_1 =$

$x_2 = 0$ ，则被切的齿轮为正常齿轮： $\alpha_0 = \alpha_w$ ； $s' = s'' = \frac{m_0 \pi}{2}$ ； $h_a = m_0$ ； $h_f = 1.25m_0$ 。

* Болотовская Т.П., Болотовский И.А. и Смирнов В.Э. «Справочник по корректированию зубчатых колес» М. Свердловск, 1962, 213с.

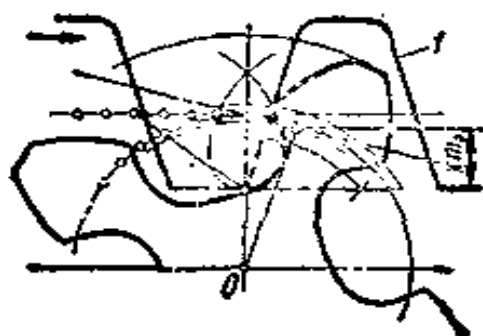


图 3·13

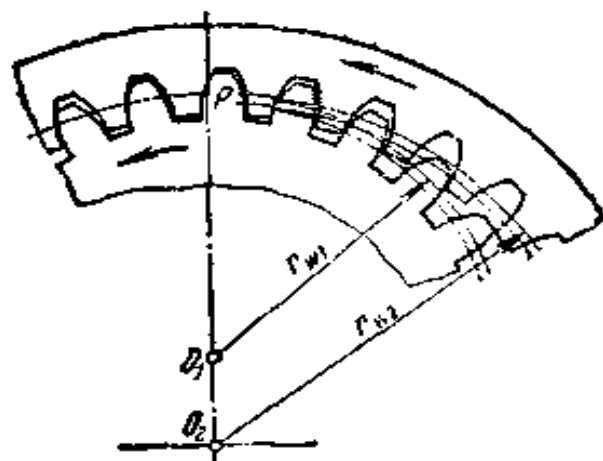


图 3·14

当 $x_1 = -x_2$ 时, 得到等变位啮合:

$$\alpha_w = \alpha_0; \quad s'_1 \neq s'_2; \quad h_{a1} \neq h_{a2}$$

$$s'_1 = m_0 \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha_0 \right)$$

$$s'_2 = m_0 \left(\frac{\pi}{2} - 2x_2 \operatorname{tg} \alpha_0 \right)$$

$$h_{a1} = m_0 (1 - x_2); \quad h_{a2} = m_0 (1 - x_1)$$

$$h_{a1} + h_{f1} = h_{a2} + h_{f2} = h = 2.25m_0$$

如果须使两轮齿的磨损情况一样或要减小传动的外廓尺寸的情形, 就应采用等变位啮合。

当 $x_1 \neq -x_2$ 时, 则得到不等变位啮合。

图3·14 渐开线内啮合。

图3·15 斜齿圆柱齿轮。为了改善圆柱齿轮的工作情况, 轮齿作成倾斜的。图3·15 a 所示为斜齿条。若该齿条沿齿轮节圆柱滚切 (图3·15 b), 就得到展开螺旋面的直纹齿面。齿面与垂直于轴线的平面相交得到渐开线, 而与同心圆柱相交是螺旋线。节圆柱上的螺旋线升角用来表示齿轮的特性。

端面模数与法面模数之间的关系为 $m_t \cos \beta = m_n$ 。法面模数 m_n 已标准化。重合系数 e 比同样齿数的圆柱齿轮的 e_a 大:

$$e = e_a + \frac{b \operatorname{ctg} \beta_0}{p_b}$$

斜齿轮工作时有沿轴向移动的趋势。

图3·16 圆弧点啮合圆柱齿轮传动。传动工作时，接触点沿

平行于齿轮轴线的啮合线移动。轮齿高度可以很小，甚至等于零。端面齿廓用不同符号曲率的圆弧来描绘。最少齿数不受根切限制，因此容易实现很大传动比的传动。

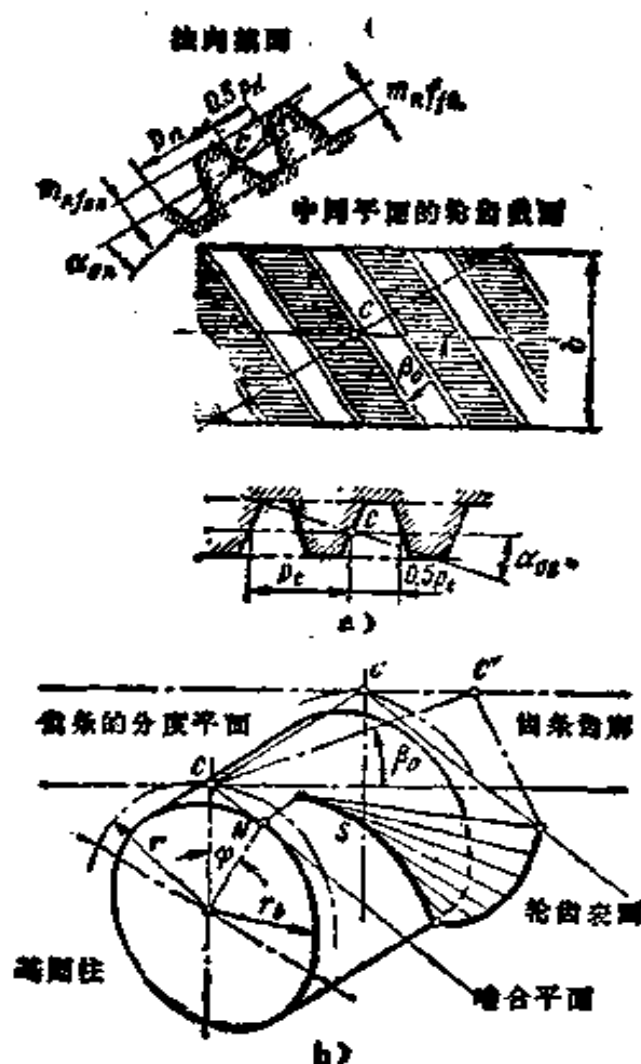


图 3·15

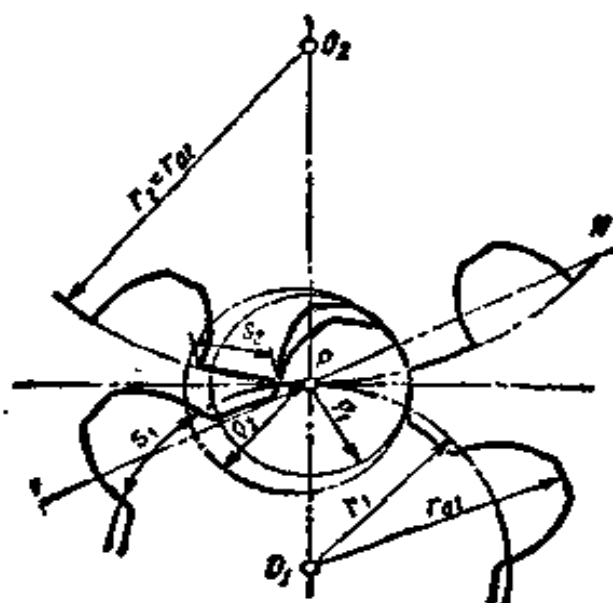


图 3·16

圆弧点啮合传动的承载能力约为相应的渐开线传动的两倍。

推荐

$$\alpha_s = 20^\circ \sim 30^\circ$$

$$\rho_1 = 1.35m_s$$

$$\rho_2 = (1.03 \sim 1.10) \rho_1$$

$$s_1 = (1.3 \sim 1.5) s_2$$

齿倾角 $\beta = 5^\circ \sim 40^\circ$ 。

式中 s_1 和 s_2 ——沿端面节圆上的齿厚；

s_2 可以任意选取，并且 $s_1 + s_2 < d_{110}$

齿轮可以制成斜齿和人字齿，并且可以用于各种轴线位置的传动。

图3·17 摆线啮合的形成。摆线齿轮啮合时，发生圆沿节圆滚动，发生圆上点的轨迹就是轮齿齿廓。当发生圆 R_1 沿节圆 r_1 滚动时，就得到轮Ⅰ齿足部分的内摆线齿廓；而当发生圆 R_1 沿节圆 r_2 滚动时，就得到轮Ⅰ齿头部分的外摆线齿廓。用同样的方法滚动发生圆 R_2 时，就得到轮Ⅱ齿足部分和轮Ⅰ齿头部分的齿廓。

摆线齿廓的啮合线，就是两发生圆的共轭弧 EP_1 和 P_1F 。沿着通过 P_1 点法线的作用力，其方向不断改变。摆线啮合的齿轮对轴间中心距的变化很敏感，很少用在更换齿轮系统；磨损比渐开线齿廓为小，因为在任何时候齿廓的凸部总是沿另一齿廓的凹部接触。摆线齿廓不会发生根切。

图3·18 针齿啮合的作图。若取 $R_1 = 0$ 和 $R_2 = r_2$ （见图3·17），则得到退化成一点的齿轮 z_2 的外摆线和内摆线。对第一个齿轮，齿足齿廓退化为一点。如果齿轮 z_2 作成圆柱形轮齿，那么第一个齿轮的轮齿就用外摆线 a 的等距曲线（图中虚线）来描绘，而外摆

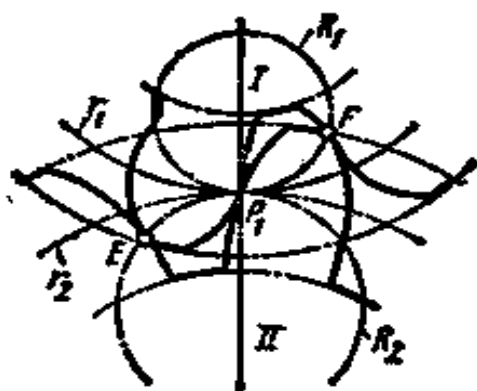


图 3·17

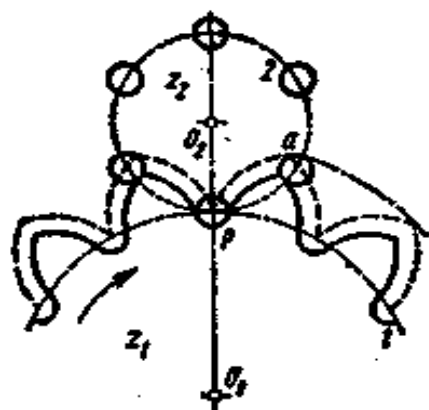


图 3·18

线 a 则由圆2沿圆1滚动而得。

图3·19 传动比很大的针齿传动。从动轮为针轮，主动轮是带两个齿的齿轮2。齿廓画法与普通针齿啮合齿廓画法相同。

图3·20 传动比很大的针齿传动。主动轮为针轮。绘制摆线齿廓时，取发生圆半径 $R_1 = r_1$ ， $R_2 = 0$ （见图3·17）；因此一个齿

轮的齿廓变成一点，可用针齿代替；另一齿轮则只有齿头。实际齿廓用外摆线的等距曲线描绘；外摆线则由节圆 1 沿圆 2 滚动而得。

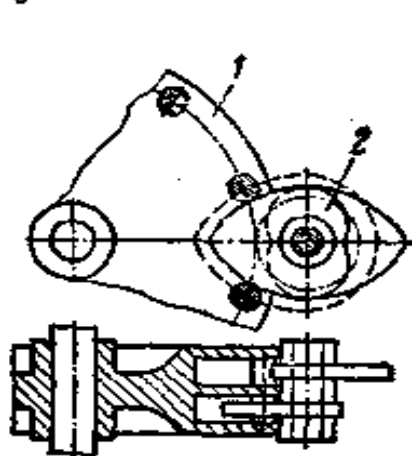


图 3-19

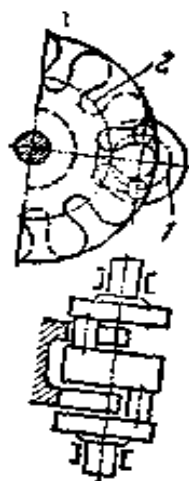


图 3-20

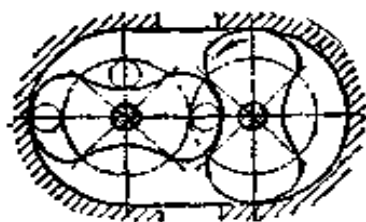


图 3-21

图3-21 摆线齿廓的双齿传动。滚动形成齿廓的发生圆半径

$$R_1 = R_2 = \frac{1}{4} r_1 = \frac{1}{4} r_2 \quad (\text{见图3-17})$$

用整支的外摆线和内摆线绘制齿头和齿足。对由普通齿轮并联时的泵浦，常采用这种传动。由于在某些位置会自锁，故不能独立工作，因此采用传动比等于 1 的普通齿轮连接其轴。

图3-22 外瞬心针齿啮合。节圆 I 沿节圆 II 滚动时，轮 1 的各针齿中心均描绘出短幅内摆线。轮 2 的实际齿廓应采取短幅内摆线的等距曲线。P——节点。

图3-23 传动比为 1 : 2 的内啮合，内齿齿廓采用直线绘制。

图3-24 有圆角齿的内啮合齿轮。内齿轮齿数比外齿轮多一个。

图3-25 带滚子的三臂杆；滚子在四瓣曲线槽内滚动。臂杆与圆盘的转速比为 4 : 3。齿廓绘制方法与针齿啮合相同。

图3-26 带滚子的双臂杆；滚子沿三瓣曲线槽滚动。当轴 O 固定不动时，臂杆与圆盘 1 的转速比为 3 : 2。齿廓绘制方法与针齿啮合相同。

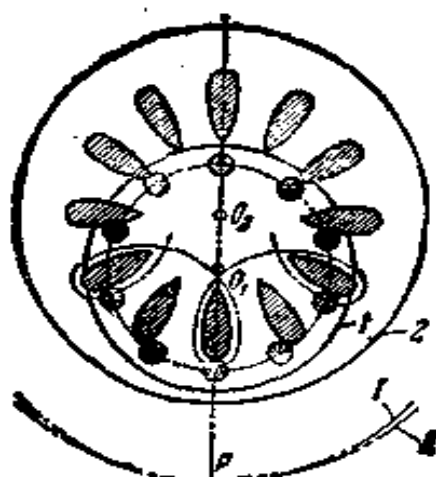


图 3-22

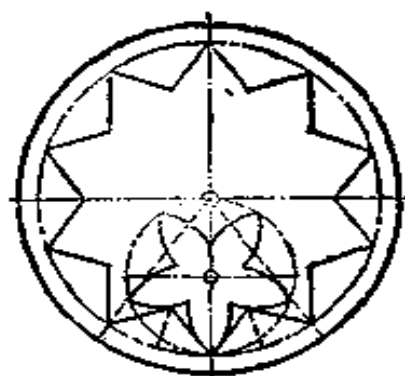


图 3-23

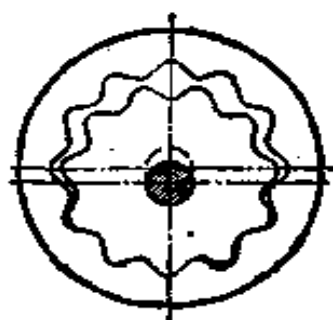


图 3-24



图 3-25

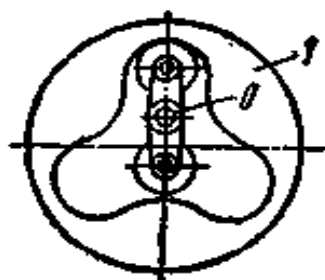


图 3-26

图3-27 椭圆齿轮。轮1和轮2的旋转中心放在焦点 O_1 和 O_2 上。与反平行四边形铰链机构一样，该传动能产生变角速比。传动比

$$u_{12} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{1 + 2e \cos \varphi_1 + e^2}{1 - e^2}$$

式中 $e = \frac{C}{A}$ —— 椭圆的偏心率，

$$u_{12\max} (\varphi_1 = 0) = \frac{1 + e}{1 - e}$$

$$u_{12\min} (\varphi_1 = \pi) = \frac{1 - e}{1 + e}$$

每对轮齿有特殊的啮合线。两个相同的齿轮，一次装卡切制时，其齿数应为奇数。

图3-28 由椭圆得到的派生齿轮。a) —— 双叶卵型。在图

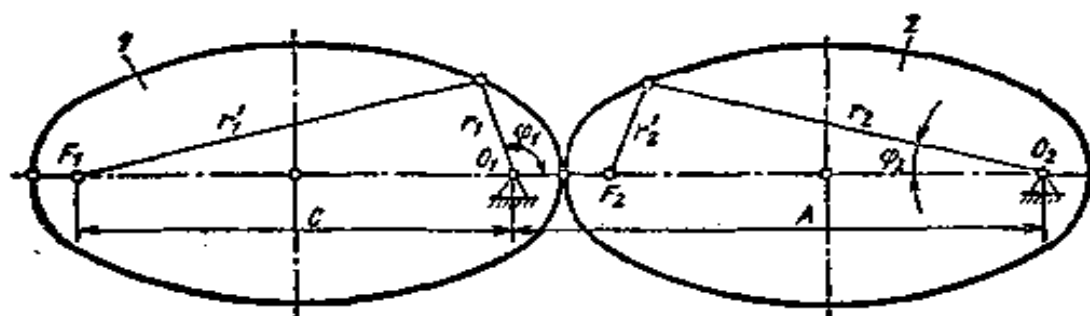


图 3·27

3·27所示机构中，两椭圆彼此无滑动地滚动。两椭圆半径分别从 r_1 变到 r_1' 和 r_2 变到 r_2' 时，如果其相应的角度 φ_1 和 φ_2 减小到原来的 $1/m$ ，则两椭圆的滚动条件仍然不变。若给定角度 φ_1 和相应的 φ_2 ，就可按每一对角度定出相接触的半径 r_1 和 r_2 ；然后将其置于角度 φ_1/m 和 φ_2/m 处。若 $m=2$ ，则当椭圆齿轮（图3·27）转过 φ' 等于 2π 的角度时，在派生齿轮中相应地转过等于 π 的角度。主动轮转一转，传动比相应地有两次周期变化。

b) ——三叶星型 ($m=3$)。主动轮转一转，传动比相应地有三次周期变化 ($\varphi' = 120^\circ$)。

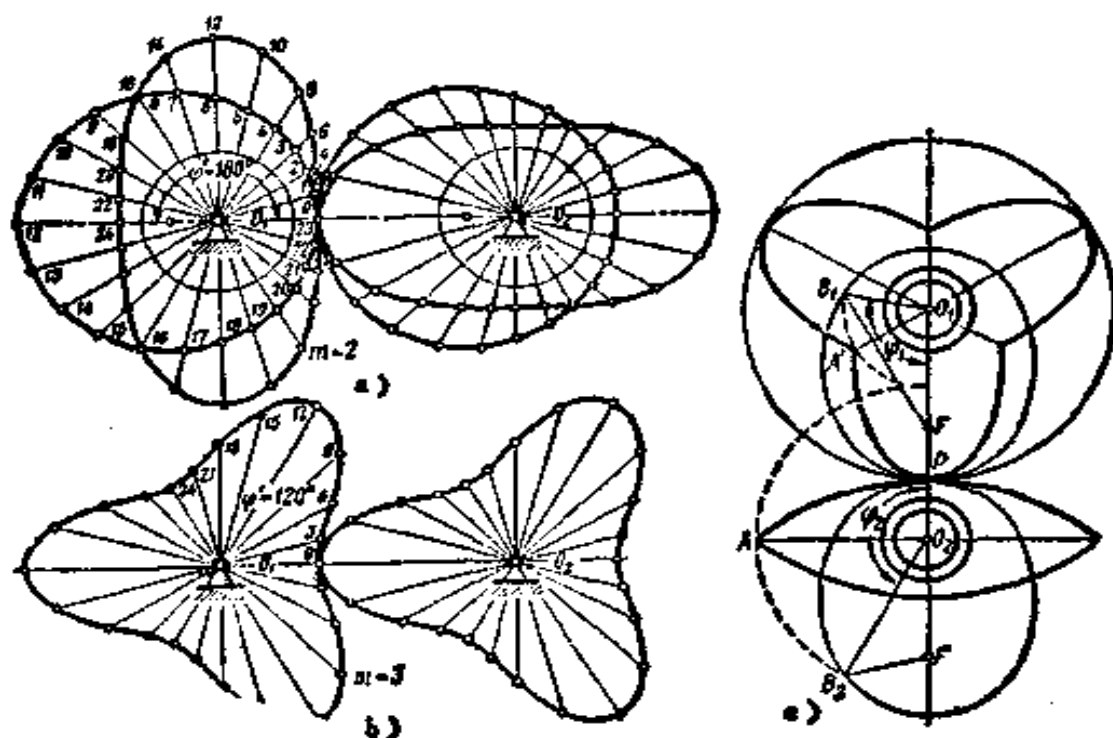


图 3·28

c) ——主动轮为双叶型, 从动轮为三叶型。在原始椭圆上必须选取相等的圆弧 PB_1 和 PB_2 。并使其上相应的角度 φ_1 与 φ_2 的比例为 2 : 3。相互滚动的弧对应于两椭圆的一部分。

图3·29 三个椭圆齿轮组成的传动, 其运动极不均匀。

图3·30 对数螺线。两条同样的对数螺线 K 和 K' ($r = ae^{m\theta}$), 各绕自己的极点 (即瞬心) O 和 O' 反向旋转, 可用作彼此无滑动地滚动的共轭曲线。 P ——节点。

图3·31 传动比变化的齿轮, 齿轮的节圆柱系用对数螺线绘出。在一转内传动比作一次周期变化。

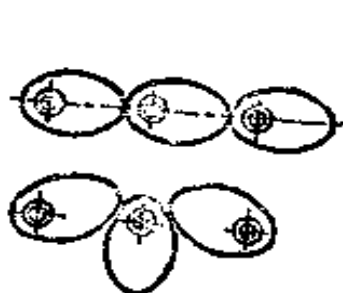


图 3·29

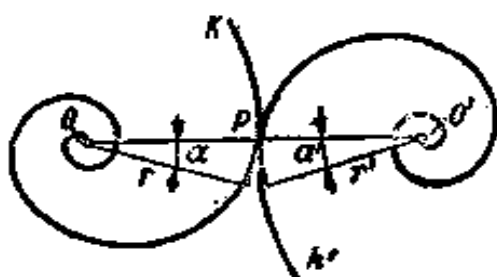


图 3·30

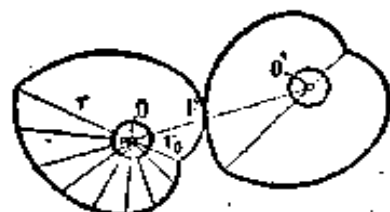


图 3·31

图3·32 与图3·31类似的齿轮传动, 传动比有两次周期变化。

图3·33 用对数螺线描绘出的曲边正方形齿轮。齿轮亦可作成多角形。点 A 和 A' 及点 B 和 B' 都重合于节点 P 处。

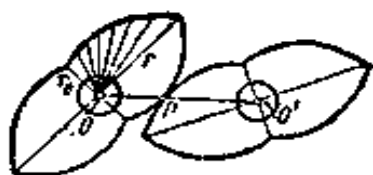


图 3·32

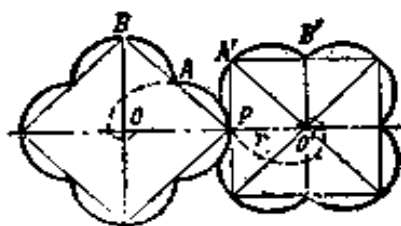


图 3·33

图3·34 圆锥齿轮齿廓工作部分表面的形成: a) ——球面外摆线。发生锥 L 沿圆锥 K 滚动时, 点 B 在球面 S 上描绘出球面外摆线, 其上的点与球心 O 连接后, 则可得到适用于齿廓部分的直纹表面。 b) ——球面内摆线。发生锥 L 沿圆锥 K 内表面滚动时, 球面 S 上的点 B 描绘出球面内摆线。

若是发生锥 L 用球面大圆代替,并沿圆锥 K 滚动,则始终位于球面上的 B 点描绘出球面渐开线(图3·35 a)。

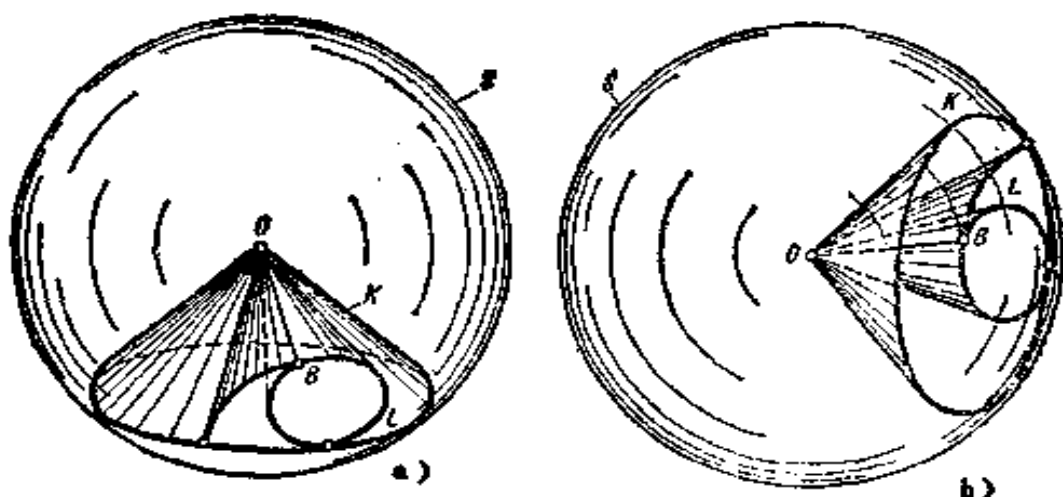


图 3·34

图3·35 渐开线啮合锥齿轮的齿廓作法。当大圆(图3·35 a)沿基锥滚动时,圆上各点均描绘出球面渐开线 GL ,而半径线则描绘出球面渐开线锥面。在绘制齿廓时,要在有母线 OP 的两节锥内(图3·35 b),选取大圆 N_1ON_2P ,并作出与大圆相切的两基锥 r_{02} 和 r_{01} 。在大圆上选择一段直线,同时使大圆沿锥面 r_{01} 滚动,则可得到用于描绘第一个齿轮齿廓侧面的渐开线锥面。同样地可得到第二个齿轮的共轭齿廓侧面。节圆锥和基圆锥半径之间的关系,与圆柱齿轮节圆和基圆半径之间的关系一样。

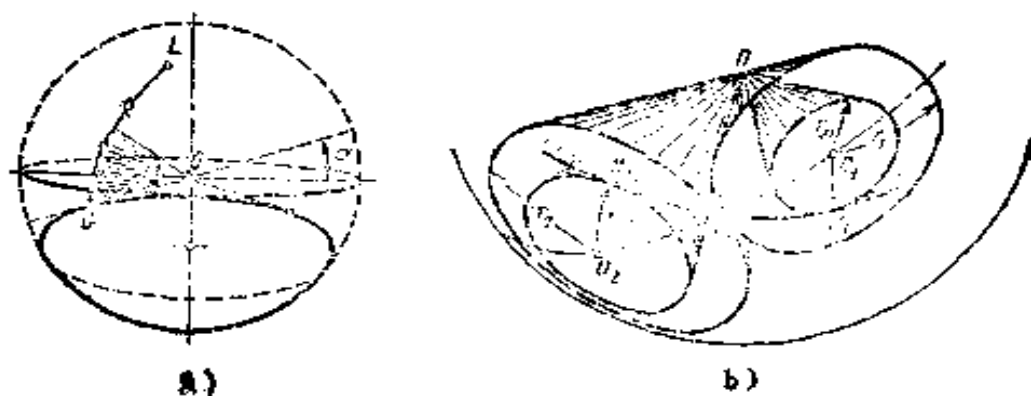


图 3·35

图3·36 圆锥齿轮1和2的齿廓近似作法。描绘齿廓用的

球面曲线位于球面上，该球面可近似地用两个辅助锥面 MO_1P 和 NO_2P 代替。展开辅助锥，并像圆柱齿轮一样地绘制出齿廓，再将展开面反卷到锥面上。展开面半径

$$R_1 = \frac{r_{e1}}{\cos \delta_1} \text{ 和 } R_2 = \frac{r_{e2}}{\cos \delta_2}$$

式中 r_{e1} 和 r_{e2} ——两共轭节锥的底部半径；
 $2\delta_1$ 和 $2\delta_2$ ——节锥顶角。

当量圆柱齿轮齿数

$$z'_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z'_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

渐开线齿廓小锥齿轮无根切时的最少齿数按下式确定

$$z_{1\min} = \frac{4}{(2 - u_{21}) \sin^2 \alpha_w} \cos \delta_1$$

若轴线交角为 δ ，则

$$\operatorname{ctg} \delta_1 = \frac{u_{12} + \cos \delta}{\sin \delta} \text{ 和 } \operatorname{ctg} \delta_2 = \frac{1 + u_{12} \cos \delta}{u_{12} \sin \delta}$$

$$\frac{1}{u_{21}} = u_{12} = \frac{z_2}{z_1}, \quad \delta = \delta_1 + \delta_2$$

图3·37 锥齿轮轮齿形状：a)——直齿；b)——斜齿或切线

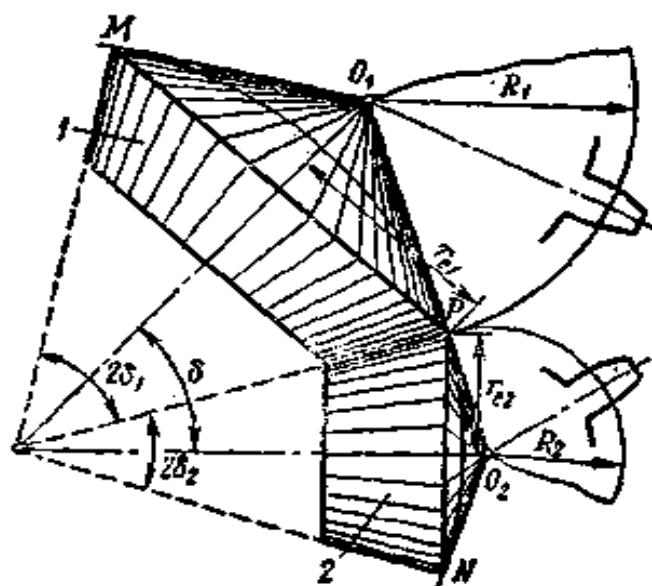


图 3·36

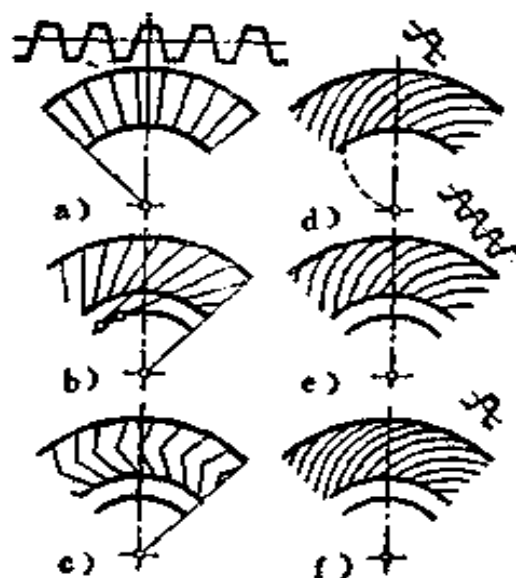


图 3·37

齿；c) ——角形齿或人字齿；d) ——螺旋线齿；e) ——渐开线齿；f) ——圆弧线齿。

图3·38 平面齿轮的齿廓。在平面齿轮中，渐开线圆锥顶角为 180° ，因此平面齿轮齿廓是球面渐开线，从而使齿侧表面不是平面（图3·38 a）。若将齿面作成平面，则得到在切削锥齿轮时采用的8字形啮合（图3·38 b）。可将被切齿轮沿之滚动的平面齿轮的轮齿作成平面刨刀。

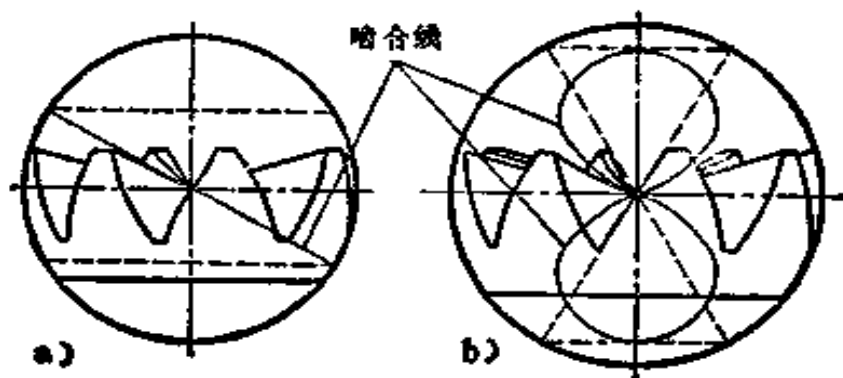


图 3·38

图3·39 双曲面——与一固定轴线 $x-x$ 交错成某一角度，并围绕其转动的直线段1所描述的轨迹面（图3·39 a）。双曲面的母线是直线。两个双曲面可沿母线接触（图3·39 b），

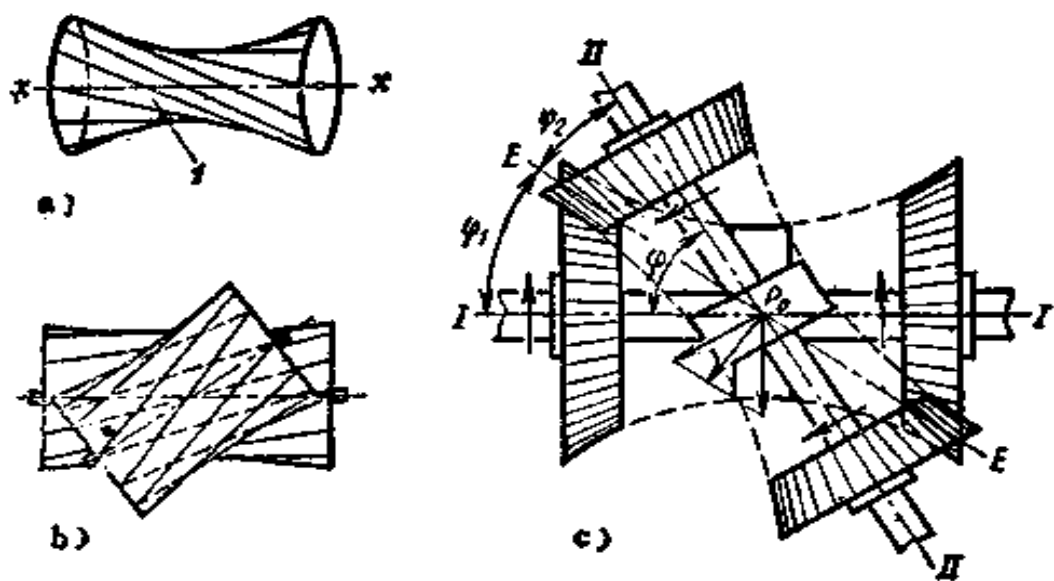


图 3·39

双曲面齿轮（图3·39c）。双曲面齿轮轮齿方向与双曲面母线一致。因为双曲面母线是直线，所以齿廓母线也是直线，因此可以选取双曲面的各不同部分来作齿轮。实际上，通常从喉部取出两段双曲面用两个圆柱面代替，这时就得到螺旋齿轮（图3·41e）；离开喉部截取双曲面其它部分用一般的圆锥面代替。

公共母线 EE 是双曲面齿轮相对旋转和相对滑动的瞬时轴线。轴线I-I与II-II的交错角 φ 和母线与两个齿轮轴线的倾斜角 φ_1 和 φ_2 ，可按下列式确定

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{\sin \varphi}{u_{12} + \cos \varphi} \quad \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{u_{12} \sin \varphi}{1 + u_{12} \cos \varphi}$$

双曲面轴线间的最短距离，被旋转和滑动的瞬时轴线划分成 r_1 和 r_2 两部分：

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_2 + \omega_1 \cos \varphi}{\omega_1 + \omega_2 \cos \varphi} = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\operatorname{tg} \varphi_2}$$

对于从喉部截取的齿轮（或近似的螺旋齿轮），其传动比为

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2 \cos \varphi_2}{r_1 \cos \varphi_1}$$

各齿轮的端面节距由下式确定

$$p_n = p_{s1} \cos \varphi_1 = p_{s2} \cos \varphi_2$$

双曲面啮合有两种特殊情况：1）如果母线与轴线平行，就成为圆柱齿轮；2）如果母线与轴线相交，就成为圆锥齿轮。

图3·40 直齿a）、斜齿b）、人字齿c）和花纹齿d）的圆柱齿轮。

图3·41 双曲面齿轮（特殊情况）：a）——直齿和螺旋齿锥齿轮；b）——直齿锥齿轮副啮合；c）——锥齿轮与平面齿轮的啮合；d）——螺旋齿锥齿轮副的啮合；e）——螺旋齿轮传动；f）——准双曲面齿轮传动。

图3·42 齿轮间隙的消除方法。一个齿轮分成两半，1和2，并使两者在旋转平面中彼此错开位置。齿轮两半部的相对位

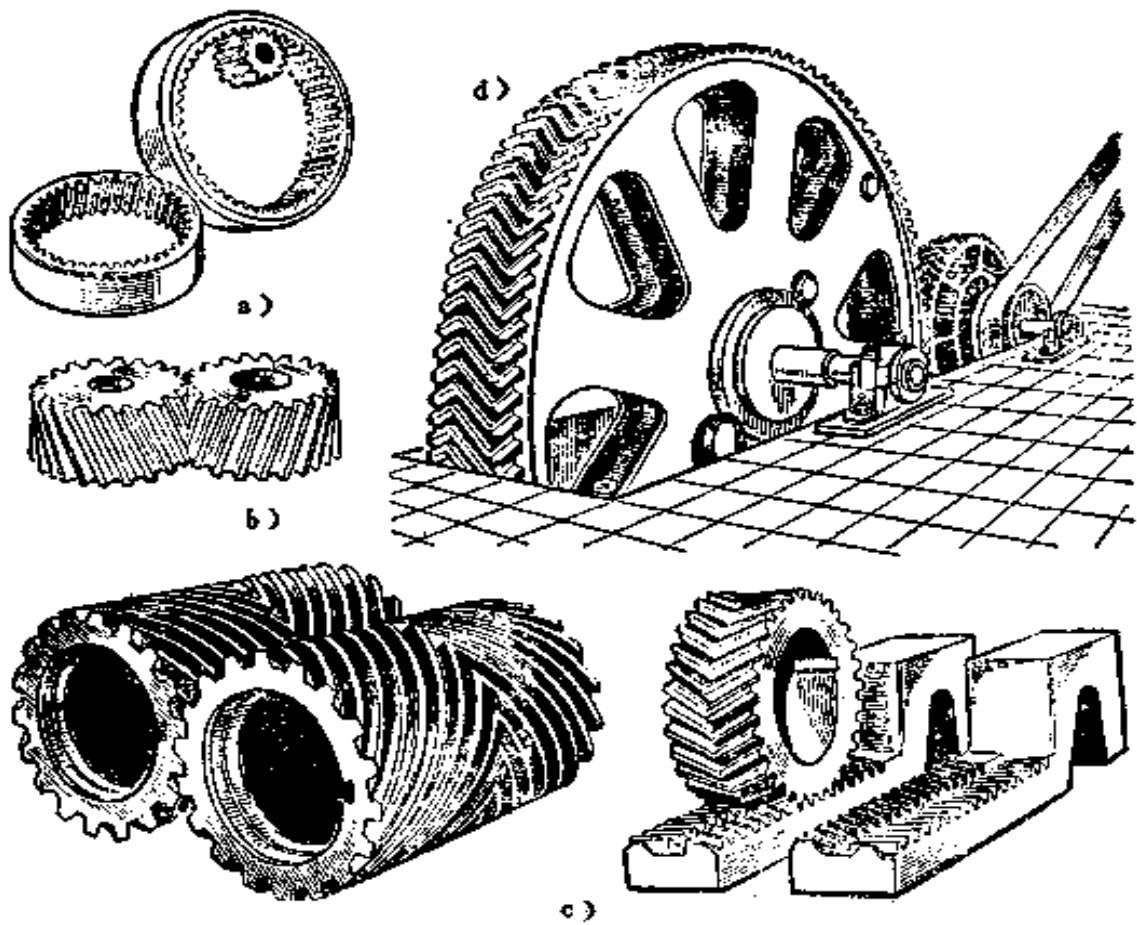


图 3·40

置用螺钉 4 调整，在调整好的位置上用螺栓将两半固结。用同样的方法亦可消除蜗杆传动中的间隙，但这时蜗轮磨损增加。

图3·43 齿轮和蜗杆传动中侧隙的消除方法。仪器齿轮传动 1—2 中的侧隙，可以采用装在两金属轮 2 之间的齿厚较大的尼龙轮 3 来消除（图3·43 a），或者将一个齿轮的轴一端装在固定轴承上，另一轴承装在杠杆上，用弹簧使杠杆将两轮压紧。

在蜗杆传动中，一个轴承 1 浮动，另一个轴承 2（图3·43b）为滑动摩擦式，并用平板弹簧 3 悬臂或两端固定于壳体上。弹簧 3 预先弯曲使蜗杆与蜗轮紧压。

图3·44 由轮毂 1 和齿圈 3 和 5 组成的齿轮，它们之间用柱销 9 和弹性圈 2、4、7 连接，弹性圈又用硫化胶合的方法装在两个套筒 8 和 6 中。这个齿轮可用来使载荷沿齿长分布均匀和补偿间隙。

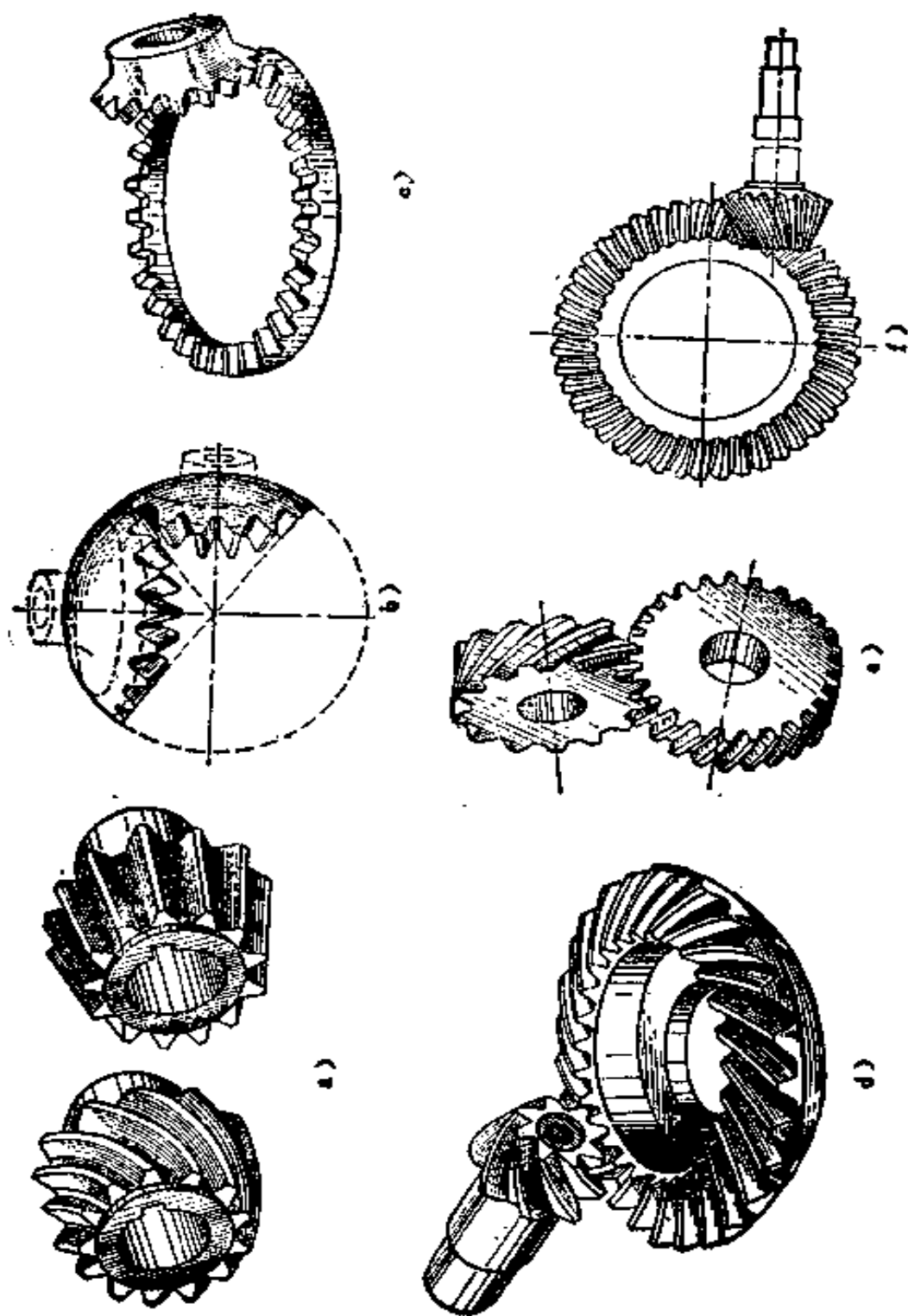


图 3-41

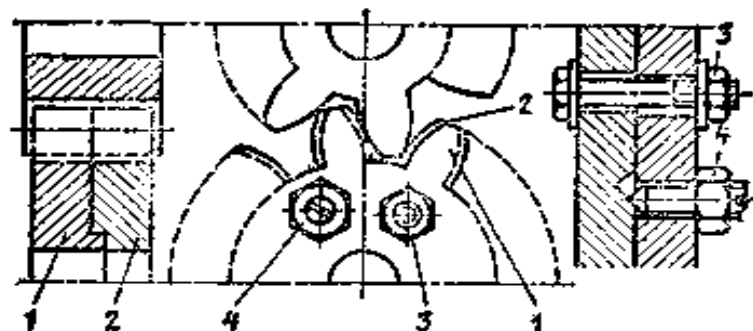


图 3-42

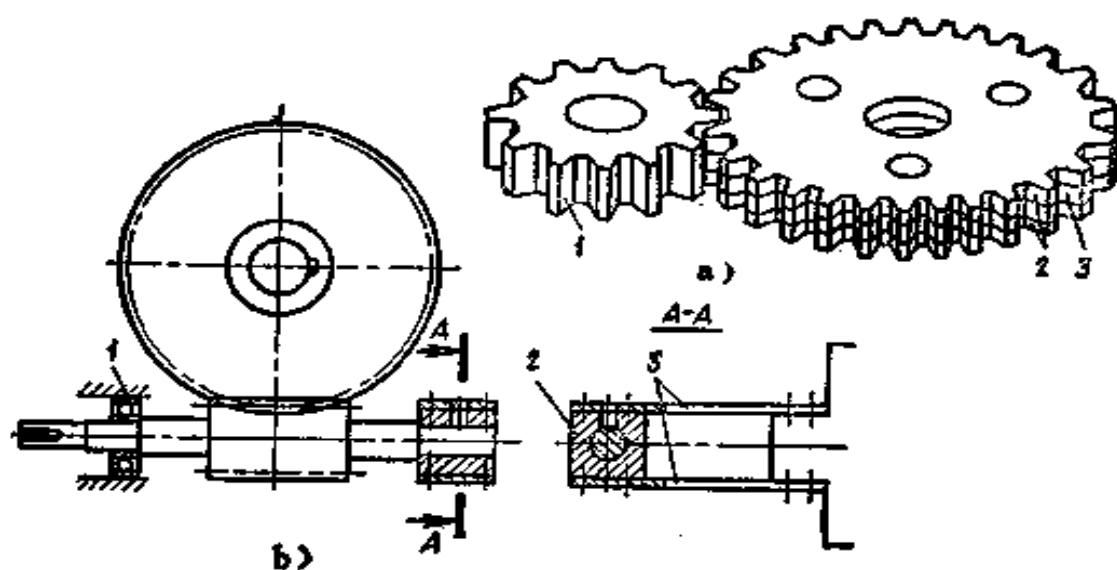


图 3-43

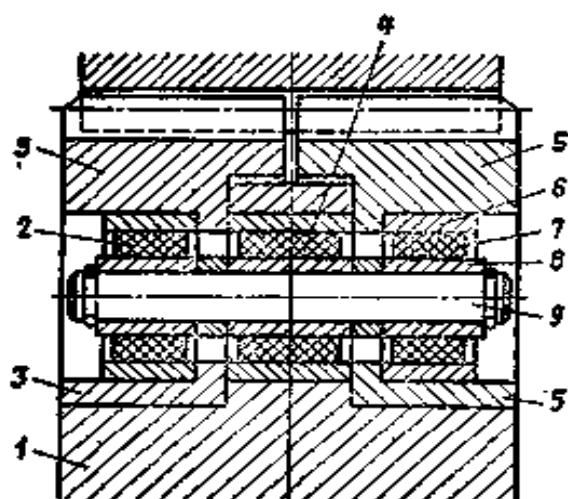


图 3-44

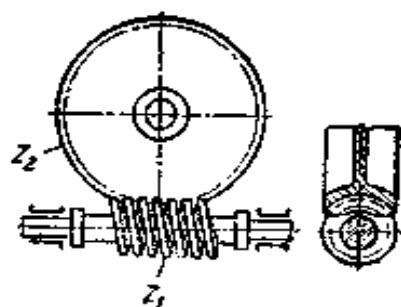


图 3-45

图3-45 蜗杆啮合。传动比

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

式中 z_2 ——蜗轮齿数；
 z_1 ——蜗杆螺旋线头数。

效率由节圆柱上螺旋线的升角而定：

$$\text{蜗杆主动时, } \eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad \text{蜗轮主动时, } \eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho)}{\operatorname{tg} \gamma}$$

式中 γ ——螺旋线升角；
 ρ ——摩擦角。

蜗轮若为主动时，只有在 $\gamma > \rho$ 的情况下传动才能工作。常用来作为减速装置。必须采用能承受蜗杆轴向力的支承。

图3·46 装有滚子齿1的圆柱蜗杆传动。滚子用以减少摩擦，因而能提高效率。

图3·47 传递很大载荷的圆弧面蜗杆传动。它是由蜗杆节圆柱面为一圆弧面的形状而得到的名称。圆弧面——一圆弧绕同一平面内但在圆弧外的轴线旋转时得到的旋转体。圆弧面传动具有较高的效率。目前，在繁重工作传动中，特别是在冶金机械重载机构中得到广泛应用。

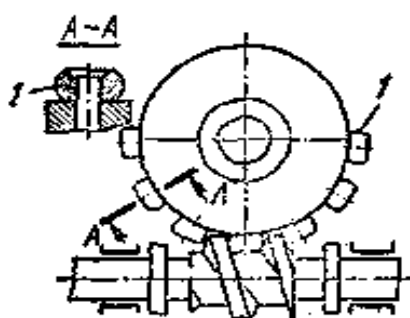


图 3·46

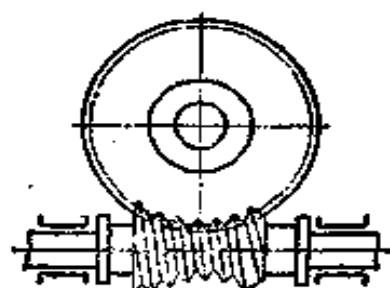


图 3·47

图3·48 具有滚子齿1的圆弧面蜗杆传动。

图3·49 汽车转向机构中，具有柱销齿的蜗杆传动。

图3·50 蜗轮上轴向压力的消除方法。蜗杆1直接由主动轴带动，蜗杆2则由主动轴1经过齿轮 z_1 和 z_2 带动。一个蜗杆为右旋，另一个为左旋。若制造足够精确，传动工作时将不会有附加轴向载荷。

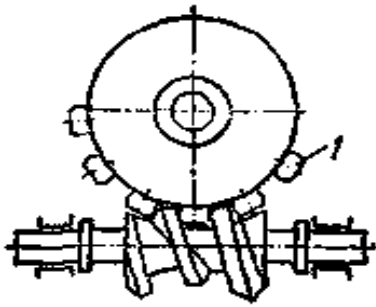


图 3-48

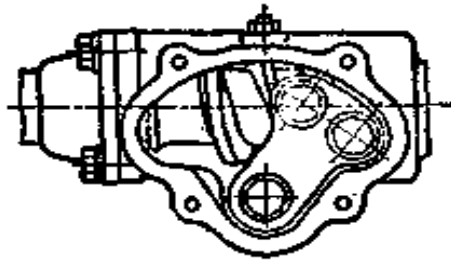


图 3-49

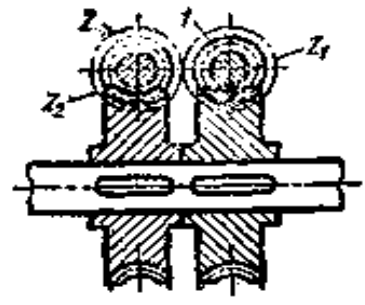


图 3-50

图3-51 蜗杆上轴向压力的消除方法。蜗杆 1 和 2 在同一轴上，但具有不同的螺旋方向。

图3-52 蜗杆传动副 I 和 II 顺序连接，以获得大的传动比。

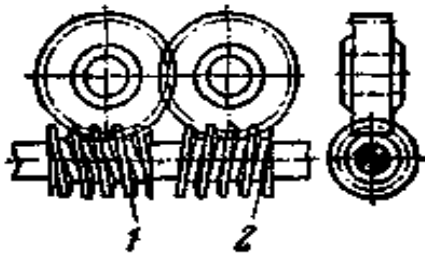


图 3-51

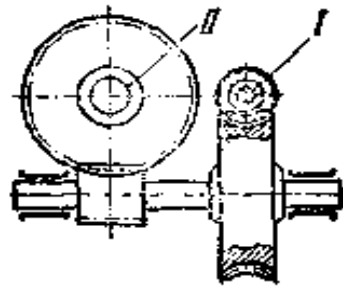


图 3-52

图3-53 与齿条啮合的单齿齿轮的模型。

图3-54 具有单齿主动齿轮的齿轮减速器。

图3-55 齿轮轧制的试验台。固定在主轴 1 上的工件 2，在两个齿辊 4 之间受到轧制，两个齿辊装在机架上，并利用可伸缩的油缸 5 的活塞杆实现径向进给。连接轧辊 4 和校准齿轮 6 的万向节轴 7，在轧辊中心距变化时保证旋转同步。

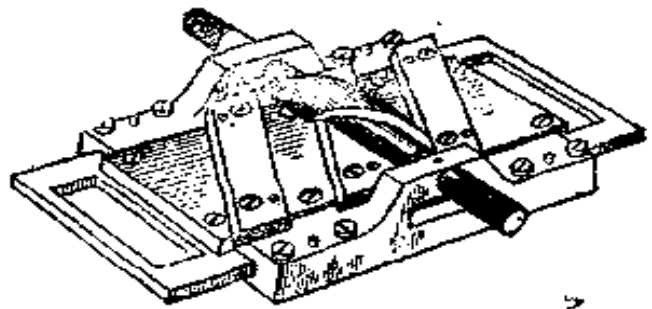


图 3-53

图3-56 齿轮在具有旋转齿槽阴模的固定外壳中轧制。加热的环状工件套在光辊 3 上。凸轮 4 转动，外壳 1 上的齿模 2 跟轧辊 3 靠近 (图a)，然后旋转轧辊使工件挤到模子的齿槽中，从

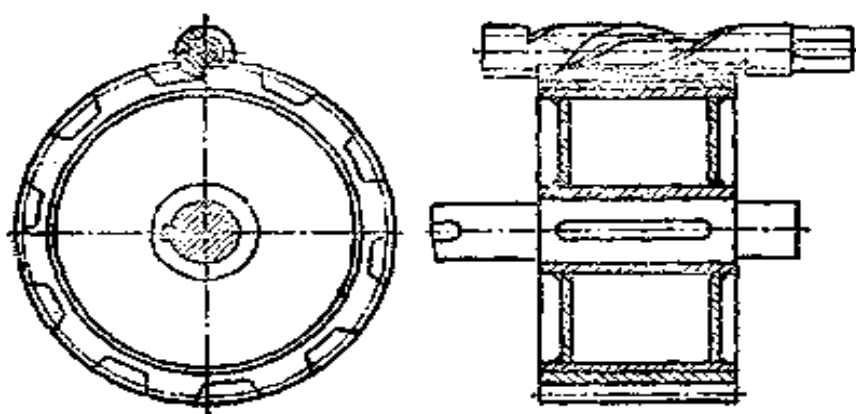


图 3-54

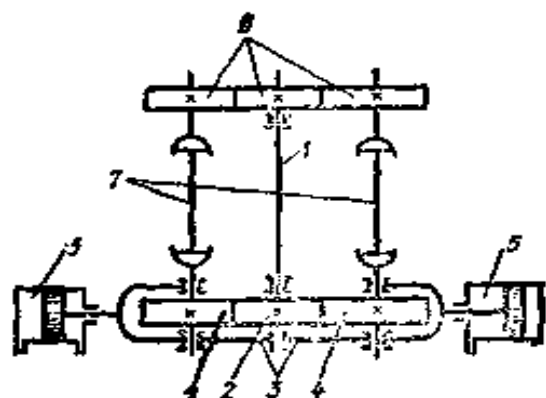


图 3-55

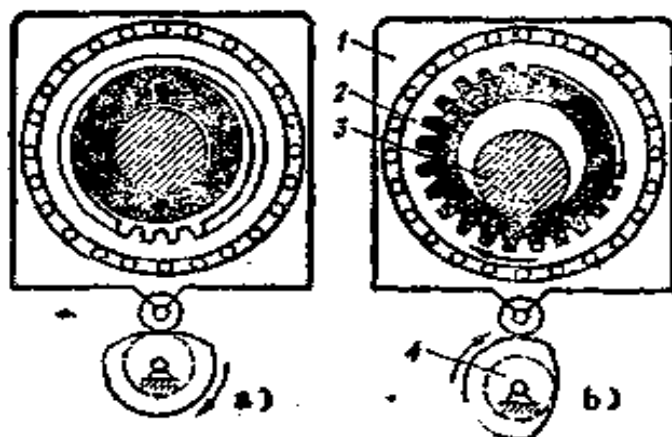


图 3-56

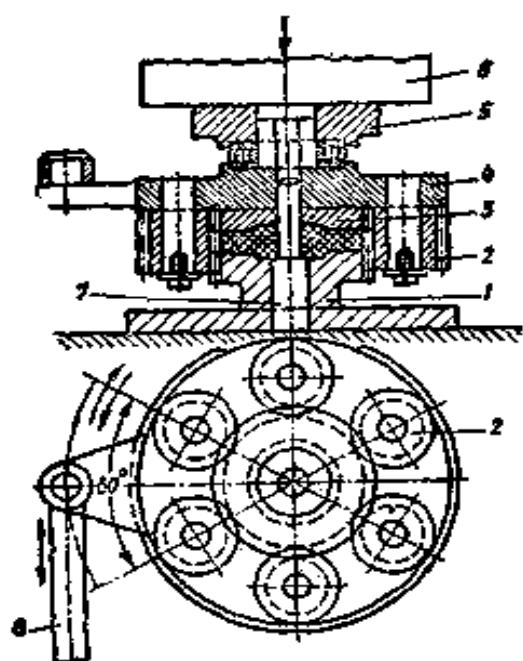


图 3-57

而在工件上作出轮齿·(图b)。

图3-57 用轧制和冲压制造齿轮的联合方法。装在心轴 7 上的加热工件，置于齿轮-冲模 3 和 1 之间；齿轮-冲模跟被轧制的齿轮有相同的模数和齿数。冲头 6 产生的压力，通过盘 5、平台 4、齿轮-冲模 3 和 1 加到工件上。工件材料沿径向流动，而齿廓靠旋转的轧辊（齿辊）2 制成；轧辊 2 固定在平台的轴颈上，平台由拉杆 8 带动往复旋

转。

图3-58 靠模法切制非圆齿轮。切制时使用圆形的齿条刀，其瞬心线沿被切的非圆齿轮瞬心线作滚动。滚动系由与被切齿轮瞬心线形状相当的靠模6来达到，靠模通过钢带与可沿空心轴5滑动的直尺3相连。通过比例仿形仪4的轴 O_4 实现刀杆2和铣刀1的轴向位移；其移动量为直尺3移动量的 $1/m$ （见图10-16）。被加工的齿轮9以靠模6的角速度旋转，装在连杆上的轴 O_1 对铣刀瞬心线的偏移距离与轴 O_2 对直尺的偏移成正比。比例系数 m 跟比例仿形仪的比例相同。重物8使靠模和直尺紧贴。进给采用手轮7。

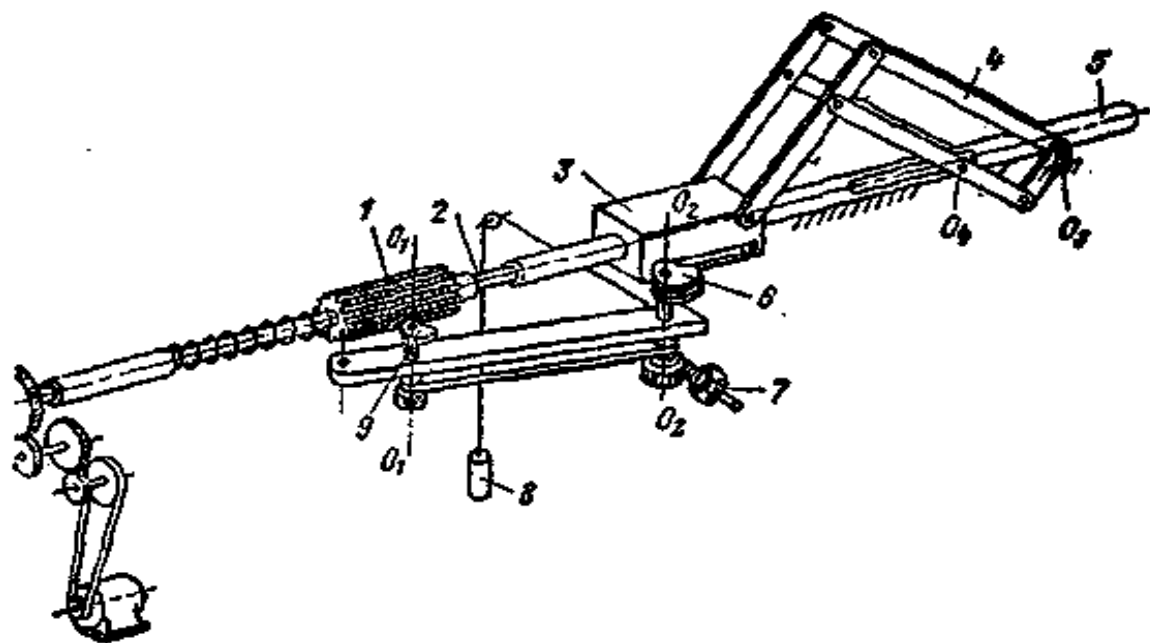


图 3-58

图3-59 用插刀切制非圆齿轮的方法。图3-59 a为原理简图。按非圆齿轮瞬心线描绘的靠模2的轴 O ，在与蜗轮5相连的杆3的槽内滑动。靠模藉助于钢带沿圆盘4无滑动地滚动，圆盘的直径等于插刀节圆直径。被切齿轮工件固定在靠模轴上。若非圆齿轮尺寸比较小时，应采用如图3-59 b所示的带比例仿形仪的夹具。 O_1 为出蜗杆1带动的蜗轮5的转动轴。

图3-60 具有很高减振特性的无声传动。主动件2作成多极磁铁(z_2)，从动件有许多铁磁性的轮齿3(z_3)，轮齿之间用

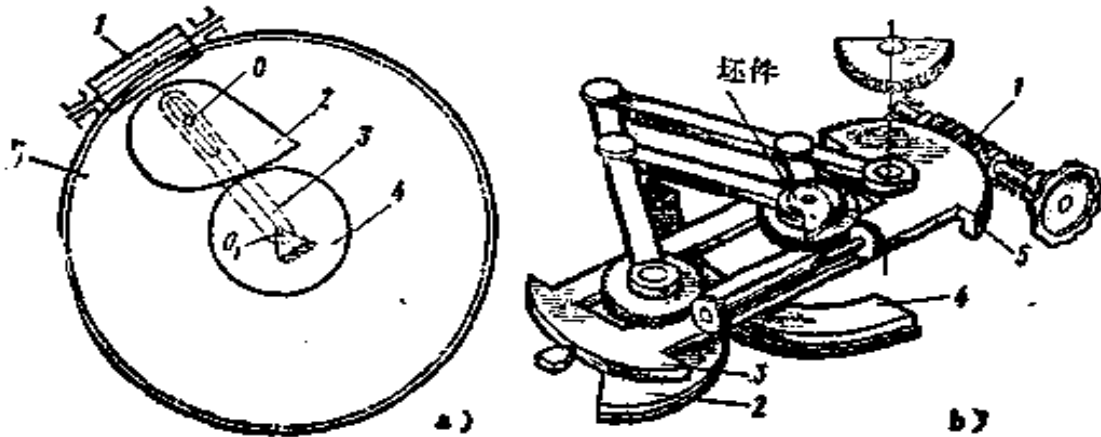


图 3-59

非磁性材料 4 隔离。带齿 (z_1) 的壳体 1 固定不动。必须遵守的条件: $z_3 - z_1 = z_2$ 。传动比

$$u_{23} = \frac{z_3}{z_2}$$

无轴向力和径向力, 齿轮制造误差亦无意义。该传动可用于机械制造特别是精密机械中。

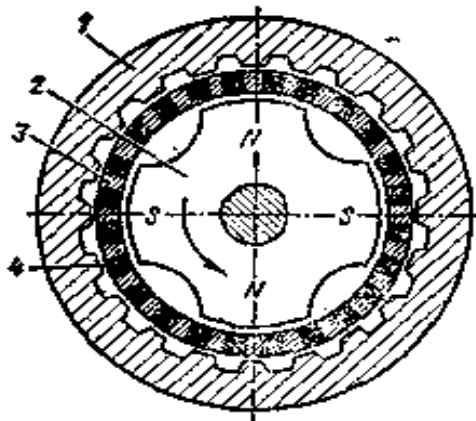


图 3-60

齿轮组成的机构

简单传动

齿轮传动不仅可以组成各种啮合形式的齿轮付, 而且能进行更复杂的组合, 构成顺序齿轮啮合、回归齿轮啮合、周转传动、复杂的分支传动和封闭传动等等。

按其在机器中的使用特性, 齿轮机构通常分为以下几种:

减速器 (增速器) —— 用以降低 (增高) 从动轴转速 (跟主动轴相比较) 的机构。跟各种一般工业用减速器一样, 具有尺寸小、重量轻和造价低的内装式减速器 (减速电动机) 的生产, 近年来得到迅速发展。某些机构根据需要可用作减速器或增速器。有些机构 (主要是蜗杆传动或某些行星传动), 由于能够自锁, 故只用作减速器。

变速箱——通过变换顺序啮合、周转传动及其它的各种齿轮传动链的方法，分段改变从动轴转速的机构。实际中，有不同的传动比数量及结构特点的各种类型的变速箱都得到广泛的应用。

调整机构——各种挂轮架、传动箱、变换齿轮的调整机构，可根据要求而改变传动比。

换向机构——能够反向变换运动的机构。

合成和补偿的均衡机构（差速器）。

起重机构——电葫芦、起重机等等。

操纵机构。

在大多数情况下，齿轮组成的机构能同时实现几种功能。例如，行星减速器又可用作保险机构。

齿轮组成的机构，按其结构可分为简单传动和周转传动。在简单传动中，所有齿轮的轴线都是固定的；在周转传动中，某些齿轮（行星齿轮）一面绕本身轴线旋转，同时又绕传动中心轴线旋转。

根据其用途，齿轮组成的机构可以有一个或多个自由度，因此，给出的独立运动数目应该与自由度数目相适应。

具有两个或多个自由度的组合机构特别是圆形齿轮和非圆齿轮的齿轮连杆机构，对于连接中心距可变的两轴、复演复杂的轨迹以及实现运动变换都提供了广泛的可能性。

某些情况下，多对齿啮合的谐波齿轮传动在实践中应用的很成功，它能够以较高的精度实现传动比。

在计算或分析齿轮组成的机构时，有以下两类问题，即通过传动参数确定传动比。或者按给定的传动比或转数来确定传动参数。第一类问题是完全确定的，并有唯一解。解决第二类问题时，由于存在很多解，并要从这些解中选出最适当的就会发生困难。但在某些情况下，根本就没有准确解，而实际上是选择最相近的解，使其与给定的传动比之间具有最小的误差。

外啮合齿轮副的传动比（图3·61）



$$u_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = -\frac{z_2}{z_1}$$

采用负号，是因为两轮旋转方向相反。

对于内啮合（图3·62）的传动比

$$u_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$$

对于锥齿轮副（图3·63）的传动比

$$u_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1}$$

式中 $2\delta_1$ 和 $2\delta_2$ ——节锥顶角。

顺序啮合的总传动比（即传动的第一根轴和最后一根轴的转数比），等于在任意两轴间连接的各齿轮副简单传动比的乘积

$$u_{1k} = u_{12}u_{23}u_{34} \cdots u_{k-1,k} = \frac{z_2 z_3 z_4}{z_1 z_2 z_3} \cdots \frac{z_k}{z_{k-1}} (-1)^m$$

式中 m ——外啮合数目。

确定传动比的符号，只是对由圆柱齿轮组成的传动才有意义。对于同轴的锥齿轮传动（图3·65a和b），传动比的符号可

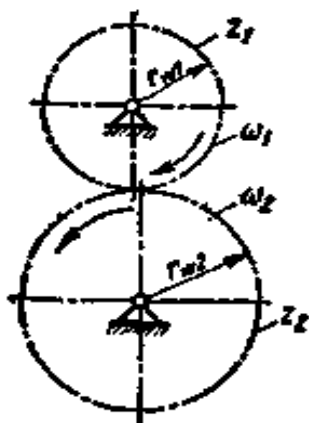


图 3·61

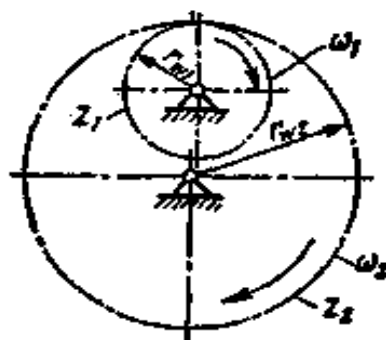


图 3·62

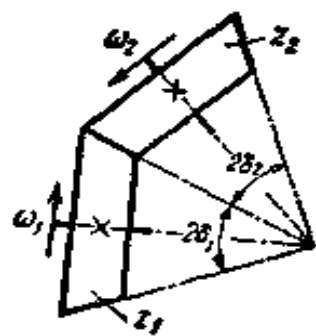


图 3·63

用箭头确定。同时与另两个齿轮啮合的齿轮（惰轮），不影响传动比的数值，但改变传动比的符号。惰轮数目为偶数时，传动比的符号不改变。

图3·64 回归啮合。两轮 z_1 和 z_3 的轴线重合。

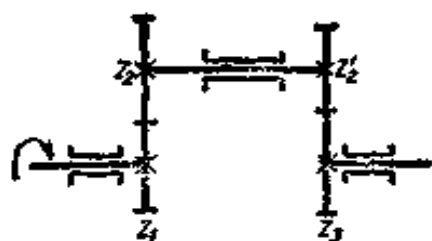


图 3-64

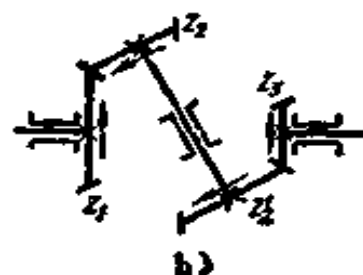
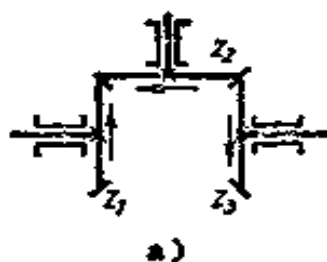


图 3-65

图3-65 由锥齿轮组成的回归啮合。

对于轮系 a) 的传动比

$$u_{13} = -\frac{z_3}{z_1}$$

对于轮系 b) 的传动比

$$u_{13} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2}$$

图3-66 向万能机床两垂直轴传递运动的传动简图。垂直轴由圆锥齿轮带动；垂直轴轴线的位置，可以借助于万向接头与主轴的连接进行改变。图a)、b)两种传动的区别在于图b)中每一垂直轴都有一对锥齿轮，而在图a)中是用一对圆柱齿轮代替一对锥齿轮。

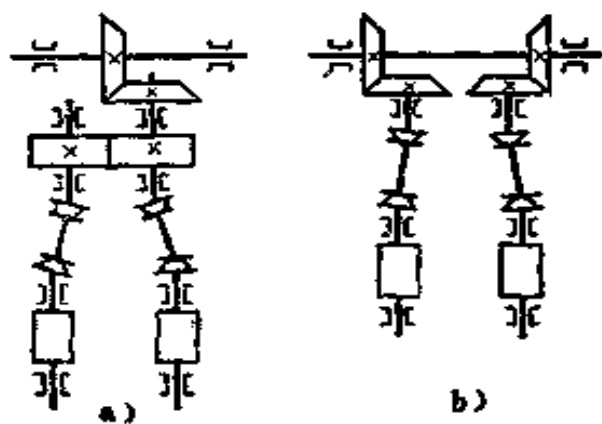


图 3-66

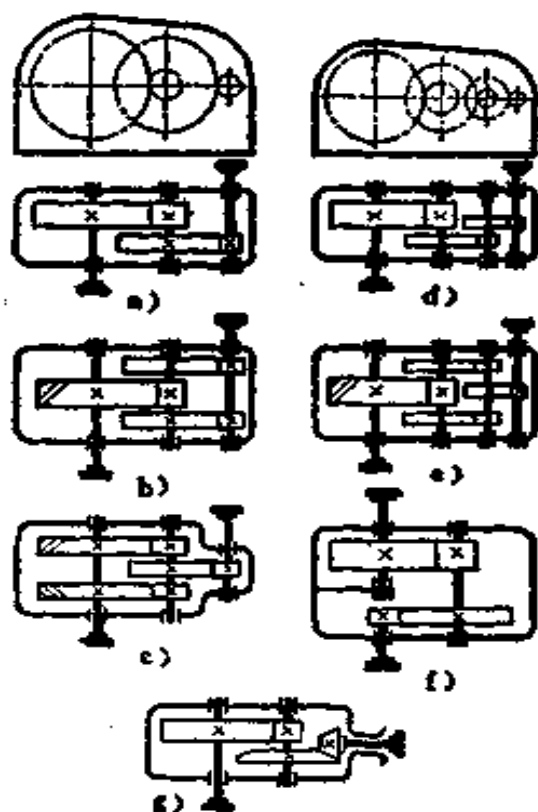


图 3-67

图3·67 应用最广泛的多级减速器:

- a) ——两级; 转矩从远离小轮的轴承侧输入到主动轴比较合理;
- b)、c) ——有力分流的两级 (优先采用 b 式); 齿轮为斜齿;
- d)、e) ——三级 (e 式中齿轮为斜齿);
- f) ——同轴式; 组装时方便, 但轴向尺寸较大;
- g) ——圆锥-圆柱式。

图3·68 减速器与内装式电动机组合的合理简图:

- a) ——有两个同心法兰, 中间轴支承置于减速器壳体中, 法兰孔与传动装置轴线同心, 对壳体镗孔和安装部带来方便; 法兰围绕主轴转动位置, 不会引起啮合中的偏斜。各轴的结构刚性利用得较好;
- b) ——减速器右部法兰作为基本零件, 同时可将轴承、轴及齿轮单独装好; 其特点是高度、宽度和重量最小;
- c) ——壳体铸件简单, 所有轴的支承孔都可一次装卡镗制, 分开加工和装配的误差对啮合质量没有影响;
- d) ——减速器具有垂直剖分面时, 外廓尺寸最小; 当壳体两部分用销子连接时, 镗孔可以组合加工亦可分开加工。

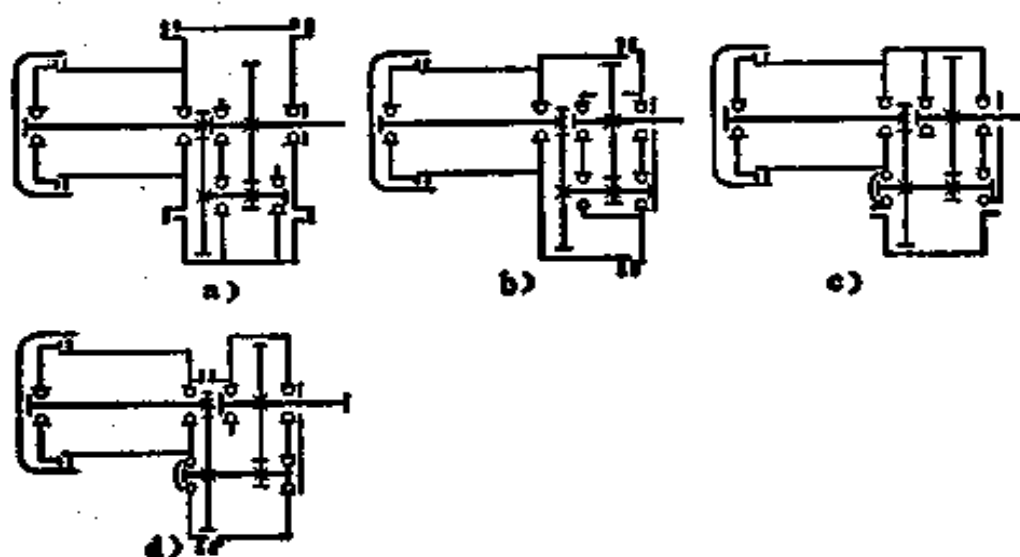


图 3·68

上述简图推荐用于成批生产。

图3·69 具有内装电动机的减速器。结构特点：只有一个壳体零件，无剖分面，所有键孔可一次装卡加工，支承刚性较大，两级齿轮传动的工作比较可靠。内装有内冷的异步电动机。

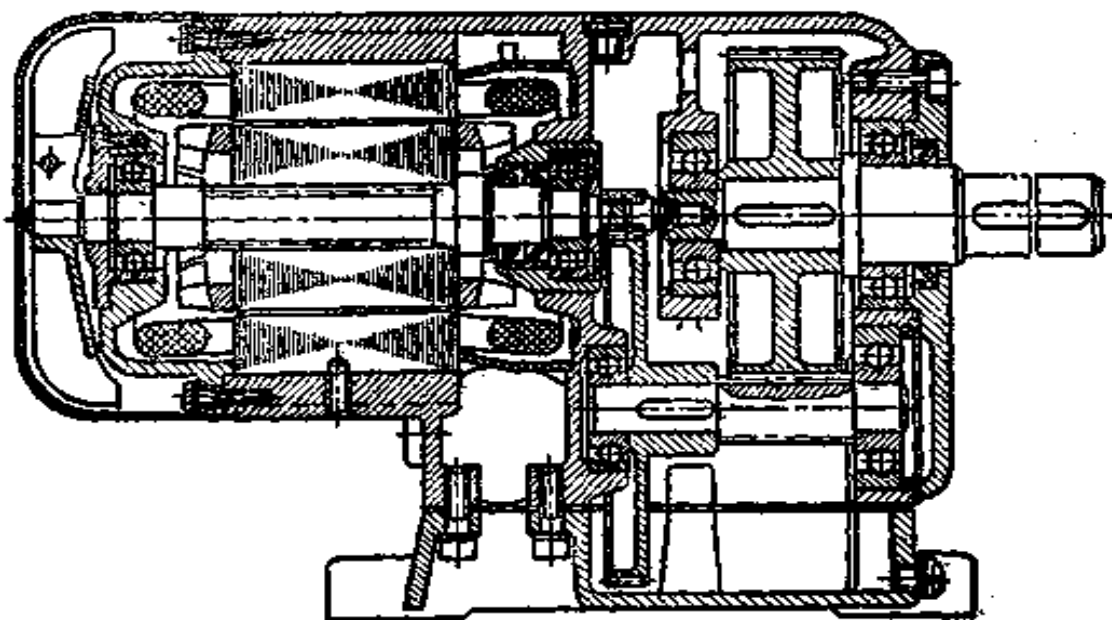


图 3·69

图3·70 内装有电动机和电磁制动器（高速轴上）的减速器。当电动机关停时，电磁铁1松开外锥面2，圆锥2在弹簧3作用下与包容的内锥面4压紧，并制动转子，圆锥4与风扇叶轮制成一体。减速器的所有齿轮，都是利用碟形弹簧装在轴上。

图3·71 两个低速轴具有不同速度的内装电动机的减速器，用于双轴混拌机的传动。

图3·72 具有安全离合器的两级齿轮减速器。

图3·73 带有在升起重物作用下的带制动器1的三级齿轮减速器。制动盘上有棘轮齿与棘爪啮合。

制动器1的工作原理，见图5·85。

图3·74 棘轮式减速器。在从动轴4上，刚性地固定一棘轮3，并活套一棘轮2，两棘轮齿数相同。棘轮2上固定一齿圈1，其外径比棘轮3稍大，节距为棘轮2和3节距的倍数。在轴4上，自由地装有带棘爪6和7的摆杆5，由拉杆8带动摆杆往复摆

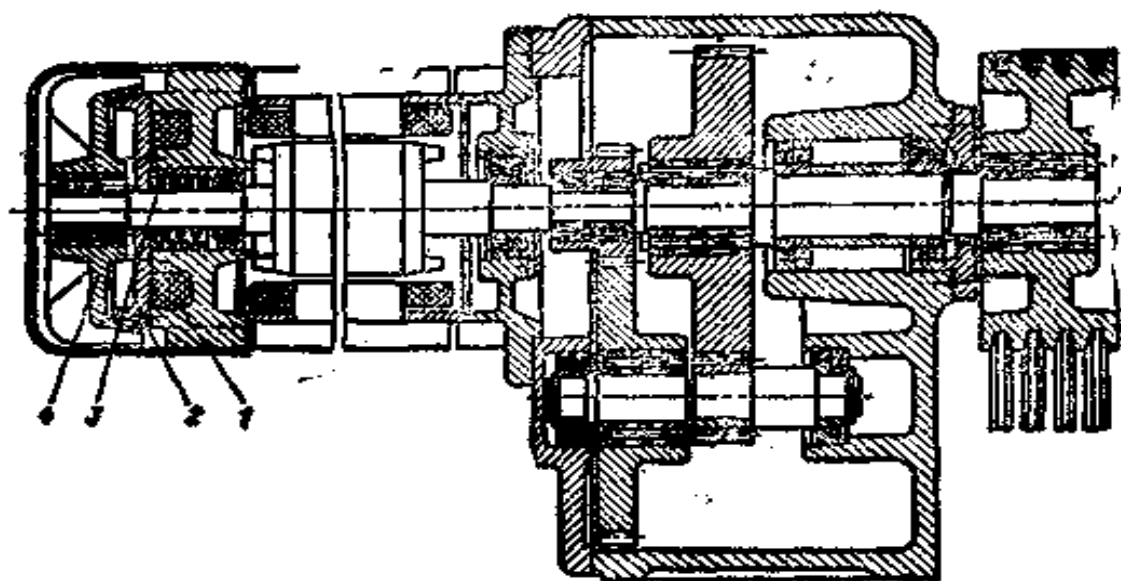


图 3-70

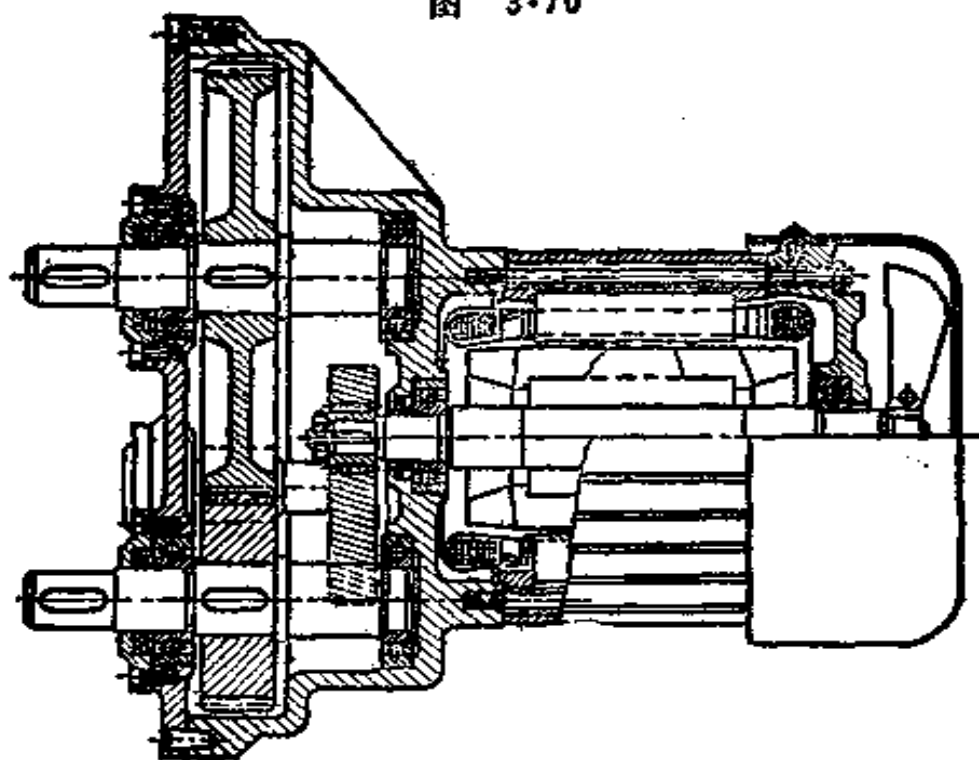


图 3-71

动。棘爪 6 的宽度，等于棘轮 3 和 1 的宽度之和，而棘爪 7 的宽度与棘轮 2 的宽度相等。摆杆 5 每一工作行程棘轮 2 都转动，而棘轮 3 则是在棘轮 1 和 3 齿槽重合时，才由棘爪 6 掉入棘轮 1 的齿槽中来带动旋转。当棘轮 1 只有一个齿槽时（在图上画出的是几个齿），则在棘轮 2 转一整周的时间内，棘轮 3 转动一次。在摆杆 5 空行程时棘爪 9 阻止轮 3 转动。

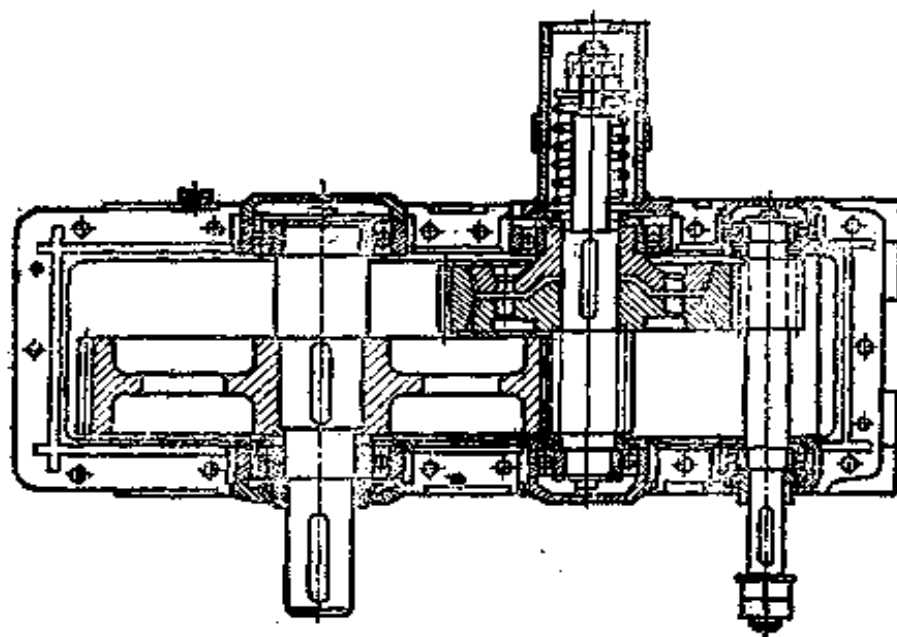


图 3-72

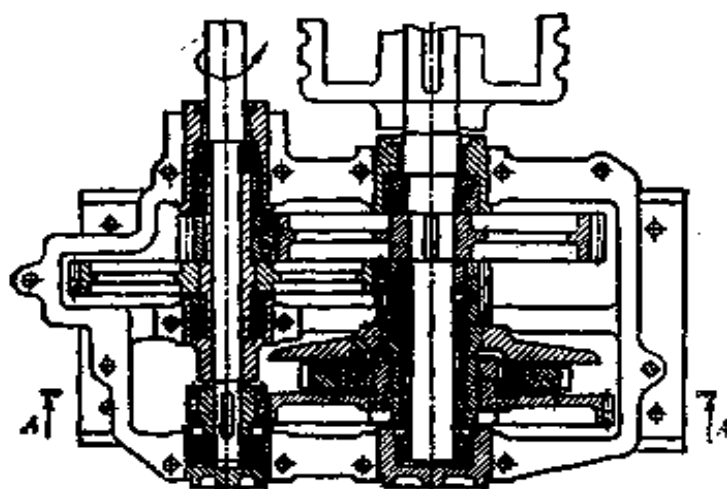
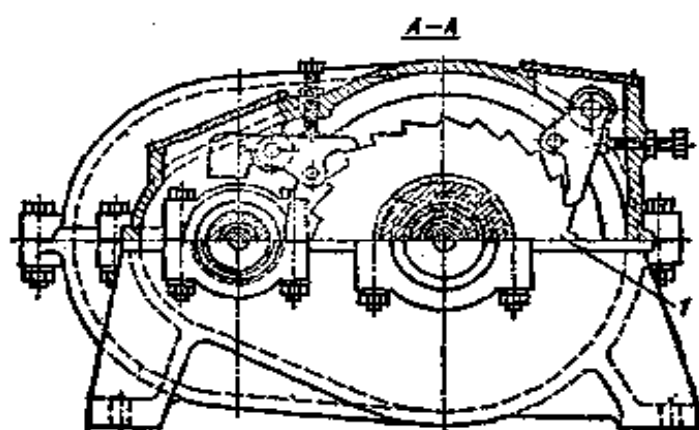


图 3-73

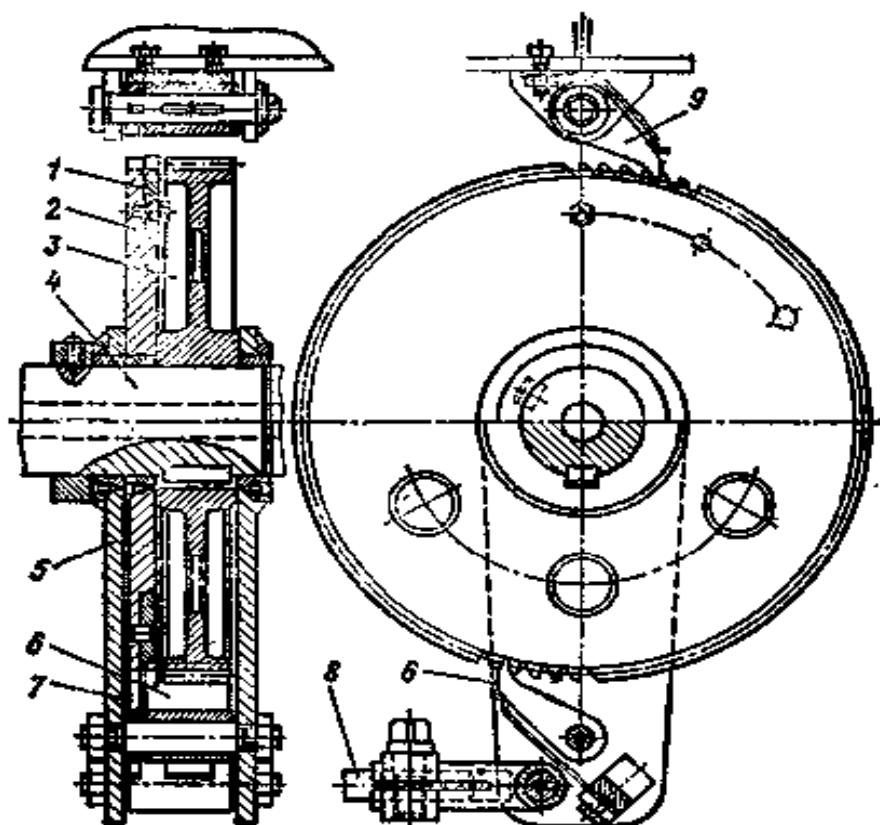


图 3-74

图3-75 带棘轮的二级减速器。棘轮7固定在从动轴6上，主动带轮11固定在套筒9上，并能在从动轴6上自由转动。中间棘轮1在轴5上自由转动，带棘爪12和滚子10的摆杆2摆动，其滚子10压在带轮套筒9的偏心部分上。套筒偏心的选择，应使带轮转一周时棘轮1转过一个齿。棘轮1套筒的偏心部分4通过滚子3带动有棘爪的摆杆8运动，棘轮1转一整周，棘爪使棘轮7转过一个齿。

这样，对该机构的棘轮齿数来说，总传动比

$$u_{11,7} = z_1 \cdot z_7 = 100 \times 75 = 7500$$

$\omega =$ 常数时，减速器造成从动轴的脉动运动。但由于传动比很大，所以这点实际上对传动装置的工作没有什么影响。

图3-76 锥蜗杆传动减速器。蜗杆1和蜗轮轴2都为双支承结构。

图3-77 矿井绞车的环螺传动（Торондная передача）

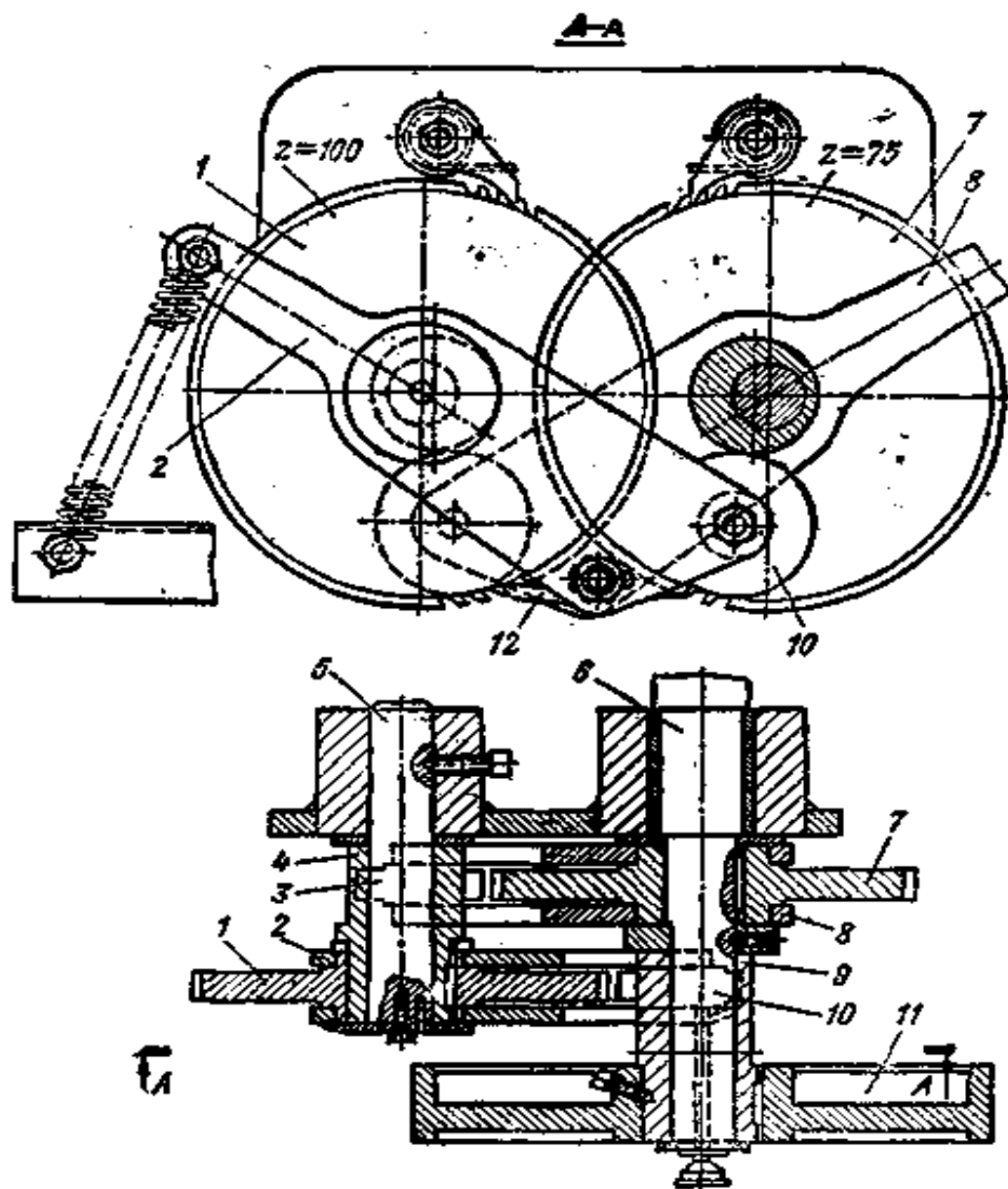


图 3-75

减速器。运动由主动轴 9 经过两级传动传递到绞车卷筒 2。第一级的齿轮 8 固定在主动轴 9 上，齿轮 8 带动齿轮 5，齿轮 5 与内啮合环螺传动的蜗杆 4 固接。环螺传动的齿圈 7 固定在绞车卷筒 2 内面的悬臂部分上。齿轮 5 和蜗杆 4 的组件装在滚珠轴承支承的不动轴 6 上。绞车卷筒 2 采用滚珠轴承 3 和 1 来支承。

图 3-78 用于平滑改变曲柄半径的齿轮机构。两齿轮 14 和 6 带动有曲柄销轴 2 的盘 4 旋转。在盘 4 和轴 13 的中空部分装有改

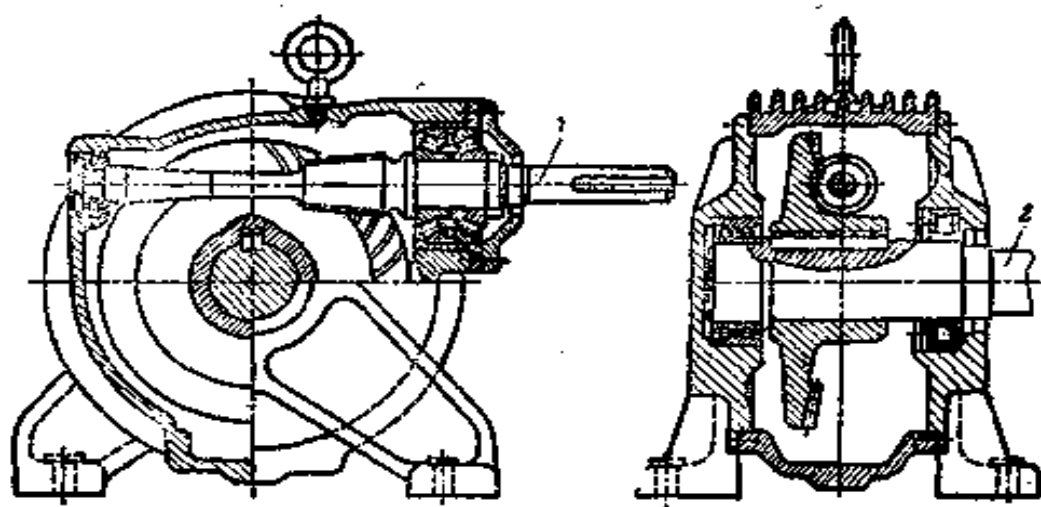


图 3-76

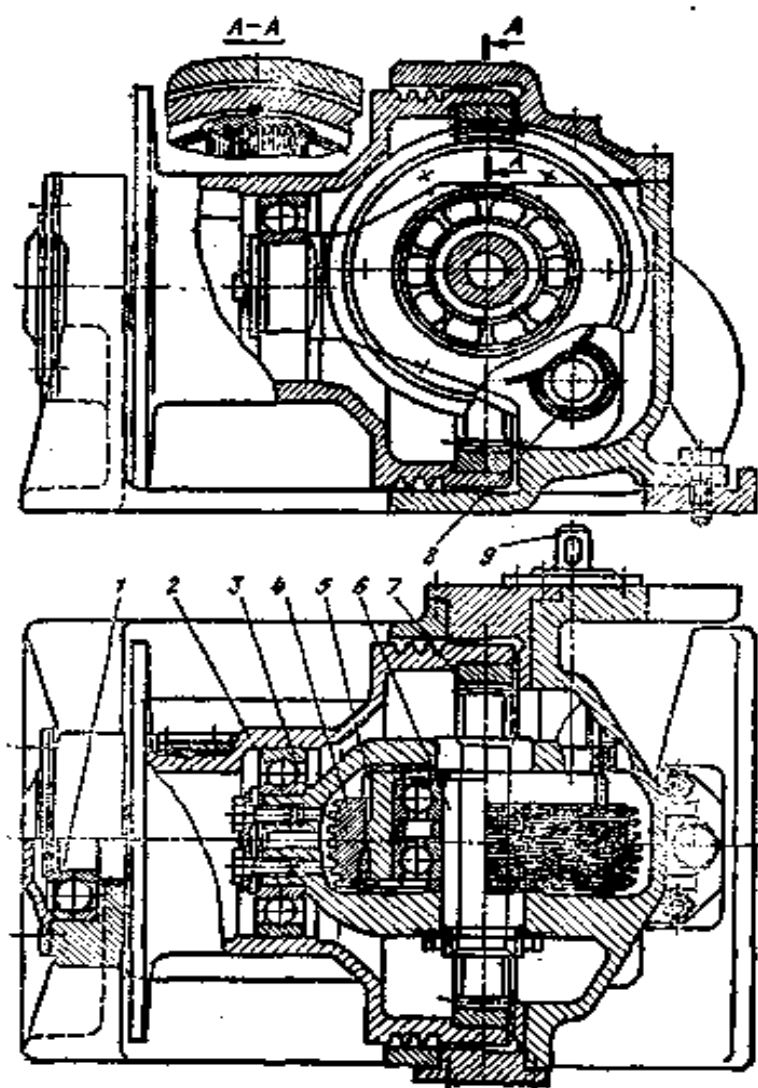


图 3-77

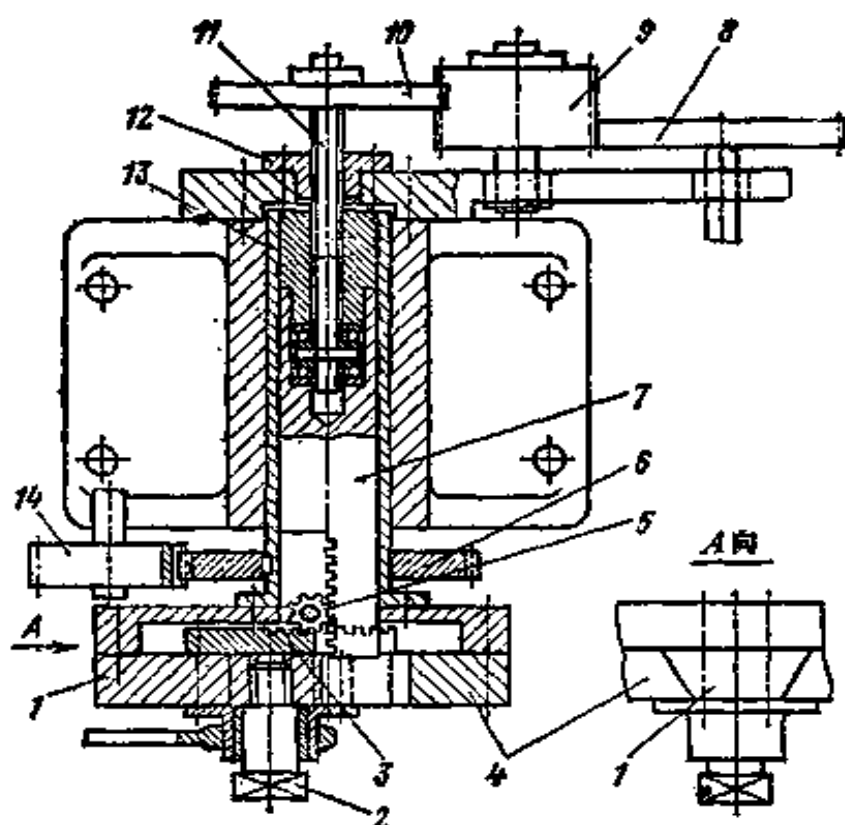


图 3-78

变曲柄半径大小的机构。销轴 2 上的导板 1 与齿条 3 固接，齿条 3 通过齿轮 5 与杆 7 上的齿条连接。由齿轮 8、9、10 带动固定螺母 12 中的螺旋 11 旋转，使齿条 3 移动，从而改变了曲柄半径。

图 3-79 倾翻盛渣桶的齿轮机构。螺旋 7 由电动机 1 通过联轴器 2、减速器 3 和齿轮副 6 来带动（图 3-79 a），并和螺母 14 连接；扇形齿轮 12 的轴颈 13 跟随螺母 14 移动，扇形齿轮又与固定齿条 9 相连。在导轨 8 上装有滚轮 11，滚轮 11 与撑圈 10 的扇形齿轮 12 刚性连接。滚轮半径等于扇形齿轮的节圆半径。当螺旋 7 转动时，螺母 14 迫使扇形齿轮沿齿条滚动，从而使渣桶的撑圈 10 翻动。翻转到最终位置，由螺旋 7、链条 4 连接的控制器 5 使电动机 1 关停。

图 3-79 b 示出具有双螺旋传动的渣桶倾翻机构，一个为右螺旋，一个为左螺旋。

图 3-80 用转动键 2 改变速度级的变速箱。四个键全部都由

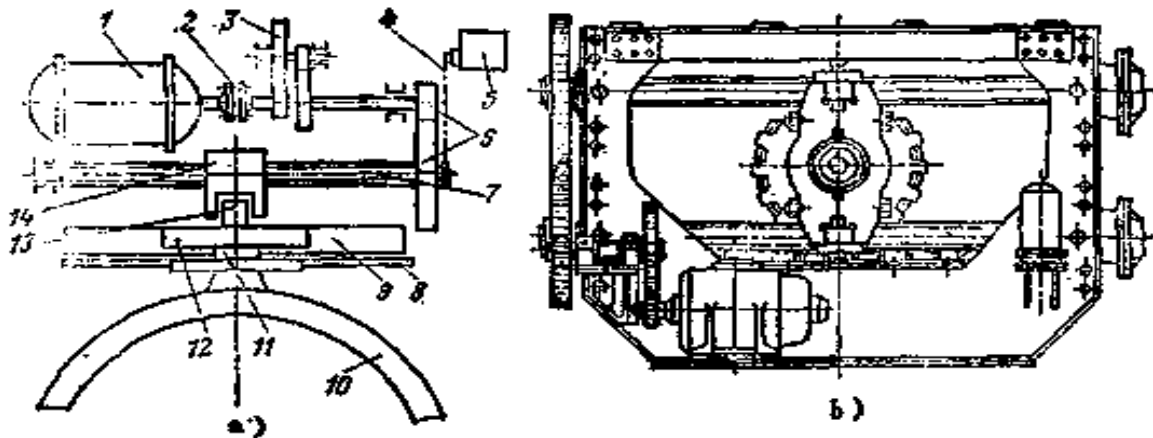


图 3-79

一个总的拨杆 3 移动，扭紧的弹簧使凸肩 A 插入齿轮槽内。各齿轮之间装有定位环 1。

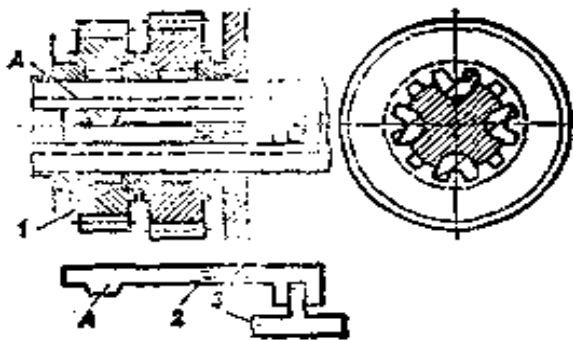


图 3-80

当一个离合器接通时，另一个离合器脱开，这个动作通过转动手柄相当角度由螺旋机构（螺旋 5、8 和螺母 4、7 组成）来实现，两螺旋机构通过扇形齿轮进行运动连系（图 3-81 b）。

图 3-82 机床进给箱中应用的“拉键”机构。键 1 在轴 I 通槽内移动，根据键的不同位置，相应的齿轮与固定在从动轴 II 上的齿轮啮合。在受力大、速度高时，键磨损得很快。

图 3-83 具有回复级的八速“梅安德”变速箱，应用在车床的进给机构中。变速箱由几个相同的齿轮组构成。第一对齿轮固定在主动轴 I 上，其余的装在套筒上；从动轴 II 通过引挂齿轮 z_0 来带动。取 $z_1/z_2 = 2$ 和 $z'_1 = z_1$ 。“梅安德”变速箱用以增加（成倍）或缩小进给量范围。

图 3-81 利用螺旋机构变换速度的齿轮传动。若接通锥形离合器 3（图 3-81a），则主动轴 6 经过齿轮副 2 和 9 带动从动轴 12。若接通离合器 10，则运动通过齿轮副 1 和 11 传递。

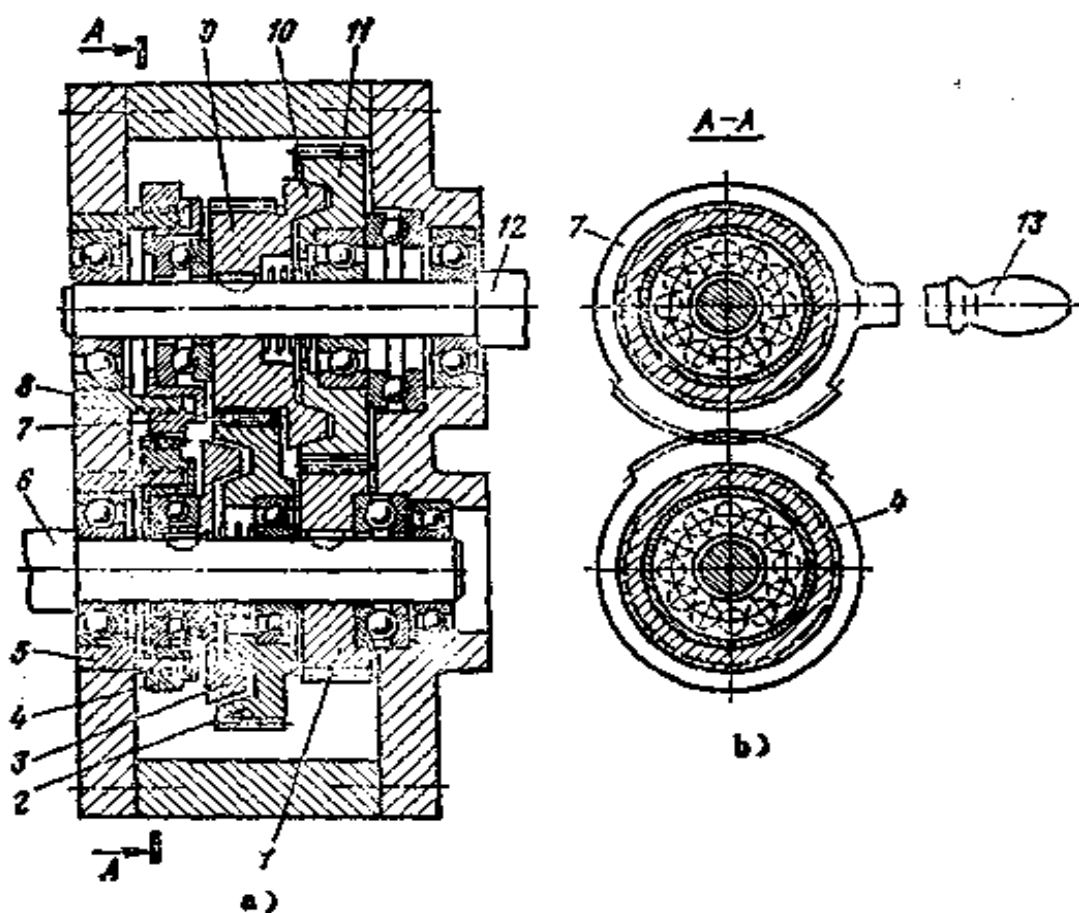


图 3-81

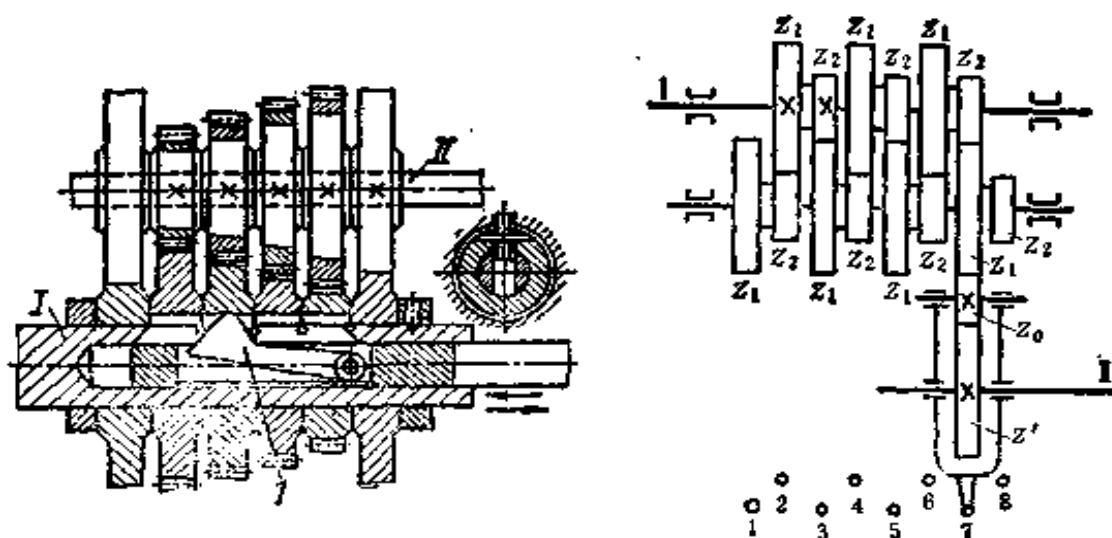


图 3-82

图 3-83

图3·84 利用双活塞油缸换挡的三级变速箱。齿轮2固定在主动轴1上(图3·84 a)，齿轮3、5、6通过摩擦离合器或齿式离合器8和9与从动轴7相连，并活套在该轴上。离合器装在导键上。在中间轴10上装有由四个齿轮组成的齿轮组。油缸4的活塞11(图3·84 b)固定不动。液体压进到油缸4左腔中，齿轮5跟轴7相连。液体压进到油缸4右腔中，齿轮3跟轴7相连。液体压进到油缸的中腔时，活塞12向右移动，此时离合器8将齿轮6与轴7相连。油缸和活塞的相应位置如图3·84 b所示。

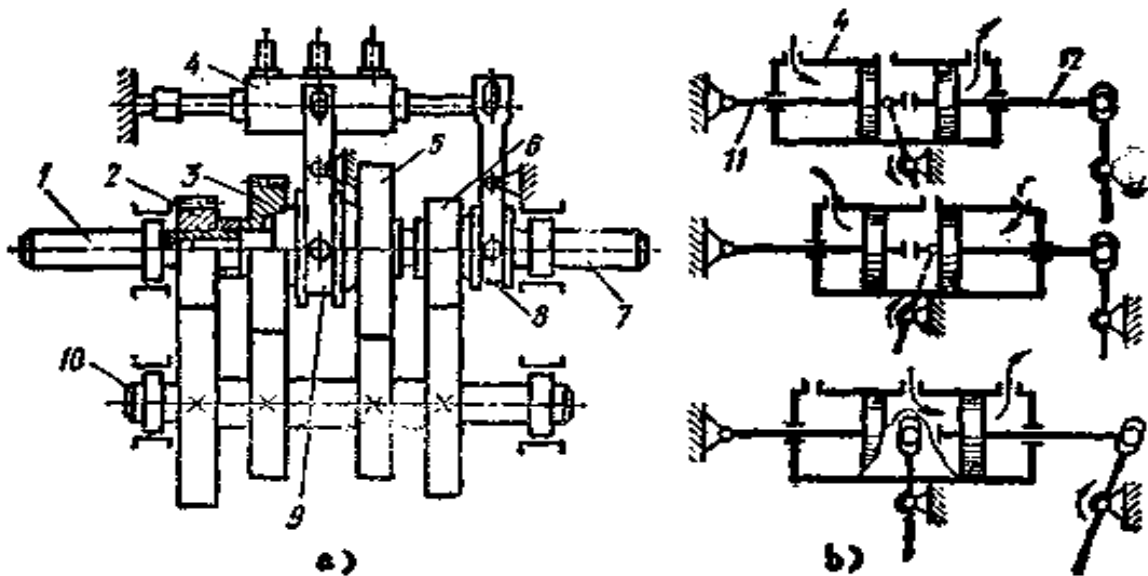


图 3·84

图3·85 主动轴和从动轴不平行的变速箱。在与主轴垂直的轴 I 上，装有塔形锥齿轮 $z'_1 \sim z'_7$ ，其中每一个都能与锥齿轮 z_2 和 z_4 啮合， z_2 和 z_4 沿轴 II 和 III 的键滑动，轴 II 和 III 的固定方法与有塔轮和引挂齿轮的变速箱中滑块的固定方法相似。轴 II 和 III 的端部固定有锥齿轮 z_1 和 z_3 ，用以把运动相应地传给主轴和进给箱。

图3·86 有四种速度且能反转的预选变速器。第一种速度时，轮1与轴8连接，第二种速度时，轮2与轴8连接，第三种速度时，轮3与轴6连接，第四种速度时，轮4与从动轴 II 连接。轮5与轴 I 上的轮7通过惰轮连接，当轮5与轴6接合时，轴 II 反

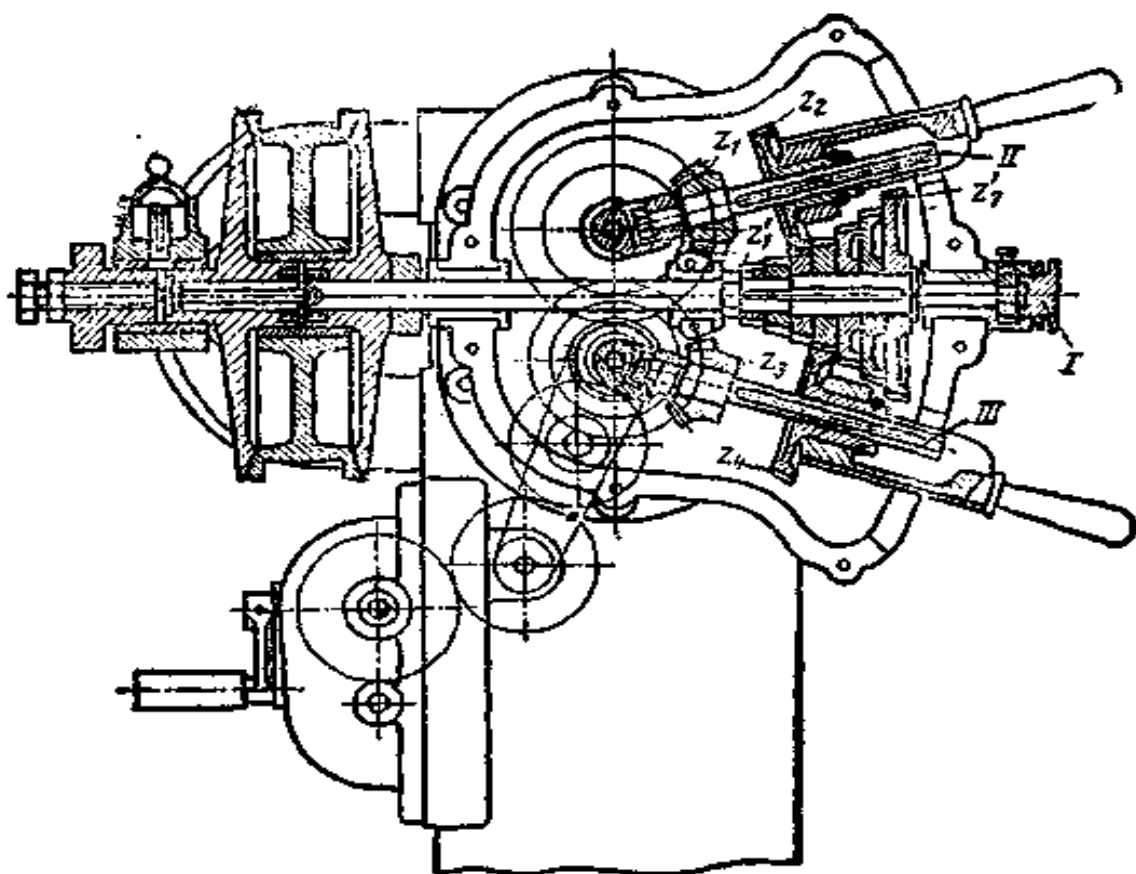


图 3-85

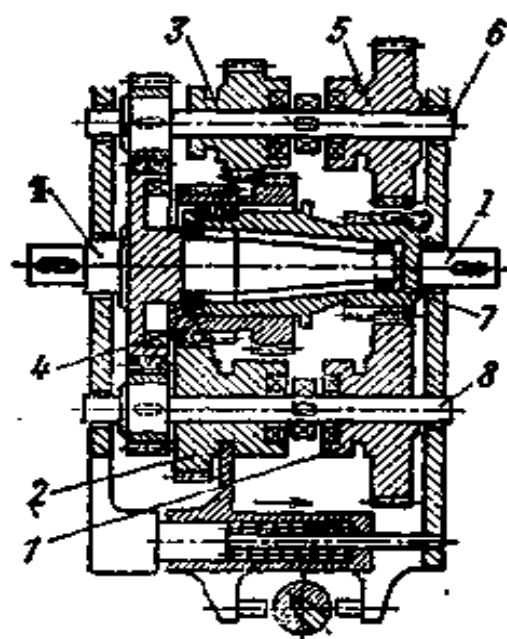


图 3-86

向旋转（倒转）。

图3-87 变速箱。主动齿轮2（图3-87 a）将运动传给从动锥齿轮组1，锥齿轮组1上各相邻齿轮的齿数差相同（为1或2或3等等）。沿轴3移动齿轮2能够在有载荷时变换速度，为此在每一个锥齿轮上都开有宽为 $\frac{1}{3}b$ 的不带齿的圆槽。轮2与齿轮组1的接合和脱离，只能按齿轮组1的特殊母线来实现，若相邻齿

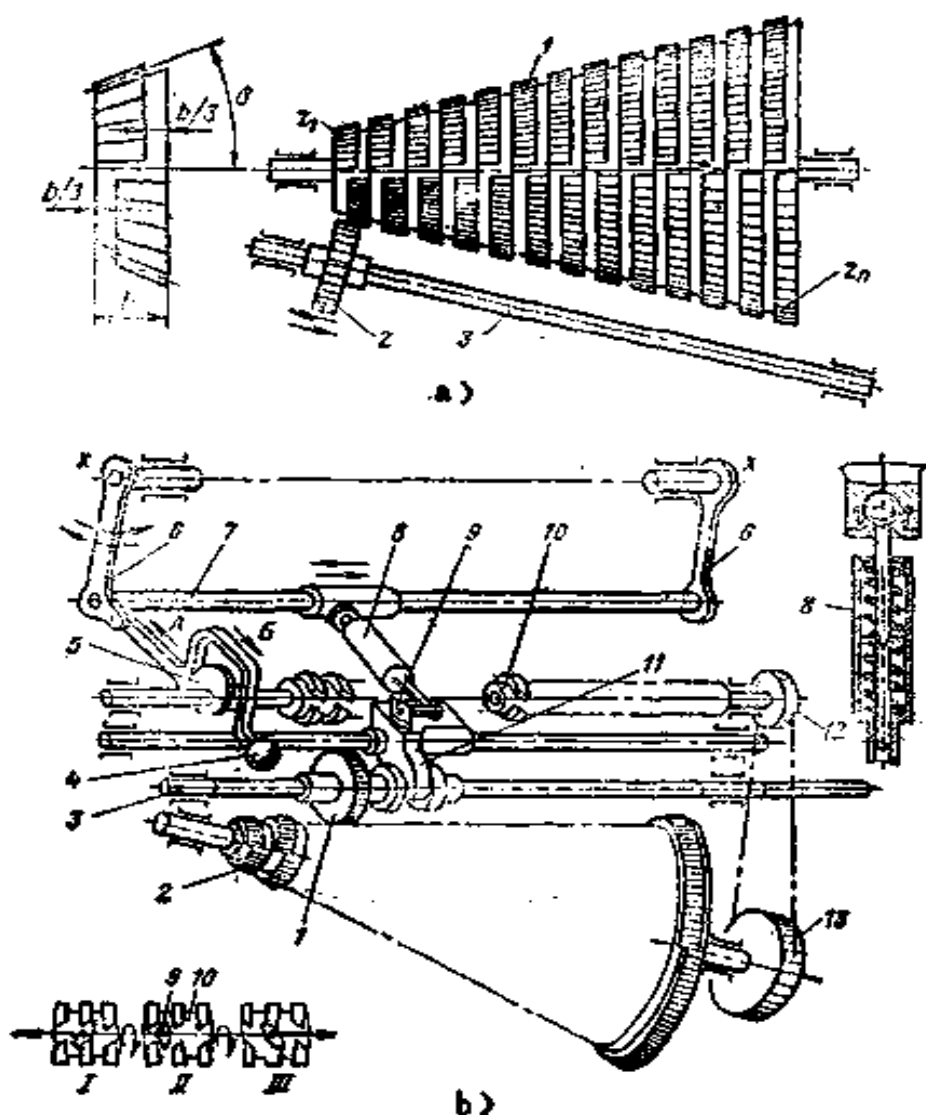


图 3·87

轮齿数差为奇数,则母线数目为1,若为偶数,则母线的数目为2。轮2运动的起始时刻和移动速度的选择,应使在齿轮组的母线之一与啮合平面相重合的瞬间,齿轮2已经进入齿轮组1的两相邻齿轮之间。为此,应移动手柄4(沿图3·87 b箭头B指向)使轴7上的连杆6绕xx轴转动,因而杆8克服装在其内的弹簧的力而将指示器9转一角度;这时油缸10钩住拖架11一起移到左面,齿轮1(见位置I)移动一个节距。当指示器9到了相邻环形槽的中间位置后,转动凸轮5使手柄4回到与指示器9位置II相应的原始位置上。向油缸10左室或右室供油,就能使轮1相对轴3向左或向右移动。油缸10和锥齿轮组2之间用链轮12和13连系。

为使拖架11与齿轮1一起向右移动，要按箭头A指向变换手柄4。

已经制造出调速范围（从动轴最大转速与最小转速之比）

$$D = \frac{z_n}{z_1} \leq 3.5, \text{ 功率到 } 50\text{kW} \text{ 的变速箱。}$$

锥齿轮组的级数

$$n = \frac{D - 1}{k} z_1 + 1$$

级的最大齿数

$$z_n = k(n - 1) + z_1$$

式中 k —— 相邻级的齿数差；

$$z_1 \geq 20; \quad \frac{b}{m} = 6 \sim 10; \quad b_{\max} = \frac{2m}{\text{tg}\delta}$$

图3·88 在受载情况下变换速度的变速箱。该变速箱与图3·87的区别，就在于变换机构不同。主动的花键轴1上的圆柱齿轮2可由拖架3带着沿轴线移动；拖架3沿导轨4滑动并带有销子5，销子5可沿刚性固定在轴7上的滚筒6的型槽滑动。当机构在给定的速度工作时，轴7和滚筒6不动，而销子5则位于槽中升角为零的部分。当机构变换为另一速度时，是通过使拖架3移动的滚筒6转动180°，使轮2在轮2与锥齿轮组的啮合范围中沿着“过渡母线”移动。滚筒6的旋转靠沿轴7轴线滑动的齿轮11带动，其旋转方向决定于是齿轮10还是齿轮16与齿轮11连接（用爪式离合器）。在齿轮11相对的两个部分上切去轮齿，使齿轮11自由移动时不与联锁齿轮13和14啮合，因而滚筒6只在符合于条件的位置才接合。

齿轮10和16与齿轮8连接，齿轮8固定在齿轮传动系的输出轴22上；齿轮10和16都可在轴上自由转动，但两者方向相反。齿轮组14和15由齿轮16带动，而齿轮组13和12由齿轮10带动。变换机构的切断，是通过齿轮10或16轮圈上的端面凸轮使叉9移到中间位置而自动实现。在齿轮2到了极端位置时，又重新变换到后一级或前一级。滚筒6不动时，用挡块17和滚筒上相应的槽来固

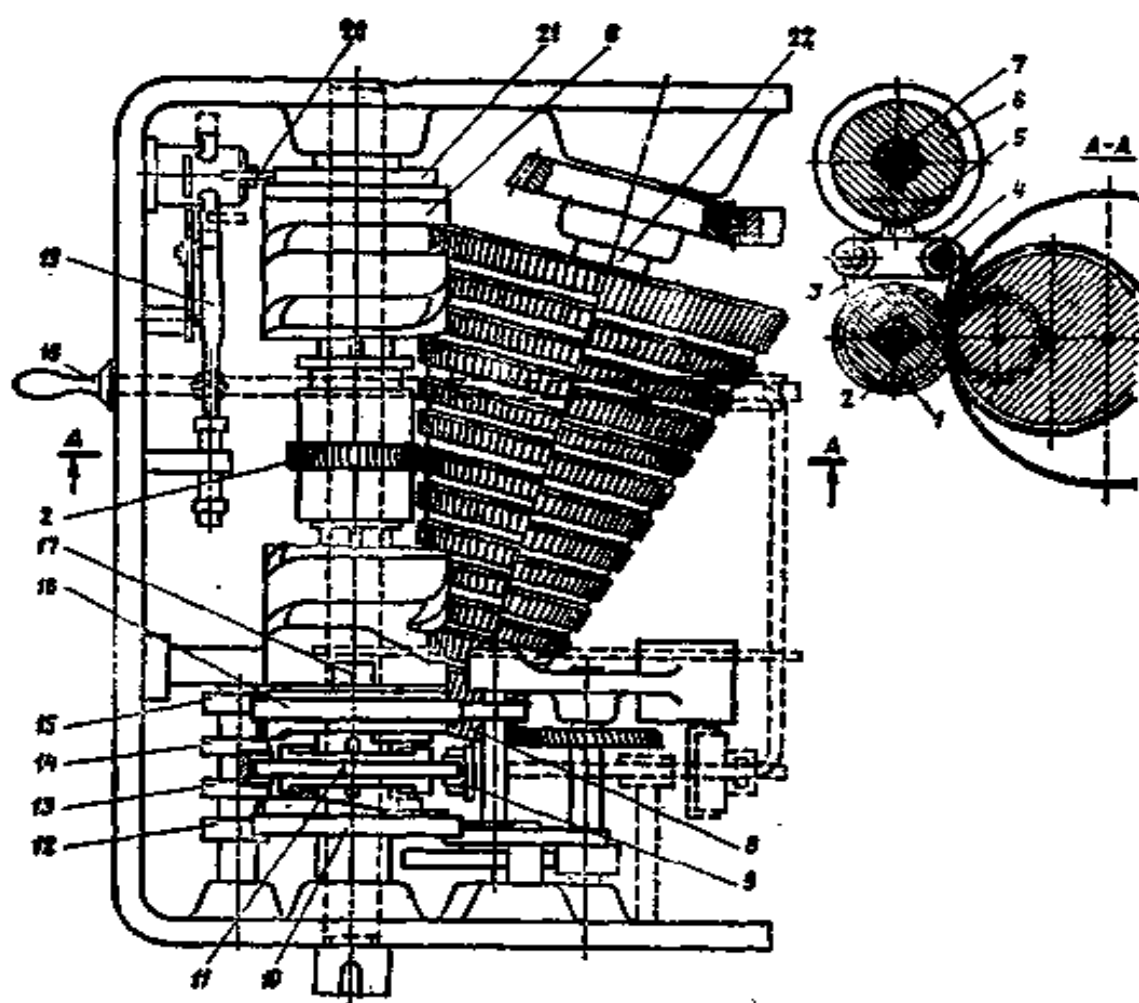


图 3-88

定。变换手柄18及其有关的所有连杆系统都有联锁装置，能够使滚筒6的转动机构在所需要的瞬间接入。滚子20沿滚筒上凸轮21滚动，并锁住与手柄18连系的拉杆19。

周转传动

由一个构件（太阳轮）构成的静定组，串接到最简单的、有两个自由度的周转机构的构件上时（借助于铰链、高副和由齿轮组成的各种周转机构和简单机构的组合来连接）就形成周转传动。假若给定的机构有两个自由度，且机构系由转臂和相对于转臂旋转的齿轮组成，则该机构与太阳轮 z_1 连接，就得到图3-89或图3-90所示的机构。按图3-92连接太阳轮时，要保持同轴性。这样，对于有运动轴的机构，其可能的自由度就数就等于2。

支承行星轮的运动轴的构件，称为转臂或系杆。

具有一个转臂的周转机构，称为简单的周转机构；转臂数多于1的机构，称为复杂的周转机构。这就使我们可以断定复杂周转机构的自由度等于 $2k - (k - 1) = k + 1$ ，式中 k —转臂数，与连接于其间的简单周转机构数目相等。图3·103所示为具有三个自由度 ($k = 2$) 的周转机构，它由两个简单的周转机构组成。

简单周转机构，可以用内、外啮合的圆柱齿轮、圆锥齿轮、椭圆齿轮、螺旋齿轮、蜗杆啮合以及摩擦传动的组合来组成。

简单周转机构各构件的角速度或转数间的关系，可以采用将周转传动转化为齿轮轴线固定的简单齿轮传动的方法来确定。对于具有公共固定旋转轴线的齿轮（太阳轮或中心轮，图3·92）：

$$\frac{n_1 - n_B}{n_3 - n_B} = \frac{\omega_1 - \omega_B}{\omega_3 - \omega_B} \ominus \quad (3.1)$$

或
$$n_1 = u_{13}^B n_3 + n_B (1 - u_{13}^B)$$

$$u_{13}^B = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} \cdot (-1)^m$$

式中 u_{13}^B ——用固定转臂的方法从周转机构得到的简单齿轮传动的传动比。在周转传动中只含有圆柱齿轮时， u_{13}^B 的符号可按外啮合副的数目 m 决定。若外啮合数为偶数时，则 u_{13}^B 为正数。在周转传动中有圆锥齿轮或其它齿轮时， u_{13}^B 的符号按单位矢量的方向来确定（图3·65）。

行星轮和中心轮角速度之间的关系，可按矢量公式确定

$$\bar{a}_2 u_{23}^B = \frac{\bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_B}{\bar{\omega}_3 - \bar{\omega}_B} = \frac{\bar{a}_2 \omega_2 - \bar{a}_B \omega_B}{\bar{\omega}_3 - \bar{\omega}_B} \ominus$$

⊖原书对周转机构和转化机构（转臂固定）的传动比都采用同一符号 u 。为了避免混淆，我们对转臂固定时机构（转化机构）的传动比特加注上角标，上角标符号表示固定不动的构件号。例如， u_{13}^B 即为构件 B （转臂）固定不动时机构的传动比。若构件号为阿拉伯数码，则在上角标数码处外加圆括号。以下全同。

⊕ 该式及 (3·2) 式疑有误，似应改为：

$$u_{23}^B = \frac{\bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_B}{\bar{\omega}_3 - \bar{\omega}_B} = \frac{\bar{a}_2 \omega_2 - \bar{a}_B \omega_B}{\bar{a}_3 (\omega_3 - \omega_B)}$$

则有

$$\bar{a}_2 \omega_2 = \bar{a}_B [\omega_3 u_{23}^B + \omega_B (1 - u_{23}^B)]$$

则有

$$\bar{\omega}_2 \omega_2 = \omega_3 u_{23}^B \bar{\omega}_2 + \omega_B (\bar{\omega}_B - \bar{\omega}_2 u_{23}^B) \quad (3.2)$$

当行星轮与传动机构的轴线互相平行时

$$\omega_2 = u_{23}^B \omega_3 + (1 - u_{23}^B) \omega_B \quad (3.3)$$

用加以限制的方法，可以减少简单周转机构的自由度数。

假如给出简单周转机构任意两构件的旋转运动，则各构件的运动就可确定。这时可能有六种不同组合，这样的机构称为差速器。在某些情况下，可将其中一个构件作成固定，因此就可得到简单齿轮传动（转臂固定时）或行星齿轮传动（中心轮固定时）。

也可以用引入运动约束的方法来减少自由度数，这种运动约束的形式有简单传动和行星传动，它们确定了周转机构各构件间的运动关系。该情况下的运动约束称为封闭链。在复杂周转传动的情况下，计算时应将其分成简单周转传动，并对每一传动写出各构件转数关系的相应公式。由于各连接构件的角速度相等，故能使一个简单周转传动过渡到另一个简单周转传动。

由各个构件或整个机构的静力平衡条件，可以导出用以对周转传动进行静力计算的公式（见图3.92），

$$M_1 + M_2 + M_B = 0 \quad (3.4)$$

$$M_B = -M_1 u_{1B} \eta_{1B}^{\pm 1} \quad (3.5)$$

式中 η_{1B} ——当转臂固定、各齿轮相对角速度相同时，由周转机构得出的简单齿轮传动的效率。符号“+”或“-”要根据齿轮 z_1 在转化后的机构中是主动还是从动而定。

若 z_1 在周转传动中为主动，则在 $\frac{\omega_1 - \omega_B}{\omega_1} > 0$

时在简单传动中仍为主动，因此指数须取 + 1。

$\frac{\omega_1 - \omega_B}{\omega_1} < 0$ 时，须取 - 1。若 z_1 在周转传动中为

从动，指数 1 之正负号则相反。

按照公式 (3.4) 和 (3.5)，可以根据一个给定的力矩去求另两个未知力矩。



作用在传动轮齿上的力，可按由行星齿轮平衡条件导出的公式确定：

$$P_1 + P_3 + P_B = 0$$

$$\frac{P_1}{P_3} = \frac{r_2'}{r_2} \quad P_3 = \frac{P_B}{\frac{r_2'}{r_2} - 1} \quad P_1 = \frac{P_B}{1 - \frac{r_2'}{r_2}}$$

式中 P_1 ——作用在中心轮 z_1 上的圆周力；

P_3 ——作用在中心轮 z_3 上的圆周力；

P_B ——作用在行星轮轴上的反力；

r_2' 和 r_2 ——行星齿轮 z_2' 和 z_2 的半径。

由于在周转机构构件上加以约束而使机构变异后，能很简单地得到主动构件和从动构件间的各种转数比，且能用来合成和补偿运动等等，因此周转机构得到相当广泛地应用。

随着周转传动应用范围不断扩大，其结构亦相应地在改变。将简单行星传动串接成封闭形式就可得到复杂的行星传动，常称为“双行星传动”（它包含有与基本行星机构连接的行星轮的卫星轮组）。在图3·105 a所示的双行星传动中，工作刀具（铣刀 P ）支承在行星轮上，并同时绕 O_1 、 O_2 、 O_3 三个轴线旋转。若固定转臂 B 并放松齿轮 z_{3B} ，则可得到行星轮 z_{4B} 绕 O_2 和 O_3 两个轴线旋转的行星传动。

若在普通行星传动中，行星轮上的点描绘出外摆线或内摆线，则在双行星传动中行星轮上的点将描绘出复杂的二重摆线——二重外摆线、二重内摆线、内外摆线、外内摆线（其最简单的几种如图3·105 b所示）。

从效率观点看，双行星传动不比普通多排或封闭的行星传动优越多少，但双行星传动在轴向具有小外廓而在径向尺寸稍有增加的情况下，能够得到很大的传动比。

周转机构用作转换机构时，减速器比增速器常见些。周转机构在这种情形所以得到广泛应用，是因为可用比较少的齿轮得到大的传动比（例如图3·121的机构）或者因为机构效率高。此外，

周转机构还用作合成机构（机床机构中）、过载防护机构、差动机构（汽车、拖拉机的差速器）、换向机构、传动比变化范围很大的无级传动、操纵机构、向完成复杂运动的轴传递间歇运动的机构、自动和半自动变速箱的机构、起重机的机构等等。

双行星传动，在地下隧道掘进的掩护支架中，在矿山掘进机和截煤机中，在反作用涡轮式钻机中都获得了应用。

此外，有时为了得到特殊形式的复杂运动，周转机构还被包括在连杆机构里成为一个组成部分。

例1 确定行星传动的传动比 $u_{\text{II},\text{I}}$ （参见图3·110）， $z_2 = 98$ ， $z_4 = 98$ ， $z_5 = 96$ ， $z_8 = 101$ 。

按公式(3·1)

$$u_{32}^B = \frac{n_3 - n_B}{n_2 - n_B} = \frac{z_4 z_2}{z_3 z_5}$$

齿轮2固定， $n_2 = 0$ ：

$$\begin{aligned} -u_{32}^B n_B &= n_3 - n_B \\ (1 - u_{32}^B) n_B &= n_3 \end{aligned}$$

$$u_{\text{II},\text{I}} = \frac{n_3}{n_B} = 1 - u_{32}^B = 1 - \frac{z_4 z_2}{z_3 z_5} = 1 - \frac{98 \times 98}{101 \times 96} = 0.0095$$

这里的齿轮脚码与图3·110的齿轮标号相对应。

例2 假设图3·102所示传动的齿轮3固定（ $n_3 = 0$ ），确定其传动比 $u_{\text{I},\text{II}}$ 和 $u_{\text{I},\text{IV}}$ 。

由主动齿轮1、行星齿轮6—7和固定齿轮3组成的行星传动中，求出转臂的转数。

当 $n_3 = 0$ 时，按公式(3·1)

$$u_{13}^B = \frac{n_1 - n_B}{-n_B}, \quad n_B = \frac{n_1}{1 - u_{13}^B}, \quad u_{13}^B = -\frac{z_3 z_6}{z_7 z_1}$$

按公式(3·1)轴IV的转数

$$n_4 = n_1 u_{41}^B + n_B (1 - u_{41}^B), \quad u_{41}^B = -\frac{z_1 z_6}{z_4 z_4}$$

$$n_4 = n_1 \left[u_{41}^B + \frac{1 - u_{41}^B}{1 - u_{13}^B} \right]$$

研究一下有中心轮 2 的行星传动，或者有中心轮 1 和 2 及行星轮 6—7 的差速传动，可以确定轴 I 的转数 ϵ

$$n_2 = n_B (1 - u_{23}^B) = n_1 \frac{1 - u_{23}^B}{1 - u_{13}^B}$$

$$u_{23}^B = - \frac{z_3}{z_2}$$

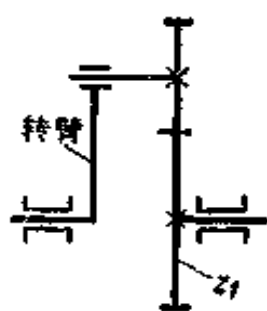


图 3.89

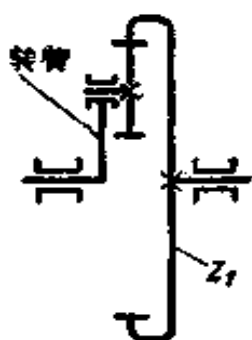


图 3.90

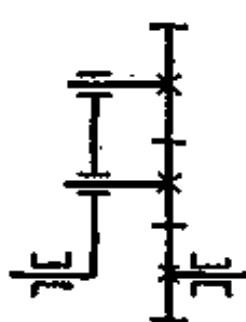


图 3.91

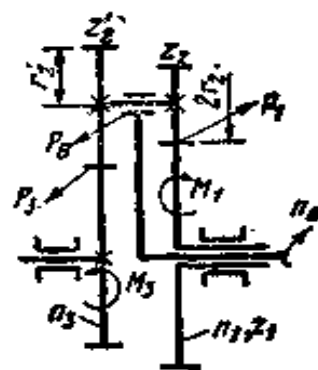


图 3.92

图3.89 具有两个自由度的最简单的周转传动。齿轮 z_1 固定时，传动变为行星传动；转臂固定时，传动变为简单传动。

图3.90 具有两个自由度的最简单的周转传动。与图3.89传动的区别在于有内啮合。

图3.91 具有两个自由度和两个串接行星轮的周转传动。

图3.92 具有两对外啮合的差速传动。

图3.93 具有两个主动构件和两个从动构件的复杂差速传动。

图3.94 由图3.90所示机构引入一个外齿轮而得到的差速传动。

图3.95 具有两对内啮合的差速传动。

图3.96 行星齿轮上具有两个内齿轮的差速传动。

图3.97 具有行星齿轮组的差速传动。

图3.98 具有两个主动构件和两个从动构件的差速传动。

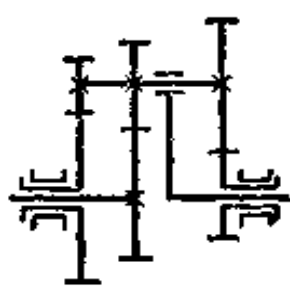


图 3-93

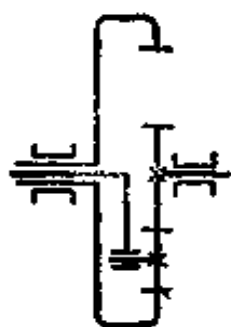


图 3-94

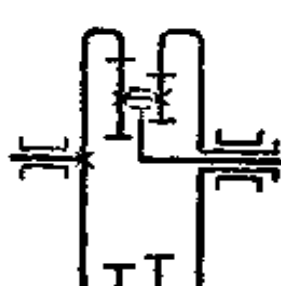


图 3-95

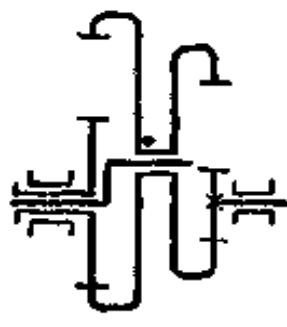


图 3-96

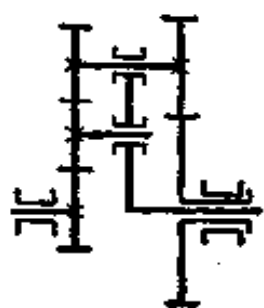


图 3-97

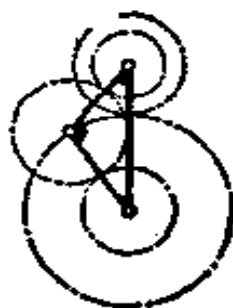


图 3-98

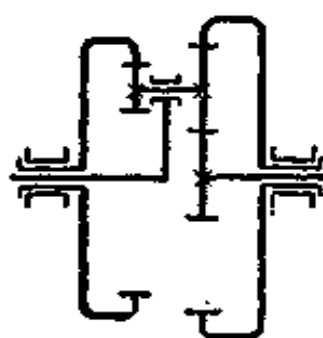


图 3-99



图3-99 由两个圆锥齿轮组成的、具有两个自由度的最简单的周转机构。

图3-100 由圆锥齿轮组成的差速传动。当转臂固定时，得到 $u < 0$ 的简单传动。

图3-101 与图3-110相似的差速传动，但在转臂固定时得到 $u_{13} > 0$ 的简单传动。

图3-102 有两个主动构件和三个从动构件的差速传动。

图3-103 有三个主动构件 1、2、3 和一个从动构件 4 的

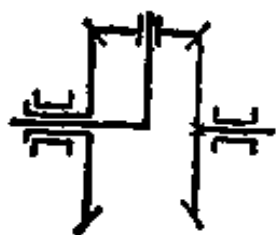


图 3-100

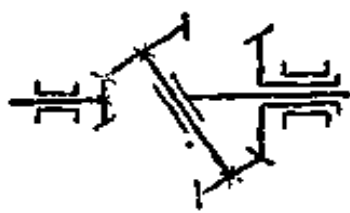


图 3-101

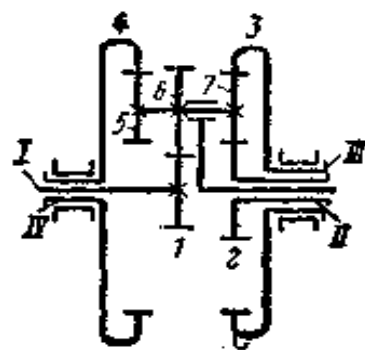


图 3-102

差速传动。

行星减速器

图3·104 具有椭圆齿轮的行星减速器。行星减速器由偏心率 e 相等的椭圆齿轮组成。转臂 B 是主动构件。齿轮2和3刚性固定在轴上，齿轮4是从动齿轮，齿轮1是固定齿轮。传动比按下式确定

$$u_{4B} = \frac{\omega_4}{\omega_B} = \frac{1}{\left(\frac{1-e}{1+e}\right)^2 \cos^2 \frac{\varphi_B}{2} + \left(\frac{1+e}{1-e}\right)^2 \sin^2 \frac{\varphi_B}{2}} - 1$$

式中 e ——椭圆偏心率；
 ω_B ——转臂 B 的角速度。

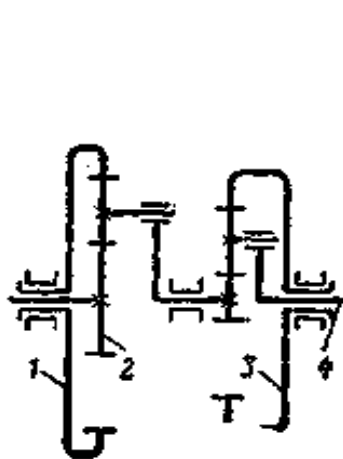


图 3·103

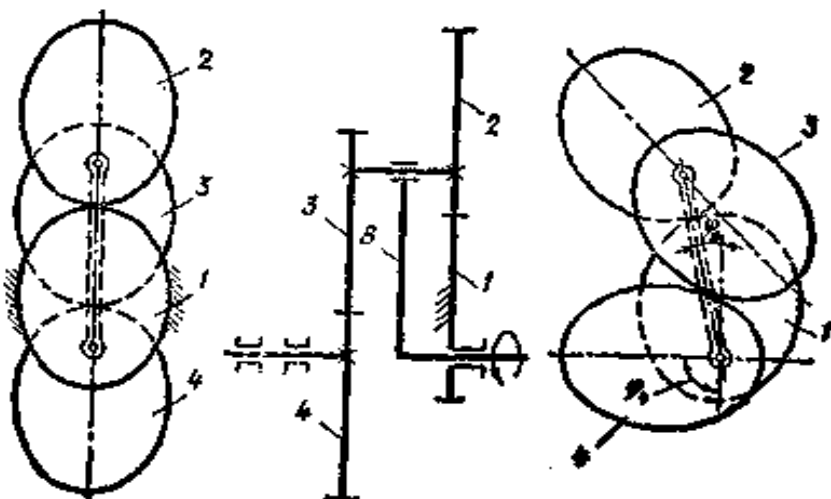


图 3·104

图3·105 平面的双行星齿轮机构。齿轮 $z_{2b}—z_{4b}—z_{3b}$ 跟小转臂 b 一起得到来自齿轮 z_1 和 z_2 的运动，并形成行星式行星轮组件。包含在基本行星机构中的大转臂 B 得到来自转臂 b 并通过齿轮 $z_{2B}—z_{3B}$ 的运动。刀具 P 跟小行星轮连接。

在大转臂 B （图3·105 a）固定和齿轮 z_{3B} 松开时的传动比：

$$u_{1,3B}^B = u_{12}^B u_{行星}^B u_{2B,3B}^B$$

式中 $u_{12}^B = -\frac{z_2}{z_1}$ ； $u_{行星}^B = 1 + \frac{z_{3b}}{z_{2b}}$ ； $u_{2B,3B}^B = \frac{z_{3B}}{z_{2B}}$

双行星齿轮传动的传动比：

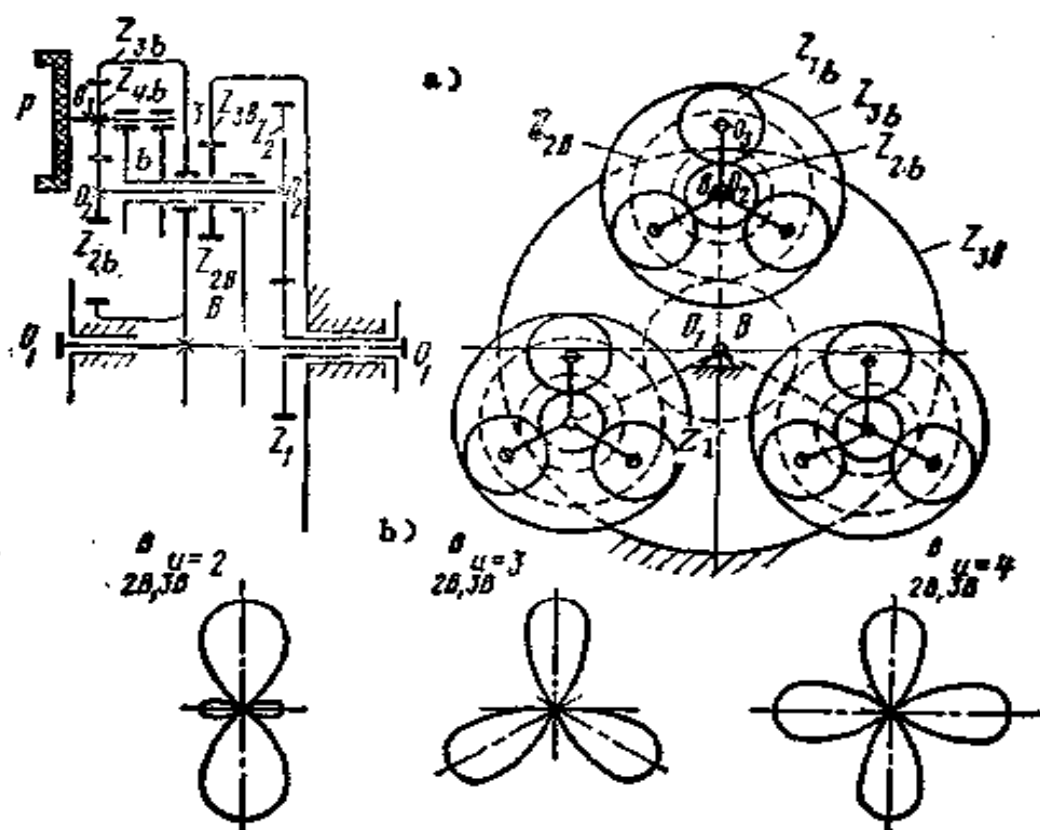


图 3-105

$$u_{1,B} = \frac{n_1}{n_B} = 1 - u_{1,3B}^B = 1 + \frac{z_{3B}z_2}{z_{2B}z_1} \left(1 + \frac{z_{3b}}{z_{2b}} \right)$$

该传动在轴向比较紧凑，并且当 $40 < u < 90$ 时比较合适。

在图3-105 b上表示出行星轮节圆上一点的运动轨迹的最简单情况，根据传动比的值而具有一个、两个和三个对称轴。

图3-106 隧道掘进机工作机构双行星齿轮传动的模型。工作刀具圆盘固定在小行星轮上。

图3-107 平面封闭式双行星齿轮机构。齿轮 $z'_1 - z'_2$ 使传动链 $z_{3B} - z'_1 - z'_2 - z_{3b} - z_{4b} - z_{2b} - z_{2B}$ 封闭。传动比

$$\frac{n_1}{n_B} = u_{1,B} = 1 + \frac{z_2}{z_1} \left(\frac{z_{3B}}{z_{2B}} + \frac{z_{3B}z_{3b}}{z_{2B}z_{2b}} + \frac{z'_1 z_{3b}}{z'_2 z_{2b}} \right)$$

传动用于 $80 < u < 160$ 比较合适。

图3-108 空间的双行星齿轮传动。工作构件（例如铣刀P）借助锥齿轮与齿轮 $z_{2b} - z_{2B}$ 连接，而壳体Q用作转臂，这时铣刀P一面绕两个平行轴 O_1 和 O_2 旋转，一面绕垂直于 O_1 、 O_2 的轴 O_3 旋

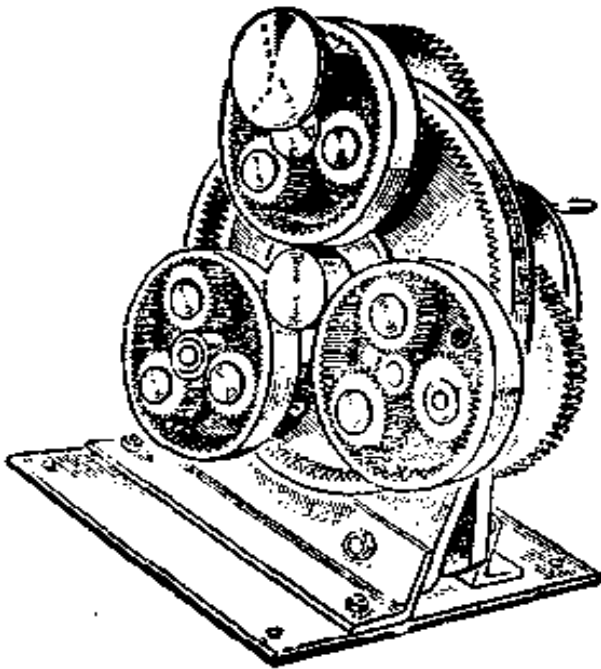


图 3-106

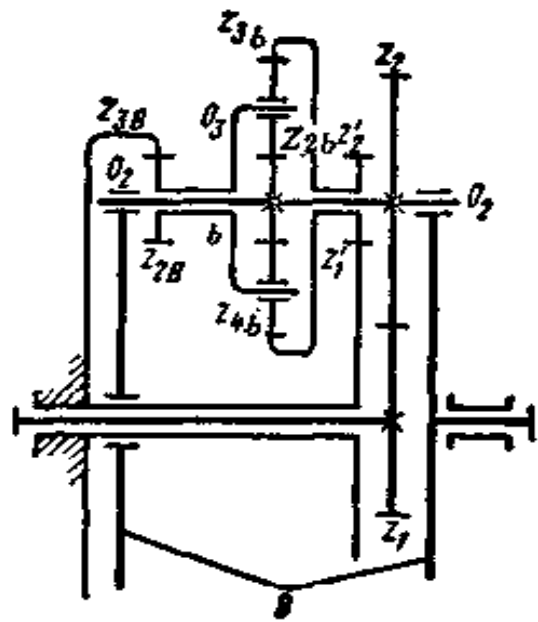


图 3-107

转。铣刀刀尖点描绘出复杂的空间轨迹。在隧道掘进机中铣刀数目可到12。

图3-109 行星齿轮作平移运动的行星传动。若齿轮 z_1 固定，轮 z_3 实现平移运动，若 $z_1 = z_3$ 和 $u_{31}^{(1)} = \frac{z_1}{z_3}(-1)^2$ ，这时

$$\omega_3 = \omega_1 \left(1 - \frac{z_1}{z_3}\right) = 0$$

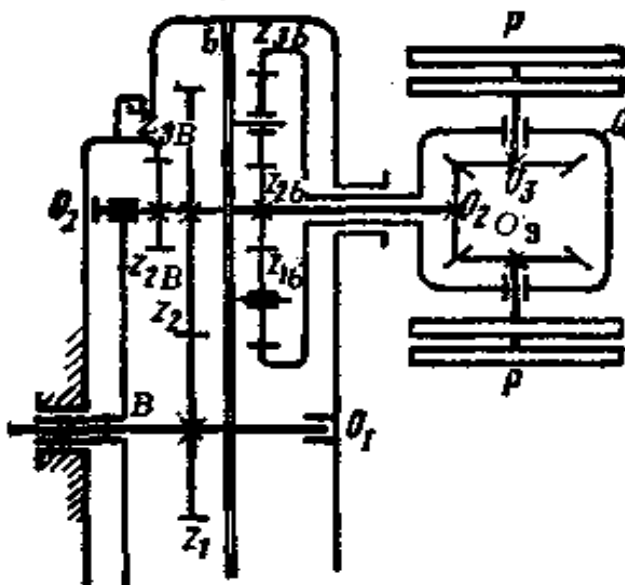


图 3-108

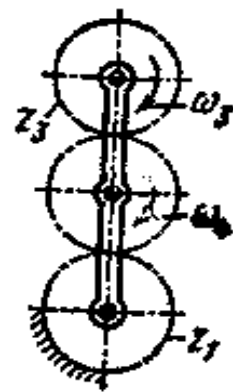


图 3-109

图3·110 有两对内啮合的行星传动。在有内对齿 轮 副时，该机构能够达到很大的传动比（到 1 : 6000）。传动比

$$\frac{n_{\text{II}}}{n_{\text{I}}} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_5 z_3}$$

若主动部分速度很高，应采用平衡重 1 去平衡曲柄和装在曲柄上的齿轮的偏心质量。

图3·111 用以转动两个螺旋桨的航空发动机的行星减速器。

$$\frac{n_B}{n_1} = \frac{1}{1 - u_{13}^B} = \frac{1}{1 + \frac{z_3 z_2}{z_2 z_1}}$$

$$\frac{n_4}{n_1} = - \frac{u_{13}^B u_{41}^B - 1}{1 - u_{13}^B} \quad u_{41}^B = - 1$$

图3·112 航空发动机分配机构中的行星减速器。轴 A 上装有一个起转臂作用的偏心轮 B。行星轮包括外齿轮 z'_2 和内齿 轮 z_2

$$u_{1B} = 1 - \frac{z_3 z_2}{z'_2 z_1}$$

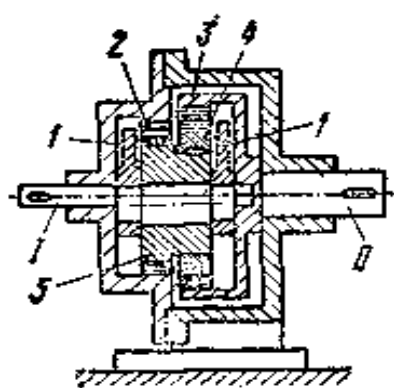


图 3·110

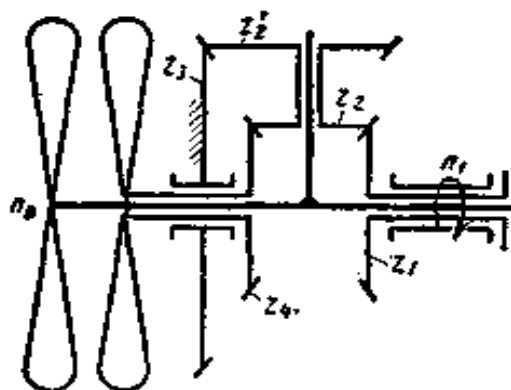


图 3·111

图3·113 行星减速器，它由两对内啮合齿 轮 组成（按图 3·95所示的简图）。用配重3平衡行星轮2。偏心轴 1 为主动时，传动比

$$u_{\text{II}, \text{I}} = 1 - \frac{z_3 z_2}{z'_2 z_1}$$

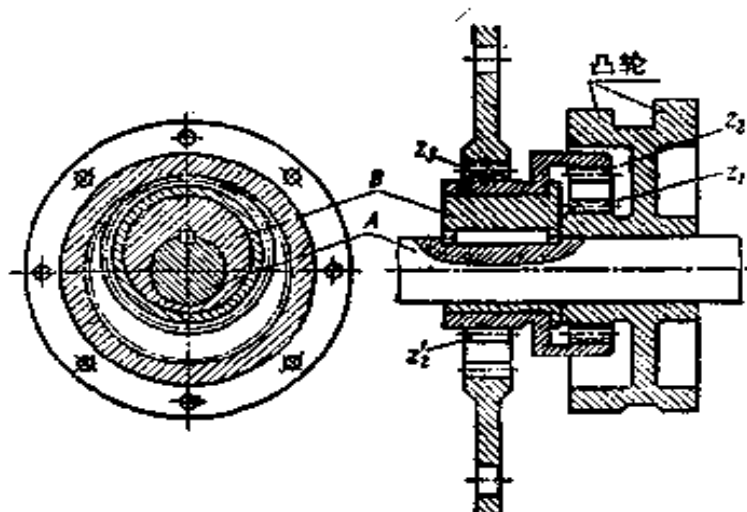


图 3·112

图3·114 多机座轧机差速组传动的简图。工作机座轧辊的角速度，由两个独立的传动轴1和3的速度借助于差速器2来合成。传动轴1和3分别由主电机(A)和辅助电机(B)来驱动。借助于主、辅电机，轧机轧辊速度能够平滑地进行改变。这样，就不必对每个机座的轧辊速度单独进行调整。带差速组传动的轧机比单独传动的轧机经济。

图3·115 在减径轧机传动中应用的差速器简图。若给定轧

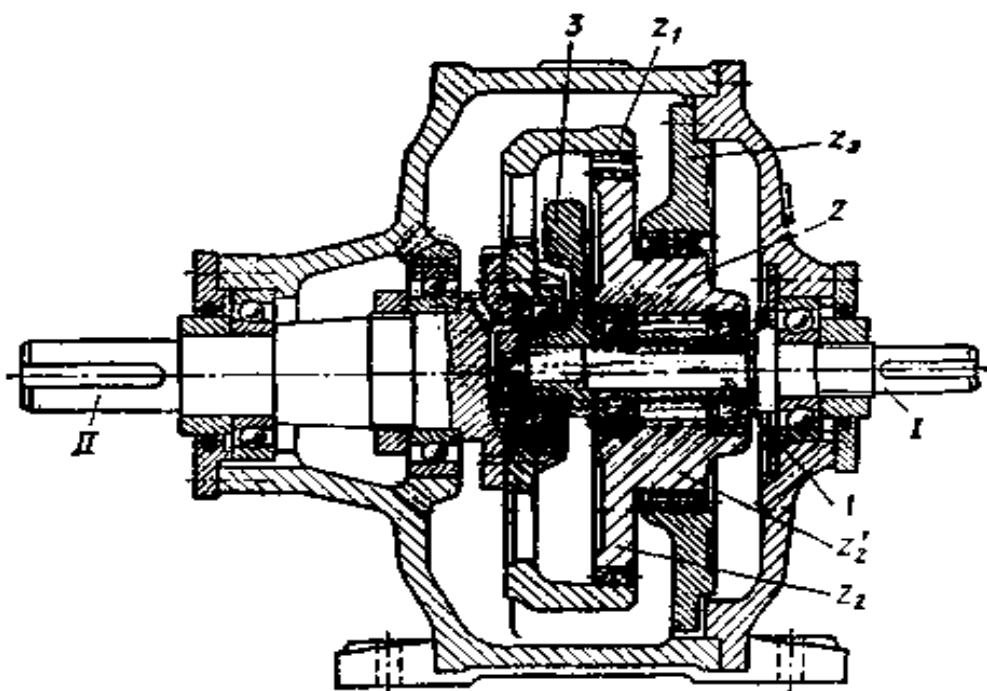


图 3·113

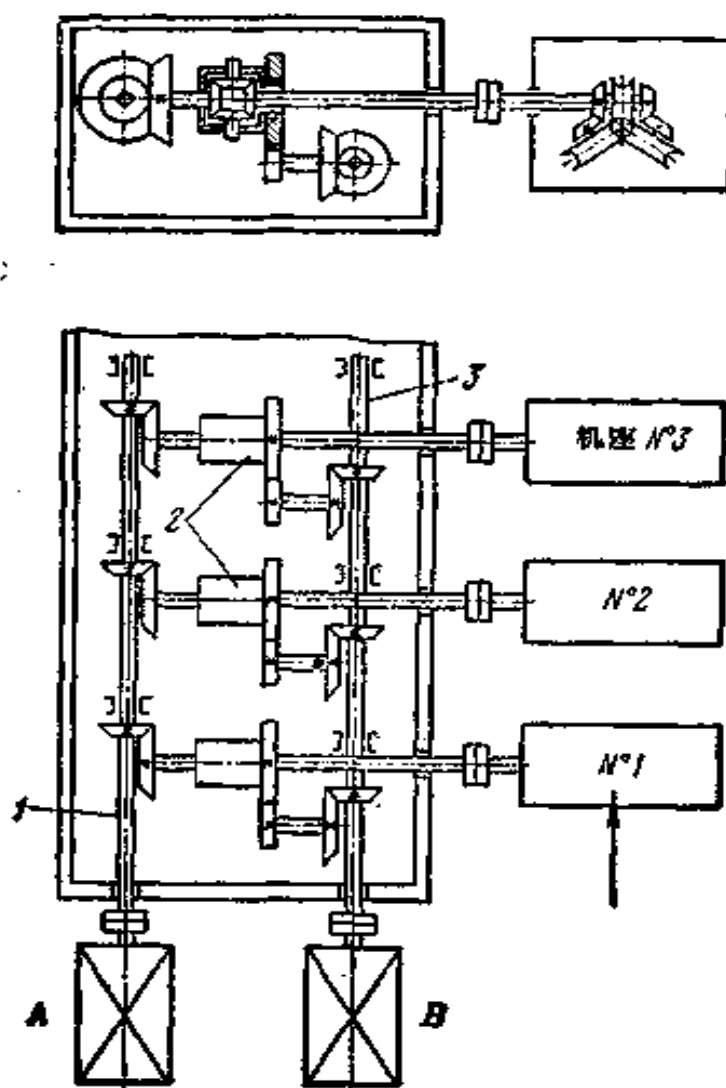


图 3-114

制力矩，则有

- a) —— 轧辊由圆锥差速器的轮 1 带动

$$M_1 = M_{\text{轧}}, M_H = 2M_{\text{轧}}$$

$$n_{\text{座}} = 2n_H - n_1$$

- b) —— 轧辊由圆锥差速器的转臂 H 带动

$$M_1 = M_2 = \frac{M_{\text{轧}}}{2}, n_{\text{座}} = \frac{n_1 + n_2}{2}$$

- c) —— 轧辊由圆柱差速器的轮 3 带动。圆柱齿轮差速器 $\frac{z_2}{z_1}$

$$= \frac{1}{2} \cdot$$

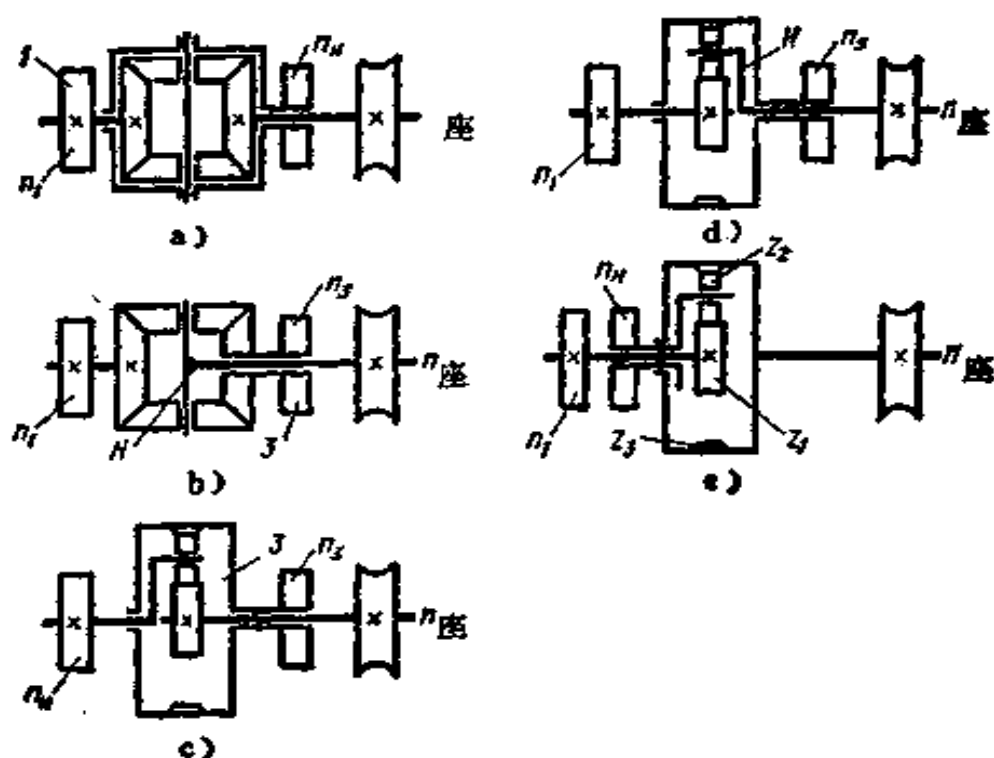


图 3·115

$$M_s = 2 M_{\text{轧}}, \quad M_H = 3 M_{\text{轧}}$$

$$n_{\text{座}} = -2n_s + 3n_H$$

d) —— 轧辊由圆柱差速器的转臂 H 带动

$$M_1 = \frac{M_{\text{轧}}}{3}, \quad M_s = \frac{2 M_{\text{轧}}}{3}$$

$$n_{\text{座}} = \frac{n_1 + 2n_s}{3}$$

e) —— 轧辊由圆柱差速器的轮 3 带动

$$M_1 = \frac{M_{\text{轧}}}{2}, \quad M_H = \frac{3 M_{\text{轧}}}{2}$$

$$n_{\text{座}} = \frac{3n_H - n_1}{2}$$

容易看出，若 $M_{\text{轧}}$ 较大，则应优先采用由转臂带动的传动简图 a 和 b。

图3·116 差动式液压传动简图。由总的电动机 1、轴 2、圆锥齿轮 7、差速器 9 带动轧辊为主运动，而由单独的液压传动将附加运动传递给每个机座用的差速器。液压泵 4 由轴 3 带动，

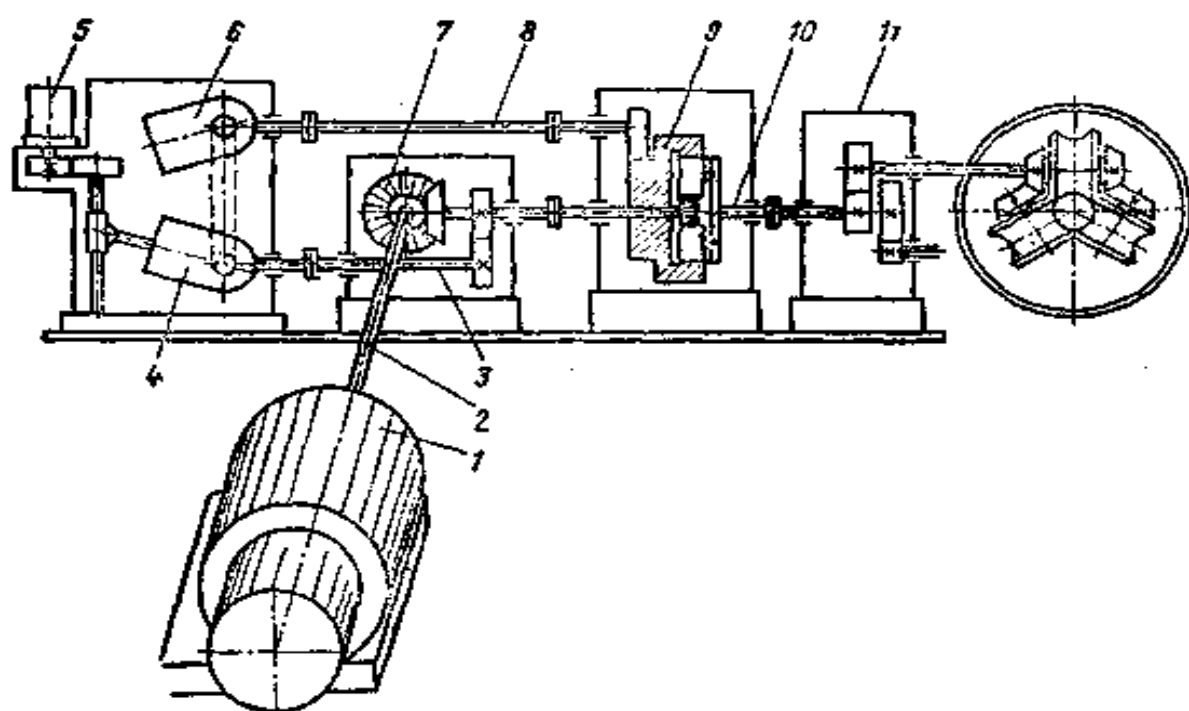


图 3-116

液压泵排油量可用伺服驱动 5 来调节。由液压泵 4 打出的油进入液压马达 6 中，带动轴 8 和差速器 9 的中心轮旋转，中心轮上的转臂通过输出轴 10 和减速器 11 带动工作机座轧辊。

图 3-117 用于传动两个旋转方向相反的轴的行星减速器。

$$\frac{n_B}{n_1} = u_{B1} = \frac{1}{1 - u_{13}^B}$$

$$u_{13}^B = \frac{z_3 z_2}{z_2' z_1} \quad u_{41}^B = \frac{z_1 z_2'}{z_2 z_4}$$

$$n_4 = n_1 u_{41}^B + n_B (1 - u_{41}^B) = n_1 \left[u_{41}^B + \frac{1 - u_{41}^B}{1 - u_{13}^B} \right]$$

$$\frac{n_4}{n_1} = \frac{u_{13}^B u_{41}^B - 1}{1 - u_{13}^B}$$

若 $u_{13}^B u_{41}^B = 2$ ，则两个轴（轴 B 和轴 4）以相同转数相反方向旋转。

图 3-118 z_3 固定时，转臂 B 与齿轮 z_1 相反方向旋转的行星传动：

$$u_{1B} = 1 - \frac{z_3}{z_1} = \frac{z_1 - z_3}{z_1}$$

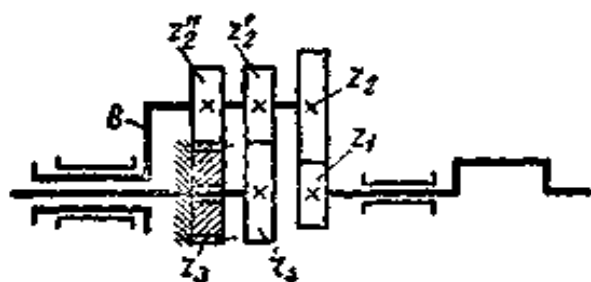


图 3-117

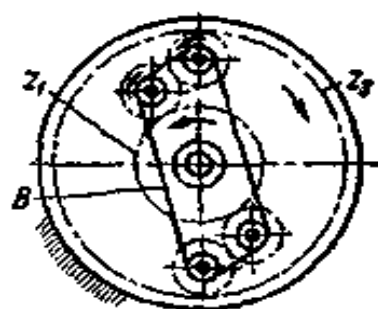


图 3-118

图3-119 圆锥齿轮尺寸不同的差速器。

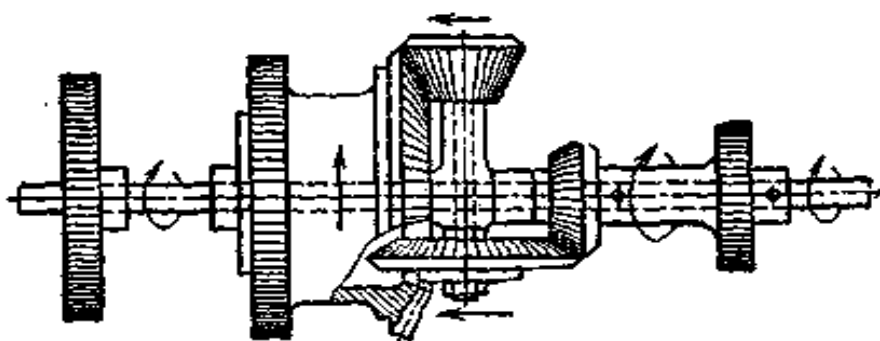


图 3-119

图3-120 减速器。\$z_1\$轮主动，\$z_4\$轮从动。传动比：

$$u_{41} = \frac{n_4}{n_1} = \frac{1 - \frac{z_3 z_6}{z_2 z_4}}{1 + \frac{z_3}{z_1}}$$

图3-121 由皮带轮带动的、有封闭周转传动的行星减速器。转臂是皮带轮 I。简单周转传动的齿轮 \$z_6\$、\$z_5\$、\$z_4\$、和 \$z_7\$ 被由圆锥齿轮 \$z_1\$、\$z_2\$、\$z_3\$ 组成的传动所封闭。I 为从动轴。

$$u_{\text{II, I}} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{1 - u_{65}^{\text{I}}}{1 + u_{65}^{\text{I}} \frac{z_1}{z_3}}$$

$$u_{65}^{\text{I}} = \frac{z_6 z_7}{z_4 z_5} \approx 1$$

这种型式的减速器传动比可达到

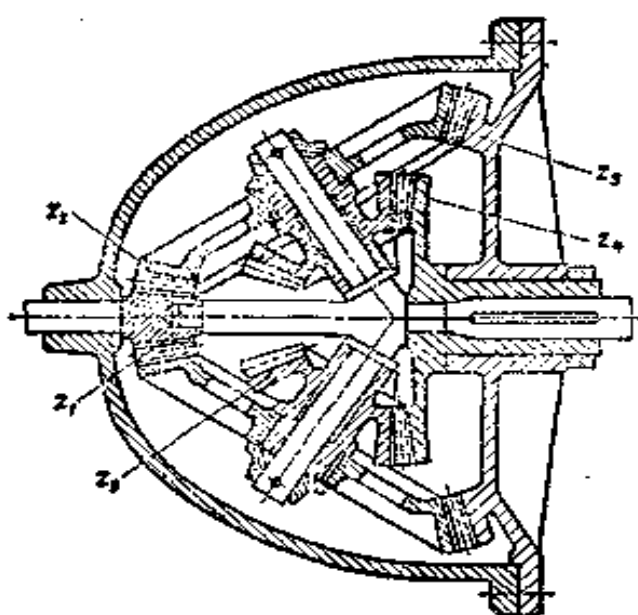


图 3·120

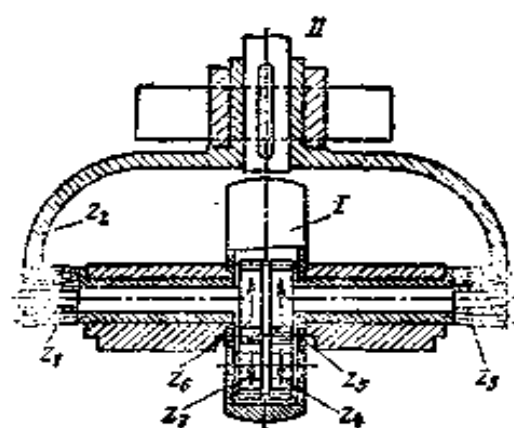


图 3·121

$$u_{\text{II, I}} = \frac{1}{200000}$$

图3·122 传动比很大的行星减速器。两个蜗轮相反方向旋转。若两蜗轮转数相同，则从动轴Ⅰ不旋转。若两蜗轮转数不同，则从动轴的转数为

$$n_{\text{II}} = \frac{n_4 + n_3}{2} = \frac{n_1}{2} \left(\frac{k_a}{z_4} - \frac{k_b z_1}{z_3 z_2} \right)$$

式中 k_a 和 k_b —— 蜗杆头数。当 $k_a = k_b = 1$ 时

$$n_{\text{II}} = n_1 \frac{z_3 - z_4 \frac{z_1}{z_2}}{2z_4 z_3}$$

图3·123 转数计。装在轴1上的两个蜗轮2和3，同时与蜗杆4啮合。蜗轮2有101个齿，与轴固定连接；蜗轮3有100个齿，能绕轴线自由旋转。蜗轮3上固定着一个有内、外两圈刻度的刻度盘。指针5固定在轴上，并在内圈刻度上指示出转数，每一分度为100转，能指示到10000转。指针6固定在不动的支架7上，能在外圈刻度上指示出1转、10转直到100转。

图3·124 转数计。图3·123的机构要在转动的刻度盘上读数，故不适于作转数计。利用倒转的方法，轮3可以停止不动，

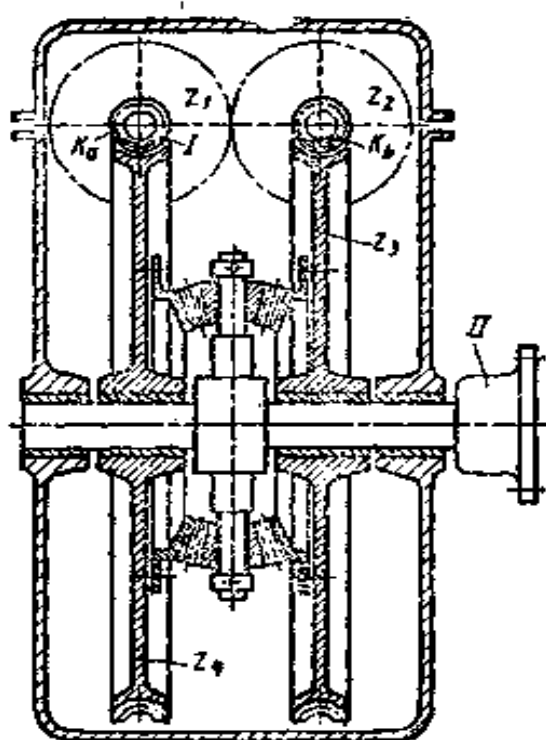


图 3-122

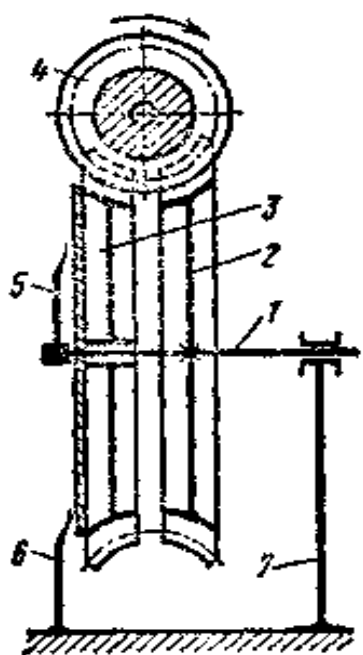


图 3-123

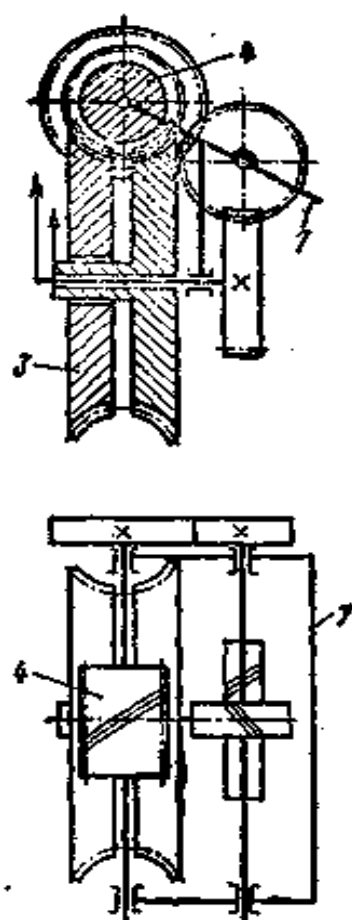


图 3-124

而转臂（支架 7）以轮 3 的转数反向旋转。把运动传给具有动轴线的蜗杆 4，可以按如图所示的那样来实现。

图 3-125 蜗杆差速器。蜗杆 1 由齿轮传动的从动轮 2 带动。蜗杆 1 的支承装在支架 3 上，支架 3 由螺旋 4 带动而与蜗杆 4 一起运动。蜗轮 5 的角位移等于蜗杆和螺旋的转动位移的代数和。

图 3-126 传动比平滑改变的行星减速器。带轮 4 带动差速器的中心轮 5，并通过带轮 3 和 2 及锥形滚轮 1 带动滚轮 8，在该传动中滚轮 8 是转臂。从动中心轮 7 的转数为

$$n_7 = -n_4 + 2 \frac{R_3 R_1}{R_2 R_8} n_4$$

$$= n_4 \left(2 \frac{R_3 R_1}{R_2 R_8} - 1 \right)$$

由于皮带沿滚轮轴线移动时 R_1/R_8 改变，故 n_7 亦改变。6 是行

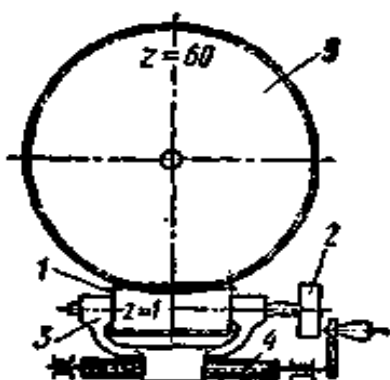


图 3·125

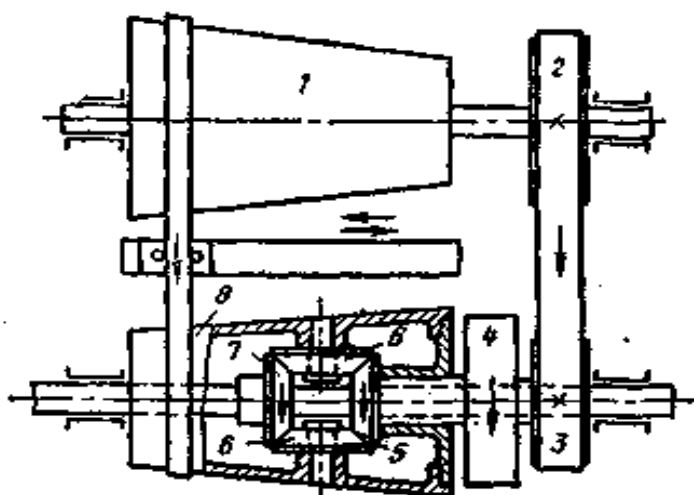


图 3·126

星轮。

图3·127 针齿啮合的行星减速器。具有针齿套4的盘2装在偏心轴1的滚柱轴承上。有半圆齿的星轮3固定在从动轴上。星轮5固定不动；6是平衡配重。

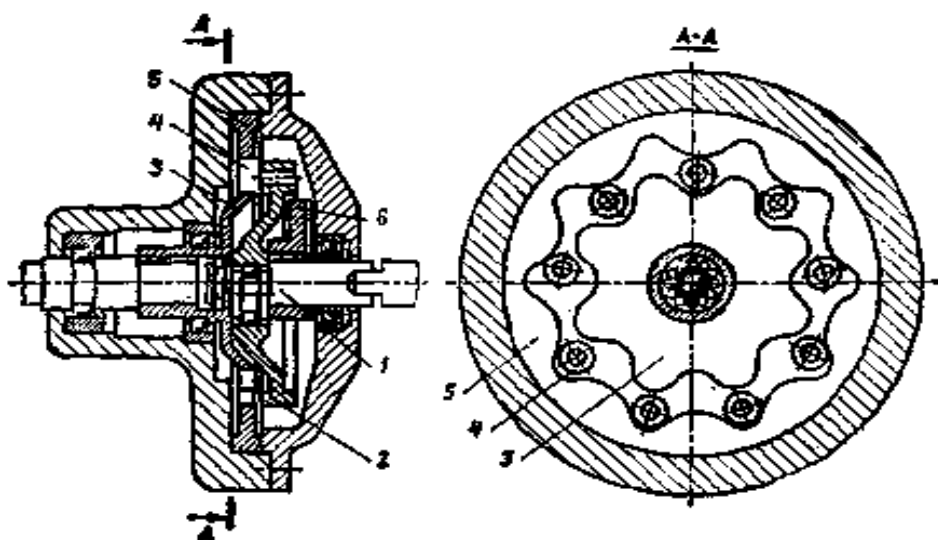


图 3·127

图3·128 行星减速器。两个同样的行星轮2和3在主动轴1的两个偏心轴颈上旋转，并与固定的内齿轮4啮合。从动轴6由销轴5带动，销轴5装在轴的圆盘上，并插入行星轮的孔内。减速器的传动比按下式确定：

$$i = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}$$

式中 z_1 ——行星轮的齿数，
 z_2 ——内齿轮的齿数。

图3·128 a) 所示为减速器的原理简图，图3·128 b) 所示为减速器的结构。

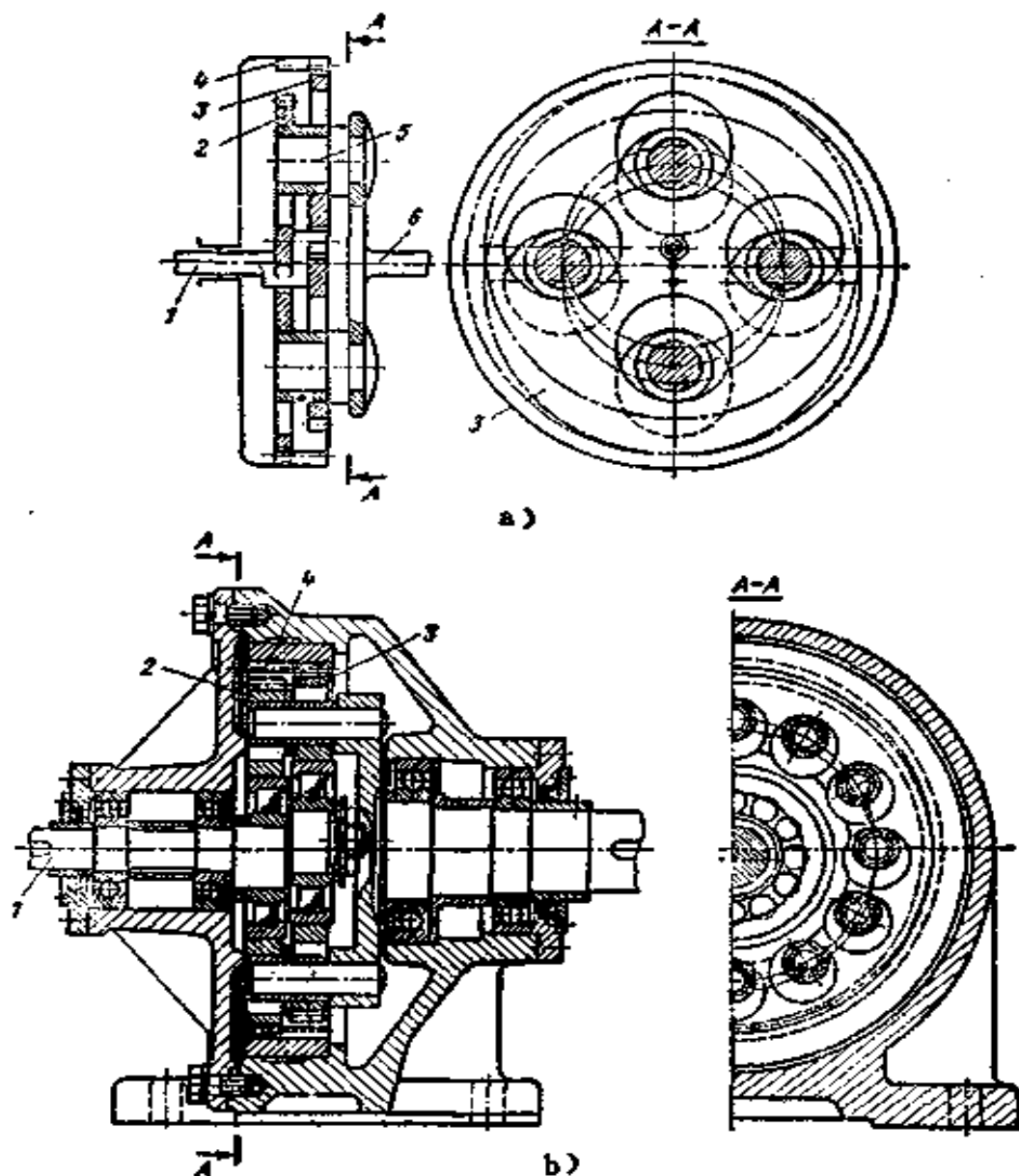


图 3·128

图3·129 针齿啮合的行星减速器。在主动轴1上装有两个偏心盘，其偏心距相错180°。星轮3装在第一个偏心盘上，星轮5

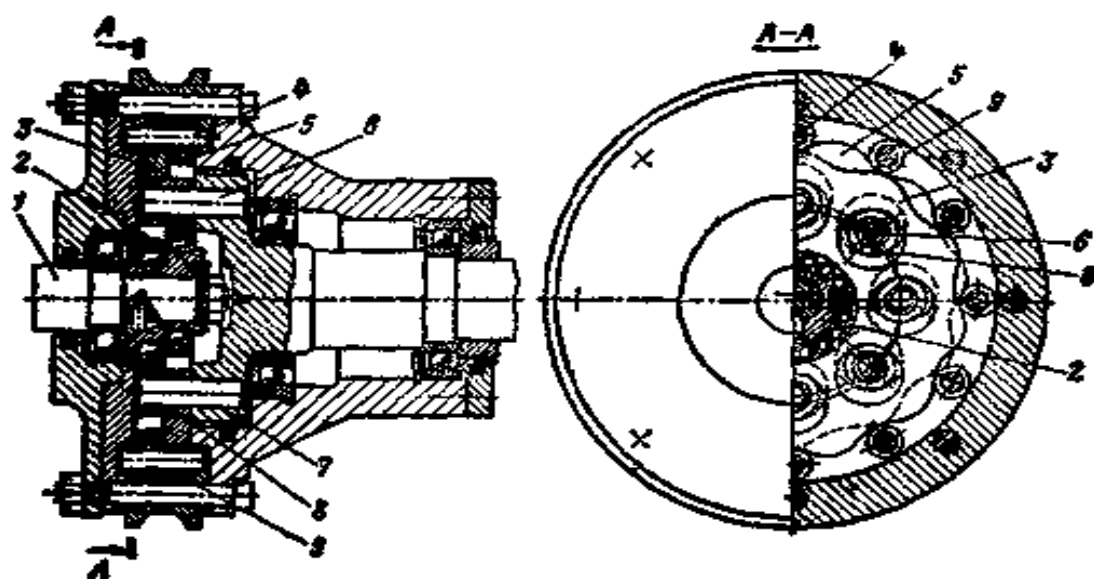


图 3-129

装在第二个偏心盘上。星轮轮齿与轴 4 上的针齿 9 啮合，轴 4 固定在减速器壳体上。带滚套 8 的销轴 6 被固定在从动轴的圆盘 7 上。滚套 8 插入到星轮 3 和星轮 5 的孔内。减速器传动比按下式确定：

$$u = \frac{z_1}{z_1 - z_2}$$

式中 z_1 ——星轮齿数；

z_2 ——针轮的针齿数（优先采用偶数）。

图3-130 太阳轮浮动的结构：

a)——在两个齿式联轴器上浮动；

b)——在“奥尔德含姆”联轴器上浮动。

方案 b) 应用在传动比较大 ($u = 7 \sim 11$) 的级上比较合理。

图3-131 太阳轮浮动的结构。小轮 1 的齿圈延长作为半联轴器 2 的齿圈。在主动轴尾端上制出另一个有外齿的半联轴器 3。两个半联轴器都与带有内齿的套筒 4 连接。

图3-132 行星轮相互连系的浮动结构。其上装有行星轮的轴相互连系，并能在槽中移动；这时，一个行星轮的位移引起其它行星轮相应的位移；

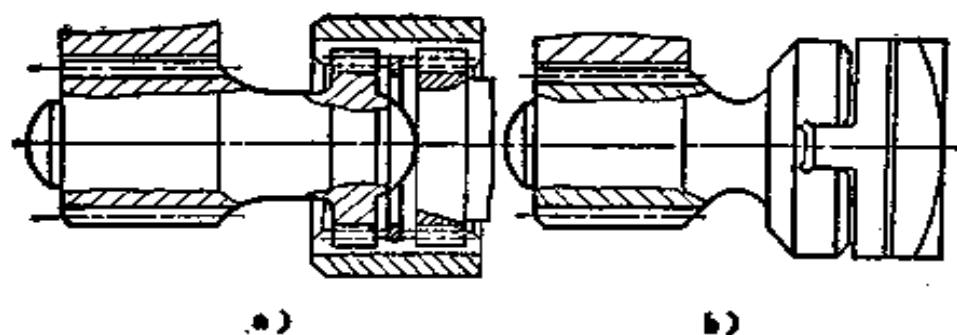


图 3-130

a)——借助于连杆。三个行星轮 1 装在球面轴承和偏心轴 2 上，偏心轴固定在转臂 3 中。轴 2 相对于转臂可在轴承 4 上转动。连杆 5 一端与轴 2 固定，另一端的轴颈可在环槽 6 中自由滑动。当反力 Q_i 不相同，连杆移动，因而就能使行星轮传递的载荷趋于均匀；

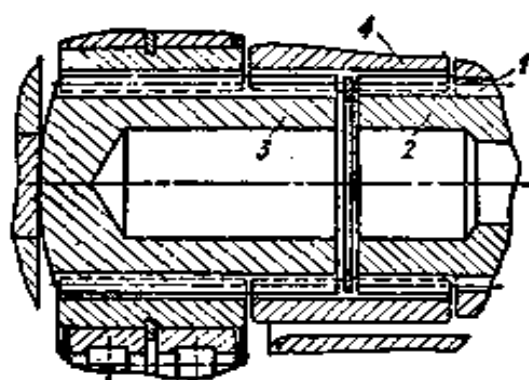


图 3-131

b)——带有倾斜槽，用于单向传动。行星轮 2 的轴安置在转臂 3 的滑槽中，并被刚性环 4 夹住。当转臂上行星轮轴的压力 T 的径向分力 Q_i 不相同，刚性环 4 移位，从而就使作用在行星轮上的力趋于均匀；

c)——带有径向槽，用于双向传动。作用原理跟图 3-132 b

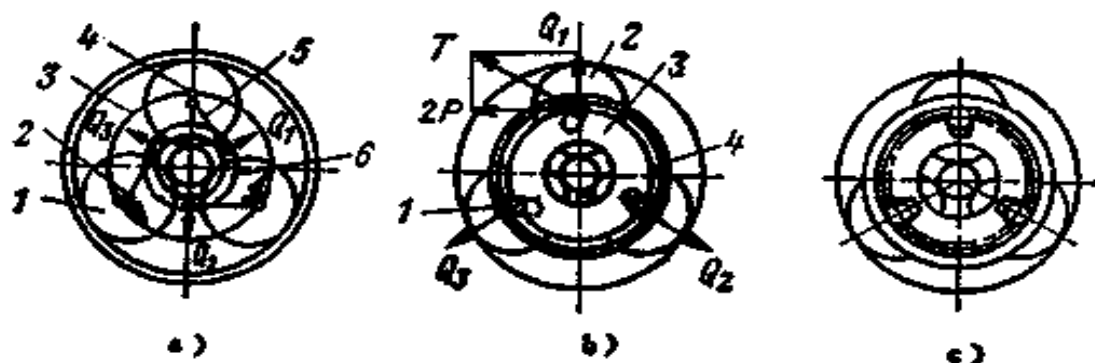


图 3-132

相同。

图3·133 装在转臂中弹性支承上的行星轮结构：a)——行星轮装在橡胶套筒上；b)——行星轮轴制成柔性的。

图3·134 能减少载荷分布不均匀性的行星传动构件的结构：a)、b)——在高速传动和双齿圈行星轮的传动中应用的柔性齿圈；c)——钟罩形的行星轮；d)——行星轮的轴制成等强度梁；e)——行星轮在橡胶支承上能自行调位；f)——行星轮的轴装在转臂中的弹性支承上；g)、h)——用于滚动轴承的橡胶弹簧座和钢制弹簧座；i)——表面喷镀金属的橡胶齿圈。

图3·135 有三个行星轮的行星传动简图。行星轮装在球面轴承上，运动由无多余约束的单万向接头传递到中心浮动轮。

在单列行星机构中，若有三个带滚子轴承的行星轮，但无浮动构件，则有八个多余约束，因此要求很高的制造和装配精度。

图3·136 行星传动的合理简图。假若在行星轮内部并不安置球面轴承，则行星轮与转臂应该用滚动框架来连接。浮动构件放在双万向接头上。当传动有六处啮合时，在双万向接头中有一个多余约束。

周转换向机构和操纵机构

图3·137 带行星换向的传动带轮。中心轮3固定。当离合器6接通时，带轮1直接与轴连接。轴Ⅰ的换向用接通制动器7来达到，7使齿轮2与轴连接。若轴通过由齿轮2、5、4、3组

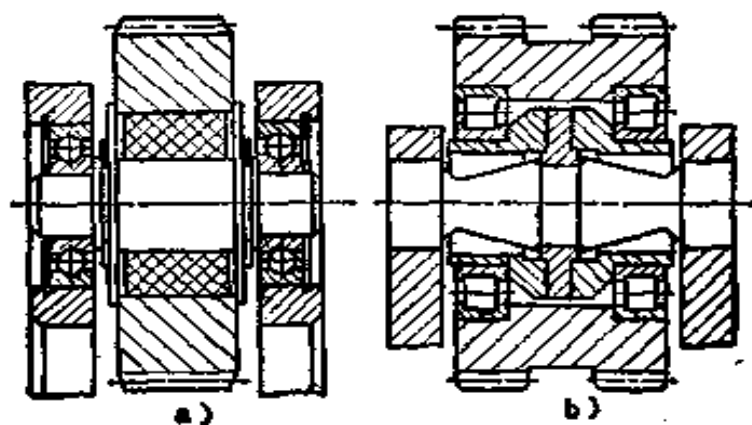


图 3·133

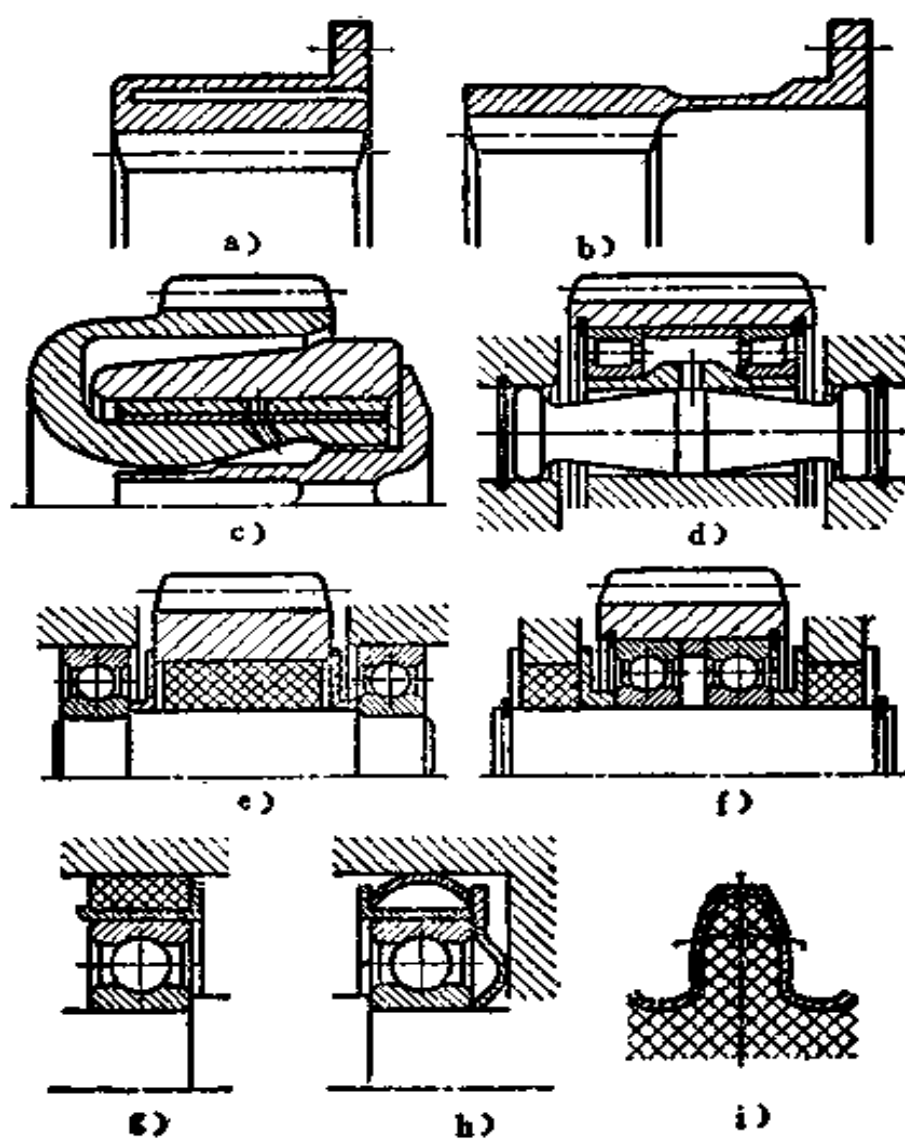


图 3-134

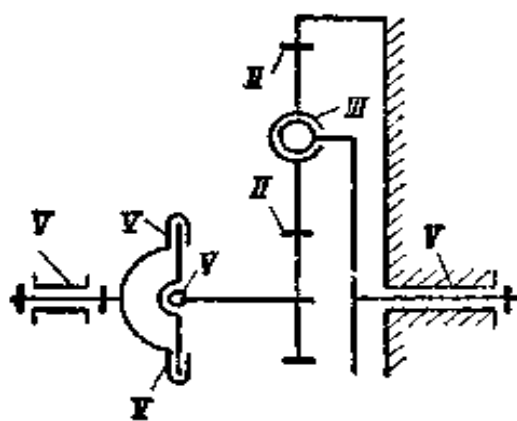


图 3-135

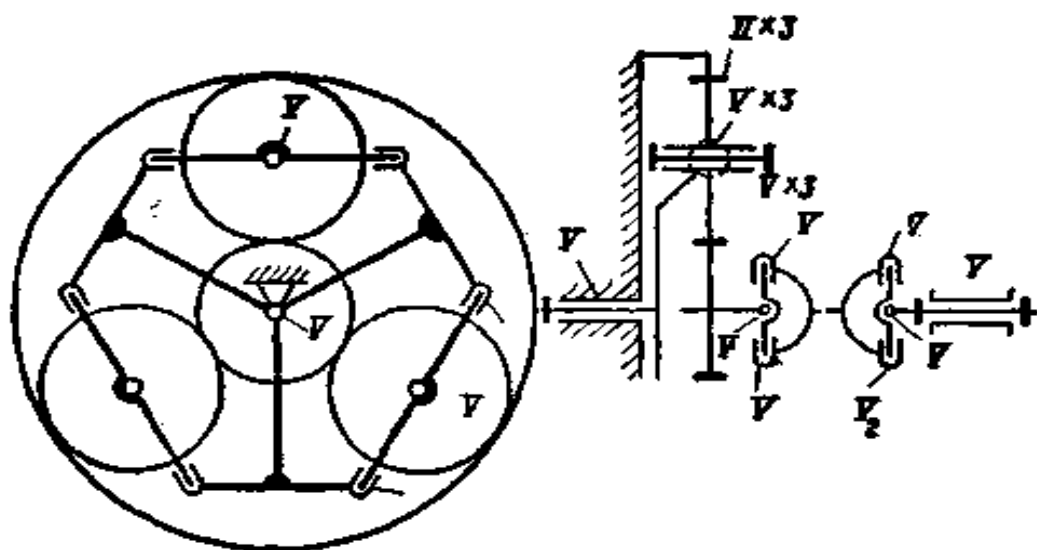


图 3-136

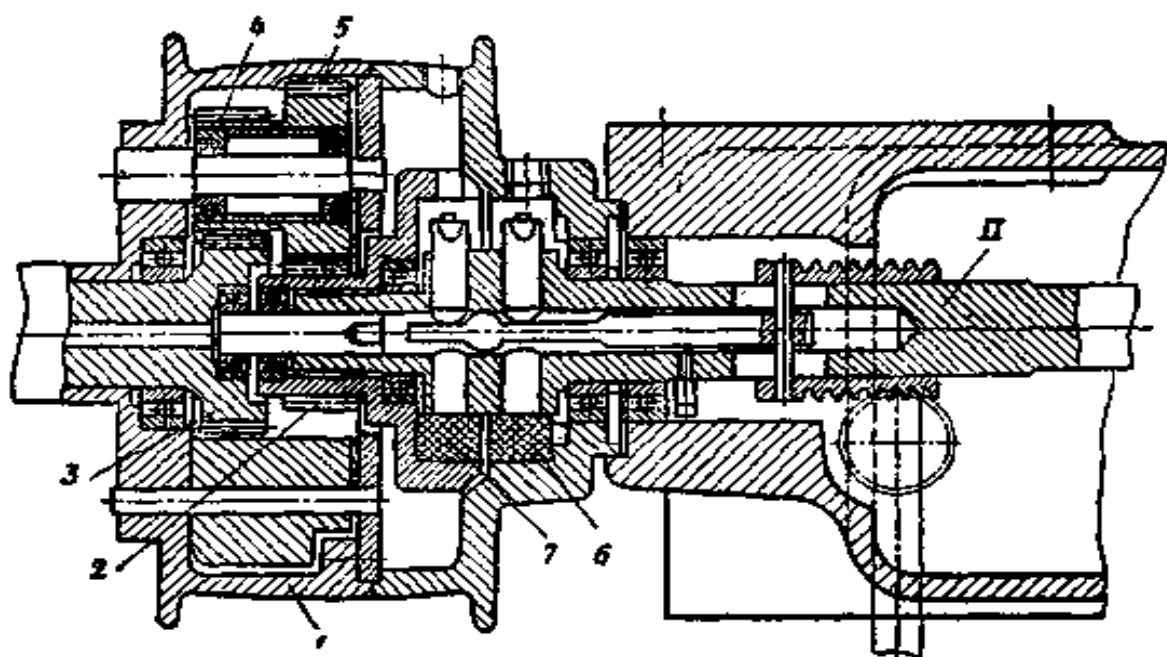


图 3-137

成的行星传动来带动，其转数为

$$n_H = n_1 (1 - u_{23}^{(1)}) = n_1 \left(1 - \frac{z_3 z_6}{z_4 z_2} \right)$$

在 $u_{23}^{(1)} > 1$ 时才能换向。

图3-138 行星式换向带轮。利用把传动带变换到带轮2或4上的方法，使主转正转或速度增高的反转。切制螺纹时需要的慢

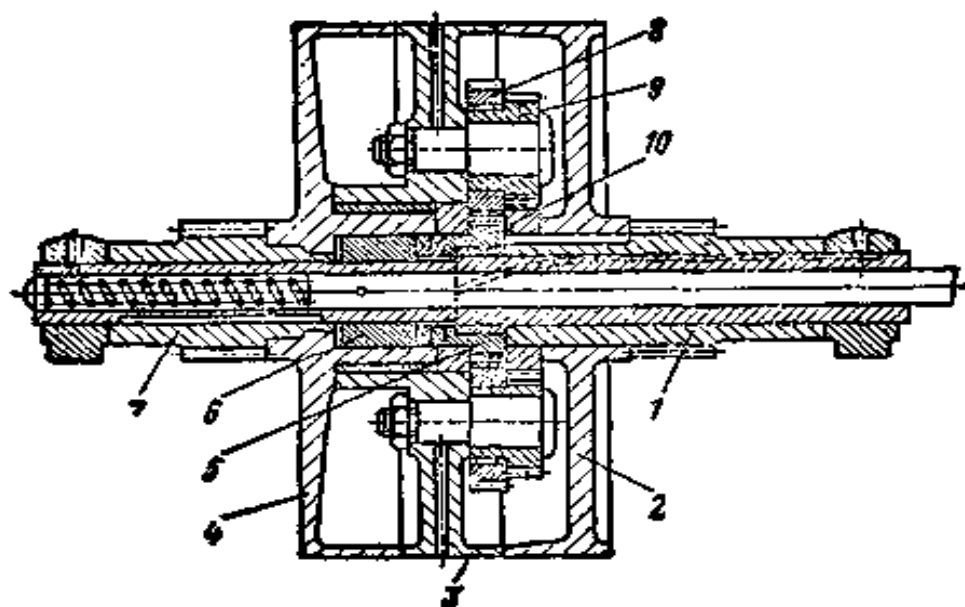


图 3-138

速，是将传动带移到带轮 3 上来得到。借助行星传动中心轮 5 的端面离合器 6 来停车。从动轮 1 的转数为

$$n_1 = n_2(1 - u_{2,5}^{(3)}) = n_2 \left(1 - \frac{z_2 z_5}{z_3 z_{10}} \right)$$

主轴由齿轮 z_1 和 z_7 带动。

图3-139 刨床工作运动换向的行星机构。摩擦锥 1 可使中心轮 z_1 和 z_2 轮流被制动。作成蜗轮的转臂 B 由蜗杆 1 传递运动。齿轮 z_1 制动时，从动轴 I 的转数为 n_{I}'

$$n_{\text{I}}' = n_B \left(1 - \frac{z_1 z_2'}{z_2 z_4} \right) = n_B \left(1 - \frac{45 \times 30}{45 \times 60} \right) = 0.5 n_B$$

齿轮 z_3 固定时，反行程转数为

$$n_{\text{I}}' = n_B \left(1 - \frac{z_3 z_2'}{z_2' z_4} \right) = n_B \left(1 - \frac{70 \times 30}{20 \times 60} \right) = -0.75 n_B$$

图3-140 切制人字齿轮机床中的工作运动机构。齿轮 z_0 自由旋转时（图3-140 b），由于从 z_{18} 到 z_7 的闭合链中阻力较大，故通过行星传动 $z_1 - z_2 - z_3$ （其中 z_3 固定）把主动轴 I 的运动传递给从动轴 II。

$$n_{\text{I}} = 2 n_{\text{II}}$$

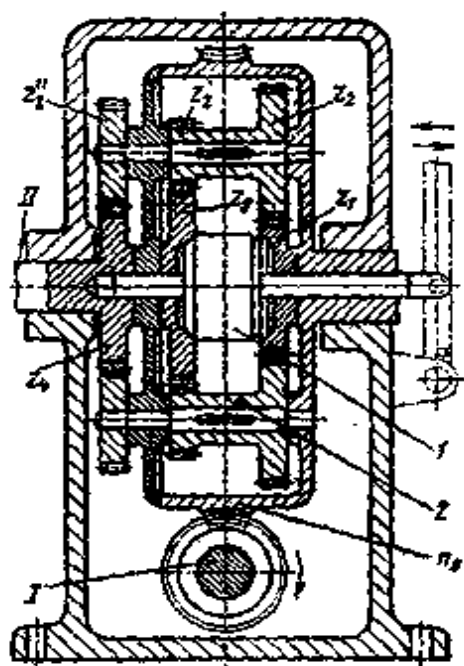


图 3-139

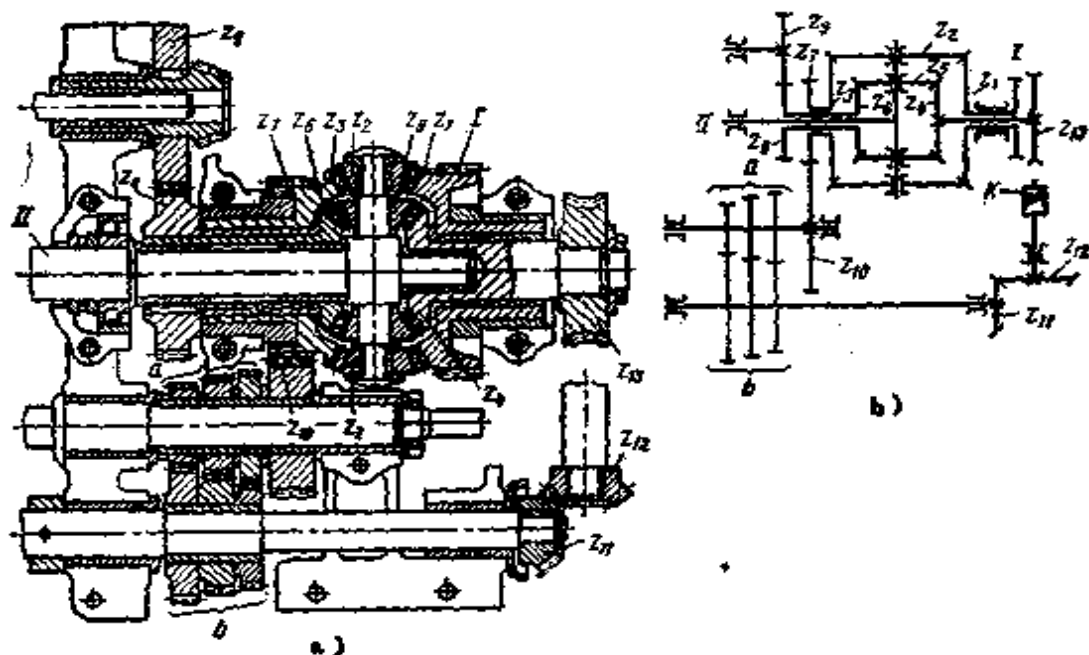


图 3-140

在分度过程中， z_3 被闭锁， z_6 也被闭锁，因此，带变速箱 $b-a$ 的封闭链和第二个周转传动 $z_4-z_5-z_6$ 起作用。这时，

$$n_4 = n_{II} (1 - u_{1/3}^{II}) \quad n_4 = u_{43} n_3$$

$$u_{43} = \frac{n_4}{n_3} = \frac{z_{70}}{z_{10}b} \frac{z_{11}}{z_{12}} \frac{k}{z_{13}}$$

$$n_I = n_3 u_{13}^{\text{II}} + n_{\text{II}} (1 - u_{13}^{\text{II}})$$

$$u_{13}^{\text{II}} = -1 \text{ 和}$$

$u_{16}^{\text{II}} = -1$ ，因此

$$n_{\text{II}} = n_I \frac{u_{43}}{2(u_{43} - 1)}$$

图3·140 a 示出机构的结构。

图3·141 电线送进机构。送进电线时利用带槽的滚轮：装在轴1上的工作轮4和在弹簧6作用下的压紧轮5。差速器的两中心轮由两个电动机带动：齿轮2——由异步电机带动，而齿轮3——由自动调整转速的直流电机带动。等速送进电线时，直流电动机断开。

图3·142 具有大传动比的行星减速器。减速器由两级行星传动组成。第一级由小齿轮1、行星轮2和不动的内齿轮3组成。第二级的行星轮4与行星轮2联在一起，并装在能自由转动的转臂6上，且与固定在从动轴7上的齿轮5啮合。

减速器的传动比按下式确定

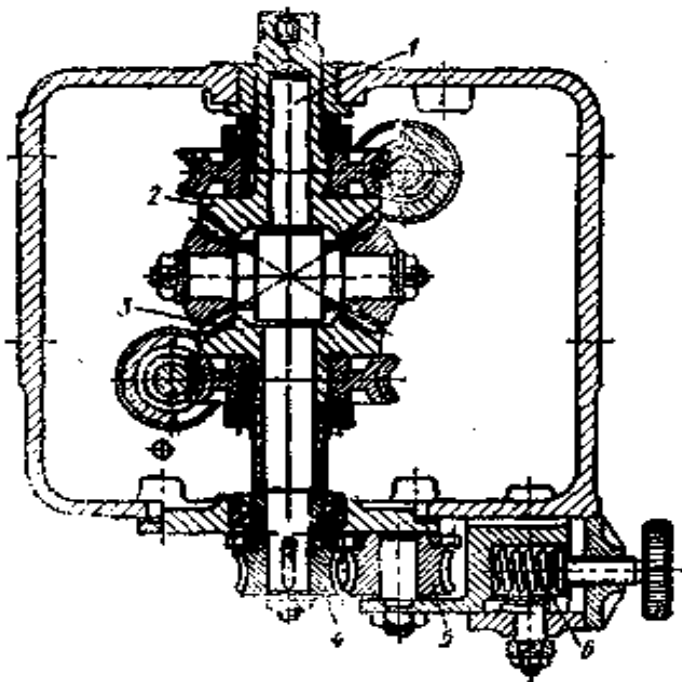


图 3·141

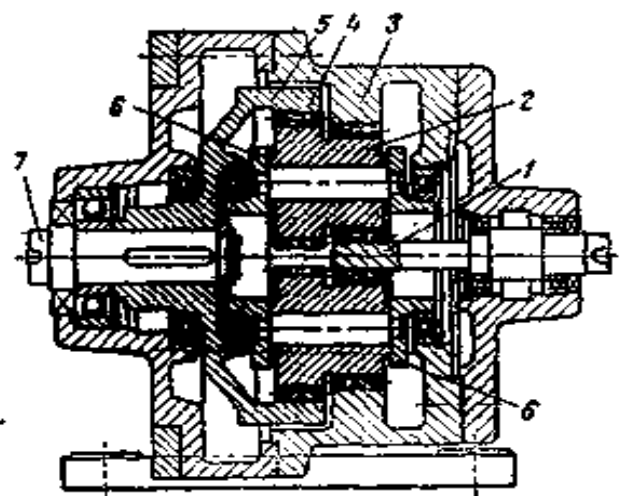


图 3·142

$$u = \frac{\frac{z_1 + z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_4 z_3}{z_5 z_2}}$$

传动比的范围可从150到25000。

图3·143 采用柔性内齿圈5和6，使行星轮4之间载荷均匀分配的行星减速器。运动由浮动的主动轮1传给从动轴8，从动轴8跟柔性轮6通过薄壁筒7来连接。不动的柔性齿圈5跟减速器壳体用薄壁筒9来连接。行星轮4装在浮动转臂2的轴3上。

图3·144 内齿轮浮动的行星减速器。当行星轮2之间的载荷（由轴齿轮1传递）不均匀分配时，轮3（与减速器壳体之间有空隙）发生运动，直到载荷均匀分配为止。轮3跟壳体通过齿轮联轴器4来连接，齿轮联轴器本身不使其转动。

图3·145 小型内燃机车的离合器。有两种速度，速度的改变，是靠制动鼓轮1或接通离合器2来实现。

在前一情况下，齿轮 z_3 不动，为行星传动；在后一情况下，传动作为普通联轴器工作，此时全部构件作为一个整体旋转。

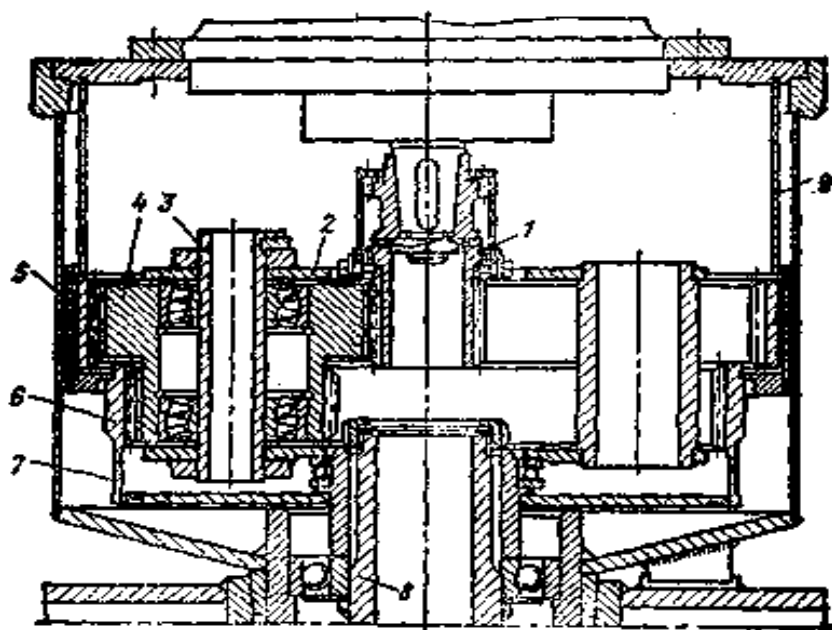


图 3·143

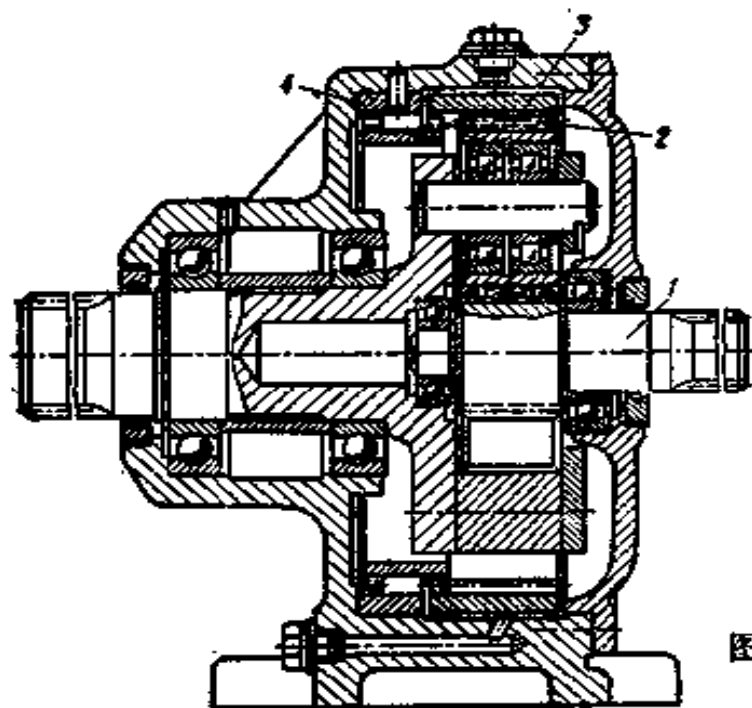


图 3-144

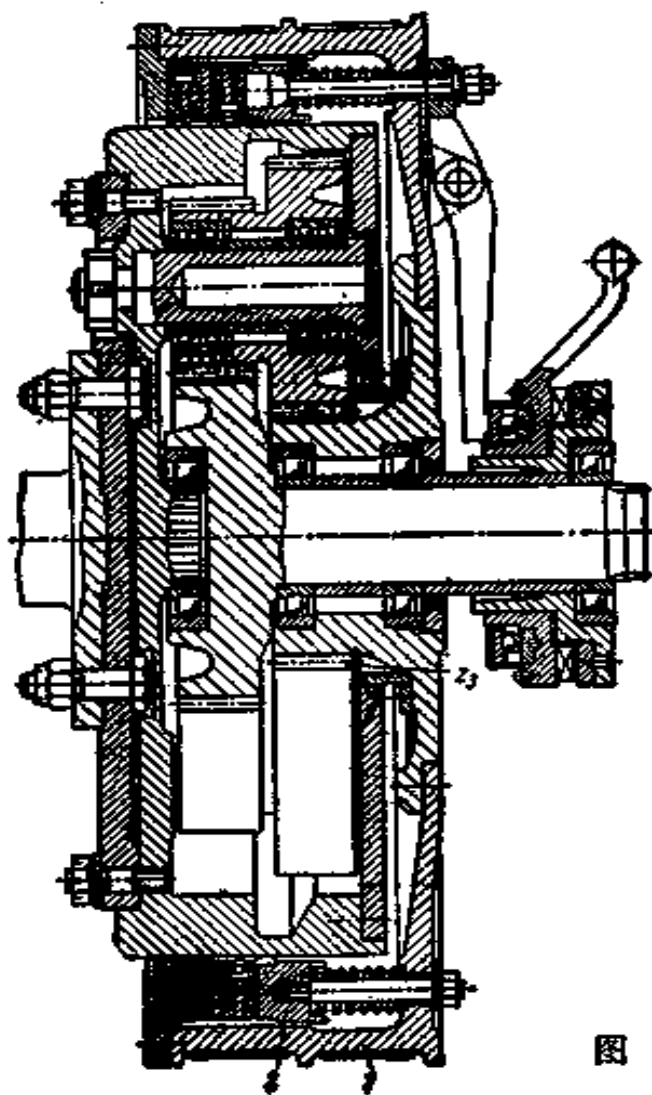


图 3-145

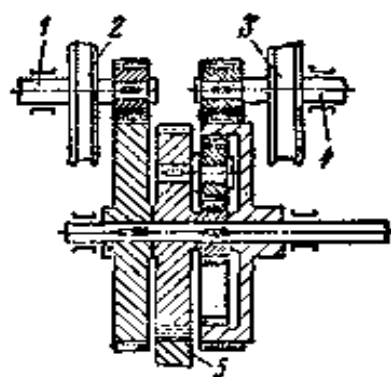


图 3·146

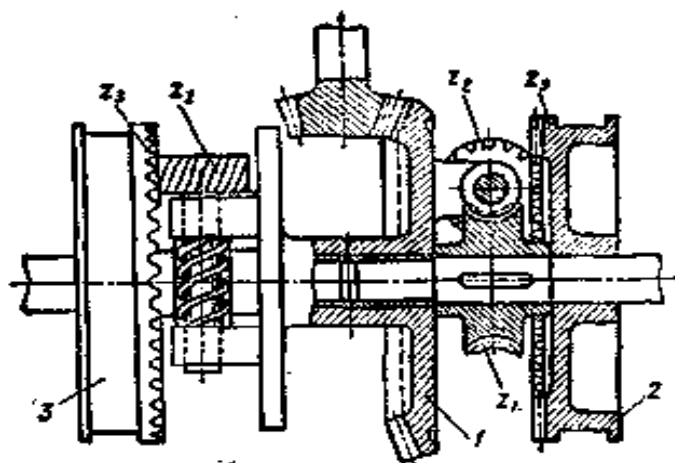


图 3·147

图3·146 由两个驱动装置带动的可选择传动机构。两个驱动装置1和4（例如发动机）可以有不同的功率。通过制动器3和2，可使机构从一种速度平稳地变换到另一种速度。亦可由两个驱动装置同时带动旋转。齿轮5装在从动轴上。

图3·147 转向机构。两根蜗杆在转臂1上旋转。两蜗杆与两半轴上的蜗轮 z_1 相连，并利用准双曲面齿轮 z_2 和 z_3 跟制动鼓轮连接。由于蜗杆有自锁性，故当制动器松开时，两个半轴以相同转速旋转。在接通右制动器2时，准双曲面齿轮 z_2 沿齿轮 z_3 滚动，借助于蜗杆使右半轴反向附加运动，因此两半轴以不同转数旋转。

在接通左制动器时，也可得到类似的现象。

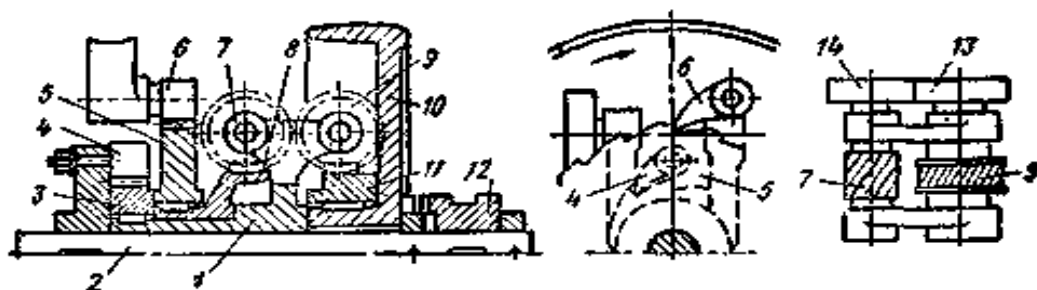


图 3·148

图3·148 自动机操纵机构的行星传动。该传动有复杂的行星齿轮：由齿轮13和14、蜗杆7及螺旋齿轮9组成。在离合器12跟轴2的带轮10接合时，轴2得到快速旋转。棘爪6阻止轮5和8

旋转，因此当棘爪 4 沿棘轮 3 的齿面自由滑动时，转臂 1 就旋转。在脱开离合器 12 时，运动通过棘爪 4 传给轴 2；而棘爪 4 与转臂 1 的棘轮 3 相连。轴 2 通过行星传动得到慢速旋转。蜗杆传动 7—8 应能自锁。11——螺旋齿轮。

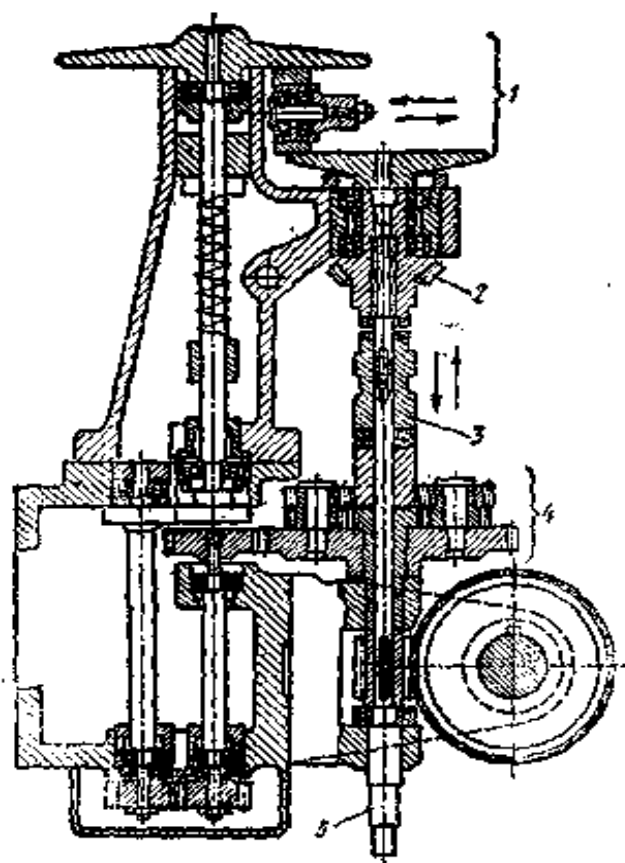


图 3·149

图3·149 自动机分配轴的速度调整机构。在分配轴快速运动时，蜗杆轴 5 借助于爪式离合器 3 直接跟齿轮 2 连接而被带动。慢速运动（工作运动）的速度调整，是通过前面的摩擦传动 1 和行星传动 4 来达到。

图3·150 自动机操纵轴的行星传动。与图3·149的机构相类似，但具有抬起棘爪的装置，以消除棘爪滑动时的噪音。圆盘 1 在弹簧作用下回转，使棘爪抬起。

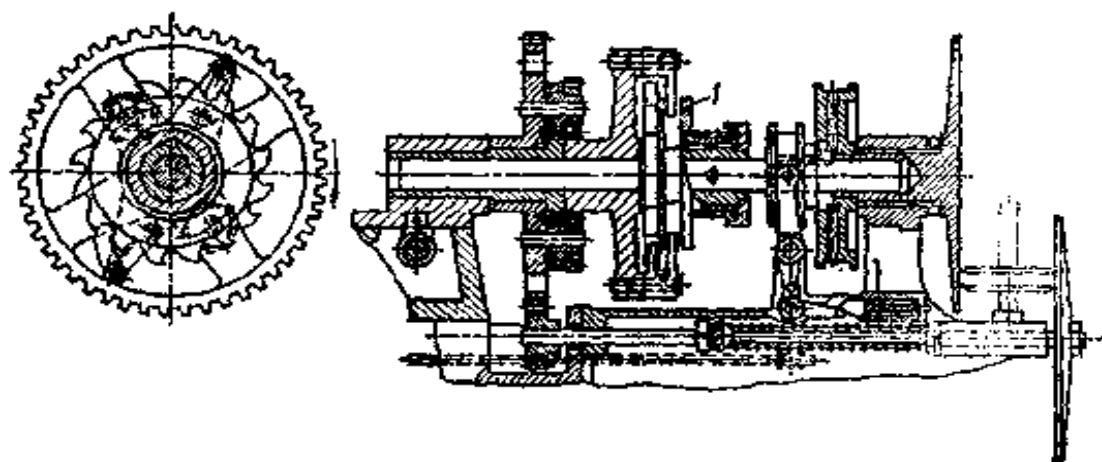


图 3·150

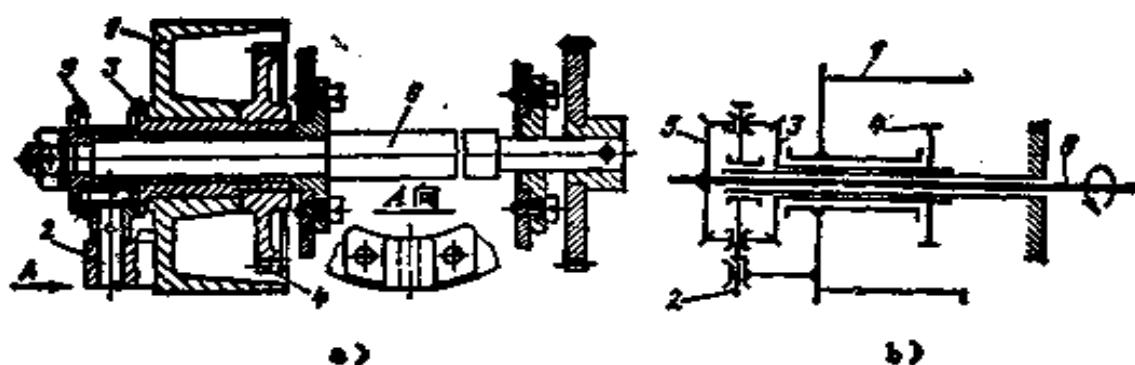


图 3-151

图3-151 滚筒卷纸机构。在卷纸时（图3-151 b）滚筒直径增大，要保持纸的线速度不变，就应降低转速。

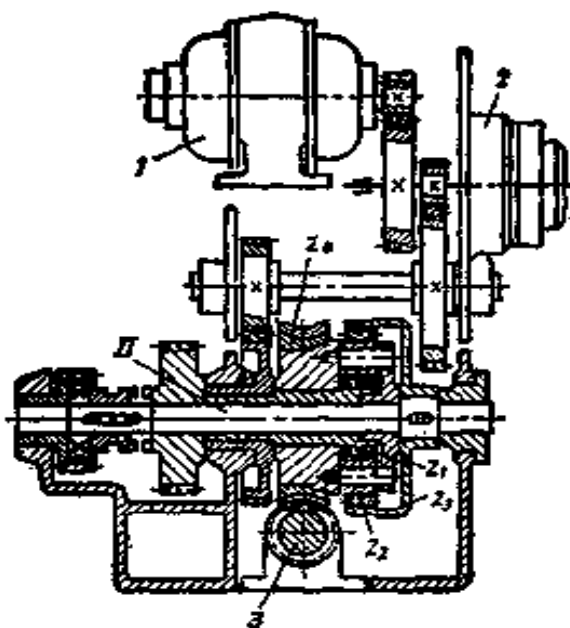


图 3-152

该机构（图3-151a），滚筒1与差速器的转臂2连接。差速器的太阳轮3与齿轮4连接，并以渐增的速度旋转，而齿轮5则由速度不变的轴6带动。

图3-152 重型车床的刀架移动机构。关断辅助电动机1，并用电磁制动器2制动带有齿轮 z_1 的运动链时，蜗杆轴3通过行星传动带动从动轴Ⅱ：

$$n_{\text{II}} = n_3 = n_4 (1 - u_{31}^{(4)}) = n_4 \left(1 + \frac{z_1}{z_3} \right)$$

在开动电动机1时，传动作合成运动：

$$n_{\text{II}} = -n_1 \frac{z_1}{z_3} + n_4 (1 - u_{31}^{(4)})$$

图3-153 多轴钻床动力头的操纵机构。电动机 ($n_e = 3600$ 转/分) 通过行星减速器带动主轴，主轴转速为 $n_{\text{轴}} = \frac{n_e}{1 - u_{12}^{(1)}}$ ，

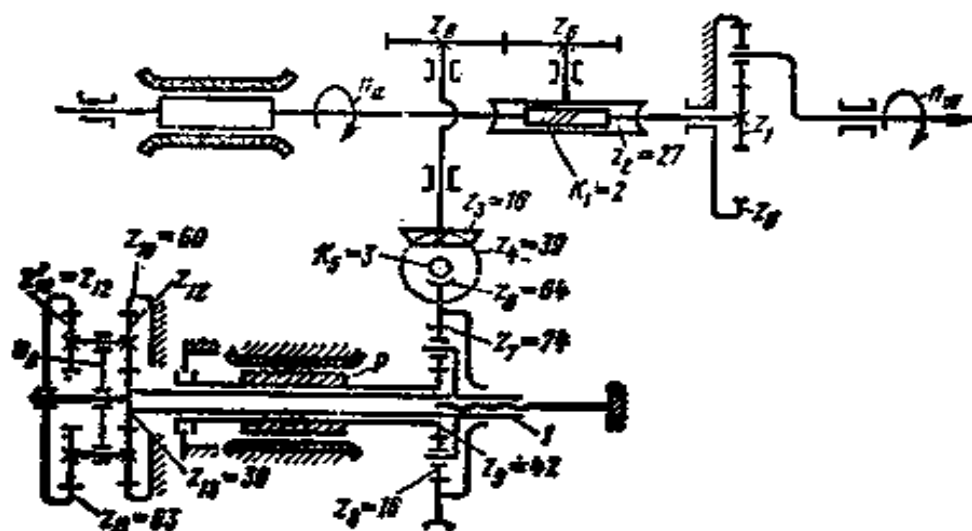


图 3-153

$u_{15}^{(1)} = -\frac{z_6}{z_1}$ 。在电动机 P 的转子制动时，螺母 1 在固定螺旋上以 n'_1 旋进，动力头慢速运动：

$$n'_1 = \frac{n_0}{1 - u_{7_9}^{(1)}} = n_0 \frac{k_1 z_5 z_3 k_6}{z_1 z_B z_4 z_0} \cdot \frac{1}{1 - u_{7_9}}$$

$$= 3.88 \frac{z_5}{z_B}$$

$$u_{7_9}^{(1)} = -\frac{z_6}{z_1} = -0.568$$

在齿轮 z_6 与电动机 P 的转子 ($n_p = 1600$ 转/分) 旋转方向相反时，螺母 1 以 n'_1 旋转 (动力头快速送进)：

$$n'_1 = \frac{n_0}{1 - u_{7_9}^{(1)}} - \frac{n_0 u_{7_9}^{(1)}}{1 - u_{7_9}^{(1)}} = 3.88 \frac{z_5}{z_B} - 580$$

若电动机 P 的转子旋转方向改变 (动力头快速退回)，则

$$n'_1 = 3.88 \frac{z_5}{z_B} + 580$$

电动机的转换靠分配轴进行；带凸块的分配盘，通过棘轮机构使分配轴定期旋转。分配盘与 z_{11} 连接，并总是跟螺母 1 同向旋转，其转速为

$$n_{11} = n_0 (1 - u_{11}^{(0)},_{10}) = n_1 \frac{1 - u_{11}^{(0)},_{10}}{1 - u_{13}^{(0)},_{10}}$$

$$n_{11}^{(0)},_{10} = \frac{z_{10} z'_{12}}{z_{12} z_{11}}; \quad u_{13}^{(0)},_{10} = -\frac{z_{10}}{z_{13}}$$

利用凸块在分配盘上的位置来调整动力头的行程长度。

图3·154 铸铁管铣床的走刀机构。蜗杆轴 α 通过齿轮 z_8 和 z_9 与周转传动的锥齿轮 z_7 连接，并带动齿条往复运动。

蜗杆轴转速为

$$n_a = u_{98} n_7 = [u_{75}^{(3)} n_5 + (1 - u_{76}^{(3)}) n_3] u_{98}$$

$$= -\frac{z_8}{z_9} (-n_4 + 2n_5)$$

蜗轮 z_8 旋转时，齿条向前和向后快速移动。电动机可以单独开动。蜗杆付能够自锁，因此不必装制动器。图3·154 a) 示出机构的结构。

图3·155 具有大传动比的行星减速器。

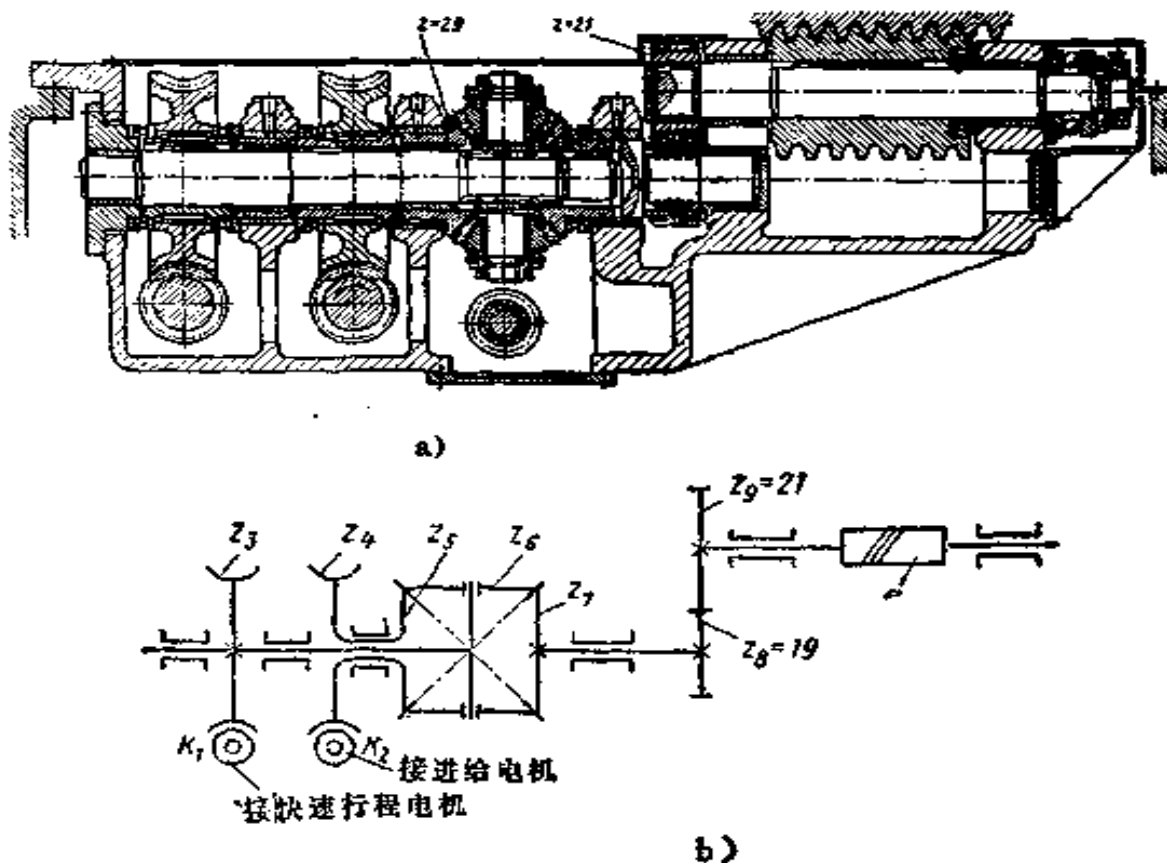


图 3·154

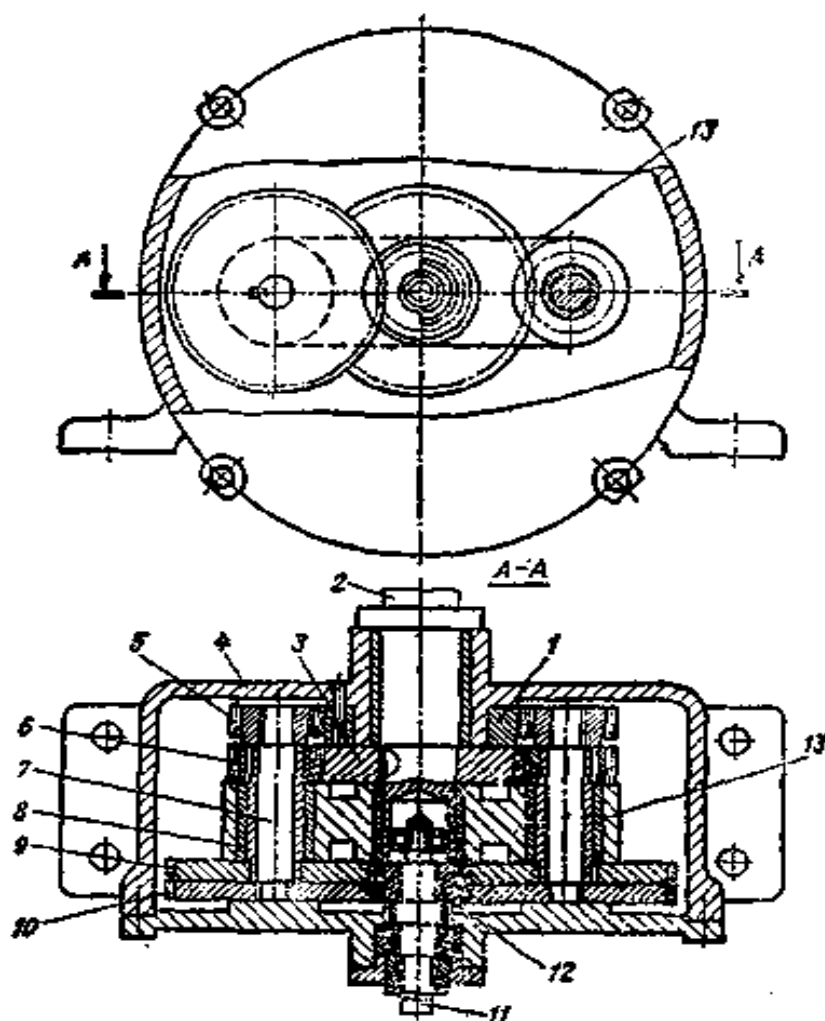


图 3·155

两个行星轮，一个是由销轴7上的齿轮10和齿轮5组成，另一个是由轴套8上的齿轮9和齿轮6组成。两个行星轮在转臂13上有共同的几何旋转轴线。整个传动可分为行星传动和差速传动两部分；行星传动由固定在壳体4上的不动中心轮1和传动轴11上的主动轮12构成；差速传动由主动轴上的中心轮12和从动轴2上的齿轮3构成。

根据行星传动部分可以确定差速传动转臂的转速。

在齿数 z_{10} 和 z_0 相差较小时，能够得到 $u = 400 \sim 500$ 的传动比。

图3·156 行星轮间有均载机构的行星传动。

对于有两个行星轮的情况（图3·156 a），在每个行星轮中滚珠轴承都装在偏心轴上，偏心轴用两扇形齿板连接。

当行星轮间载荷不均匀分配时，两扇形齿板朝不同方向转动一个角度，直到载荷均衡为止。

行星轮的偏心轴跟名义位置的偏离很小，约为25微米，这是允许的。

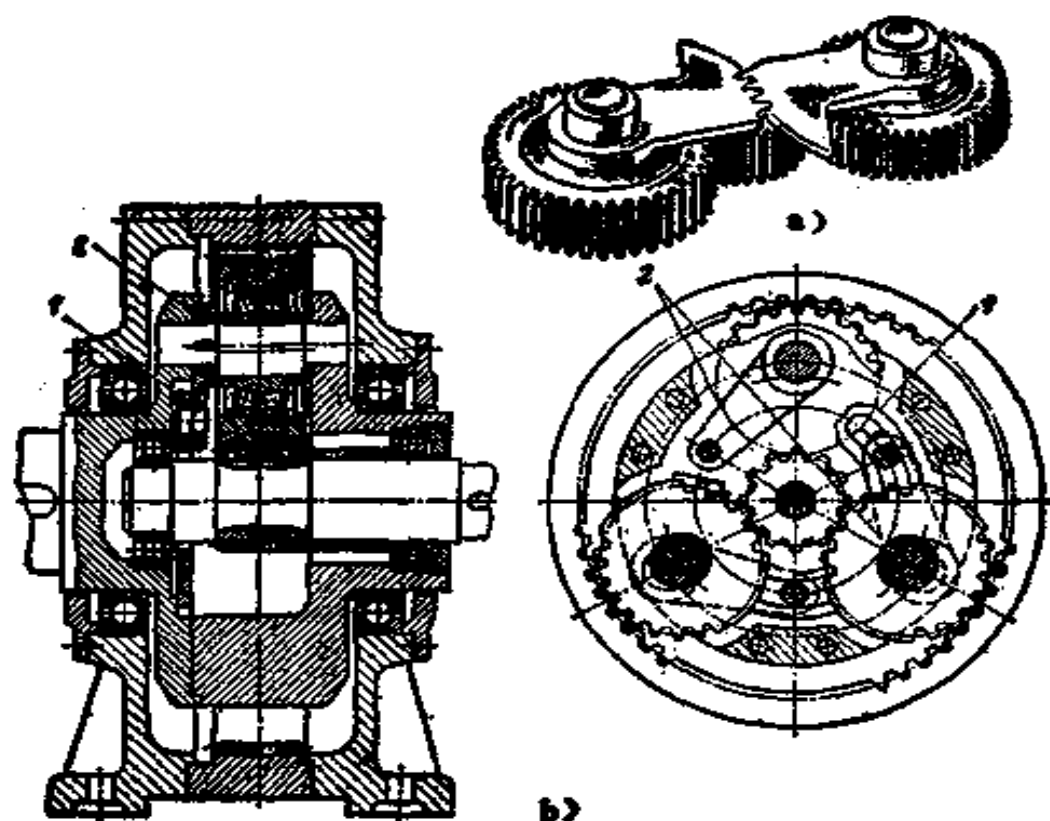


图 3-156

在具有三个行星轮时（图3-156 b），连杆2上的滚子装进盘1的曲线槽中；连杆2固定在行星轮的偏心轴上。

图3-157 有十字头联轴器的渐开线行星减速器。具有渐开线内啮合的行星-偏心减速器，若齿轮齿数差等于1时，应用平行曲柄机构，则在产生啮合反力的同时对中央行星轮轴承造成很大的压力。若采用滚动的十字块联轴器则可降低这一压力。

行星轮2由偏心轴1带动（图3-157 a），行星轮和从动轴6的法兰由对称布置并带有轴承4的两个相同的销子支承，轴承插进与十字头5端面互相垂直的槽中。该减速器的效率在 $u = -39$ 时达80%，中央轴承的寿命比平行曲柄机构减速器轴承的提高25倍。

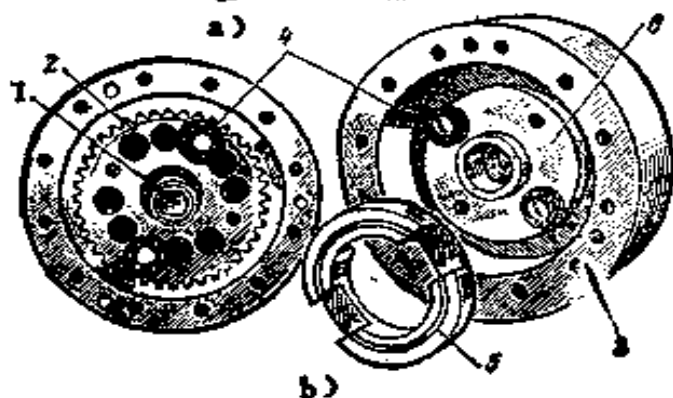
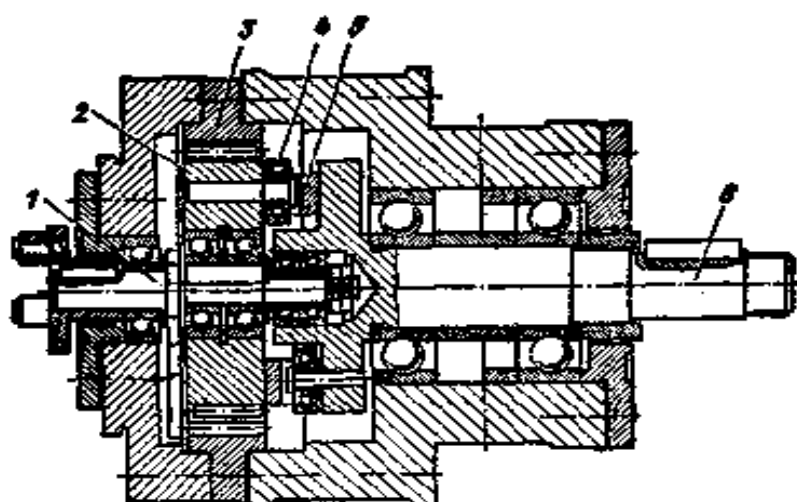


图 3·157

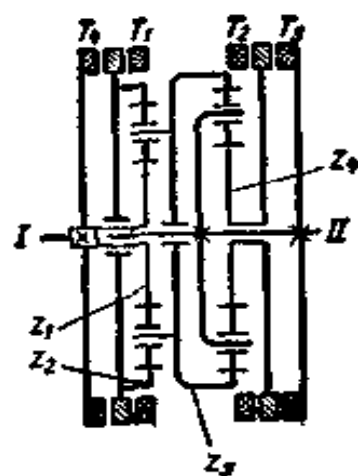


图 3·158

图3·157 b表示出机构的零件：2——行星轮，3——销子，4——轴承，5——十字头，6——从动轴法兰。

行星变速器

图3·158 电磁操纵的四级行星变速器。

第一级速度——接通制动器 T_1 和 T_2 ； z_2 和 z_4 不动

$$u_{I,II} = (1 - u_{34}^{II})(1 - u_{12}^{(3)}) \quad u_{12}^{(3)} = -\frac{z_2}{z_1}$$

$$u_{34}^{II} = -\frac{z_4}{z_3}$$

第二级速度——接通制动器 T_1 和 T_3 ； z_2 不动； z_4 跟轴 I 连

接

$$u_{I,II} = 1 - u_{12}^{(3)}$$

第三级速度——接通制动器 T_2 和 T_4 ； z_4 不动； z_1 和 z_2 联锁

$$u_{I,II} = 1 - u_{14}^B$$

第四种速度——接通制动器 T_4 和 T_3 ，整个传动联锁

$$u_{I,II} = 1$$

图3·159 带有辅助变速箱的行星变速器。

在辅助变速箱的齿轮副 $z_7 - z_8$ 接通时：

拉紧制动器 T_1 （齿轮 z_4 不动）得到第一种速度

$$\frac{n_I}{n_{II}} = u_{I,II} = \frac{u_{78} u_{12}^B (1 - u_{14}^B)}{u_{12}^B - u_{14}^B}$$

$$u_{14}^B = \frac{z_1^I z_4}{z_1 z_4^{II}} > 1$$

$$u_{78} = -\frac{z_8}{z_7}$$

$$u_{12}^B = \frac{z_1^I z_2}{z_1 z_2^{II}}$$

拉紧制动器 T_2 （变速器壳体不动）得到第二种速度

$$u_{I,II} = -\frac{z_1^I z_2 z_8}{z_1 z_2^{II} z_7}$$

拉紧制动器 T_3 得到第三种速度，变速器中全部齿轮联锁

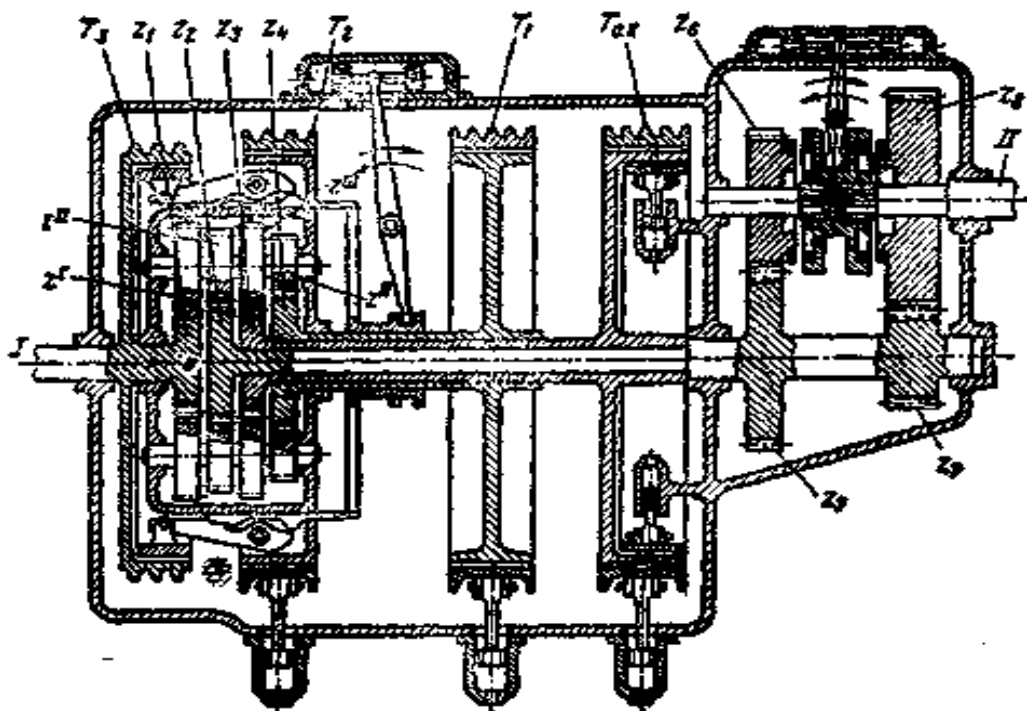


图 3·159

$$u_{1, \text{H}} = -\frac{z_3}{z_7}$$

拉紧制动器 $T_{0,x}$ (齿轮 z_3 制动) 得到倒车速度

$$u_{2, \text{H}} = \frac{u_{7, \text{H}}^{\text{H}} (1 - u_{13}^{\text{H}})}{u_{12}^{\text{H}} - u_{13}^{\text{H}}} \quad u_{13} = \frac{z^{\text{I}} z_3}{z_1 z^{\text{II}}} < 1$$

在辅助变速箱的齿轮副 $z_5 - z_6$ 接通时, 得到另外四种传动比, 其每一种传动比的数值增加到原来的 $\frac{z_0 z_7}{z_5 z_8}$ 倍。

图3·160 四速行星变速器。 变速器由两个行星传动组成, 行星传动分别由齿轮 $z_1 - z_2 - z_3$ 和齿轮 $z_4 - z_5 - z_6$ 形成, 并用环形电磁铁 1、3 和 4、6 操纵。

电磁铁 3 和 4 跟壳体刚性连接; 电磁铁 1 跟中心轮 z_3 一起旋转; 电磁铁 6 跟从动轴 I 一起旋转, 并与装有行星齿轮 z_5 的转臂连接。在电磁铁 1 和 3 间放置跟齿轮 z_1 相连的衔铁 2, 在电磁铁

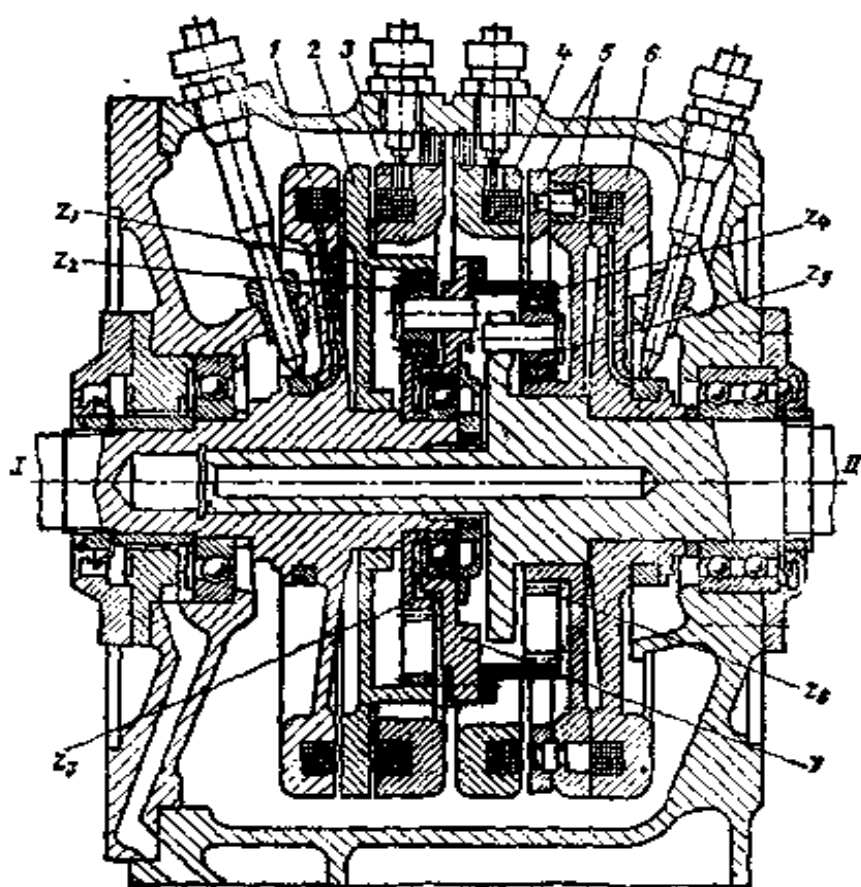


图 3·160

4 和 6 间放置跟中心齿轮 z_6 相连的衔铁 5。转臂 7 跟齿轮 z_4 连接。I —— 主动轴。

第一种速度——接通电磁铁 3 和 4，

$$n_1 = n_6 = 0$$

$$u_{(I,II)1} = \left(1 + \frac{z_1}{z_3}\right) \left(1 + \frac{z_6}{z_4}\right)$$

第二种速度——接通电磁铁 3 和 6，

$$n_1 = 0 \quad n_4 = n_{II}$$

$$u_{(I,II)2} = 1 + \frac{z_1}{z_3}$$

第三种速度——接通电磁铁 1 和 4，

$$n_6 = 0 \quad n_4 = n_I \quad u_{(I,II)3} = 1 + \frac{z_6}{z_4}$$

第四种速度——接通电磁铁 1 和 6，

$$n_1 = n_{II} \quad u_{(I,II)4} = 1$$

图3·161 变速器。接合制动器 T_2 、 T_3 和联轴器 2 时，由于中心轮 z_4 、 z_6 制动或传动装置闭锁，故变速器传动比改变。飞轮

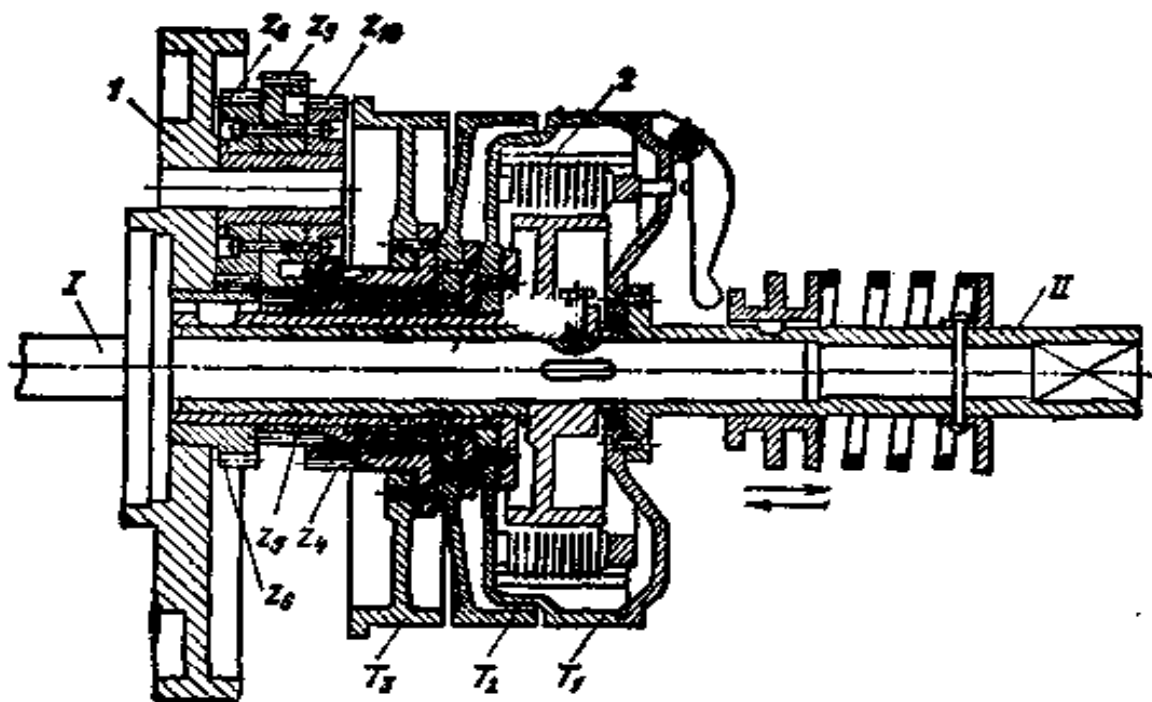


图 3·161

1 和轴 I 相连接。齿轮 z_6 固定在从动轴上。

第一种速度——接合制动器 T_2 ，齿轮 z_5 不动

$$n_{II(1)} = n_0 = n_1 \left(1 - \frac{z_6 z_8}{z_5 z_9} \right)$$

第二种速度——接合联轴器 2，直接传动

$$n_{II(2)} = n_1$$

倒车时，接合制动器 T_3 ，齿轮 z_4 不动

$$n_{II(3)} = n_1 \left(1 - \frac{z_4 z_8}{z_{10} z_9} \right)$$

制动器 T_1 ——汽车的主刹车。

图3·162 自动步进的传动箱。传动箱的组成有：由行星传动的太阳轮 4 带动的四铰链机构 1-2-3、惯性质量（起转臂作用）、反向作用的超越离合器和由锥齿轮 6、9 及 8 构成的换向器。不管超越离合器 7 的套筒转向如何，锥齿轮始终带动从动轴 II 朝一个方向运动。齿轮 4 往复摆动时，转臂亦往复摆动，因而通过行星轮的轮齿给齿轮 5 的轮齿以压力。若质量很大及轴 I 转速很高，传给齿轮 5 轮齿的压力亦很大，足以通过超越离合器 7 和换向器 6-9-8 带动从动轴 II 运动。转臂的摆动幅度取决于从动轴的阻力

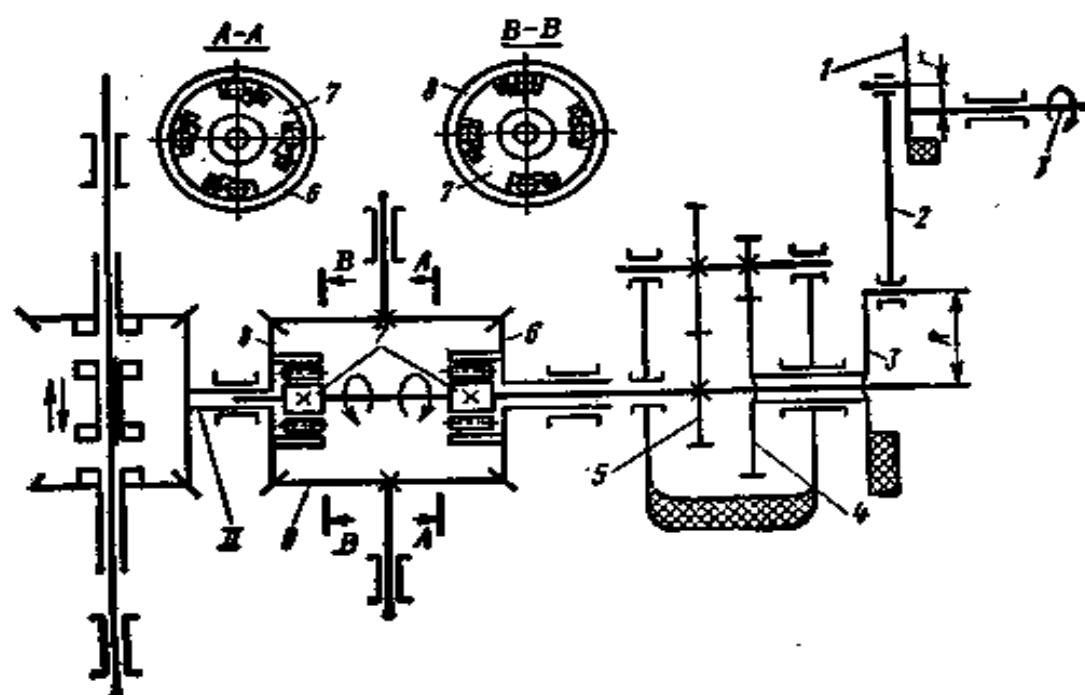


图 3·162

大小。 r —— 曲柄 1 的长度， R —— 摇臂 3 的长度。

图3·163 自动步进传动箱。 装在主动轴 I 上的齿轮 1，带动有惯性负载的行星轮 3 旋转，在旋转过程中行星轮带动转臂 2 做往复运动。转臂单方向运动通过超越离合器 4（与图 3·162 类似）传递给从动轴 I。在转臂反方向旋转时，通过超越离合器 5 带动齿条 6 和活塞运动，活塞减慢转臂的运动，同时增高行星轮的速度。脉冲的作用位相和大小取决于超越离合器机构的位置。

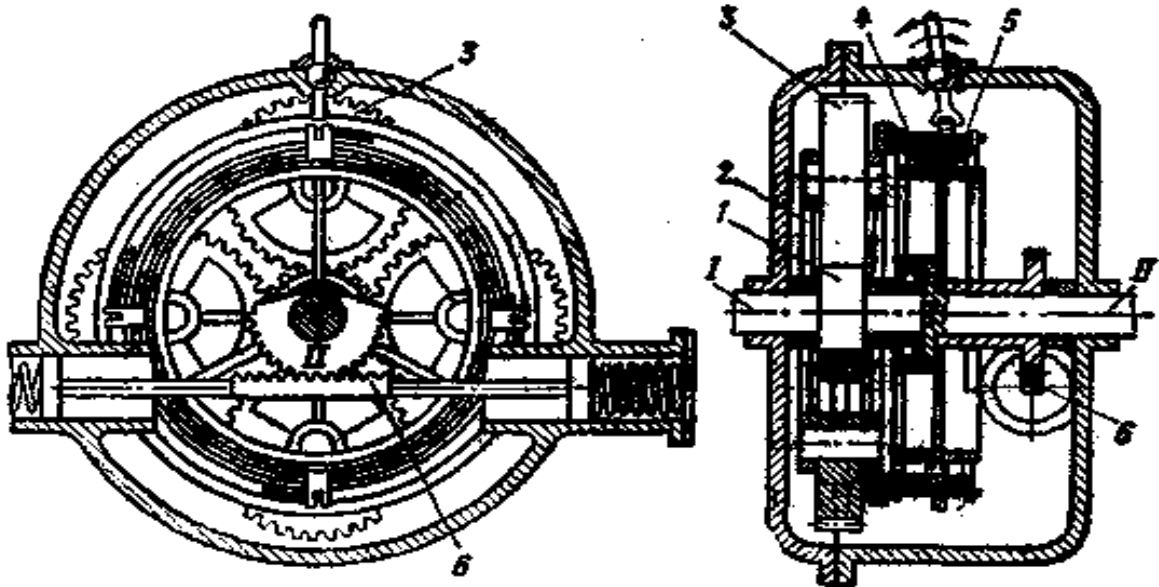


图 3·163

图3·164 差动减速器。 跟齿轮 2 固定的轴（其上活套有齿轮 1）或跟齿轮 7 和 5 固定的轴都可以为主动。在后面的情况，从动轴的旋转方向改变。

在 $z_3 = z_8$ 时的传动比

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_x} = \frac{2z_3}{z_2 \left(1 - \frac{z_7}{z_9} \right)}$$

图3·165 初轧机压下螺旋传动简图。 两个电动机 1 通过三个人字齿轮和两个蜗杆传动，借助于方头尾部，将运动传递给压下螺旋。蜗杆轴上的两个联轴器 3，保证在调整轧辊时压下螺旋能独立旋转。指针 7（指示轧辊的开度），由其中一个蜗轮通过

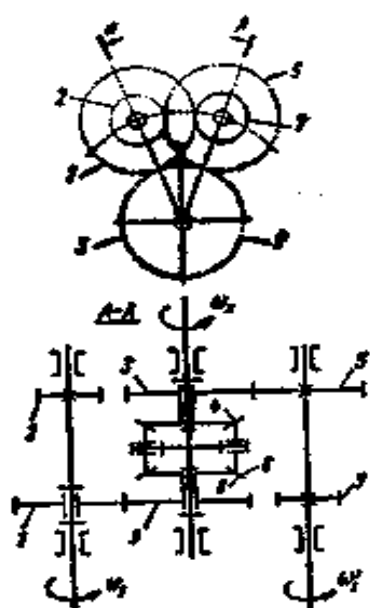


图 3-164

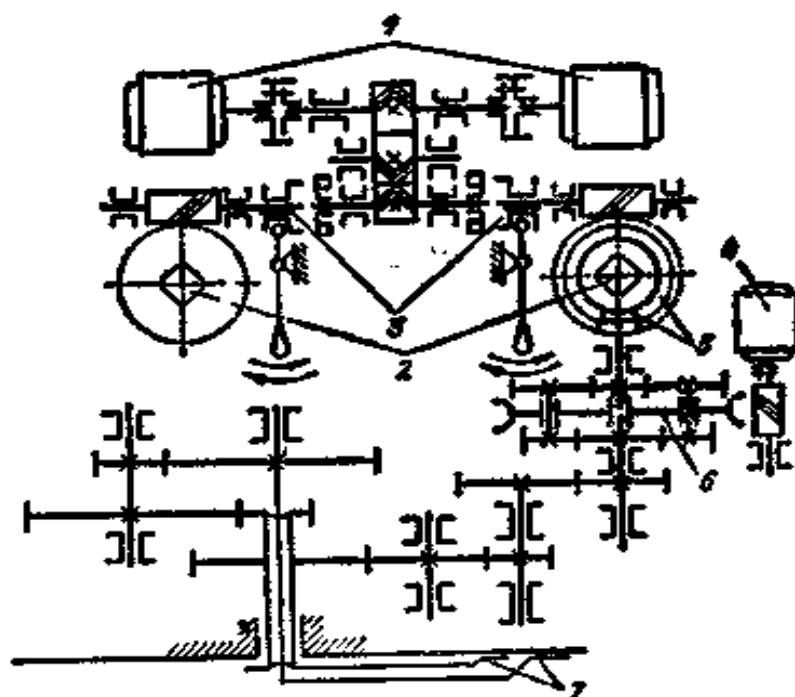


图 3-165

锥齿轮传动 5 和圆柱齿轮传动系统带动。

因轧辊和轴承的磨损或更换，需整定轧辊开度的零位，此时行星传动的转臂由小功率的辅助电机 4 带动。

图3-166 在滑溜和泥泞道路上工作的无轨小车调节式差速器。

中心齿轮 4 通过多盘摩擦离合器跟差速器壳体连接。圆盘 2 用多槽键 1 跟中心轮 4 的轮毂连接。

外直径上带有凸台的粗糙圆盘 3 与圆盘 2 交替用卡板 6 跟差速器壳体 5 连接。圆盘 3 的粗糙面采用特殊的涂层得到。每一个盘式离合器，用轴向力（由中心锥齿轮传递的转矩发生）压向差速器端部壳壁，从而带动中心圆锥齿轮旋转，因此离合器的摩擦力矩与轮缘传递的力矩保持相应的关系，以车轮在滑溜道路上可

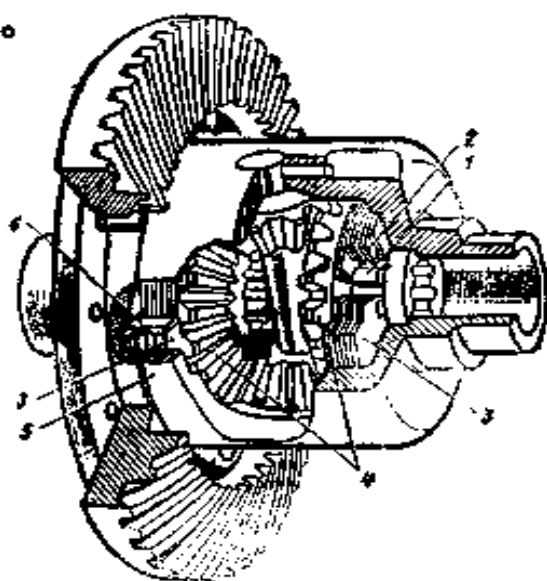


图 3-166

能空滑为限。

图3·167 变速箱。 差速器输出轴 2 的运动是一种复杂运动的结果 (图3·167a)；主动轴 1 通过锥齿轮副 $z_2 - z_{10}$ 带动转臂 3、主动轴 1 通过换向器 4 并通过蜗杆传动 $z_6 - z_7$ 带动差速器的中心轮 z_8 。

根据换向离合器的位置，可以实现正向和反向两种速度。在脱开离合器和蜗杆传动自锁情况下，差速器变成转臂 3 主动的行星传动。

图3·167b给出减速器的结构。

机构的传动比按下列公式确定：

在换向器脱开时

$$u_{12} = \frac{z_{10}z_{11}}{2z_2z_{12}}$$

在换向器接合时

$$u_{12} = \frac{z_{11}}{\frac{2z_2z_{12}}{z_{10}} \pm \frac{z_1z_4z_8z_{12}}{z_3z_6z_7}} \ominus$$

差动周转机构和进给机构

图3·168 具有圆锥齿轮的差动机构。 锥齿轮 2、5 固定在轴 1、6 上，并与齿轮 3、7 啮合。齿轮 3、7 的轴装在箱体上，箱体上有跟主动轴 I 连接的齿轮 4。该机构用以合成旋转运动，或用以补偿转速差。转臂 I 的转速总是为轴 1 和 6 转速和之一半。该机构用在汽车、拖拉机、机床及其它机器中，作为补偿机构或合成机构。若是差动机构用在车辆中 (见图3·174)，车辆沿直线运动时，两主动车轮以同一转数旋转，差速机构 (即齿轮 2·5 和 3·7) 与箱体一起成为一个整体。若是车轮开始沿曲线路径滚动时，则齿轮 3、7 开始旋转，从而保证车辆的两主动车轮所必需的转数差。

⊖ 若离合器使蜗杆 z_6 与上面一只锥齿轮 z_8 接合成一体时，式中用“+”号；当 z_6 与下面一只锥齿轮 z_8 接合成一体时，式中用“-”号。

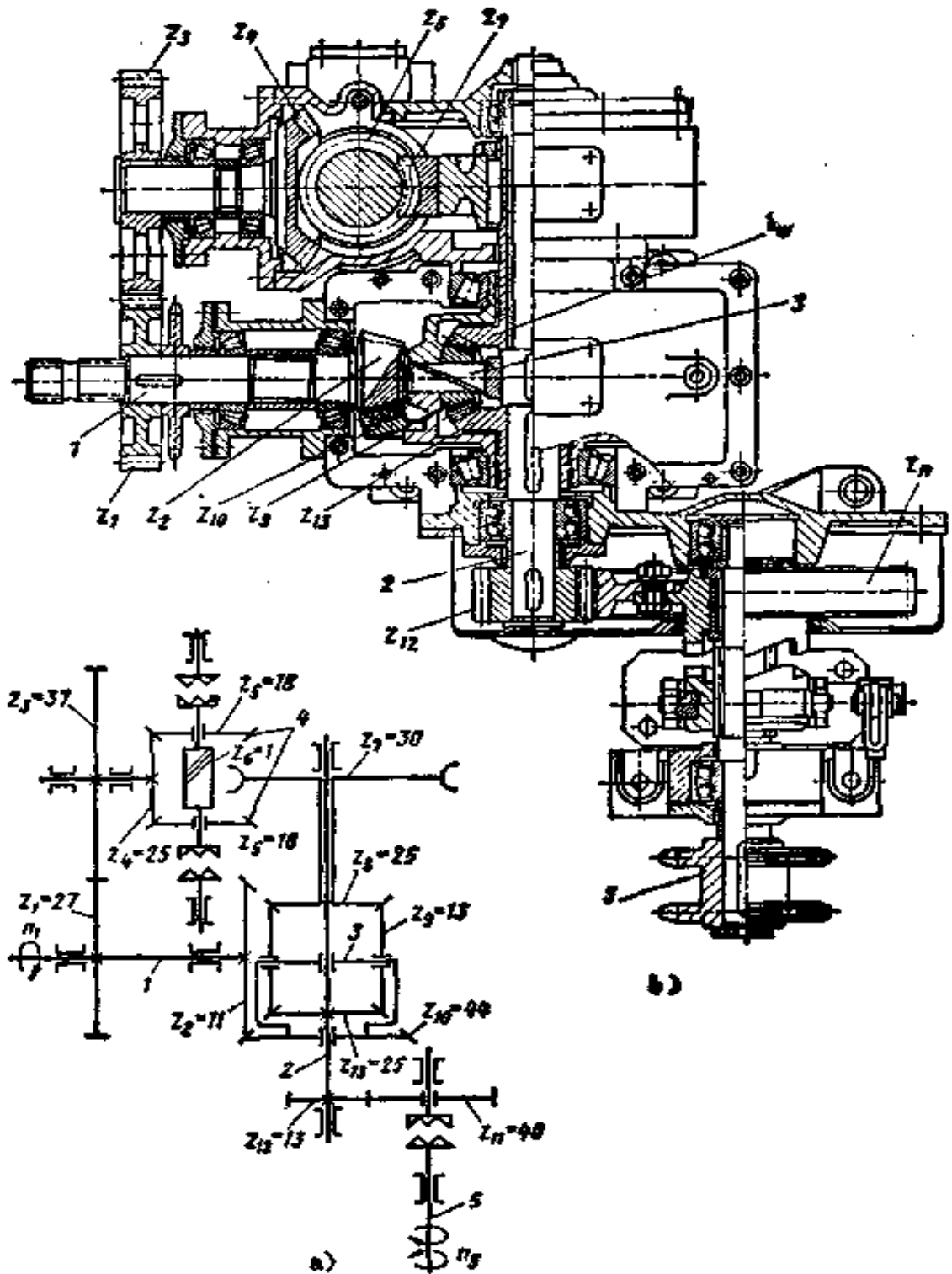


图 3-167

图3-169 具有圆柱齿轮的差动机构。每一个从动轮 3，均与齿轮 1 相连，齿轮 1 的转轴固定在差速器的壳体上；齿轮 1 又彼此啮合（上图）。该机构的用途与由锥齿轮组成的差速器的用

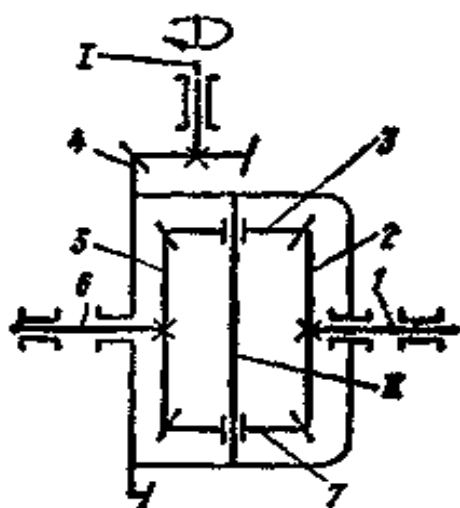


图 3-168

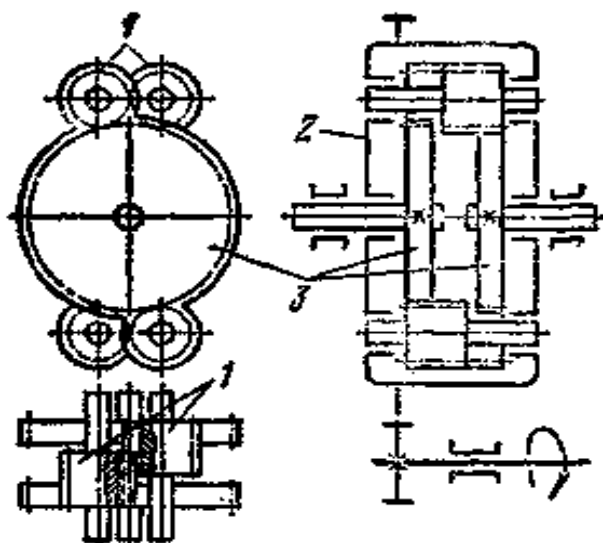


图 3-169

途一样。在转臂（差速器箱体 2）固定不动时，中心轮间传动比等于 1。

图 3-170 中板轧机机座均衡压紧机构的传动装置。差速器框架 11 与齿轮 13 刚性连接；齿轮 13 带动齿轮 3 和蜗杆 5、1 使压下螺旋运动。中心轮 12 由电动机 2 带动，而中心轮 9 由电动机 6 通过齿轮 7、8 带动。轴 4 可得到四种速度：

第一种速度——电动机 6 不动

$$n'_4 = -\frac{n_2}{2} \cdot \frac{z_{13}}{z_3}$$

第二种速度——电动机 2 不动

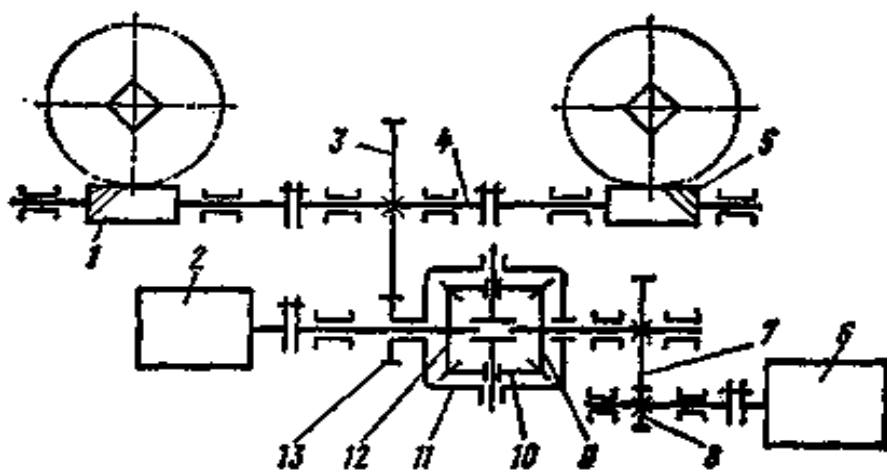


图 3-170

$$n'_4 = \frac{n_0}{2} \frac{z_{13}z_8}{z_3z_7}$$

第三种速度——电动机 2 和 6 同向旋转

$$n''_4 = n'_4 - n'_4$$

第四种速度——电动机 2 和 6 不同方向旋转

$$n^V_4 = n'_4 + n'_4$$

图3·171 中板轧机机座均衡压紧机构的传动装置。差速器框架跟小功率电动机活动连接。差速器的中心轮跟两个同功率的电动机 1 和 2 相连。为平行移动轧辊，应开动电动机 1 和 2，并使其反向运转。若开动电动机 3，可以找平轧辊或使轧辊偏斜。

图3·172 差动机构。在平行曲柄机构中几根从动轴有不同旋转方向时，采用这种机构。主动轴通过齿轮 6 带动差速器壳体旋转。差速器壳体内有一个四爪的圆盘 5，各齿爪卡在壳体的相应槽内。齿轮 2 跟从动轴的内齿轮 1 啮合。内齿轮 4 跟另一从动轴的齿轮 3 啮合。

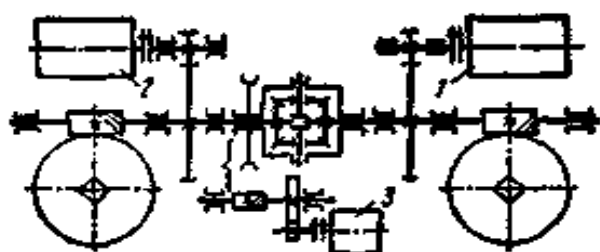


图 3·171

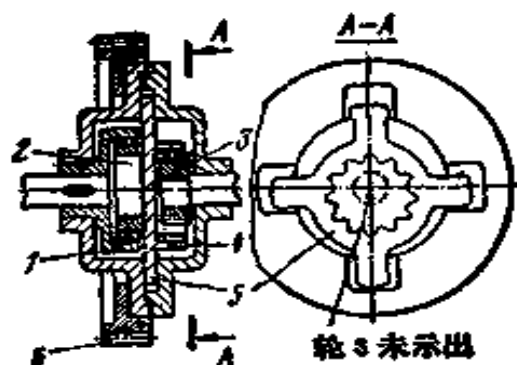


图 3·172

图3·173 非对称的差速器。转臂 1 的最终转数与两中心轮 z_1 和 z_6 的转数和不成比例。应按公式(3·1) (见209页) 进行计算。可用作补偿或均衡机构。齿轮 z_2 和 z_3 以及齿轮 z_4 和 z_5 彼此间刚性连接。

图3·174 由公共轴带动的六轮卡车车轮。卡车沿曲线行驶时，外轮走过的路径比内轮走滑的长，故传动装置应当有差速器。

图3·175 由圆锥齿轮组成的汽车差速器。允许轴线倾倒。

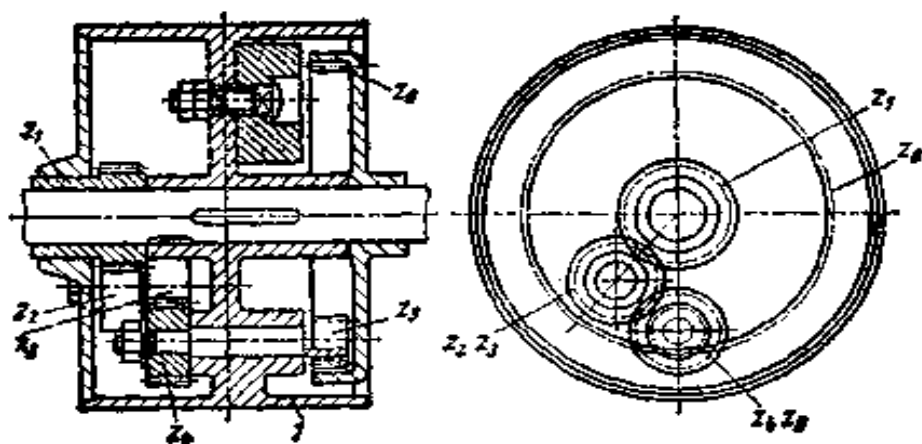


图 3-173

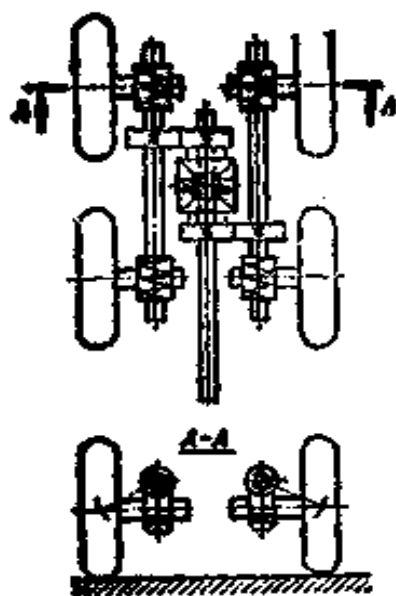


图 3-174

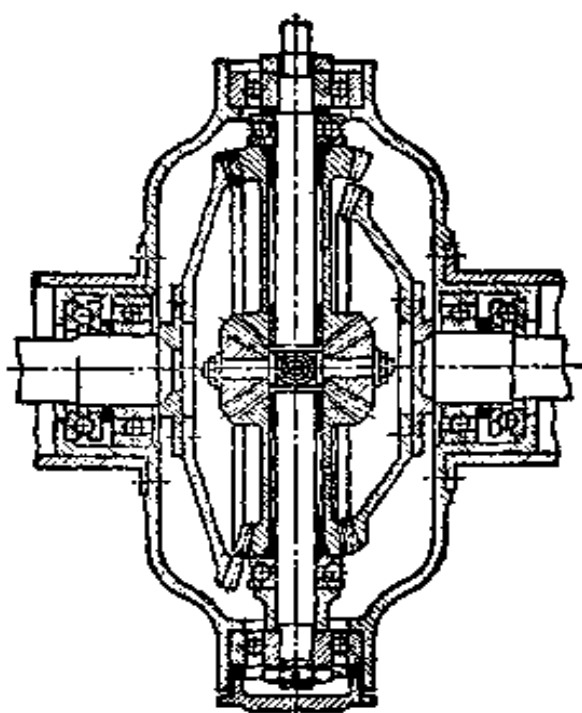


图 3-175

图3-176 载重汽车的差速器。

图3-177 拖拉机差速器；能够控制转弯时两履带的运动速度。若是制动右边的制动盘2，则锥齿轮 z_2 沿固定不动的齿轮 z_1 滚动，从而使齿轮 z_3 和 z_3' 产生相反方向的附加旋转。因此，右轴3转得较慢，而左轴4转得较快。在制动盘1时，左轴转得较快，而右轴转得较慢。

图3-178 滚子差速机构。在从动轴1和5上，固定有两个带有曲线槽的套盘2和3（见右图），套盘之间装有带槽的套环4，

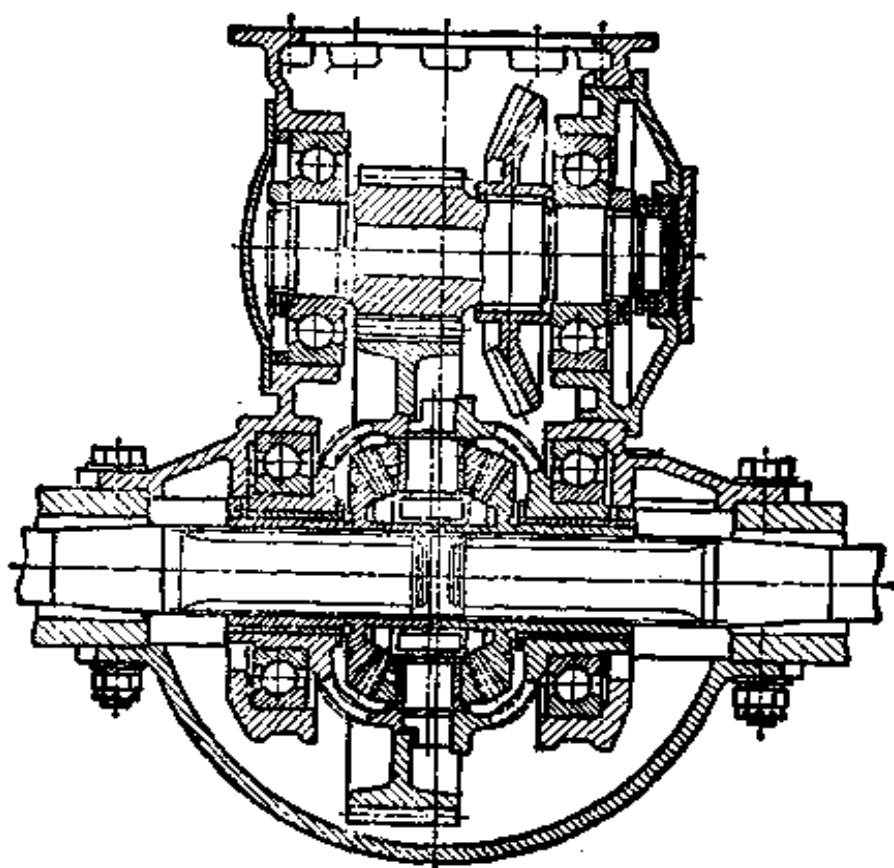


图 3-176

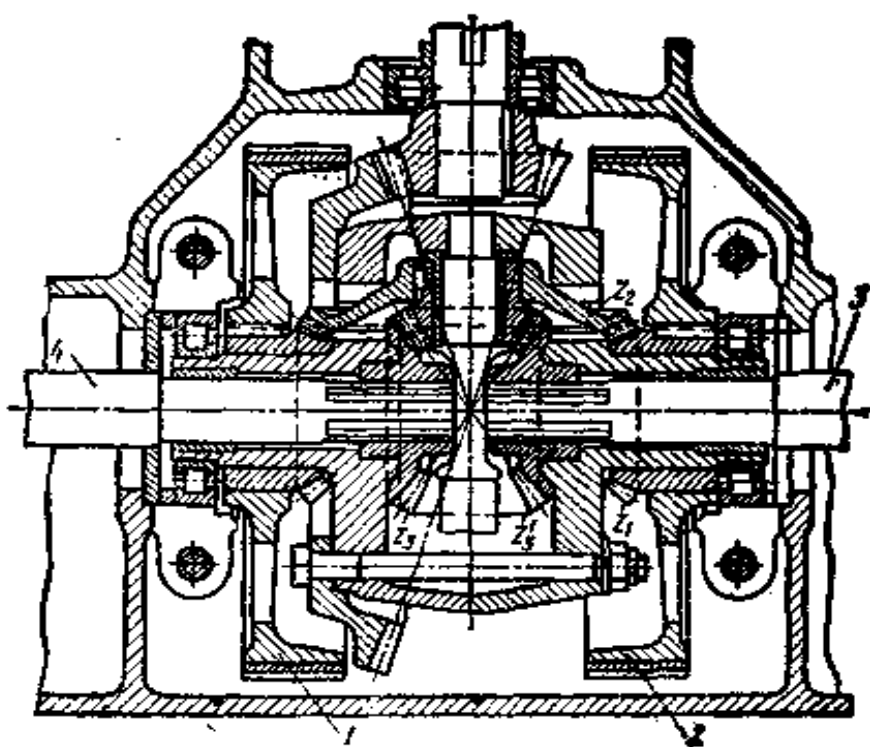


图 3-177

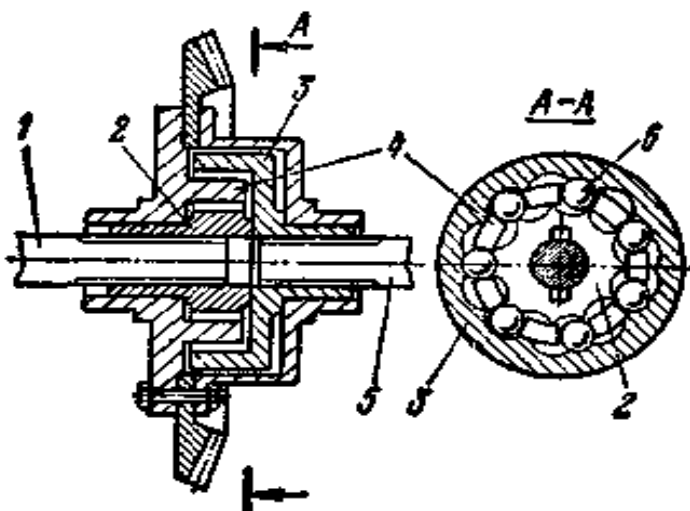


图 3·178

槽内装有滚子6。在作直线运动时，滚子6相对盘2和3不动。虽然圆周力对轴4和5上的作用力臂不等，但由于套盘2和3中槽的曲率亦不一样，故传递的力矩仍然相等。如果从动轮之一的力矩增大（沿曲线运动时），则滚圆6开始在套环内旋转，并沿套盘2和3的曲线

槽滚动，这时传给两轮以不同的转数（可参见图3·180）。

图3·179 带滚珠3的差速机构。轴上装有带圆弧槽2的圆盘1和5。在差速器的两半壳体间放有圆板4，圆板上开有8个孔，成两周分布，每周4孔。在这些孔内，自由安放滚珠。调整圆盘1和5，使滚珠放入其间而无间隙。当一个车轮制动时，则一直在圆板4的孔中不动的滚珠就开始旋转，因而使另一车轮旋转加快；这时，滚珠依次从盘5的槽中滚入到盘1的槽中，又从盘1的槽中滚入到盘5的槽中。

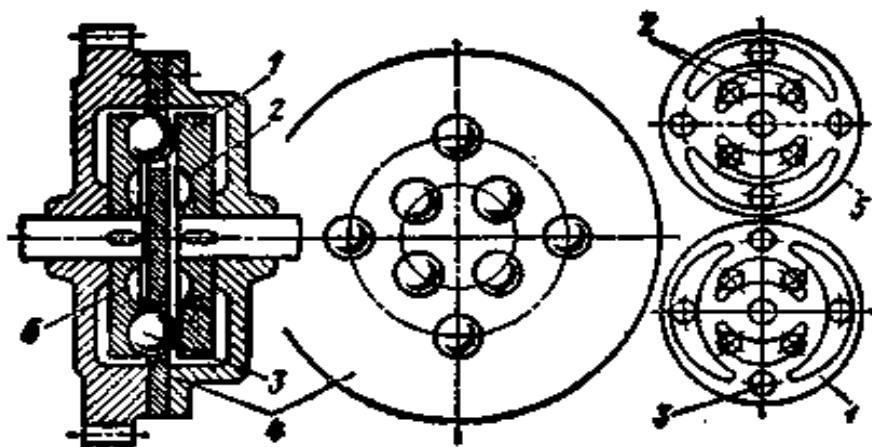


图 3·179

图3·180 汽车的滚珠差速器。差速器由两个壳体1和4组成。滚珠2装在转臂3的槽中，并沿壳体的特形滚槽滚动。滚珠

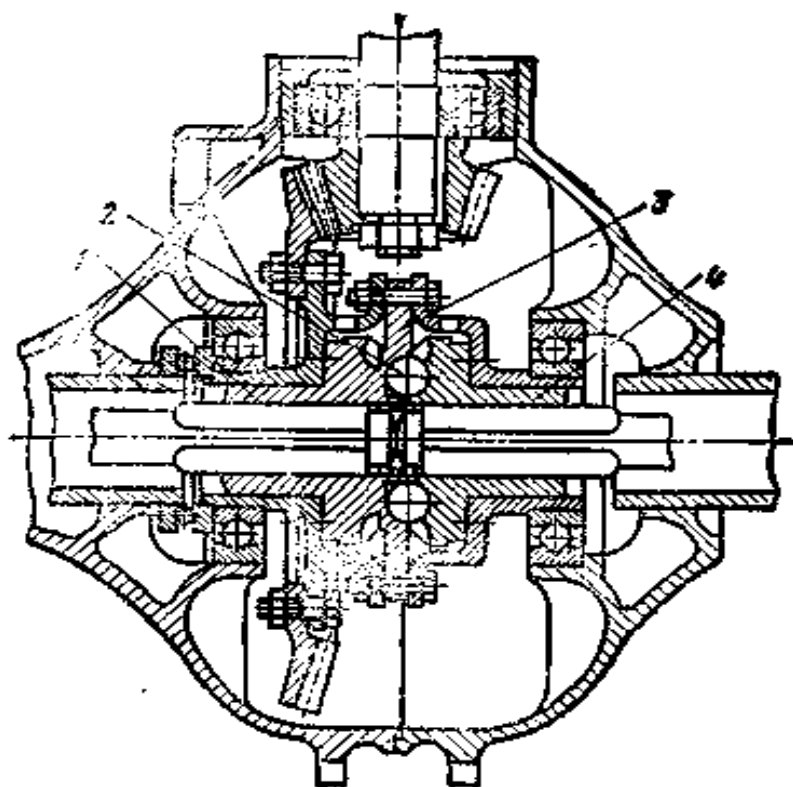


图 3·180

能够补偿两从动轴的相对旋转。如果一车轮受到比较大的阻力，则壳体的成形表面被滚珠挤开，使这一对壳体表面间的摩擦力矩增大，从而能传递较大力矩到轴上，以承受较大的阻力。

图3·181 粗纺机的差速器。在锭子转速不变时，用来带动

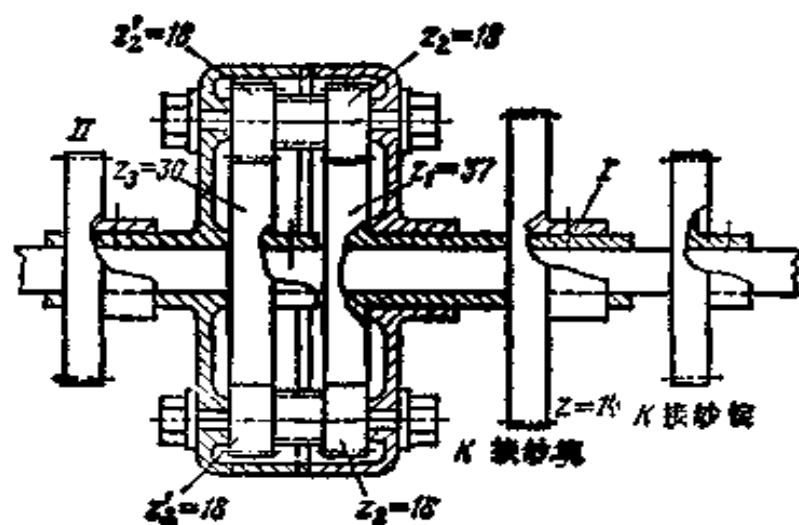


图 3·181

纱筒作复杂运动。差速器使主轴 I 的固定转速与齿轮 II 的转速合成，齿轮 I 由变速器带动。

$$n_3 = n_1 u_{31}^I + n_2 (1 - u_{31}^I)$$

$$u_{31}^I = \frac{z_1 z_3'}{z_2 z_3} (-1)^2 = \frac{37}{18} \times \frac{18}{30} = 1.23$$

图8·182 粗纺机的差速器。轮齿位于两侧的齿轮，装在转臂的球形表面上，跟套筒 I 一起旋转，同时在端面凸轮 MN 的作用下绕其轴线 O 摇摆。端面凸轮由变速器带动。由于节锥角改变，从而使行星传动的传动比得到改变。

图8·183 粗纺机的差速器。

$$n_1 = n_3 u_{13}^I + n_2 (1 - u_{13}^I)$$

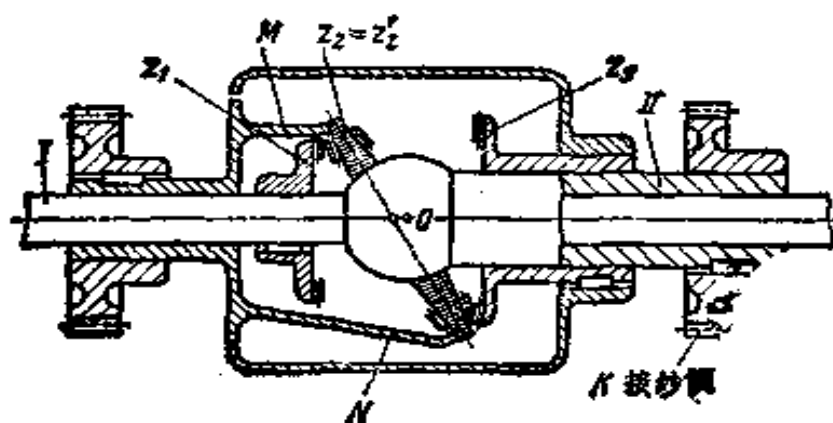
$$n_{13}^I = \frac{z_3 z_2}{z_2' z_1} = \frac{56 \times 60}{45 \times 30} \approx 2.49$$

图3·184 自动调整的行星传动。正常工作时，摩擦离合器 2 接合，从动轴 II 与主动轴 I 以相同的转数旋转：

$$n_1 = n_2$$

从动轴 II 过载时，爪式离合器 3 克服弹簧 1 的作用力而使摩擦离合器 2 分离。行星系统开始以低转速带动从动轴 II 旋转：

$$n_2 = \frac{n_1}{1 + \frac{z_3}{z_1}} = \frac{n_1 z_1}{z_1 + z_3}$$



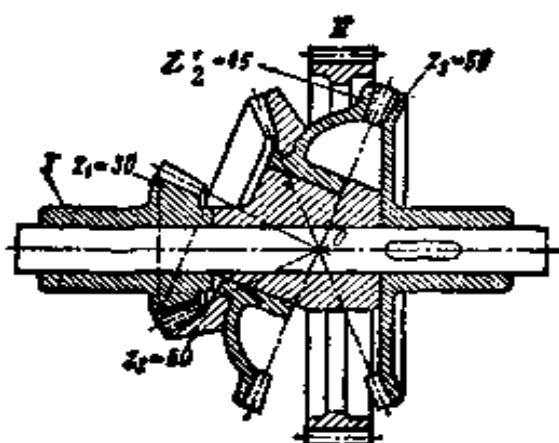


图 3-183

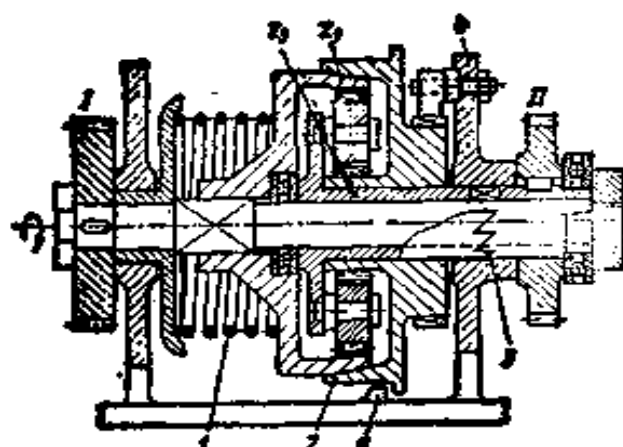


图 3-184

棘爪 4 制止中心轮 z_2 旋转。挡块 α 限制离合器 2 右半不产生较大位移。

起重机的机构

图3-185 带差动机构的千斤顶。该结构中，齿轮 6 通过齿轮 4 跟螺旋付顶杆 1 连接，双联齿轮 2-3 与顶杆用滑键 8 连接。手柄转动时，齿轮 4（螺母）带动顶杆纵向位移，而齿轮 7、3 则使顶杆沿相反方向移动，因此顶杆的轴向移动量等于这两个移动量的差。

要快速放下重物，可用杠杆 5 转动偏心套，使齿轮 7 与齿轮 2 啮合，那时齿轮 4 不动，机构就开始成为普通的螺旋千斤顶工作。

图3-186 差动绞盘。带偏心的主动轴 I 旋转时，滚筒 1 和 6 旋转，两滚筒速度差与下式成比例

$$\left(1 - \frac{z_6}{z_4}\right) - \left(1 - \frac{z_2}{z_3}\right) = \frac{z_2}{z_3} - \frac{z_6}{z_4}$$

图3-187 平行曲柄机构的连杆 AB 作平移运动，因此连杆的角速度 $\omega_2 = 0$ 。根据周转机构的公式

$$\frac{n_2 - n_1}{n_2 - n_3} = \frac{z_3}{z_2} = u_{23}^1 = \frac{1}{u_{32}^1}$$

$n_3 = 0$ 时



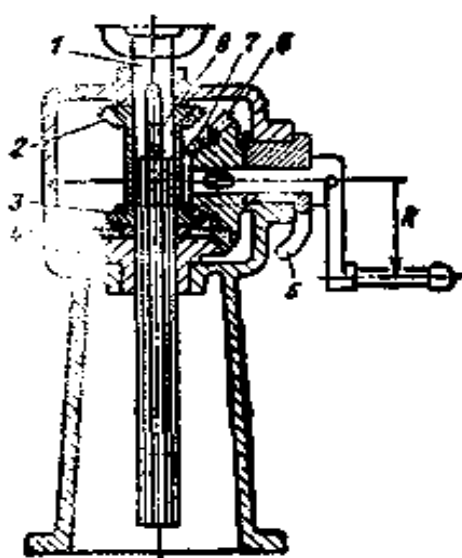


图 3-185

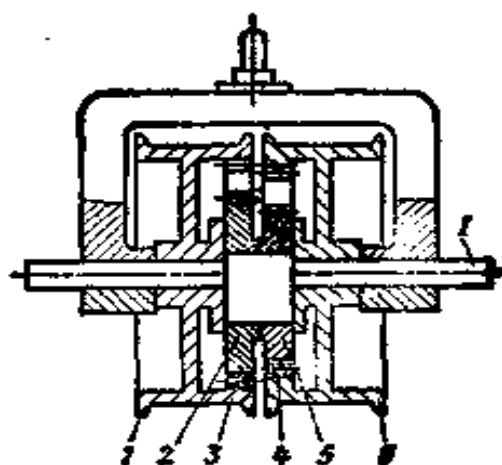


图 3-186

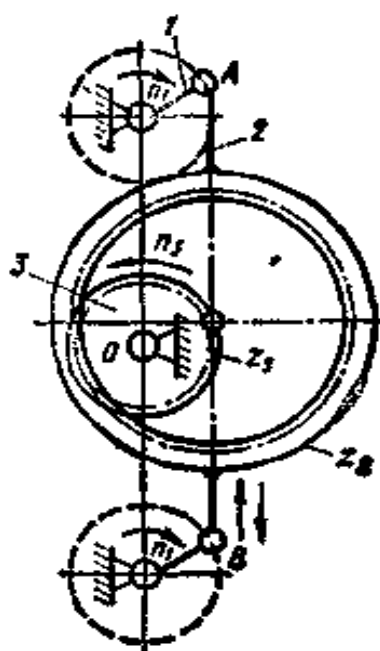


图 3-187

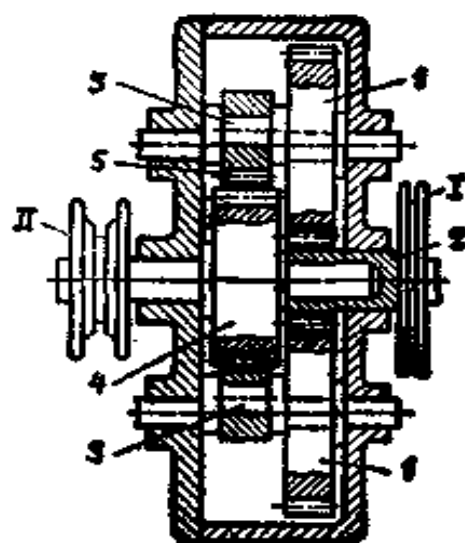


图 3-188

图3-188 按图 3-187 制成的绞盘机构。内齿轮 5 是平行四边形绞链机构的连杆，机构的曲柄 3 通过齿轮 1—2 跟主动轴 I 连接；齿轮 4 的转速为

$$n_4 = -n_1 \frac{z_2}{z_1} \left(1 - \frac{z_3}{z_4} \right)$$

齿轮 4 与曲柄 3 的旋转方向相反。

图3-189 有端面锥齿轮 z_2 的绞盘机构。齿轮 z_2 装在倾斜的

曲柄上。传动比

$$\frac{n_2}{n_1} = \sqrt{1 - 2u_{21}^{(1)} \cos \alpha + (u_{21}^{(1)})^2} \quad u_{21}^{(1)} = \frac{z_1}{z_2}$$

当轴线倾斜角 α 很小时, $\cos \alpha \approx 1$;

$$\frac{n_2}{n_1} = 1 - u_{21}^{(1)} = \frac{z_2 - z_1}{z_2}$$

图3·190 滑车组里的减速器。由封闭的周转传动组成, 在滚筒 (转臂) 4 与中心齿轮 3 之间用简单齿轮传动 1-2-2' 来联系。

若 z_1 主动, 则传动比

$$u_{14} = \frac{n_1}{n_4} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} \left(1 + \frac{z_4}{z_2} \right)$$

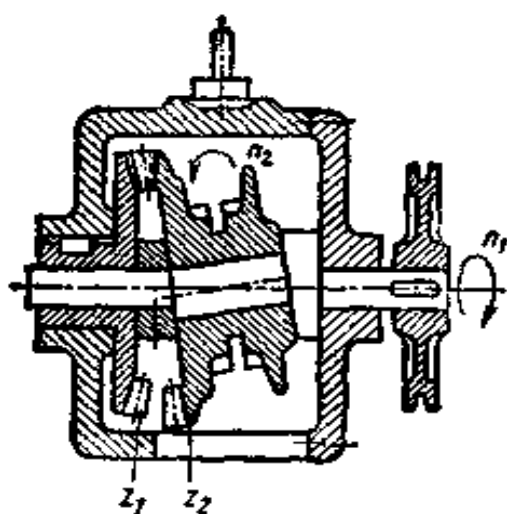


图 3·189

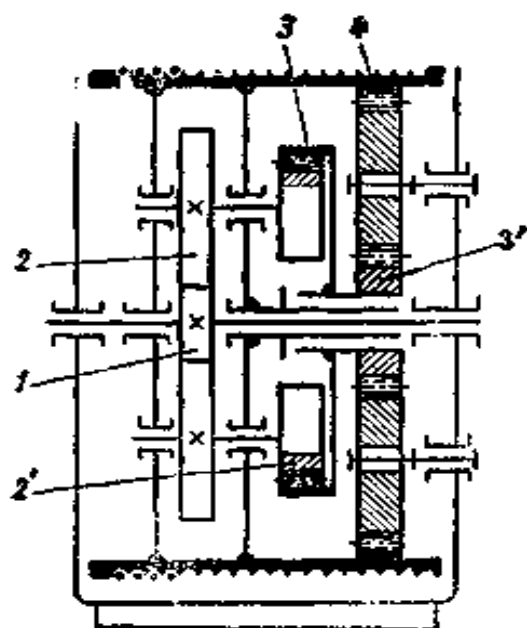


图 3·190

图3·191 电动葫芦。滚筒 1 和 2 之间用钢绳相连 (图3·191 a)、钢绳以相同的速度在两滚筒上缠绕。根据这个条件可以确定齿轮 6 和滚筒 2 之间的传动比 u_{62} (图 3.191 b)

$$n_6 = n_2 u_{63}^{(4)} + n_4 (1 - u_{63}^{(4)})$$

$$n_6 = n_1 u_{63}^{(4)} + n_4 (1 - u_{63}^{(4)})$$

$$n_2 = -n_1$$

消去 n_4 后, 得

$$u_{68} = \frac{n_6}{n_2} = \frac{u_{68}^{(4)}(1 - u_{68}^{(4)}) + u_{63}^{(4)}(1 - u_{63}^{(4)})}{u_{63}^{(4)} - u_{68}^{(4)}}$$

$$u_{62}^{(4)} = -\frac{z_3}{z_6} \quad u_{68}^{(4)} = -\frac{z_8 z_6}{z_7 z_6}$$

图3.192 曲柄-行星式滑车机构。齿轮4和5形成内啮合。滑轮1与齿轮4相连。为消除齿轮5的旋转, 齿轮5的凸头2在平板的槽3内滑动。

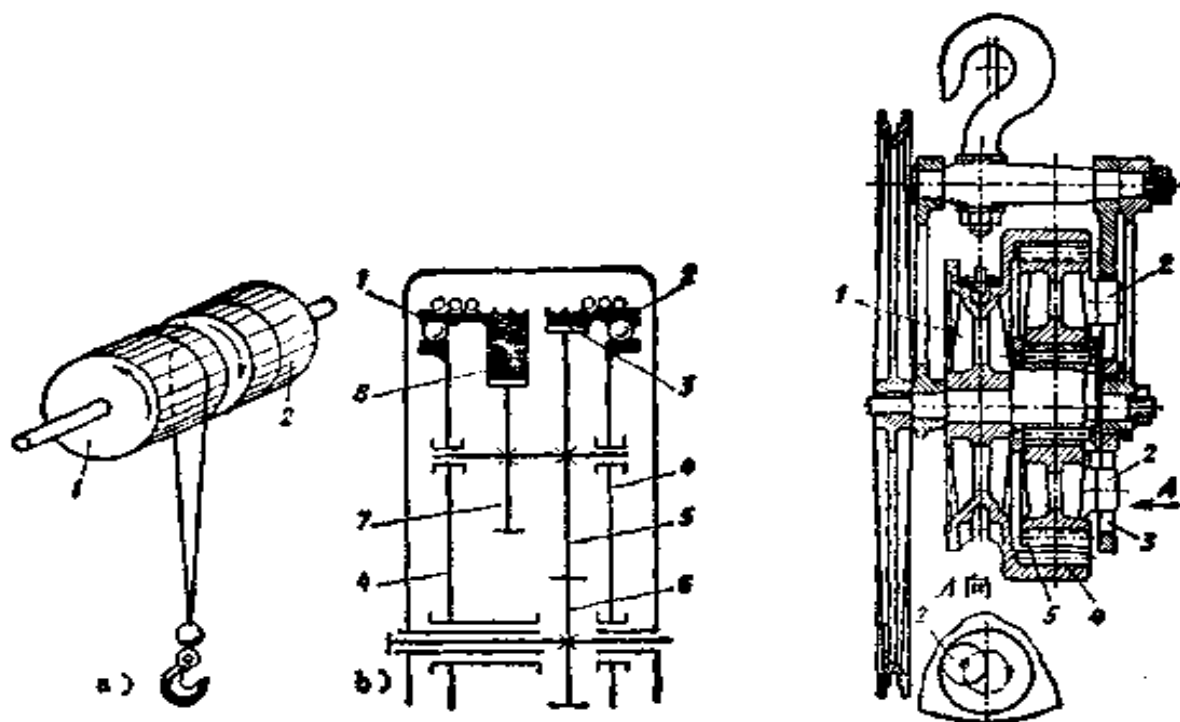


图 3.191

图 3.192

图3.193 移动铲运机的电动绞车。制动器A接合时, 滚筒I以转速 n_1 工作

$$n_1 = \frac{n_3}{1 - u_{36}^I} \quad u_{36}^I = -\frac{z_6}{z_3}$$

制动器C接合时, 滚筒I工作, 其转速可按下式算出

$$n_1 = \frac{n_3}{1 - u_{3'6'}^{I'}} \quad u_{3'6'}^{I'} = -\frac{z_6'}{z_3'}$$

齿轮 z_3 和 z_3' 通过齿轮副 $z_1 - z_1'$ 带动。齿轮 z_6 和 z_6' 通过齿轮 z_4 和 z_4' 带动。

图3.194 具有封闭行星传动的电葫芦机构。齿轮 z_3 和起转

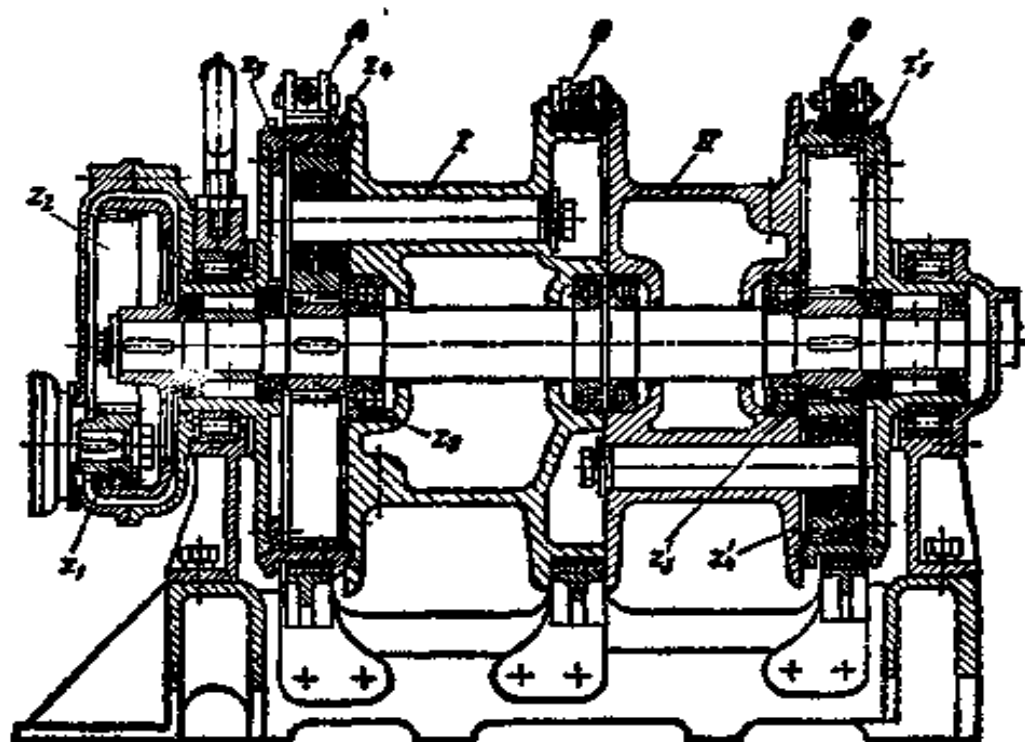


图 3-193

臂作用的滚筒间用附加传动 z'_3-z_B 联系起来，其间的转速关系按下列式确定：

$$\frac{n_B}{n_B} = u_{3B} = -\frac{z_B}{z'_3} \quad u_{13}^B = \frac{z_3 z_2}{z_2 z_1}$$

$$n_1 = n_B u_{13}^B + n_B (1 - u_{13}^B)$$

故得

$$\frac{n_1}{n_B} = u_{13}^B u_{3B} + (1 - u_{13}^B)$$

图3-195 谐波齿轮传动。波发生器——椭圆形凸轮1为主动。在带内齿的刚轮3固定不动时，带外齿的薄壁柔轮2为从动。齿数 z_3 和 z_2 之差应与变形波数相同（按图3-195 a， $z_3 - z_2 = 2$ ）。

为了减少凸轮1和柔轮2之

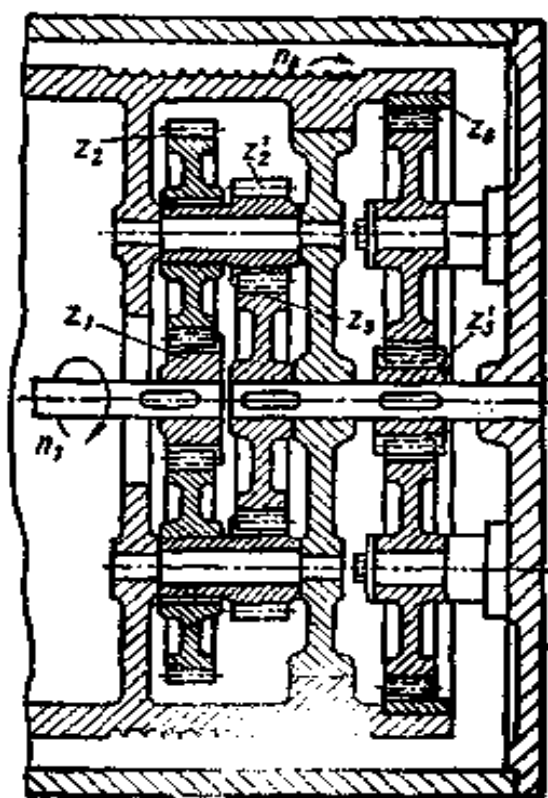


图 3-194

间的摩擦损失，可在其中放置滚珠或滚子 4。

在图 3·195b 上，发生器 1 用滚珠-行星轮 2' 代替，滚珠-行星轮 2' 装在转臂 1' 中。摩擦轮 3' 为主动件。

谐波传动的传动比按下式确定：

柔轮 2 固定不动的情况

$$u_{13} = \frac{z_3}{z_3 - z_2} = \frac{z_3}{U}$$

刚轮 3 固定不动的情况

$$u_{13} = -\frac{z_2}{z_3 - z_2} = -\frac{z_2}{U}$$

式中 $U = 2$ —— 变形波数。

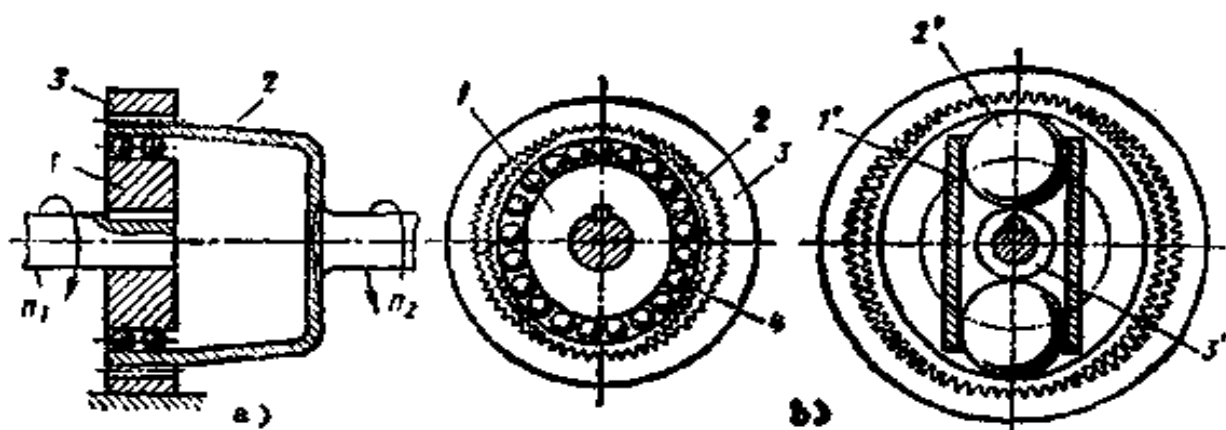


图 3·195

图3·196 双波谐波传动结构示意图。图3·196 a 为柔轮跟输出轴制成一整体的情况（参见图3·195），图3·196 b 为柔轮 2 跟输出轴用多槽键连接的情况。

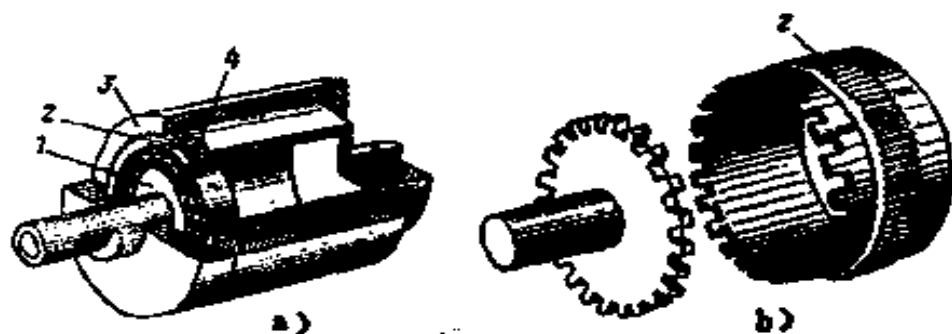


图 3·196

图3·197 三波谐波齿轮传动。图3·197a) 所示为柔轮 2 带内齿的情况；图3·197b) 所示为柔轮 2 带外齿的情况。传动比公式与双波传动的公式相同，只是其中 $u = z_3 - z_2 = 3$ 。

图3·197c) 、d) 为三波谐波传动的结构简图。

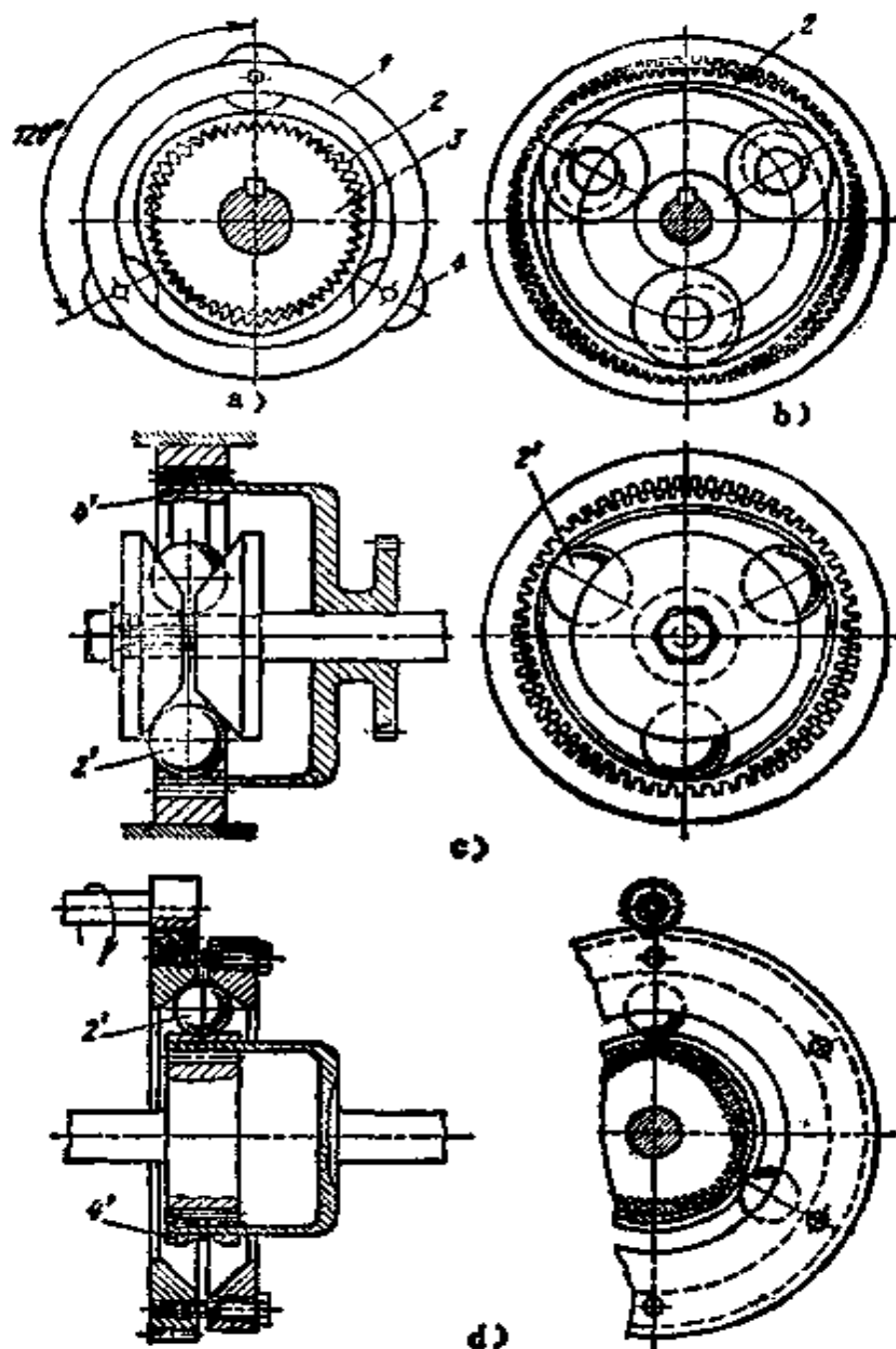


图 3·197

图3·198 双级谐波传动。柔轮由两排外啮合齿组成 (图3·198 a) ，并在同一个发生器 1 作用下产生波形变形，其传动比为

$$u_{15} = \frac{u_{12}u_{15}^{(2)}}{u_{12} - u_{15}^{(2)} + 1} = \frac{n_1}{n_5} \ominus$$

柔轮由外齿和内齿两排所组成 (图3·198b), 其传动比为

$$u_{15} = -\frac{u_{12}u_{15}^{(2)}}{u_{12} + u_{15}^{(2)} + 1} = -\frac{n_1}{n_5} \ominus$$

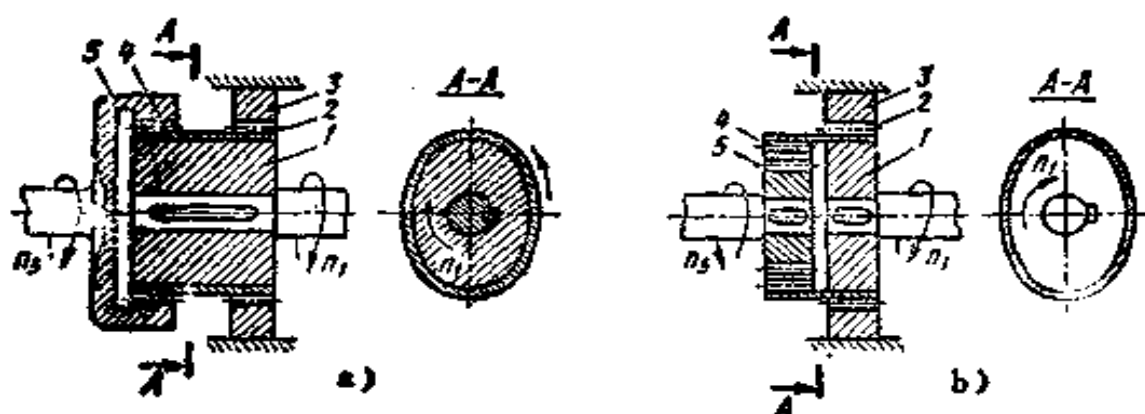


图 3·198

图3·199 摩擦式差动双波谐波传动, 由波发生器1、柔轮2、刚轮3、机架4组成, 并有两个自由度。波发生器1制动时, 在柔轮和刚轮间得到简单的摩擦传动。刚轮3制动时, 得到行星谐波机构。制动柔轮2, 在发生器1和刚轮3间得到行星传动。

图3·200 电磁式波发生器简图。柔轮由磁性材料制成, 并利用旋转磁场使柔轮的变形波移动。该磁场通过辅助磁化而加强。这种波发生器能够使谐波减速器直接装入电动机中。由于该传动承载能力较低, 故应用在仪器中比较合适。

图3·201 液力机械式双波发生器。柔轮变形波的移动, 靠液体压力作用下使柱塞运动来实现。配流轴旋转, 径向柱塞相反位置的两部分, 轮流跟高压腔和低压腔接通。液力发生器的谐波传动效率较低。

图3·202 气力机械式波发生器。喷嘴4或5喷出的气体, 产生反作用力矩, 使气缸3旋转; 柔轮1的变形就是靠从旋转缸

⊖ 式中 $u_{15}^{(2)} = \frac{z_5}{z_1 - z_2}$, $u_{12} = \frac{z_2}{z_1 - z_2}$

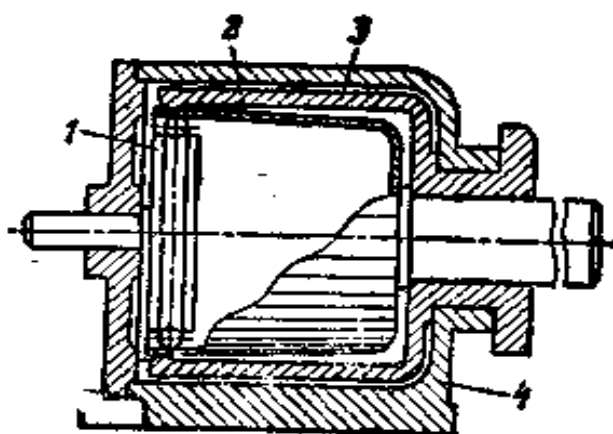


图 3-199

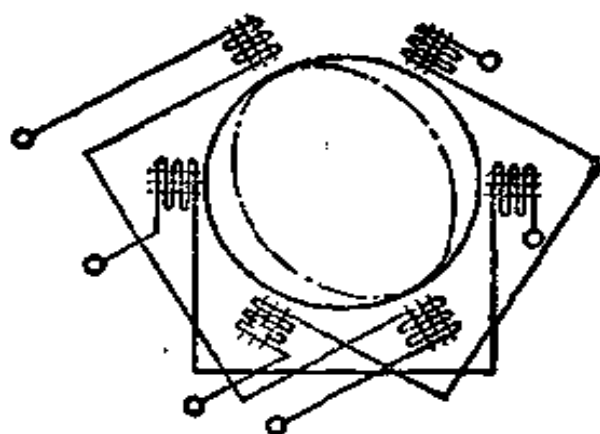


图 3-200

3 中的孔 2 喷出的压力气体来实现。

图3-203 单级谐波减速器。

叶轮 3 装在高速轴 2 上，高速轴 2 通过橡胶联轴器 1 跟波发生器 5 相连，波发生器 5 是一个刚性凸轮。柔轮 8 制成带有焊接底的薄壁筒形，并与低速轴 9 相连。在凸轮和柔轮之间，装有带柔性薄壁座圈的滚珠轴承 6。带有内啮齿的刚轮 7，跟减速器左压盖 4 连接。

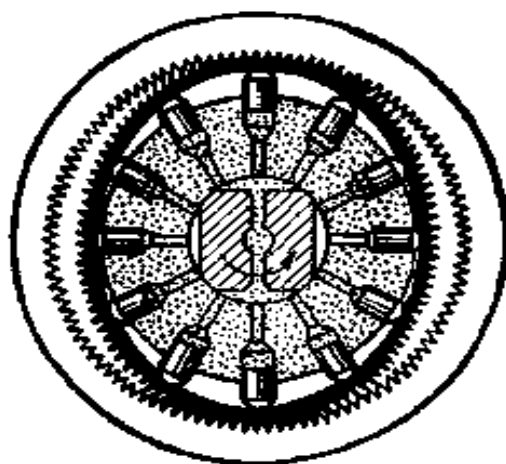


图 3-201

美国已按所示简图出产传动比 $u = 78 \sim 260$ 、功率到 3.2 马力的谐波减速器。

图3-204 杜尔公司（美国）的单级三波马达—减速器。原动机 1 的轴 2，跟三个双列滚子—行星轮 4 摩擦接触，滚子—行星轮使柔轮 3 变形。柔轮 3 为塑料制筒体，并利用多槽键跟从动轴 7 连接。柔轮内设置有支撑筒 5。刚轮跟减速器壳体 6 制成一体。行星式波发生器作为高速级，其 $u_{发} = 7$ ，而 $u_{总} = 448$ 。

图3-205 复波传动的减速器。带有中间滚动体 2 的波发生器使柔轮 3 变形。柔轮 3 有两个齿圈，分别跟两个刚轮啮合，一个刚轮与壳体 4 制成一体，另一个刚轮 6 与输出轴相连。1 ——

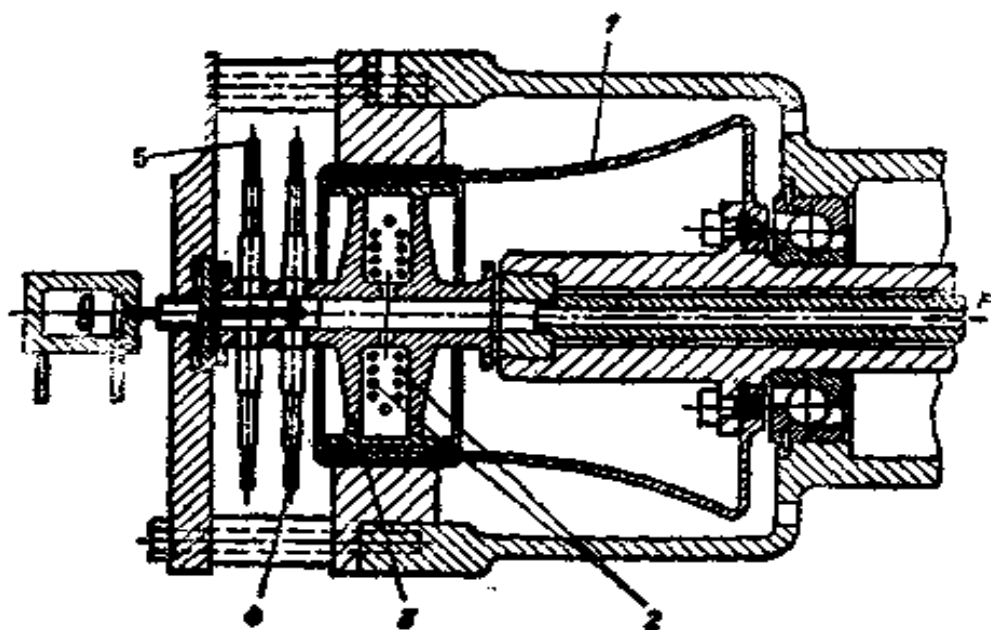


图 3-202

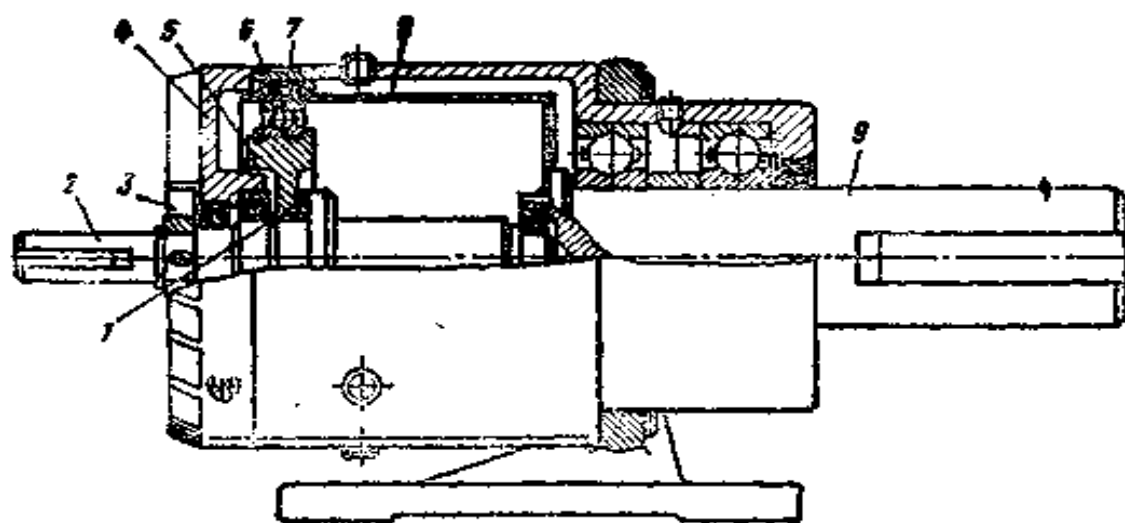


图 3-203

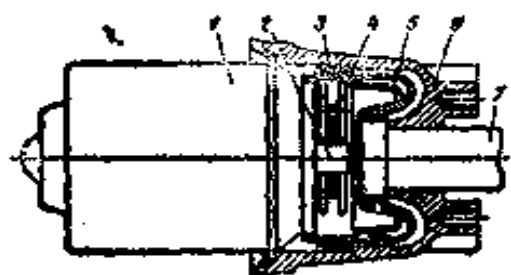


图 3-204

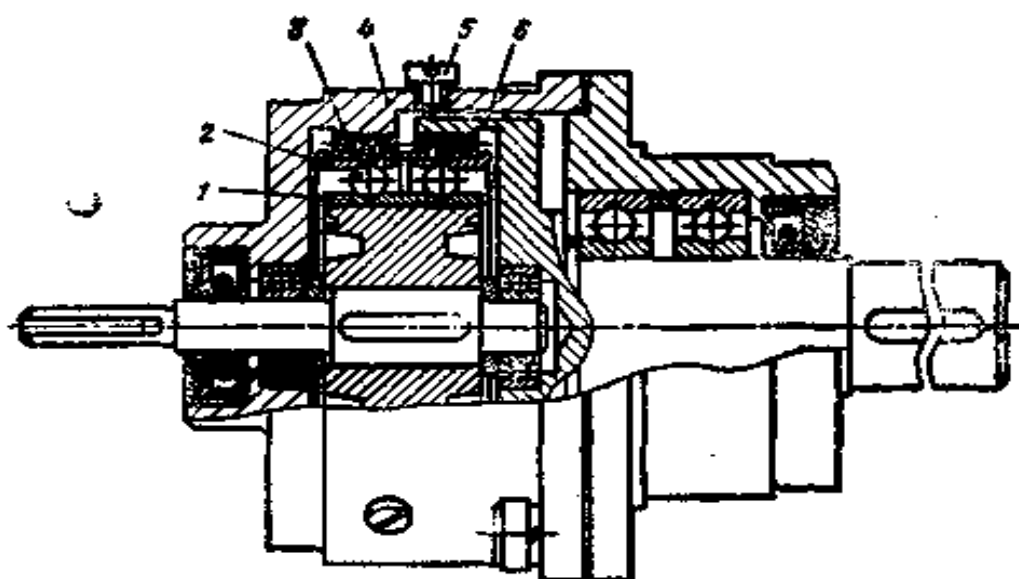


图 3·205

支承环，5 —— 油塞。

减速器传动比 $u \leq 100000$ 。

图3·206 用于密封筒传动的谐波机构简图。带有中间滚动体的双波发生器2装在电动机轴1上。复杂形状的柔轮3，两端固定，中部有外齿与刚轮4的内齿啮合，刚轮4为两半结合。柔轮内部跟外部介质密封隔离。该传动应用在宇宙航行器械的传动装置上。

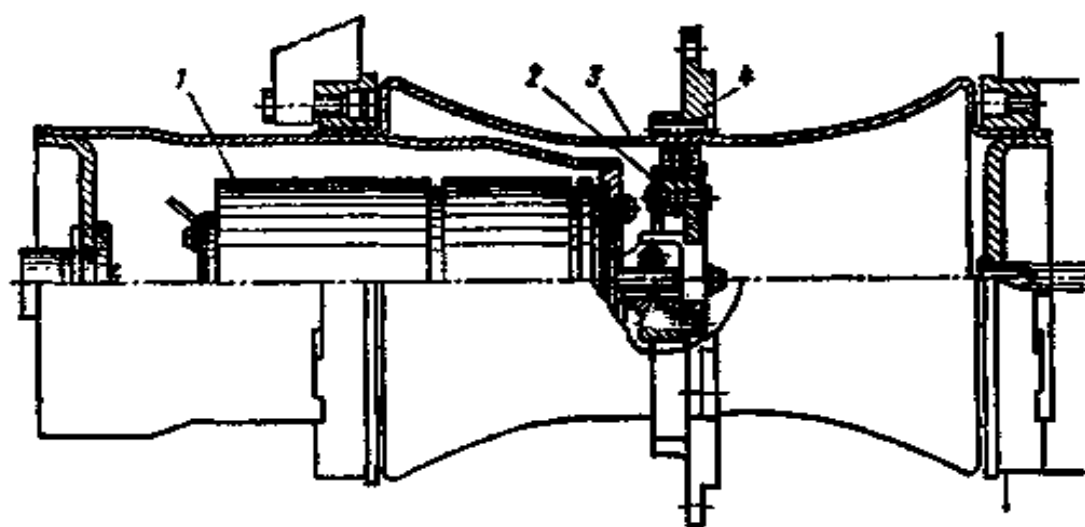


图 3·206

图3·207 功率为500马力的谐波传动， $u = 50$ 和 $n_{主} = 53000$

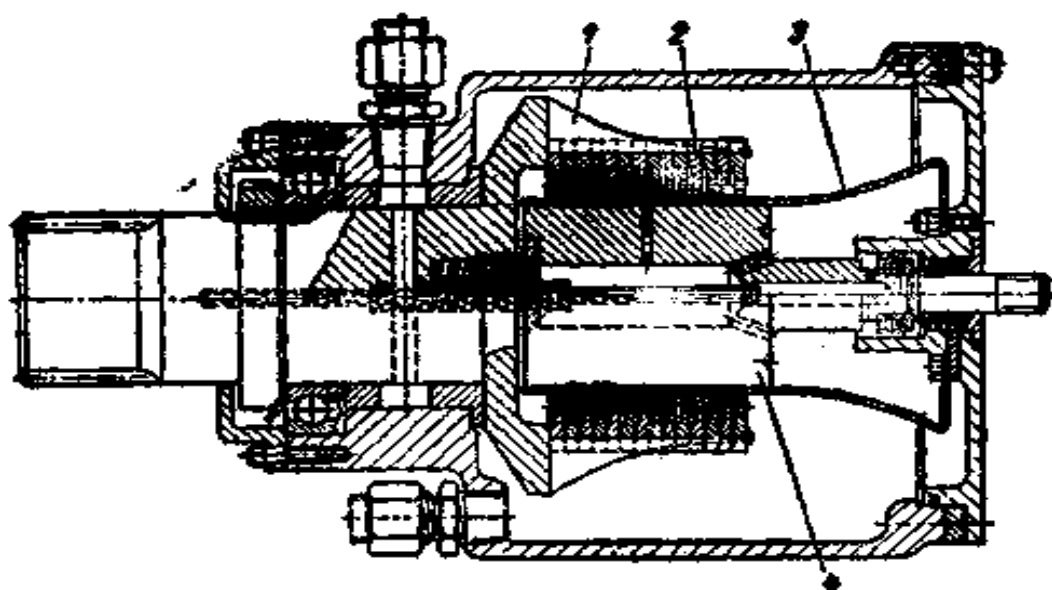


图 3·207

转/分。柔轮 3 是钟型壳体。椭圆型发生器 4 跟主动轴为一整体。刚轮 2 由 14 个圆盘组成；圆盘固定在从动轴 1 的悬臂凸出部上。凸出部的截面是这样变化的，使圆盘沿圆周上的位移跟柔轮轴的扭转相适应。

图 3·208 塔式起重机回转机构的谐波传动。波发生器 8 固定在电动机 6 的轴上，发生器的滚子 5 就是球面轴承。滚子的销轴可在径向槽中自由移动。在滚子之间装有弹性平衡环 7。柔轮 2 本身是一个圆筒，它与从动件 1 用带间隙的齿槽连接。刚轮 4 装在有减振弹簧组的机体 9 中。输出小齿轮 10 固定在从动轴 1 上，从动轴有止推轴承，并装在小齿轮之内的减速器机体壳部中。塔式起重机回转机构的谐波减速器，比成批生产的行星减速器的体积约减小了三分之一。

图 3·209 用于塔式起重机回转机构上的 MHCИ 试验型谐波传动。三波发生器 1 固定在主动轴 7 上，发生器的滚子 3 装在偏心轴 4 上，滚子销轴用卡板 5 固定。刚轮 8 用螺钉定位装在机体 9 中。从动柔轮 2 跟输出轴 11 连接。靠轴承 6 支承的波发生器和沿柔轮滚动的发生器滚子，其重量全为轴承 10 所承受。该传动装置合适的传动比为 224。

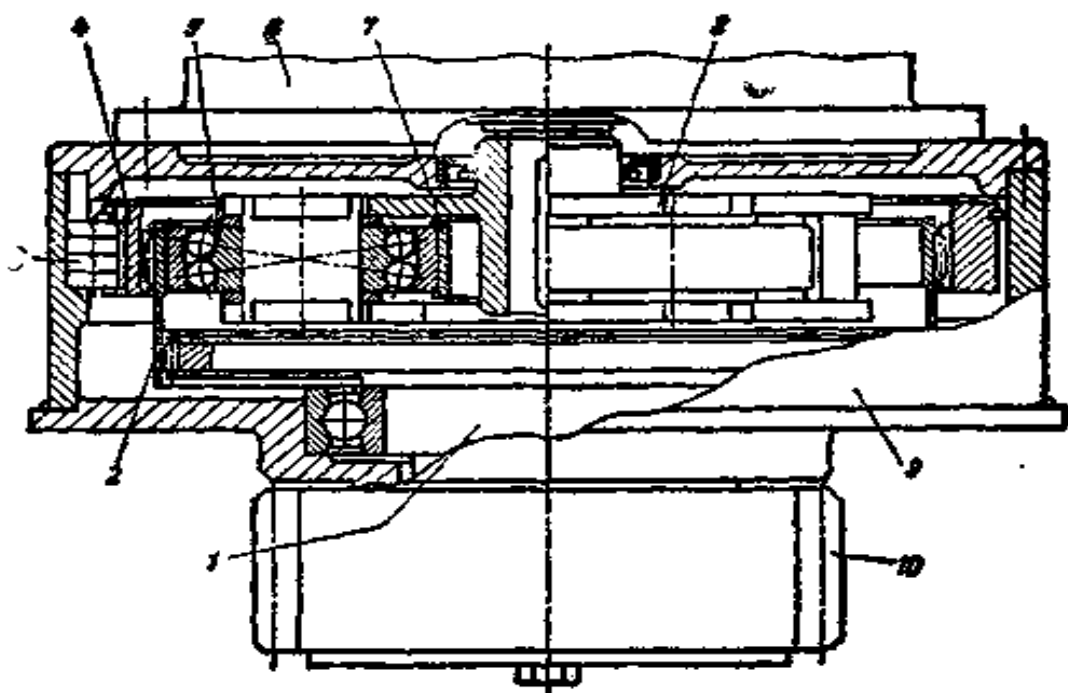


图 3-208

图3-210 柔轮由刚性元件组成的谐波传动：a)——柔轮由一套扇形齿板6组成，扇形齿板借助于带有滚子7和柔性圈8的椭圆发生器1跟从动轮2和制动轮5啮合。弹簧环4使扇形板压紧圈8；滚珠3限制轮的轴向位移。b)——链式谐波传动。滚子7被柔性圈6包围，柔性圈6具有椭圆发生器1的形状，并作为齿板5的支承。齿板5用铰链连接，各齿板相互转动时，齿板最边上两相邻齿之间距离的微小变化可以容许，故能跟柔性圈8的曲率变化相适应。图上，4——固定轮，2——刚性从动轮，3——滚珠。

图3-211 行星传动柔性元件的结构：a)——齿圈装在塑料套筒上；b)——传动壳体和齿圈之间装置橡胶环；c)——齿圈和壳体之间装设有切口的弹簧套筒组；d)——双齿圈行星轮齿圈之间用扭转杆实现弹性连接；e)——双齿圈行星轮齿圈之间利用板簧实现弹性连接。

图3-212 带有柔线的谐波传动，内装在挖掘起重机动臂提升绞车的卷筒中。波发生器2装在电动机1的轴上。滚子(轴承)

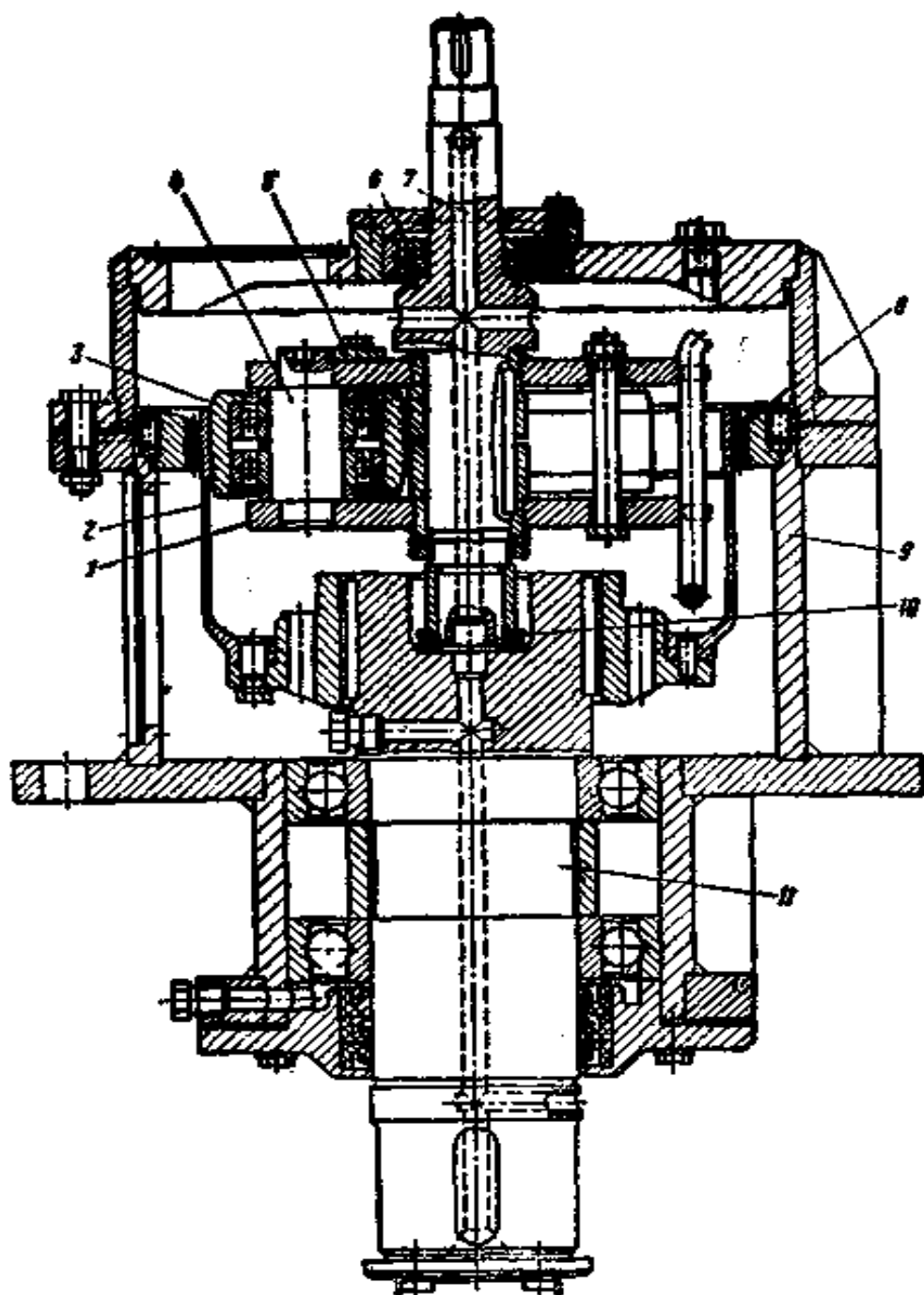


图 3·209

8 在偏心轴10上旋转。杠杆9一端固定在偏心轴10上。柔线11缠绕在杠杆9另一端的滚子13上，并装有张紧器12。转矩由刚轮3通过弹性套6传给卷筒7，其反作用力矩通过柔轮4由卷筒支承5负担。滚子通过柔线连系，能促使柔轮上的力和啮合区传递的力流均匀。

图3·213 端面谐波传动。柔轮2制成盘状，圆盘跟轴为一

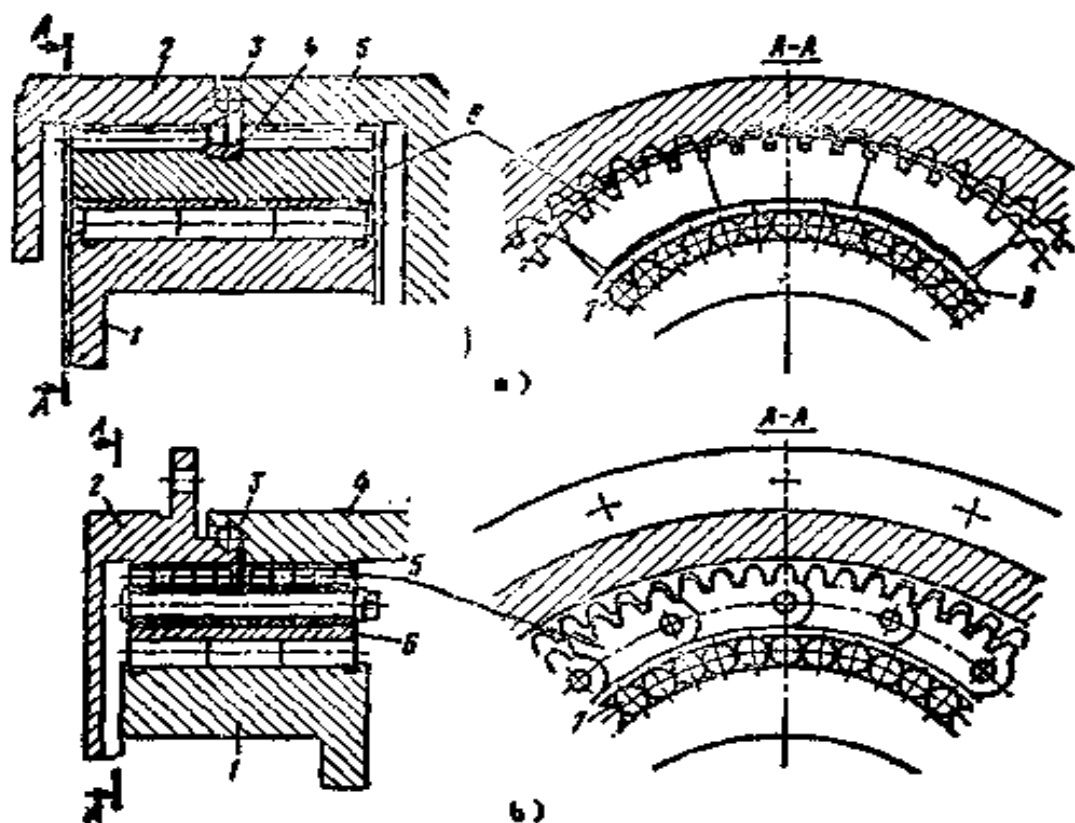


图 3-210

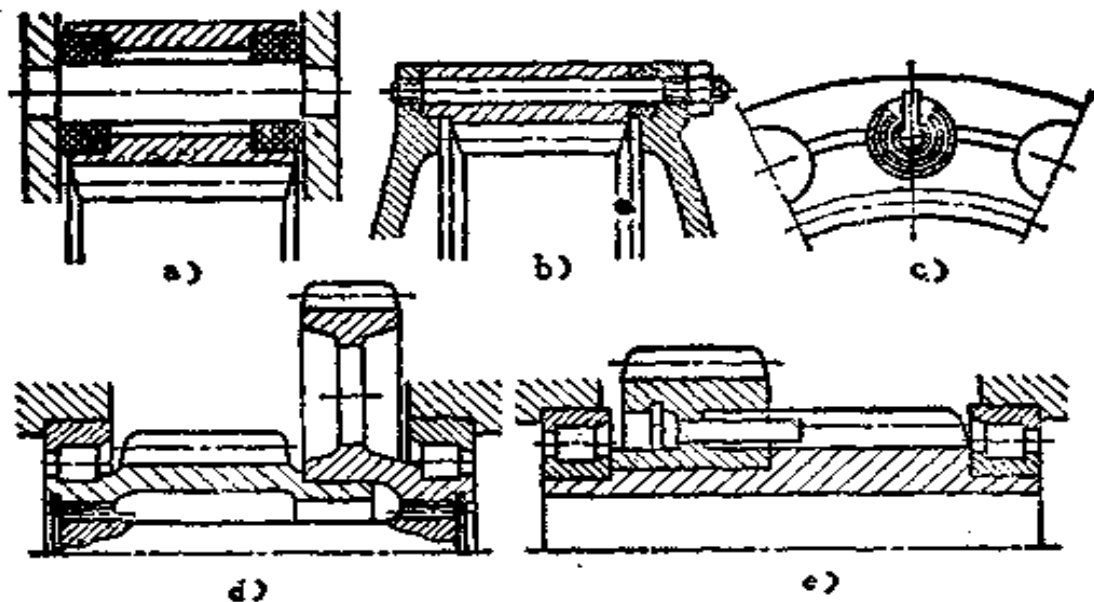


图 3-211

整体，盘的端面带有轮齿。刚轮 1 为锥形。主动盘 3 跟两个滚珠 4 和保持器 5 一起形成行星双波发生器。

图3-214 从动轴支承放在柔轮内部的谐波传动减速器。柔

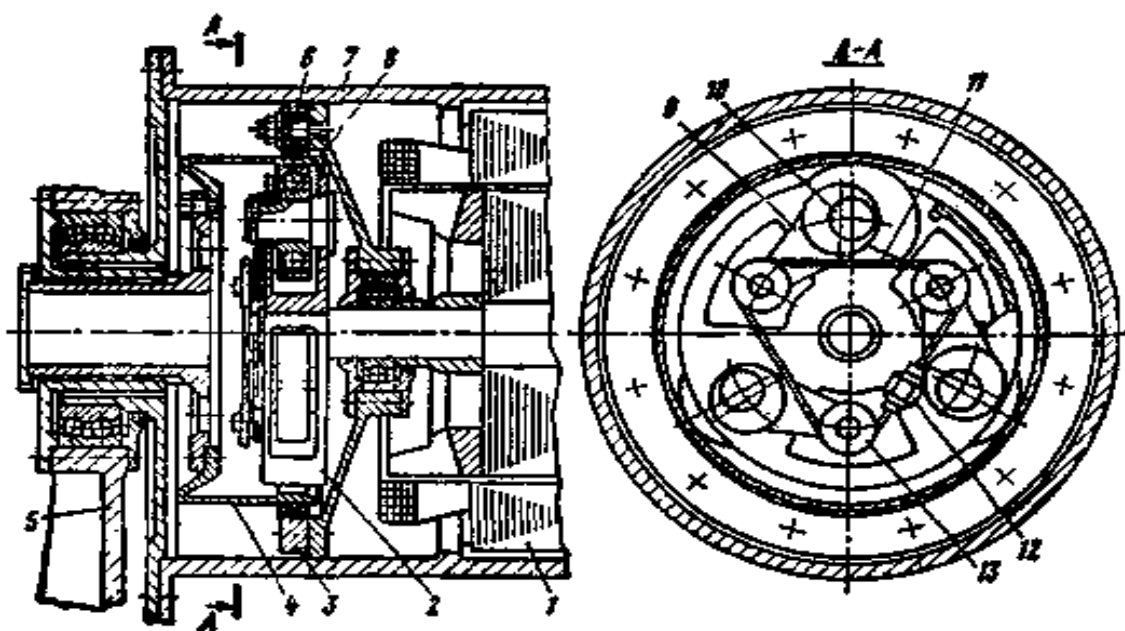


图 3-212

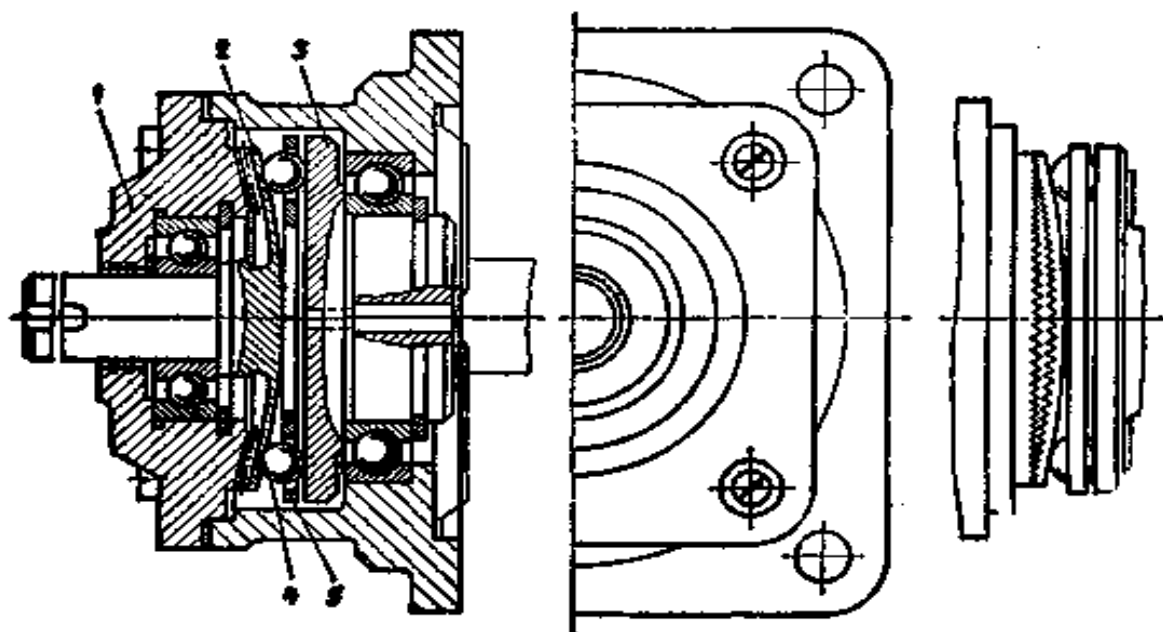


图 3-213

轮 1 通过半联轴器 2 跟装在轴承 6 中的从动轴相连，轴承 6 又装在内伸到柔轮内部的压盖 5 中。采用铜线环 3 和 4 防止柔轮的轴向位移。

图3-215 行星传动装到发生器内的双级双波减速器。三个行星轮 2 跟齿轮 11 和带有内齿的中心轮 5 相啮合，齿轮 11 固定在主动轴上（图3-215 a）。行星轮轴 3 固定在有内齿的从动刚轮

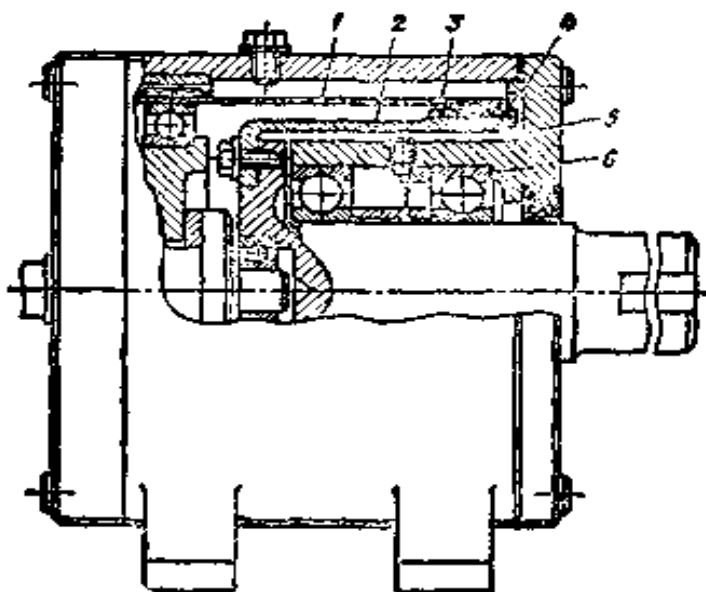


图 3·214

8 的轮毂上，刚轮 8 加入到谐波传动的运动链中。轮 5 通过销子跟法兰 4 相连，并都具有椭圆状的外表面，该外表面又用作发生器 10 的滚子的支承。

薄壁柔性圈 6 包住滚子 10，具有椭圆形状并作为齿板 9 的支承，齿板 9 用铰链连接构成谐波传动的柔轮。齿板的铰链轴允许在齿板相对转动时最边上相邻齿间距离有很小变化。齿板间很小的相对转动与柔性圈 6 的曲率变化相符合。柔性圈 6 的椭圆短轴和长轴尺寸之差比齿高稍大。

位于左侧的柔轮齿板 9 跟从动刚轮 8 啮合，位于右侧的齿板 9 跟固定轮 7 啮合。轮 8 和 7 的接口平面之间放置滚珠，构成滚动摩擦的径向止推轴承。在谐波传动的简图（图 3·215b）上，柔性圈 6 和滚子 10 未画出。

图 3·216 双级双波减速器与行星传动的组合。

减速器主动轴 1 上固装有中心太阳轮 10，太阳轮 10 跟行星传动双联行星轮的轮 11 啮合。双联行星轮 12 和 11 在转臂销轴 9 上旋转，并跟两个带内齿的太阳轮啮合，其中一个是轮 8，跟壳体连在一起固定不动，另一个是双波发生器 13。在发生器 13 的卵形外表面上，装有滚子 2 和薄壁柔性圈 4，在柔性圈 4 上又装有谐波

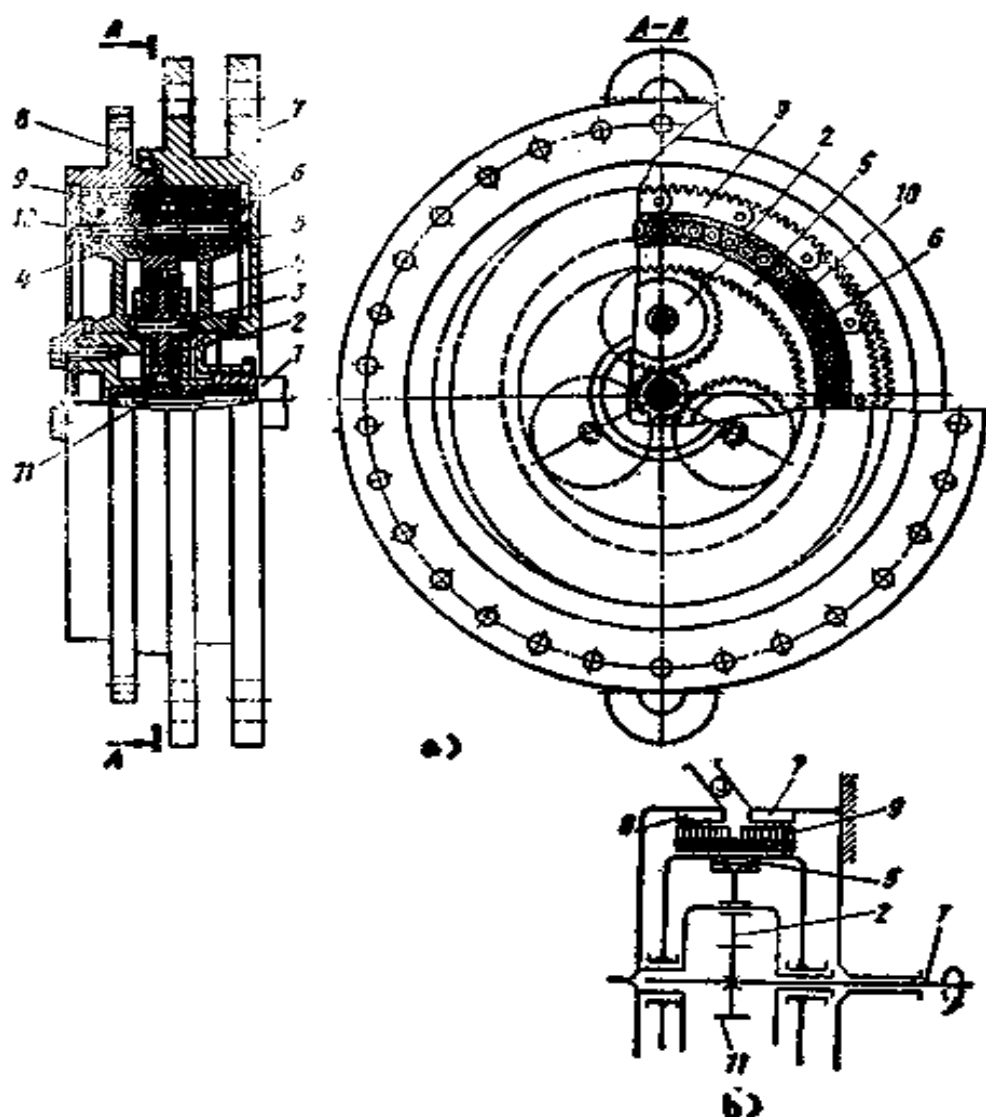


图 3·215

传动的扇形齿板 3。在扇形齿板的凹槽中，嵌入弹簧圈 6，使扇形齿板压紧柔性圈 4。扇形齿板与刚轮 5 和 7 的轮齿，在椭圆长轴区上啮合，在短轴区上完全脱离。

扇形齿板端面和最边上轮齿间在节圆上的弧距离应该准确保证，因为扇形齿板的节距等于刚轮 5 和 7 的节距。扇形齿板应能互换。

扇形齿板端面倾角的选择，应使其在退出和进入啮合的地方，齿板端平面紧密接触。

为增加谐波传动的传动比，轮 5 和 7 的齿数相差不大，相应地扇形齿板 3 上跟轮 5 和 7 相啮合的环状部分的总齿数也就不

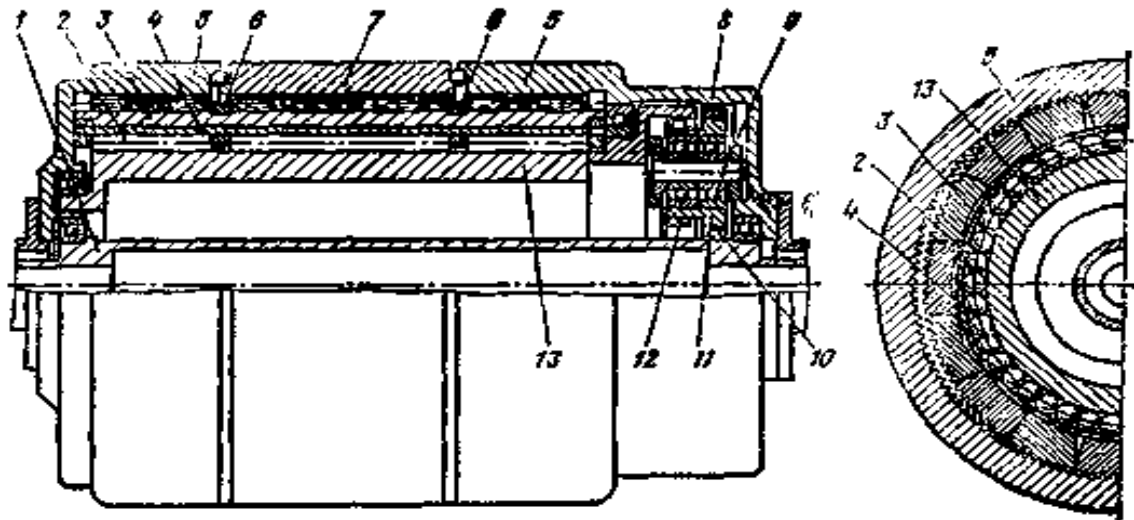


图 3-216

同。

总传动比按下式确定[⊖]

$$u = u_1 u_{57}$$

式中 u_1 ——行星传动的传动比；

u_{57} ——谐波传动的传动比（在轮 5 和 7 之间）；

$$u_{57} = \frac{z_5 z_{s7}}{z_5 z_{s7} - z_7 z_{s5}}$$

在轮 5 固定不动时，则轮 7 是从动件。

若取 $z_5 = 122$, $z_7 = 126$, 扇形齿板 3 跟轮 5 相啮合的总齿数为 $z_{s5} = 120$, 扇形齿板 3 跟轮 7 相啮合的总齿数为 $z_{s7} = 124$, 则有

$$u_{57} = \frac{122 \times 124}{122 \times 124 - 126 \times 120} = 1891$$

组合机构

图 3-217 回转机构。借助于链条 3, 铲片 4 跟导架 5 转。齿轮 1 的直径等于齿轮 2 直径的一半。

⊖ 整个这段的公式疑有误，似应作如下修改：

$$u = u_1 u_{13,7}$$

$$u_{13,7} = \frac{z_{s5} z_7}{z_{s5} z_7 - z_5 z_{s7}}$$

$$u_{13,7} = \frac{120 \times 126}{120 \times 126 - 122 \times 124} = -1890$$

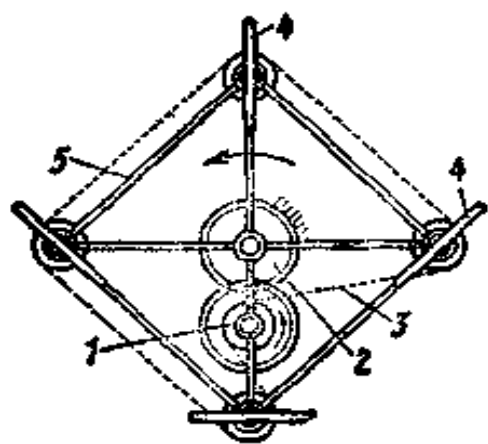


图 3·217

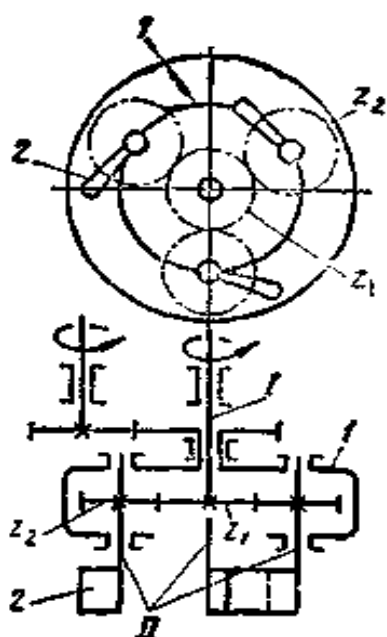


图 3·218

图3·218 带动具有平行轴线的轴的机构。转臂 1 和轴 I 可以独立旋转。在 z_1 不动和齿轮 z_1 、 z_2 的齿数相同时,各齿轮 z_2 及固定在其轴上铲片 2 均实行平动。

图3·219 图3·109所示机构的应用,可使铲片 1 作平行一周旋转。通过能自锁的蜗杆传动 2,转动中心轮 z_1 可使铲片倾斜位置改变。

图3·220 图3·109所示机构的应用,可使推进叶片 1 作平行

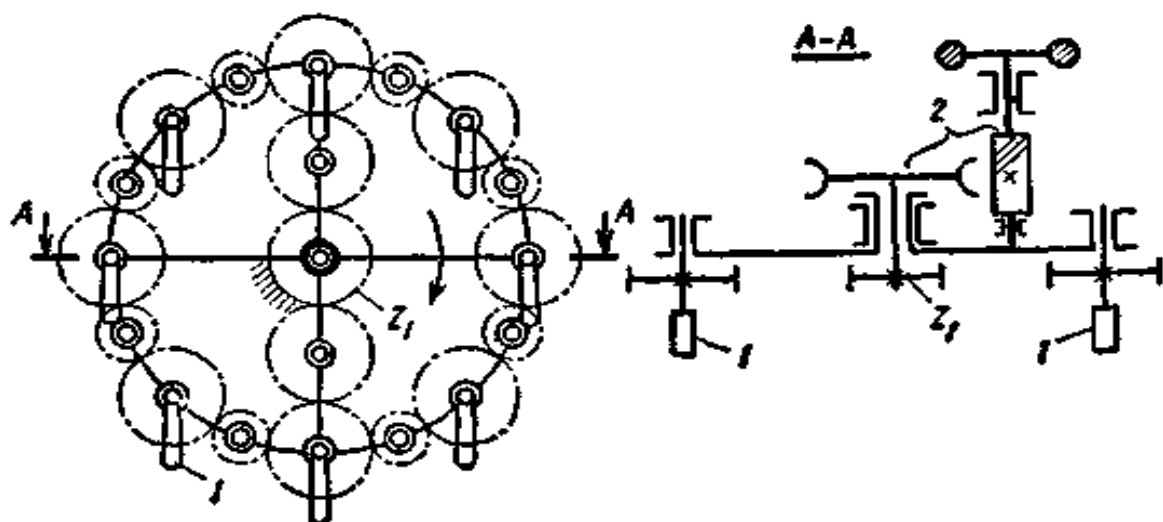


图 3·219

一圆周运动。该机构由带有固定不动中心轮 z_1 的齿轮所组成。

图3·221 混捏机机构，其中搅拌器1作复杂的旋转运动。移动双联齿轮 z_1-z_3 可使搅拌器速度改变。在其中一个位置不动齿轮 z_1 与齿轮 z_4 啮合，在另一位置 z_1 与 z_2 啮合。

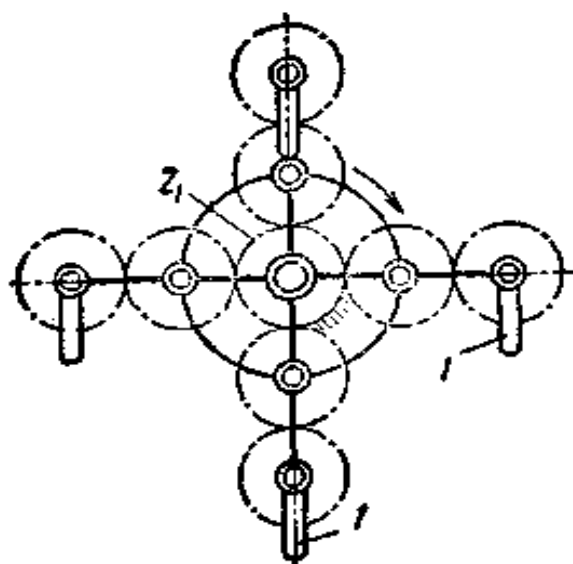


图 3·220

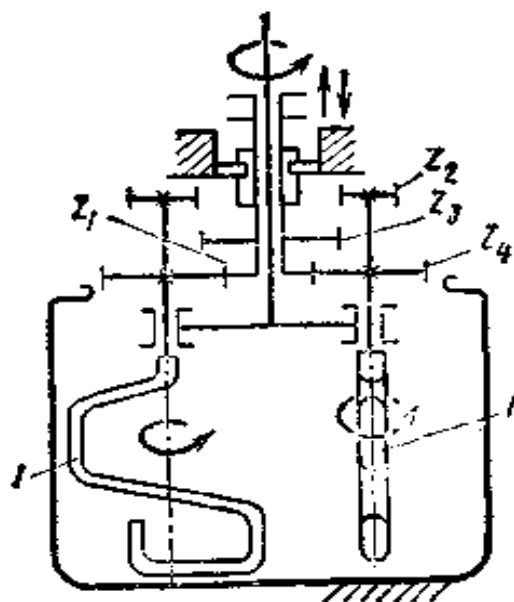


图 3·221

图3·222 带有行星椭圆齿轮的掘薯机。椭圆齿轮两半轴相差很小。椭圆齿轮用于带动铁铲在不大的范围内相对于垂直方向倾斜。

图3·223 使铲片作平行-圆周运动的定向机构，具有固定

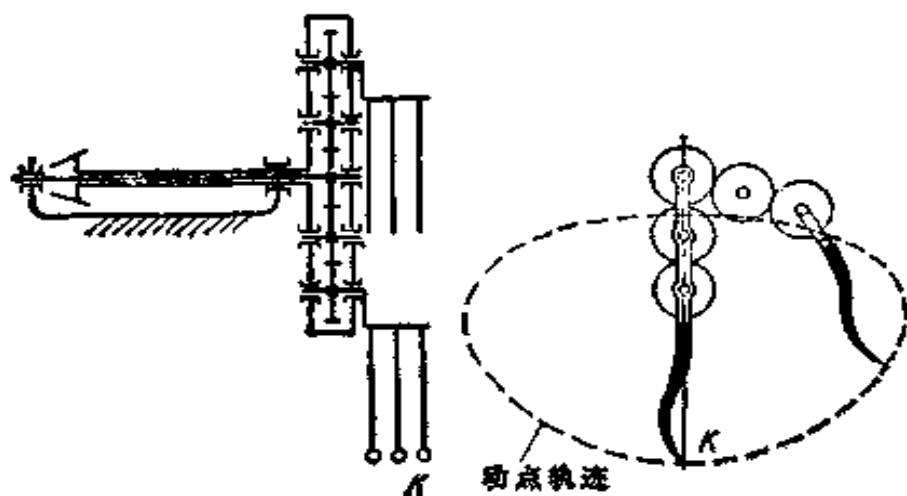


图 3·222

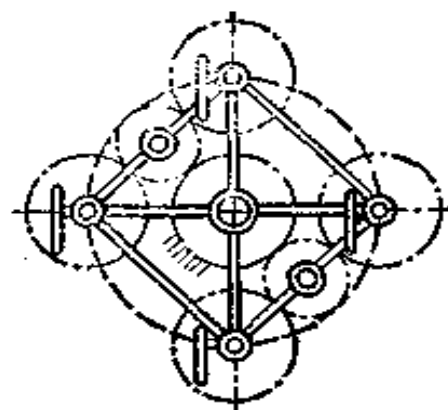


图 3·223

不动的中心轮和两个中间齿轮。

图3·224 推进轮叶片的定向机构。叶片1固定在盘2上。叶片跟盘作为一个整体一起旋转，同时还绕自身轴线转动（齿轮3固定不动）。转动蜗杆传动4，通过中心轮5和齿轮系，可改变叶片方向。齿轮6的直径应为齿轮3直径之半。

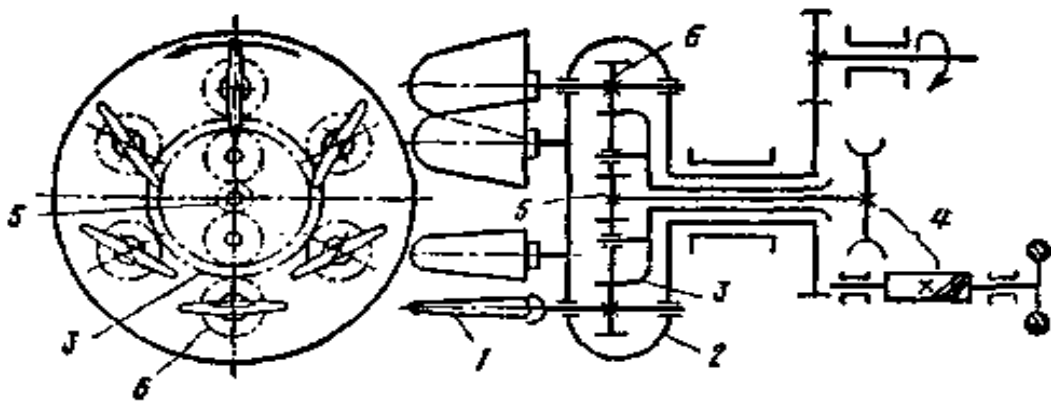


图 3·224

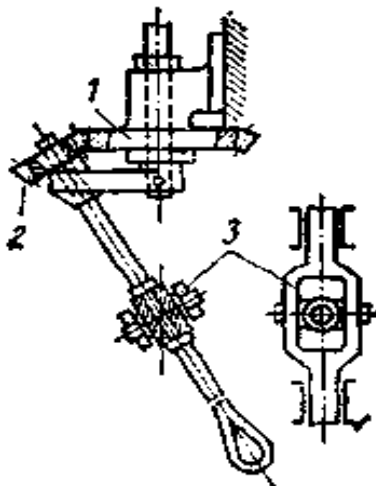


图 3·225

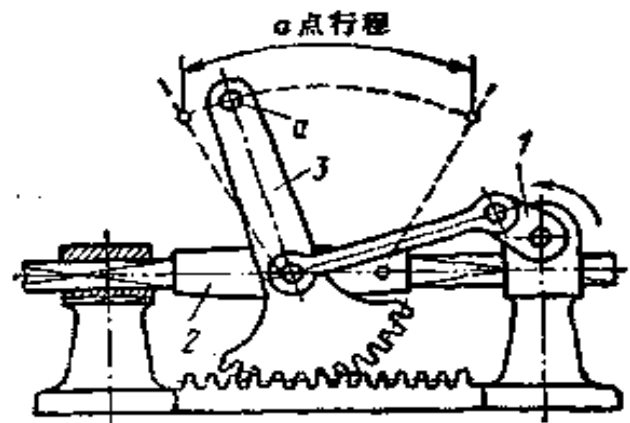


图 3·226

图3·225 搅拌器的传动装置。搅拌器对本身轴线有附加旋转运动。齿轮2固定在搅拌器的夹持器上，并沿固定在传动机架上的齿轮1滚转；3——空间铰链。

图3·226 增大行程长度的机构。曲柄1带动滑块2运动，滑块2跟扇形齿轮3相连。a点的行程大于滑块的行程。

图3·227 滑块在一个方向运动速度近似不变的曲柄连杆机

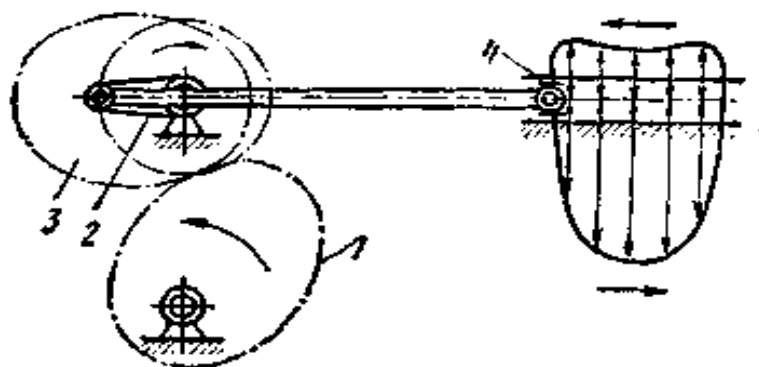


图 3-227

构。曲柄 2 由椭圆齿轮 1 和 3 带动。滑块 4 从右向左运动时，其速度曲线接近于水平。

图 3-228 滑块 3 作近似等速运动的机构，1 —— 主动齿轮，2 —— 卵形齿轮。

右图所示为滑块 3 的速度 V 和路程 S 对主动轴转角的函数曲线。

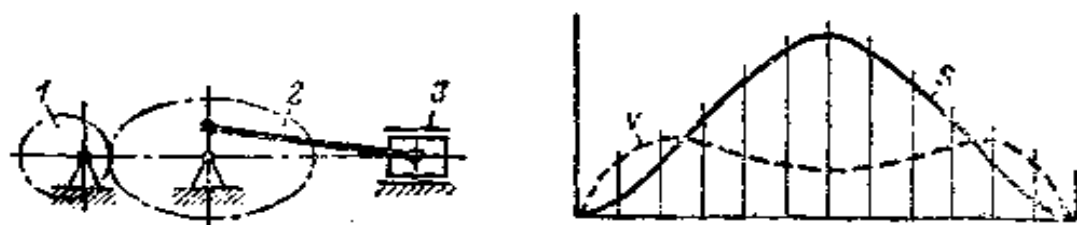


图 3-228

图 3-229 带有行星齿轮的曲柄机构。齿轮 z_2 相对连杆固定不动。滑块 1 (图 a) 非等速运动。使整个系统以 $-\omega_3$ (等于曲柄 3 的角速度) 旋转，得到图 b) 的机构，连杆以 $\omega'_4 = -\omega_3$ 等速旋转。齿轮 z_2 以角速度 $\omega'_2 = \omega_2 - \omega_3$ 旋转。

$$\omega'_2 = \omega'_4 \frac{1 + \lambda^2 - c\lambda \cos \alpha}{\lambda(\lambda - \cos \alpha)}$$

$$\alpha = 180^\circ - (\varphi + \psi)$$

$$\sin \psi = \frac{1}{\lambda} \sin \varphi \quad \lambda = \frac{R}{r} \quad (\text{见图 b})$$

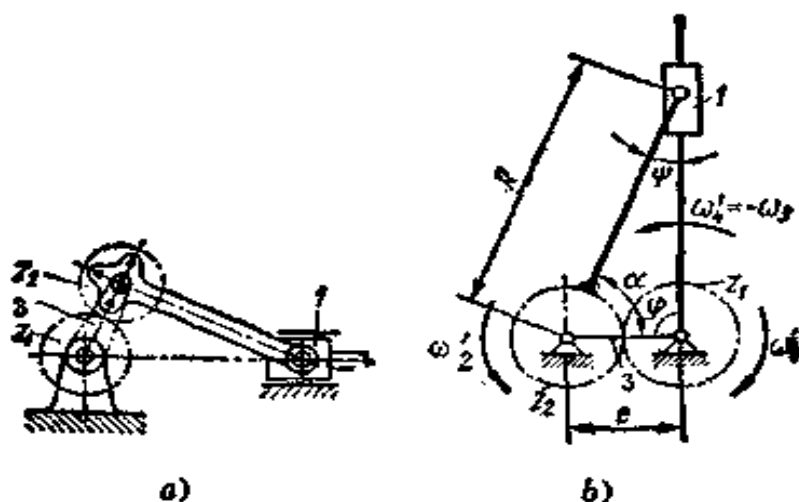


图 3·229

$$\omega_1' = \omega_2' u_{12}^{(3)}; \omega_1' = \omega_1 - \omega_3; u_{12}^{(3)} = -\frac{z_2}{z_1}$$

$$\omega_1 = \omega_2 u_{12}^{(3)} + \omega_3 (1 - u_{12}^{(3)})$$

ω_2 当作曲柄滑块机构的连杆角速度确定。从动轮的角速度 ω_1 由不变的速度 $\omega_3(1 - u_{12}^{(3)}) = \omega_3 \frac{z_2 + z_1}{z_1}$ 和周期变化的速度 $\omega_2 u_{12}^{(3)}$ 所组

成。曲柄转数为 n_3 ，齿轮 z_1 的转数则为 $n_1 = n_3 \frac{z_2 + z_1}{z_1}$ 。

图3·230 曲柄滑块行星机构。不动齿轮2跟机架1相连。其转轴在转臂3上的行星轮4绕轮2旋转。连杆5连接行星轮4与滑块6。随齿轮2和4的齿数比不同，A点轨迹可得到不同的特性（长幅或短幅外摆线），因而滑块位移的规律亦随之而异。

图3·231 行星导杆机构。由于构件0旋转，行星轮 z_2 沿固定轮 z_1 滚转，并带动构件3运动。行星轮2绕瞬时轴线P以角速度 ω_2 旋转，

$$\omega_2 = \omega_0 (1 - u_{21}^{(0)}) = \omega_0 \frac{z_1 + z_2}{z_2}$$

$$\text{角} \varphi_2 = \varphi_0 (1 - u_{21}^{(0)})$$

该机构可以看作是导杆机构，但其曲柄以变角速度旋转，曲柄半径 ρ 也在变化。半径 r 对半径 R 间的角度为 $\psi = 180^\circ + \varphi_0 u_{21}^{(0)}$ ；

$$\rho^2 = R^2 + r^2 - 2Rr \cos \psi = R^2 + r^2 + 2Rr \cos u_{21}^{(0)} \varphi_0$$

图3·232 具有扇形齿轮的换向传动。扇形齿轮由曲柄I带

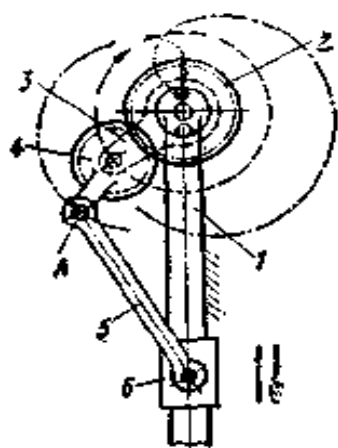


图 3-230

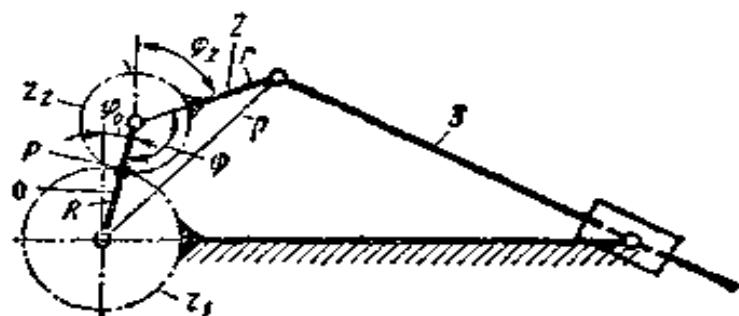


图 3-231

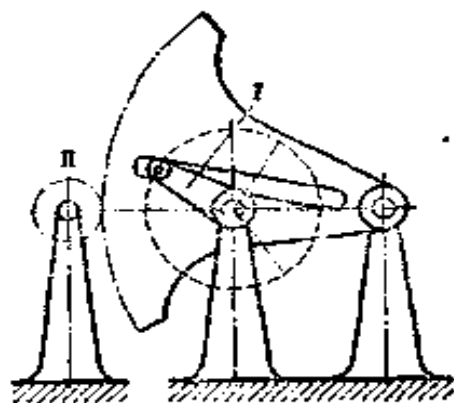


图 3-232

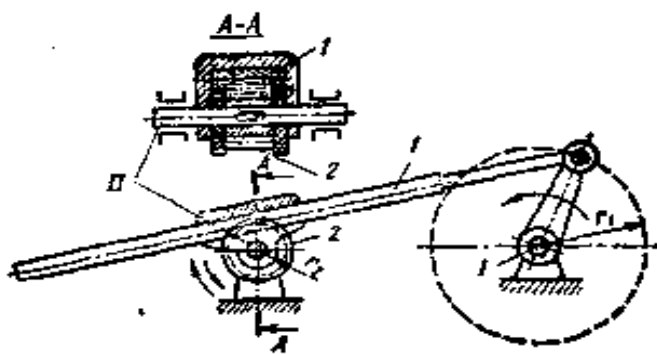


图 3-233

动。齿轮 I 的反行程速度比正行程时为大。

图3-233 齿条式摆动导杆的换向传动。主动轴 I 转一转，齿条 2 在同方向和反方向大约转 $\frac{r_1}{\pi r_2}$ 转。1—齿条。

图3-234 汽车的擦窗机构。电动机 5 带动圆盘 1 旋转，圆盘 1 与齿条 3 铰链连接，并跟齿轮 2 啮合。滚子 4 保证齿条同齿轮始终啮合。

图3-235 与行星传动相连的平行四边形铰链机构。齿轮 z_3 固定在连杆上不动。若曲柄 I 为主动，齿轮 2 为从动，则传动比

$$u_{12} = \frac{1}{1 - u_{23}^I} = \frac{z_2}{z_2 + z_3}$$

图3-236 连杆上有内齿轮的平行四边形铰链机构。传动比

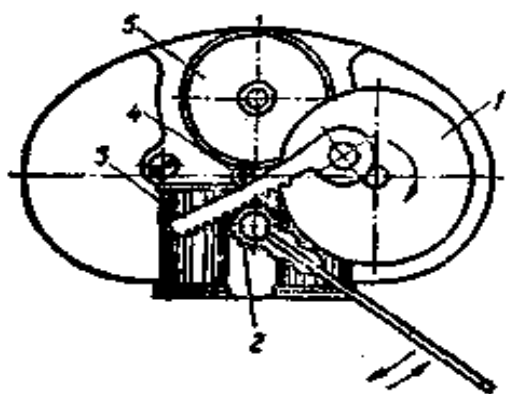


图 3-234

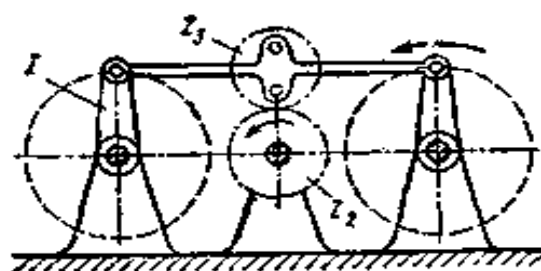


图 3-235

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}$$

图3-237 具有内啮合传动的平行四边形铰链机构。若曲柄主动，则传动比

$$u_{11} = \frac{z_1}{z_1 - z_2}$$

图3-238 主动轮为偏心圆形齿轮的传动。齿轮 z_1 跟偏心轮1制成一体。运动的不均匀程度取决于偏心量。齿轮 z_3 相对连杆2以角速度 $\omega_3 - \omega_2$ 运动：

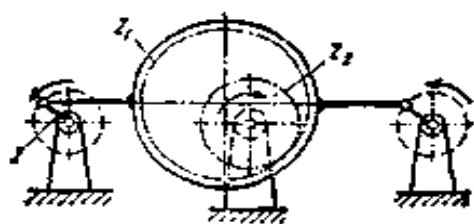


图 3-236

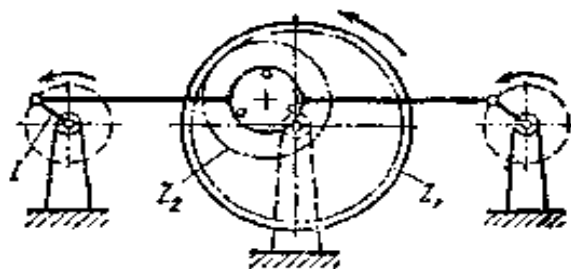


图 3-237

$$\omega_3 - \omega_2 = (\omega_1 - \omega_2) u_{31}^{(2)}$$

$$u_{31}^{(2)} = -\frac{z_1}{z_3}$$

$$\omega_3 = \omega_1 u_{31}^{(2)} + \omega_2 (1 - u_{31}^{(2)})$$

把齿轮 z_3 看作是转臂4上的行星轮，就可写出

$$\omega_3 = \omega_4 u_{36}^{(4)} + \omega_4 (1 - u_{36}^{(4)})$$

$$u_{35}^{(4)} = -\frac{z_5}{z_3}$$

从动轴 I 的角速度

$$\omega_5 = \frac{\omega_1 u_{31}^{(2)}}{u_{35}^{(4)}} + \omega_2 \frac{1 - u_{31}^{(2)}}{u_{35}^{(4)}} - \omega_4 \frac{1 - u_{35}^{(4)}}{u_{35}^{(4)}}$$

ω_2 和 ω_4 可由四铰链机构的分析确定。

图3-239 非等速运动的圆形齿轮机构：a) ——正视图；b) ——轴 I 旋转速度最小时的位置（侧视图）；c) ——机构的中间位置；d) ——最大速度的位置。若齿轮 4 的旋转轴线通过齿轮 2 的节圆，则从动轴 II 的速度等于零。但若齿轮 4 的中心

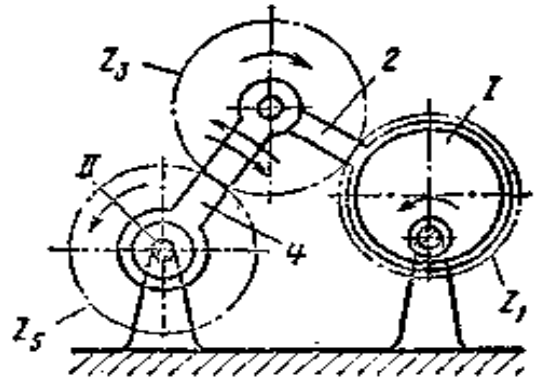


图 3-238

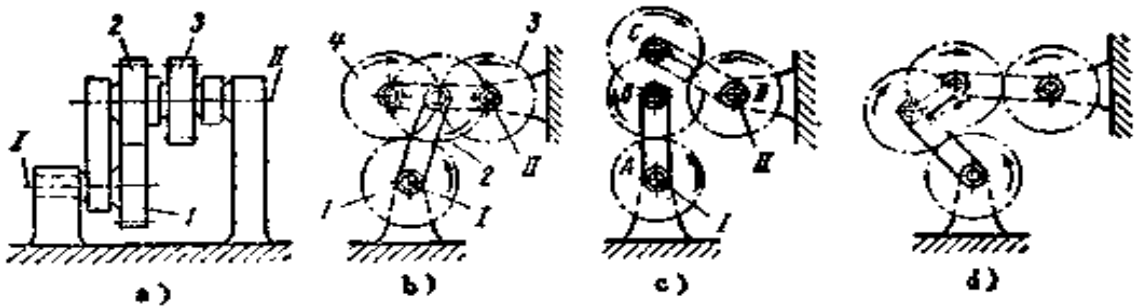


图 3-239

位于齿轮 2 的节圆内或节圆外，则轮 3 按一个方向或另一相反方向旋转。I—主动轴。

摆杆 CD 和连杆 BC 的角速度，根据四铰链机构确定。

$$\omega_2 = \omega_{BC} = \omega_1 u_{21}^{AB} + \omega_{AB} (1 - u_{21}^{AB}) ; u_{21}^{AB} = -\frac{z_1}{z_2}$$

$$\omega_4 = \omega_2 ; \omega_4 = \omega_3 u_{43}^{CD} + \omega_{DC} (1 - u_{43}^{CD})$$

$$u_{43}^{CD} = -\frac{z_3}{z_4}$$

$$\omega_5 = [\omega_1 u_{21}^{AB} + \omega_{AB} (1 - u_{21}^{AB}) - \omega_{DC} (1 - u_{43}^{CD})] \frac{1}{u_{43}^{CD}}$$

图3·240 “瑞姆式传动”。从动件Ⅱ的运动特性取决于连杆1的力臂尺寸和齿轮的传动比。若 $z_1/z_2 = a$ ，其中 a ——取整数，则位移曲线的周期等于主动齿轮 z_1 转 a 转的时间 t 。I——主动轴。

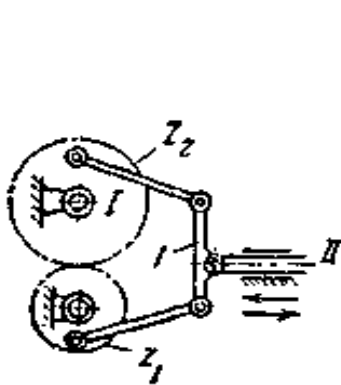


图 3·240

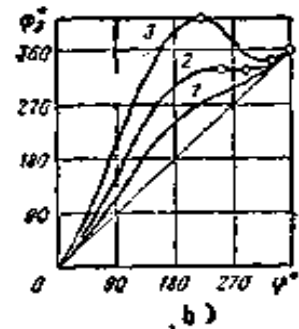
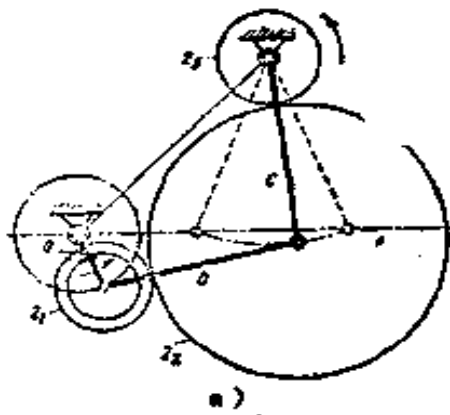


图 3·241

图3·241 齿轮-连杆组合机构，用于实现从动件的复杂运动规律。相对于偏心轴线旋转的主动齿轮 z_1 ，通过四杆机构摆杆上的齿轮 z_2 ，带动齿轮传动的从动轮 z_3 （图3·241 a）。适当选择四杆机构的杆件尺寸和齿轮齿数（图3·241b），可以得到齿轮 z_3 的不同运动特性：按给定的不均匀性连续旋转（曲线1）；带有停歇的运动（曲线2）；旋转中带有局部返回的运动（曲线3）。

图3·242 齿轮-连杆差速器。若是给定轮1的角速度 ω_1 和杆件 a 的角速度 ω_a 。（具有两个自由度系统），需要求出 ω_4 ，则可将该机构看成带有转臂 a 和 c 及齿轮2和3的两个差速传动，

故有
$$u_{21}^a = \frac{\omega_2 - \omega_a}{\omega_1 - \omega_a} = -\frac{z_1}{z_2}$$

$$u_{43}^c = \frac{\omega_4 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = -\frac{z_3}{z_4}$$

和
$$u_{32}^b = \frac{\omega_3 - \omega_b}{\omega_2 - \omega_b} = -\frac{z_2}{z_3}$$

因而

$$\omega_4 = \omega_1 u_{21}^a u_{32}^b u_{43}^c + \omega_a [(1 - u_{21}^a) u_{32}^b u_{43}^c + (1 - u_{32}^b) u_{43}^c u_{ba} + (1 - u_{43}^c) u_{ca}]$$

式中 $u_{b_0} = \omega_b/\omega_a$ 和 $u_{c_0} = \omega_c/\omega_a$ ——四铰链机构已知的传动函数。
 假若齿轮 z_1 跟曲柄联锁 ($\omega_1 = \omega_a$)，则

$$\omega_4 = \omega_a [u_{3_2}^b u_{4_3}^c + (1 - u_{3_2}^b) u_{4_3}^c u_{b_0} + (1 - u_{4_3}^c) u_{c_0}]$$

图3·243 凸轮-行星机构。在三杆行星机构的转臂1上，对于凸轮机构的摆杆2和实现行星运动的齿轮3，设置有公共轴线。滚子5沿固定不动的凸轮滚转，而齿轮3跟从动轮4啮合。若滚子沿凸轮的圆柱表面滚动，则从动轮以跟转臂一样的角速度旋转。当滚子沿半径矢量变化的轮廓滚动时，带有轮3的摆杆则得到绕自身轴线的附加回转。齿轮4的运动为两个旋转的合成。若主动轴等速旋转，改变凸轮轮廓，则可得到从动件极其多样的运动规律。

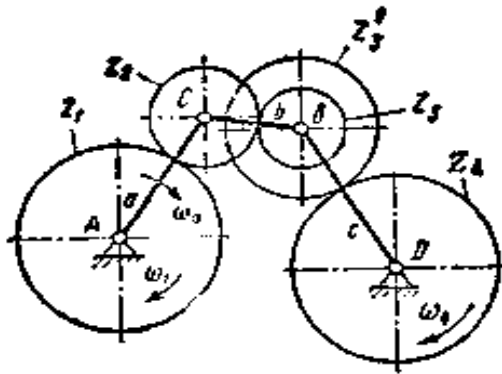


图 3-242

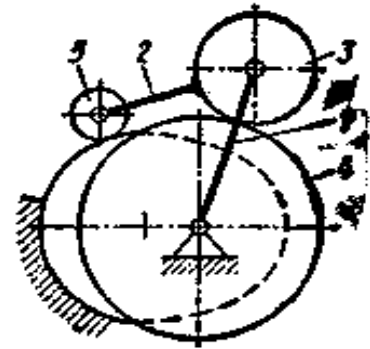


图 3-243

图3·244 凸轮-行星机构：

a) —— 差速器的主动轮 z_1 以定速旋转。在行星轮 z_2-z_2' 的轴上固定有凸轮5，凸轮5跟其轴固定不动的滚子6相互作用。凸轮的轮廓决定了差速器转臂4的运动规律，因而从动轮 z_3 可按要求的规律（特别是具有周期停歇的）运动。

b) —— 当行星传动的主动转臂3运动时，固定在行星轮 z_2 轴线上的凸轮5作用于滚子6，带动从动摆杆4按相应的规律运动。

图3·245 在三杆行星机构的转臂3上，设有行星轮 z_2 和凸轮机构的摆杆的公共轴线，摆杆上的滚子4沿固定不动的凸轮5滚转。

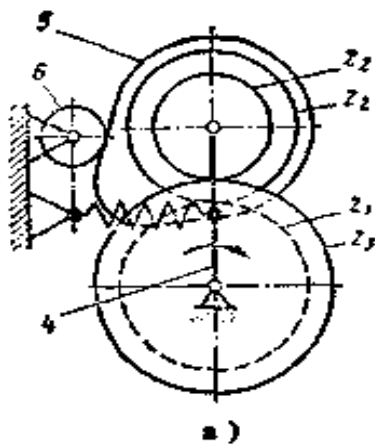


图 3-244

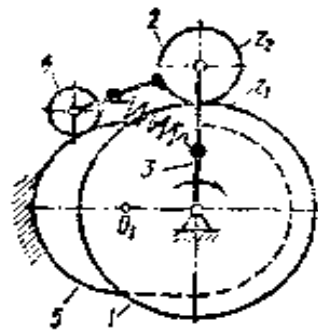
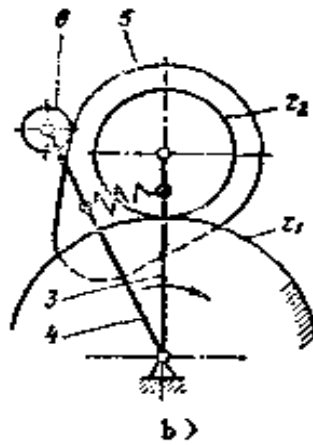


图 3-245

当滚子沿圆心为 o_1 的圆柱轮廓部分滚动时， $\omega_1 = \omega_3$ 。在凸轮轮廓半径矢量变化的相角范围内，行星轮 z_2 得到绕自身轴线的附加运动，并且将两个旋转合成就为从动轮 z_1 的运动。

图3-246 磨床和抛光机用的振摆传动装置。主动轴上固定有齿轮2和跟杆3连接的偏心轮。齿轮2与齿轮1啮合。齿轮1的轴上也固定有跟杆5连接的偏心轮。杆3同杆5铰链连接于A点。杆5与加工工具（图中的圆盘4）固定在B点。齿轮2和1的齿数都是质数。齿轮2转过的转数等于齿轮1的齿数时，加工工具完成一个运动循环。

图3-247 从动轴非等速旋转的机构。指销2与指销上的齿轮 z_1 一起固定在带轮1的轮缘上。齿轮 z_1 通过齿轮 z_2 、 z_3 和 z_4 带动齿轮 z_5 。齿轮 z_2 、 z_3 和 z_4 的转轴都装在连杆3上。齿轮 z_3 和 z_4 之

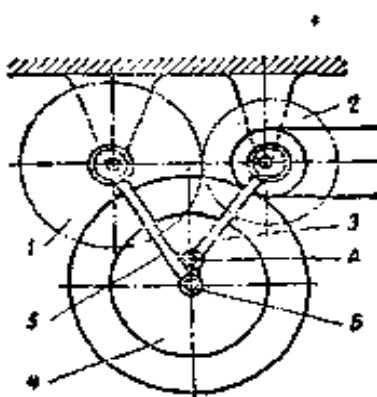


图 3-246

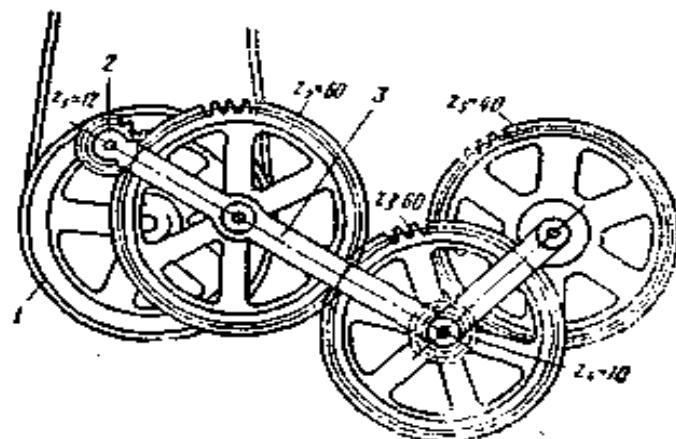


图 3-247

间刚性连接。

图3·248 “罗百尔”机构。外齿圈 z_2 装在主动偏心轮上。固定在齿轮 z_2 上的销子，能在框架3的槽内滑动。框架3相对于偏心轮轮毂移动，并用固定销子4防止其旋转，即它只能作平移运动。因此，齿轮 z_1 节圆上的速度等于偏心轮中心 o 的速度。齿数差很小时，可以得到很大传动比：

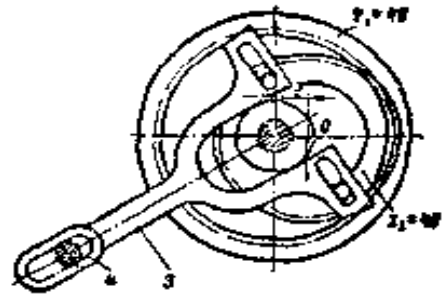


图 3·248

$$\omega_{1,0} = \frac{n_1}{n_0} = \frac{e}{r_1} = \frac{z_1 - z_2}{z_1}$$

图3·249 导杆-齿条式齿轮机构。该机构能够使固定不变的速度和按正弦规律变化的速度合成。固定不变的速度由齿轮付 z_3 和 z_6 传给周转传动的中心轮 z_5 ；按正弦规律变化的速度，由带有曲柄2的正弦机构1、2、9，通过齿条9和齿轮10传给转臂4。

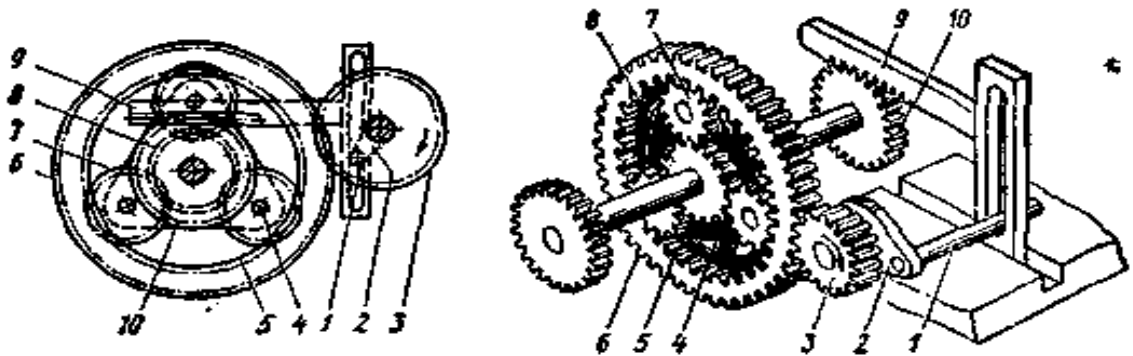


图 3·249

最终的运动，通过齿轮 z_7 传给中心轮 z_8 。这种机构用在加工凸轮的靠模机床上，凸轮的轮廓使从动件产生正弦运动规律，但要相应地计算齿轮和正弦机构曲柄半径，左图是机构的运动简图。

图3·250 偏心轮-齿条式机构。该机构能够合成速度不变的运动和带旋转导杆的导杆机构产生的运动。齿条2固定不动时，齿轮4得到相对飞轮1的角速度 ω_1 。由于齿条2放在飞轮的槽3内，并藉助于连杆5与固定偏心轮6连接，当飞轮旋转时齿

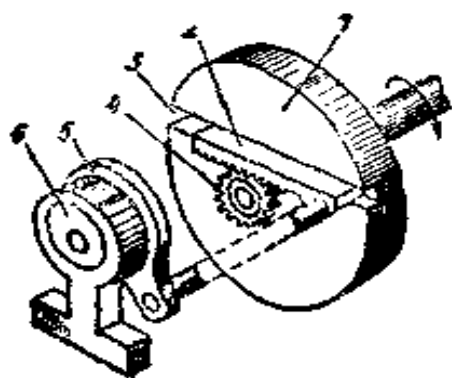


图 3-250

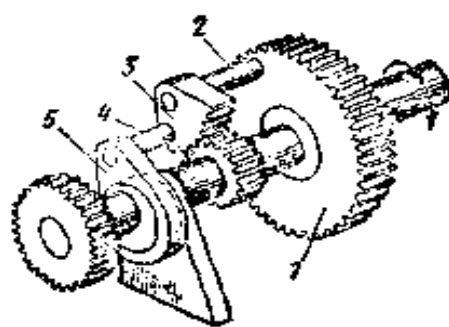


图 3-251

条得到相对移动。由导杆机构中滑块的相对速度决定的角速度，合入不变的速度中。

图3-251 偏心-扇形轮式齿轮机构，工作情况与图3-250机构相似。该机构可以合成齿轮1的不变速度和双曲柄四杆机构2、3、4、5中连杆5对齿轮1的变化速度。

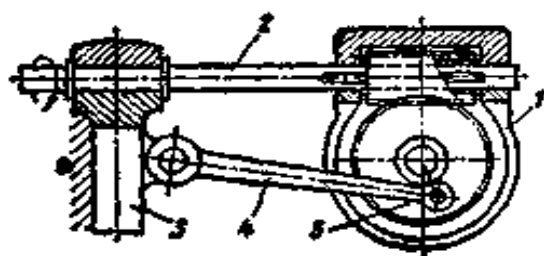


图 3-252

图3-252 带动滑座直线往复运动的机构。主动轴2与蜗杆用滑键连接。旋转蜗轮5用连杆4跟机架3连接。主动轴2旋转时，蜗轮5带动箱体1运动。箱体的运动速度是变化的。

图3-253 拉制变节距特种槽的机构。丝杠1旋转时，拖板4向左移动。由于螺旋线齿轮3沿相啮合的齿条2滚动，固定在拖板上的工件得到速度变化的附加旋转（这时拖板速度不变）。螺旋线轮就是轮齿相对于图纸平面偏移了的螺旋齿轮。

图3-254 带有导杆机构的减速器。主动轴2和从动轴5（图3-254 a）的轴线偏移 e 。在主动轴2的端面上，沿径向对称地固定有两个相距为 $2e$ 的销子1，其上装有滑块4。在从动轴5的盘3端面上（图3-254 b），制出滑槽，滑块4在滑槽内沿其特殊导轨6滑动。减速器传动比等于2。

图3-255 带有行星传动的马尔他机构。主动转臂1和钩环2（图3-255a），支承着滚销3带动槽盘4使其作间歇运动。齿轮

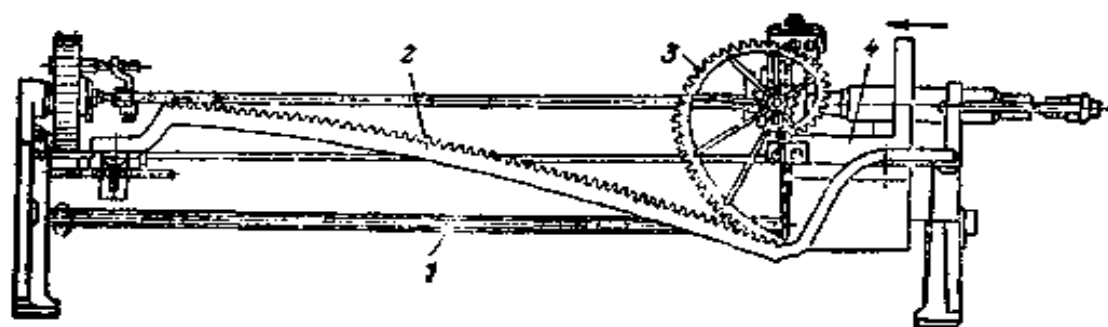


图 3-253

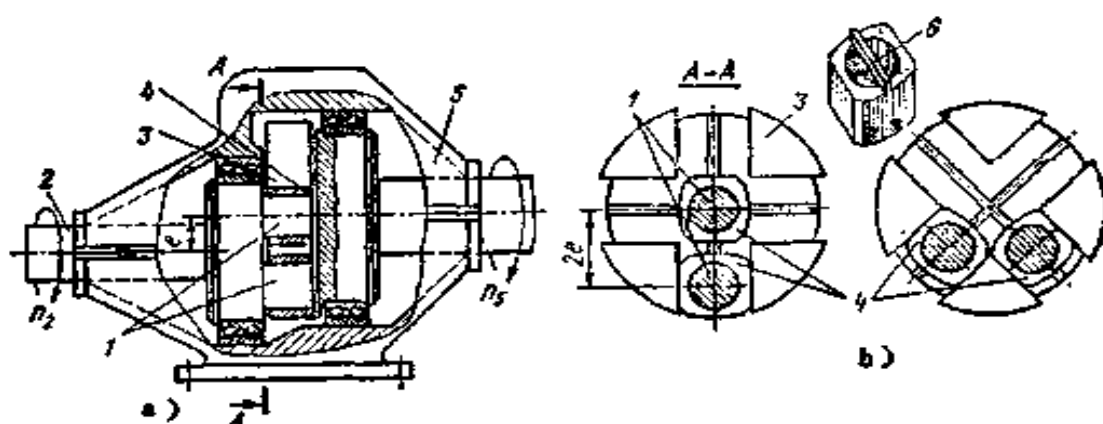


图 3-254

5 跟轴 A 相连，并与轮 6 一起沿固定不动齿轮 7 滚转。

若槽盘槽数为 n (图 3-255 b)，则 $\frac{z_7}{z_5} = \frac{2n}{n-2}$ 。必须使

$R + r = B \sin \frac{\pi}{n}$ 和滚销半径小于它进入槽内瞬间的轨迹曲率半径。图 3-255 a) 简图较一般的马尔他机构，能极大地降低 ω_{\max} 和 e_{\max} (对于四槽槽盘，可分别降到 40% 和 47%)，并能极大地降低滚销作用在槽上的压力 P_{\max} 、平均力矩和需用功率。若采用内啮合的简图 (图 3-255 c)，则更为有利。

该机构简图在 $n < 6$ 时应用比较合适。

图 3-255 a) 示出机构的结构装置。

图 3-256 换向的双速马尔他机构，由传动比 2 : 1 的齿轮传动和马尔他槽盘组成。机构的主动件是固定在曲柄 7 上的齿轮 1，从动件是带有三个相距 60° 分布槽的马尔他槽盘 5。

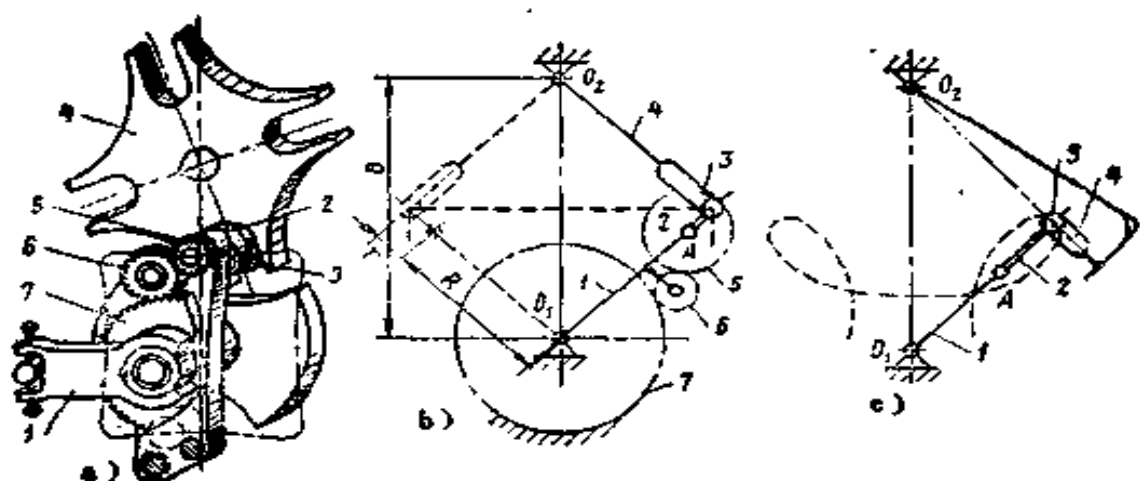


图 3·255

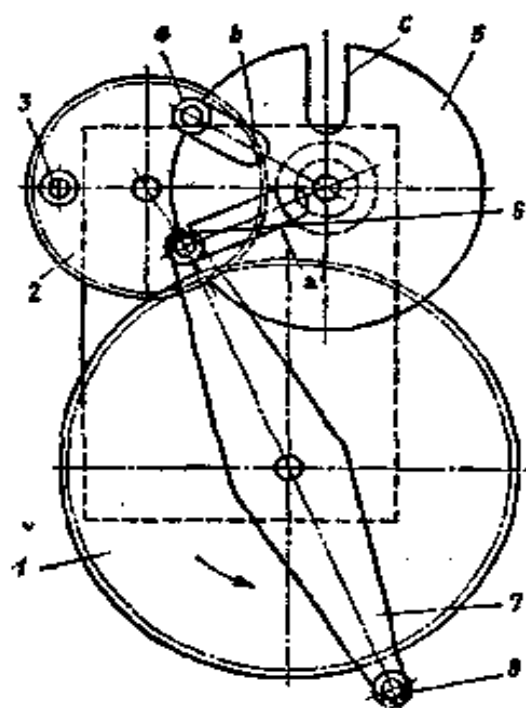


图 3·256

若图中所示的机构位置，是起始位置和齿轮 1 逆时针旋转，则可得到下述运动循环：曲柄 7 的滚子 6 由槽盘 5 的槽 a 退出，而齿轮 2 的滚子 4 和 3 相继进入槽盘 5 的槽 b 和 c 中，槽盘两次转动 60° ，此时轮 2 转过 240° ，而轮 1 转过 120° 。下一个运动周期，曲柄 7 的滚子 8 将进入槽 a 中，槽盘 5 又转到初始位置，其速度比正行程时大一倍。

图3·257 板坯机的翻钢机。

齿条 7 由连杆 5 上的齿轮 6 和与驱动齿轮 9 相连的齿条 8 带动，而连杆 5 则由电动机 1 通过减速器 2 和曲柄滑块机构 3—4 带动。在板坯翻转时，齿轮 6 中心应赶上齿条 8，这时翻钢机齿爪 10 抬起并翻转板坯。

翻钢机齿条机构的运动简图见图右部。

图3·258 差动齿条传动的翻钢机。初轧机（开坯机）的翻钢机和操纵装置（图上未画出）协同工作。翻钢机的任务是将钢锭在垂直于轧制线的方向上移动。该机构中，电动机 1 通过齿轮

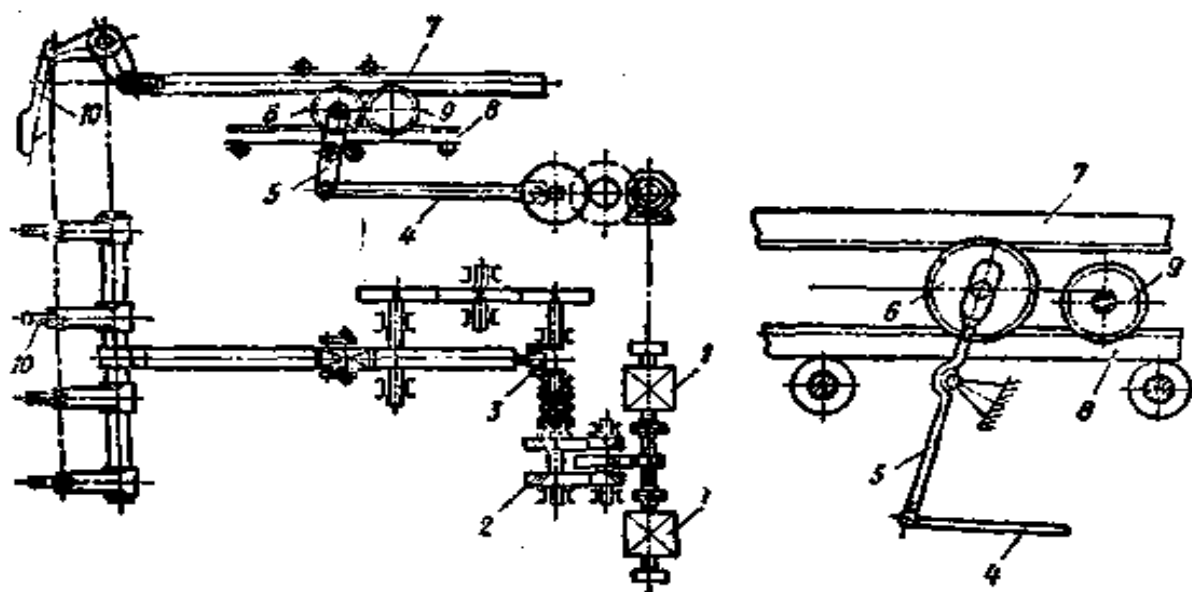


图 3-257

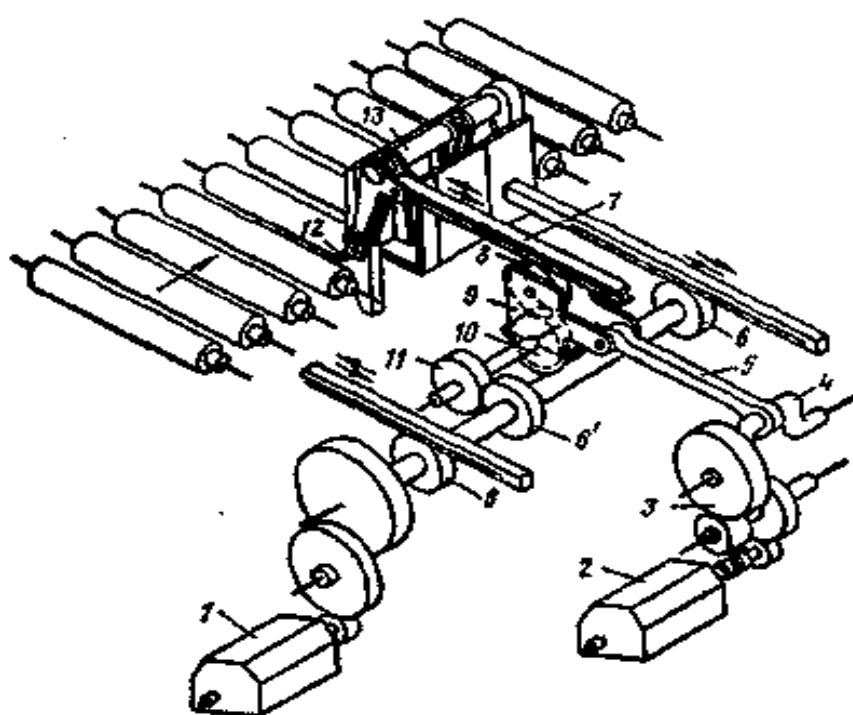


图 3-258

6 带动操纵器，此时整个系统将得到直移运动。如果钢锭必须翻动，则可接通电动机 2，通过减速器 3 和曲柄摇杆机构 4—5—9，带动齿条机构的齿轮 8 和齿条 7，从而使操纵器轴 13 上的钩 12 上升或放下。因此，在夹圈 9 静止时，钩 12 同样静止。10 和 11 是中间齿轮；齿轮 6、6'、11 和 10 的齿数是相同的。

第4章 凸轮机构

凸轮机构概述

在设计机器时，应根据机器工作时必须重演的程序，来选择组成机器的各种机构的类型或一个机构的型式。也就是说，选择的机构应能使从动构件按给定的规律运动。

在许多情况下，从动构件的速度或加速度的变化规律没有什么很大的意义，而重要的只是在于从动构件能重演一定大小的行程。例如在热力发动机的工作机构里（活塞应具有一定大小的行程），在牛头刨床、印刷机械等机器中就是这样。在这些情况下，选择机构的型式和确定它的尺寸都不会发生什么困难，并且可以采用低副机构，如采用曲柄滑块机构、导杆机构、铰链四杆机构等等。

但是在有些情况下，当从动构件的位移、速度和加速度应按预先给定的规律变化时，尤其是当主动构件连续运动而要求从动构件有暂时停歇时，最简单的解决办法就是采用凸轮机构。

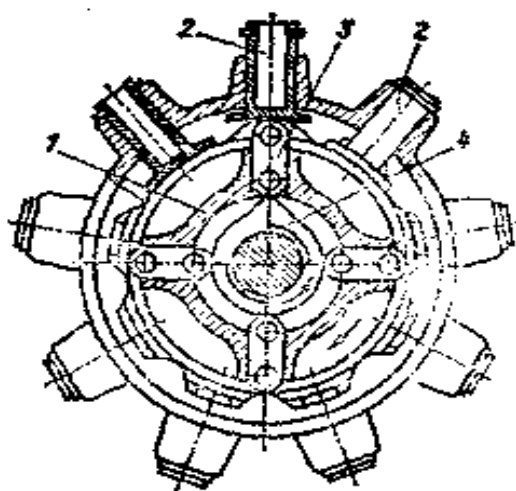


图 4-1

例如图 4-1 所示的凸轮机构为九缸星形发动机燃油泵活塞的传动机构。活塞 2 由装在发动机曲轴上的凸轮 4 带动。凸轮推动转动圆环 1 上的推杆 3，圆环 1 和凸轮的转向相反，其转速等于凸轮转速的 $1/8$ 。在这样的条件下，凸轮转过 720° 时，带有推杆的圆环在相反的方向相应转过 90° 。因而凸轮在转动两周之内就使所

有的九个活塞轮流移动一次，并在圆环转过 90° 时，凸轮回到原来位置。喷油顺序为：1、3、5、7、9、2、4、6、8(数字表示油缸的序号)。

如果推杆的运动副元素与凸轮的变矢径部分接触，则凸轮就会把运动传给推杆。若凸轮廓线的某一部分是用和转动轴同心的圆弧做成，则当推杆的运动副元素在与该段圆弧轮廓接触时，从动构件将停止不动。

由于凸轮廓线矢径的变化规律选得不同，从动构件可得到各种各样的运动组合。凸轮机构的各种型式列举于下。

在分析凸轮机构时，需按已知的凸轮廓线和机构的尺寸来确定从动构件的运动规律。而在凸轮机构的综合过程中，则必须根据运动规律来选择机构的尺寸和确定凸轮廓线的画法。

在研究凸轮机构和求凸轮廓线时，为了简化计算起见，大多应用反转法。即对整个机构加一个与凸轮的角速度大小相等而方向相反的角速度，这时，凸轮变成不动，而推杆则绕凸轮轴转动(凸轮和推杆间的相对运动不变)。

图4·2 所示为确定推杆2运动规律的方法。这个方法就是把推杆和导轨看作一起以顺时针向转动，而实际上作逆时针向转动

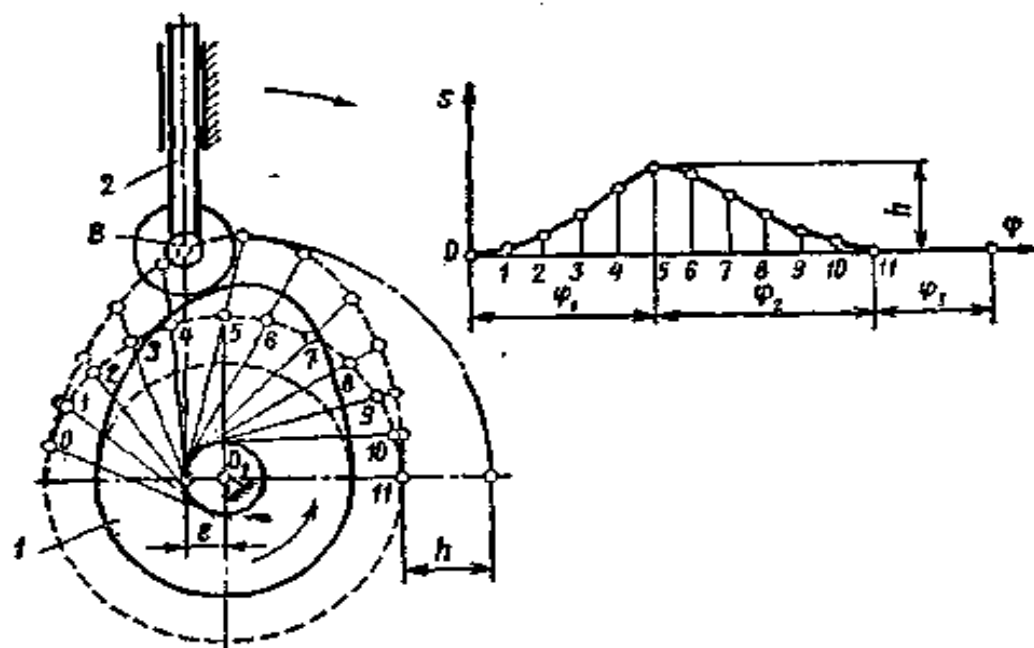


图 4·2

的凸轮 1 则被看成是不动的。滚子中心 B 相对于凸轮（滚子中心轨迹的等距曲线）运动时，轨迹上的各个位置用小圆圈标出（这些小圆圈未标出数字）。

设计凸轮机构时，可以给定下列条件：

- 1) 相角（凸轮转角）和从动构件的运动规律；
- 2) 相角和每一相位范围内的总位移，而每一相位内，从动构件的运动规律可以任意选取。

第二组条件中，从动构件的运动规律通常采用下列规律之一。

a. 抛物线运动规律（图4·3和4·4）。各段上的加速度保持不变，速度按直线变化，而位移 s 按抛物线变化。

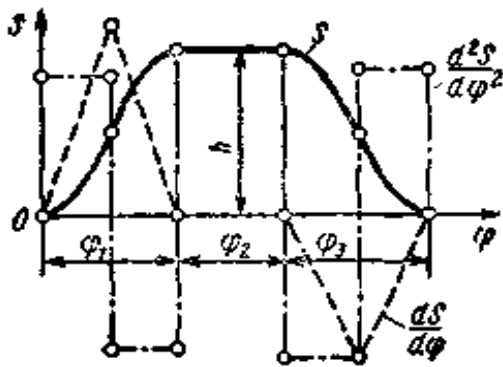


图 4·3

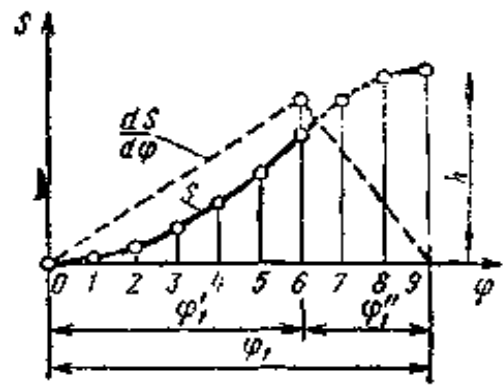


图 4·4

对于不对称运动规律（见图4·4），在相角 φ_1 的第一部分 φ'_1 内：

$$s = \frac{2h(1+k_1)}{k_1\varphi_1^2} \cdot \frac{\varphi^2}{2} \quad 0 < \varphi < \varphi'_1$$

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{2h(1+k_1)}{k_1\varphi_1^2} \varphi \quad 0 < \varphi < \varphi'_1$$

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{2h(1+k_1)}{k_1\varphi_1^2} \quad 0 < \varphi < \varphi'_1$$

$$k_1 = \frac{\varphi'_1}{\varphi''_1} \quad \varphi'_1 + \varphi''_1 = \varphi_1$$

式中 s —— 位移；

h ——从动构件的总行程（线位移或角位移）；

φ_1 ——相角。

在对称运动规律（图4·3）时， $k_1 = 1$ 。

抛物线运动规律的加速度曲线上有间断点，因而凸轮机构在工作过程中将引起“软冲”（瞬时附加力）。

b. 正弦运动规律（图4·5）

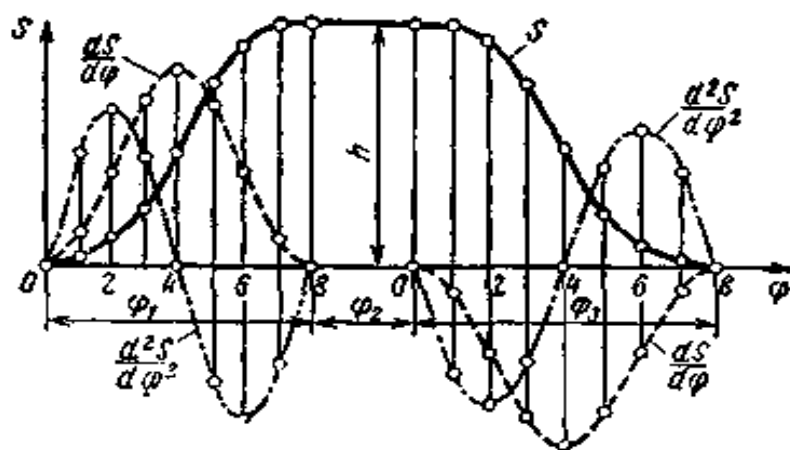


图 4·5

$$s = h \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\varphi_1} \varphi \right)$$

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{h}{\varphi_1} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{\varphi_1} \varphi \right)$$

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{2h\pi}{\varphi_1^2} \sin \frac{2\pi}{\varphi_1} \varphi$$

c. 余弦运动规律（图4·6）。如果加速度曲线对称，则有

$$s = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\varphi_1} \varphi \right)$$

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{h}{2} \cdot \frac{\pi}{\varphi_1} \sin \frac{\pi}{\varphi_1} \varphi$$

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{h\pi^2}{2\varphi_1^2} \cos \frac{\pi}{\varphi_1} \varphi$$

可以作出相对于相角中点不对称的加速度曲线，这个曲线将与图4·6所示的曲线不同。

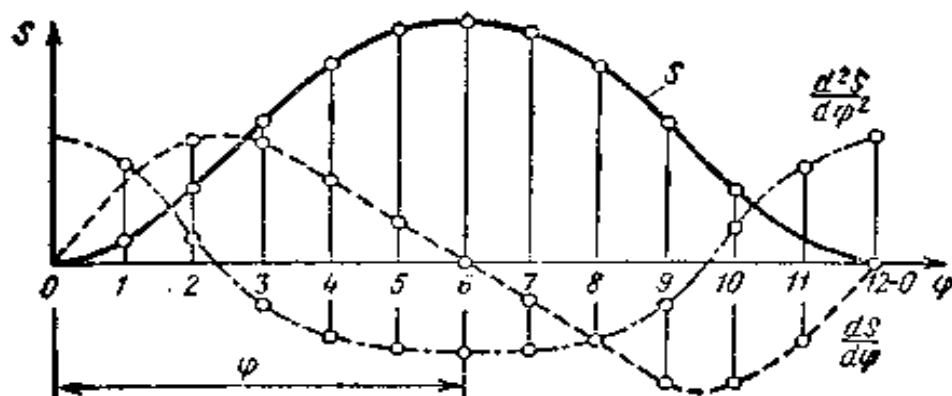


图 4.6

对于上述三种运动规律,若它们的相角和行程均分别相等,则各从动构件的最大加速度 $a = \omega^2 \frac{d^2s}{d\varphi^2}$ 的比值为

$$1 : \frac{\pi}{2} : \frac{\pi^2}{8} = 1 : 1.57 : 1.23$$

由于正弦运动规律的加速度曲线没有间断点,同时构件上受到的动应力为最小,所以,与其它运动规律相比,应优先采用正弦规律。

d. **梯形运动规律** (图4.7)。加速度曲线是由几段直线组成的。速度曲线是由直线和与之共轭的简单抛物线组成的。而位移曲线则是由共轭的简单抛物线(2和5)与立方抛物线(1、3、4和6)组成的。

e. **直线运动规律** (图4.8)。常常需要从动构件在某一段上能重演等速运动。这时,绘制凸轮廓线的各段曲线不互相共轭,于是机构有冲击。为了避免冲击,应加作过渡曲线。常采用上列几种运动规律曲线中之一种作为过渡段的加速度变化曲线。如果采用正弦运动规律,则可得到在过渡阶段内的行程:

$$s = \frac{\varphi' v_{\max}}{2\omega} \left(\frac{\varphi}{\varphi'} - \frac{1}{\pi} \sin \frac{\pi}{\varphi'} \varphi \right)$$

式中 ω ——凸轮转动的角速度。

线图上的点 a、b、e 和 d 是运动规律各段曲线的共轭点。

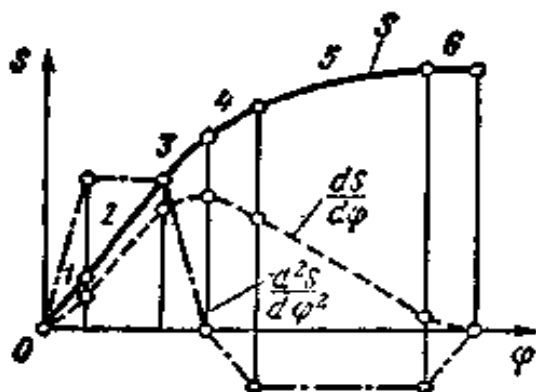


图 4-7

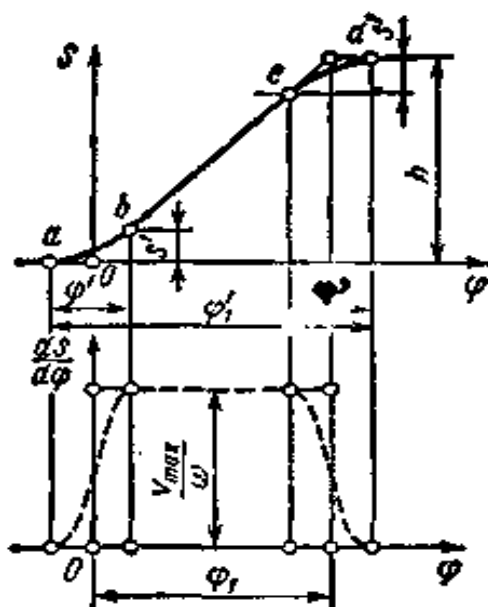


图 4-8

φ' 的数值应根据 $\alpha_{\max} = \omega^2 \frac{d^2s}{d\varphi^2}$ 不超出给定范围的条件来选取。

凸轮机构尺寸的选择

在凸轮廓线上不应当有奇异点，换句话说，就是在凸轮廓线上不应当有相交于奇异点 1 的干涉段（图 4-9）。对于以外圆柱表面作为从动构件上运动副元素（例如滚子或犁形头的表面）的平面凸轮机构来说，如果在机构的任何位置，滚子中心（犁形头弧的曲率中心）相对于凸轮的相对运动轨迹的曲率半径 R_{cp} 都比滚子（犁形头弧）的半径大，那么就不会有奇异点。适当选择滚子半径的大小，有可能满足这个条件。在从动构件表面的曲率等于零（平底推杆）时，则必须确定凸轮廓线的最小矢径。



图 4-9

若为平底摆动从动件，则凸轮的最小半径 R_{\min} （图 4-10）应由下列不等式确定

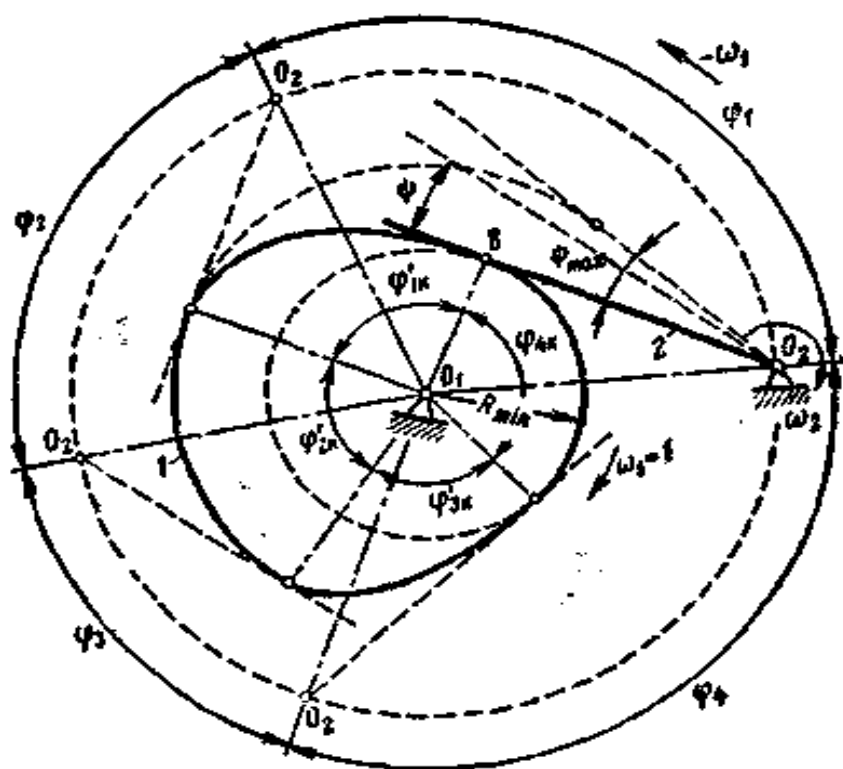


图 4-10

$$R_{\min} \geq -L_{O_1O_2} \frac{\sin \psi + \frac{e}{ab} \cos \psi}{\sqrt{1 + \left(\frac{e}{ab}\right)^2}} \quad (4.1)$$

式中 $L_{O_1O_2}$ ——中心距，
 ψ ——摆杆的转角；
 e ——摆杆的角加速度；
 $a = \omega_1 - 2\omega_2$ ；
 $b = \omega_1 - \omega_2$ ；
 ω_2 ——摆杆的角速度。

所有各量均应符合下面这个关系：

$$\psi = f(\varphi)$$

在确定 R_{\min} 时，若取凸轮的角速度 $\omega_1 = 1$ ，则采用下述图解法是适宜的。

按给定的摆杆运动规律作出线图：

$$e = \frac{d^2 \psi}{d\varphi^2} \omega_1^2 = f_2(\varphi) \ominus$$

$$\omega_2 = \frac{d\psi}{d\varphi} \omega_1 = f_1(\varphi) \ominus$$

$$\psi = f(\varphi) \ominus$$

然后,以边长 $c = \omega_1/k_{\omega_1}$ 作一正方形 (图4·11), 而在正方形边的延长线上作出垂直于它们的线段:

$$d = \frac{\omega_2}{k_{\omega_2}}; \quad 2d \text{ 和 } f = \frac{\varepsilon}{k_\varepsilon}$$

式中 $k_{\omega_1} = k_{\omega_2} = \frac{1}{c}$ —— 凸轮的角速度 $\omega_1 = 1$ 时, 凸轮 1 和摆杆 2 的角速度比例尺。

$$k_\varepsilon = \frac{1}{c} \text{ —— 摆杆 2 的角加速度比例尺。}$$

将Q点与极点P连接, 并根据与线段d的端点相当的S点, 按比例分割线段QP, 可得到T点。

再根据线段f, 按比例分割垂直线TG, 可得到H点, 并相应得到直线PHL以及它的倾角 Ω 。

从相似三角形QFP、TSP以及LNP、HGP中得到

$$\operatorname{tg} \Omega = \frac{\varepsilon}{ab} = \frac{y}{c} = f_3(\varphi) \ominus$$

把得到的 ε/ab 值代入公式(4·1), 则

$$R_{\min} \geq -L_{O_1O_2} \sin[(\psi + \Omega)_{\min}]$$

最小值 $(\psi + \Omega)_{\min}$ 可用线图 $\Omega = f_4(\varphi) \ominus$ 和 $\psi = f(\varphi)$ 叠加的方

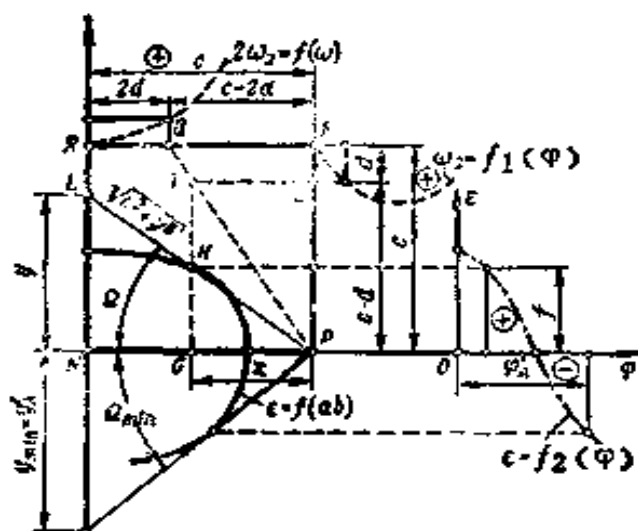


图 4·11

⊖ e 、 ω_2 、 ψ 均为 φ 的函数, 但各函数并不相同, 故译文改写作: $e = f_2(\varphi)$, $\omega_2 = f_1(\varphi)$, $\psi = f(\varphi)$ 。

⊖ 原文为 $\operatorname{tg} \Omega = \frac{\varepsilon}{ab}$, 因线图 $\Omega = f(\varphi)$ 的作法中 (图4·12) 运用到 $\operatorname{tg} \Omega$ 与 y 的关系, 故补写成上式; 另外, ⊖的理由已改写成 $\operatorname{tg} \Omega = f_3(\varphi)$, $\Omega = f_4(\varphi)$ 。

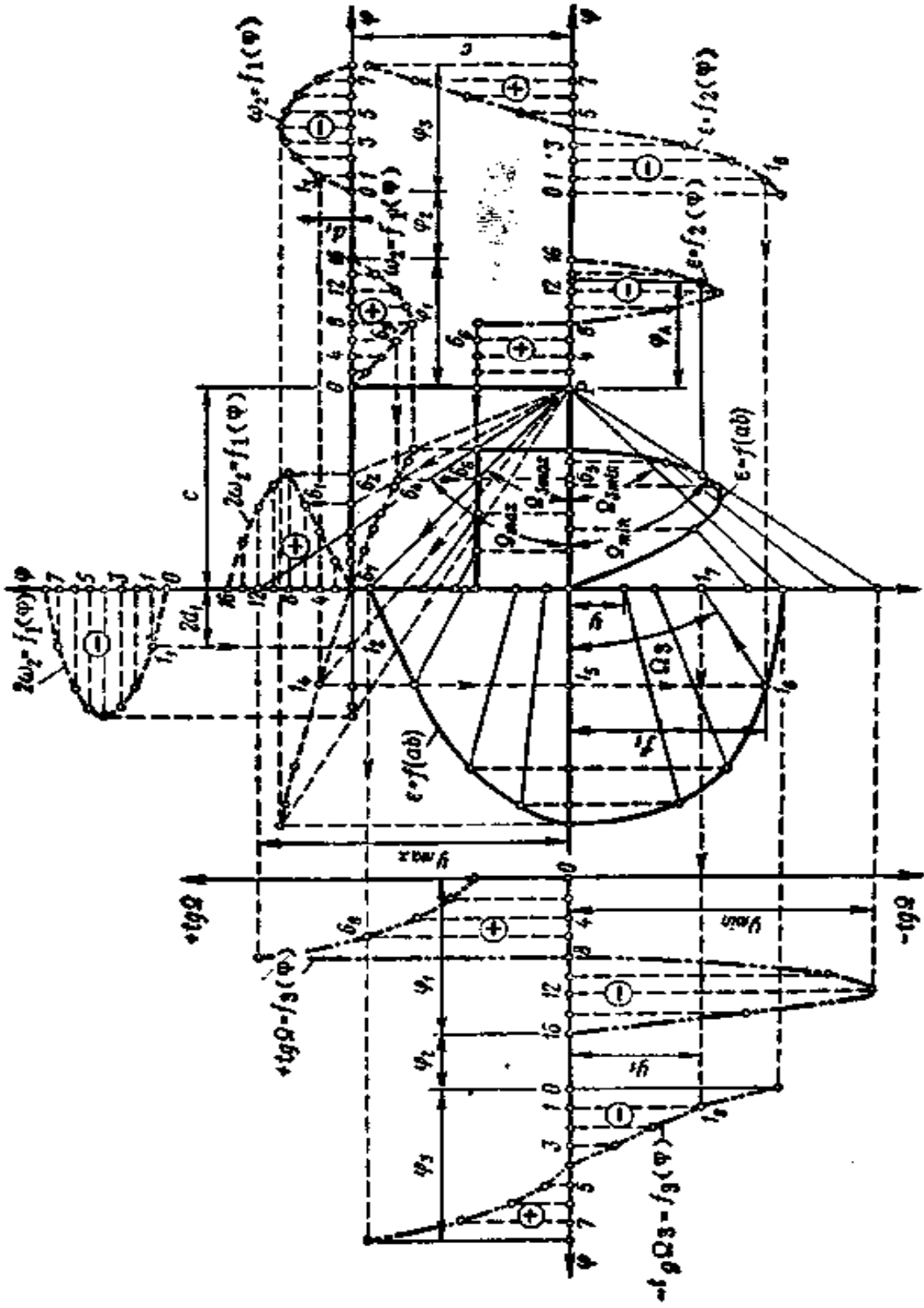


图 4·12⊖

⊖ 图中 $tg\Omega = f(\varphi)$ 改为 $tg\Omega = f_g(\varphi)$; $\omega_2 = f(\varphi)$ 改为 $\omega_2 = f_1(\varphi)$; $e = f(\varphi)$ 改为 $e = f_2(\varphi)$, 理由同 303 页注 ⊖, 注 ⊖。

法来确定。为此，必须作出摆杆在整个运动周期中的这两个线图（图4·12）。

对于图4·12所示摆杆的常用运动规律 $\psi = f(\varphi)$ ，其最小值 $(\psi + \Omega)_{\min}$ 是在曲线上11和12点之间相应于凸轮的转角 φ_A 处（图4·13），故凸轮的最小半径

$$R_{\min} \geq -L_{O_1O_2} \sin[(\psi_A - \Omega)_{\min}]$$

得到正值。

但是，还不能排除求得的凸轮最小半径为负值的情况。如图4·15所示就是这种情况。在这里 $(\psi + \Omega)_{\min}$ 是在摆杆开始上升的一点，且为正值。从动构件为平底移动推杆的凸轮机构就属于这种情况。那时，在机构的所有位置上应使

$$s + \frac{d^2s}{d\varphi^2} > 0$$

图4·15上所示的曲线图

$$s_{\max} = 60 \text{ mm}$$

而

$$\left(\frac{d^2s}{d\varphi^2}\right)_{\max} = 46.2$$

如果是滚子从动件凸轮机构，则应加上补充条件，这就是：凸轮在任何一个位置时，压力角 θ 不超出给定值 θ_{\max} 。压力角就是

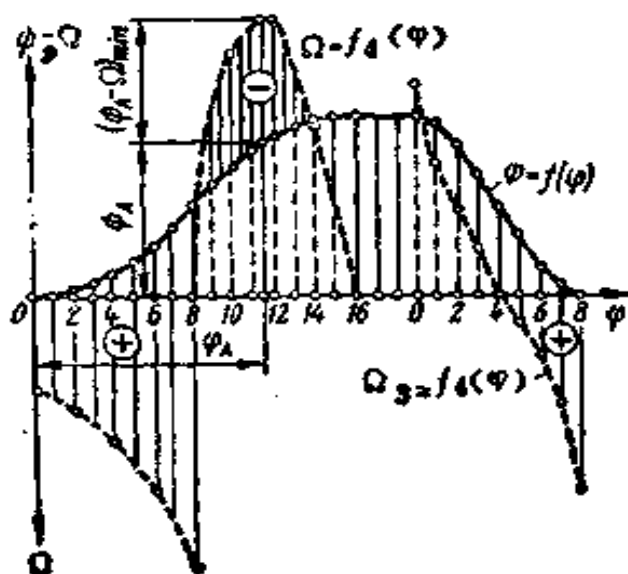


图 4·13

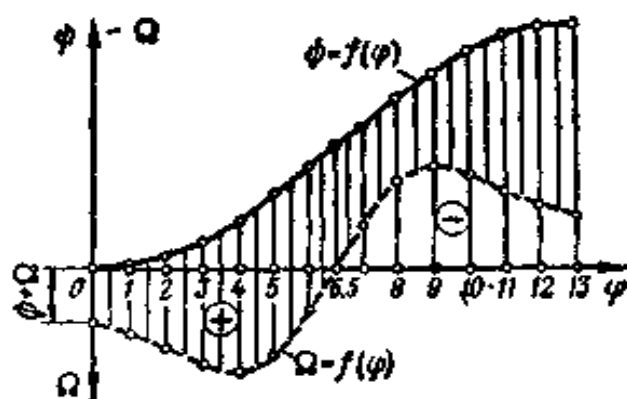


图 4·14

在凸轮的给定位置上，滚子中心的速度方向与廓线在该点的法线方向间的夹角。如果从动构件的运动规律已知，适当地选择等距曲线（滚子中心相对于凸轮运动的轨迹）的 R_{min} 就可满足这个条件。

今任意选择一点 O_2 作为摆杆的转动中心，按给定的运动规律作出摆杆的若干个位置。并按机构的比例尺沿摆杆的每一根位置线截取相应的值 $xk_1 = \frac{ds}{d\varphi} = l_{BO_2} \frac{d\psi}{d\varphi} \ominus$ （图4·16）。如果

$\omega_1/\omega_2 > 0$ ，则线段 x 应按机构的比例尺由滚子中心向摆杆转动中心的方向截取。如果 $\omega_1/\omega_2 < 0$ ，则向相反方向截取。过每一线段的端点作与相应的摆杆方向成 $90^\circ - \theta_{max}$ 的直线，并分别对相角 φ_1 和 φ_3 中的这些直线作出它们的包络线I和II。若把凸轮转动中心



图 4·15

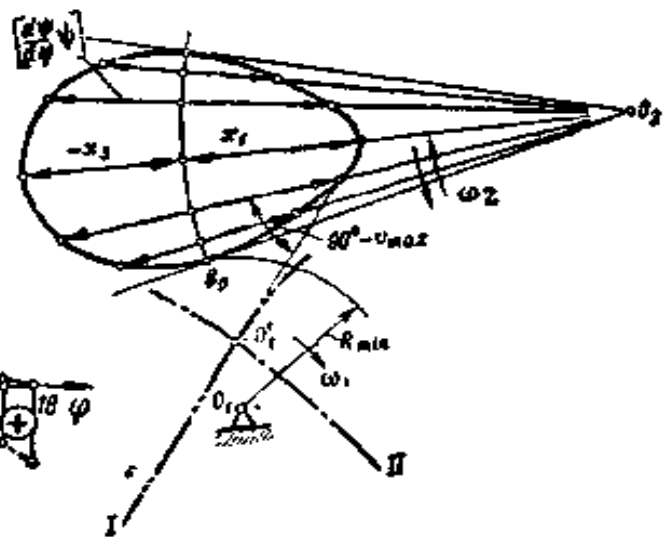


图 4·16

O_1 取在角度 $IO_1 II$ 的区域内，则所提出的条件可满足。通常，相应于 $\frac{ds_1}{d\varphi}$ 和 $\frac{ds_3}{d\varphi}$ 的最大值作两条夹角为 $90^\circ - \theta_{max}$ 的直线来代替包络线，并类似于上面所述的那样选取转动中心 O_1 ，已足够精确。如果是移动推杆，则各 x 线段是互相平行的（图4·17）。这时应该取切于曲线 $(\frac{ds}{d\varphi}, s)$ 的切线来代替包络线，该切线与水

⊖ 原文误为 $xK_1 = \frac{ds}{d\varphi} = \psi_{BO_2}$

平线的夹角为 $90^\circ - \theta_{\max}$ ，尺寸 e 与推杆轴线的偏置量相符， B_0 为滚子中心的最低位置。

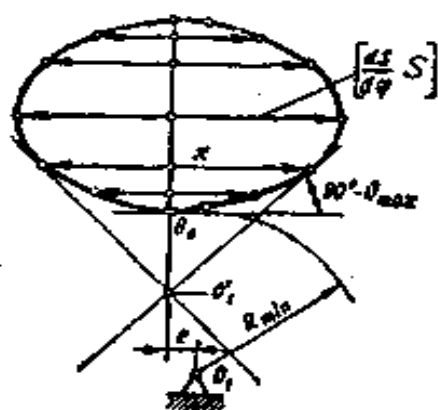


图 4-17

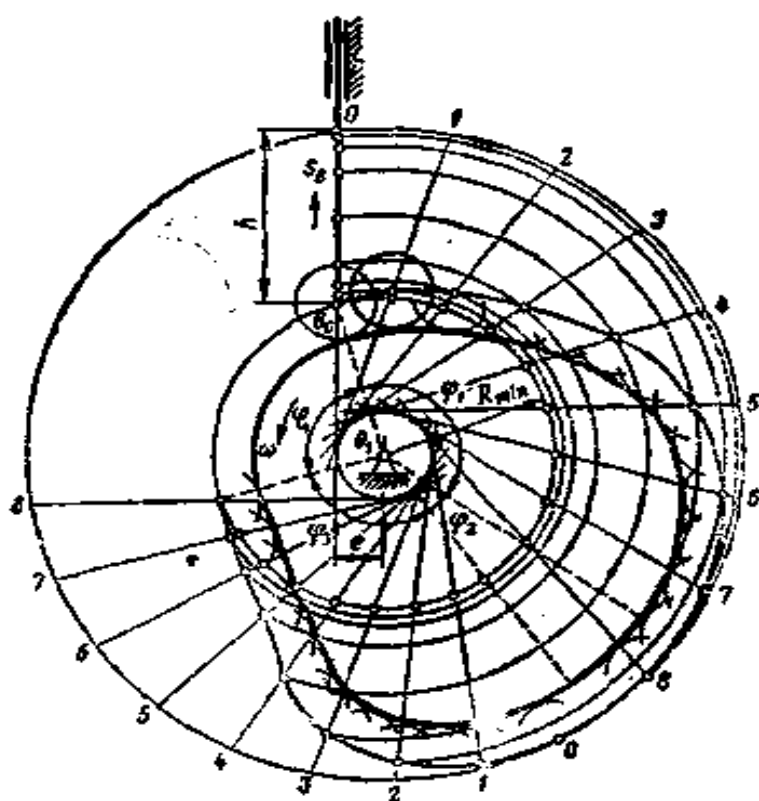


图 4-18

凸轮廓线的作法

偏置滚子移动从动件凸轮机构（图4-18）。 B —滚子中心； e —偏置距离； h —推杆行程。

作法选取 B_0 点作为滚子中心的最低位置。按照图 4-16，图 4-17 的画法确定凸轮转动中心的位置 O_1 。并以这点为中心，分别以 e 和 R_{\min} 为半径作圆。圆 e 的切线和圆 R_{\min} 相交于 B_0 点。以 B_0 点为起点沿此切线截取推杆的位移 S_B 和相应的以等间隔变化的凸轮转角 φ 。并在与此相角对应的 R_{\min} 的圆周上以选定的间隔数（图中为八个间隔）等分圆弧。过圆 R_{\min} 上的分点向圆 e 作切线，然后从圆 R_{\min} 起沿切线截取相应的位移值 s 。光滑地连接所求出的各点，就得到等距曲线。以等距曲线上的任意各点为圆心，用滚子半径作圆弧，这些圆弧的包络线就是凸轮廓线。

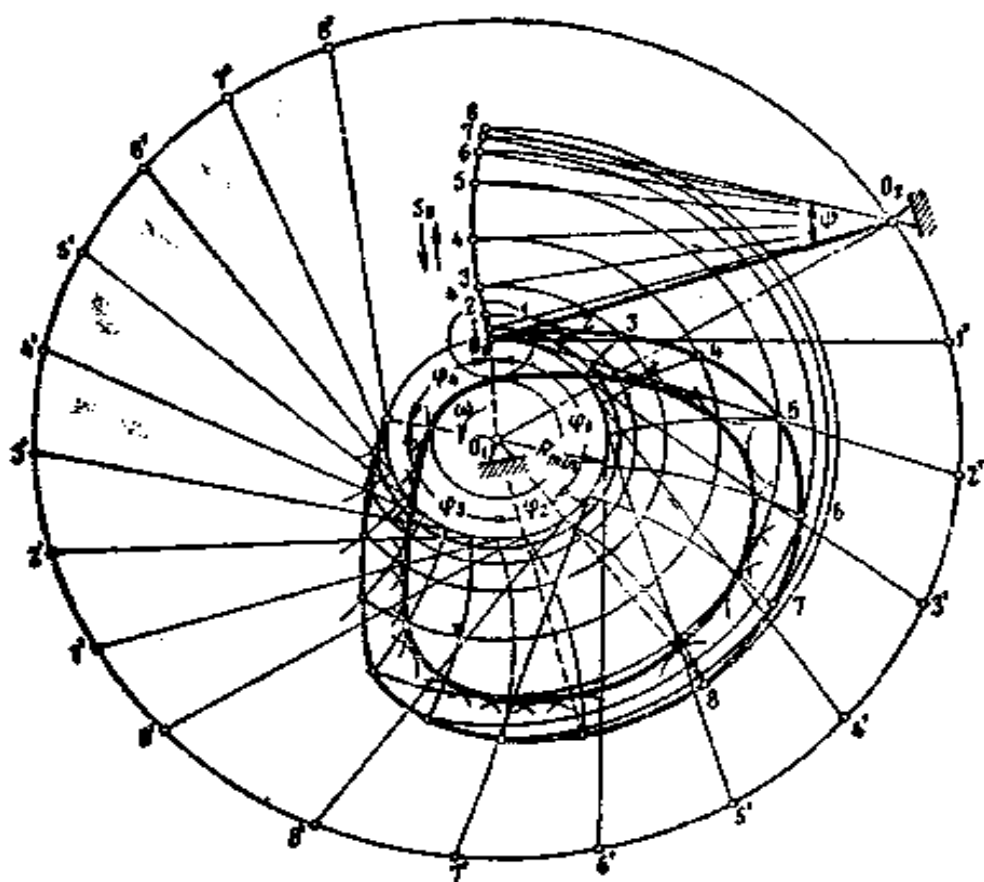


图 4·19

滚子摆动从动件凸轮机构（图4·19）。以 R_{min} 和 LO_1O_2 为半径画圆，并将半径为 LO_1O_2 的圆分成与相角成正比的几部分。以各部分的等分点 $1'$ 、 $2'$ 、 $3'$ ……等为圆心，以摆杆长 $l_{O_2B_0}$ 为半径画弧，并以 O_1 为圆心、通过滚子中心轨迹上的相应点画弧，这些圆弧两两对应相交，所得的交点 1 、 2 、 3 、……均在等距曲线上。再用前述方法求出凸轮廓线。

平底移动从动件凸轮机构（图4·20）。以半径 R_{min} 作圆，将圆分成与相角成正比的若干部分，再通过相弧上的每一个等分点作与中心 O_1 相连的射线。从 R_{min} 圆上起沿各射线截取相应的 s 值，并过这些截交点作各该射线的垂线，这些垂线的包络线就是凸轮的廓线（在图4·20中未画出包络线）。在图4·20上，根据同一个线图（见图4·15），相对于同一个转动轴线 O_1 ，作出了两个凸轮廓线。大的凸轮具有正的半径 R_{min} ，小的凸轮半径 R_{min} 是

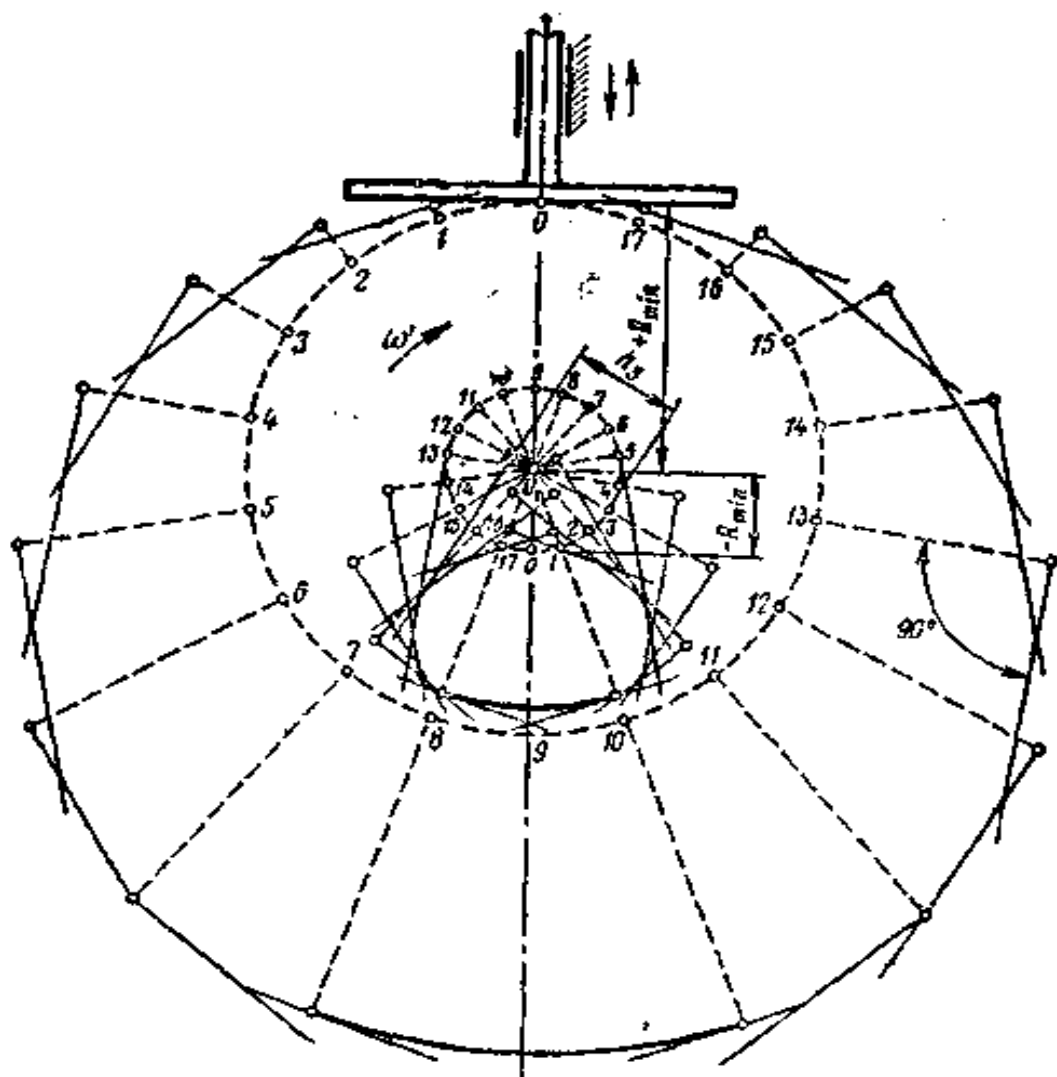


图 4·20

负的。从动构件（平底推杆）的行程和运动规律是相同的，它们与所作的凸轮（推杆）怎样接触无关。

平底摆动从动件凸轮机构（图4·21）。以 O_1 为圆心，以 R_{min} （负值）和 $L_{O_1O_2}$ 为半径画圆，并将它们分成与各个相角成正比的若干份。向最小半径 R_{min} 的圆引切线 l_{O_2B} ，由 l_{O_2B} 起作摆杆的最大摆动角 ψ_m ，并根据已知的运动规律将它分成相应的份数。从各相角的等分点（在 $L_{O_1O_2}$ 为半径的圆周上）1、2、3……等，向 R_{min} 为半径的圆作切线（在图中只作出位置6.5和8，如虚线所示），并作出与各该点相应的角度 ψ 。求得的这些摆杆位置的包络线就是所求的凸轮廓线。

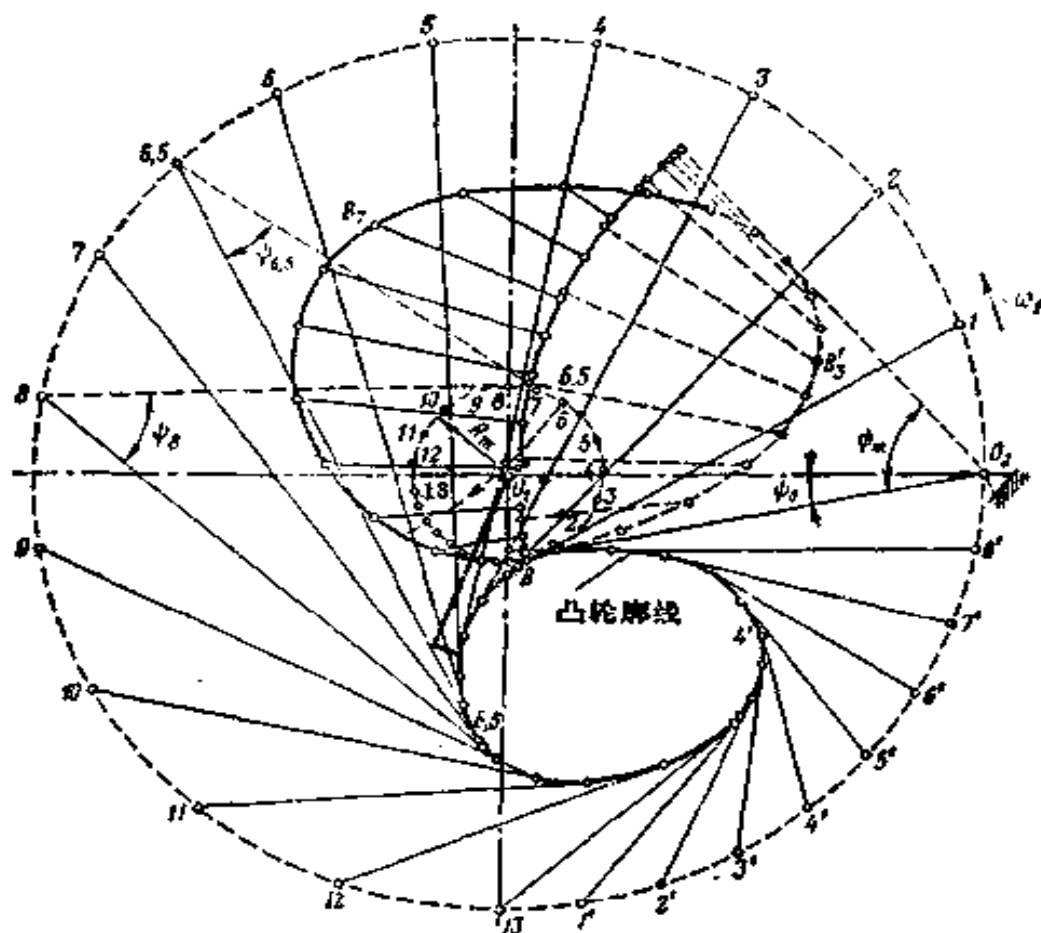


图 4·21

摆杆在每一个位置上与凸轮廓线的切点 B 的位置可用下式确定:

$$L_{2B} = \frac{\omega_1}{\omega_1 - \omega_2} (\cos \psi \sqrt{L_{O_1 O_2}^2 - R_{\min}^2} - R_{\min} \sin \psi)$$

B 点的轨迹经过 $B_1 - B_7$ 点。所研究的凸轮廓线的作法对凸轮的最小半径 R_{\min} 为正值时仍然正确。

滚子摆动从动件圆柱形凸轮廓线的作法, 如图 4·22 所示。在平均直径为 $d = (D_1 + D_2)/2$ (D_1 —外圆柱直径; D_2 —槽底直径; 见图 b) 的基圆柱展开面上 (简图 a), 截取相弧 $l_1 = r\varphi_1$; $l_2 = r\varphi_2$; $l_3 = r\varphi_3$ 等, 并等分每一相角 (等分点 $0'$ 、 $1'$ 、 $2'$ 、 $3'$ 等), 作出与各分点相应的摆杆位置 (点 B_0 、 1 、 2 等)。通过各分点 ($0'$ 、 $1'$ 、 $2'$ 等) 以摆杆长度 l_{BO_2} 为半径作圆弧, 并将滚子中心的相应位置移到各圆弧上; 滚子的位置 1 在第一个圆弧上;

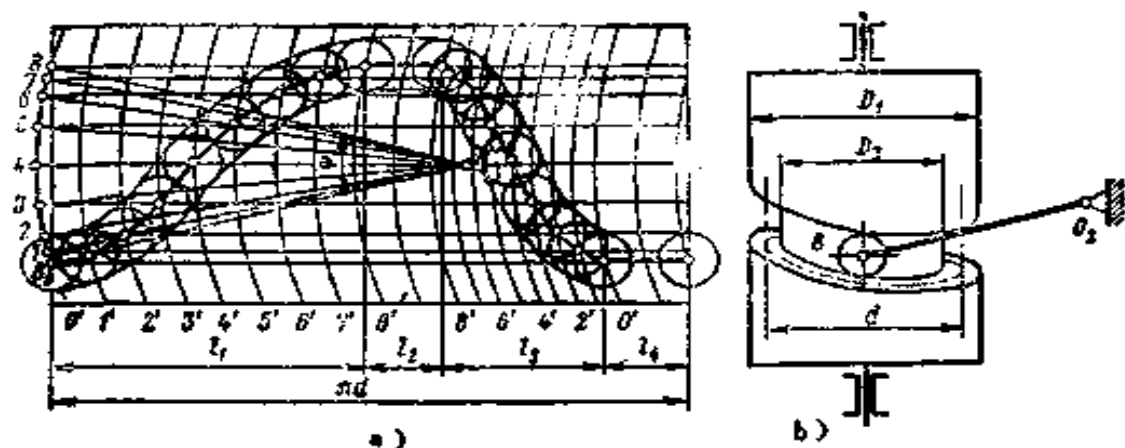


图 4.22

滚子的位置 2 在第二个圆弧上；依次类推。顺序连接所得各点，即得到滚子中心相对于凸轮平均圆柱面运动的轨迹。

图 4.23 所示为滚子移动从动件圆锥凸轮的作法。圆锥展开面的中心角 $\beta = \frac{2\pi r_A}{l_{O_1A}} = 2\pi \sin \alpha$ 。

展开图上的相角 φ' 与实际相角的关系式为 $\varphi' = \varphi_1 \sin \alpha$ ； $\varphi'_2 = \varphi_2 \sin \alpha$ 等。圆锥展开面上的半径 R_{\min} 的求法，如象在平面凸轮中

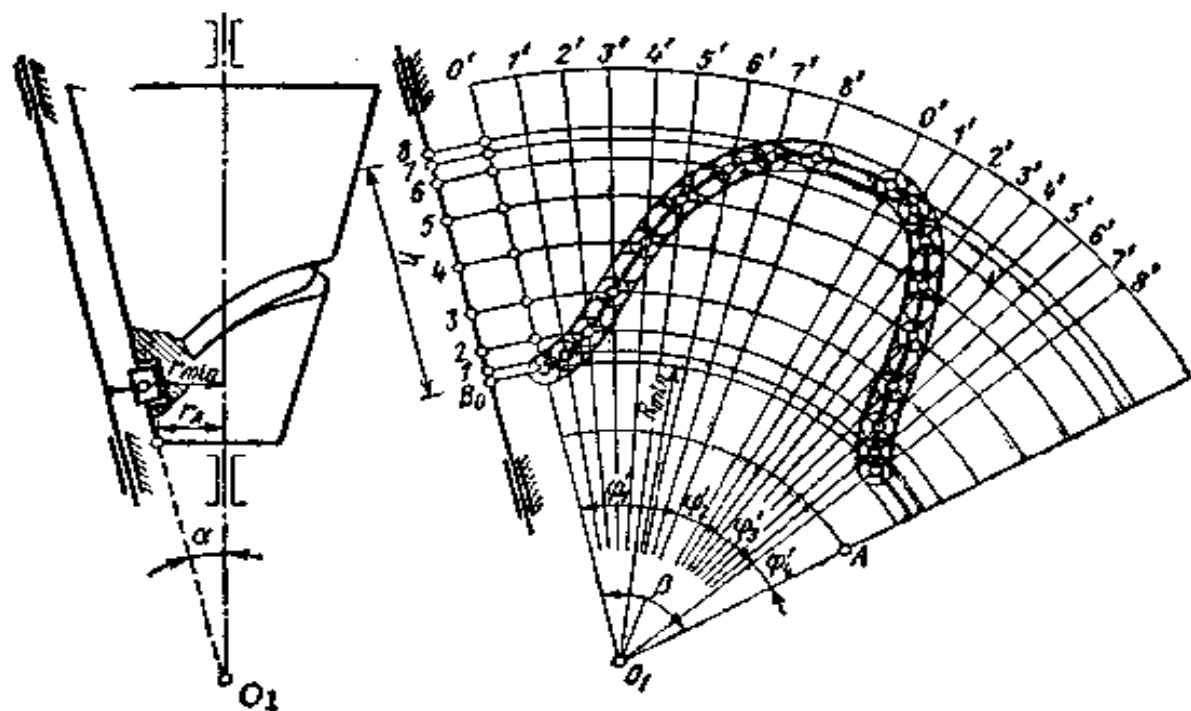


图 4.23

的求法一样，而锥体的平均最小半径 $r_{\min} = R_{\min} \sin \alpha$ 。用类似于图4·18中 $e = 0$ 时的作法绘出凸轮廓线。

图4·24 所示为尖端移动从动构件，偏心圆凸轮机构。这种机构的替代机构为：图 a) 所示为具有不变的曲柄长度 r 和连杆长度 l 的标准曲柄连杆机构（无偏距， $e = 0$ ）；图 b) 所示为滑块（推杆）指销中心的运动方向偏置的曲柄连杆机构。

由上极限位置算起的滑块位移 s_B 可用解析法确定：

$$\text{对于图 a) } s_B = (r + l) - r \cos \alpha - l \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha}$$

$$\text{对于图 b) } s_B = \sqrt{(r + l)^2 - e^2} - r \cos \alpha - \sqrt{l^2 - (r \sin \alpha + e)^2} \ominus$$

这两种情况下的速度和加速度：

$$v_B = \omega_1 r (\sin \alpha + \cos \alpha \operatorname{tg} \beta)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{r \sin \alpha + e}{l \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin \alpha + e}{l} \right)^2}}$$

$$a_B = \omega_1^2 r \left(\cos \alpha + \frac{r \cos^2 \alpha}{l \cos^3 \beta} - \sin \alpha \operatorname{tg} \beta \right)$$

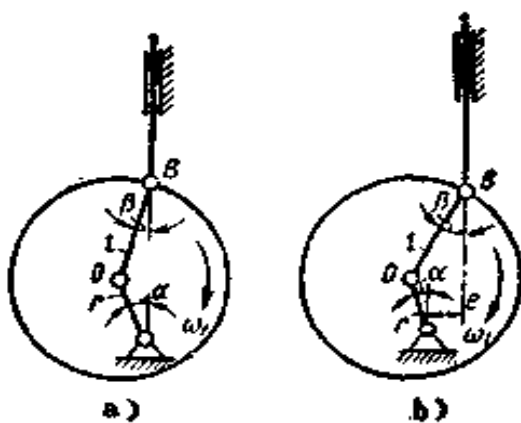


图 4·24

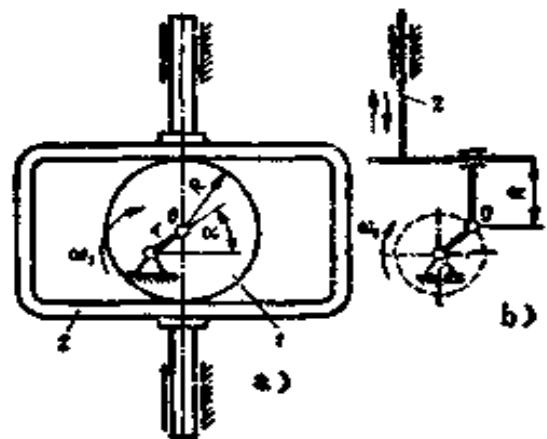


图 4·25

⊖ 原文采用近似公式 $s_B \approx \sqrt{(r+l)^2 - e^2} - r \cos \alpha - l + \frac{r^2}{2l} \sin^2 \alpha + \frac{re}{l} \sin \alpha + \frac{e^2}{2l}$ ，可用牛顿二项式展开后得。

凸轮机构图例

图4·25 偏心轮凸轮机构。偏心轮1(图a)装入框架2的两平行面之间。

代换机构(图b)是直线移动导杆机构。

从动构件2的位移、速度和加速度可按下式确定:

$$s = r \sin \alpha$$

$$v = \omega_1 r \cos \alpha$$

$$a = -\omega_1^2 r \sin \alpha$$

图4·26 三角形内的双面圆弧弓形块。弓形块1的长度 l 等于三角形的高。当弓形块1的两边缘点 c 和 d 沿三角形2的边滑动时,弓形块中心 a 的轨迹为一圆。

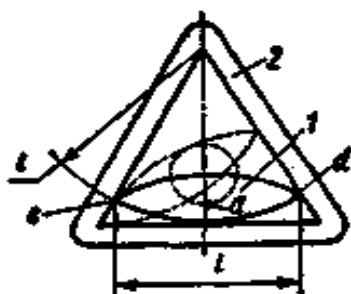


图 4·26

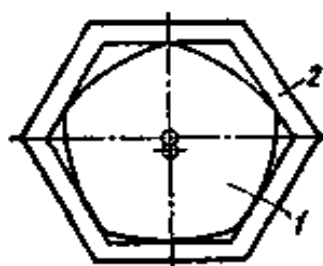


图 4·27

图4·27 正曲边五边形凸轮在正六边形框架内转动。五边形顶点沿框架2的内壁滑动。这种简图用作钻六角形孔的机构。

图4·28 三角形凸轮1由半径为 R 的圆弧段构成。它使框架2作具有停歇的运动。三角形的顶点做成以 r 为半径的圆角 α ,框架的行程等于 $R - r$ 。

图4·29 等边曲边三角形凸轮1与正方形框架2共轭。当三角形的中心 a 围绕正方形的中心 b 转动时(或反之),三角形各顶点沿正方形内壁滑动。凸轮1活套在偏心轴3上。使用三尖刃钻头钻带圆角的方孔时可应用 \ominus 这个机构简图。

\ominus 应用法: 将件2固定——编者注。

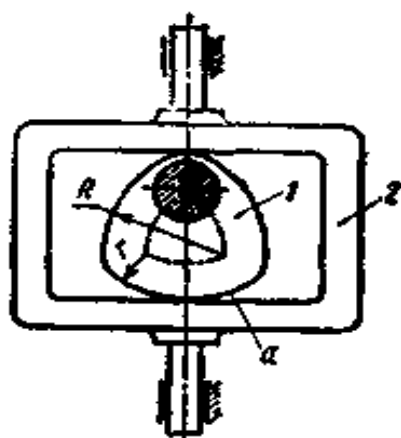


图 4-28

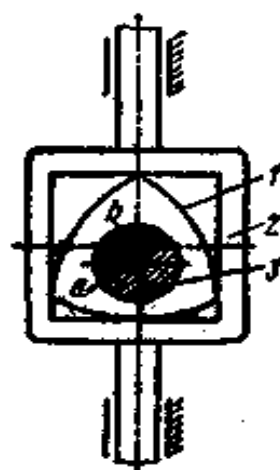


图 4-29

图4-30 由1、2两片组成的错位调整凸轮。用零件1相对于零件2转动并随后给以固定的方法，能使从动构件的运动相位改变。

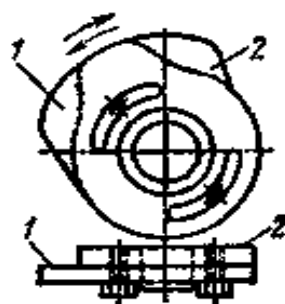


图 4-30

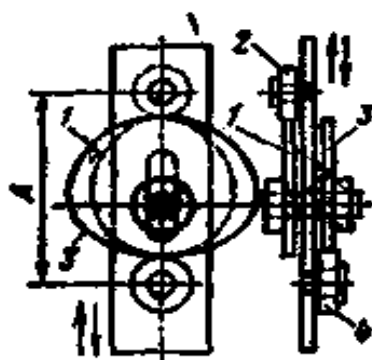


图 4-31

图4-31 成对凸轮机构。机构中，凸轮1是主动轮，借助于特殊的锁合凸轮3实现几何锁合。锁合凸轮的廓线应按凸轮“直径”为常数这一条件来设计，也就是在凸轮1、3的任何一个径向截面上，保证与凸轮接触的滚子2和4的中心距 A 不变[⊖]。

图4-32 凸轮廓线可变的凸轮机构（图4-32a）。推杆5的行程由凸轮片3的凸出部分的尺寸决定。凸轮片3安装在两个圆盘4之间的螺栓1上。

把具有圆弧槽6的凸轮片3调整到给定的位置上（图4-32b），

⊖ 原文误为“也就是机构在任何一个径向截面上，保证凸轮与滚子2和4的接触线之间的距离 A 不变。”这个距离等于 $A-d$ ，其中 d 是滚子直径。

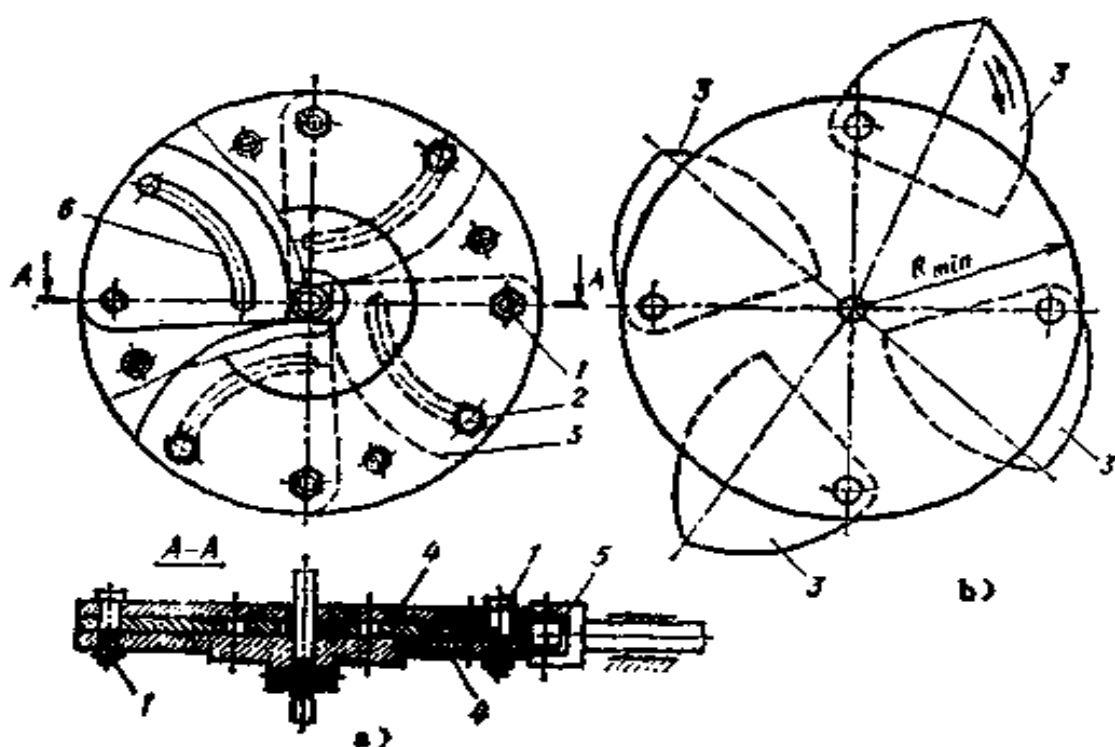


图 4-32

并用螺栓 2 夹紧，使之固定。

图 4-33 可调整轮廓的凸轮。零件 3 可相对于轴 O 转动，并用螺母 2 固定。圆盘 1 的半径定为凸轮的最小半径 R_{min} 。轴 O 可以沿圆盘 1 的槽移动。

图 4-34 快速更换的盘形凸轮在轴上的固定。凸轮 2 套在轴 1 的平座上，以使凸轮的键槽与轴的键槽对齐。将套筒 3 沿轴线方向移动，并用两个滑键 6 的凸出端固定凸轮，再用螺钉 5 将滑

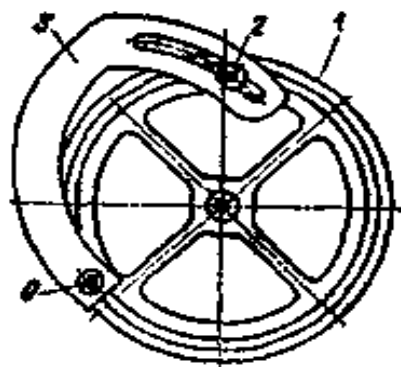


图 4-33

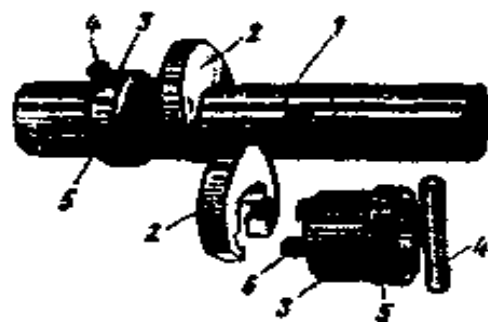


图 4-34

键固定在套筒内。用销钉 4 将套筒固定在轴上的工作位置。图中画出了从轴上取下的全套凸轮零件。

图4·35 用垫圈 2 和螺母 3 在轴上固定可更换的凸轮 1。凸轮是靠轴肩和垫圈 2 之间的摩擦力使其保持固定。

图4·36 用有端面齿（细齿）的联轴器 2 固定可更换的凸轮 1。

图4·37 用销钉 2 把鼓形凸轮 1 固定在轴上。

图4·38 调整从动构件停歇、上升和下降时间的凸轮机构。

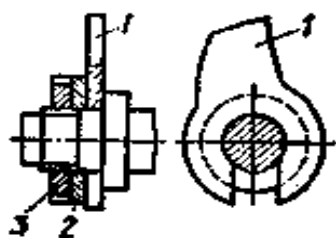


图 4·35

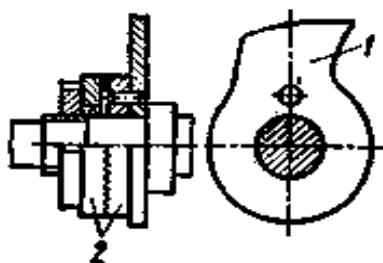


图 4·36

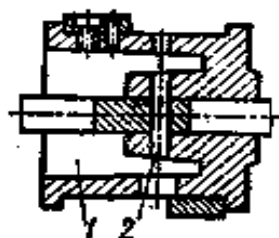


图 4·37

在推杆 2 的可扩大部分上开有 T 型圆弧槽，滚子 1 和 3 的轴可在槽内移动和固定。凸轮 4 和两个滚子同时接触时，允许变更滚子轴在槽内的位置，以调整推杆在上面和下面停歇时间的长短。同时可在相当小的程度上调整推杆的上升和下降时间。

改变两个滚子轴线之间的距离 A ，可调整推杆停歇的时间，而不改变滚子间的距离 A ，只变更滚子轴在槽内的位置，则可调整推杆上升和下降的时间。

图4·39 推杆行程能自动调整的凸轮机构。凸轮由两个圆盘 1 和 2 组成。凸轮每转一周以后，推杆 7 行程 h 的大小由最大值到零逐渐改变。

齿轮 6 有 104 个齿，用轴 3 和凸轮盘 1 刚性连接，而具有 105 个齿的齿轮 5 和凸轮盘 2 连接在一起。两个齿轮都和主动小齿轮 4 啮合。由于 5、6 两轮的齿数不等，所以凸轮盘 1 和 2 间有相对角位移，同时又有两凸轮盘的廓线给以配合，就使推杆 7 得到上述的运动特性。

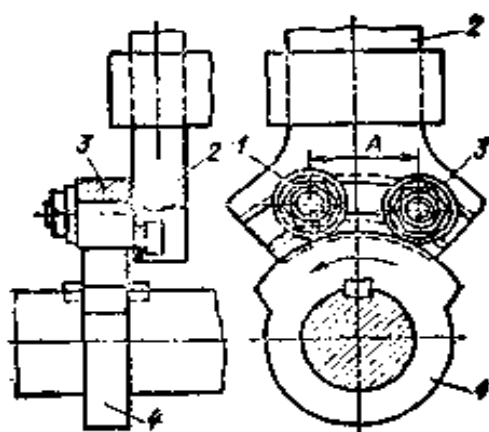


图 4-38

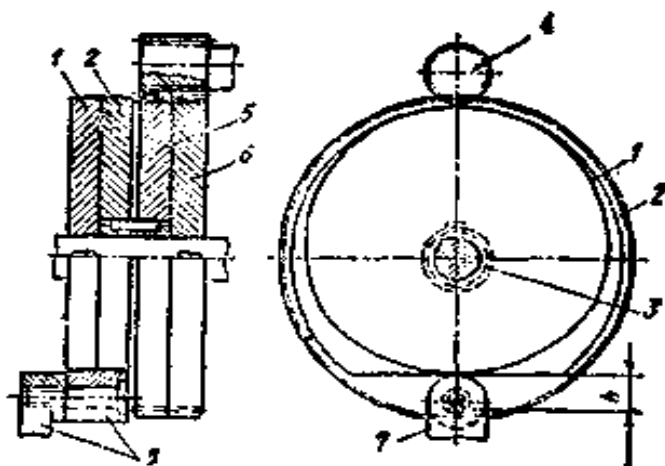


图 4-39

这种机构应用在制造纸管的自动机中。

图4-40 凸轮—偏心轮机构。与齿轮1固结的槽凸轮7，以及与连杆2和4铰接的滑块3，带动连杆2使机床的插刀得到往复移动。

连杆4由偏心轮6带动，偏心轮6和齿轮5固结，齿轮5与齿轮1啮合。由凸轮7和偏心轮6使连杆2得到的复合运动，可增大插刀的行程。

图4-41 抛物线凸轮。凸轮转一转，推杆完成两次双行程 h 。回程是在重力 Q 的作用下完成的。

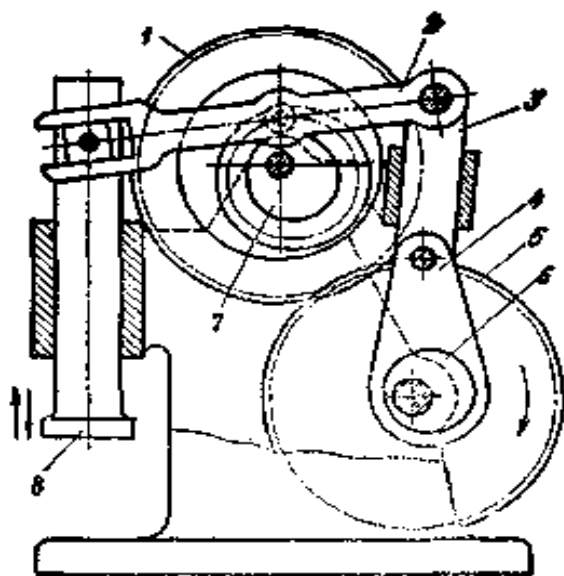


图 4-40

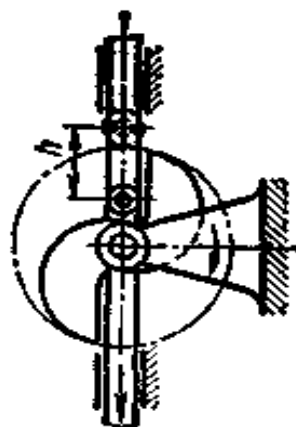


图 4-41

图4·42 具有小压力角、大行程的凸轮机构。凸轮的圆盘10固定在轴1上（图4·42 a），滑块8装在圆盘10的导轨槽中，滑块上有一个可使轴1通过的腰圆形孔。

从左侧的剖面图可看出，滑块两端的两个凸出部分分别布置在不同的平面内。所以它们中只有一个能与滚子12相接触，而另一个只能与滚子3接触。用弹簧9使滑块8保持在图示位置。

滚子12的轴装在固定机架11上，滚子3通过零件6固定在推杆4上，而推杆可在机架2的导轨内移动。

推杆4的行程不仅是由与滚子3相接触的滑块凸出部分的高度来决定，同时还要由滑块8在圆盘10的导轨槽中移动多少来决定。滑块的移动是因为布置在另一个平面中的滑块凸出部分与机架上的不动滚子12相接触而产生的。

对于普通的凸轮结构，在给定推杆行程 h 时，凸出的轮廓线部分用细虚线7画出，而滚子的上面位置用虚线圆5画出。

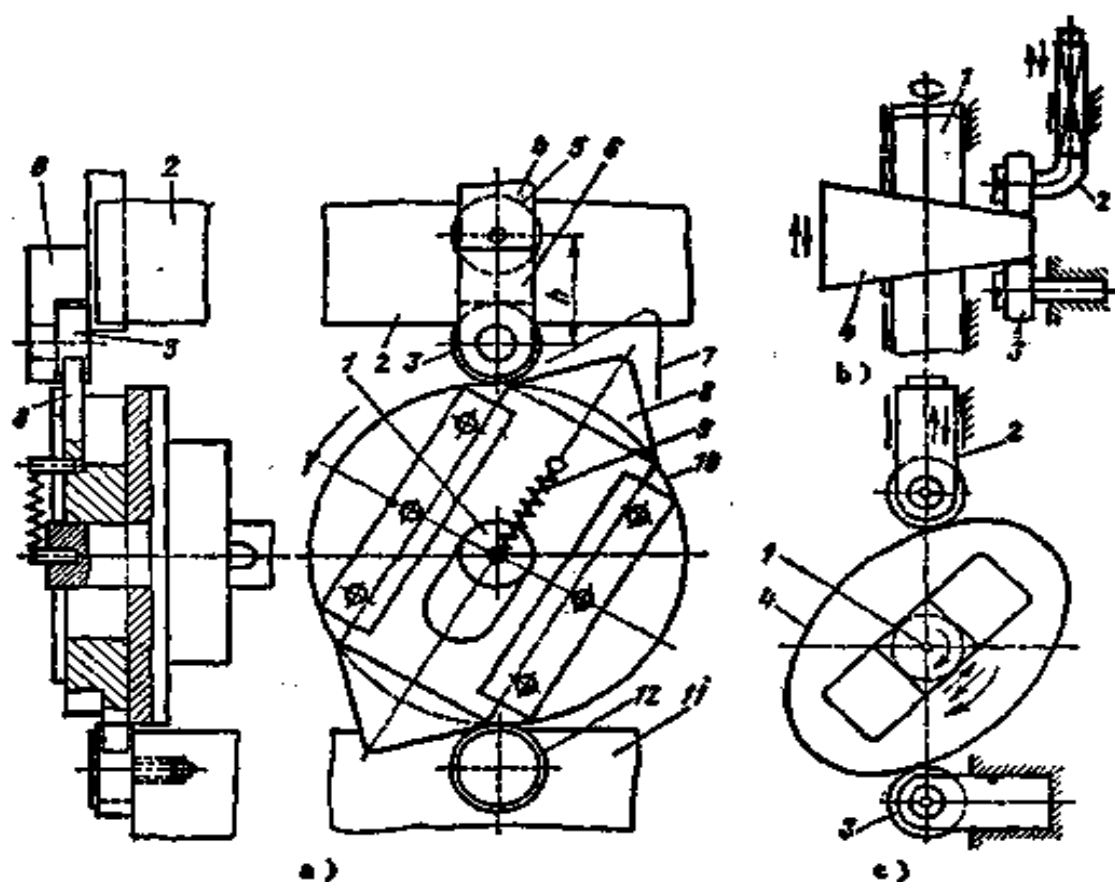


图 4·42

图4·42b)、c)所示为压力角没有增加而增大推杆行程的另外两种凸轮机构。

浮动凸轮4可沿主轴1滑动,并支承在轴线不动的滚子3上。推杆2的位移是由以下两种位移合成:凸轮相对于滚子3的位移和推杆相对于凸轮的位移。

图4·43 推杆上升高度能自动改变的凸轮机构。凸轮每转一转,带有滚子5的推杆7完成一个行程,并且在凸轮每一转以后,推杆的行程长度改变一次,而凸轮每转四周,推杆才完成一个运动循环。

由圆盘10和装在圆盘径向槽中的滑块4组成的凸轮,为实现这种运动提供了条件。凸轮的盘10和齿轮2均固结在轴1上,而齿轮11与凸轮9的轮毂固结在一起并活套在轴1上。

滚子8穿过圆盘10的槽与滑块4相连,并与凸轮9保持接触。齿轮2通过在机架12的轴上空转的中间齿轮3和6把转动传给齿轮11。

从轴1到齿轮11的传动比等于4。凸轮9分成四个相等的区

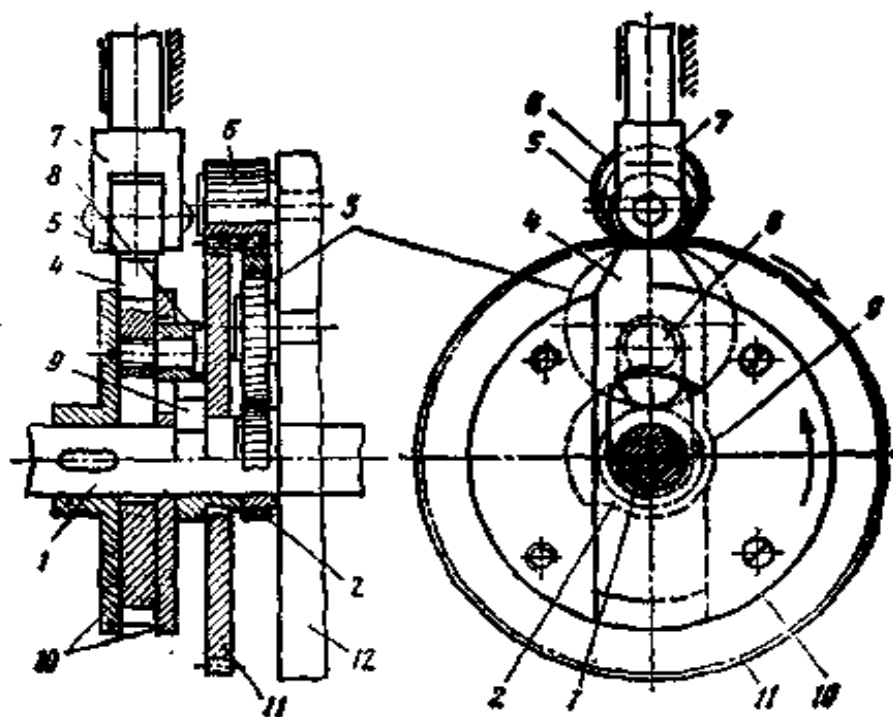


图 4·43

段，每段中用不同半径的圆弧作其廓线，并使各段廓线间平稳过渡。因此，轴1转一周，凸轮9转1/4周，并把带滚子8的滑块4调整到离开轴心一定的距离上，这个距离与凸轮9上该段廓线的曲率半径相等。滑块4凸出部分的高度，确定推杆7的行程。

图4·44 带偏心齿轮的凸轮机构。机构应用在压力机夹紧装置中。凸轮6与轴1同轴线，轴1转7转时，凸轮转一转。

机构的结构说明：具有偏心轮的套筒2固结在轴1上，杠杆3活套在偏心轮上，它的下端用槽和指销9连接，指销9固结在机架的凸起部分上；在杠杆3的上部固定一个有32个齿的内齿轮8；与双排凸轮6固结的齿轮7有28个齿，它活套在套筒2的同心表面上。

凸轮的廓线与推杆4和5保持接触，并使它们按不同的规律运动。

轴1转一周时，齿轮7和凸轮6向轴1的相反方向转过一个角度，这个角度与齿的差数相应，也就是说转过4个齿(32-28)。所以轴转7周凸轮转一周。

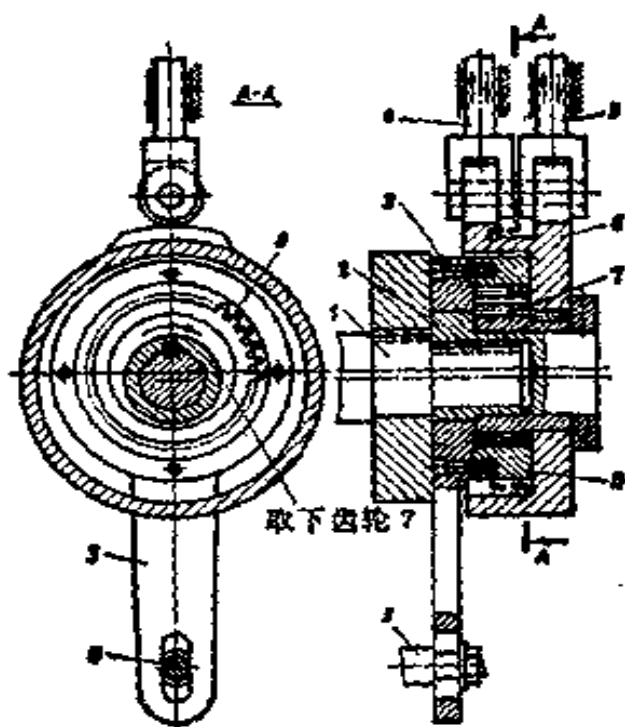


图 4·44

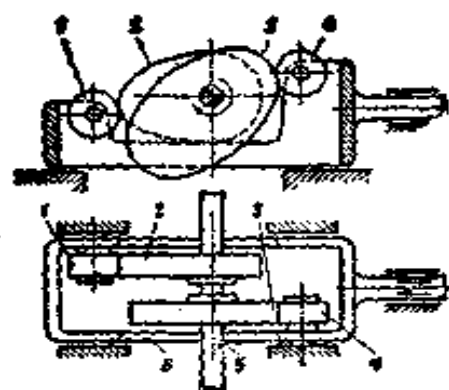


图 · 4·45

图4·45 卧式锻造机的凸轮机构简图。两个成几何锁合的凸轮2和3装在轴5上，并由电动机带动。凸轮3通过滚子4使滑块6向右移动。

图4·46 冷轧管机中钢管送进和移动的机构。钢管送进机构的几何锁合凸轮1上，相应于框架2左右移动的相位角等于 50° 。框架2经过杠杆系统带动超越离合器3和4。超越离合器3经过齿轮系统（图中未画出）带动管子的前卡盘和后卡盘。而超越离合器4则带动具有前卡盘的管子送进机构。

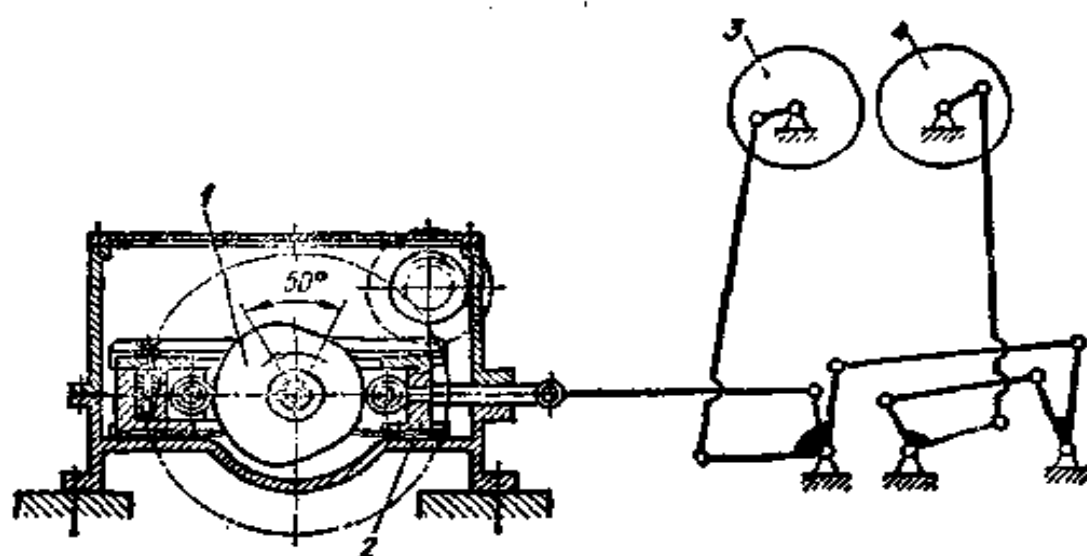


图 4·46

图4·47 三角形廓线的凸轮机构。机构应用在从动构件（推杆）的位移相当大并且作长时间停歇的情况下。具有三角形沟槽的凸轮2在导轨中往复移动。而推杆1在垂直平面中移动。并在下面的位置上有停歇。

在凸轮的水平槽到倾斜槽的转弯处，设置导向板4和6，它们分别在导轨3和7中移动，并用弹簧压在槽的内壁上。滚子5只能按图中循环箭头所示的方向在槽中移动。

图4·48 使主轴沿正方形路线移动的凸轮机构。凸轮3为机构的主动构件，它在框架4的方形孔内运动，框架上还有作为主轴5轴承的凸出部分。框架4和机架6以及构件1、2、7组成两个平行四边形，它们能使框架在平行于图纸的平面内移动。

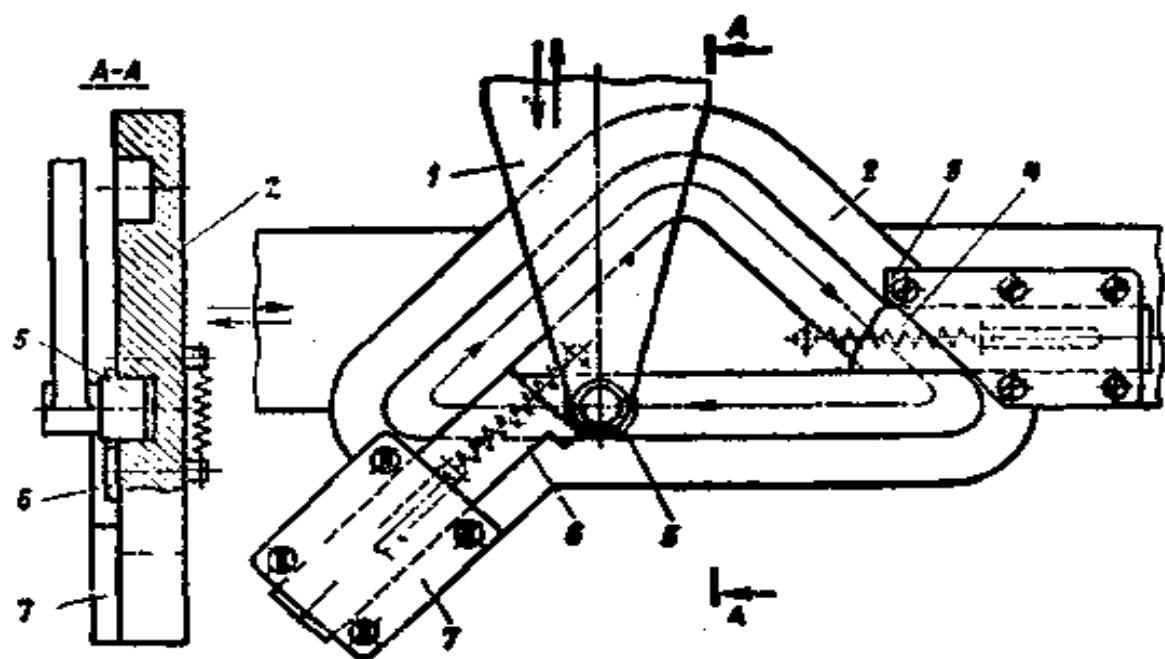


图 4-47

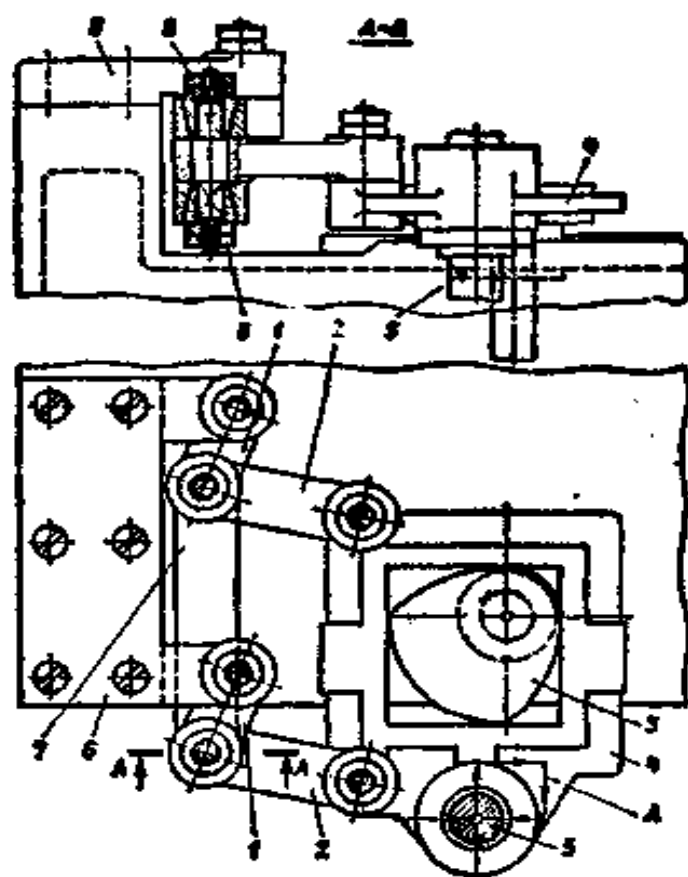


图 4-48

凸轮 3 廓线保证框架和主轴 5 沿正方形轨迹 A 运动。

平行四边形机构中的铰链孔和将它们连接起来的轴套都做成

带锥度的，利用螺母 8 可以调节它们之间的间隙。

机构应用在木材加工工业中。

图4·49 钉鞋机钉锤的凸轮机构。a)——凸轮机构的简图。凸轮 2 绕 O 轴作顺时针向转动。推杆 1 与锤杆 3 刚性连接。打击力由扭簧 4 实现。b)——钉锤机构的结构简图；毛毡垫 5 用于使凸轮的摩擦表面得到润滑；c)——推杆上点的轨迹画法。

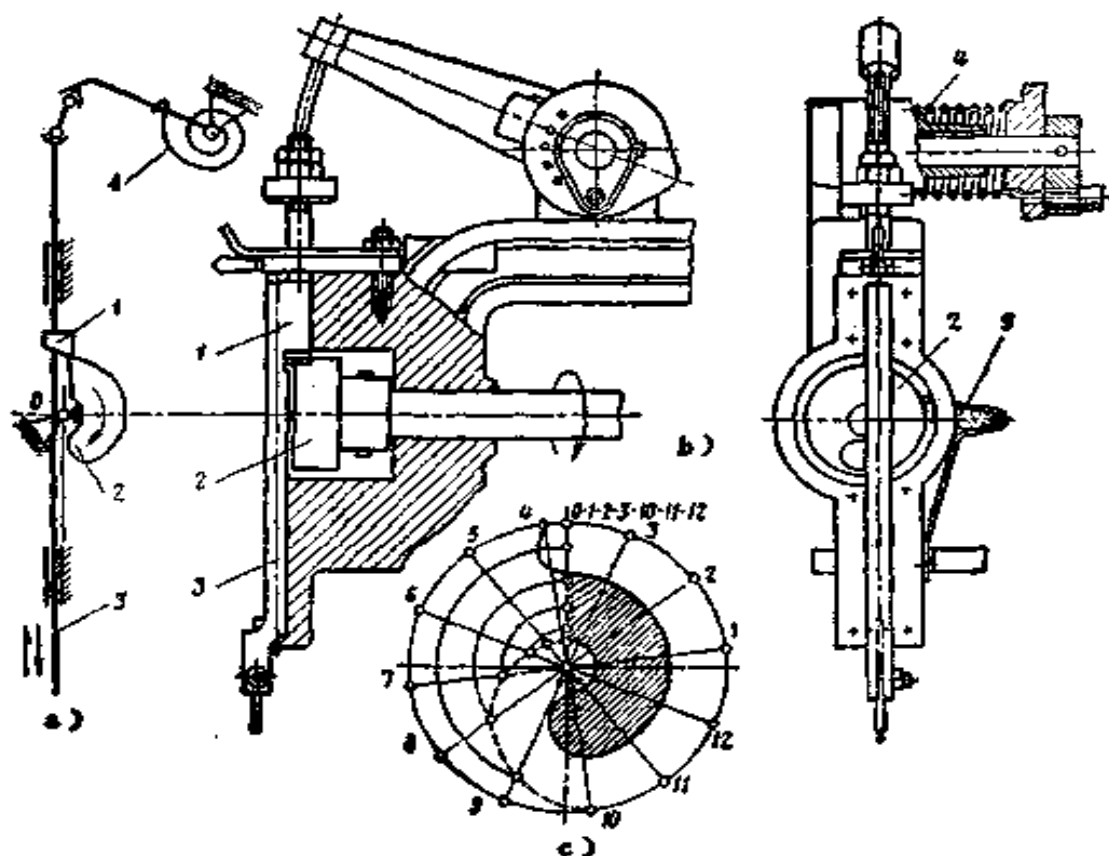


图 4·49

图4·50 高度可变的圆柱凸轮 1。把具有滚子 2 的从动构件沿凸轮轴线移动，可使工作行程的大小在 $h \approx 0$ 至 $h = s$ 之间变化。

图4·51 工作廓线可变的圆柱凸轮 1。使具有滚子 2 的从动构件沿凸轮轴线移动，可改变它的运动特性和相角。

图4·52 内凸轮机构。廓线在里面的内凸轮 1 顺时针方向转动时，带动摆杆 2 运动。

图4·53 具有可动转动轴线的滚转杆。当滚转杆 1 沿固定基座

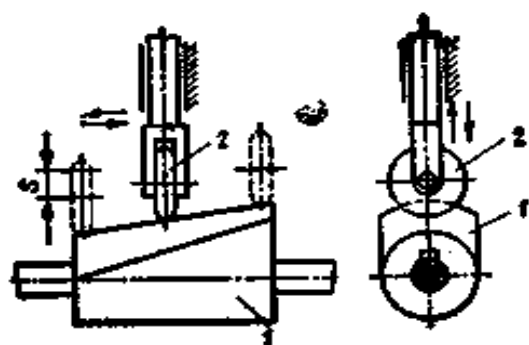


图 4-50

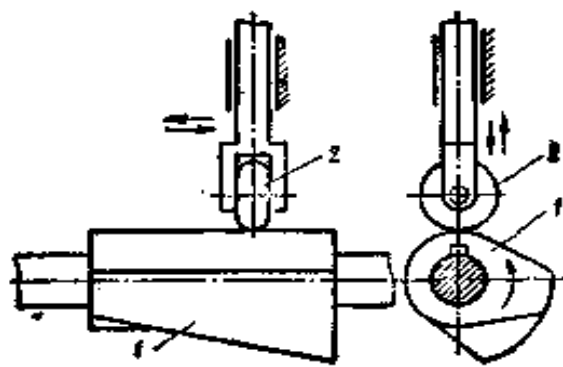


图 4-51

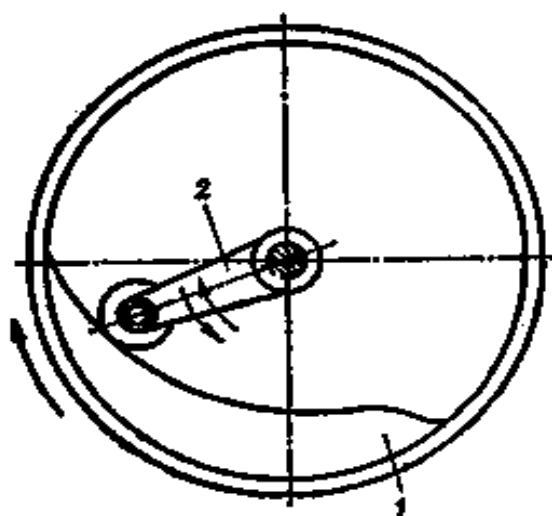


图 4-52

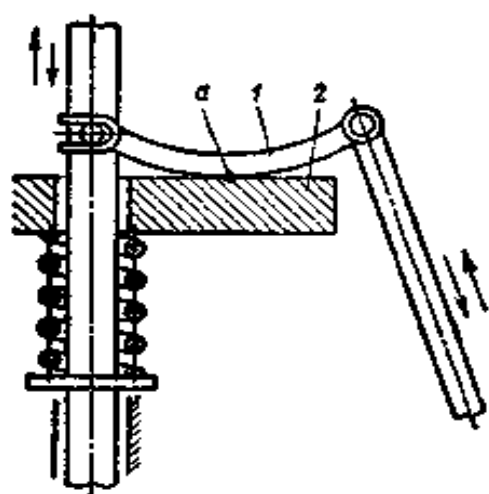


图 4-53

2 滚动时，两力臂的比例关系改变。代替凸轮的滚转杆应该这样来确定它的形状；使杠杆 1 和基座 2 之间作纯滚动。为此，应使相对运动的瞬心始终与接触点 a 重合。

图4-54 具有固定转动轴线的滚转杆。曲线形杠杆 1 沿直线形杠杆 2 滚转。两杠杆作纯滚动时，杠杆的接触点 a 应与两杠杆的相对运动瞬心重合，即在两固定转动轴中心 O_1 、 O_2 的连线上。这个机构没有满足这个条件。

图4-55 沿固定基面 2 作无摩擦滚转的滚转杆。如果滚转杆的曲率半径 r 等于基面的曲率半径 R 的一半，则杠杆 1 上的 a 点作直线运动。

图4-56 具有双面锁合的平底摆动从动件凸轮机构。凸轮 1 与摆杆 3 始终保持接触，而凸轮 4 与摆杆 2 始终保持接触。摆杆

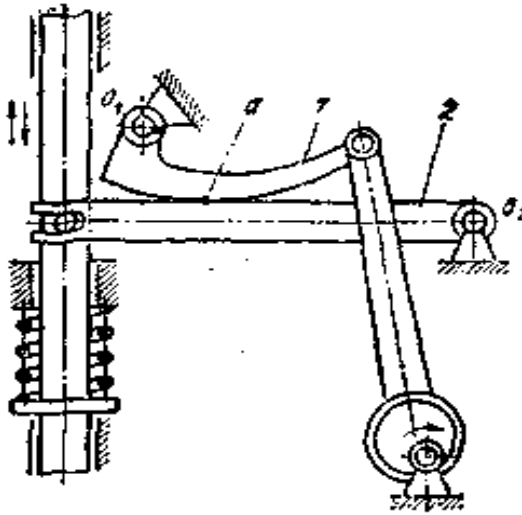


图 4-54

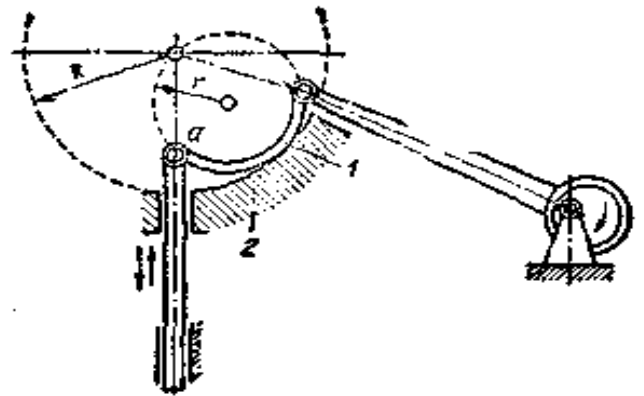


图 4-55

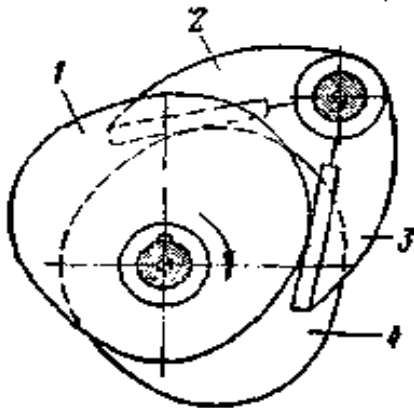


图 4-56

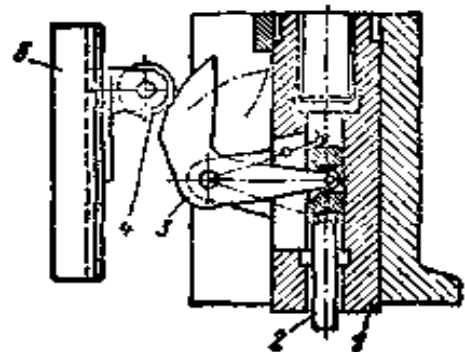


图 4-57

2 与 3 刚性固结在轴上。

图4-57 常见于多轴压力机滑块中的推出器。推杆 2 装在滑块 1 的孔中,推杆 2 与凸轮 3 活动连接。凸轮的转动轴装在滑块上。滑块移动时,凸轮 3 碰到固定滚轮 4 而转动,从而用推杆 2 将产品推出。具有滚轮 4 的支架 5 可沿平行于滑块的轴线移动,并固定在给定的位置上。

图4-58 织布机箱座的摆动机构。偏心轮 5 固定在轴 6 上,连杆 3 的滚子 4 和 7 就压在偏心轮上。在提高转速(220~250转/分)时,机构给摆杆 2 以平稳的摆动,于是箱轴 1 也相应地作平稳的摆动。

图4-59 应用在掘薯机中的凸轮机构。带有摆动杠杆轴 3 的

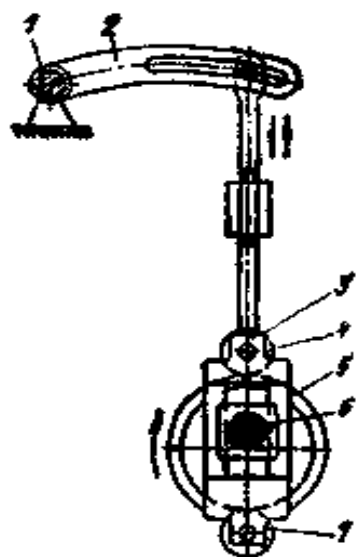


图 4-58

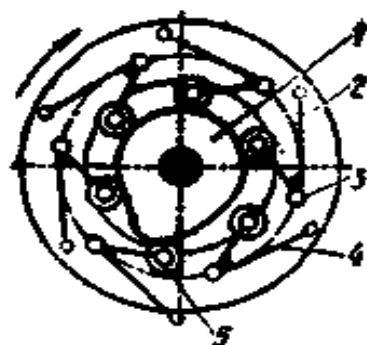


图 4-59

圆环 2 相对于固定凸轮 1 转动，滚子 5 固定在杠杆 4 上臂长较短的一端，滚子和凸轮接触。铲子固定在杠杆 4 上较长的一端，并轮流挖掘。

图4-60 具有双滚子摆杆的凸轮机构。在确定凸轮 1 的廓线时，两个滚子 2 的中心距 A 应保持不变。

图4-61 应用在双柱塞燃油泵中的凸轮机构实例。油泵由一个凸轮 1 和两根推杆 2 驱动。

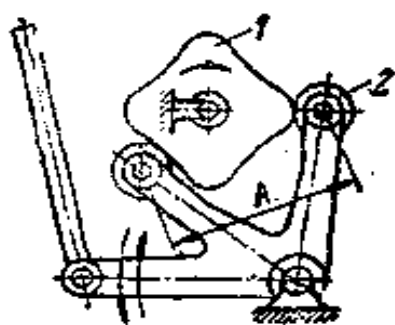


图 4-60

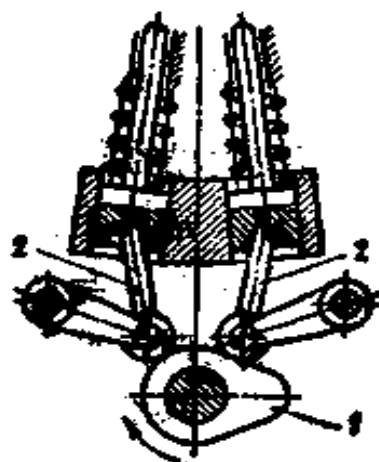


图 4-61

图4-62 凸轮机构。连杆 1 是凸轮机构的推杆，也是四杆机构作运动分析时的主动构件。

图4-63 应用在钢带起皱设备中的凸轮机构。运动由凸轮 9 通过滚子 1 和 6 传给 Γ 形杠杆 3，杠杆 3 的摆动轴 7 装在滑架 2

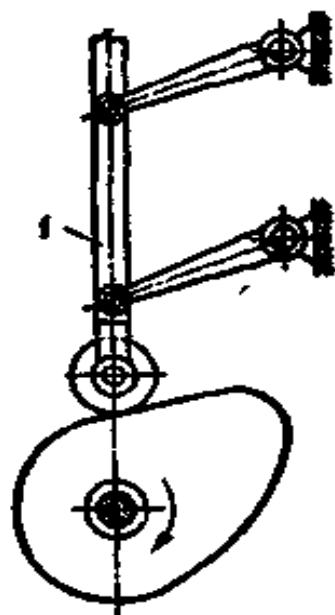


图 4·62

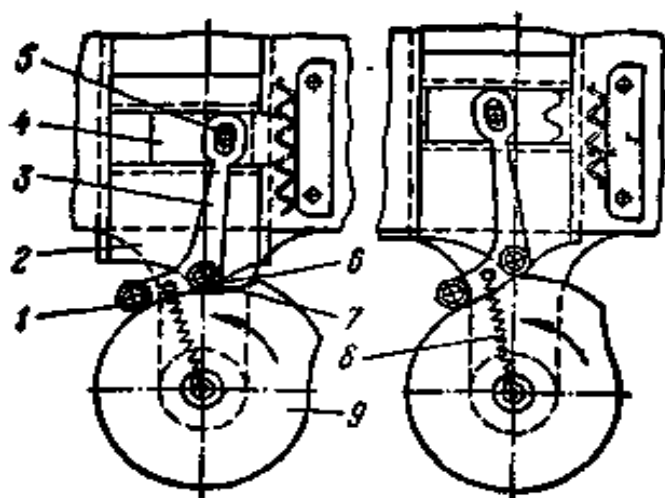


图 4·63

上，而滑架 2 则在机架的燕尾形导轨内移动。滑架 2 具有横向槽，用指销 5 将杠杆 3 与冲头 4 活动连接，冲头 4 就在横向槽内移动。在滑架 2 开始上升的瞬时，滚子 6 和 1 与用最小半径作出的凸轮廓线接触，这时弹簧 8 使冲头 4 保持在右面的极限位置。然后，在滑架 2 上升的同时杠杆 3 向左转动，以后又向右转动。滑架在上面略为停歇以后，又和工件一起下降，此时杠杆 3 保持在右边位置。而后，滑架在下面位置长时间停歇，结束机构的工作循环。

图4·64 摆杆在瞬间向下摆动的凸轮机构。利用凸轮 6 使摆杆 1 (图a)相对于轴 5 转动，并通过拉杆 4 带动机构的执行构件。弹簧 8 保证使装在轴 3 上的滚子 2 与凸轮 6 保持接触。

按照图a)，摆杆 1 在向下碰到挡块 9 以前，运动可分为两个阶段：开始为慢速，以后为快速。

在凸轮机构 (图b) 中，滚子 2 的不转动的轴在端部做成方头 10，而在轴 7 上，除了凸轮 6 以外，还固定着一个与凸轮 6 刚性连接的辅助凸轮 5。滚子 2 和凸轮 6 接触，而轴的方头 10 与辅助凸轮 5 接触。在这样一些部件的配合下，摆杆的整个下降时期发生在瞬息之间。

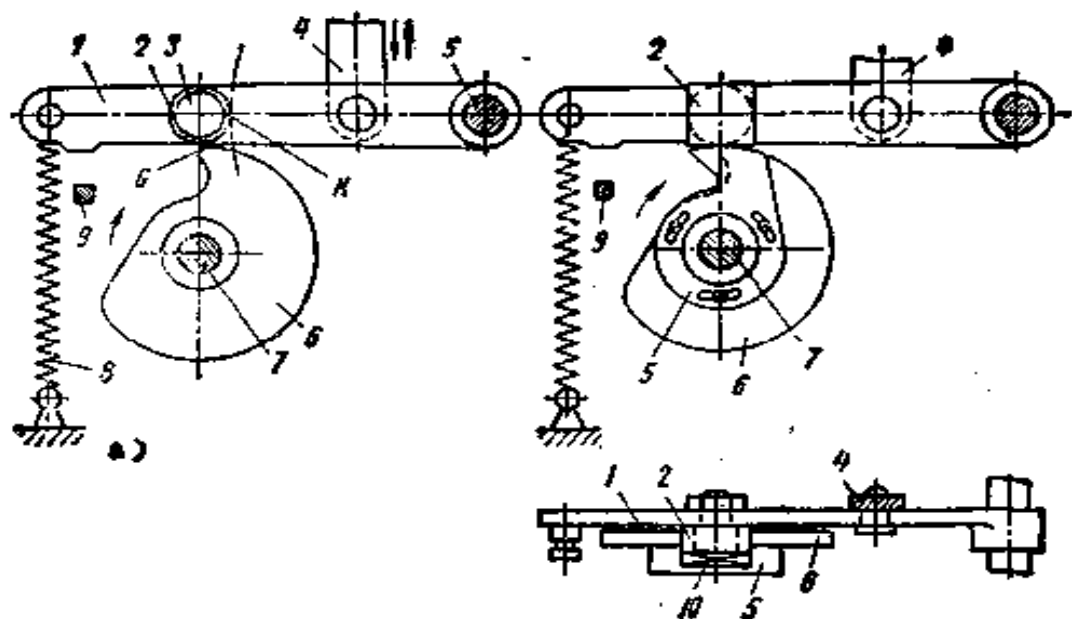


图 4.64

图4.65 摆杆滚子中心具有直线运动的凸轮机构。机构用在为针织机的舌形针开槽的自动机中。

如果摆杆3的摆动轴4固定，则滚子2沿着圆弧运动。而在反行程时，摆杆力图 and 凸轮1脱离接触，在凸轮高速转动时尤其

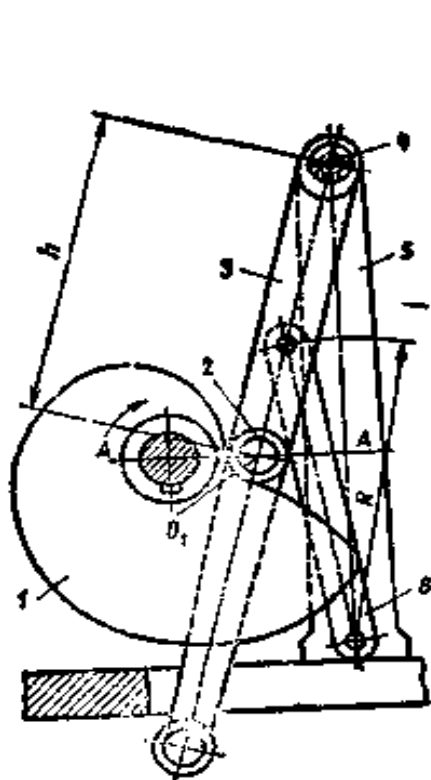


图 4.65

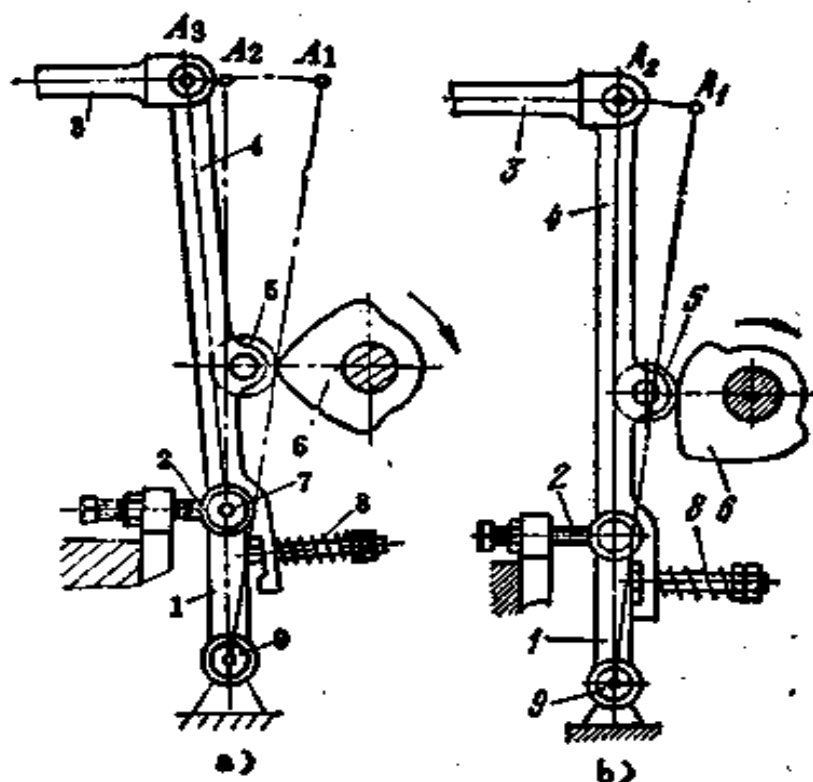


图 4.66

是这样。

如果摆杆 3 的轴 4 做成可动的，并把它装在立柱 5 的槽内，再借助于构件 6 将摆杆 3 和立柱 5 相连，取距离 h 等于 R 。在这种情况下，滚子 2 的指销中心 O_1 的轨迹接近于直线 $A-A$ 。这就不会发生上述现象。

图4-66 能调节滑块行程长度的机构。摆杆 4 通过连杆 3 而和滑块连接，摆杆 4 由转动凸轮 6 带动。作用在连杆 3 上的弹簧的弹性力，使滚子 5 与凸轮 6 保持接触（弹簧和滑块在图中未画出）。摆杆 4 和构件 1 用具有轴 7 的转动副连接，而弹簧 8 使两个构件间保持相对静止。

利用装在机架凸出部分上的螺钉 2，可调节构件 1 的左端极限位置。

在运动的开始阶段内，摆杆 4 和构件 1 像一个整体一样，相对于轴 9 从右边极限位置 A_1 转到位置 A_2 （图 b），然后，构件 1 和螺钉 2 相遇而停住（图 a），这时构件 4 继续相对于轴 7 转动。

改变螺钉 2 的位置，可调整 A 点的总行程长度，以及相应地调整滑块的行程长度。

图4-67 利用齿轮齿条啮合以增大摆杆行程长度的凸轮机构。摆杆 1 铰接到推杆 2 上，在摆杆下面的臂上做成扇形齿轮，它与固定在机架上的齿条 3 相啮合。

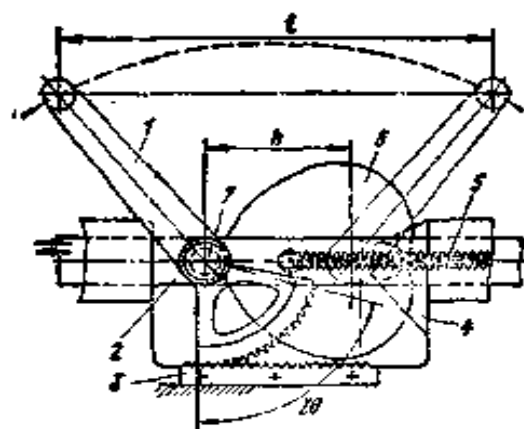


图 4-67

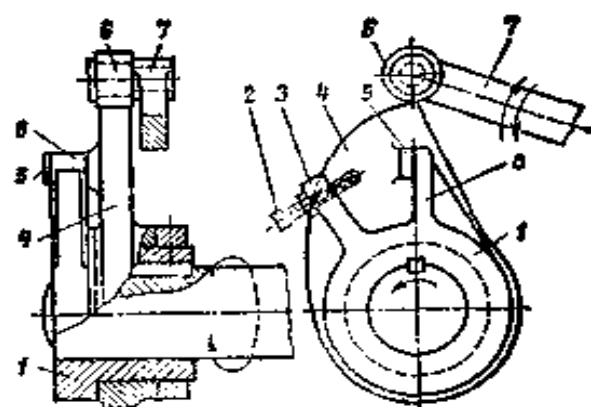


图 4-68

凸轮 6 相对于机架转动时，它通过滚子 7 使推杆 2 往复移动。

用弹簧 5 使滚子 7 与凸轮 6 之间保持接触。摆杆上某点的行程长度 l 等于推杆的行程 h 和摆杆转过角度 2θ 时该点所画圆弧的水平投影之和。

图4·68 摆杆降程时间可变的凸轮机构。凸轮 4 上附加凸块 5，轮毂 1 上有 2 个限位器 3 和 8，凸轮 4 有可能相对于轮毂 1 转动。

用弹簧使装在摆杆 7 上的滚子 6 和凸轮保持接触（图中未画出弹簧）。

由此，在摆杆下降的开始阶段，凸轮超越轮毂 1 转动，直到凸块 5 碰到螺钉 2 为止。凸轮相对于轮毂的转角，由螺钉 2 的位置确定。

从凸块 5 和螺钉 2 接触的瞬间开始，摆杆 7 就像在凸轮 4 和轴固连的时候一样下降。

在摆杆开始上升时，凸轮由于遇到转动阻力而占有如图所示的原始位置。

图4·69 仅在一定的速度下才能连续转动的凸轮机构。凸轮 1 以给定的速度按图示箭头方向转动时，在摆杆 2 作顺时针向转动（接近凸轮）的过程中，滚子 3 的中心按图中虚线所示并由摆的运动方程所确定的轨迹移动。

当凸轮的速度小于或大于给定的速度时，滚子 3 就靠在槽的里面的凸出部分或外面的凸出部分中。为了减缓冲击，机构应具

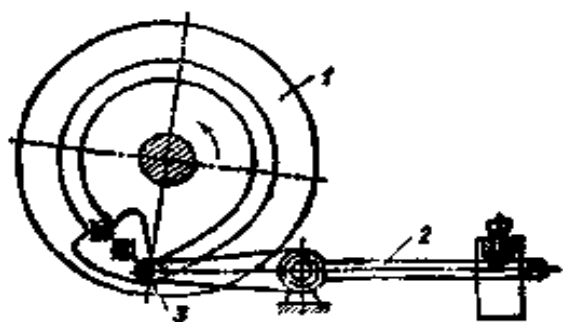


图 4·69

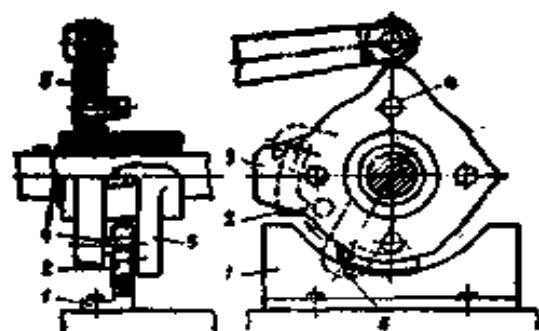


图 4·70

有减振。这个机构能够用来控制速度。

图4·70 摆杆运动规律依次更换的凸轮机构。凸轮3在各段上有不同的廓线，它活套在转臂5的轮毂上，而转臂5上的棘爪2可钩住凸轮上的指销4，并使凸轮在 90° 的范围内运动。

当指销4和棘爪啮合时，棘爪以其自己的背面沿固定支承1的圆弧滑动。用弹簧使棘爪2与指销脱离啮合（图中未画出弹簧）。转臂5在等于 270° 的一段路程上，凸轮停止不动。挡销6是用来限止棘爪的偏转角的。

图4·71 由凸轮5传动的棘轮机构。在轴1上的棘轮2不转动时，凸轮5通过指销4和槽形摆杆6使弹簧3弯曲，如图中点划线所示。依靠弹簧的弹性力实现棘轮2的工作行程，在这个阶段内，弹簧是在纵向压缩状态下工作的。

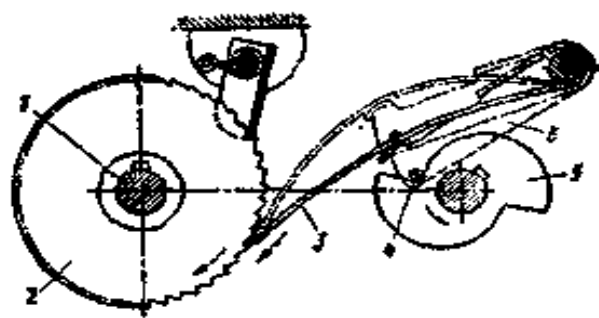


图 4·71

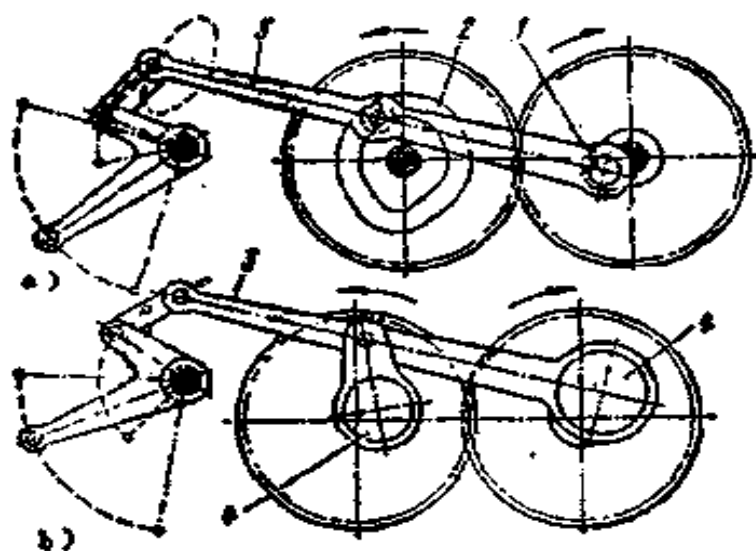


图 4·72

图4·72 凸轮-偏心轮机构。图a) 是给插床的插刀传递运动的机构简图。连杆3和凸轮2槽中的滚子及曲柄销1铰接，凸轮2及销1由处于啮合的一对齿轮带动。图b) 中是用偏心轮4和连杆来代替凸轮，以简化机构的制造。

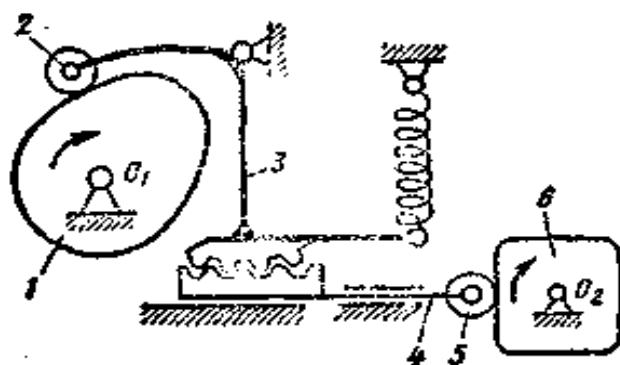


图 4-73

图4-73 铣削给定廓线的凸轮的靠模装置。靠模盘1绕轴 O_1 作等速转动，并利用滚子2使杠杆3摆动，再通过齿轮齿条传动，移动转动铣刀5的轴4。坯件6绕轴 O_2 转动，在坯件上铣出的廓线形状视靠模盘的廓线而定。

图4-74 摆杆的摆动轴线作往复移动的凸轮机构。

凸轮4的廓线由半径为 r_1 、 r_2 和 r_3 的同心圆弧组成。当滚子3位于凸轮的同心圆弧廓线上时，用凸轮7传动推杆1（称附加运动）。两个凸轮由传动比为1:4的齿轮5和6所带动。这样来选取各个相角：使得滚子3位于半径为 r_1 或 r_2 的圆弧上时（图4-74 a），推杆完成一次附加运动，而滚子在半径为 r_3 、所对中心角为 135° 的圆弧上滚动时，推杆完成二次附加运动。图中2为推杆的导轨。

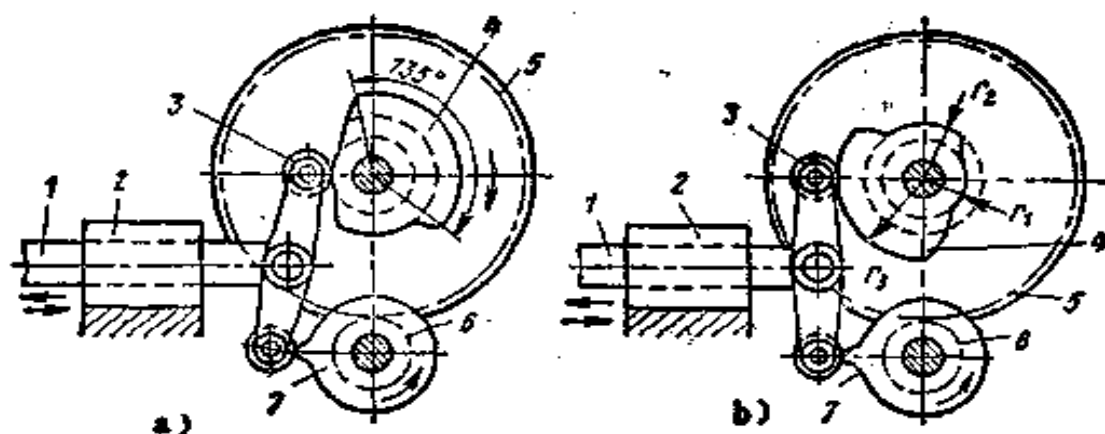


图 4-74

图4-75 包装机中的凸轮-偏心轮机构。齿排装设在滑块1上，被输送的工件2连续不断地放在齿排上并使它压缩。滑块1借助于偏心轮和连杆机构8、10、12、11、13完成上升和下降运

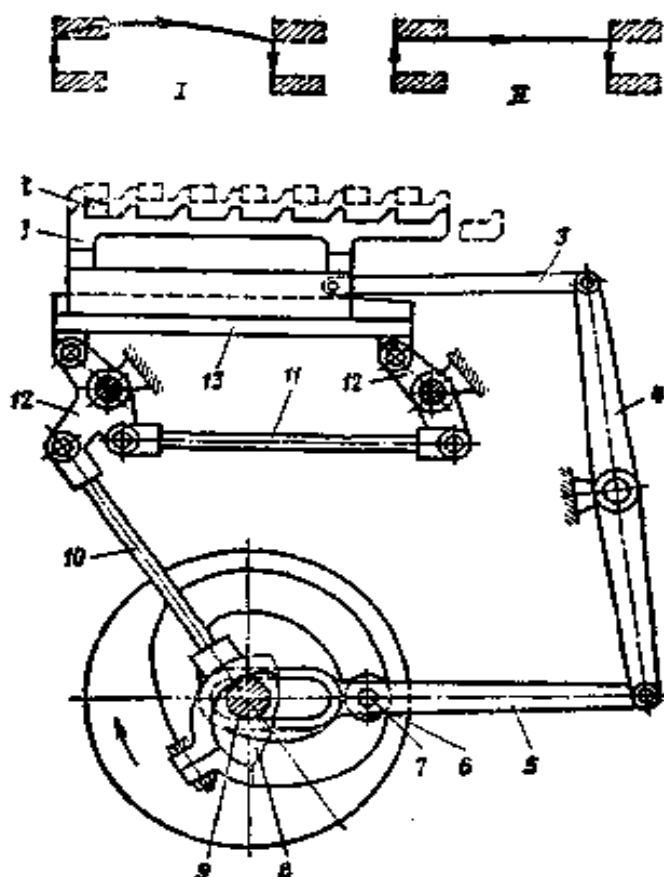


图 4-75

动，并利用凸轮-连杆机构 3、4、5、6、7 使滑块沿导轨 13 完成近似的水平运动。偏心轮 8 和槽凸轮 6 固定在主动轴 9 上。滑块的运动轨迹画在图 I 上。图 II 所示为相应于双凸轮机构的运动轨迹。

图4-76 由两个凸轮 5 和 6 传动的可调凸轮机构的简图。齿轮 2 同时与齿条 1 和 3 啮合，齿条 3 为从动构件。摆杆 7 的半径 R 是可以调节的。推杆 4 在导轨内移动。图 4-76 a)、b) 所示为从动构件位移线图的各种方案。1——进给；2——工作行程；3——退出。

图4-77 二次冲击冷锻自动机的出料机构。凸轮 3 通过带导槽的摆杆 4 将运动传给推杆 5。用弹簧 6 补偿凸轮廓线的误差，以保证机构的力锁合。1——滚子；2——锁合凸轮。

图4-78 二次冲击冷锻自动机的凸轮-连杆出料机构。凸轮 1 使带有导杆并受弹簧作用的摆杆 2 运动。滑块 5 和推料器用连

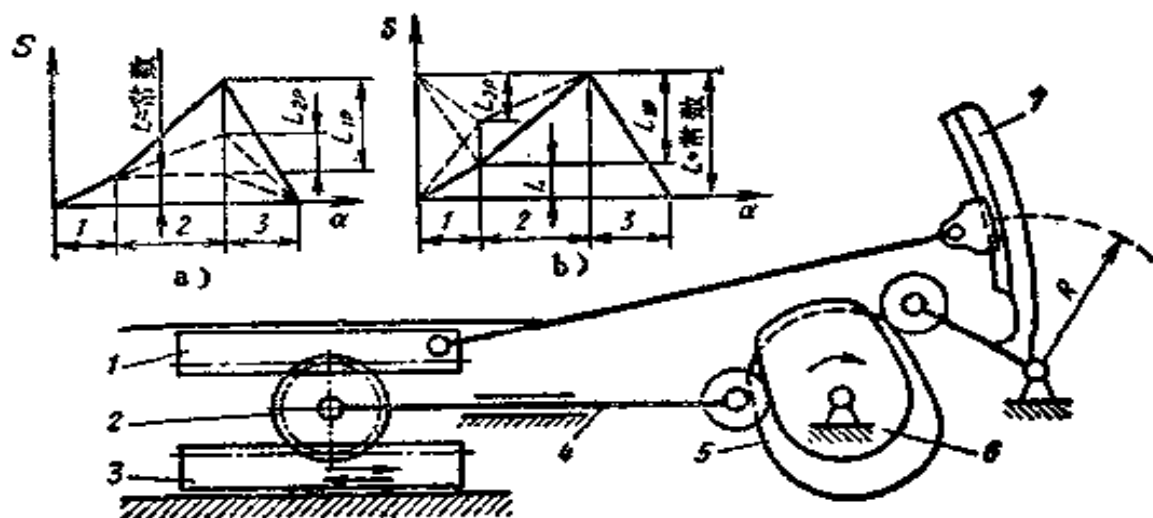


图 4-76

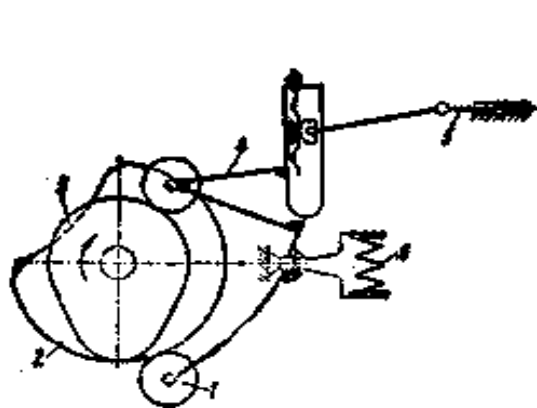


图 4-77

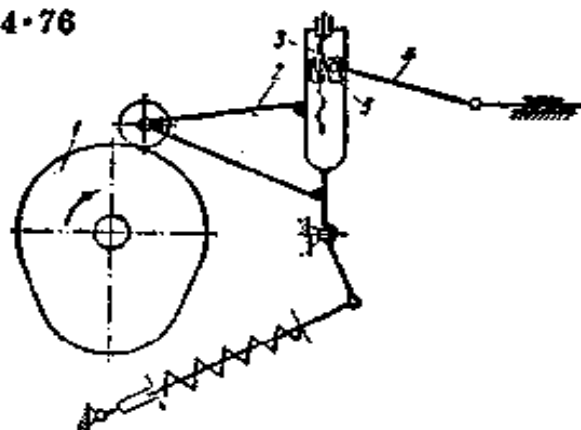


图 4-78

杆 4 连接，滑块 5 的位置可用螺旋 3 调节。

图4-79 自动切断机的出料机构。具有补偿弹簧 2 的双凸轮机机构带动导杆 7。弹簧 2 按装在摆杆 1 和 10 之间。用螺旋 6 调整滑块 3 的位置，从而相应地调节了推杆 4 的行程。弹簧 5 保证凸块 8 和 9 保持接触。

图4-80 铡刀机构。两个偏心轮 2 和 5 固结在主动轴上，这两个偏心轮布置在两个平行的平面内，并错过 180° 。导杆枢的两条导轨槽互成 90° 角，并与构件 3 组成一个整体，铡刀 4 固定在构件 3 上。在构件 3 上，与铡刀 4 对面的位置上，有一条导轨槽；指销 1 固定不动。

图4-81 钢珠模锻自动机的坯件切断机构。装有刀片 2 的摆杆 1 绕 O 轴摆动。凸轮 5 与滚子 6 接触，保证工作行程，而凸轮 4 与滚子 3 接触，保证回程。

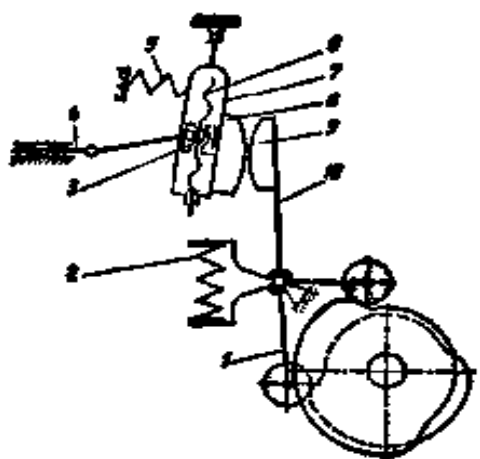


图 4-79

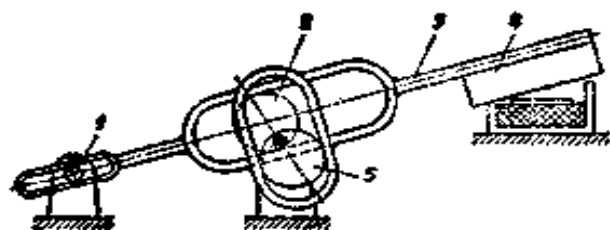


图 4-80

图4-82 具有周期回转工作台的包装机构。两个凸轮2和3固定在主动轴1上,它们分别驱动工作台的转动机构(构件5、6、9)和加压机构(构件4、7、8)。通过棘轮机构使工作台10绕O轴转动。

图4-83 制鞋机的锥子机构 \ominus 。机构用来为双帽靴钉穿孔并使鞋跟移动一段等于针距的距离。锥子c的往复运动(上下两个位置处有停歇)由凸轮9通过摆杆3上的扇形齿轮2以及与2啮合的齿条1来带动。齿条1固定在安装锥子c的杆6上,杆6的导杆8悬挂在 O_1 点,由凸轮4推动摆杆5使导杆8摆动。固定在摆杆5上的滑块7在与导杆8连接的框架内移动。

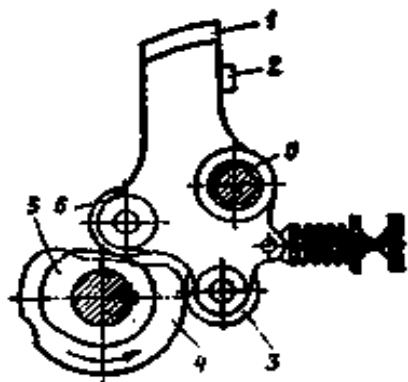


图 4-81

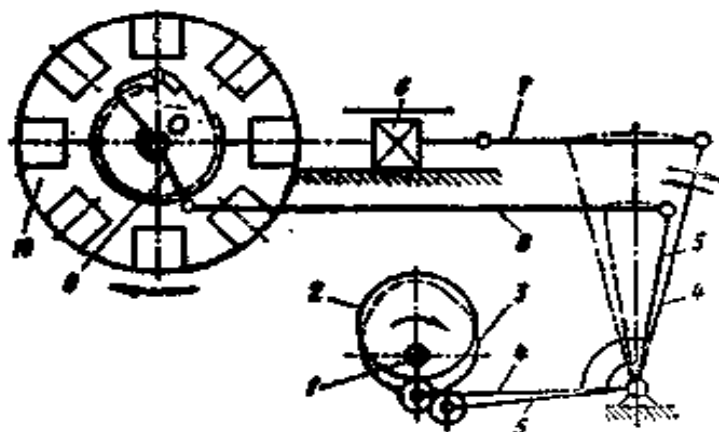


图 4-82

\ominus 按此图结构, 齿轮2和齿条1之间应保证有较大的轴向间隙和相应的齿侧间隙, 机构才能实现运动。

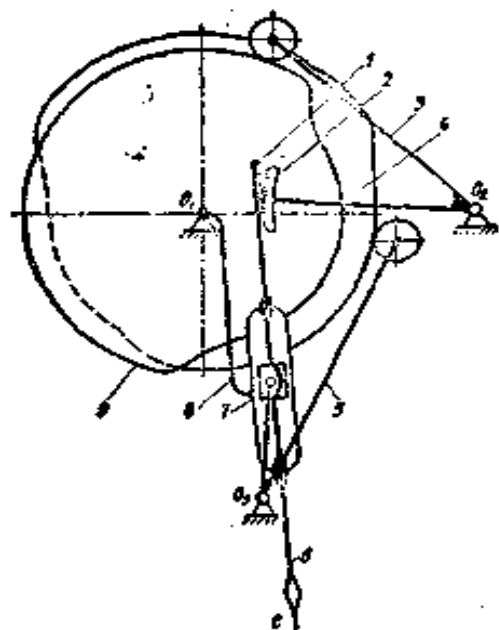


图 4-83

Юматов) 夹具。具有靠模凸轮 2 和弹性卡头 3 的转盘 1。装在车床的主轴上，转动螺母 4 可将工件 5 固定在卡头中。夹具的第二部分固定在刀架 9 上。通过与螺栓 8 铰接的杠杆 13 使固定在滑块 7 上的刀具 6 径向移动。用弹簧 10 的弹性力使滚子 14 压在靠模凸轮 2 的轮廓上。利用螺杆 11，可使杠杆 13 的摆动支点随螺母 12 的基体一起移动。

杠杆 13 的支点位置决定了刀具 6 的行程和被镗六角孔的相应尺寸。调整夹具时，滚子 14 应该接触靠模凸轮的表面，而刀具 6 则接触被加工零件的孔的表面。这个夹具可加工尺寸 s 从 6 到 50 毫米、深度 90 毫米以下的六角形孔。

图 4-84 运动副元素保持接触（有两面有效接触）的槽凸轮 1。仅适用在具有滚子推杆 3 的机构中，滚子 2 在凸轮槽中移动，凸轮槽由两个偏心圆包络而成。

图 4-84b)、c)、d) 所示为槽凸轮与推杆滚子的结构。这种结构消除了滚子滑动和在推杆运动方向改变时滚子倒转的可能性。

图 4-85 车床上镗六角形孔的尤马托夫 (С. Ф.

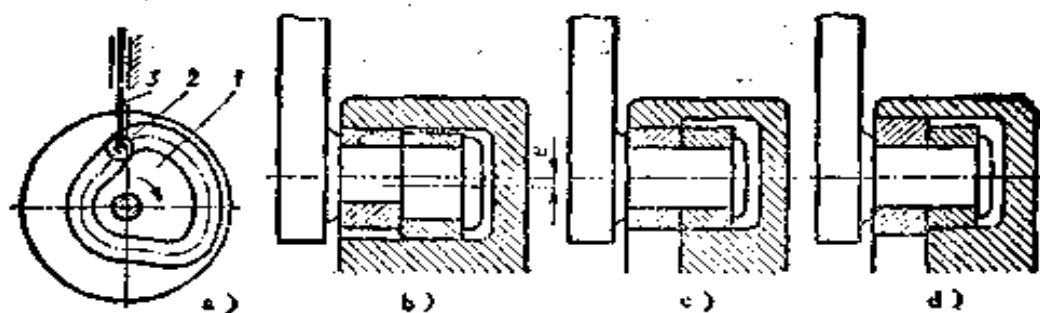


图 4-84

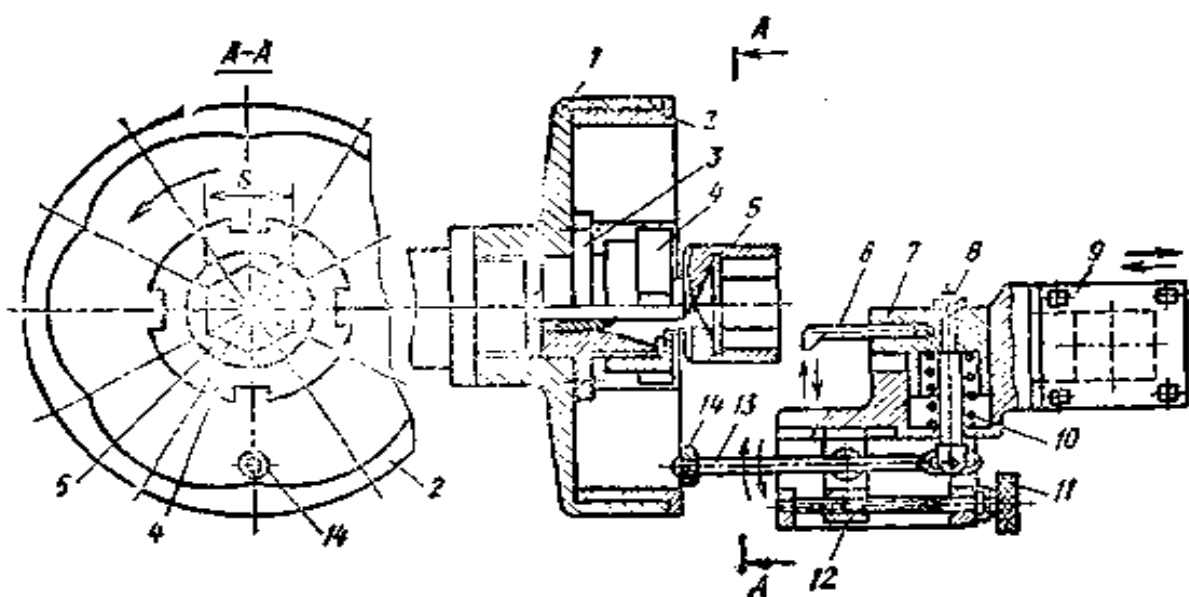


图 4·85

图4·88 具有交叉曲线槽的槽凸轮 1。凸轮每转两周，从动构件 2 完成一个完全的运动循环。用“船形滑块” 3 代替机构中的滚子。“船形滑块”是由两条圆弧作成的。

图4·87 正、反向各转一周的凸轮机构。与推杆 3 上的滚子 2 和 4 相对应的凸轮槽做在凸轮 1 的两面。槽的廓线应该这样选择，即使滚子 2 和 4 的中心距 A 保持不变。

凸轮每转两周完成一个完全的循环，推杆的回程是用改变凸轮的转动方向来实现的。在左视图上没有画出推杆 3。

图4·88 具有很大的推杆行程并有两条槽的平板槽凸轮。曲

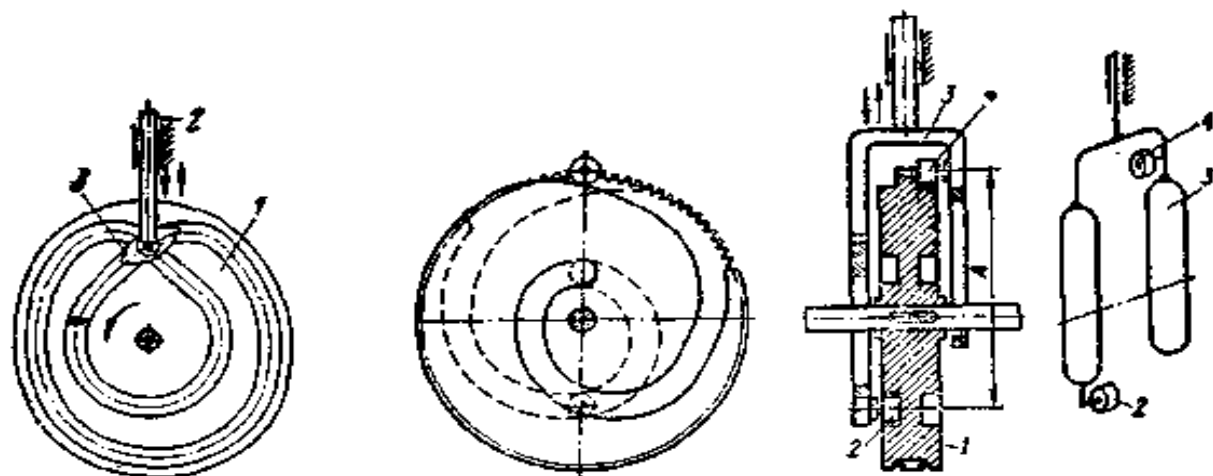


图 4·86

图 4·87

线槽 1 与给定的推杆的运动规律相符合，两个滚子 2 和 3 和推杆连接。凸轮固定在轴 5 上并连续地转动。在廓线的中间部分上，使滚子有通过凸轮 6 的转动轴的可能性。

推杆的两个滚子中的一个位于槽 1 内，第二个位于槽 4 内。推杆的行程 $h = 2B + A$ 。在一般的凸轮机构中，这类结构的推杆行程 $h \leq B + A$ 。

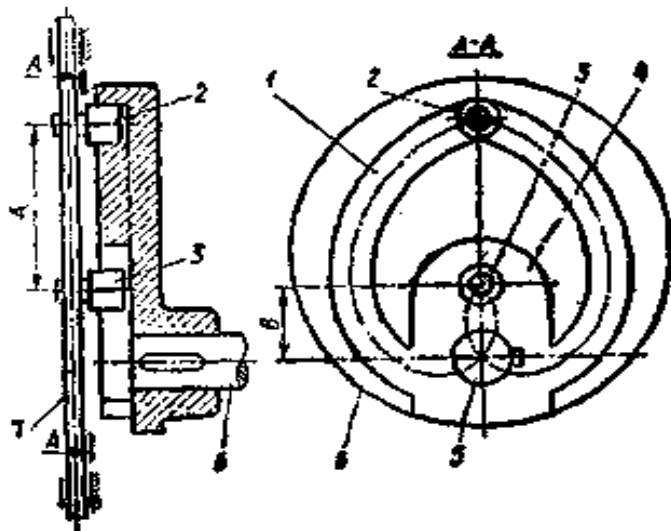


图 4·88

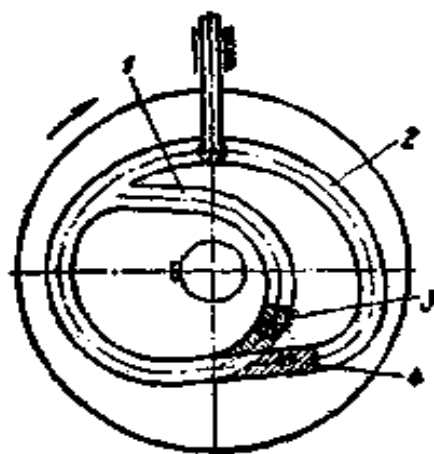


图 4·89

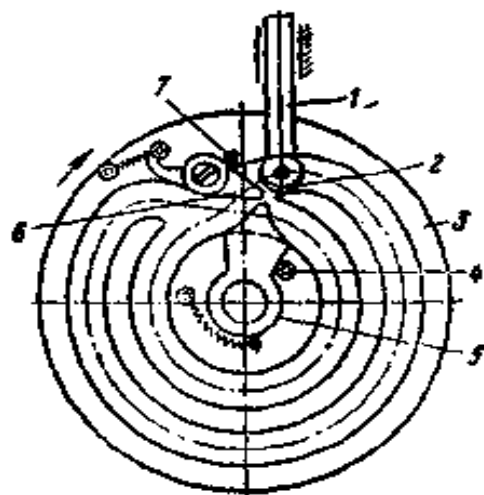


图 4·90

图4·89 具有两条槽的平板槽凸轮。凸轮有 1 和 2 两条廓线。当固定零件 3 时，廓线 2 是工作槽，当固定零件 4 时，廓线 1 是工作槽。凸轮只能按图中箭头所示的方向转动。

图4·90 凸轮 3 每转两周，从动构件 1 完成一个全运动循环的凸轮机构。在槽的交叉处，弹簧拉住的导向板 5 和 6（有限位挡销 4 和 7）把滚子 2 导入相应的槽中。凸轮仅能按图中箭头所示的方向转动。

图4·91 从动构件有长时间停歇的凸轮机构。槽凸轮 6 具有两条交叉曲线槽和两块导向用的杠杆导向板 2 和 5。2 和 5 之间用铰链连接，并且它们可落入凸轮的定制槽内。当凸轮 6 转动时，

摆杆 1 由开始的逆时针向转动, 经过停歇段后至图 a 所示位置; 接着, 摆杆 1 的滚子开始下降, 使导向板 2 和 5 向右转动并停在图 b 所示的位置上。当凸轮转过半周后, 滚子沿同心槽部分滑动, 这时摆杆停歇, 然后把导向板 2 和 5 向左转换, 当凸轮再转过半周 (共二周) 后, 滚子又开始进入小曲率的曲线槽移动, 结果使摆杆 1 又以逆时针向转动。因此, 凸轮在两周内, 有一周半相应于摆杆在下面位置停歇, 有半周是在运动 (见图 4·91 c), 中的曲线 $s = f(\varphi)$ 。

图 4·92 凸轮廓形为平面螺旋线槽, 而从动构件作往复移动的凸轮机构。具有螺旋线槽的凸轮 2 带动滑块 3 (推杆) 作往复移动。用装在柱杆 5 上的滚子 8 和 9 轮流实现滑块 3 (推杆) 和凸轮 2 间的运动联系。柱杆 5 和杠杆 7 铰接。杠杆 7 的轴 6 又固定在推杆 3 的突起部上。

凸轮 2 槽的外端部用衬垫 1 (见图中 A—A 剖视图) 来收尾, 并用衬垫 1 来拨开一个滚子和使第二个滚子进入槽内。

柱杆 5 的极限位置由弹簧压住的滚珠 4 定位。

在螺旋槽的内部尾端上, 角度为 β 的范围内和在外部尾端上, 角度为 α 的范围内, 做成与螺旋线相切的圆弧段, 以保证推杆 3 在换向的瞬间静止。

凸轮每转三周, 推杆实现等速往复移动的一次完全循环。

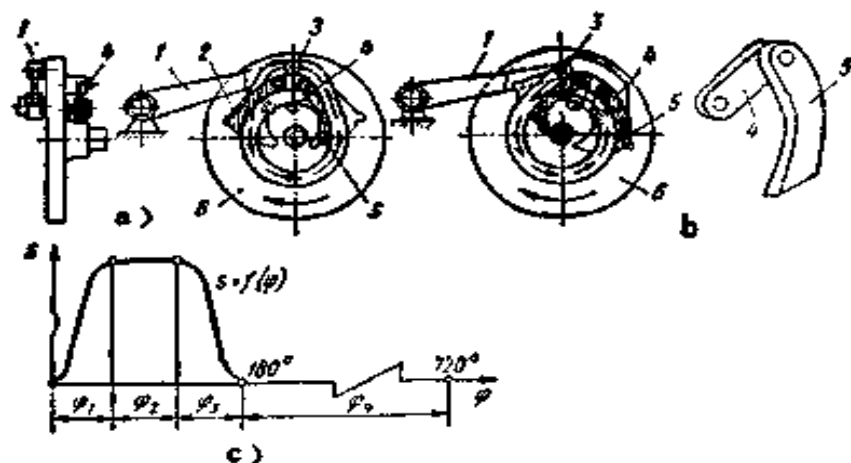


图 4·91

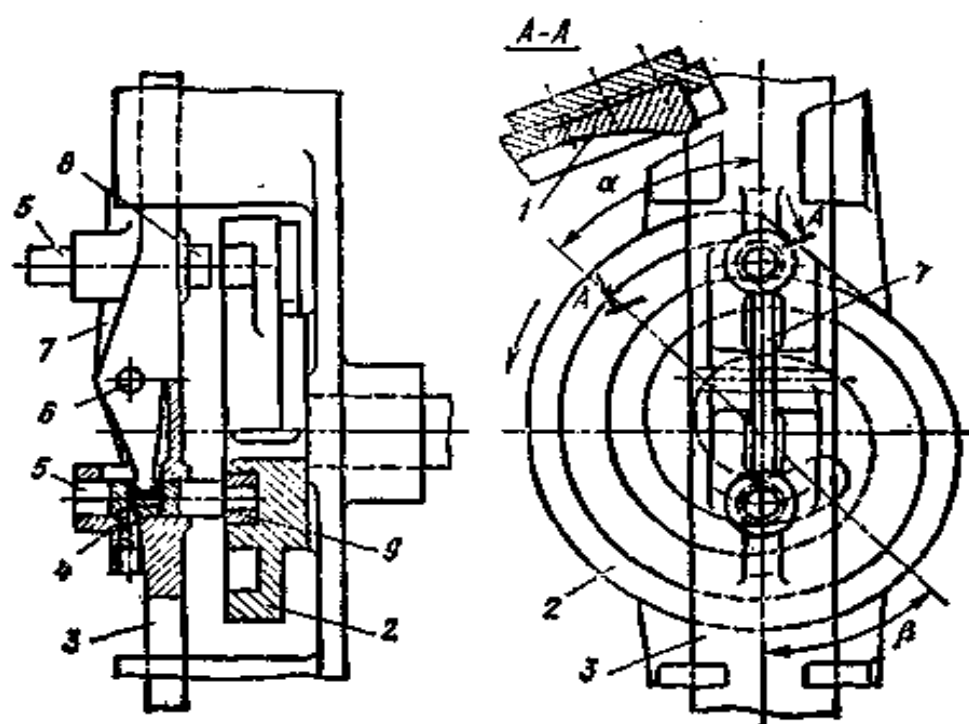


图 4-92

图4-93 从动构件作复杂空间运动的凸轮机构。机构应用在制造网的机床中，然而它也能在其它机械中得到应用，在这些机

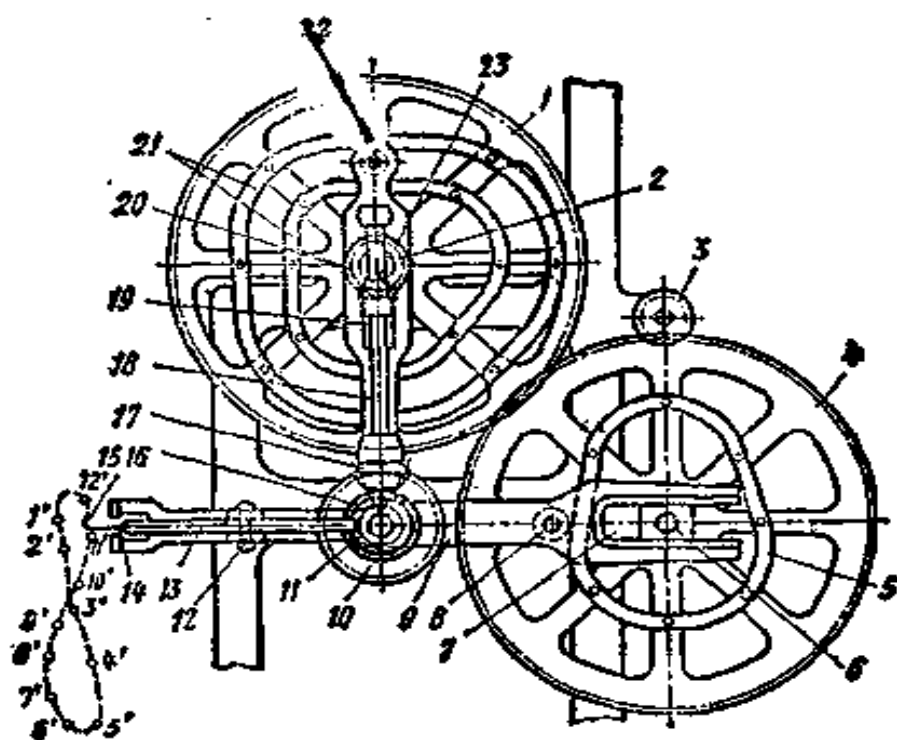


图 4-93

械中要求构件上的点应描绘出复杂的空间轨迹。

具有尖端15的针14由三个凸轮机构来带动，这些凸轮之间用齿轮连接并同步工作。

第一个凸轮机构，是由凸轮5和杠杆9组成，凸轮是固定在齿轮4上的一个闭合而又弯曲的轮箍5。杠杆9的一端有叉形槽7，它可沿轴6上的棱柱形导轨滑动。用弹簧使滚子8与凸轮5保持接触（弹簧在图上未画出）。这个凸轮机构使针14作水平运动。

第二个凸轮机构，是由槽凸轮和杠杆18组成的。槽凸轮是用固定在齿轮1上的两个轮箍21形成的。杠杆18上具有槽19和滚子22。这个机构使针14沿垂直方向移动。

杠杆9和18相互之间用轴11铰接。而由于几种运动合成的结果使针尖形成的轨迹其投影如图所示。

按条件针尖由点2'移动到点3'时，需要在垂直于图纸平面的方向上具有偏移。这个运动是由装在杠杆9和18上而为轮系20和23、17和10传动的第三个凸轮机构来实现。

齿轮10的轮载同时又是端面凸轮16，它带动杠杆13使针14在垂直于图纸平面的方向上移动。2——中间轴。

图4·94 载荷很轻时，可用滚珠传动将凸轮运动传给工作机构，这样可简化结构。当载荷较大时，可在滚珠间放置垫块1（图4·94 a）或者采用所谓皱纹管传动（图4·94 b）。在皱纹管

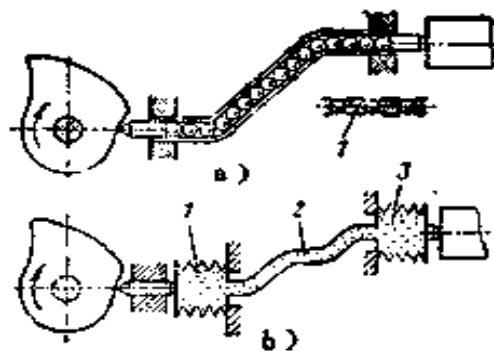


图 4·94

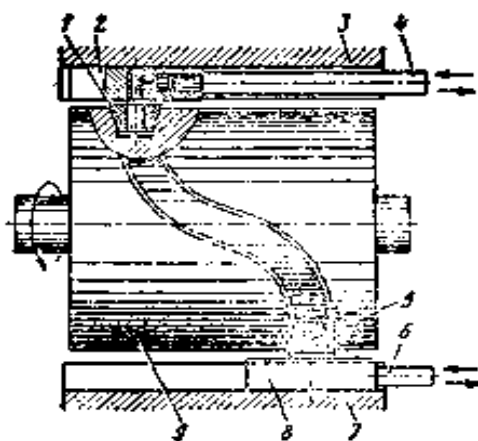


图 4·95

传动中的传动构件是带管子 2 的皱纹盒 1 和 3 (在其内部充满油并把它封闭起来)。

图4·95 有两个推杆的空间凸轮机构。单槽凸轮 9 转动时,给推杆 4 和 6 传递互为反方向的往复移动。

推杆的滑块 2 和 8 放在固定导轨 3 和 7 中,并通过滚子 1 和 5 与凸轮连接。

图4·96 具有圆环形沟槽的凸轮机构。这里是用滚珠 1 来代替凸轮机构中的滚子,而为了将它装在推杆 2 的指销上,在滚珠上开有孔。用滚珠代替滚子,可以减少凸轮 3 的制造误差对机构工作的影响。通过在槽上特制的扩口,可把滚珠 1 装入槽内。

图4·97 行程长度可变的往复移动机构。凸轮 2 和 7 在轴 1 上可自由地转动,并用凸轮 7 和滚子 8 使它们和轴 1 一起作轴向移动。从动构件 5 的位移,等于轴 1 的位移与滚子 3 相对于凸轮 2 的位移之和。推杆的最大行程等于轴 1 的行程与滚子 3 相对于凸轮 2 的行程之和。推杆的最小行程,则等于这两个行程之差。由于凸轮 2 和 7 分别由齿数为 100 和 101 的齿轮 4 和 6 传动,所以推杆每次行程的大小和运动规律都是不同的。

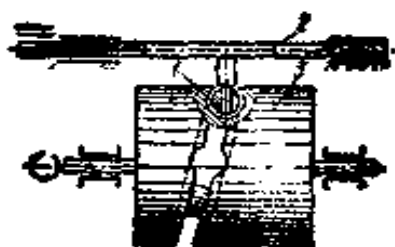


图 4·96

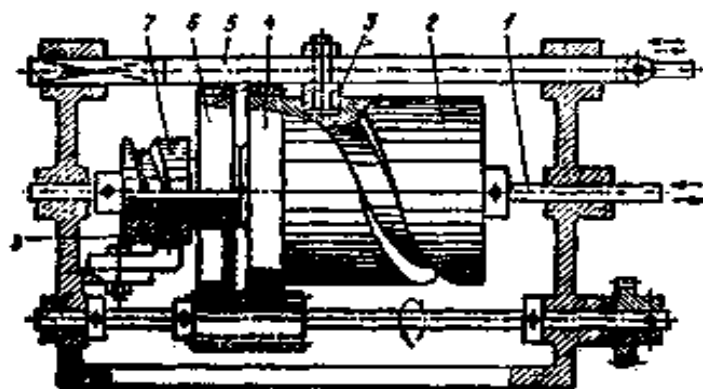


图 4·97

图4·98 转换凸轮轮槽的自动导向器。圆柱凸轮 9 上,有一条在中部相交成 90° 的封闭槽。凸轮每转 2 周,推杆 1 完成一个完整的运动循环。

在凸轮槽的交叉部分设置导向器 2,根据给定的运动为推杆

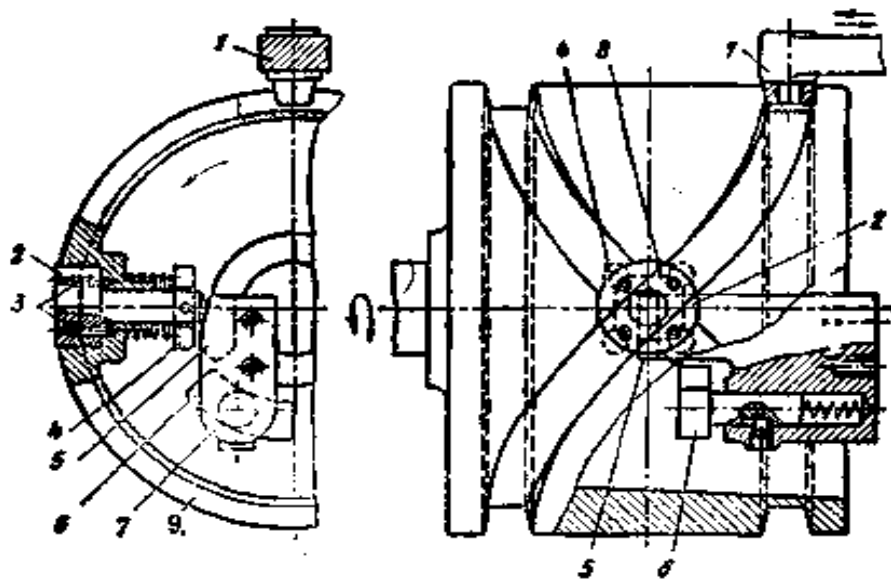


图 4-98

的滚子导向，以避免在那个部分发生冲击和使零件很快的磨损。

凸轮每转一周，导向器自动地转过 90° ，然后用销钉 3 把导向器 2 固定在工作位置上。导向器相对于凸轮的径向移动和将它转过 90° ，是通过固定凸轮 5，以及和导向器上零件 8 的圆形齿 4 相啮合的挡块 6 来实现的。凸轮 5 和挡块 6 装在支架 7 上，支架又固定在机架上。

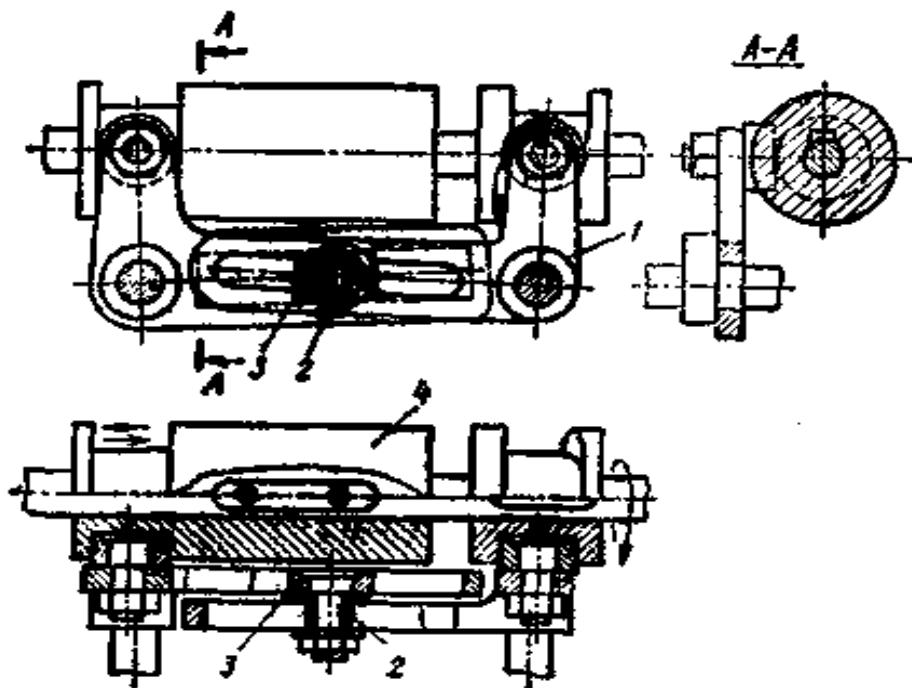


图 4-99

图4·99 能调节从动构件行程长度的凸轮机构。重新安排滑块3的指销2在杠杆1上的位置，也就是改变导杆机构的传动函数，以实现鼓轮4轴向行程的调节。

图4·100 从动构件2的两个滚子在对应的槽内可以变换的凸轮机构。凸轮的两条槽是由两个不同的运动规律确定的：第一个运动规律是滚子1与槽A配合，第二个是滚子4和槽B配合。转动齿轮3可实现滚子的变换。

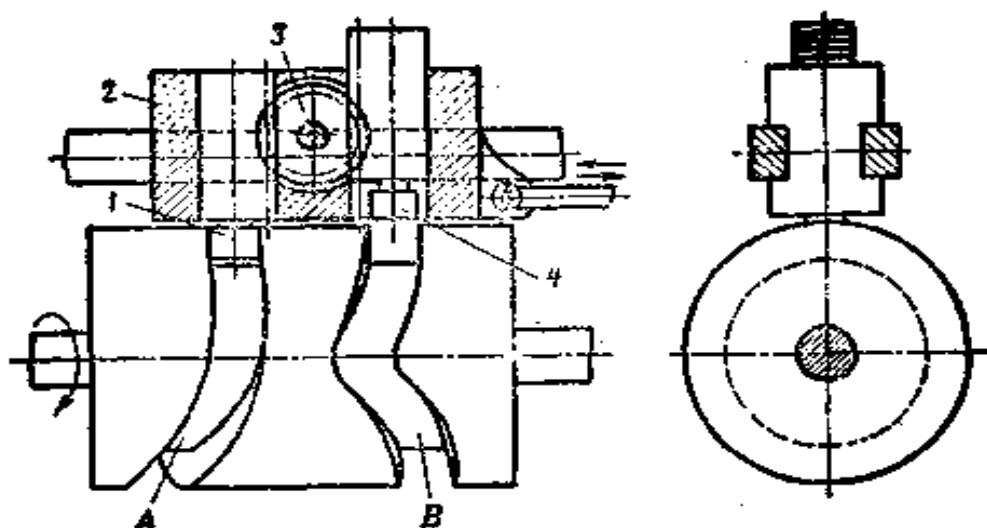


图 4·100

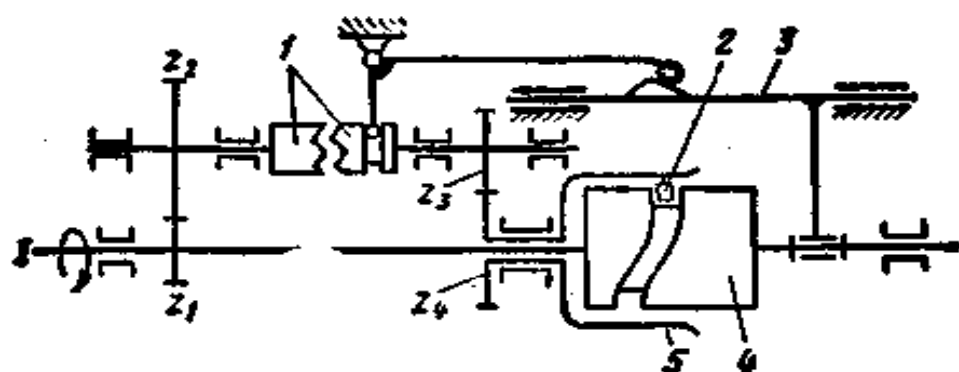


图 4·101

图4·101 差动凸轮机构。在凸轮转速很高，需要增长循环时间的情况下采用。凸轮4刚性固结在轴I上，套筒5活套在轴I上，两者同方向转动，但其角速度相差很小。滚子2的轴固定在套筒5上。循环时间 t 等于套筒相对于凸轮转一周的时间。主动轴通过齿轮 z_1 、 z_2 、 z_3 、 z_4 带动凸轮和套筒转动，离合器1用于在

空行程时使套筒5脱离传动。滑座3的挡块用来换接离合器。工作行程时的循环时间由下式确定：

$$t = \frac{z_1 z_3}{n_s (z_2 z_4 - z_1 z_3)}$$

式中 n_s ——套筒转速 \ominus 。

差动凸轮机构的效率 $\eta = 0.01 \sim 0.2$ 。

图4·102 摆杆2的滚子位置有各种布置方式的球面凸轮1。
a) — 滚子布置在凸轮的上面； b) — 在侧面； c) — 在下面。

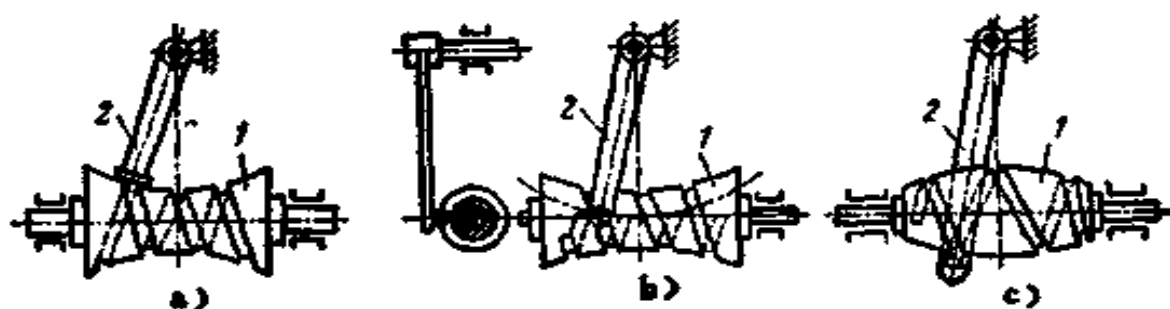


图 4·102

图4·103 应用在自动机床上的鼓形空间凸轮。作为凸轮工作廓线的各个独立的调整块1(图4·103 a),很容易在鼓轮上固定和更换。图4·103 b)是以从动构件的各种运动规律调整的凸轮的

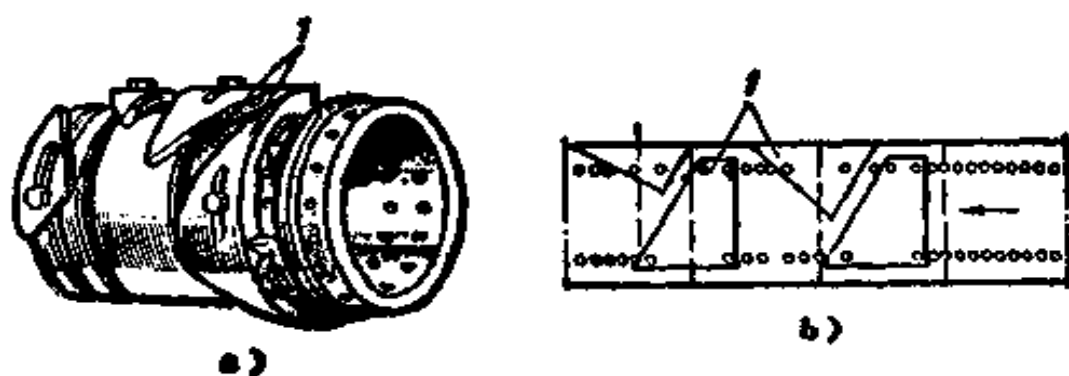


图 4·103

\ominus 原文将式中的套筒转速误标为 n_s , n_s 为凸轮转速。若循环时间 t 表示成凸轮转速的函数时,公式应为

$$t = \frac{z_1 z_3}{n_c (z_2 z_4 - z_1 z_3)}$$

展开图。由于没有过渡曲线，会引起机构的冲击和很快的磨损。

图4·104 具有滚子1的鼓形凸轮。滚子装在沿鼓轮母线的T型槽内，从动构件由滚子推动而用弹簧实现力锁合。

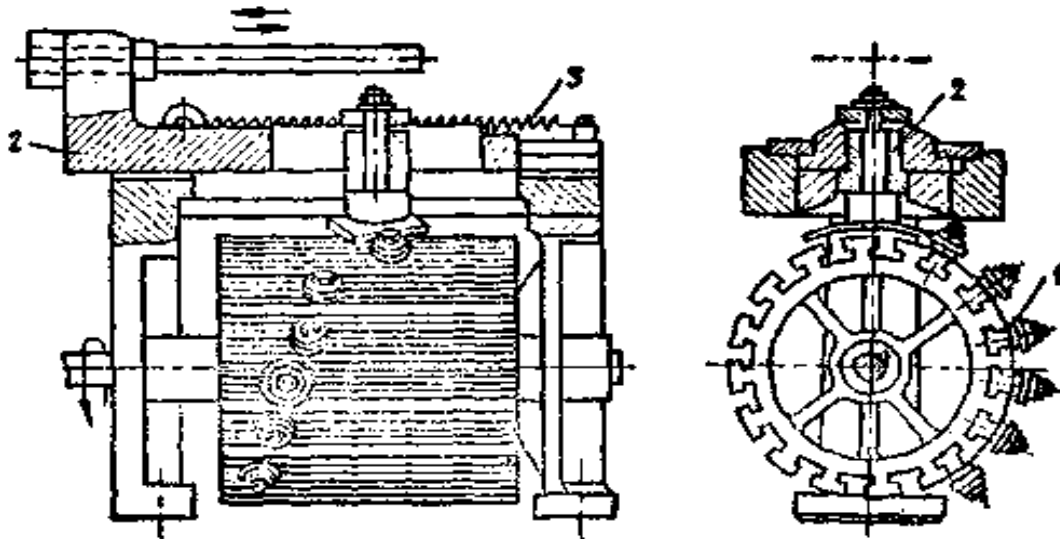


图 4·104

图4·105 倾斜圆盘。在圆盘2的外圆柱上开有槽，推杆1上的滚子放入该槽内，推杆1作直线往复移动。这种方案常用于多柱塞的泵中。

图4·106 倾斜圆盘机构。圆盘1安装在轴2上。螺旋3和圆盘轮毂上的扇形齿轮啮合，并用来调整圆盘的倾斜角。带有两个指销4的从动构件5得到往复直线移动。构件5位移的大小，取决于圆盘的倾斜角。

图4·107 凸轮机构，凸轮1做成成形盘。从动构件3上有

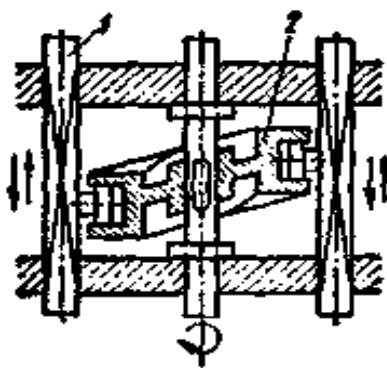


图 4·105

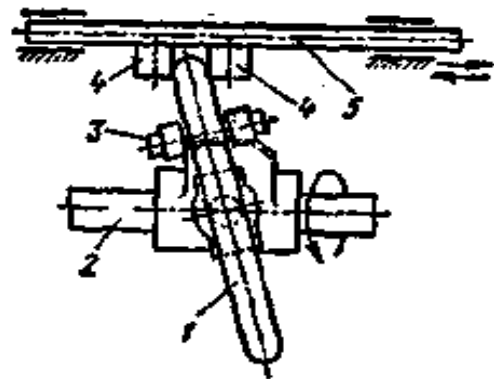


图 4·106

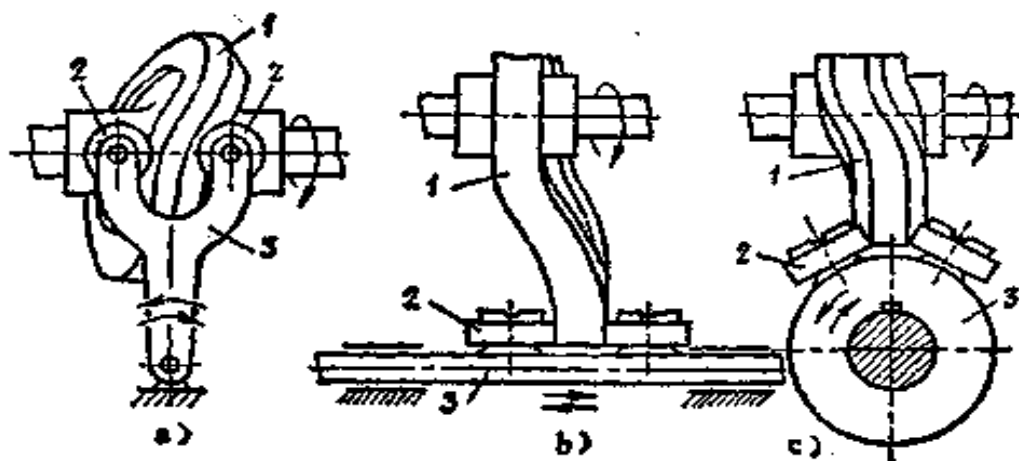


图 4·107

两个滚子 2。

图4·107a)、b)、c)所示,分别为摆动、移动和摆动的从动构件。

图4·108 将轴转过90°并使其定位的机构。凸轮1通过双臂杠杆2使轴3转动,而用凸轮5通过推杆4使轴3定位。

图4·109 凸轮1等角速度转动时,从动盘3具有间歇运动的空间凸轮机构。具有圆销2的圆盘3其运动特性取决于凸轮槽的廓线。

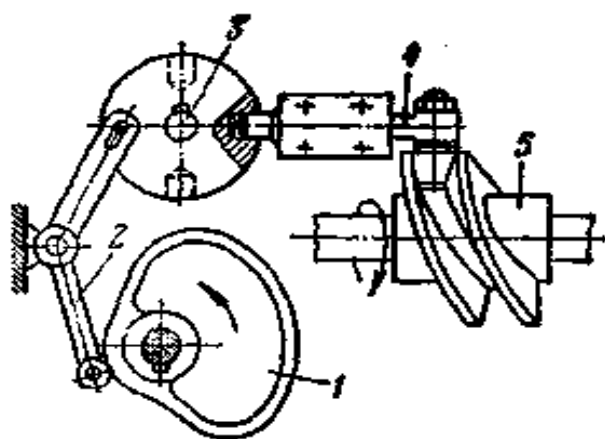


图 4·108

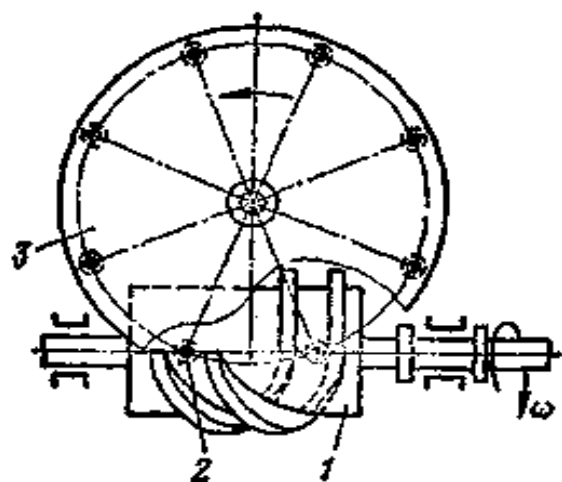


图 4·109

图4·110 具有圆锥鼓轮2的空间凸轮机构。推杆1在锥体的母线方向上移动(图4·110a)。凸轮廓线的作法应和图4·23所示的凸轮一样;这时,凸轮是在锥体展开角的范围内转动, R_{a10} 等

于母线的最短长度。这种凸轮机构应看作是双曲线凸轮（图4·110b）的特殊情况。该凸轮中线上的廓线是在回转双曲面上画出的。

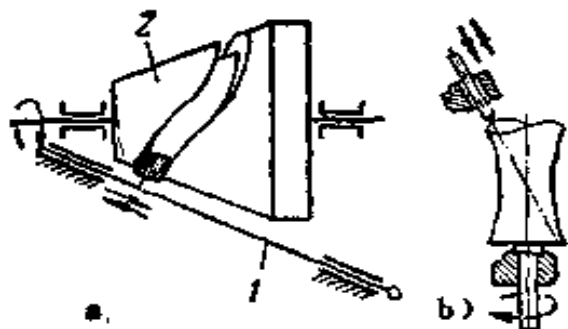


图 4·110

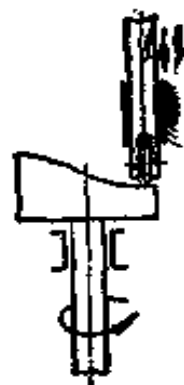


图 4·111

图4·111 工作表面在凸轮端面上的圆柱凸轮机构。

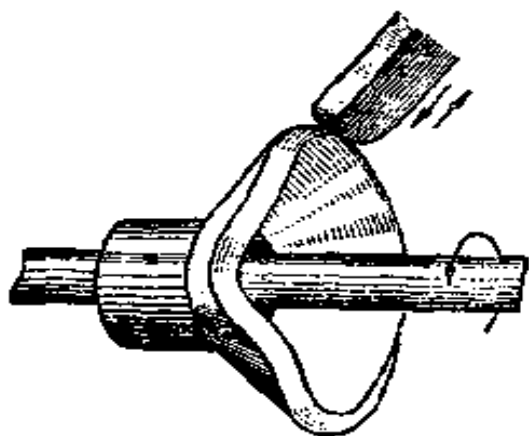


图 4·112

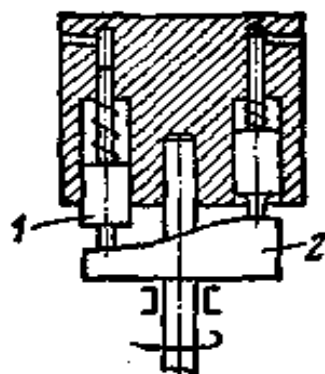


图 4·113

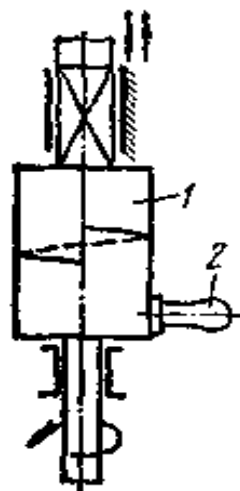


图 4·114

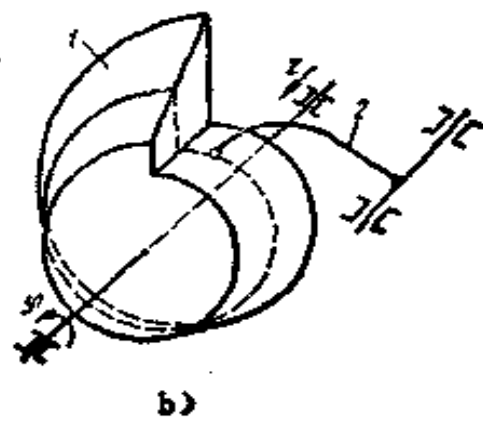
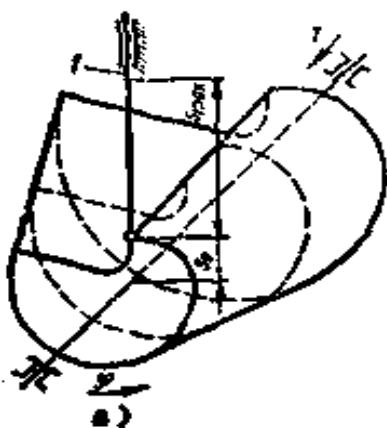


图 4·115

图4·112 工作表面在圆锥盘端面上的凸轮机构。

图4·113 用以带动柱塞1的端面凸轮2。

图4·114 转动手柄2，使零件1运动的正面合楔。

图4·115 有两自由度的对心凸轮机构。推杆1的位移 s 是凸轮转角 φ 、凸轮沿 z 轴的位移和机构结构参数的函数（图4·115 a）。在图4·115 b）中，凸轮1的转动轴与摆杆2的转动轴平行。

第5章 摩擦传动和无级变速器、制动器

摩擦轮传动 摩擦轮传动用于传递平行轴或交叉轴间的运动。它用两摩擦轮互相压紧所产生的摩擦力来传递旋转运动。

摩擦轮传动可分为下列几类：

- a) 平行轴或交叉轴间的传动；
- b) 主、从动构件直接接触的传动；
- c) 有中间刚性构件的传动；
- d) 有中间挠性构件的传动；
- e) 可调传动比的传动（无级传动或无级变速器）。

皮带传动 皮带、绳索、丝线等挠性构件传递大中心距的平行轴和非平行轴间的运动。沿皮带和皮带轮接触区分布的摩擦力 F ，阻止皮带在皮带轮轮缘上打滑。如果传递的力矩是 M ，则摩擦力矩应满足以下不等式

$$M = PR < M_f = R(S_1 - S_2) = FR \quad P < F$$

式中 S_1 和 S_2 ——皮带主动边和从动边的拉紧力，其变化特性如图5·15所示， $S_1 = S_2 e^{f\alpha}$ ；

P ——圆周力；

F ——轮缘上的摩擦力；

α ——包角；

e ——自然对数的底；

$$S_1 = F \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad \text{和} \quad S_2 = F \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}$$

对于高速皮带传动，由于包在皮带轮上的皮带各单元受离心力的作用，故摩擦力减小。如果考虑这个离心力，则

$$S_1 = F \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + \frac{qv^2}{g}$$



$$S_2 = F \frac{1}{e^{\mu' \alpha} - 1} + \frac{qv^2}{g}$$

$$F = (S_1 - \frac{qv^2}{g}) \frac{e^{\mu' \alpha} - 1}{e^{\mu' \alpha}}$$

式中 v ——圆周速度（米/秒）；

q ——皮带每米长的重量（公斤力/米）。

对于三角皮带传动，确定主、从动边拉紧力时，应取当量摩擦系数 $\mu' = \mu / \sin \gamma$ ，其中 2γ ——三角皮带轮上楔形槽的楔角（见图5·16）。

皮带绕上皮带轮时，产生弹性伸长和相对于轮缘的滑动（弹性滑动），使传动比发生变化。在不计弹性滑动的情况下，传动比为

$$u_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1}$$

式中 R_1 、 R_2 ——皮带轮的半径。

若用弹性带传递运动时

$$u_{12} = u'_{12} (1 - \psi) \quad \psi = \frac{\alpha' k}{\delta \sigma_0}$$

式中 $u'_{12} = \frac{n_1}{n_2}$ ——考虑有弹性滑动时的实际传动比；

k ——加在皮带1厘米宽度上的有效力；

α' ——皮带伸长系数；

δ ——皮带厚度；

σ_0 ——初拉紧应力。

对于开口传动，皮带长度 L 等于

$$L = 2A(\sin \alpha - \alpha \cos \alpha) + \pi D_2$$

$$\cos \alpha = \frac{D_2 - D_1}{2A}$$

式中 α ——小皮带轮上的包角之半；

A ——中心距；

D_1 ——小带轮直径；



D_2 ——大带轮直径。

求 L 的公式为一超越方程，因此求解困难。通常用近似公式

$$L \approx 2A + \pi(R_1 + R_2) + \frac{(R_2 - R_1)^2}{A}$$

在设计多级皮带传动时，皮带长度可按其中任一级来确定，若取 $L = \text{常数}$ ，就可求出其他各级的共轭皮带轮直径。

无级变速器 主动轴以恒定的转速转动时，允许从动轴在确定的范围内平稳地改变转速的装置称为无级变速器。这类传动现时应用极多；它常用于造纸、纺织、玻璃和其他许多工业部门，同时也用于运输和机床制造业中。

机械式无级变速器按结构特点可分为两个大类：

- 1) 用强制方法调速的无级变速器；
- 2) 自动调速的无级变速器。

所有用手操纵可以平稳地改变输出速度的结构都为第一类无级变速器。摩擦式无级变速器和刚性式无级变速器应列入这一类。

摩擦式无级变速器中，可以是工作的滚动构件直接接触，也可通过刚性的中间构件（滚轮、圆环等等）或挠性的中间构件（皮带）接触。

属于刚性式无级变速器的机构，其工作原理是：以机构的零件在楔紧时形成的啮合来传递运动或直接推压无级变速器工作构件的凸台实现运动的传递。

具有由两个圆锥盘组成的可分合带轮和三角带的无级变速器，在大多数情况下，由于结构简单、噪音小、不需要大的皮带预紧力、工作可靠、在运转中调速容易和简单，因而在工业中获得了广泛的应用。现有带轮结构的多样性，成对无级变速器的各种组合以及三角带式无级变速器与各种齿轮传动系统的组合，使得有可能根据给定功率和所需的调速范围容易选取最合理的方案。

最简单的无级变速器的原理图如图5·38所示。皮带轮2是由

两个锥盘组成的可分合式带轮，皮带轮1是固定直径的带轮。

在皮带长度不变的情况下，用移动其中任一轴（通常是电动机轴）的方法改变两带轮的轴间距 A ，由于皮带3被拉紧的结果，使可分合带轮的圆锥盘分开，同时皮带转到小直径圆周上，从而实现角速度 ω 的调节。

当轴间距离减小时，皮带在弹簧4的作用下，进入较大直径的圆周上。传递运动所需的皮带3和带轮之间的摩擦力用弹簧4的弹力来保证。

三角带3可用辊链代替（见图5·39）。此时仍是靠摩擦力来传递运动，这个摩擦力是辊子1楔紧在楔形带轮的光滑表面之间的时候而发生的。辊子1镶在链条的节板2上。

弹簧4（见图5·38和图5·45）的工作圈数可近似按下式确定：

$$i = \frac{R_{\max} R_{\min} G d^4 z \mu' \operatorname{tg}^2 \gamma}{2 M_{\kappa p 1} \beta D^3}$$

式中 R_{\max} 和 R_{\min} ——可分合皮带轮的最大和最小半径；

G ——弹簧材料的剪切弹性模量；

d ——弹簧丝直径；

z ——弹簧只数；

$\mu' = \mu / \sin \gamma$ ——当量摩擦系数；

2γ ——皮带轮槽角；

$M_{\kappa p 1}$ ——皮带轮传递的转矩；

β ——安全系数；

D ——弹簧直径。

确定 i 的公式满足的条件是当 $R_x = R_{\min}$ 和 $R_x = R_{\max}$ 时，轮与皮带间的法向压力等于所需的值，当其他半径时，则计算值略大。

主、从动轴均是双盘皮带轮时，变速器的调速范围可用下式计算：

$$\Delta = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = 1 + u \frac{1 + u_B}{u_B} + \frac{u^2}{u_B}$$

式中 $u_B = R_{2\min}/R_{\min}$ 是皮带在带轮的最小半径上工作时变速器的传动比；

$$u = \frac{\frac{a_0}{2\text{tg}\gamma} - h}{R_{\min}}$$

式中 a_0 ——皮带最大伸长层的宽度；

h ——皮带断面高度；

R_{\min} ——主动轮最小半径；

$R_{2\min}$ ——从动轮最小半径。

对于具有三盘皮带轮的无级变速器（见图5·41），

$$\Delta = 1 + 2u \frac{1 + u_B}{u_B} + \frac{4u^2}{u_B}$$

制动器 在现代机器中，制动装置获得广泛应用，合理设计制动装置，对于使机器顺利而有效地工作具有很重要的意义。在很多情况下，在起重机械和运输机械中，必须用制动装置来保证安全。

制动力矩的大小可以由被制动质量的运动方程式来确定。如果制动力矩不变，则被制动质量将作等减速运动：

$$e = \frac{M_F + M_C}{J_{np}}$$

和

$$\omega = \omega_0 - et$$

式中 e ——角加速度；

ω ——制动轴的角速度；

J_{np} ——被制动质量转化到制动轴上的转化转动惯量；

ω_0 ——制动轴在制动开始时的角速度；

t ——制动时间，

$$t = \frac{\omega_0}{e} = \frac{\omega_0 J_{np}}{M_F + M_C}$$

转化到制动轴的转化转动惯量可按式确定



$$J_{np} = J_0 + \sum \left[J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 + m_i \left(\frac{v_i}{\omega} \right)^2 \right]$$

- 式中 J_0 ——制动轴回转质量的转动惯量；
 J_i ——作转动运动且角速度为 ω_i 的元件的转动惯量；
 ω ——制动轴的角速度；
 m_i ——作直移运动且速度为 v_i 的元件的质量；
 M_F ——制动器的摩擦力矩（公斤力·米）；
 M_C ——转化到制动轴上的转化阻力矩（公斤力·米）

$$M_C = \sum M_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right) + \sum P_i \frac{v_i}{\omega} \cos(P_i, v_i)$$

制动力矩的大小与制动器在机器中的安装部位有关。当制动器装在高速轴上时，其值为最小。计算力矩 M_F 是由制动轴上的最大工作力矩和安全系数（ $\beta > 1$ ）的乘积来确定。

制动器的尺寸可按下列各式求得：

对于圆盘式制动器（见图5·84）

$$M_F = \beta M = \pi (R_2^2 - R_1^2) R_{op} i q \mu = N R_{op} i \mu$$

对于具有锥形摩擦面的制动器

$$M_F = \beta M = 2\pi R_{op}^2 b q \mu = \frac{N R_{op} \mu}{\sin \alpha}$$

对于涨环式制动器

$$M_F = \beta M = 2\pi R^2 b q \mu$$

- 式中 i ——摩擦面对数；
 N ——压紧力；
 β ——接合安全系数；
 R_1 、 R_2 、 R_{op} ——摩擦面的内半径、外半径和平均半径；
 b ——摩擦面宽度（厘米）；
 α ——圆锥形摩擦面的锥顶半角；
 q ——比压（公斤力/厘米²）；

⊖ 原文缺，系译者增补。

μ ——摩擦系数。

对运动方程式作精确计算时，应考虑 μ 值随速度、压力和温度的变化。

在起重机、运输机械和汽车业中，制动器得到广泛的应用。

起重机械中移动重物的制动过程可分为几个阶段，这些阶段决定了制动的特性和制动器的用途：

a) 被提升重物应保持静止，为此必须使制动力矩 M_F 大于 $M_Q - M_R$ ，此处 M_Q 是有效载荷的转化力矩； M_R 是机构中的转化摩擦力矩。

制动器起制动作用：

$$M_F > M_Q - M_R$$

b) 加速阶段：制动力矩 M_F 应迅速减小，使重物得到预定的速度，

$$M_F \approx 0$$

c) 稳定运动阶段：荷重作恒速运动时，制动力矩 M_F 应等于 $M_Q - M_R$ 。

下降重物所作的功由制动器承受，所以制动器起着消耗这些功的作用，

$$M_F = M_Q - M_R$$

d) 完全停止前的制动阶段：制动力矩平稳地增大，制动器起止动作用。

现有的制动装置可分为块式、带式、盘式和锥面式制动器等几类。

用于制动力矩不大的手动制动器（见图5·77和图5·82），可使制动轮1上产生摩擦力 $\mu N \geq P$ 和 $N \geq \frac{P}{\mu}$ 。

对于制动瓦块2的包角很小时，压力按均匀分布计算的方程式是正确的，为产生所需的力 N ，应加于手柄3上的力为

$$P_H = N \frac{b \pm \mu c}{a}$$

如果摩擦力的作用线通过杠杆转动轴线O（即 $c = 0$ ），则

$$P_H = N \frac{b}{a}$$

力 P_H 通常为15~20公斤力。

双瓦块制动器（见图5·78），同样根据系统的平衡条件进行计算。

在给定圆周力 P 时，每个瓦块2所需之压紧力为

$$N = \frac{P}{2\mu}$$

制动轮1的直径可由摩擦功率的大小确定

$$A = \frac{Pv}{75} = \frac{qv\mu S}{75} \quad (\text{马力})$$

式中 S ——瓦块的接触面积在直径上的投影。

如取瓦块的弦长等于 $\frac{d}{2}$ ，则摩擦表面面积的投影

$$S = 2 \frac{d}{2} b = db$$

因此

$$d = \frac{75A}{qv\mu b}$$

根据经验数据，数值 $qv\mu \leq 30$ ，而摩擦功 $A < (25 \sim 30) \times 10^6$ 公斤力·米 \ominus 。

式中 v ——滑动速度（米/秒）；

b ——瓦块宽度（厘米）；

μ ——摩擦系数。

带式制动器的带轮1被钢带2包住。在简单带式制动器（见图5·79）中，拉紧力 S_1 由杠杆3的轴担受，而有效阻力仅由拉力 S_2 产生。在带轮上的制动力为

$$P = S_1 - S_2$$

\ominus A 原为摩擦功率，单位为马力，故疑此处有误；按《Тормоза подъемно-транспортных машин》М.П.Александров, Машгиз, 1958, стр.223 的经验数据： $qv < 30$ 公斤·米/厘米 2 ·秒，而每秒钟的单位摩擦功 $qv\mu < 10$ 公斤·米/厘米 2 ·秒。

这里

$$S_1 = \frac{Pe^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

式中 e ——自然对数的底；

α ——包角。

压紧力

$$P_H = S_2 \frac{a}{l}$$

如果制动轮改变回转方向，则压紧力 P_H 也改变方向并等于

$$P'_H = S_1 \frac{a}{l}$$

$$S_2 = \frac{Pe^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

$$S_1 < S_2$$

在差动带式制动器中（见图5·80），拉紧力 S_1 能促使拉紧制动器。在这种情况下

$$P_H = \frac{S_2 b - S_1 a}{l}$$

如 $S_1 a > S_2 b$ ，而 $S_1 = S_2 e^{\mu\alpha}$ ，则由此压紧力可变为零值，此时制动器成为止动机构。

当钢带包角 $\alpha = 250^\circ$ 时，取力臂 b 为 $3a$ 。

对于制动带轮可双向回转的带式制动器（见图5·81），作用于手柄 2 上的力的大小和方向都应保持不变，为此，

$$P_H = \frac{a(S_1 + S_2)}{l}$$

在简单制动器中，摩擦力矩 M_F 随着回转方向的改变而变化：

$$\frac{M_F}{M_{F1}} = \frac{1}{e^{\mu\alpha}} \approx \frac{1}{5} \sim \frac{1}{6}$$

式中 M_{F1} ——制动轮与图5·79中转向相同时的摩擦力矩；

M_F ——转向相反时的摩擦力矩。

设在两种情况下 P_H 均不变 \ominus 。

圆盘制动器（见图5·84）以半径 R_1 与 R_2 所限的端面为摩擦表面，为了减小轴向压力和比压，建议制动器由几个盘作成，一些盘与轴相连，另一些与制动器外壳相联。

$$\text{正压力} \quad N = \frac{P}{\mu_i}$$

式中 P —— 摩擦面当量半径处的制动力，当量半径为

$$\frac{2}{3} \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}$$

i —— 摩擦面对数。

对于具有楔形摩擦表面的制动器（见图5·82），作用在锥表面平均半径处的制动力

$$P \leq \frac{\mu Q}{\sin \alpha_0}$$

式中 α_0 —— 锥角之半；

Q —— 压紧力。

摩擦轮传动

图5·1 圆柱摩擦轮传动。不考虑滑动时，传动比按下式确定：

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1}$$

压紧力

$$Q \geq \frac{P}{\mu} \beta = \frac{M_1 \beta}{\mu R_1} = \frac{M_2 \beta}{\mu R_2}$$

式中 μ —— 滑动摩擦系数；

β 1.5~2 —— 接合安全系数。

\ominus 原文缺此段说明，系补加。

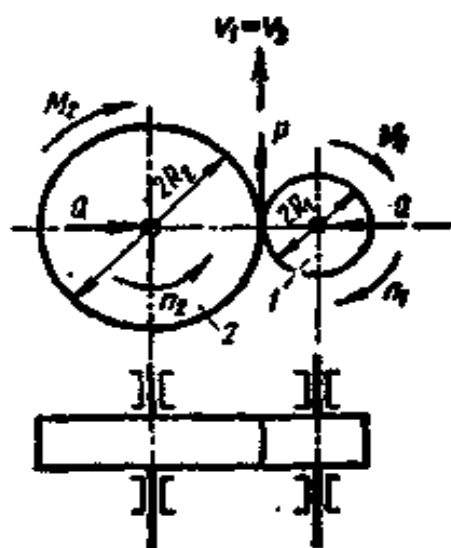


图 5.1

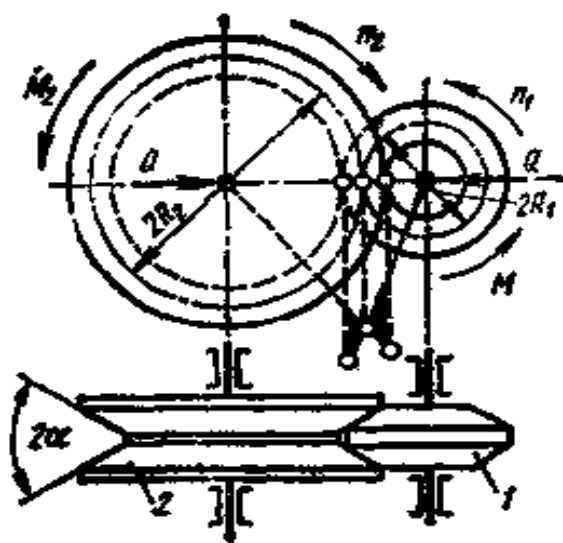


图 5.2

图5.2 楔形沟槽摩擦轮传动。压紧力

$$Q = \frac{M_1 \sin \alpha}{\mu R_1} \beta$$

不考虑滑动时的传动比

$$u_{12} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

这种传动在工作时，接触区中有表面滑动。

图5.3 圆锥摩擦轮（两轮锥顶重合）传动。可按下列式确定压紧力：

$$Q_1 = \frac{M_1 \sin \alpha_1}{\mu R_1} \beta$$

$$Q_2 = \frac{M_2 \sin \alpha_2}{\mu R_2} \beta = \frac{Q_1 \sin \alpha_2}{\sin \alpha_1} \beta$$

角度 α_1 和 α_2 依传动比而定

$$u_{12} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1}$$

由此，

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{u_{12} \sin \beta_0}{1 + u_{12} \cos \beta_0}$$

式中 $\beta_0 = \alpha_1 + \alpha_2$ 。

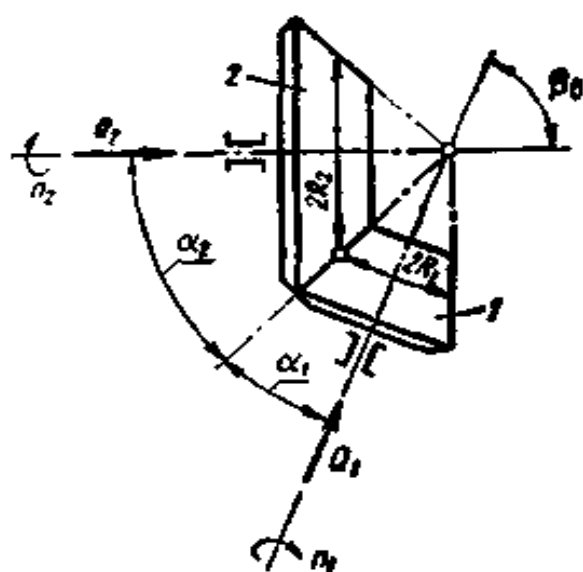


图 5-3

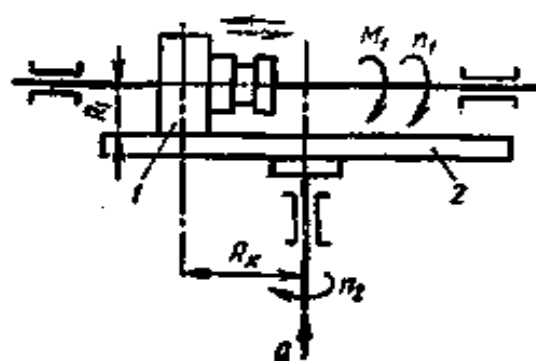


图 5-4

图5-4 端面摩擦轮传动。传动比按下式确定：

$$u_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1}$$

滚轮 1 可沿轴线移动以改变传动比。

压紧力
$$Q = \frac{M_1}{\mu R_1} \beta$$

图5-5 自动调节压紧力大小的摩擦轮传动。在图中重要的是合理选择角度 α 和 β ，特别是其中之较大者。为了机构能正常工作，在工作过程中，滚轮 2 应能楔入盘 1 和 3 之间，为此角度 α 和 β 可用下式确定：

$$\mu > \operatorname{tg} \frac{\alpha + \beta}{2}$$

式中 $\alpha \neq 0$ 和 $\beta \neq 0$ ，

μ ——摩擦系数中较小的一个。

图5-6 具有中间弹性环的摩擦轮传动。轮 1 主动，轮 2 从动。中间滚轮 1 是为了减轻轮 1、2 轴上的载荷。如果 $(\alpha_1 + \alpha_2)/2 < \rho$ ，则传递运动是可能的；此处 ρ 是摩擦角。

$$\frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2} = \frac{R_3 - R_2}{R_3 - R_1} = \sigma$$

在上式的角度或尺寸关系时，圆环 3 将在摩擦力作用下进入

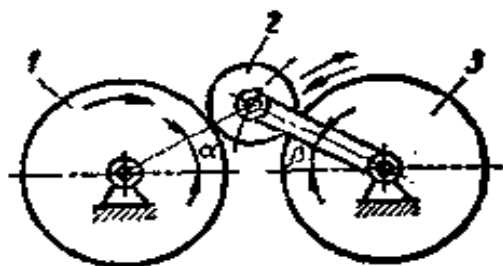


图 5.5

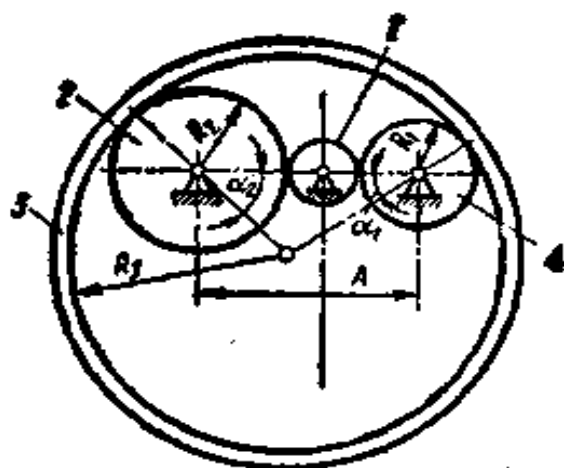


图 5.6

运动，并楔紧在被连接的摩擦轮上。角度 α_2 和 α_1 的最大值

$$\operatorname{ctg} \alpha_2 = \frac{a + \cos 2\rho}{\sin 2\rho}, \quad \alpha_1 = 2\rho - \alpha_2$$

主动滚轮 1 和从动滚轮 2 的中心距 A 需满足下列条件：

$$2R_3 - (R_2 + R_1) > A > (R_3 - R_1)\cos\alpha_1 + (R_3 - R_2)\cos\alpha_2$$

图 5.7 具有自动楔紧圆环的摩擦轮传动。弹性圆环 4 具有过盈地套在主动轮 1、从动轮 2 和中间滚轮 3 的外面。圆环 4 以它的弹性力压紧主、从动轮，且弹力与从动轴 5 所受的力矩成正比，传递的力增大时，使圆环处于偏心位置，从而把轮压紧。

在环 4 的截面上，与垂直于外力 Q 作用平面的主惯性轴相距 x 的任一点处，其应力 σ 可由下式确定：

$$\sigma = \frac{F_0}{F} + \frac{M}{F\rho\lambda} \cdot \frac{x}{x+\rho}$$

最大应力发生在 a 点处，在这一点上

$$M = M_0 + \frac{Q}{2}\rho, \quad F_0 = \frac{Q}{2} + \frac{M_0}{\rho}$$

$F\rho\lambda$ 是截面面积对中性轴的静矩，而 $\lambda = \frac{x_0}{\rho}$ ，其中 x_0 为圆环截面重心到中性轴的距离。

$$M_0 = -\frac{Q}{2}\rho \left[1 - \frac{2}{(1+\lambda)\pi} \right]$$

传动比可按下列式确定：



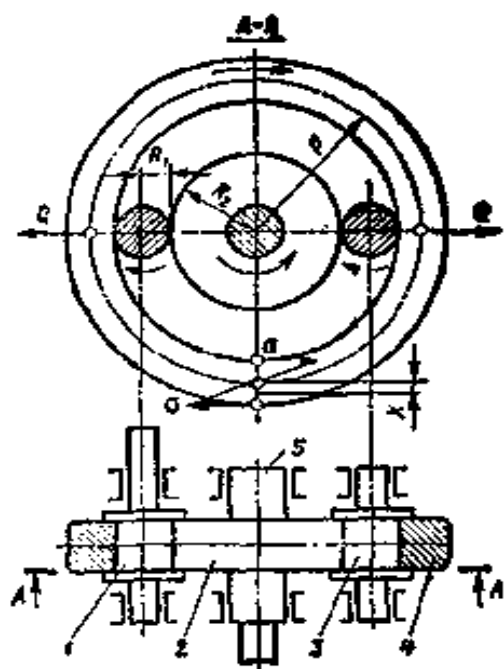


图 5.7

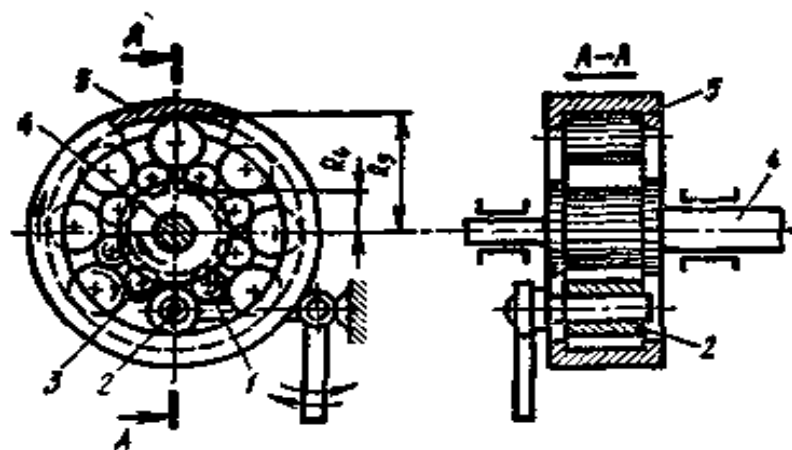


图 5.8

$$u_{12} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

图5.8 滚轮传动。4是主动轴，从动环5可用作皮带传动的带轮或齿轮的齿圈。传递运动所需的压力，是靠把滚子2压紧在两个相邻的滚子1和3上来获得，而滚子1和3再将压紧力传递给其余各滚子。如果滚子2从滚子1和3中退出接触，则主、从动轴断开。每个滚子仅绕本身的轴线转动。传动比为

$$u_{45} = \frac{R_5}{R_4} = \frac{n_4}{n_5}$$

图5.9 具有弹性圆环的行星摩擦轮传动。装有轮4的主动轴3在转动过程中，弹性环5带着装在转臂上的滚子2（滚子2装在从动轴1上）将运动传给从动轴1。环5安装时具有一定的预紧。有斜切口的环6的内径D可用螺栓调节。

传动比按下式确定：

$$u_{31} = \frac{D}{D_1} + 1$$

根据赫兹(Hertz)公式，接触表面的压应力为

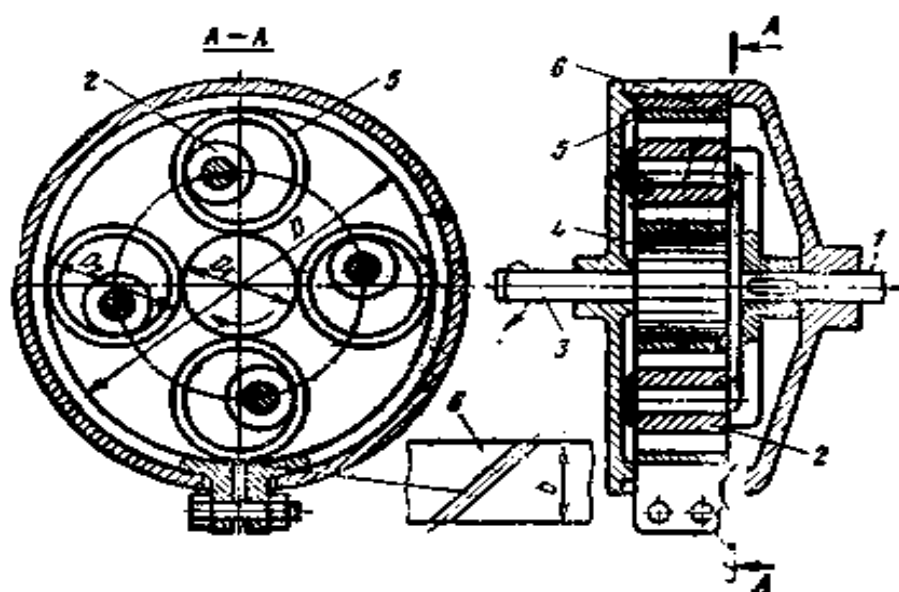


图 5-9

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{EQ(D_1 + D_2)}{bD_1D_2}} \leq [\sigma]_H$$

可按图5.7所示传动一样来计算圆环5的强度尺寸。

图5.10 配置在齿轮8轮毂中的钢球减速器。轴套2用销钉11固定在传动轴4上。钢球7装于保持架1内，可沿座圈的滚道滚动。直径为 d_1 的座圈滚道用轴套2和活动环3作成；直径为 d_2 的滚道作在固定环9上；直径 d_3 的滚道在齿轮8上，齿轮8有钢球支承10。传递运动所需的摩擦力是靠拧紧螺母后由弹簧6的弹性力产生的。传动比可在20:1到250:1的范围内。

图5.11 钢球摩擦行星减速器。轴套6固结在主动的电动机轴上，6上装有间隔环9、球轴承的内座圈7和10。

轴承的外座圈8和11装在套筒中，钢球3放在两个轴套端面之间的可变深度的小圆穴中，组成自动张紧装置。当保持架1固定时，钢球2构成一般的摩擦轮传动，而具有保持架5的钢球4则构成差动传动。保持架5与作为转臂的减速器从动轴作成一体。外座圈和内座圈是差动传动中的主动构件。

为了减少摩擦损耗，在钢球之间安装滚珠轴承12（见A—A剖视图）。

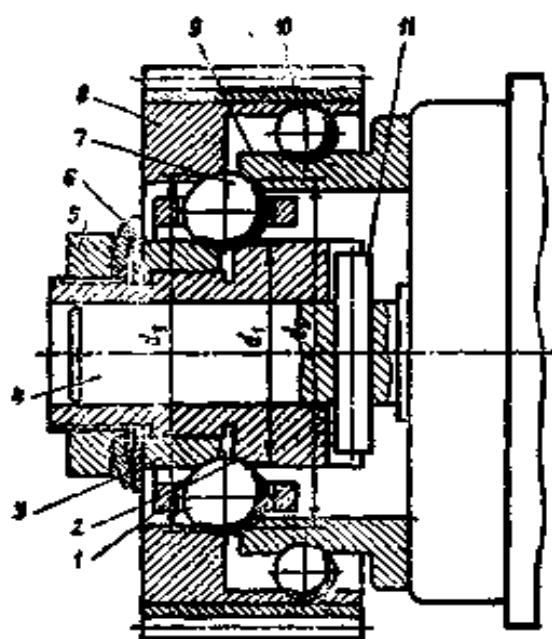


图 5-10

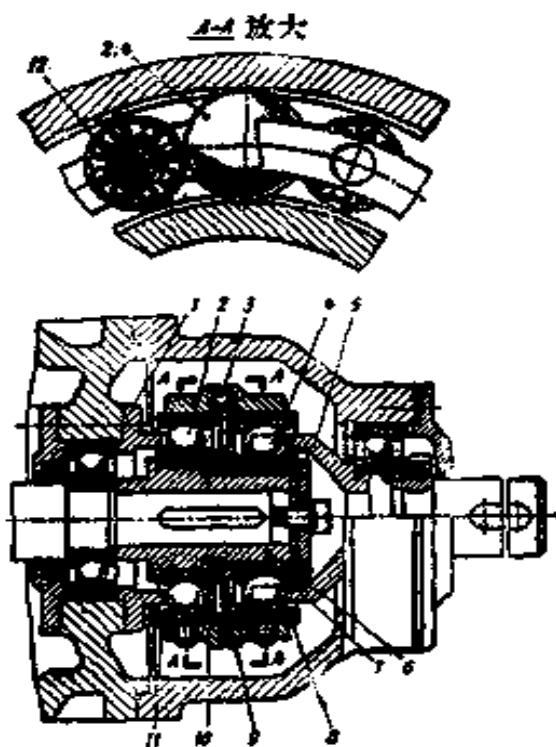


图 5-11

减速器的传动比按下式确定：

$$u = \frac{(D_{B4} + D_{H4}) D_{H2}}{D_{B4} D_{H2} - D_{B2} D_{H4}}$$

式中 D_{B4} 、 D_{H4} 、 D_{B2} 、 D_{H2} ——相应于钢球 4 和钢球 2 的内座圈（滚道）直径和外座圈（滚道）直径。

图5-12 两级钢球行星增速器。主动轴套 1 装在两个滚珠轴

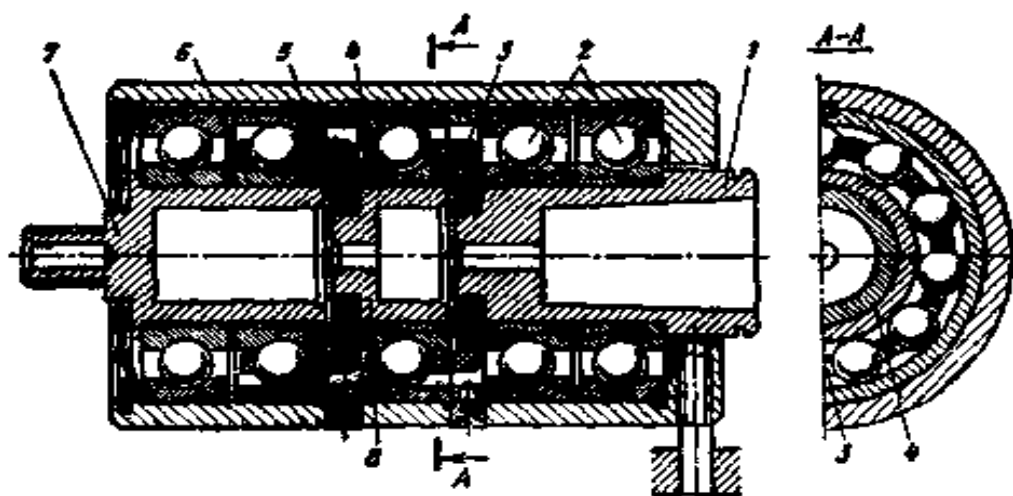


图 5-12

承 2 上，它通过两个串联的钢球行星传动将转动传给从动轴套 7。两个钢球行星传动中的转臂（保持架 3 和 5）均为主动构件，而从动构件则是中心构件一环 4 和 6。零件 5 与 8 和零件 3 与 1 一样都是固结一体的。机构用于钻床中。

图5·13 三级钢球行星减速器。 6 是主动轴，1 是从动轴。减速器的各级由切开的内座圈 7、保持架—拨盘 2、钢球 5 和外座圈 4 所组成。

钢球和座圈接触处所需的摩擦力由碟形弹簧 3 来保证。

图5·14 无盘螺旋压力机摩擦轮传动。 压力机滑块的升降，是靠一直在转动的摩擦轮 4 和 5 与飞轮 2 轮缘内面的接触来实现，轮 4 和轮 5 转向相反。可借助于手柄 1 改变飞轮的回转方向；此时，手柄 1 移动齿条 3，并利用曲柄摇杆机构使带有摩擦轮 4 和 5 的壳体 6 绕固定轴 O 转动。齿轮 2 是机构的主动构件。

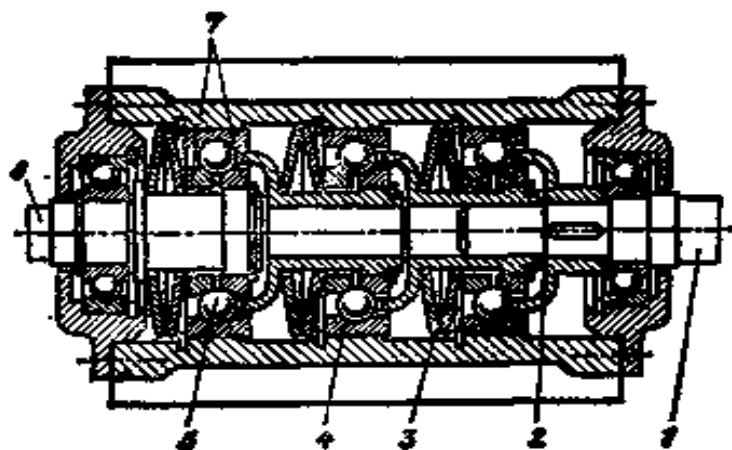


图 5·13

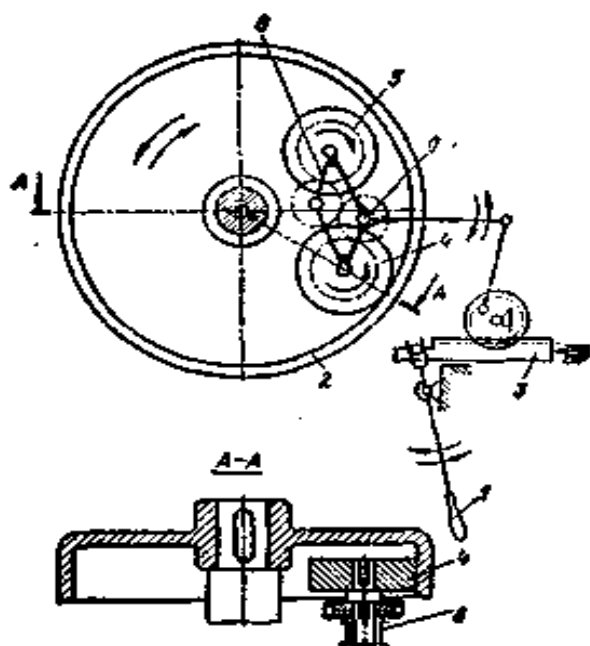


图 5·14

皮带传动和无级变速器

图5·15 皮带传动的负荷简图。 带轮 1 是主动轮，2 是从动轮。

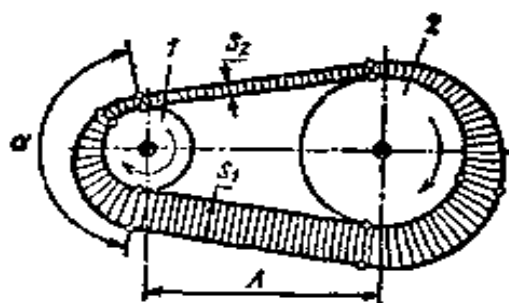


图 5·15

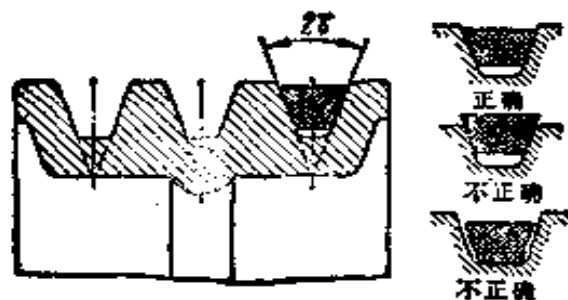


图 5·16

图5·16 三角皮带传动的带轮轮缘截面和皮带在槽中位置。

图5·17 在位于两个轴承之间的带轮上套装无端皮带。支承中的一个上有开口，开口的一部分在机座上，一部分在轴套1上（图5·17 a）。皮带的两支被夹紧在开口内，然后用这样的方式转动轴套，使一支皮带留在机座上的开口内，另一支随轴套转动（图5·17 b）。轴套1转过360°后，两支皮带按箭头方向抽出（图5·17 c），然后，将皮带张紧在悬臂轴端的第二个带轮上。

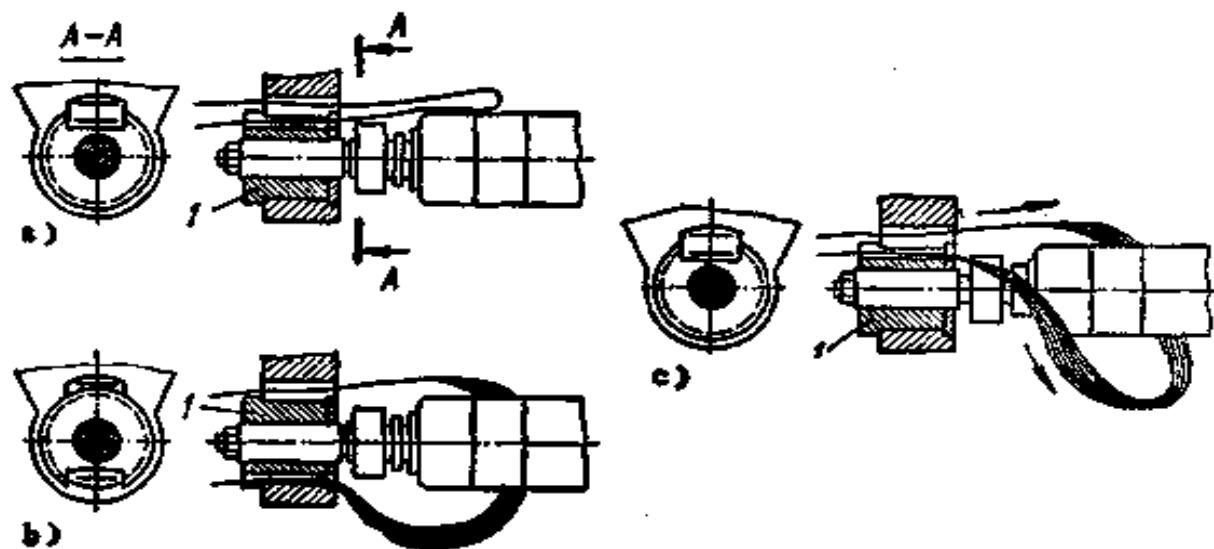


图 5·17

图5·18 锥形摩擦轮传动。传动比 $u_{12} = n_1/n_2$ 的变化可用主动滚轮1沿两滚轮的公共母线移动来实现。由于两个锥体的顶点不重合，故仅具有一个无滑动的接触点K，而在其余各接触点上均不可避免的有滑动和滚轮磨损。

锥轮2上无滑动点的圆周半径 r_2 可按式确定，

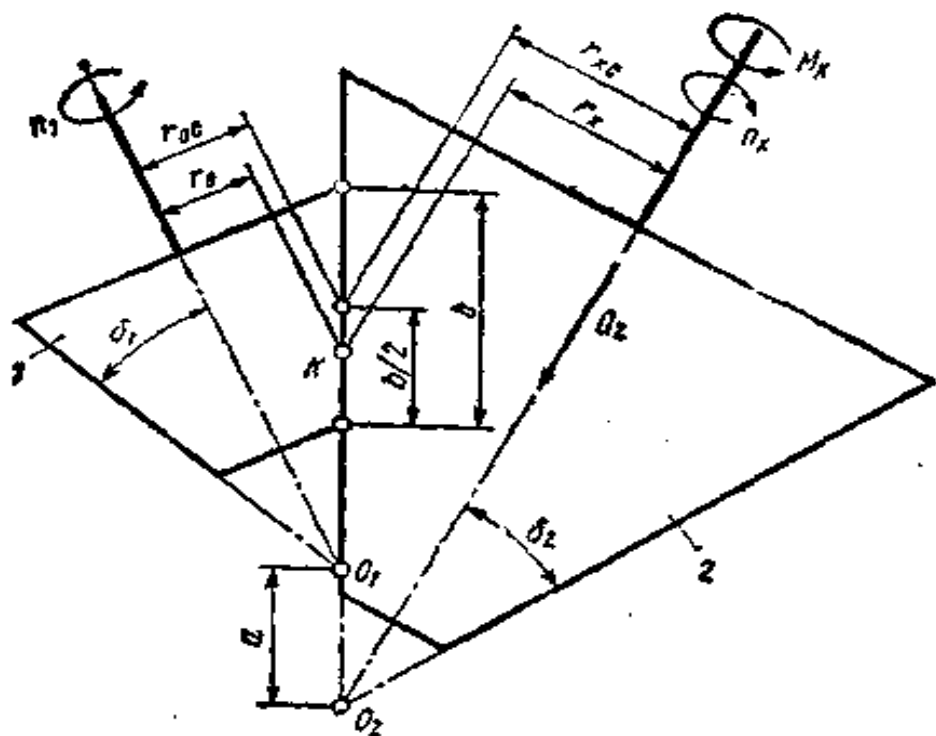


图 5-18

$$r_x = r_{xc} \sqrt{1 \mp \frac{b \sin \delta_2}{r_{xc}} \left(\frac{1}{\beta} \mp \frac{b \sin \delta_2}{4r_{xc}} \right)}$$

式中

 r_{xc} ——从动锥轮 2 中部的半径； b ——接触线长度；

$$\beta = \frac{Q_2 r_{xc} \mu}{M_x \sin \delta_2} \text{——可靠性系数；}$$

 M_x ——从动轴上的转矩； Q_2 ——锥轮 2 向锥轮 1 压紧的轴向力； δ_2 ——从动轮锥顶半角； μ ——滑动摩擦系数。

当主动锥轮 1 的锥顶 O_1 点位于从动锥轮母线上时，公式中取负号，而当从动锥轮 2 的锥顶 O_2 点位于主动锥轮的母线上时取正号。

主动锥轮 1 的无滑动点圆周半径 r_0 相应地按下式确定：

$$r_0 = r_{0c} \sqrt{1 \mp \frac{b \sin \delta_1}{r_{0c}} \left(\frac{1}{\beta} \mp \frac{b \sin \delta_1}{4r_{0c}} \right)}$$

圆周的半径 r_0 可按照简图的几何参数来确定；

$$r_0 = (r_x \mp a \sin \delta_2) \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2}$$

传动比

$$u_{12} = \frac{r_x \sin \delta_2}{(r_x \mp a \sin \delta_2) \sin \delta_1}$$

对于 $\delta_1 + \delta_2 \geq 90^\circ$ 的情况，上述各式同样是正确的。

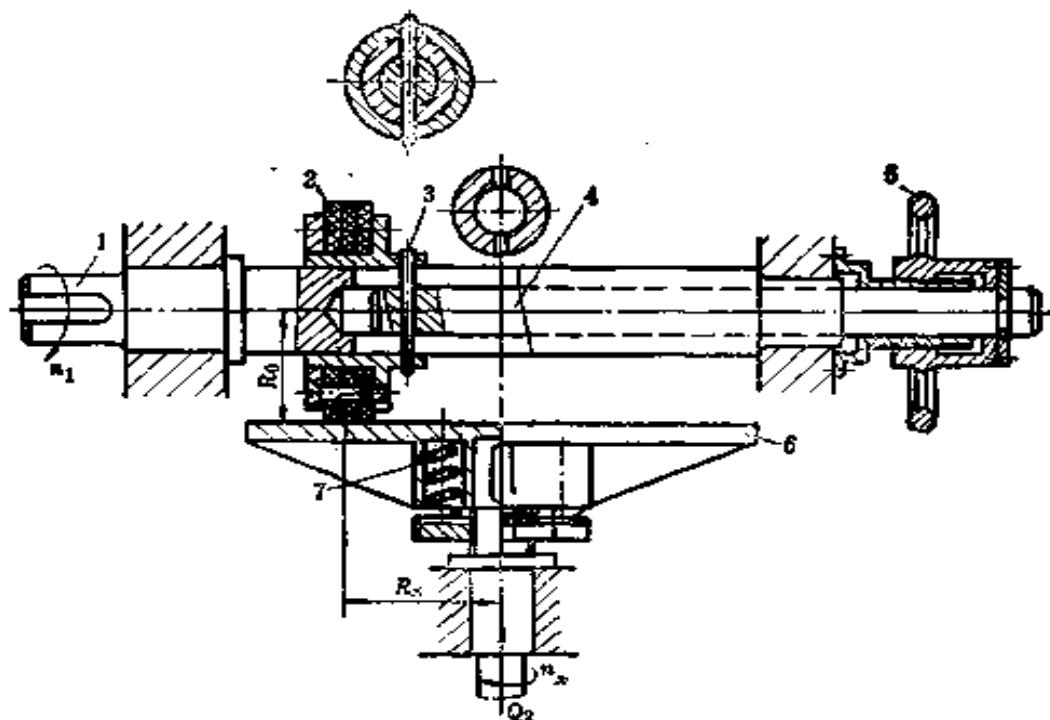


图 5·19

图5·19 滚轮平盘式无级变速器。调速手轮5用拉杆4和销钉3与滚轮2连接，转动轮5使滚轮2相对于轴1移动。传递运动所需的摩擦力由装在盘6轮毂中的弹簧7保证。

$$u_{1x} = \frac{R_x}{R_0}$$

图5·20 锥轮间压力可调的无级变速器（图5·20 a）。锥轮7和8间所需的压紧力靠预先拉紧的弹簧6来保证，弹簧的预紧系利用齿轮1和2在轴10上的相对转动并随后固定来实现的。

速度的调节靠同时移动锥轮7与8获得。锥轮7与8装在轴5、6的空心部分内，并和它们用花键相连。锥轮移动机构（图5·20 b）由与齿轮1和2相啮合的齿条3和4组成。

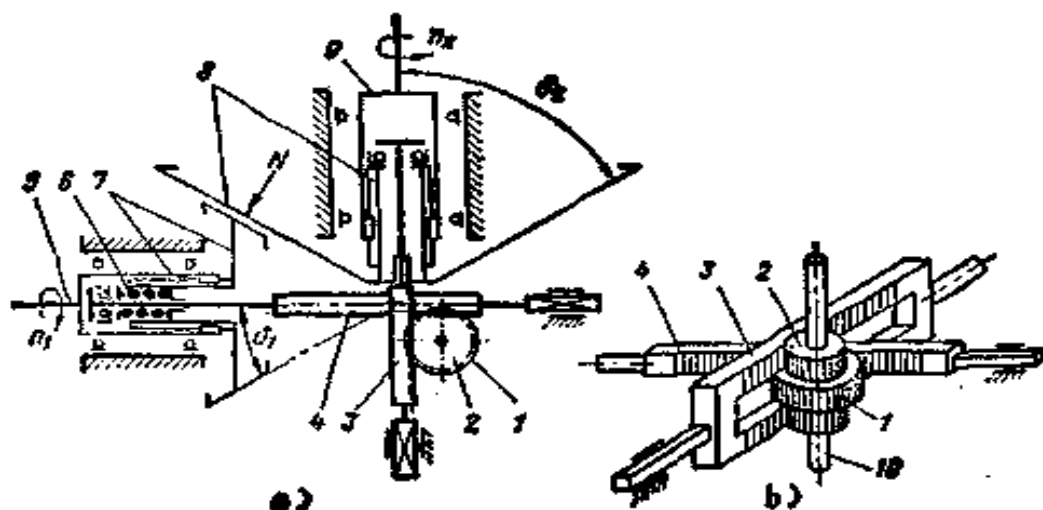


图 5-20

如果满足下列等式，则两锥轮间的法向压紧力保持恒定：

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{z_1 m_{n1} \cos \beta_2}{z_2 m_{n2} \cos \beta_1}$$

式中 z 、 m_n 和 β 分别为齿轮 1 和 2 相应的齿数、法向模数和齿的倾斜角。

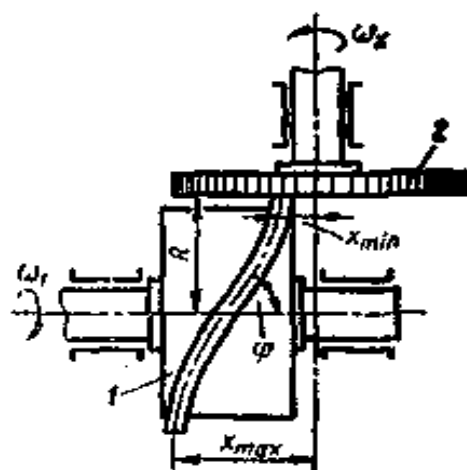


图 5-21

图5-21 从动轴的速度按给定规律变化的无级变速器。在主动鼓轮 1 上作出一圈螺旋，螺旋线的倾斜角 φ 与盘 2 的给定运动规律相适应。在传递的转矩很小，且盘的滑动不影响机器工作的情况下，可采用这种传动装置。

传动比

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{x}{R}$$

图5-22 维包 (Be6o) 型无级变速器。盘 1 装在电机的主动轴上，盘 2 装在从动轴上。输出轴 4 的速度调节靠沿垂直方向移动电机来实现。

弹簧 3 保证盘间所需的摩擦力。

图5-23 具有锥形鼓轮的无级变速器。圆柱弹簧 2 和 4 用以

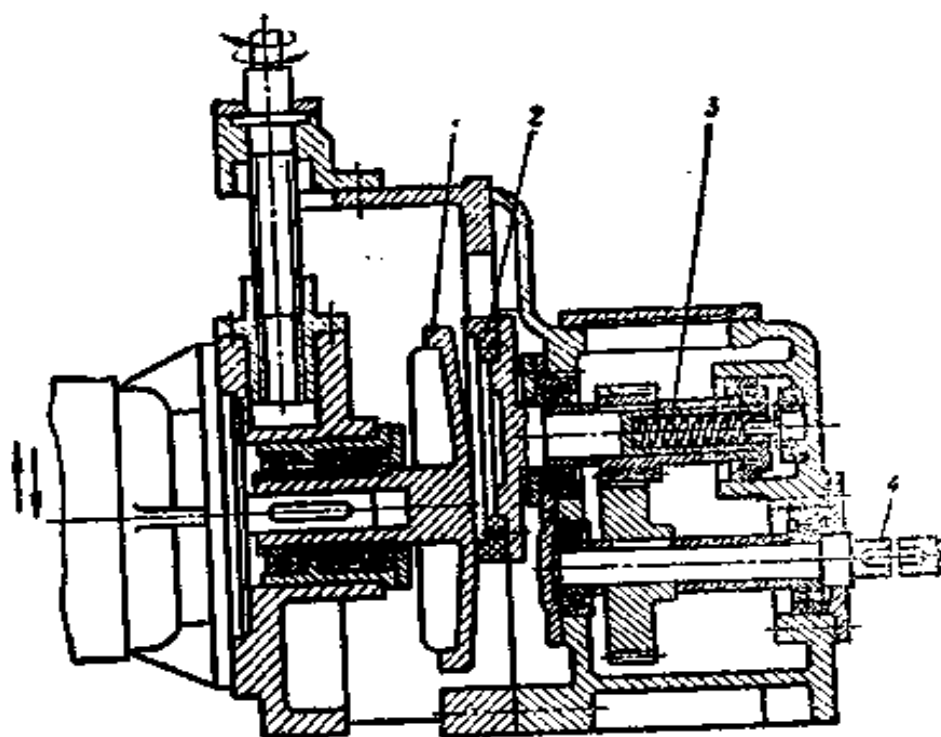


图 5-22

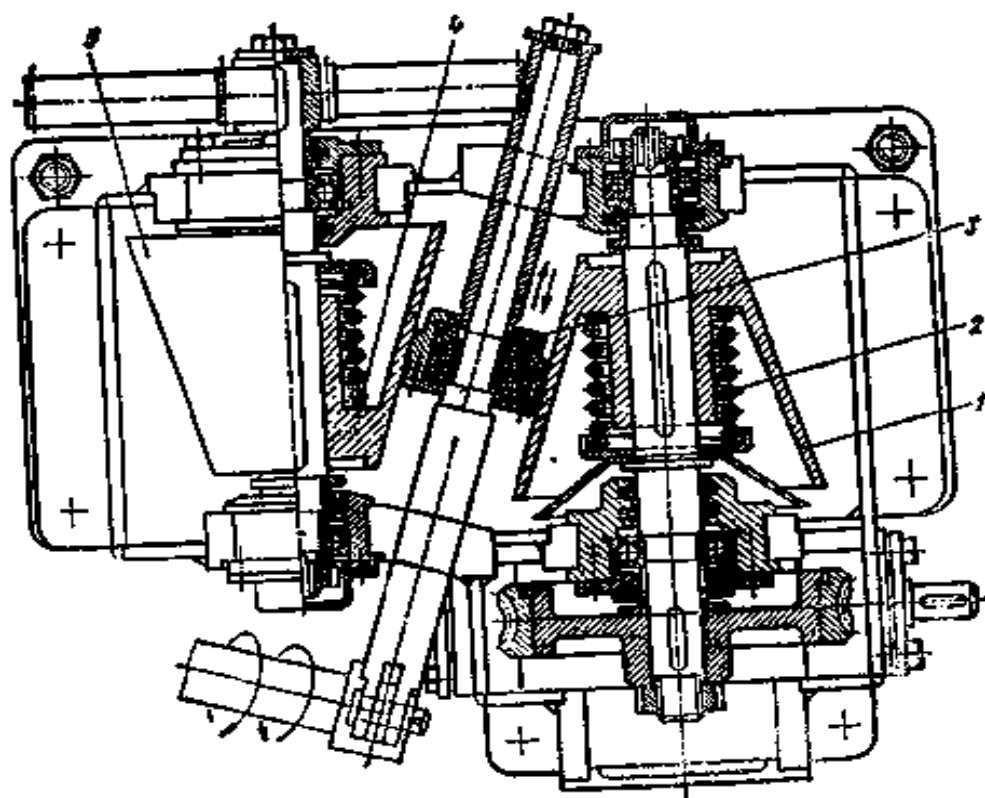


图 5-23

保证两鼓轮 1、5 和中间滚轮 3 之间的压紧力。用杠杆系统来改变中间滚轮的位置。可变传动比为

$$i_{15} = \frac{D_5}{D_1} = \frac{n_1}{n_5}$$

图5·24 苏联中央工艺与机械制造科学研究院 (ЦНИИТ-МАЛЛ) 设计的弧锥环盘式无级变速器 (图5·24 a)。变速器由 1、5 两个圆盘组成, 圆盘工作表面的母线是圆弧。主动轴 3 和从动轴 6 共轴线, 其上分别固结有盘 1 和盘 5。中间滚轮 4 工作表面的中平面相对于它们的转动轴线是偏置的, 并且与母线的直径平面不重合。改变滚轮 4 的倾斜角可实现速度调节。盘间用自动压紧机构 2 自动加压, 盘间压紧力随从动轴上的转矩大小而定。

图5·24 b 所示为调速机构简图。两个中间滚轮 4 安装在框架 7 上, 框架 7 与立柱 15 铰链连接并能沿导轨 14 滑移, 从而使滚轮 4 之间的压力分配均匀。滚轮 4 的转动机构由手轮 12 使之转动, 它由与齿条 10 相啮合的小齿轮 11、与齿条 10 固结成一体的滑板 13 组成, 滑板 13 可沿直线导轨滑动, 通过滑块 9 把运动由滑板 13 传到轴 8。在简图上, 主、从动盘均未画出。调速范围为 6 ~ 8。

图5·25 卸除轴上弯曲载荷的无级变速器。主动盘 1 装在输入轴上, 并将运动传递给从动盘 2。用中间盘 8 和滚轮 3 实现盘的部分平衡。盘 1 沿轴线移动时, 可改变输出轴的转速。滚轮 3 的轴安装在空心圆柱 4 内。空心圆柱随着从动轴上转矩的增加可回转, 因为它用转合座[⊖]装在变速器壳体中的。两盘间用盘 8 实现自动加压, 盘 8 和滚轮 3 的轴之间用由构件 5、6、7 组成的机构连接。

图5·26 双锥滚轮平盘式无级变速器。主动盘 2 的运动借助于双锥滚轮 3 与平盘间的摩擦力传递给从动盘 5。双锥滚轮 3 装在具有右旋和左旋螺纹的丝杠 4 的螺母上。转动丝杠可调节输出轴 6 的转速。

[⊖] 系苏联国家标准 (ГОСТ) 公差制度的一种配合类别, 相当于我国国家标准 GB 195-60 公差制度的第三种过盈配合。

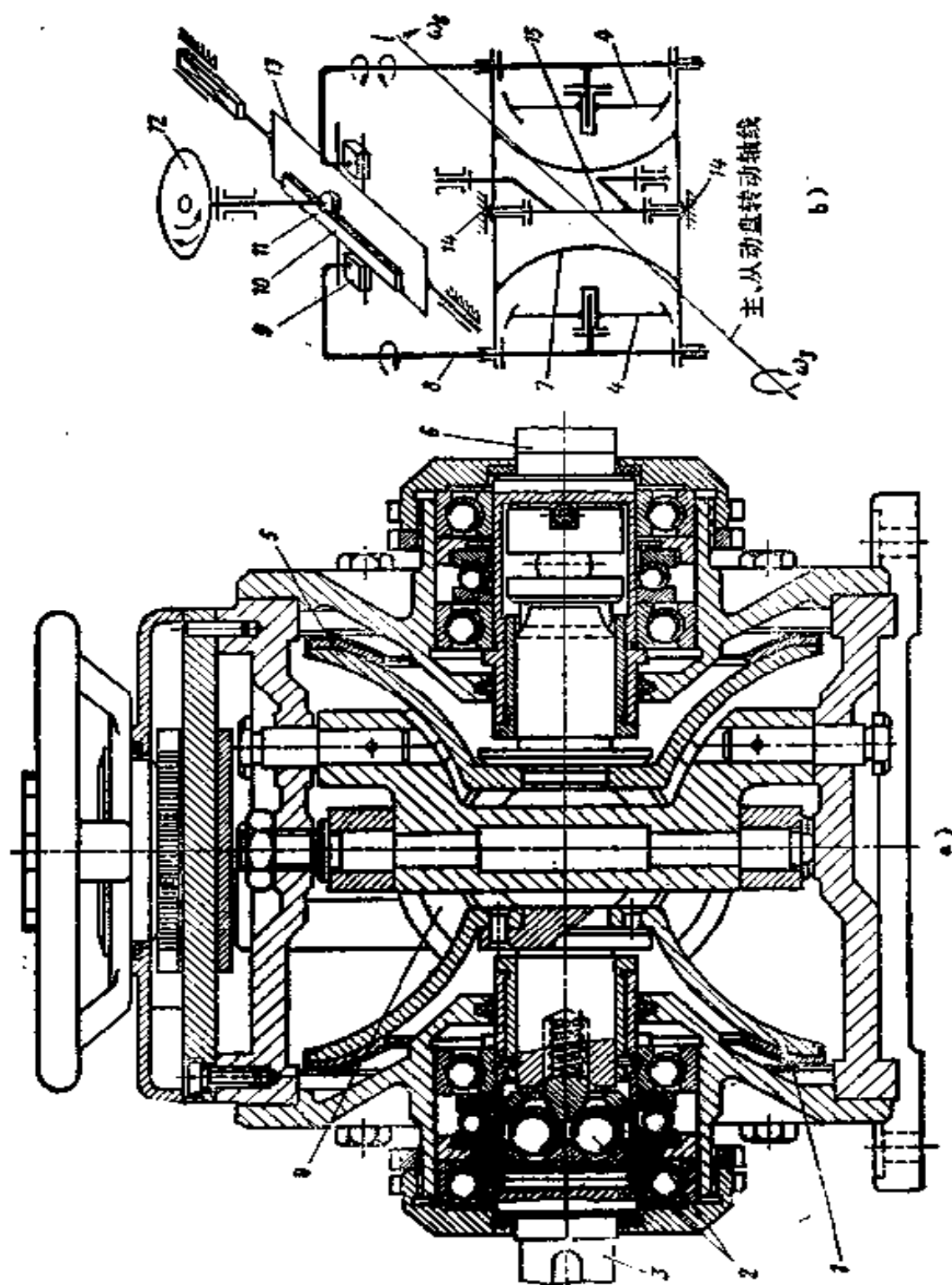


图 5·24

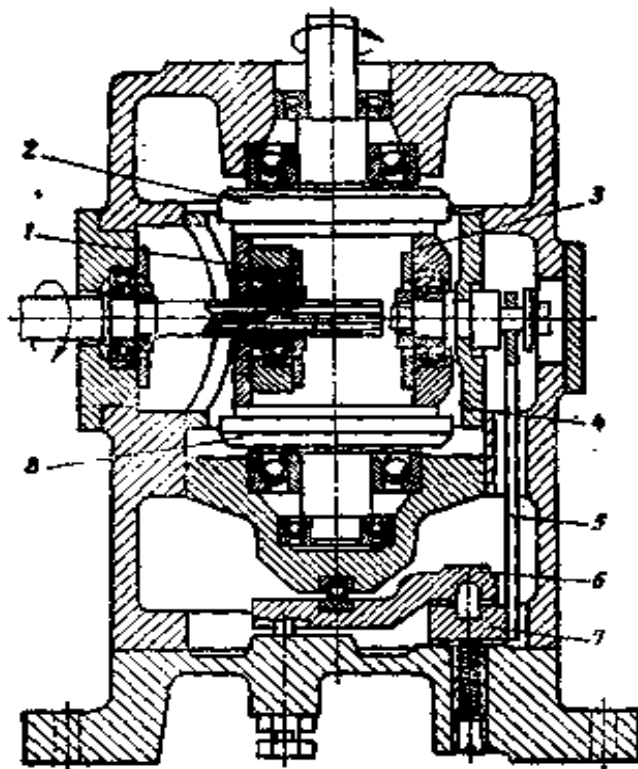


图 5.25

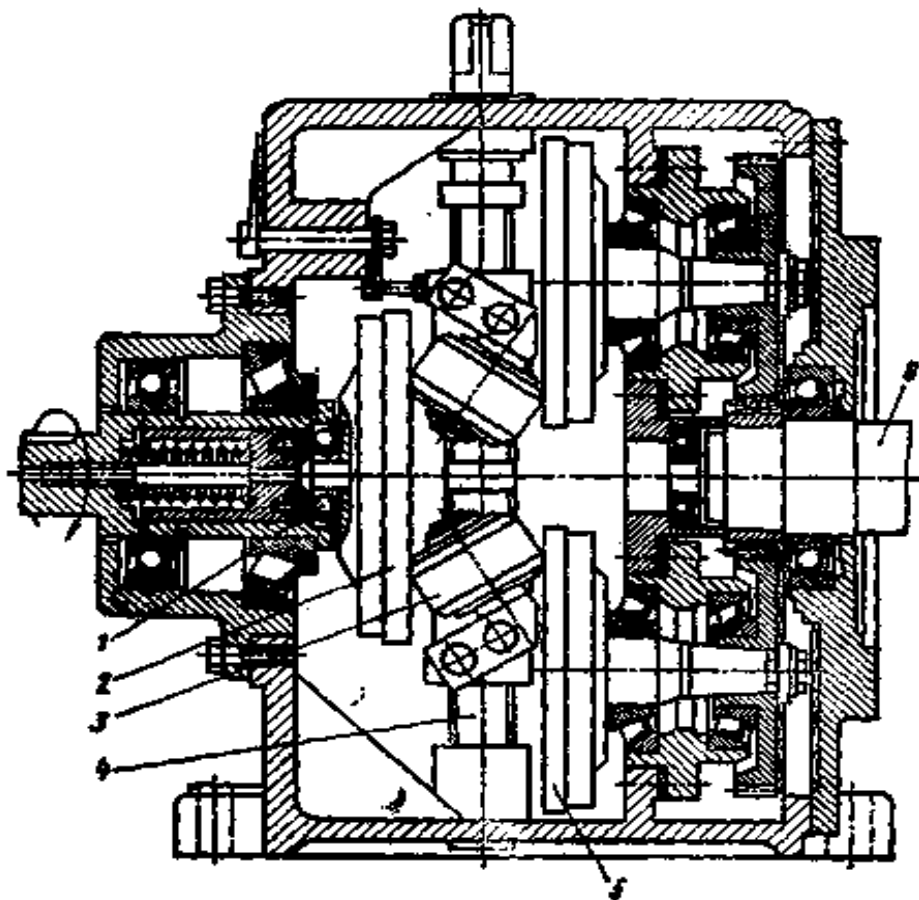
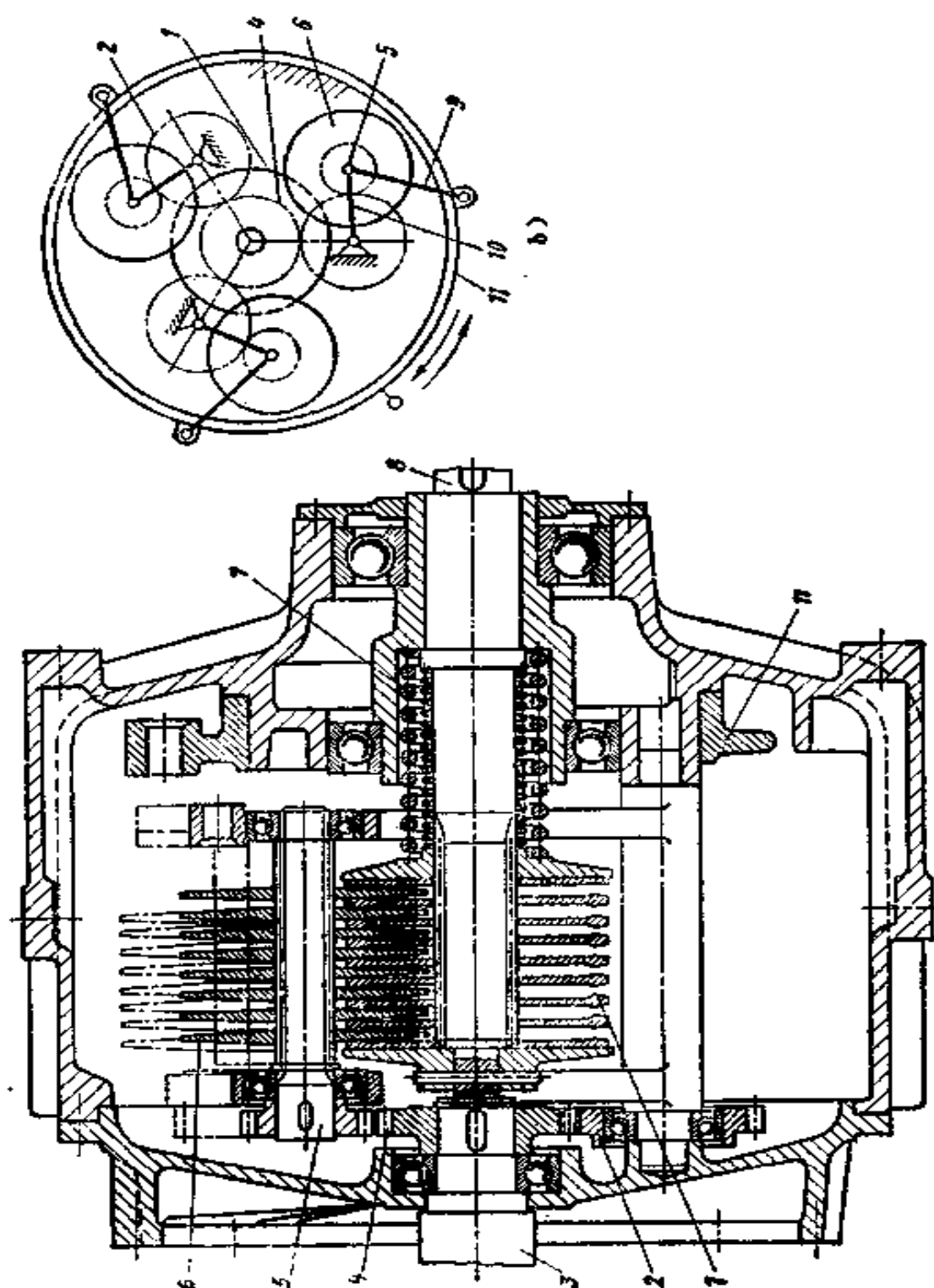


图 5.26



a) 图 5-27

盘间压力靠钢球 1 在盘 2 上变深度的沟槽内滚动的自动加压机构来实现。

图5·27 同轴多盘式无级变速器。齿轮 4 装在主动轴 3 上（图5·27 a）并经过惰轮 2 将运动传给装有锥形盘 6 的中间轴 5。锥形盘 6 交替地夹在具有轮缘的盘 1（即 T 形盘）之间并用弹簧 7 使之互相压紧。弹簧力足以克服从动轴 8 上的转矩。具有盘 6 的中间轴 5 可以有几根，但不少于二根。速度调节（图5·27 b）是用转动圆环 11 以移动中间轴 5 来实现的。杠杆 9、10 和圆

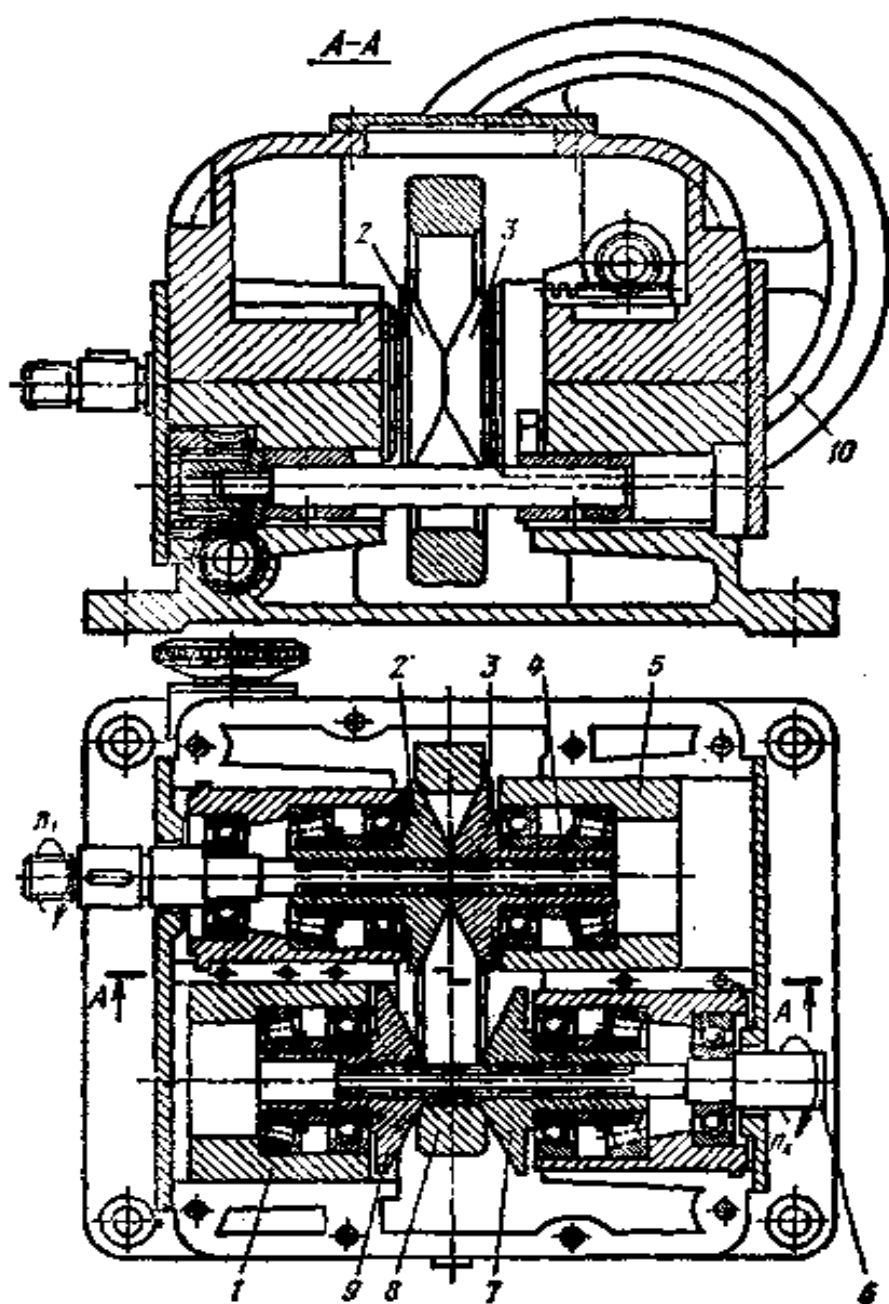


图 5·28

环11之间用铰链连接。轮2的轴是固定的。

图5·28 具有可分合式锥轮的无级变速器。在有多槽键的主动轴4和从动轴6上各装有两个锥盘2、3和9、7。两盘间用钢环8压紧，钢环利用摩擦力将运动由主动轴传递给从动轴。正压力和摩擦力靠钢环8的弹性产生。用操纵轮10移动带有锥轮9和3的轴套5和1，可改变传动比。

图5·29 在销轴上转动的钢球式无级变速器。主动盘1借助于钢球4将运动传给从动轴3（图5·29 a），钢球4可在轴5上转动。靠自由地转动的环2保持这些球4的平衡。改变球的轴线5的倾斜角，可调节传动比。球和盘间所需的压紧力靠球6在变深度沟槽内滚动的自动加压装置来保证。用具有曲线槽的圆盘使

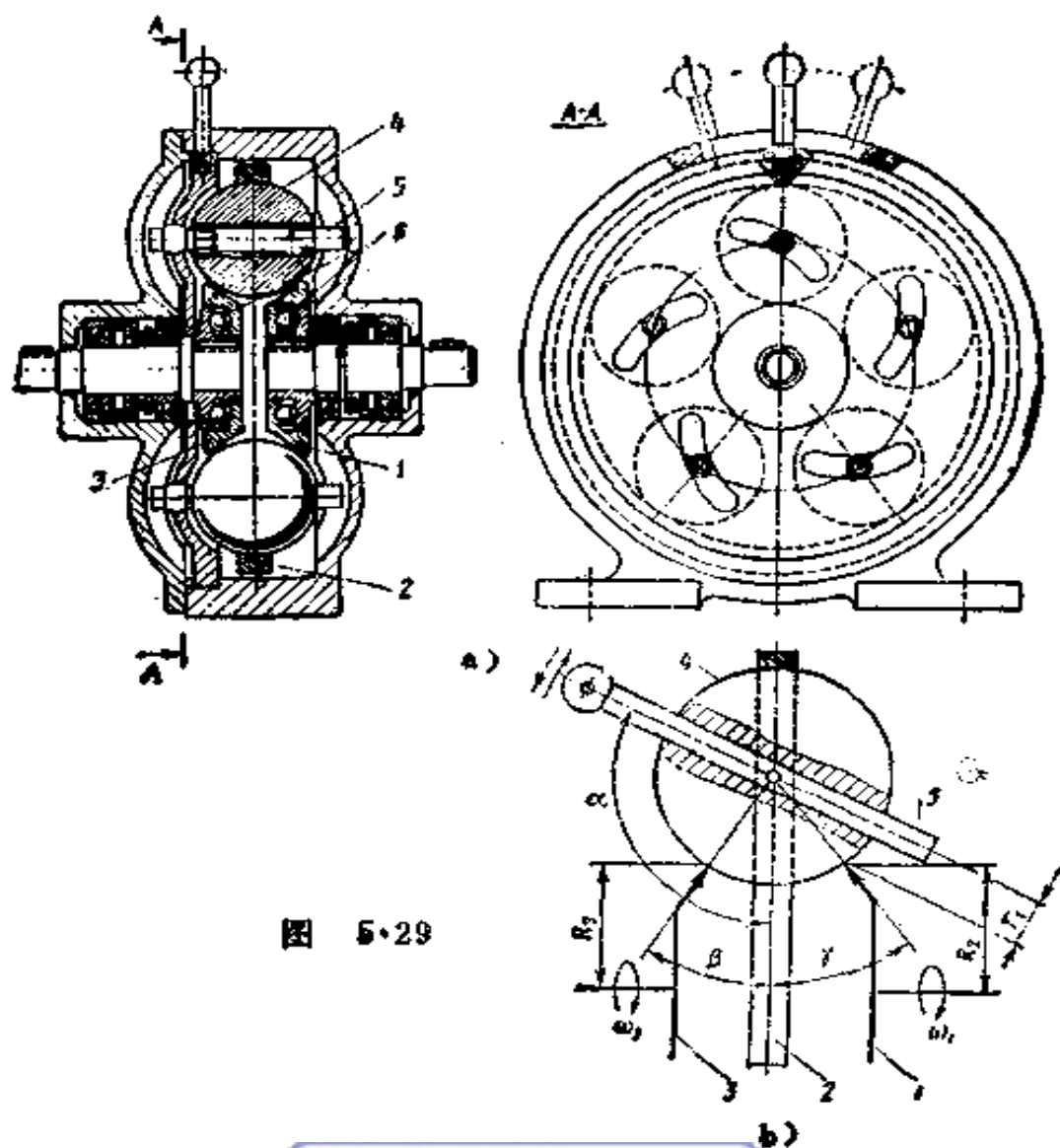


图 5·29

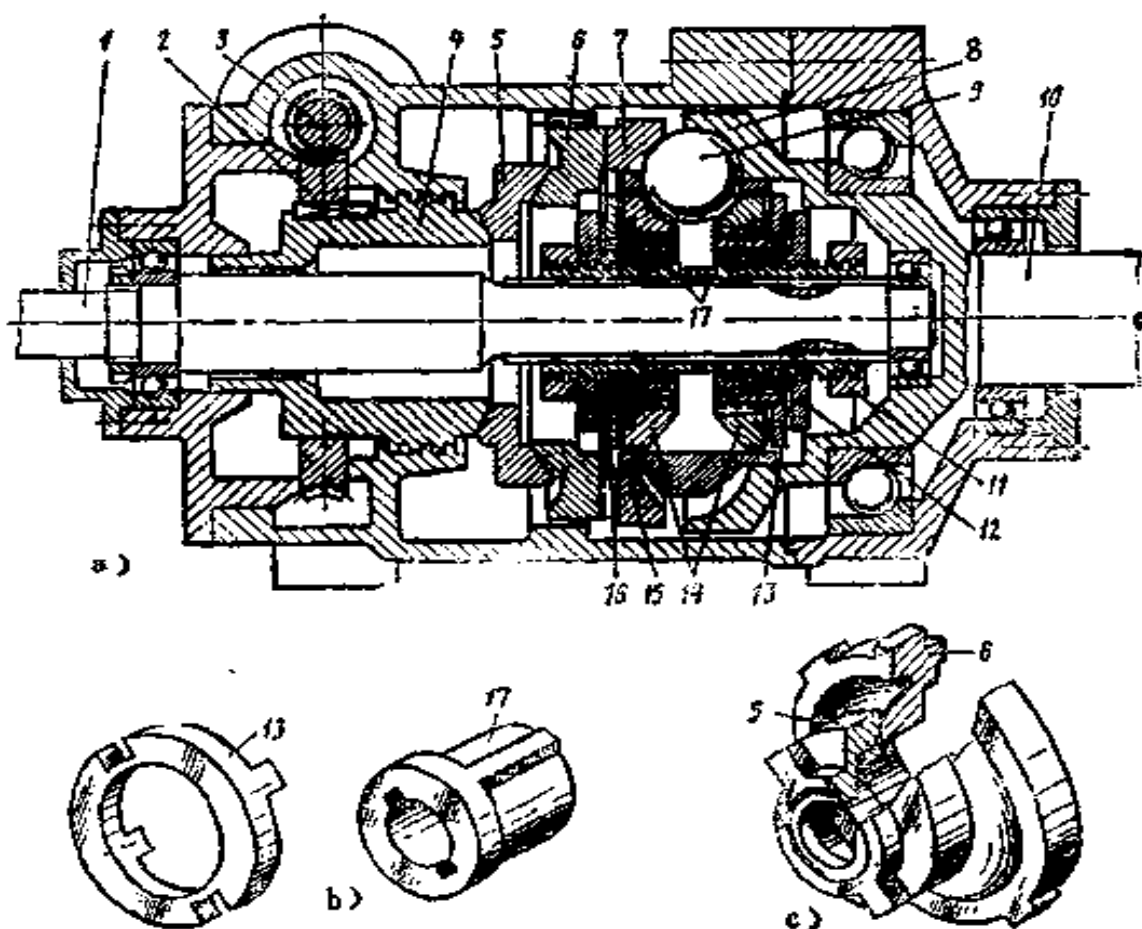


图 5·30

5个钢球的轴转动。图5·29 b) 所示为无级变速器的简图。
传动比按下式确定：

$$u_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{R_3 \sin(\alpha + \gamma)}{R_2 \sin(\alpha - \beta)}$$

图5·30 具有自动调压盘的钢球无级变速器。具有环形或圆锥形（见图5·30 a 剖视图的下面部分）工作表面的主动盘14，装在螺母12上，螺母12装在有右旋或左旋螺纹的套筒16上。套筒16与主动轴1用导键相连。

中间套筒17与环13（图5·30 b）使盘14能够自动定位。此外，它们还传递当由螺母12向钢球9传递转矩时所产生的轴向力，并把钢球压向自动调压盘7的直线表面和从动盘8的曲线表面。盘8和轴10做成一体。从动盘工作表面的曲率半径略大于钢球半径。沿从动盘8工作表面变动它和钢球9的接触点，就可改

变传动比。

当轴 1 反转时，套筒 16 在螺母 12 内转动，并沿着花键轴的轴线移动，套筒 16 的移动量受固定不动的螺母 11 所限。

蜗轮 2 用导键固定在螺杆 4 上，转动与蜗轮 2 啮合的蜗杆 3，使加压盘 7 移动，从而实现传动比的调节。具有球面的环 6 和 5（图 5·30 c）保证加压盘 7 的自动调整。球 9 装在保持架 15 内。

图 5·31 三级钢球无级变速器。借助于装在各盘之间的钢球 8 把运动由主动盘 1 传给从动盘 5。为了增大无级变速器的总传动比，装上中间盘 4。

球 8 装在由盘 2 和 3 组成的保持架中。盘 3 上有直线径向槽，而盘 2 上作成螺旋槽，转动与盘 3 相连的手柄 9，可改变钢球 8 中心所在圆的直径 D_x ，因而改变了传动比，其传动比可按式确定：

$$u = \left(\frac{R_x + \rho \cos \varphi}{R_x - \rho \cos \varphi} \right)^{k-1}$$

式中 ρ ——钢球半径；

φ ——各个盘母线的倾斜角；

k ——摩擦盘数；

R_x ——钢球中心所在圆周的半径。

变速范围：

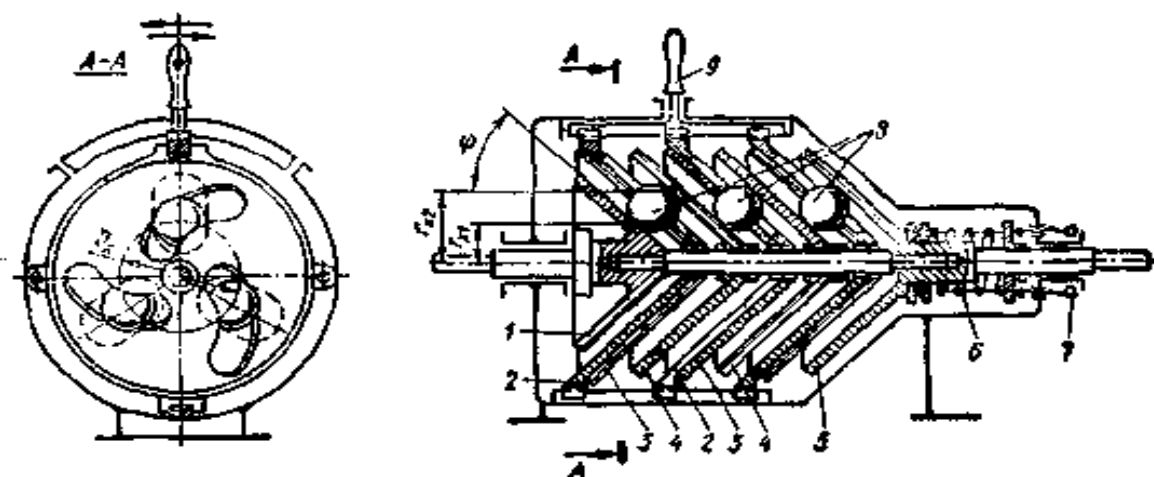


图 5·31

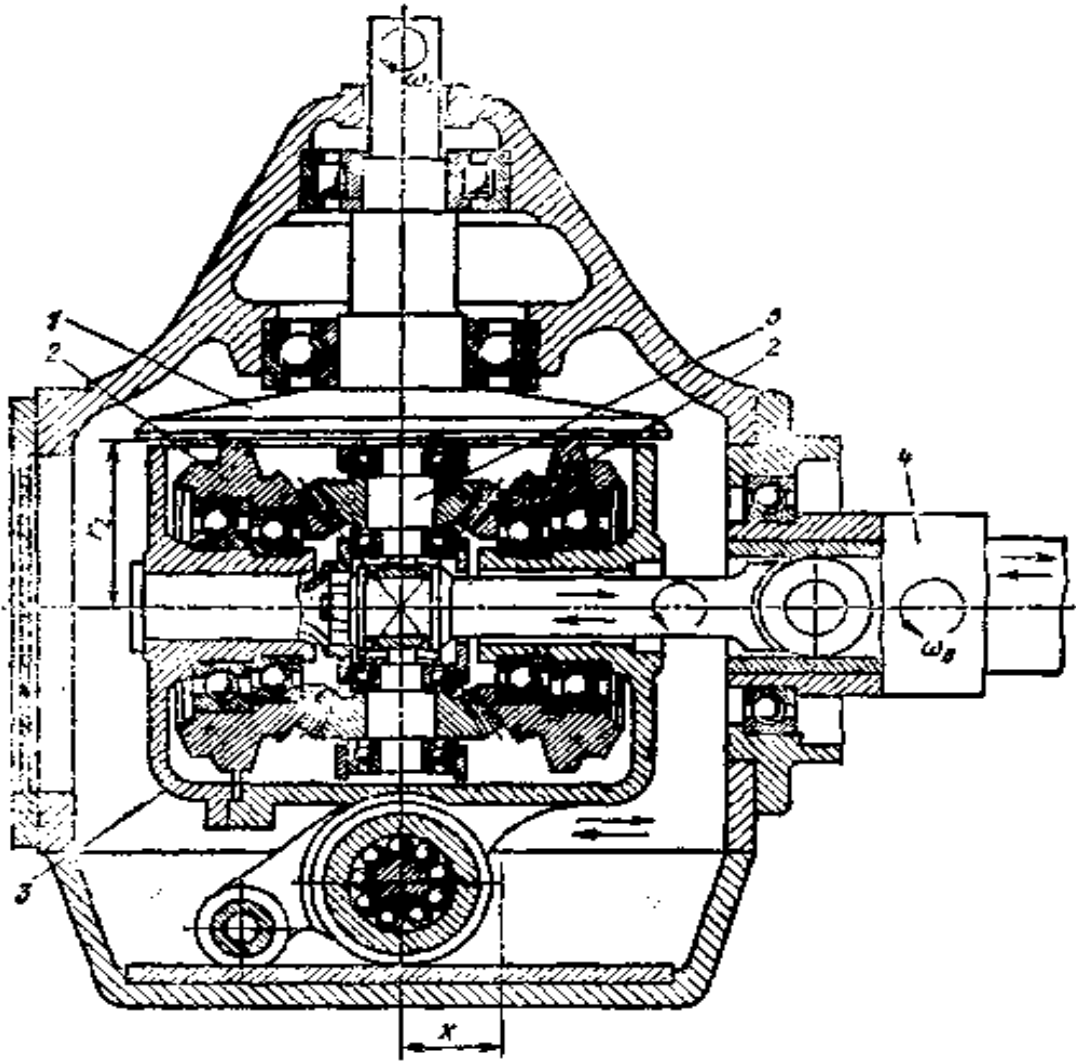


图 5.32

$$\Delta = \left[\frac{(R_{x_{\min}} + \rho \cos \varphi)(R_{x_{\max}} - \rho \cos \varphi)}{(R_{x_{\min}} - \rho \cos \varphi)(R_{x_{\max}} + \rho \cos \varphi)} \right]^{k-1}$$

借助于螺栓 7 用弹簧 6 调节盘间压力。

图5.32 具有差动装置的无级变速器。盘 1 为主动构件，半径为 r_2 的滚子 2 与锥齿轮差动装置的中心轮相连。与轴 4 连接的转臂 5 为从动构件。两个滚子 2 之间的距离应这样来选择，即使得外壳——滑座 3 在任何位置时，它们始终配置在主动盘的两边。

从动轴的角速度 ω_B 可由下式确定：

$$\omega_B = \omega_1 \frac{x}{r_2}$$

式中 x —— 由两滚子中间位置算起的滑座 3 的位移。

ω_B 的方向：若位移 x 向右， ω_B 与右边滚轮转向相同；若 x

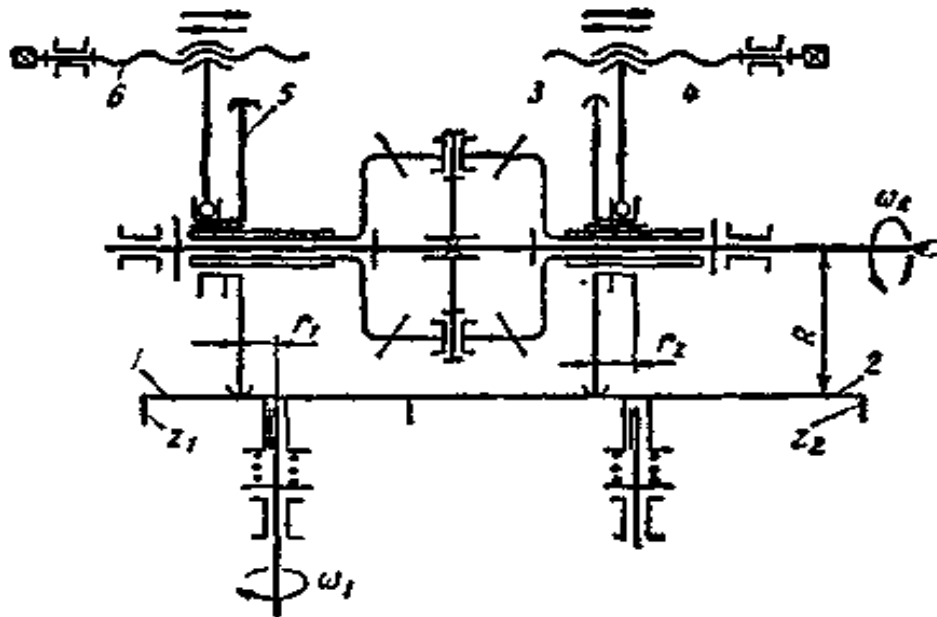


图 5.33

向左，则与左边滚轮同转向。

图5.33 具有差动装置且调速范围宽的无级变速器。平盘 1 与 2 用齿轮 z_1 与 z_2 相联，盘 5 和 3 由两个平盘驱动，并能沿具有键槽的空心轴移动。差动装置的中心圆锥齿轮固结在空心轴上。

螺旋 6 与 4 可以各自单独转动，或者相互之间连接起来。在一般情况下，盘 5、3 的半径 R 也许不等。当盘 5、3 各自都处于齿轮轴轴线的左边，而且盘 5、3 的半径相等时，变速器传动比

$$u_{1x} = \frac{\omega_1}{\omega_x} = \frac{2R}{r_1 - r_2 \frac{z_1}{z_2}}$$

当盘 5、3 中的任一个改变其相对于齿轮轴轴线的位置（从左边变到右边）时， r 前的正、负号也应相应地改变。

图5.34 毕洛热柯夫 (E.И. Пирожков) 型无级变速器，由两个相对于垂直轴对称配置的机构组成。主动盘 2 经行星滚子 6 将运动传递给从动环 7，环 7 可绕中心轴线转动。点 A、B、C、D 处接触的滚子的形状和尺寸保证它们完全平衡。带有滚子轴 4 的保持架 3 维持滚子之间沿圆周的给定距离。盘 5 固定。右边滚子与左边滚子在点 A 接触并且作无滑动的滚动。

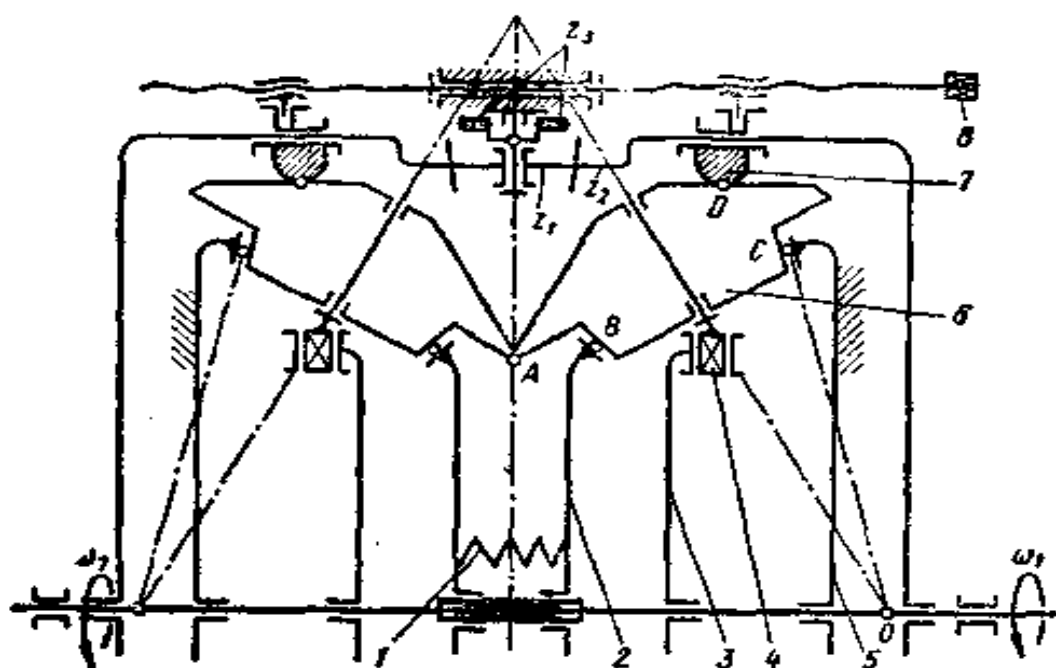


图 5.34

一个转动平面中的滚子数推荐取 6 个。借助于螺旋 8 移动圆环 7 以实现速度调节。滚子间的摩擦力靠弹簧 1 保证。

由锥齿轮 z_1 与 z_2 组成的差动装置来实现左右两变速器之间的载荷均匀分配。

图 5.35 行星式无级变速器。用连杆 2 将盘 3 连接到行星无级变速器从动轴 1 的拨杆上。盘 3 的数目可从 3 到 32。

变速器的传动比由盘 5 的位置来确定，而盘 5 的位置可用螺旋 4 调节。

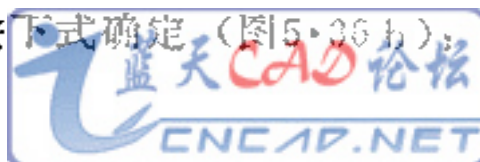
用弹簧 6 保证盘之间有足够的摩擦力。这类无级变速器的功率，可从 0.2 到 22 千瓦，而变速范围 λ 从 4 到 6。

图 5.36 具有球面行星轮的行星无级变速器。盘 1 固定在主动轴上（图 5.36 a），它借助于球面行星轮 5 把运动传给从动盘 2，而球面行星轮 5 沿固定环 6 滚动。

钢球的轴安置在导向拨杆 4 上，4 可绕变速器中心的轴线自由转动。与行星轮的轴铰接的空心拉杆 7 沿轴线移动，可使球面行星轮的轴转动，从而改变传动比。

滚子工作表面范围内的压力由弹簧 3 保证。

变速器传动比按下式确定（图 5.36 b）。



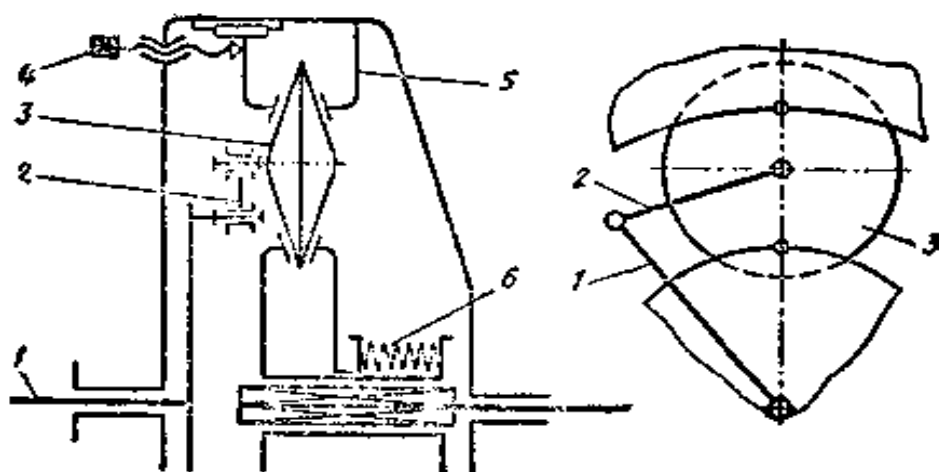


图 5-35

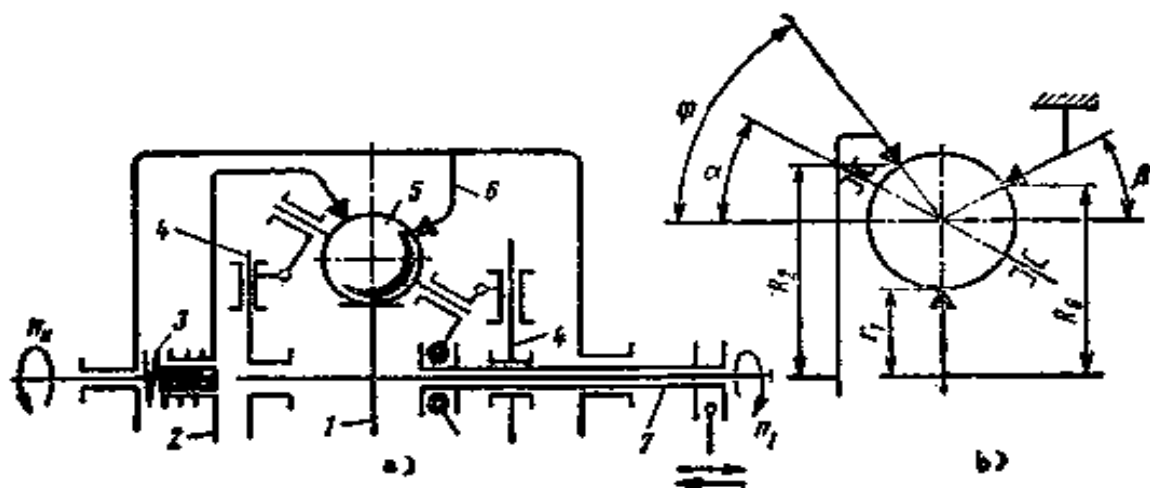


图 5-36

$$u = \frac{n_x}{n_1} = \frac{1 + \frac{R_9 \cos \alpha}{r_1 \sin(\alpha + \beta)}}{1 - \frac{R_9 \sin(\varphi - \alpha)}{R_2 \sin(\alpha + \beta)}}$$

图5-37 摩擦行星无级变速器。具有外锥面的轮2固定在主动轴1上，而具有内锥面的轮9固定在从动轴11上（见图5-37 a）。双圆锥滚子4夹在轮2、9之间，并将这些滚子用保持架3联系在一起。滚子4也与环6中凸起的内环表面接触。为了用摩擦力传递运动，由碟形弹簧10来保证接触线上有足够的正压力。手轮7与锥齿轮传动的小锥轮8连接，转动手轮7，使环6在壳体5内移动，以实现从动轴的速度调节。锥齿轮中的另一个轮就是带有螺旋槽的圆柱套筒13，而带有指销12的滑块就装在这个螺

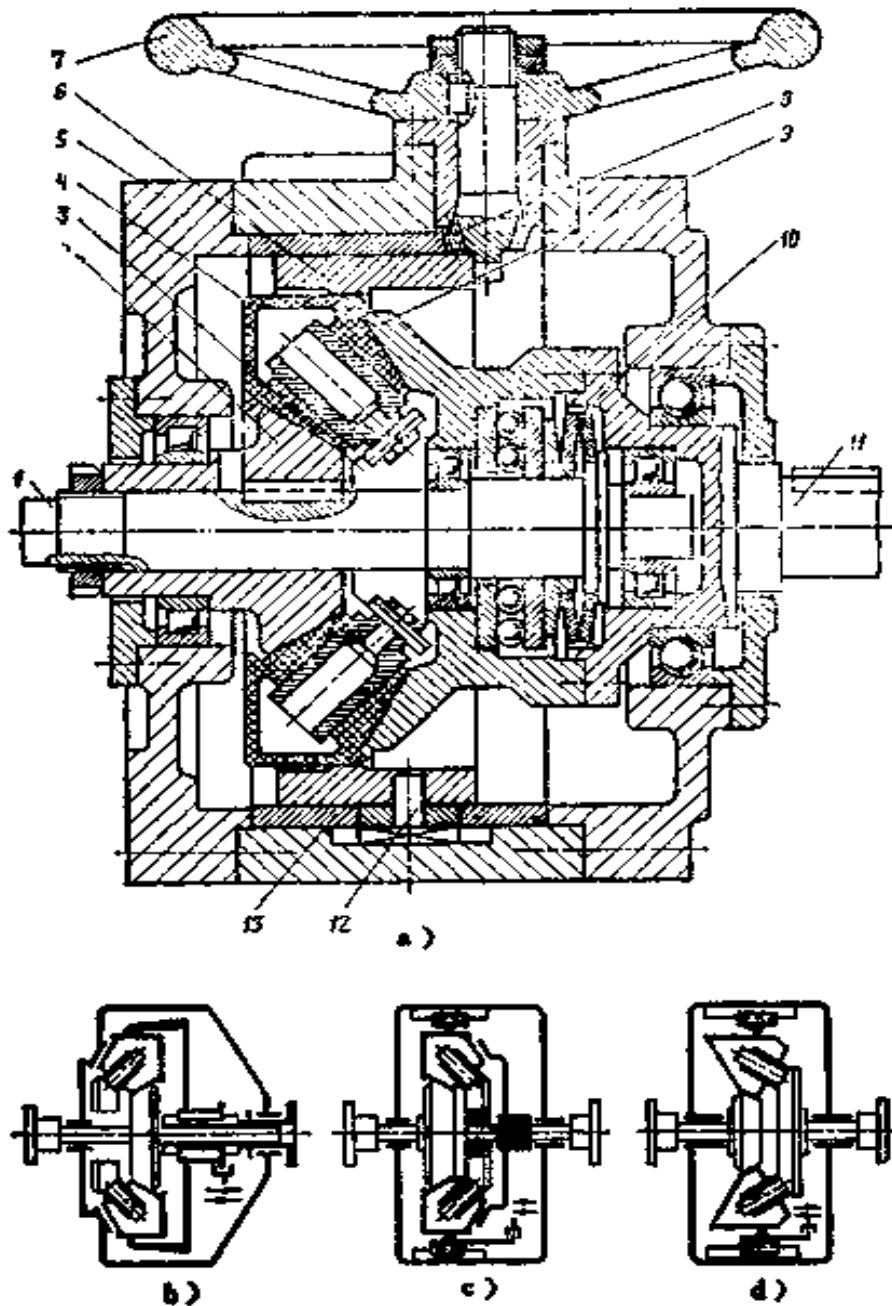


图 5-37

旋槽中。

图5-37b)、c)和d)示出了该变速器几种变型的简图。

图5-38 可调传动比的三角皮带传动简图。工作原理说明见第352~354页。

图5-39 代替三角带的辊链。在这种情况下，运动同样是靠摩擦力来传递，摩擦力发生在滚子1楔紧在两个可分合的皮带轮光滑锥面之间的时侯。滚子1装入链条的节板2中。

图5·40 三角带无级变速器的可分合带轮。在传动轴不动时，用螺母1、2实现调整。

图5·41 手动调节的无级变速器的三盘式带轮。转动手轮1实现带盘的位移。为了调节盘5相对于盘7的最大位移，装设具有螺母4和锁紧螺母3的螺杆2，在盘5相对于盘7的位移最大时，两盘锥面的母线相吻合。

弹簧8的弹力应保证盘6、7间的摩擦力而不会使各盘产生附加的变形。应该注意到，该带轮结构中，在调节带盘位置时，皮带在侧向有移动。

图5·42 带有安全离合器的三角带传动的可调带轮。皮带在带轮两盘之间的位置用转动手轮4来调节，并用锁紧螺母5固定。过载时，由于弹簧6压缩，具有齿2和3的牙嵌式安全离合器使带轮和轴分开，在离合器断开时，牙齿所产生的噪声，可为轴1的过载报警。

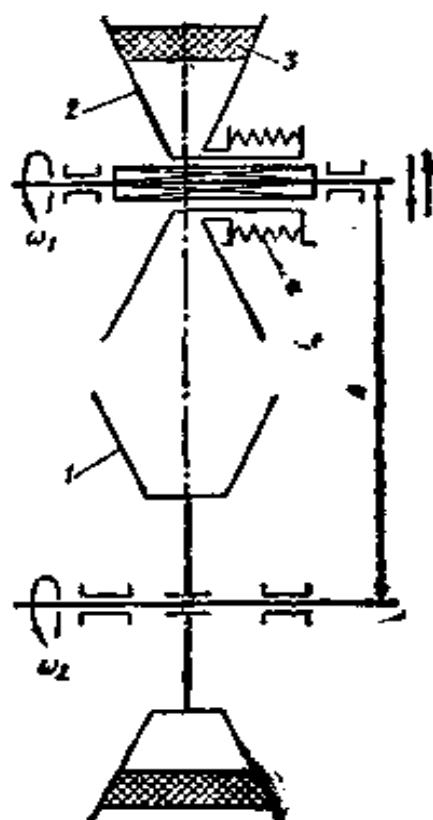


图 5·38

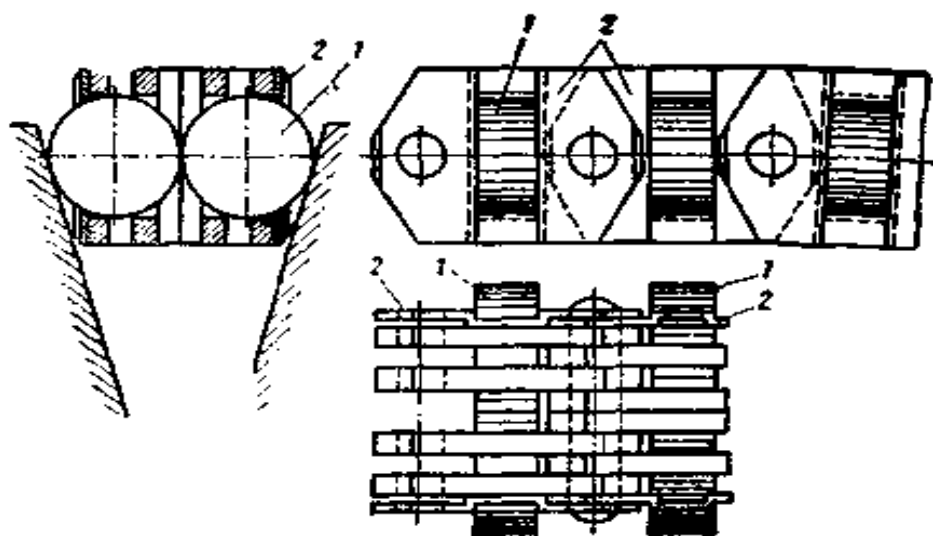


图 5·39

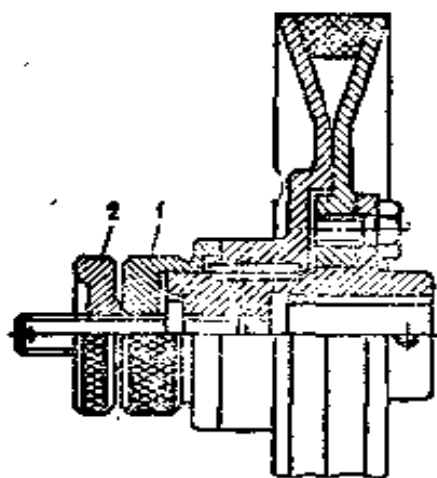


图 5-40

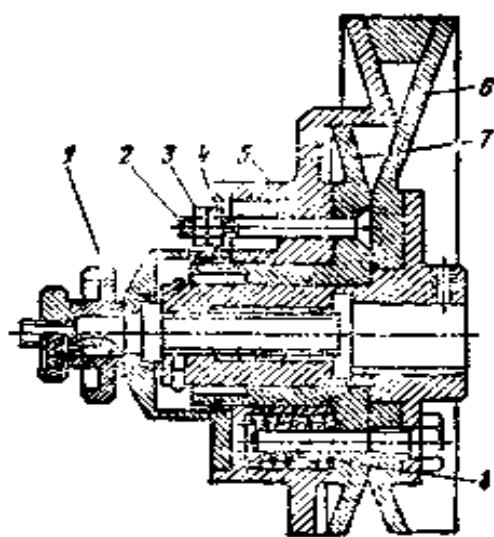


图 5-41

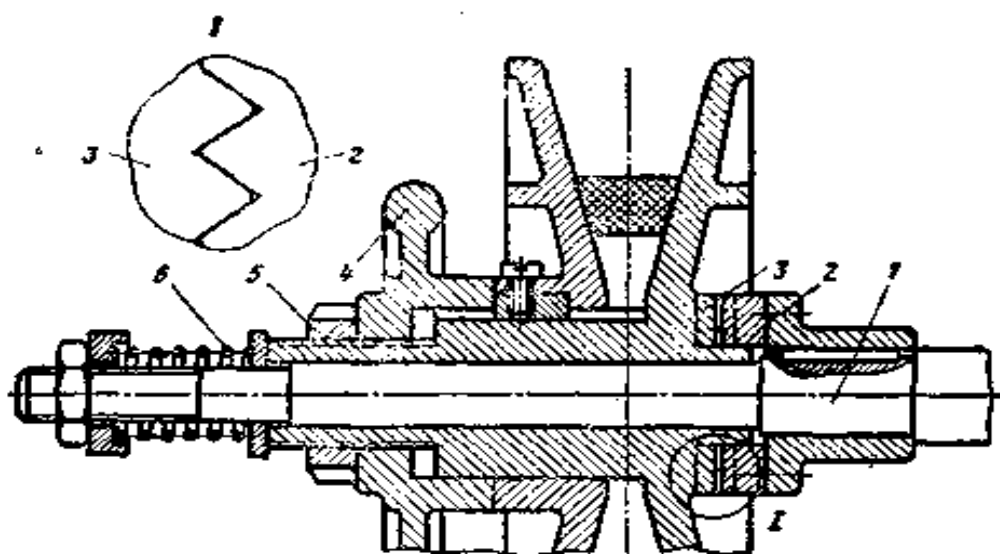


图 5-42

图5-43 三角带无级变速器的四盘式带轮。内盘7用导键13固定在轴14上。外盘6装在内盘的轮毂上，并借助于具有键槽的圆盘1，用同一个导键13与轴14相连。圆盘1固结到盘6的轮毂上。皮带8相对于转轴轴线的位置取决于左、右两盘之间的距离，通过和盘6连接的机构（图中未画出）可调节这个距离。

当使两外盘6互相靠拢时，两内盘和它们一起移动，直到定位钢球3和12进入槽9和10中时为止，此时皮带8的工作表面完全转移到外盘的锥面上。此后，只是外盘移动。各盘之间的距离

增大时，开始仅移动外盘，然后才是内、外盘一起移动。盘6和7的母线重合成一条直线，这可用限制楔子5位移的螺钉4来调节。两个挡圈2和两个螺钉11限制带盘6和7的最大位移。

图5·44 用电磁铁控制的三角带无级变速器的可分合带轮。对于电机频繁启动与停止的工作条件下，推荐用这种结构。

锥盘2固结在电机轴1上。由电磁铁7通过「型杠杆5，使盘4沿盘2的轮毂移动。当电磁铁断开时，皮带3自由下垂。在电磁铁接通时，皮带3起初由盘2和4压紧在较小直径处，因而圆周力较大。

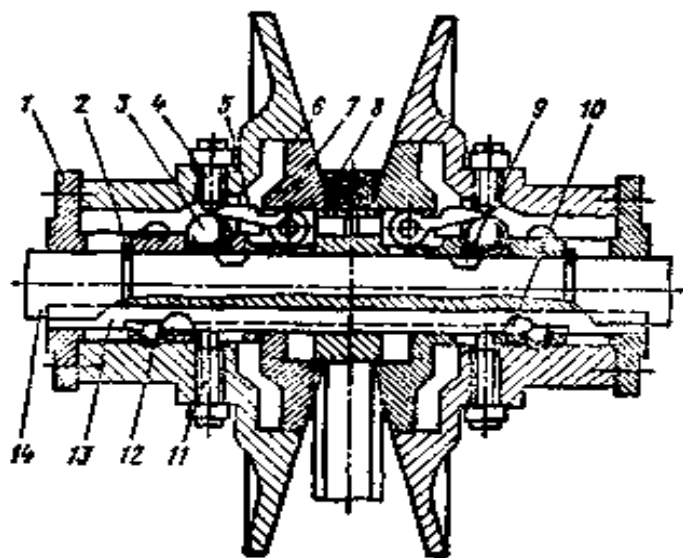


图 5·43

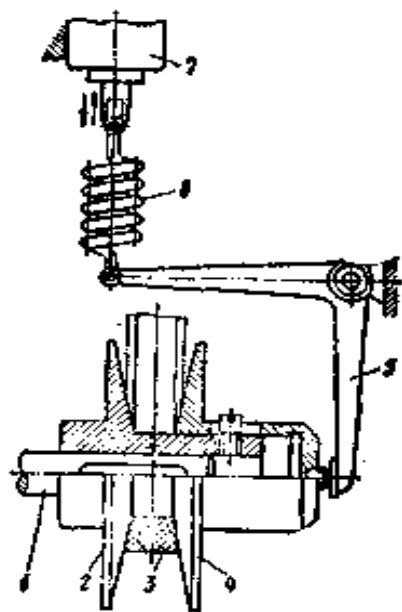


图 5·44

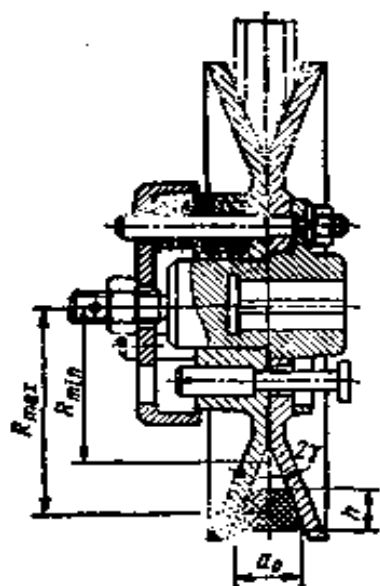
在转子加速过程中，皮带在拉伸弹簧6的作用下，转移到大直径圆周上，结果使变速器从动轴的转速增高。

图5·45 三角带无级变速器双盘带轮。有关说明见第352~354页。

图5·46 沿锥盘2和3的母线开有沟槽的三角带无级变速器的带轮，它可获得大的调速范围。用弹簧1保证压紧力。

在凸出部分上，皮带的恶劣工作条件，使皮带寿命降低。

图5·47 具有可分合锥盘2的三角带无级变速器的带轮。由于两带轮中心距增加，结果使橡胶膜片1发生变形，皮带3移到小直径处。



5·45

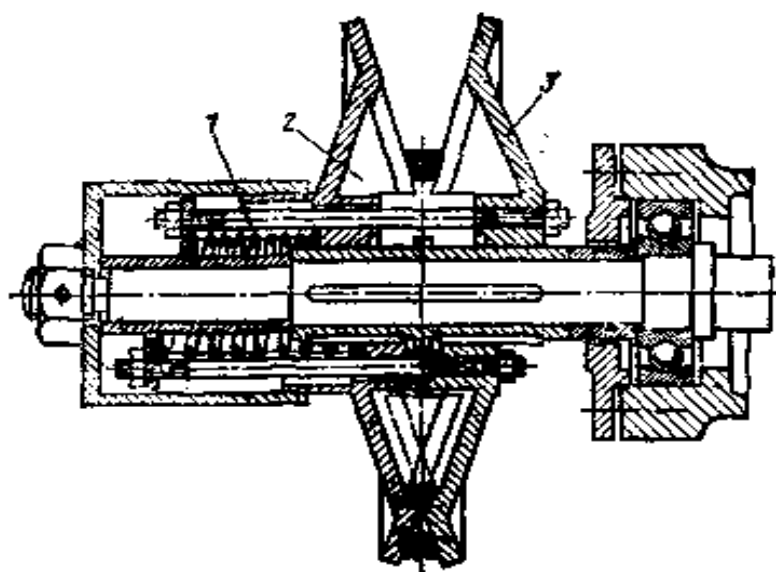


图 5·46

橡胶膜片 1 起弹簧的作用，并保证皮带与带盘间有足够的摩擦力。

图5·48 三角带无级变速器带有橡胶膜片的可分合带轮（图5·48 a）。膜片 1 由夹有绳心的橡胶制成，与钢制弹簧比较，它具有较好的特性曲线形状（图5·48b）。

在皮带上没有过度的压力（特别在较小直径上时），因而可延长皮带寿命。

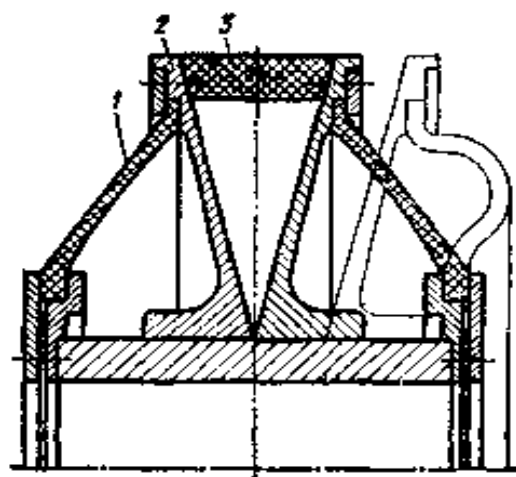


图 5·47

图5·49 三角带无级变速器可自动调节皮带侧向压紧力的可分合带轮。带轮的两个盘 4 装在一个公共套筒 5 上，并且仅能在轴向活动。靠两个导向销 7 保证两盘同时发生对称位移。两个盘 4 的轮毂的端面均制成螺旋表面（图中用虚线表示），螺旋表面在与轴转向相反的方向上升高。同样，在端盖 2 轮毂的端面上亦制成螺旋表面，盖 2 与套筒 1 之间刚性连接，盘 4 由于依靠螺旋表面的位移而相对于盖 2 转动时，改变了弹簧 3 的压紧力，从而建立了相应于给定转矩的皮带压紧力。

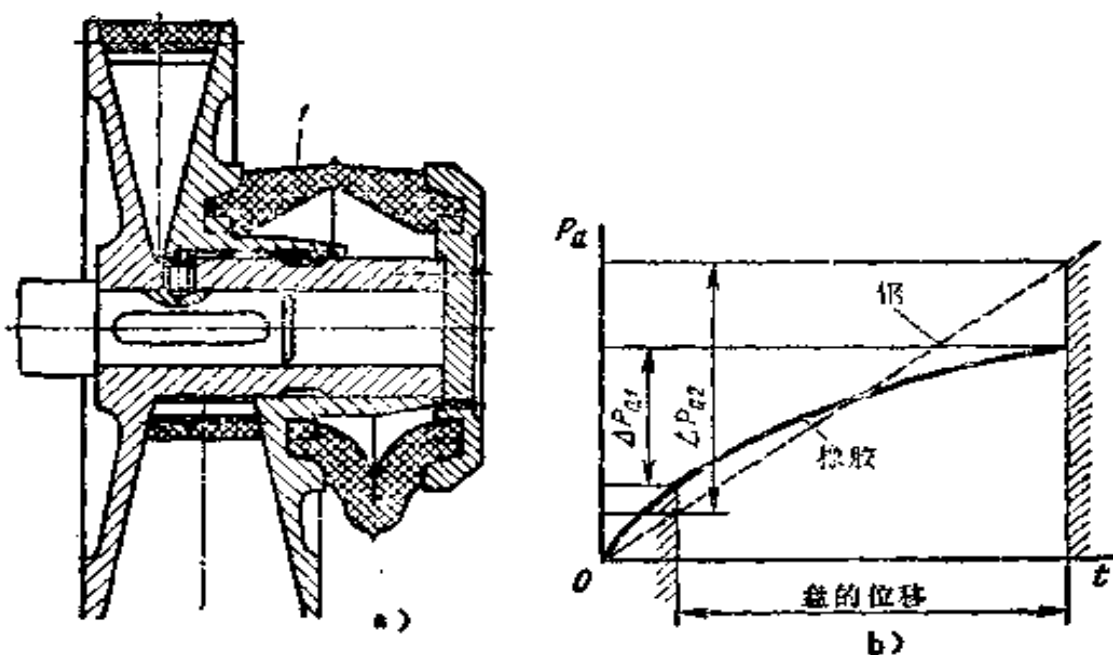


图 5-48

图5-50 三角带无级变速器的三盘式带轮。带轮的盘6固结在轮毂3上，盘9和7可在轴向活动。当强行增大主、从动带轮间的距离时，开始盘7从右向左移动，此时盘9不动。到定位销1的锥端插入导向销5的楔形环槽内时，盘7处于左极限位置。此后，再增大两带轮的中心距时，盘9开始从左向右移动。这时，定位销1向上抬起，放开导向销11。盘9和销11之间用特制垫圈4相连。弹簧2和10的弹性力应使盘与皮带间有足够的摩擦力以传递转矩。

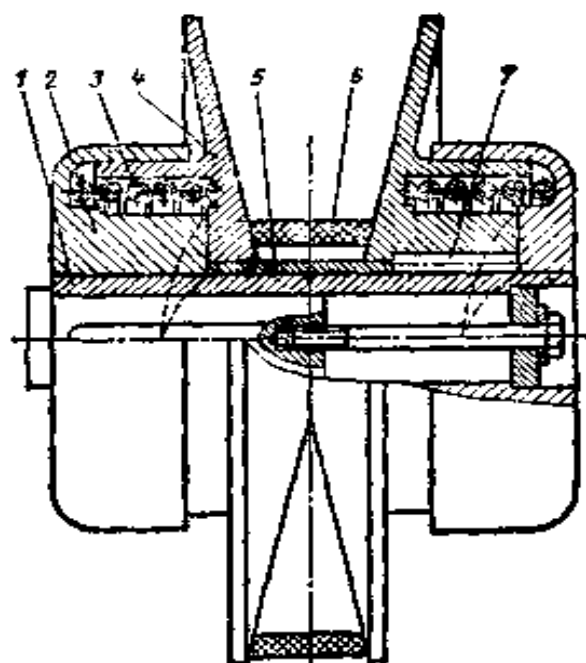


图 5-49

图5-51 三角带无级变速器的双槽带轮。盘3通过长套管7固定在盘1的轮体上，盘2和4之间亦同样连接，并且通过螺杆6在只移不转的螺母5中转动，使它们在导键上沿轴的轴线移

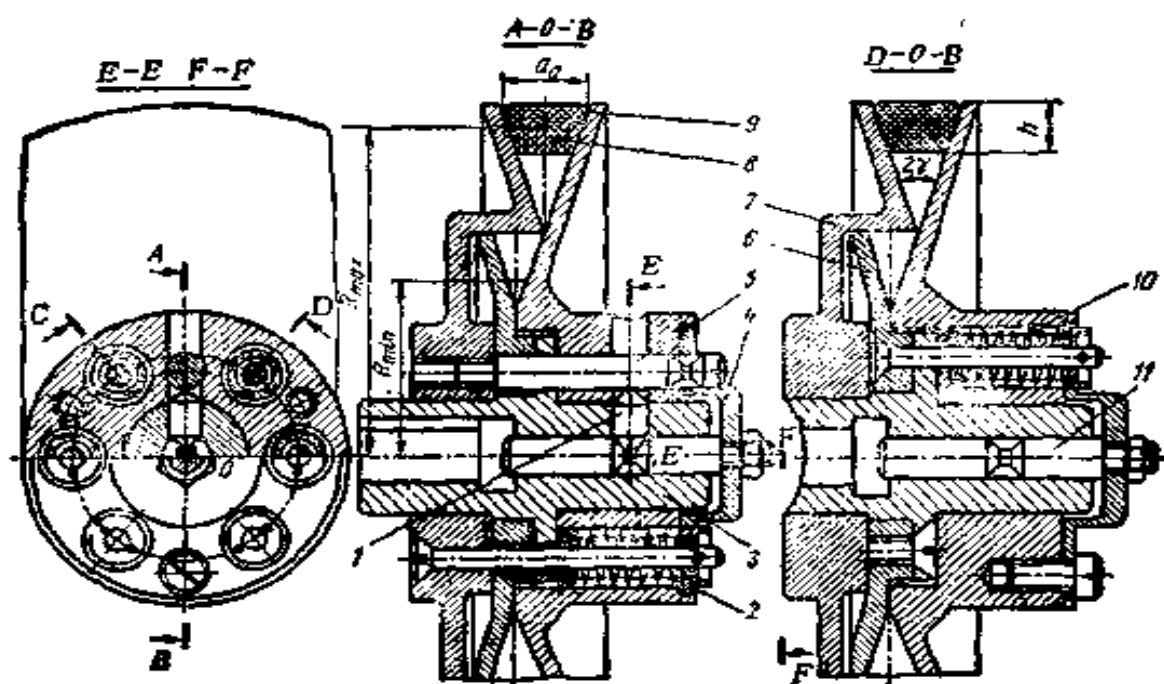


图 5-50

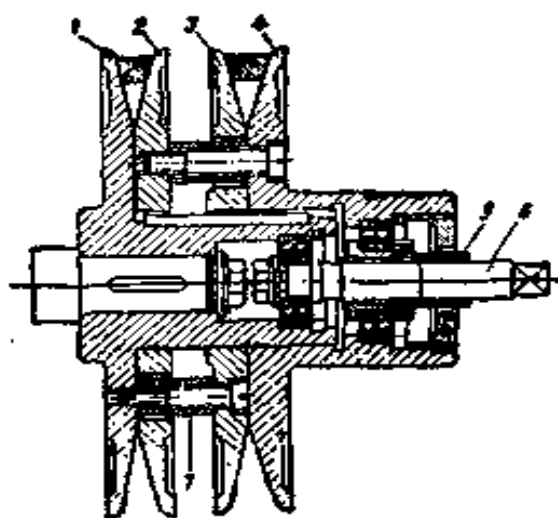


图 5-51

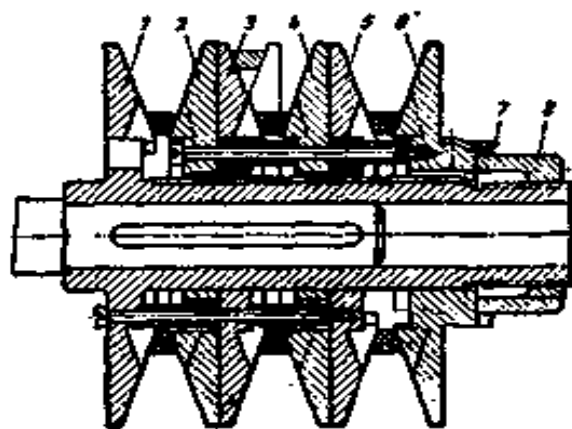


图 5-52

动。盘位置的调整可在无级变速器工作时进行。

图5-52 由具有径向凸起和凹槽的盘组成的三角带无级变速器的带轮，它可增大变速范围。盘2、4和6之间用长套管连成一体，并利用螺母8和止动片7使它们相对于固定盘1、3、5移动。

变速器停住时才能实现调速。

图5-53 具有空程的三角皮带无级变速器的可调式带轮。皮

带3在盘1、4间的位置及变速器相应的传动比，可用盘1沿转轴轴线的位移来调节。皮带3在最低位置时，包住空转带轮2，于是不传递运动。

图5·54 增大变速范围的多带带轮。两个盘2和一个盘5装在带轮的轮毂1上并借助于套筒和螺母7将它们连成一体。三个可动盘6相互之间连接起来，并借助于螺栓和长套管把它们固

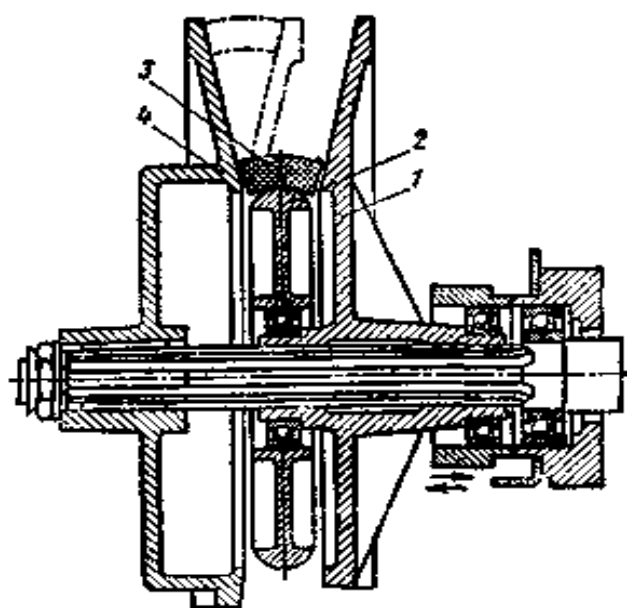


图 5·53

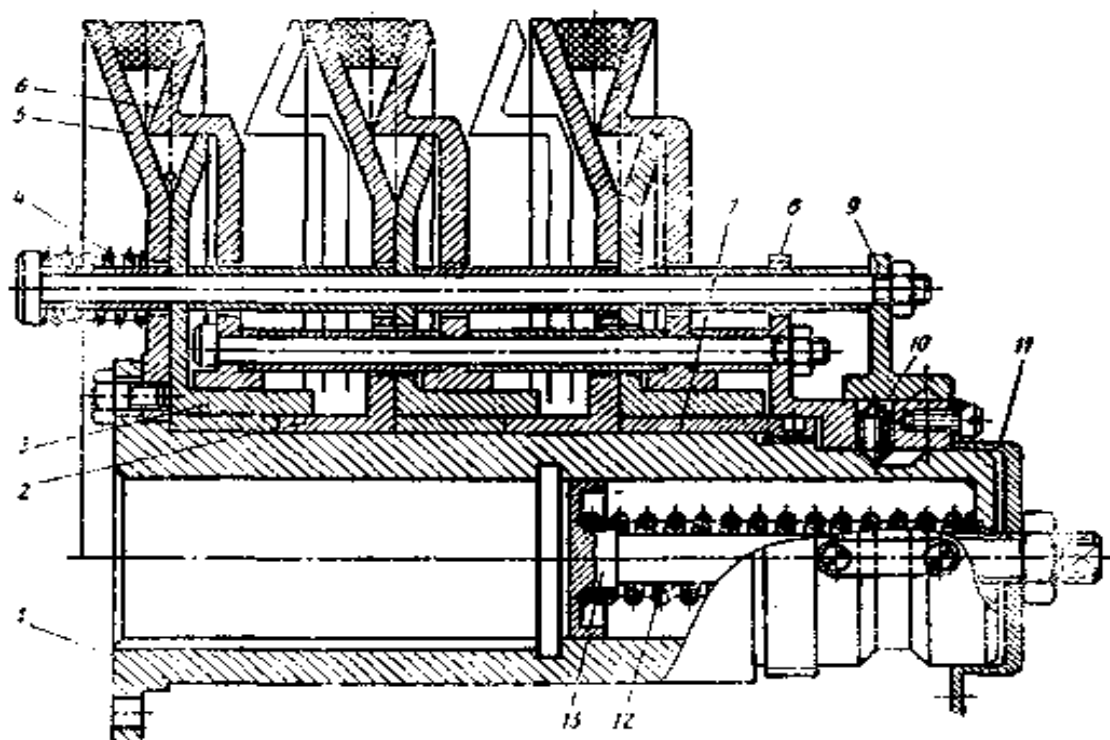


图 5·54

定到轴套8上。同样，三个可动盘3之间连接起来并固定到轴套9上。盘3用弹簧4保持在左极限位置，而盘6借助于螺钉13和

垫圈11被弹簧12压紧在左极限位置。若增加皮带轮间的中心距，则皮带移到小直径处，并且由于弹簧12压缩，使盘6和轴套8向右移动。此时，盘3和轴套9由弹簧4压住不动。而装在轴套8孔中的定位销10在轮毂1上的环槽中沿转轴的轴线方向移动。当皮带刚刚移动到相应于锥盘3和6工作表面的母线成一直线的位置时，定位销10被向上抬起，而从轮毂1的环槽中退出，并进入轴套9的环槽中。此后，随着盘3和6同时向右移动，皮带转移到较小直径处。

若缩小无级变速器两带轮间的中心距时，皮带在弹簧12的作用下转到较大直径处，此时可动盘按与前述相反的顺序向左移动。

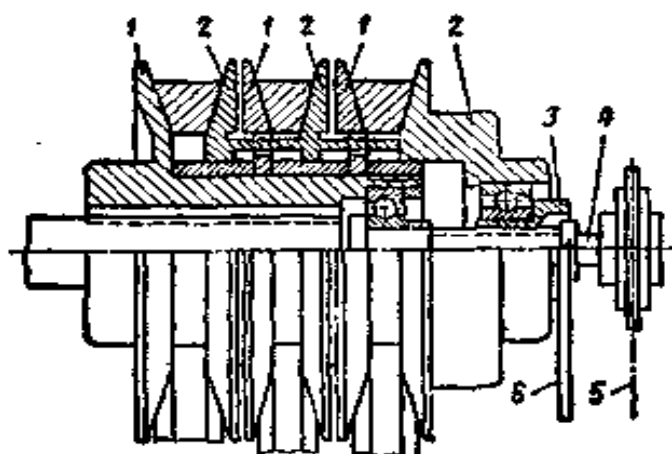


图 5-55

转动螺杆4可改变传动比。用杠杆6制止螺母3的转动。鉴于皮带盘2的位置在调整时皮带要侧向移动，因此必须规定从动带轮作同样移动，并用链传动5对它们进行联动控制。

图5-56 三角带式无级变速器。由两个串联配置的三角带传动传递运动，其中间的一个构件就是我们所讨论的装置。手柄1与摆动支承6铰接，可分合三角带轮的轴装在支承6中；转动手柄1可实现从动轴速度的变化。变速时，由于一个带轮的皮带接触处圆的直径增大，而另一个减小，故带有盘2和5的轴7相对于盘3、4作轴向移动。轴承6与转动轴线相夹某一角度并相对于铰链轴移动，使得装置在各不同位置时，三角带仍保持在同一平面内。

图5-55 三角带无级变速器的可分合带轮。传动带轮由一组盘1和一组盘2组成，各个盘1相互间刚性连接并用键固定在轴上，各个盘2同时沿轴的轴线移动，结果改变了皮带和盘接触处的直径。

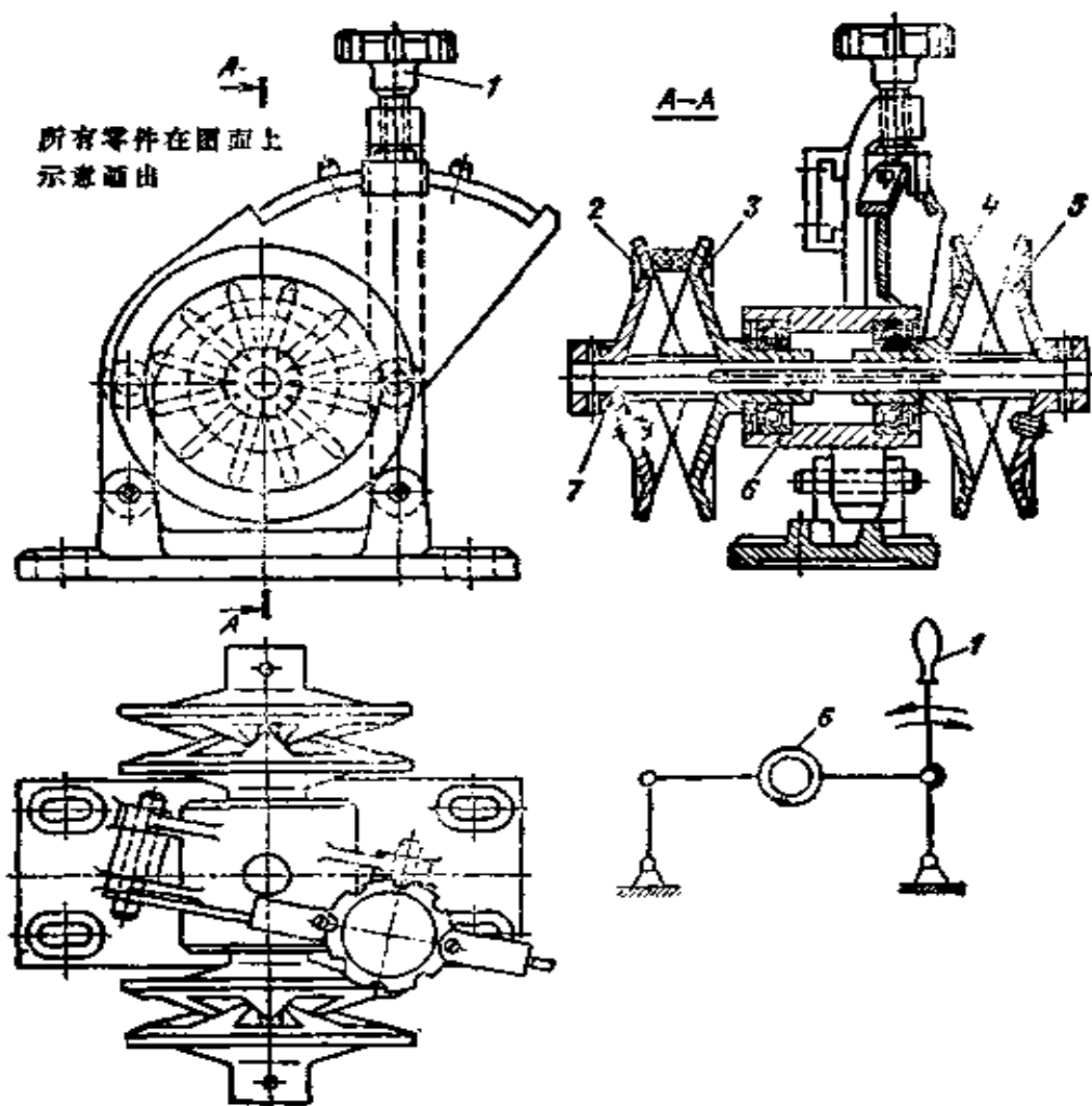


图 5-56

图5-57 宽块带的结构。带块 1 由硬质木（图5-57 a）从一面或从两面固定到皮带 2 上组成，从而当从侧面对皮带加压时，保证它有足够的刚性。图5-57 b）示出了皮带尾端接头的结构。

图5-58 具有可分合圆锥带轮的摩擦无级变速器的板状链。各链环用包在销轴 6 上的半辊子 1 和 2、4 和 5 相连。在销轴 6 的中间部分及各半圆辊子间套装了具有斜接端面的环 3。

链节走上圆锥轮时，链节相对于铰链轴转动，此时造成半辊子端面对带轮盘的工作表面加压的侧推力。当铰链离开工作区域时，链条被拉直，半圆辊子恢复原来位置。

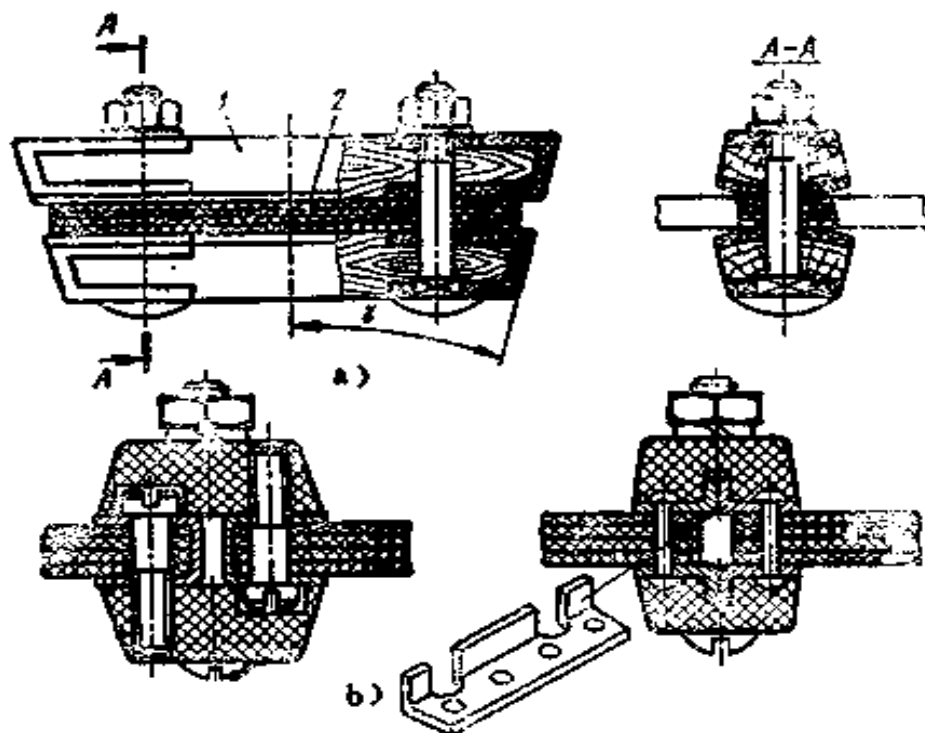


图 5-57

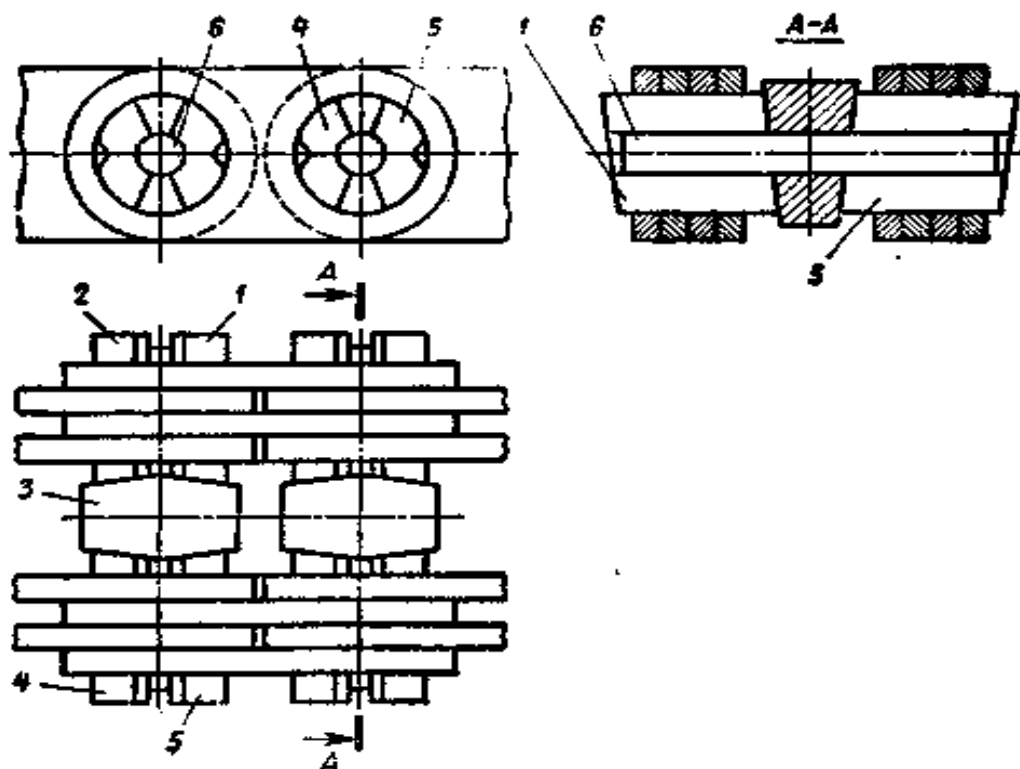


图 5-58

图5·59 宽挠性块带式无级变速器。速度的调节可用转动具有左右螺纹的螺旋1来实现，这时与螺旋的螺母铰接的杠杆2和4改变盘间的距离，若在一根轴上的盘间距增大，则另一根轴上的减小。弹簧3产生皮带的张力并补偿所需的可变带长和已被装在不级变速器中的恒定带长之间的差值。

图5·60 齿链式无级变速器的简图（图5·60a）。链条由平板链环1（图5·60b）组成，在环1中嵌入包皮3，而包皮3中有许多钢片2，它们可在侧向自由滑动。钢片2按齿廓形状嵌入齿槽中或包住齿，故能从一个轴向另一个轴传递力。图5·60c所示为链条的另一结构简图。

图5·61 从动轴具有脉动运动的脉动式无级变速器。偏心轮1固定在变速器的主动轴上并以等速转动。连杆2和摇杆4以及连杆3用一个公用铰链连接，摇杆4的另一铰链装在固定支承5上，而连杆3的另一个铰链与超越离合器的鼓轮6连接，离合器的星轮7与从动轴相连。改变固定铰链点5的位置（随即将它固

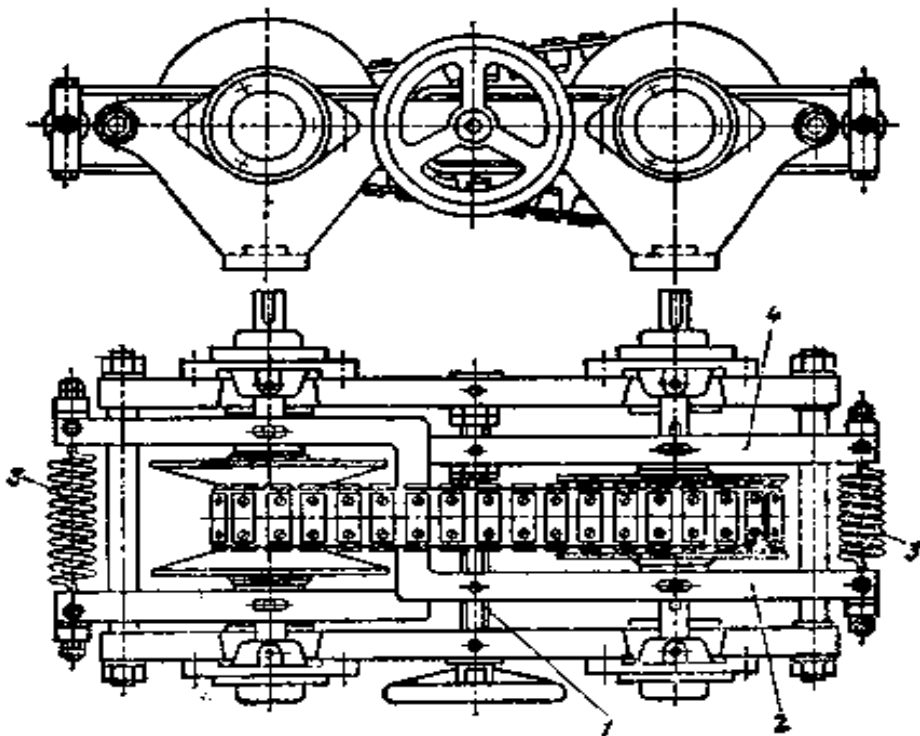


图 5·59

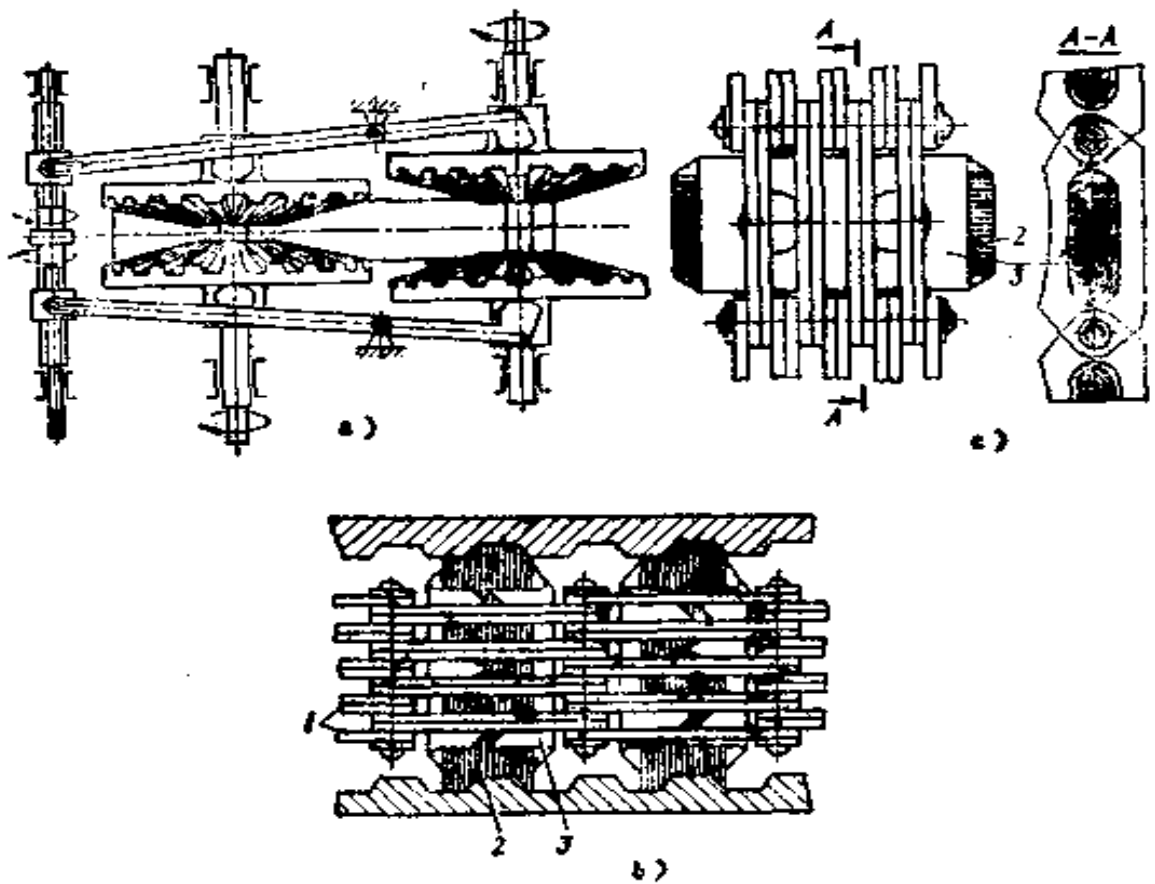


图 5.60

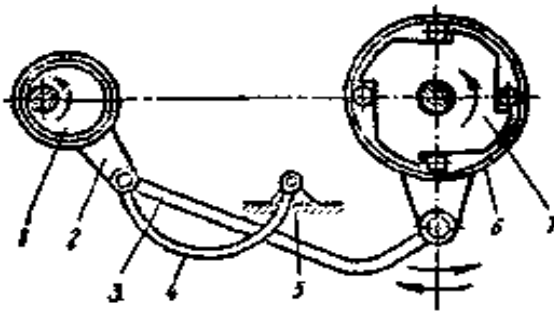


图 5.61

轴 5 的支承可固定在给定的位置上。相位差 180° 的两个凸轮 3 固定在轴 5 上。杠杆 7 上装有滚子 6，它用弹簧 10 压在凸轮 3 上，并在轴 5 转动的同时，获得往复摆动。通过带滚子的自由行程离合器 8 将这个运动传给从动轴 9。杠杆 7 的最大摆角，因而还有变速器的传动比取决于凸轮的尺寸和轴 5 相对于轴 9 的位置。变速器传动比的调节靠改变轴 5 的位置来得到。

定)，可实现速度调节。为了使从动轴转动得更均匀，可采用几个机构，而它们的偏心轮间要相差一定的相位。

图 5.62 带有滚子超越离合器的脉动式无级变速器的主动轴 5 由电机轴 2 通过三角带传动带动，它能绕轴 1 转动。

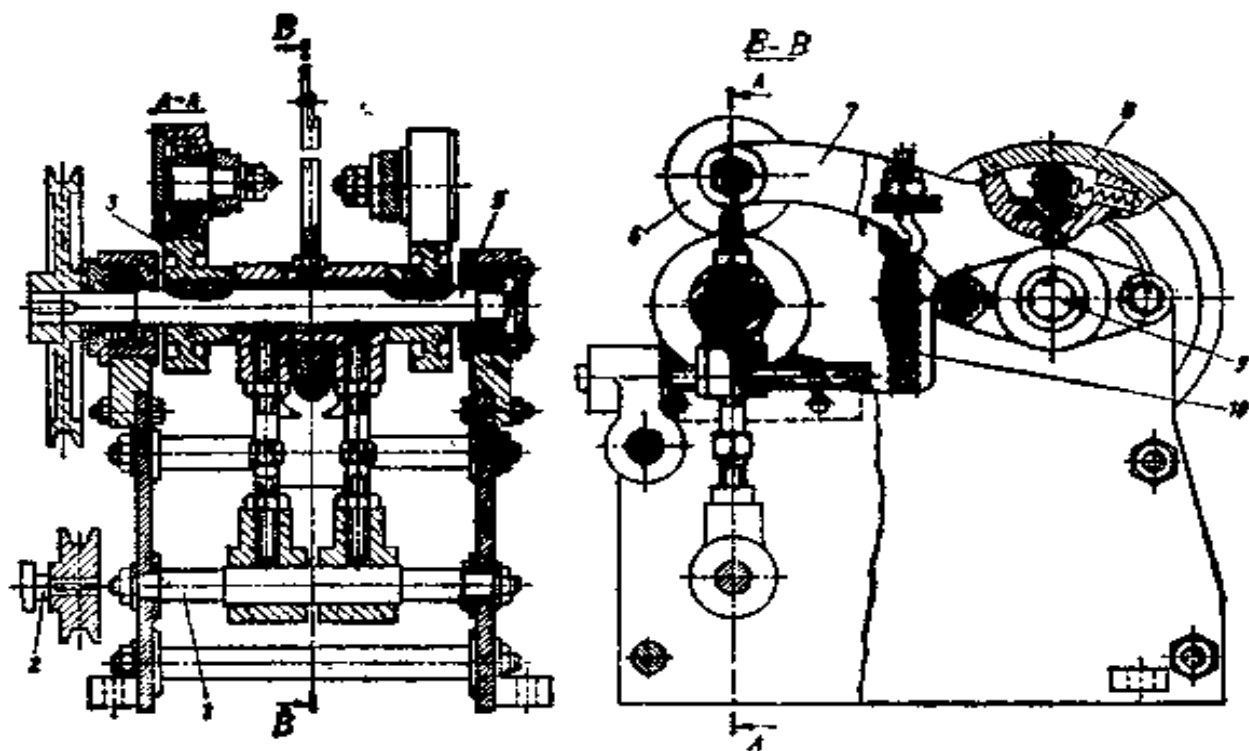


图 5-62

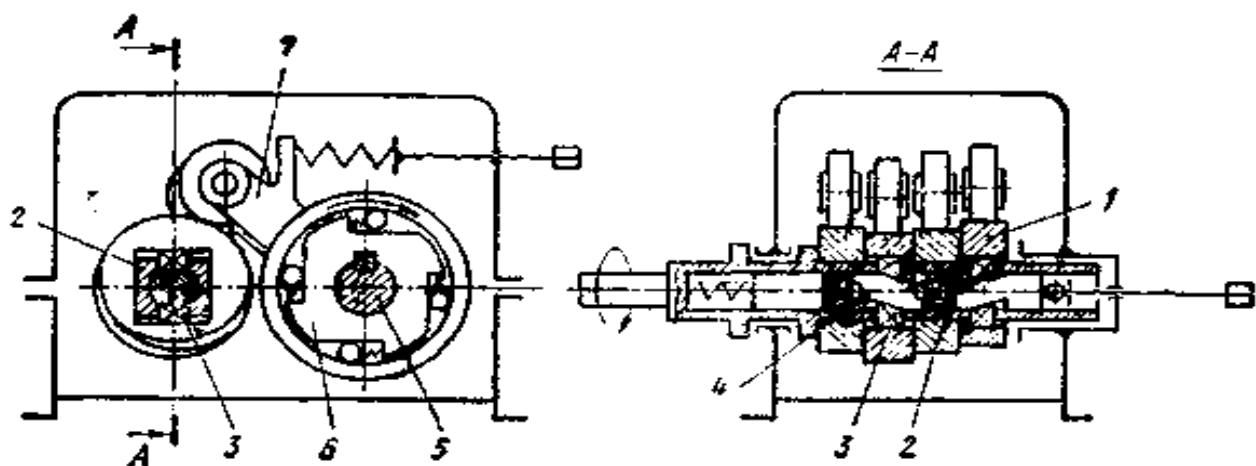


图 5-63

图5-63 具有自由行程离合器的无级变速器。主动轴2是具有四个偏心（相位各差 90° ）的矩形截面空心轴，四个偏心轮1装在主动轴上。经~~过~~和自由行程离合器6相联的摆杆7将运动传递给从动轴5。从动轴5转速的调节可用移动操纵杆4来实现，操纵杆4具有沿轴线倾斜布置的光平面，由此，滑块3使偏心轮1在径向移动。拉杆4在给定位置上，所有偏心轮的偏心都是相同

的。

图5·64 在行程中间部分齿条恒速的曲柄摇杆式无级变速器。曲柄销1和齿轮3一起转动，并可用凸轮使之沿曲柄的半径方向移动，而凸轮是与齿轮 z_4 相联的。齿数比 $z_3/z_1=3$ ， $z_4/z_2=1$ 。凸轮轮廓的选择应使齿条2在行程的很长一段上以等速移动。沿摇杆OA移动滑块3，可改变齿条的行程。齿条2与齿轮啮合（图中未画出），齿轮通过超越离合器带动从动轴。为了平稳地带动从动轴，必须装设两个或更多个对称布置的机构，这些机构的主动曲柄应彼此错开一个相同的角度。

图5·65 曲柄连杆式无级变速器。主动双曲柄轴1转动时，借助于连杆2使两个相对于轴1对称布置的中间轴3作往复摆动，再用两个曲柄摇杆机构5、6、7和两个超越离合器4使轴8脉动旋转。

借助于转动手轮9，通过螺杆12和拉杆13，改变滑块在导杆5槽内的位置，来改变从动轴的转速。改变曲柄半径的第二套机构和第一套机构用具有链轮10和11的链传动相联并同步工作。

从动轴转速可在零到最大值之间变化，当曲柄的销轴与轴3重合时为零，在曲柄的最大半径处时为最大值。

图5·66 齿轮啮合式无级变速器。借助于螺杆和手轮，齿圈1可沿传动的轴线移动，它是由T形薄板在专用轮缘上圈成，在

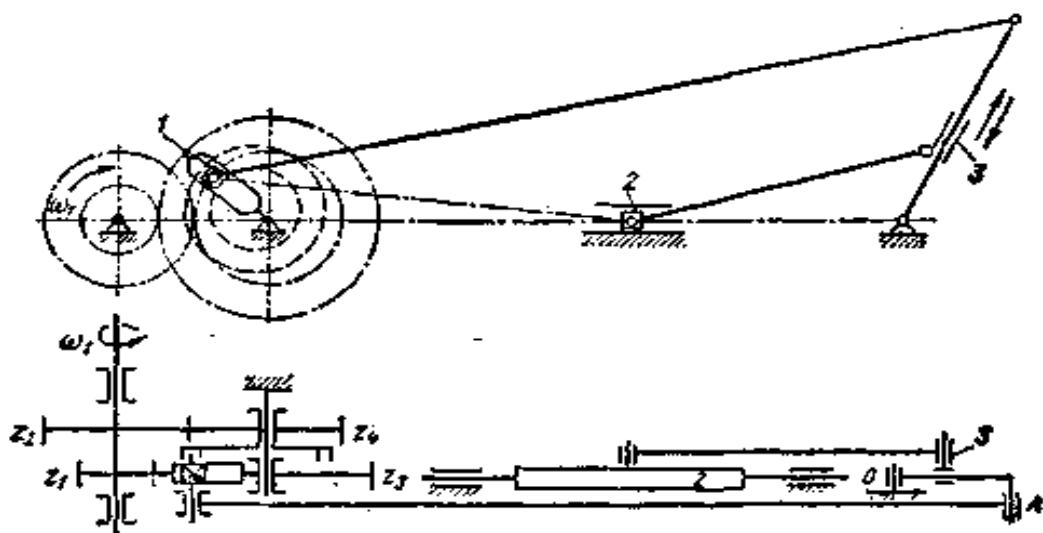


图 5·64

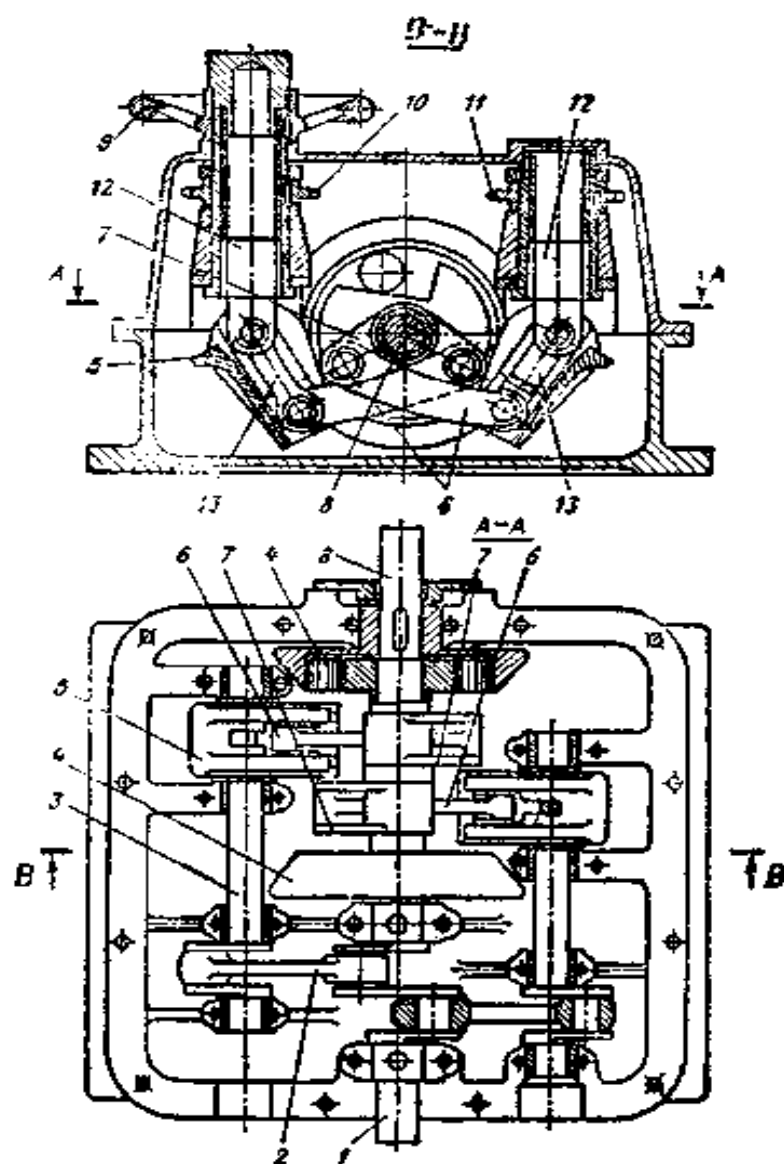


图 5-65

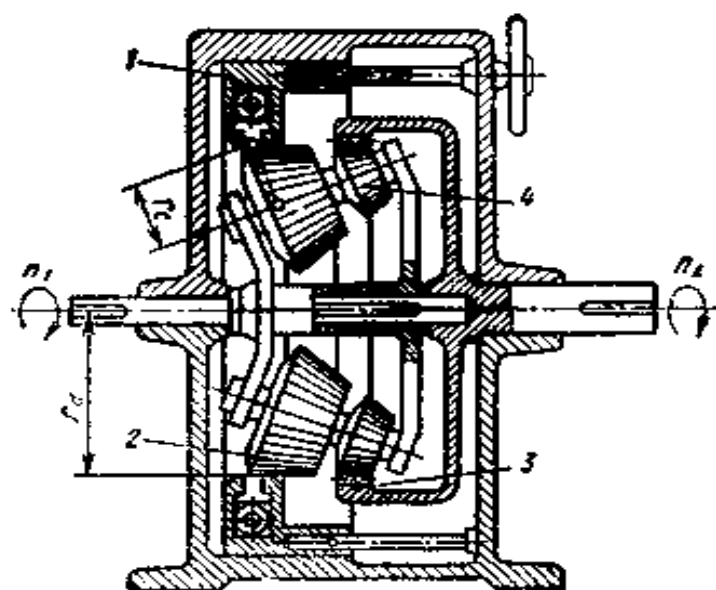


图 5-66

不与行星轮 2 啮合的地方，轮缘是光滑的轮圈，而在与行星齿轮 2 的轮齿啮合处，则把它压出相应的齿槽。在行星轮通过以后，各薄板被专用弹簧复位，内啮合齿轮 3 和小齿轮 4 为一般结构。传动比

$$u_{ix} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1}{1 - \frac{z_4 r_d}{r_c z_3}}$$

图5·67 具有程序控制的无级变速器。凸轮 9 和 10 用滑键装在轴 4 上，并由主动轴 2 经齿轮传动 1-3 带动。从动轴 5 用两个自由行程离合器带动。两个自由行程离合器由一个公共的鼓轮 7 和两个离合器的自由摆动的星轮 6 组成。鼓轮 7 与牙嵌离合器的轴相连，而星轮 6 和杠杆 29 连接。当杠杆 29 向上抬起时，使滚子 8 楔紧，从而带动鼓轮 7 转动；杠杆下降时，鼓轮分开转动。当凸轮 9 和 10 相角差 180° 时，轴 5 为脉动转动。沿轴 4 的轴线移动凸轮 9 和 10，可以按预定规律来自动调节轴 5 的速度。按给定条件绘制出的凸轮盘 21 转动时，带动拨叉 13 运动，并且为了调整方便，摆杆由 19 和 20 两部分组成，用螺钉 18 可以使两部分作相对转动。凸轮盘 21 的转动由轴 4、偏心轮 26、成对的棘轮机构 25-23 和蜗杆传动 22-28 传入。

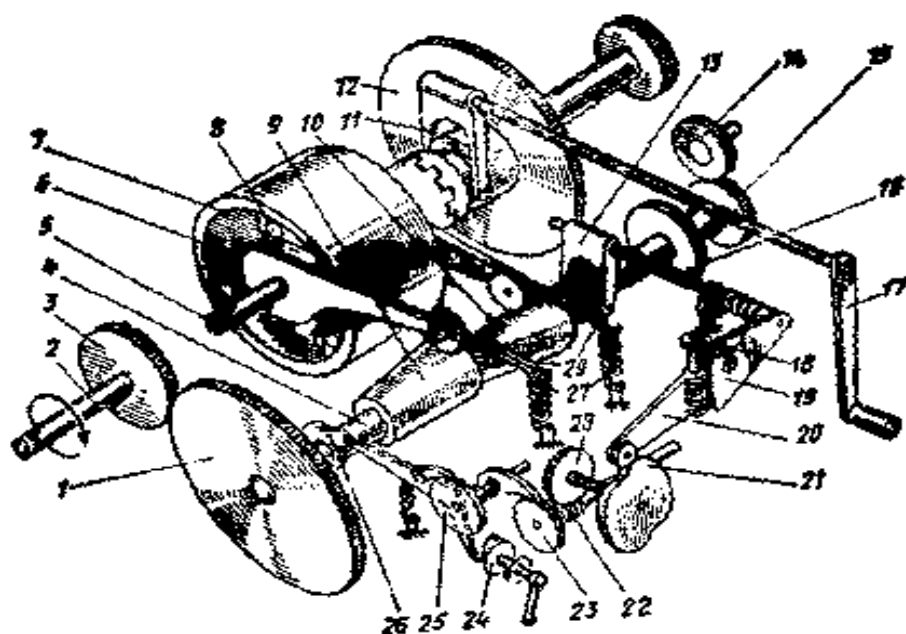


图 5·67

为了使轴5以等速快速转动,须借助于手柄17和拨叉11使齿轮12和16啮合。若使齿轮12—14—15啮合,则可使轴5换向,这时自由行程离合器空转。用具有端面凸轮24的手柄可使自动调速机构脱开。弹簧27保证滚子和凸轮9及10保持接触。

图5·68 自动调节传动比的无级变速器(轴1为主动,轴2为从动)。

随着从动轴2(图5·68 a),的转矩增大,盘3沿着螺纹右移并压缩弹簧,半径 r_x 减小。在 $\omega_0 = \text{常数}$ 时,转矩 M_0 按抛物线规律变化

$$u_{12} = \frac{r}{r_x} = \frac{\omega_0}{\omega}$$

$$M_0 = M_x \left(\frac{r_{x\max}}{r} + \frac{M'_0 A}{r} \right) - M_x^2 \frac{A}{r} \ominus$$

此处,常数

$$A = \frac{8nD^3}{Gd^4} \frac{1}{r_0 \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}$$

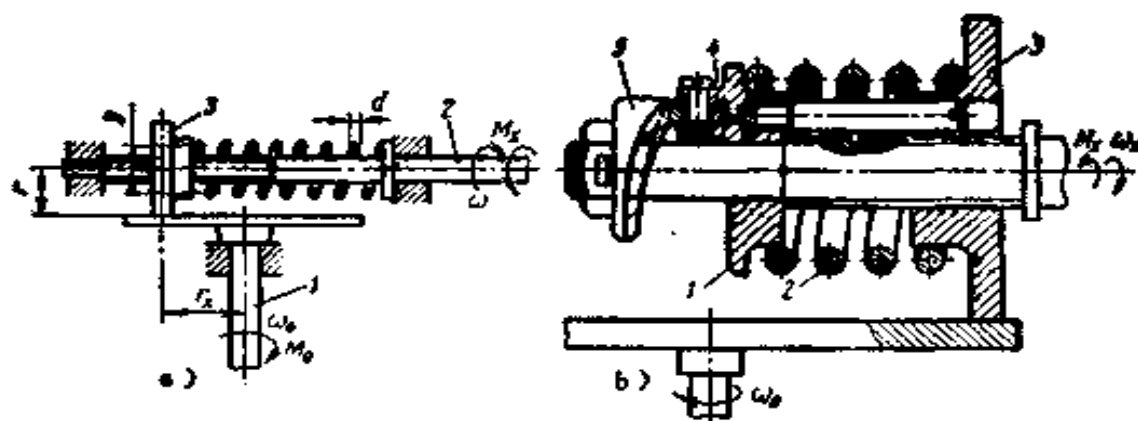


图 5·68

由弹簧刚度和螺纹升角 α 决定;式中 r_0 ——螺纹中径; n ——弹簧圈数; G ——剪切弹性模量; ρ ——螺杆和螺母材料的摩擦角。

若这样来改变变速器的原理图,即使得从动盘不仅靠弹簧变

⊖ 原式误为 $M_0 = M_x \left(\frac{r_{x\max}}{r} + \frac{M'_0 A}{r_{x\max}} \right) - M_x^2 \frac{A}{r}$

形来得到位移，而且同样也靠弹簧支座在轴向的位移，则主动轴上就不会发生如上所述的扭矩和功率不恒定的缺点。具有移动弹簧支座的变速器部件的结构图如图5·68 b所示。盘3沿轴的螺纹部分轴向移动时，压缩弹簧2并转动它的支座。依靠移动弹簧支座，盘3的附加位移 k_x 可由下列等式确定：

$$k_x = r_{x\max} - M_x A + M'_0 A - \frac{M_0 r^{\ominus}}{M_x}$$

式中 M'_0 ——当 $r_x = r_{x\max}$ 时，从动轴上的名义扭矩。

图5·69 自动调节传动比的无级变速传动。主动盘1通过相对于转臂-夹圈3旋转的盘2带动从动盘6。由于在轴上拧上了不动的螺杆，因而从动盘6随载荷增大而向盘2的中心移动。力矩减小时，弹簧使盘6返回。作用在盘2上的总圆周力使转臂-夹圈3转动，并带着滚子5运动，滚子沿具有弓形形状的钢板弹簧4滚动。因此，盘1和6上的压紧力增大。钢板弹簧4上的曲

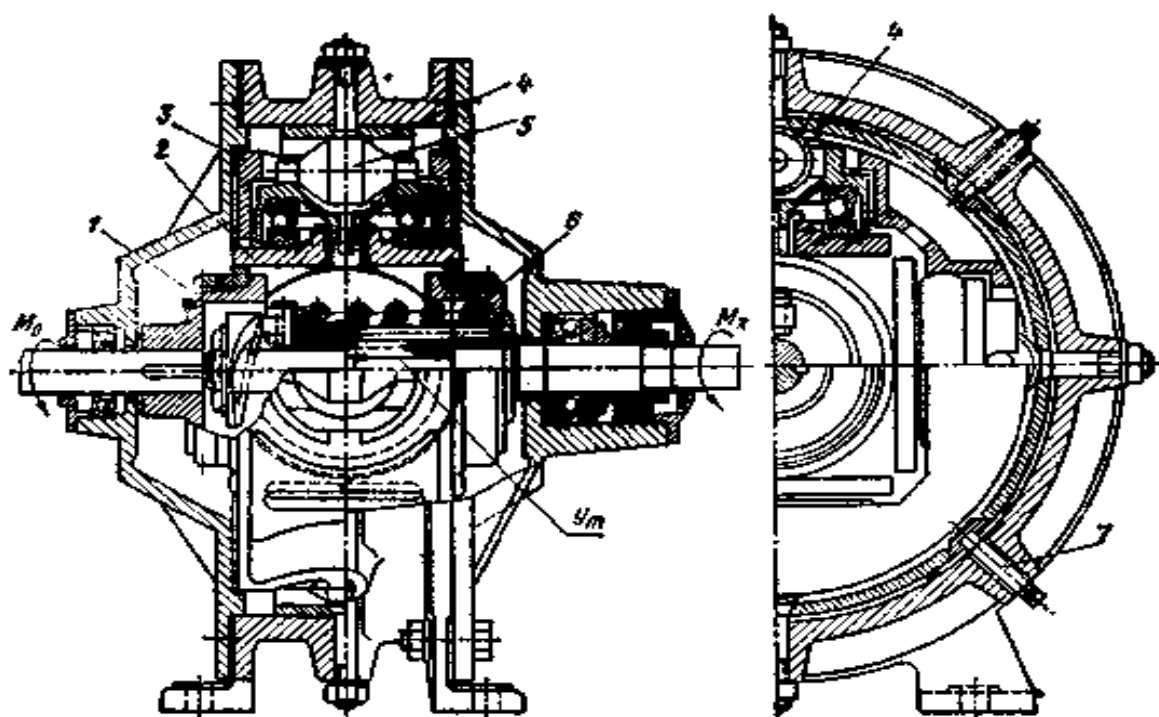


图 5·69

⊖ 原式误为 $k_x = r_{x\max} - M_x A + M'_0 A - \frac{M_0 r_{x\max}}{M_x}$

率可用螺钉 7 调节。若弹簧的附加补偿位移为 k_x ，则主动轴上的转矩 M_0 将保持不变：

$$k_x = y_m + M'_0 A - M_x A - \frac{M_0 y_m}{M_x}$$

式中 M'_0 —— 盘 6 在右极限位置时力矩 M_x 的名义值；

$$A = \frac{8nD^3}{Gd^4} \cdot \frac{1}{r_0 \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}$$

n —— 弹簧圈数；

α —— 螺杆的螺纹升角（见图 5·68）。

图 5·70 自动调节传动比的无级变速器。主动盘 1 经过摩擦锥盘 1、2 以及齿轮 z_1 和 z_2 ，带动从动轴 4（图 5·70 a）。载荷增大时，盘 2 沿轴 3 向左移动，压紧弹簧并转动转臂 5。盘 1 和 2 间的压紧力靠转臂上的反力矩产生。因此，当从动轴上的力矩增大时，摩擦力和传动比 $u_{14} = n_1/n_4$ 也增大。主动轴上转矩

$$M_0 = M_x \frac{R_1}{R_2} + M_x M'_0 \frac{A \operatorname{tg}^2 \alpha}{R_2 r_0} - M_x \frac{R_1 A \operatorname{tg}^2 \alpha}{R_2^2 r_0}$$

式中 M'_0 —— 当 $u_{14} = \frac{R_2}{R_1}$ 时，力矩 M_0 的名义值；

$$A = \frac{8nD^3}{Gd^4} \text{ —— 弹簧的柔度，可按式选取}$$

$$A = \frac{R_1 r_0}{M'_0 \operatorname{tg}^2 \alpha} [(2k - 1) - 2\sqrt{k(k - 1)}];$$

$k = M_0/M'_0$ —— 过载系数；

α —— 圆盘锥面母线的斜角， $\cos \alpha = \frac{\mu r_0}{R_1 \beta}$ ；

r_0 —— 从动盘的平均半径（常数）；

$\beta = 1.1 \sim 1.2$ —— 接合安全系数。

如果主动盘 1 的半径不变且等于 r_0 ，而从动盘 2 半径可变，

且使 $M'_0 \frac{A \operatorname{tg}^2 \alpha}{R_1 r_0} = 1 \ominus$ ，则

⊖ 此条件系附加。

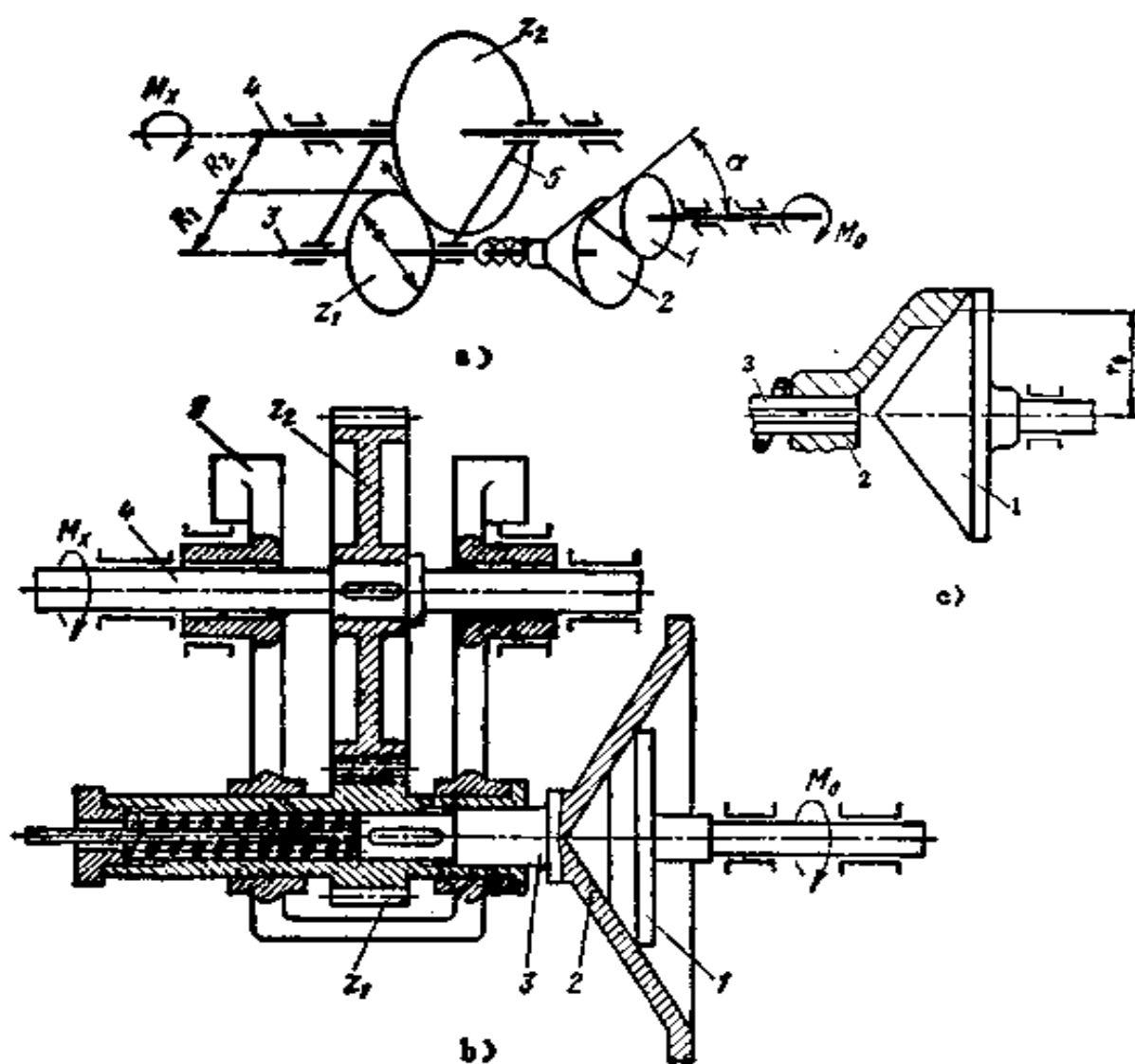


图 5.70

$$M'_0 = M_0 = \frac{R_1 r_0}{A \operatorname{tg}^2 \alpha} = \text{常数}$$

$$A = \frac{8nD^3}{Gd^4} = \frac{R_1 r_0}{M_0 \operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{R_1 f_0}{M_0 \operatorname{tg} \alpha}$$

式中 $f_0 = r_0 / \operatorname{tg} \alpha$ —— 弹簧的预紧力。

图5.70 b 所示即为这种无级变速器的结构。

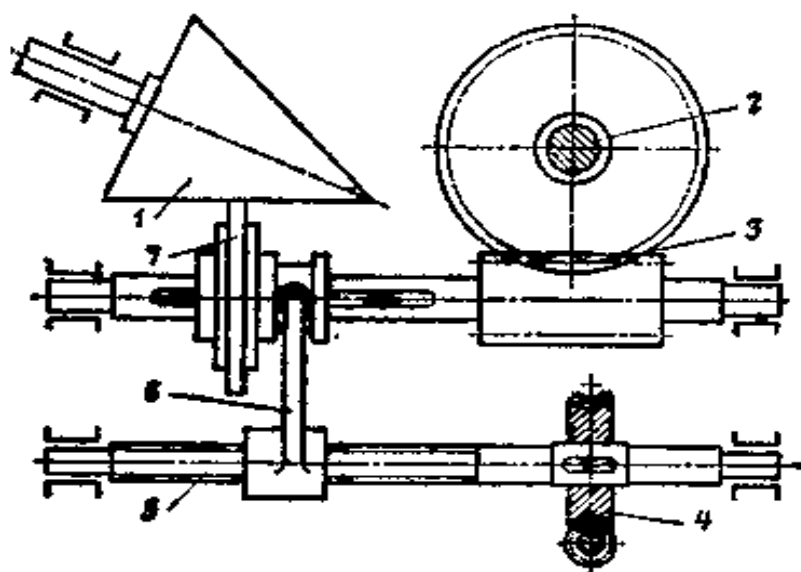


图 5-71

图5-71 小功率无级变速器， $N = 10 \sim 12$ 瓦。由电动机轴到从动轴 2 的运动传递是用下列传动来实现的，具有锥盘 1 和滚轮 7 的摩擦轮传动；蜗杆传动 3。借助于与蜗杆传动 4 相连的螺杆 5，使其转动，从而移动拨叉 6 来实现速度的调节。

图5-72 小功率无级变速器（0.3千瓦以下）。变速器两根轴中的任一根都可作主动或从动。锥盘 1 和 4 固定在轴上，两盘的

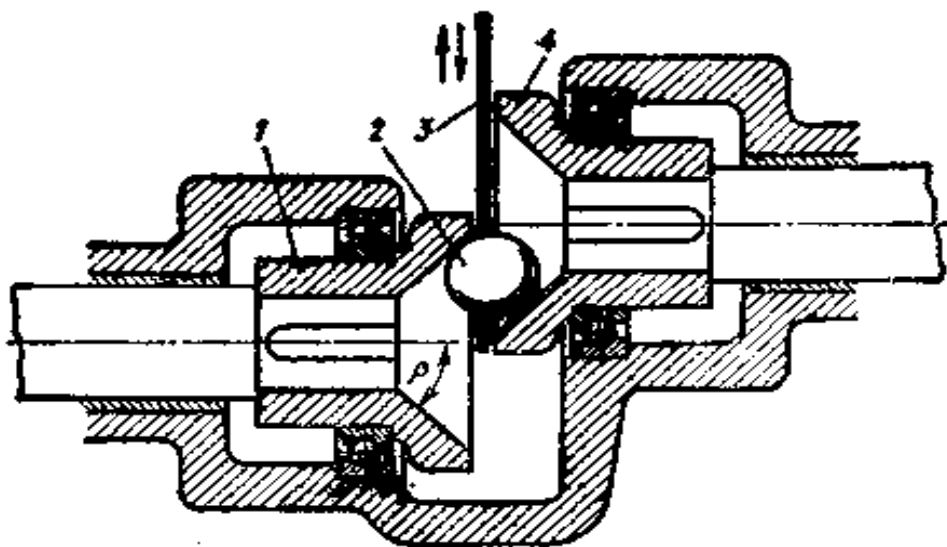


图 5-72

母线有相同的角度 ($\beta = 45^\circ$)，其间装有钢球 2。借助于滑板 3 可使球 2 移动，这时改变了球与两盘接触点处的半径，从而可调节从动轴的速度。最大变速范围 $A = 5$ 。

图5·73 功率不大的行星钢球式无级变速器。主动轴 1 和锥体 3 连接，从动部分是带有输出轴 9 的转臂-保持架 7。钢球 5 作行星轮，沿着由套筒 4 和 6 的两个锥面拼成的滚道滚转。转动变速器壳体的压盖 2 可使锥体 3 作相应的移动，以实现速度调节。锥体 3 上滚道半径的变化，使得用弹簧 8 加压的套筒 6 和 4 的锥面滚道半径自动改变。

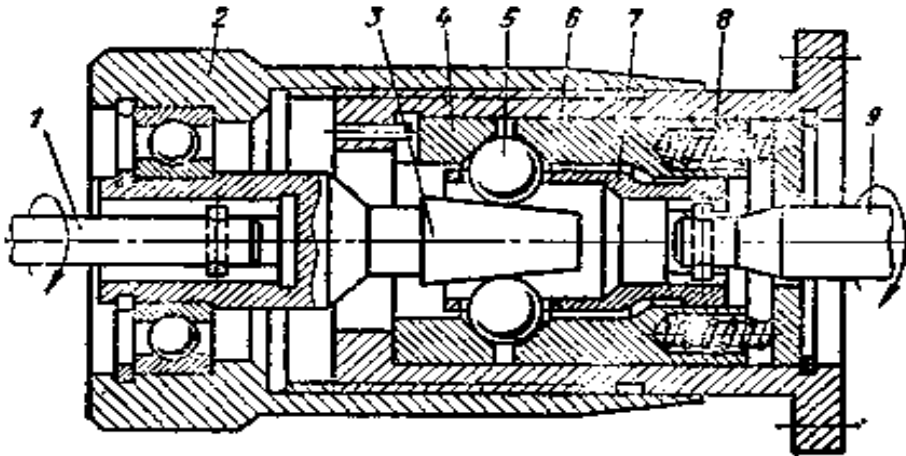


图 5·73

图5·74 用两个滚子调速的无级变速器简图，借助于两个可移动的滚子 1 和 2，将运动从盘 4 传给盘 3。

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_3}{r_4}$$

图5·75 摩擦式钢球无级变速器。借助于钢球 2 和 5，将运动从主动盘 1 传给从动滚筒 6，球 2 和 5 自由地装在框架 4 上，并用滚子 3 将它们保持在正确的位置上，滚子 3 自由地装在框架的轴上。

图5·76 自动调节无级变速器从动轴速度的机械系统。该简图用在连续式钢板轧机钢带卷取机构的传动中。钢球离合器 9 从变速器盘 10 上的半离合器将力矩传给卷筒 8 上的半离合器，并产

在实际的转动副中若轴颈不自锁，则考虑摩擦力时的全反力应在切于摩擦圆的方向上；若轴颈是自锁的，则全反力应在摩擦圆内通过，这些结论常在工程实践中用到。借助于摩擦圆可确定「死点」位置。对于曲柄滑块机构（图1·42a），当驱动力作用在滑块上时，若忽略轴颈B及C中的摩擦，则在直径的两边有两个相反的死点区域，它用角度 φ_0 来确定。

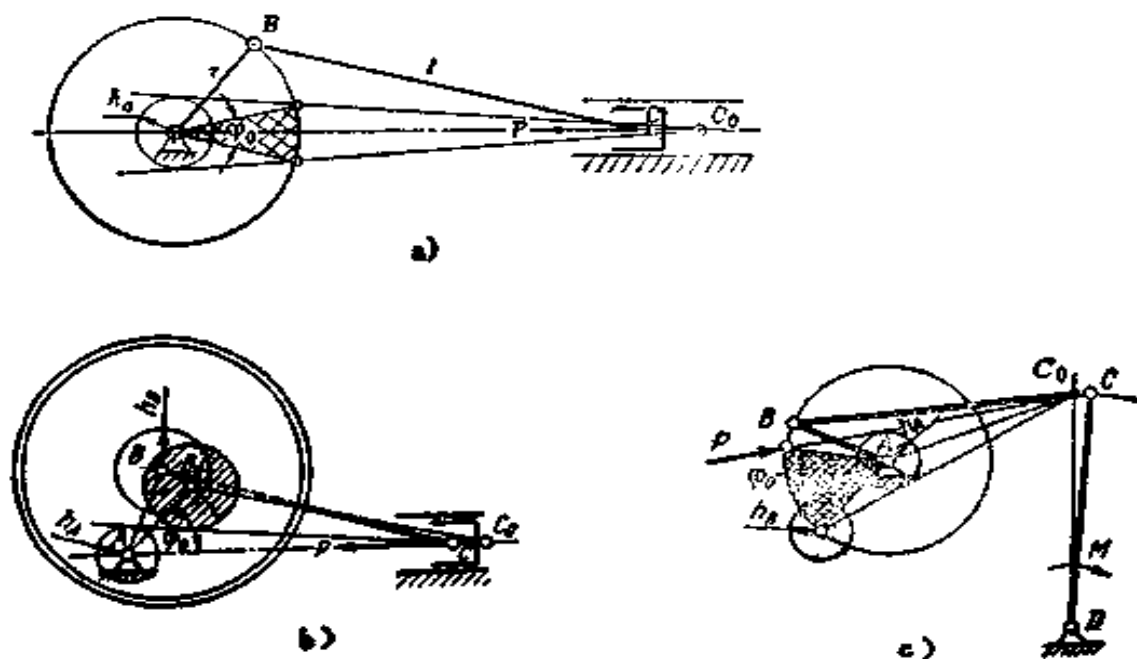


图 1·42

$$\varphi_0 = \mu \frac{r_A}{l_{AB}(1 + \lambda)}; \quad \lambda = \frac{r}{l}$$

当 $\lambda = 0$ 时，即对于正弦机构（ $l = \infty$ ）， φ_0 达到最大值。

若轴颈B中的摩擦不能忽略，例如在具有扩大轴颈B的偏心轮机构中（图1·42b）就发生类似这样的情况，那么，死点位置区域的角度 φ_0 按下式确定：

$$\varphi_0 = \frac{h_A + h_B(1 + \lambda)}{l_{AB}(1 + \lambda)}$$

驱动力矩作用在摇杆上时，四杆机构曲柄死点位置区域的确定如图1·42c所示。若轴颈B中的摩擦可以忽略，则在自锁区的极限位置上时，沿连杆方向的力 P 应与摩擦圆 h_A 相切；若必须

制 动 器

图5·77 具有圆柱形摩擦表面的单瓦块手动制动器(见第356页说明)。

图5·78 双瓦块式制动器(见第357页说明)。

图5·79 简单带式制动器(见第357页说明)。

图5·80 差动带式制动器(见第358页说明)。

图5·81 制动轴可换向运动的带式制动器(见第358页说明)。

图5·82 具有楔形摩擦表面的单瓦块制动器(见第356页说明)。

图5·83 摩擦停车器。盘2不动。转臂5固定在轴1上,瓦

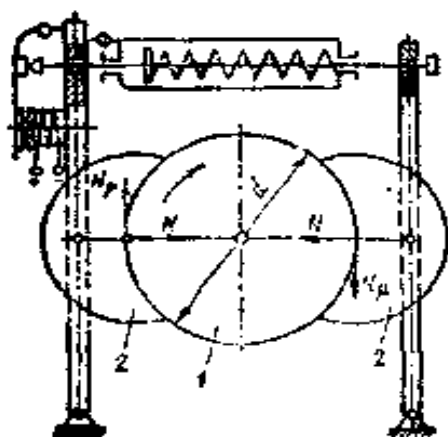


图 5-78

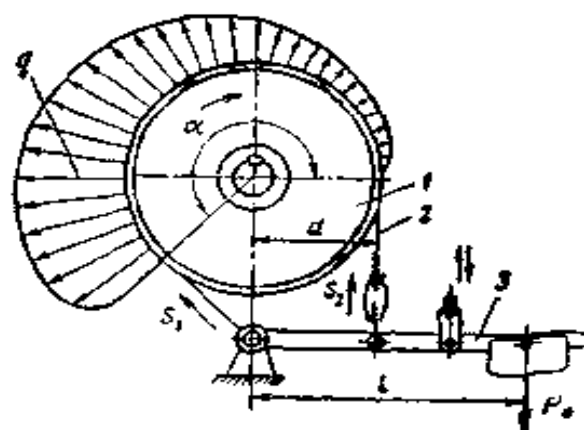


图 5-79

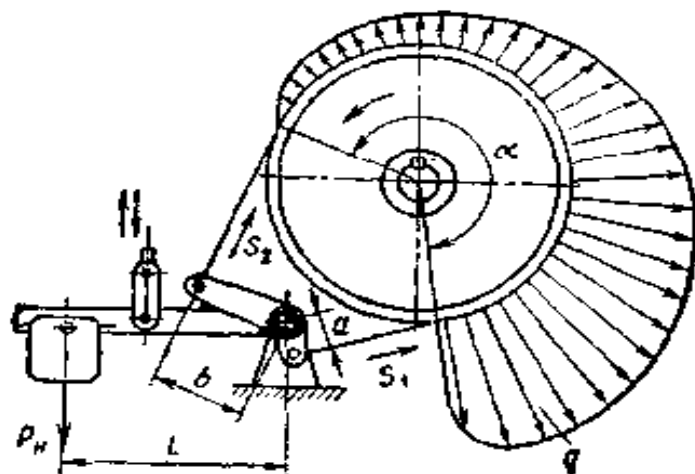


图 5-80

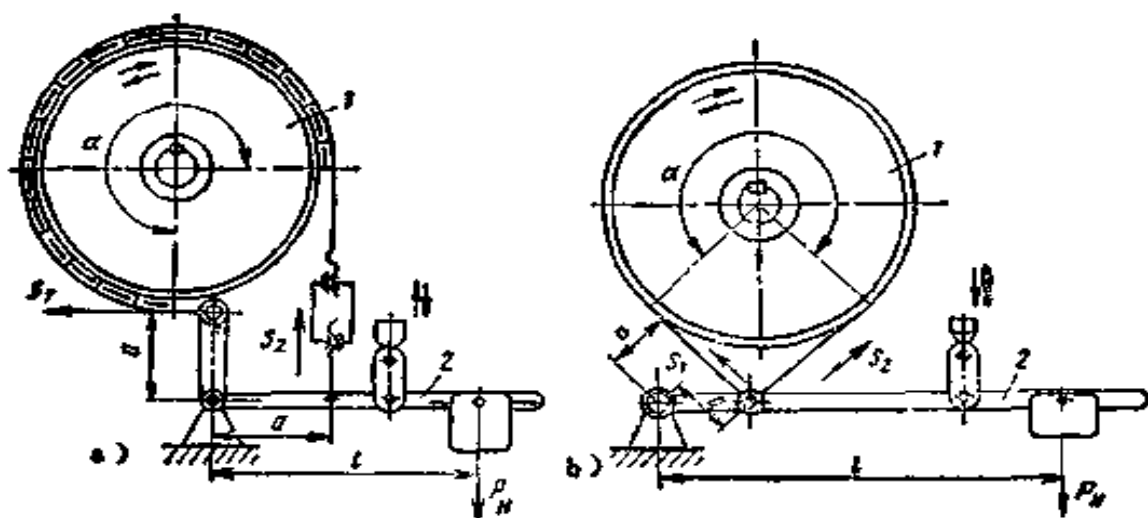


图 5-81

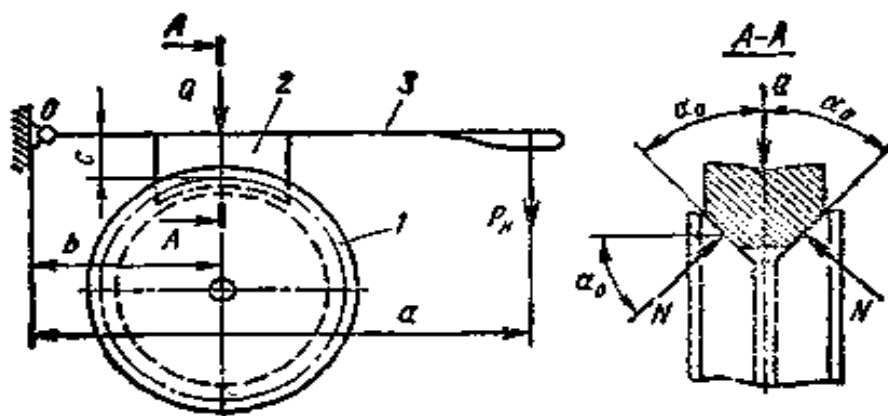


图 5-82

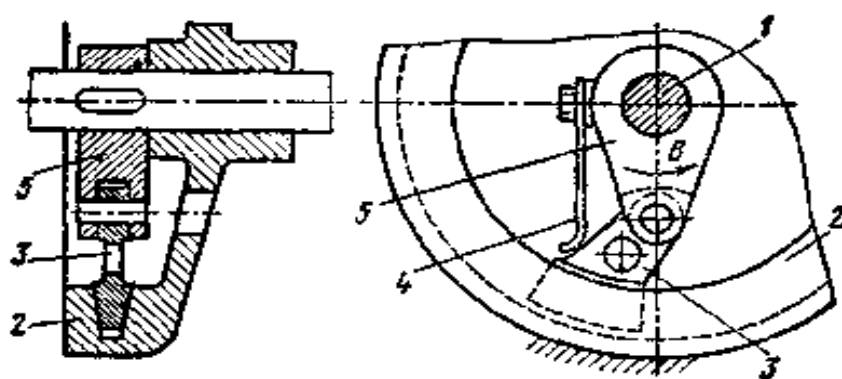


图 5-83

块3固定在转臂上，轴1只能向箭头B的方向旋转；由于制动块3楔紧，故轴不能反向转动。弹簧4保证瓦块3和盘2间保持接触。

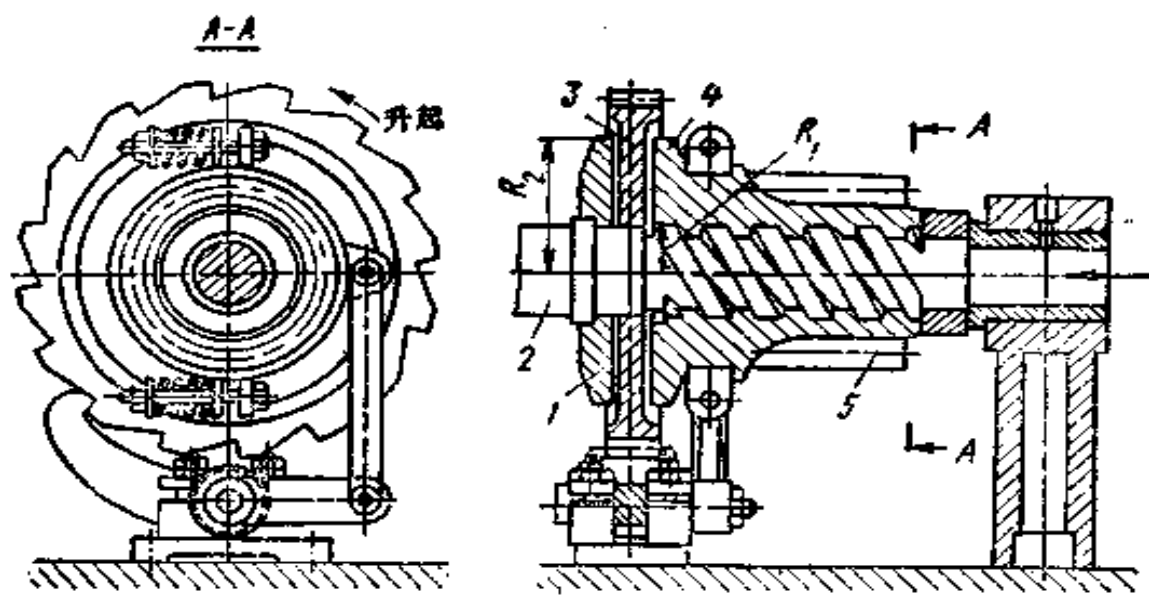


图 5.84

图5.84 由于重物而具有可变压力的制动器。盘1刚性固结在轴2上，棘轮3滑套在轴2上。在轴2螺纹上（中径为 r_{cp} ），装有盘4，盘4与齿轮5为一个整体。轴2上升角为 α 的螺纹，应有这样的旋向，即轴2在提升重物的方向转动时，棘轮3被压紧在盘1和4之间。为保证制动器工作的可靠性，必须满足下列不等式：

$$\frac{R_1 + R_2}{2} > r_{cp} \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{\mu}$$

式中 ρ ——螺纹材料的摩擦角；

μ ——瓦块与棘轮材料的摩擦系数。

图5.85 升降机的紧急制动器。制动器系统中的无声棘轮机构在图中未画出。传动装置在正常工作时，链轮3、螺母1和鼓轮2像一个整体一样转动。而在各传动构件之间的运动关系破坏的情况下，棘轮机构的棘爪使鼓轮2停转。在鼓轮2不动时，在重物作用下，链轮3继续转动，此时螺母1沿链轮轮毂上的螺纹旋入，压紧弹簧4并以较大的力压在鼓轮和链轮的摩擦面上直到完全停止。螺母1用花键与鼓轮2相连。

图5.86a)和b) 双瓦块制动器简图。重块1使制动器闭合。

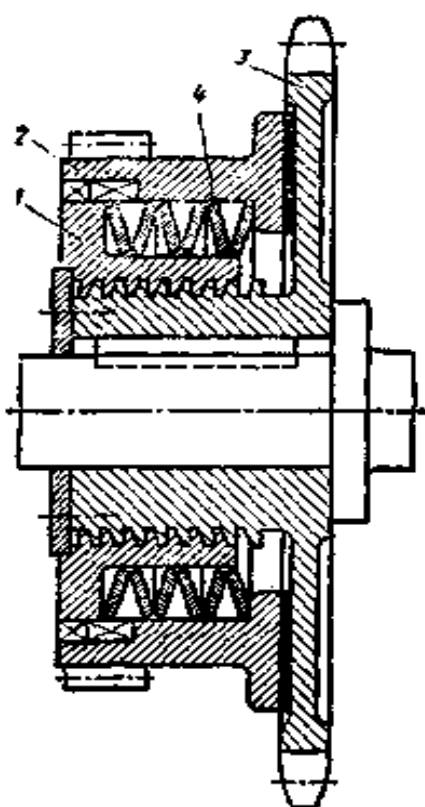


图 5-85

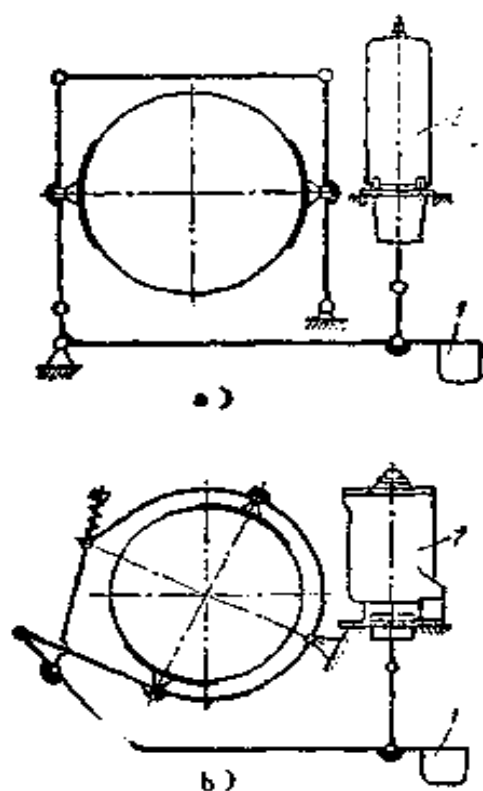


图 5-86

借助电磁铁 2 使制动器断开。

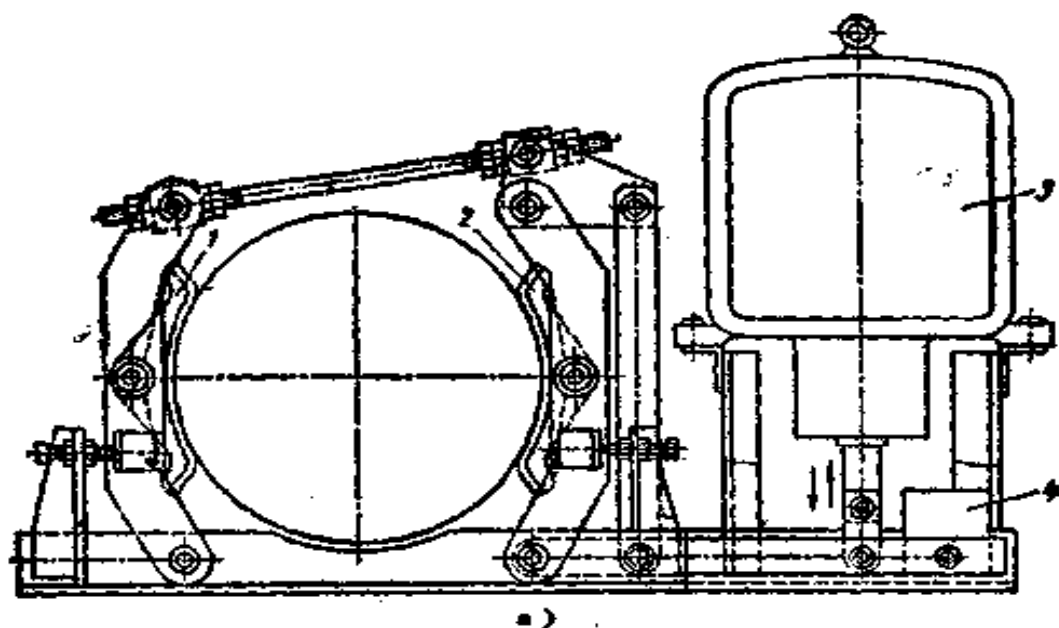
图5-87a)和b) 具有均衡机构的双瓦块制动器，瓦块 1 和 2 从两边加压，使压紧力均衡。用重物 4 (图5-87 a)或弹簧 4 (图5-87 b)使制动器闭合，用电磁铁 3 使制动器断开。共同的缺点在于散热、防尘和防污困难。

图5-88 双瓦块制动器。制动盘 2 与轴 1 刚性连接，并在轮缘圆周上有楔形槽。带瓦块 3 的制动器的杠杆 4 用销轴 5 固定在支架上。转动与杠杆 4 相连的凸轮 6，实现制动。制动器靠弹簧 7 松开。

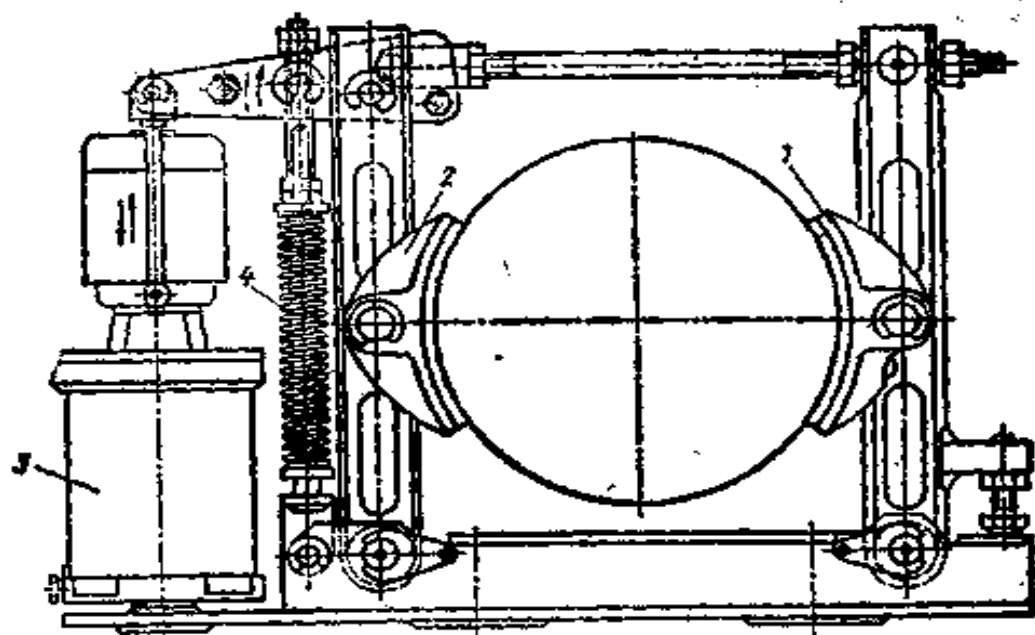
图5-89 两个制动轮上具有共用操纵杆的双瓦块制动器。按箭头方向转动杠杆 1 或 2，可使制动器动作。

图5-90 具有内瓦块的制动器。转动凸轮 1，把内瓦块 2 压到轮缘 3 上实现制动。

图5-91 带有浮动瓦块 6 的瓦块式制动器。两个浮动瓦块 6 和有左、右螺纹的调节螺杆 7 铰链连接。用装在垫圈 3 的销子上



a)



b)

图 5·87

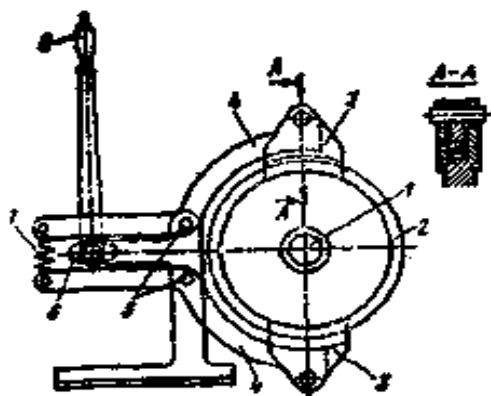


图 5·88

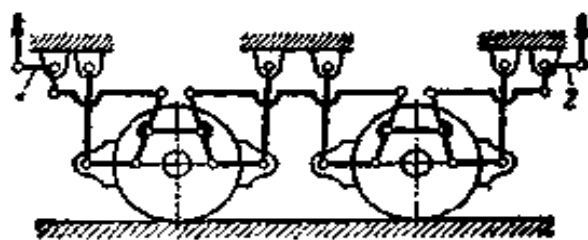


图 5·89

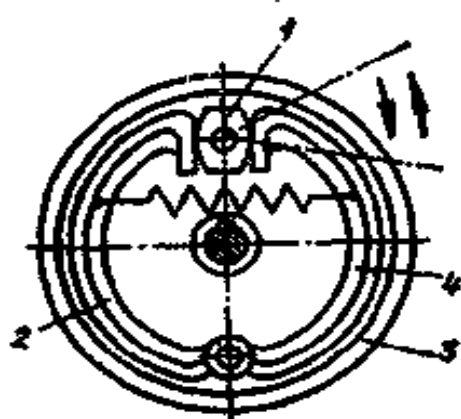


图 5-90

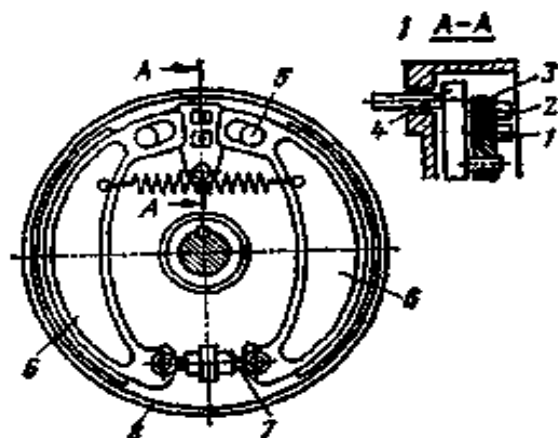


图 5-91

的滑块 1 和 2 把瓦块分开，垫圈 3 由曲柄 4 带动旋转。瓦块上开有长圆孔，挡销 5 插入该长圆孔内。张开瓦块时，两个瓦块相对于鼓轮 8 转动，直到其中的一个顶住固定销 5。产生的摩擦力可用来增大对另一个瓦块的压紧力。

图5-92 瓦块平行移动的气动制动器。两个瓦块 1 借助于杆 3 固定在盘 4 上，瓦块 1 在两个气缸 6 的作用下，能沿着四个销子 2 平移，以保证瓦块均匀地紧贴到制动鼓轮上，5 是弹簧。

图5-93 具有自由行程离合器的自动制动器。该制动器中的自由行程离合器仅在制动的瞬时使用。

幅杆 5 刚性固结在轴 3 上，盘 1 可自由转动，星轮 2 和鼓轮

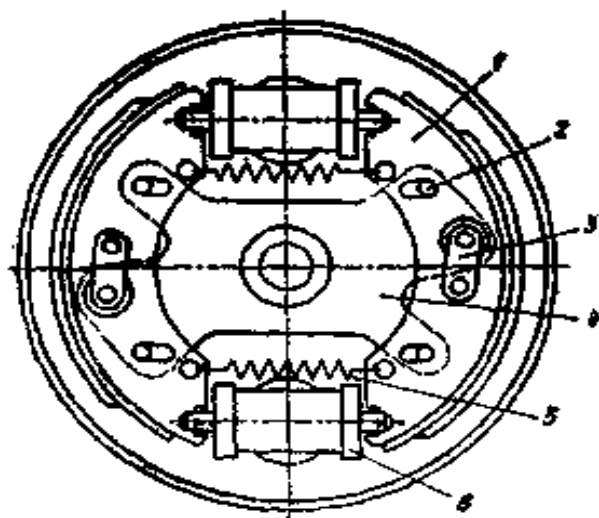


图 5-92

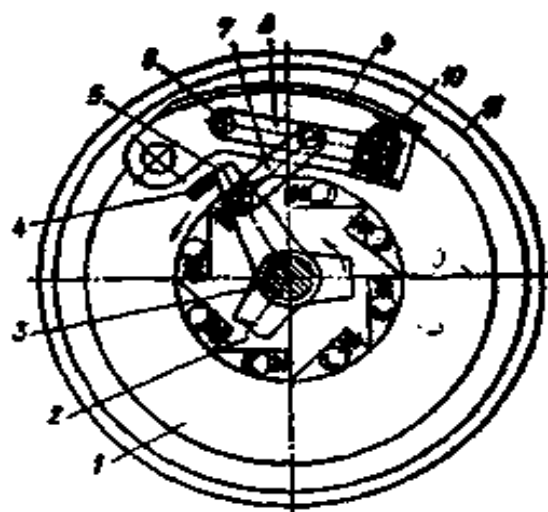


图 5-93

11固结于机架上。轴3借助于幅杆5压到三个挡块4上，可给盘1传递运动。当轴3开始反向转动的瞬时，盘1被自由行程离合器的钢球止动，而后幅杆5通过杠杆7和8把三个瓦块9压到不动的鼓轮11上，并以很大的摩擦力矩刹住轴3，因此可卸除离合器钢球的过度负荷。弹簧10用于使瓦块9能更均匀地加压。杠杆8的轴6装在瓦块9的侧板上，而瓦块的轴则装在盘1上。

图5·94 脚踏瓦块式制动器。带有瓦块3的双臂杠杆2和4装在铸铁壳体的垂直销轴1上。当踏下脚踏板8时，垂直楔块7将杠杆2和4的末端分开，于是瓦块3压到飞轮轮缘上。弹簧5使踏板8退回原来位置，而弹簧6则使瓦块退回。

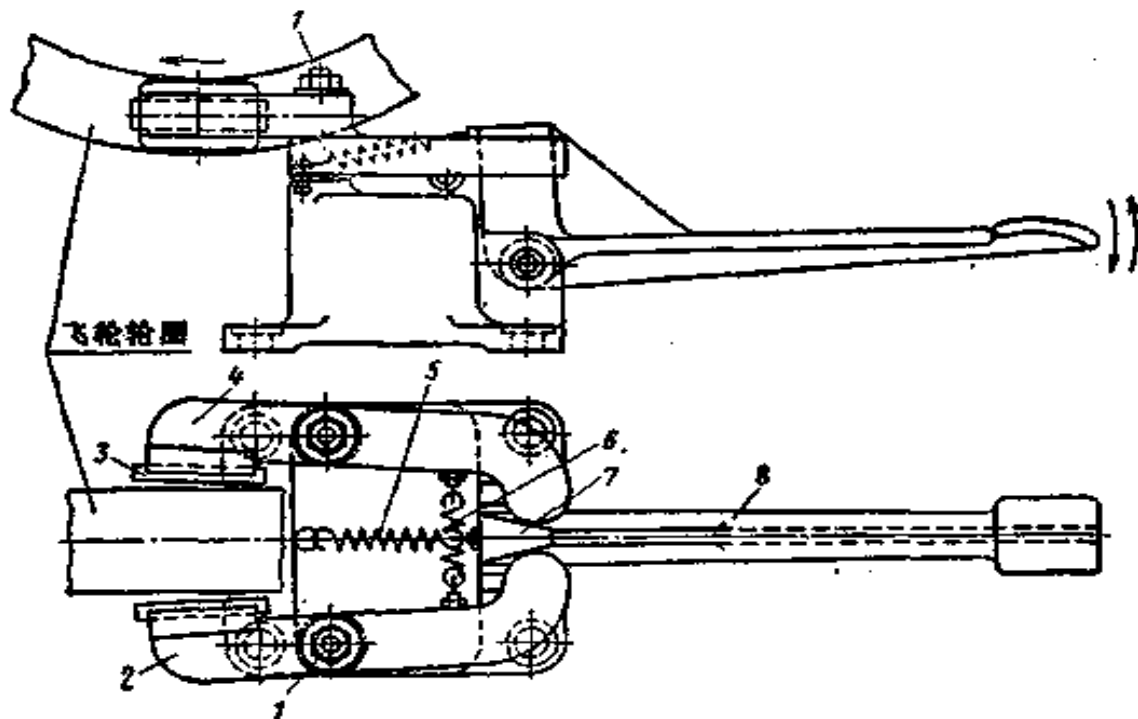


图 5·94

图5·95 在臂 α 相等时，减小杠杆上作用力的综合带式制动器。制动带两端固结在杠杆2的销轴1和3上。在侧板4上，装销轴而铣出两个平行配置的通槽。当制动盘5按箭头I或II的方向转动时，销轴中的一个（制动带受力较大的一边与之连接）停于极限位置，并成为杠杆的固定铰链。A—A剖视图是放大图。

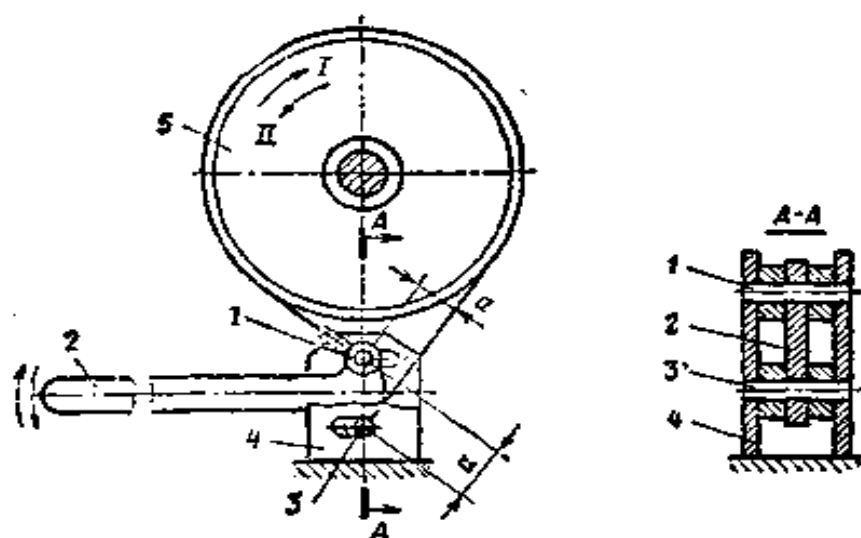


图 5-95

图5-96 简单带式制动器的结构。对于单向转动的制动轮5，在重物1重量的作用下制动。制动器可用电磁铁2松开，此时可用放置在所包圆弧上的螺钉3调节带4和制动轮间在松开期间具有均匀的间隙。当改变转动方向时，制动力矩可减小到 $\frac{1}{e^{\mu\alpha}}$

$\approx \frac{1}{5.5}$ 。

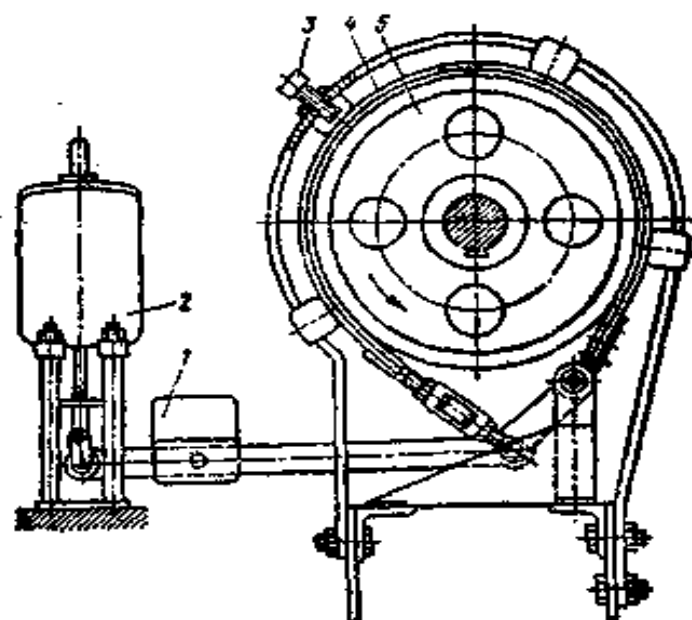


图 5-96

图5-97 用弹簧锁合的短行程带式制动器。带4和6的不动端点铰接于弹性轴5上，带的可动端与具有共同转动轴11的杠杆

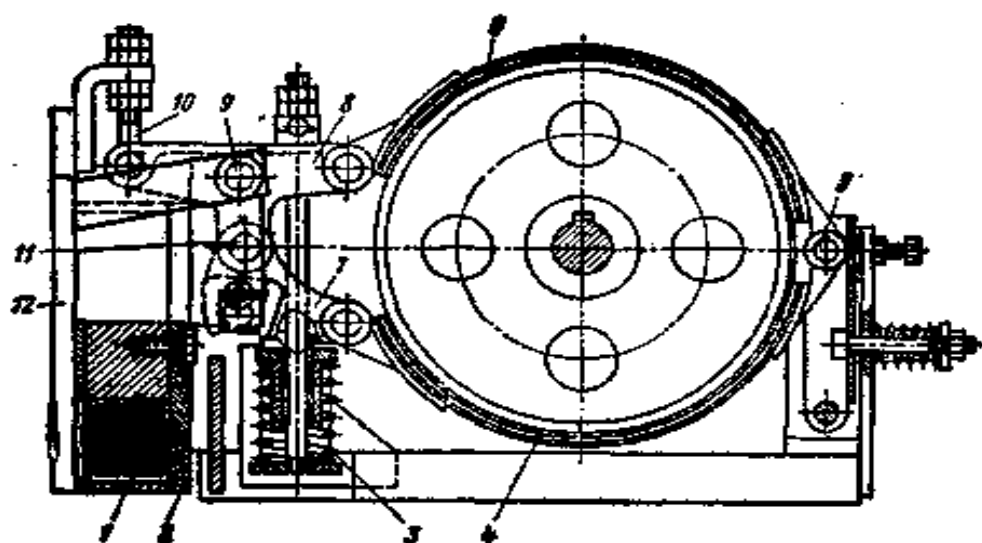


图 5-97

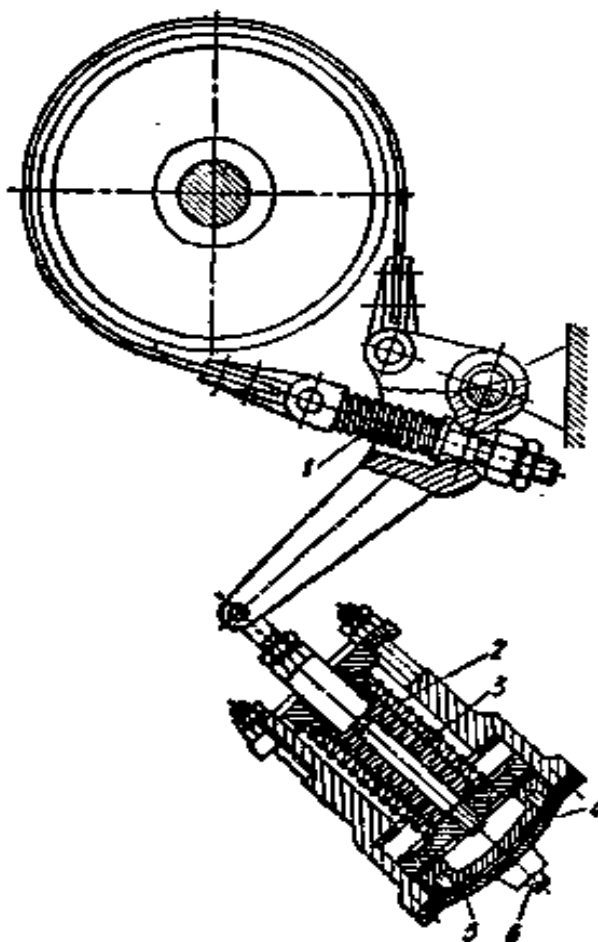


图 5-98

7 和 8 相连。制动器用弹簧 3 锁合，并用具有螺管线圈 1 的电磁铁衔铁 12 松开，螺管线圈装在机壳 2 内，衔铁和杠杆 8 刚性连接并可绕固定轴 9 转动，衔铁 12 的工作位置可用螺杆 10 的螺母来调节。

图 5-98 冲床上用的带式制动器。用压缩弹簧 1 的办法调节制动带的拉力。用弹簧 2 和 3 实现制动，利用经过管道 6 进入气缸 5 的压缩空气松开制动器，4 是活塞。

图 5-99 带有安全离合器的带式制动器。制动器用于锻造机中。制动时，靠弹簧 3 的弹力拉紧制动带 1。用带有气缸 2 的气动机构放松制动带。压缩空气送入气缸上腔。具有盘 5 的单盘安全离合器的极限力矩可用螺

图 5-99 带有安全离合

器的带式制动器。制动器用于锻造机中。制动时，靠弹簧 3 的弹力拉紧制动带 1。用带有气缸 2 的气动机构放松制动带。压缩空气送入气缸上腔。具有盘 5 的单盘安全离合器的极限力矩可用螺

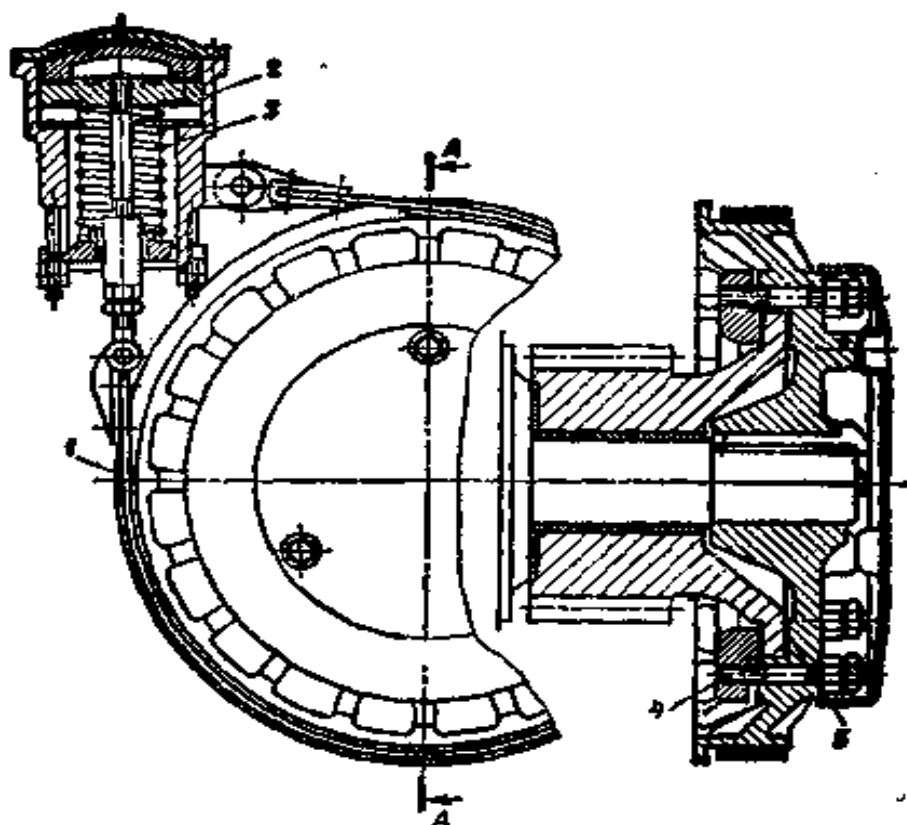


图 5-99

柱 4 的拉紧力调节。

图5-100 用电磁铁控制的制动器。制动器装在电动机或工作机的轴端。固结于轮毂 2 上的摩擦盘 5 借助于带槽套筒 1 与轴 3 相连，并能沿轴向移动。盘 4 固定不动。

当制动器制动时，杠杆 10 在弹簧 8 压力的作用下使压紧盘 9 移动。

制动器分开时，电磁铁 6 的铁芯 7 使杠杆 10 相对于轴 11 转动，同时压缩弹簧。

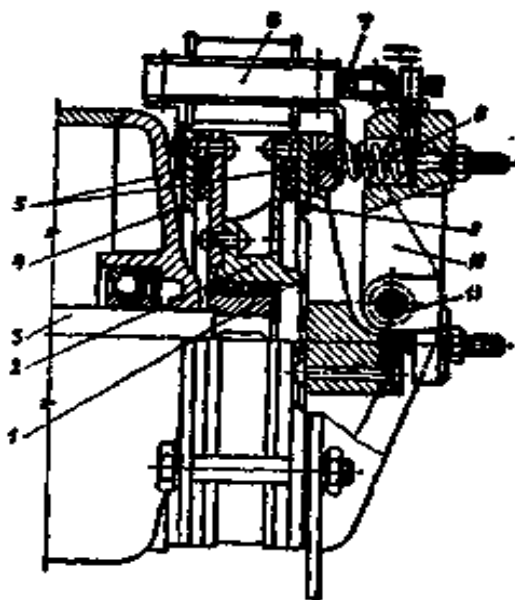


图 5-100

图5-101 具有波纹形摩擦表面的盘形制动器。带有管道 3 和 9 的环形液压缸 2 固结在固定轴 1 上。制动时，在从小孔 8 进入活塞腔的液体压力的作用下，环形活塞 4 沿轴线右移，

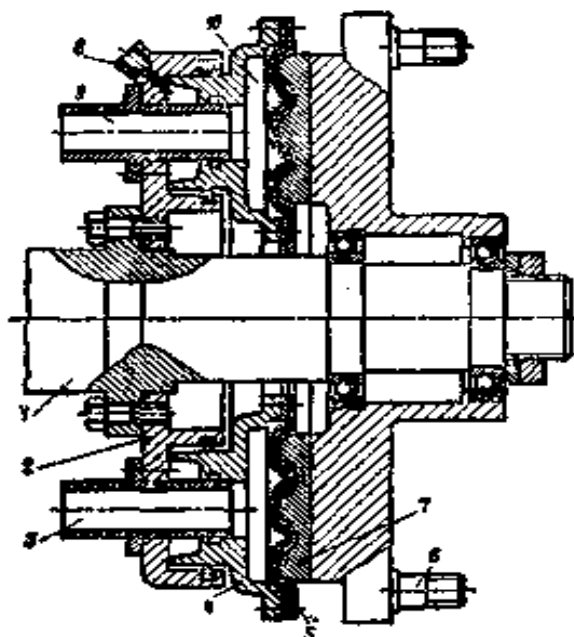


图 5·101

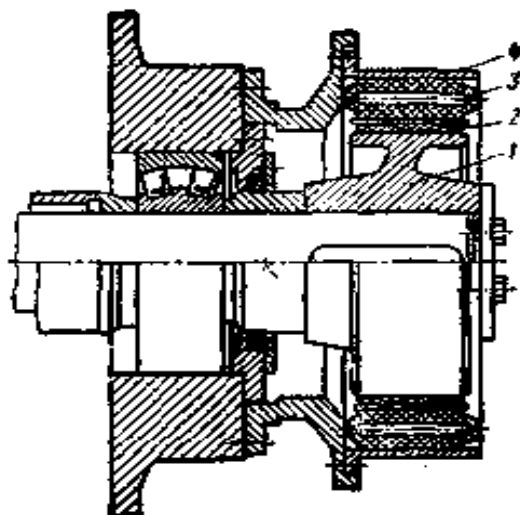


图 5·102

固结在活塞上的波纹盘 5 以其内凸表面靠在开有径向沟槽 10 的平滑环形表面上，并和它形成圆形环槽。冷却液从管子 3 经过这些槽通到管子 9，制动器的转动盘 7 借助于指销 6 与传动轴上的半联轴器相连。这种制动器的优点是：波纹形表面加大了摩擦表面；冷却元件的厚度小和散热快。

图5·102 具有橡胶气囊的气动制动器。制动盘 1 用键固定在转动轴上。带瓦块 2 的橡胶气囊 3 连接到固定鼓轮 4 上。通过管接头用压缩空气充满气囊来实现制动。在经常制动和载荷很大时，不推荐采用这种制动器。

图5·103 四转子制动泵。结构类似扭振阻尼器，具备四个转子 2，可减小作用在它们支承上的载荷。轴 4 固结在外壳 6 上，当运动从轴 1 传往轴 4 时，可移动具有滑阀 5（关闭进油孔的）的套筒 3，以调节制动力矩的大小。

图5·104 带倾斜圆盘的液力制动器简图。外壳 3 的内表面上有纵向和横向肋条 4，轴 1 与固结在它上面的倾斜圆盘在壳体 3 中转动。外壳的空间中充满了液体。由于工作液体的阻力而形成的制动力矩，取决于轴 1 的转速、肋条的形状和配置以及其他一些因素。

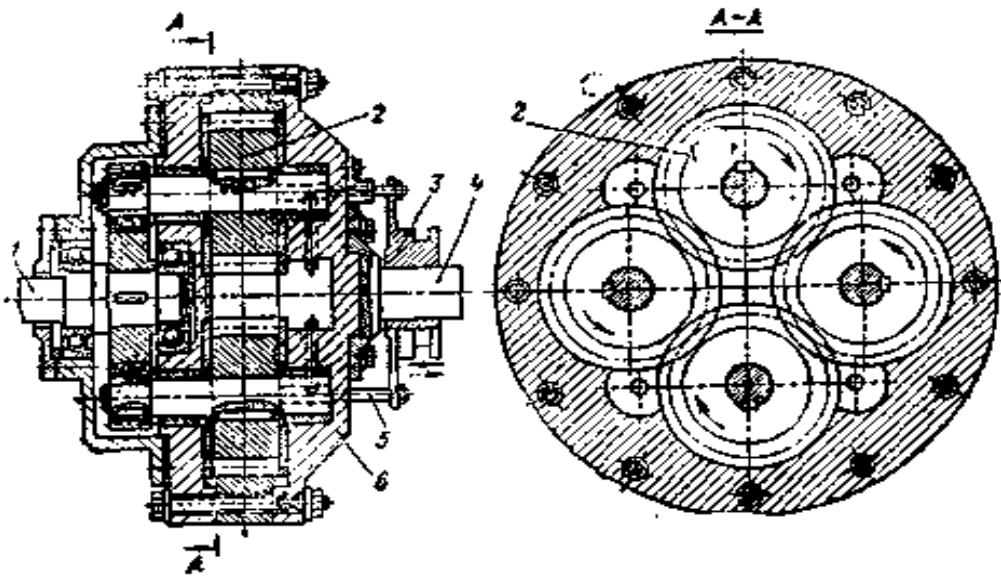


图 5-103

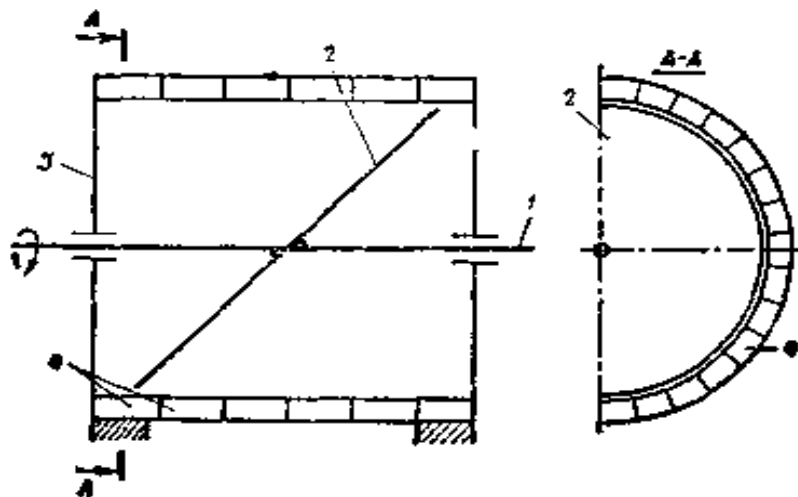


图 5-104

图5-105 最常用的液体动力制动器简图。盘2固结在轴1上，在盘2的半圆环腔5内装有叶片3。在定子的壳体中，配置了具有叶片的半圆环腔4，叶片的形状与叶片3相类似。由于盘上叶片对充满定子的液体作用，和濒临盘上各叶片的液体摩擦力增加的结果，产生制动。

图5-106 液体动力制动器。转子2在定子3内转动，定子3由外壳1和5封闭而

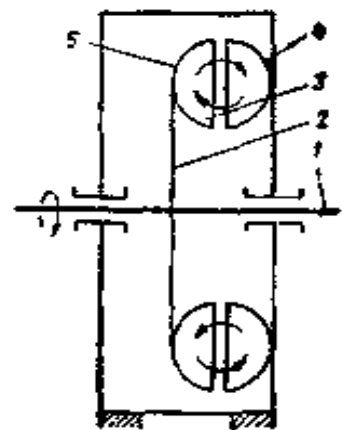


图 5-105

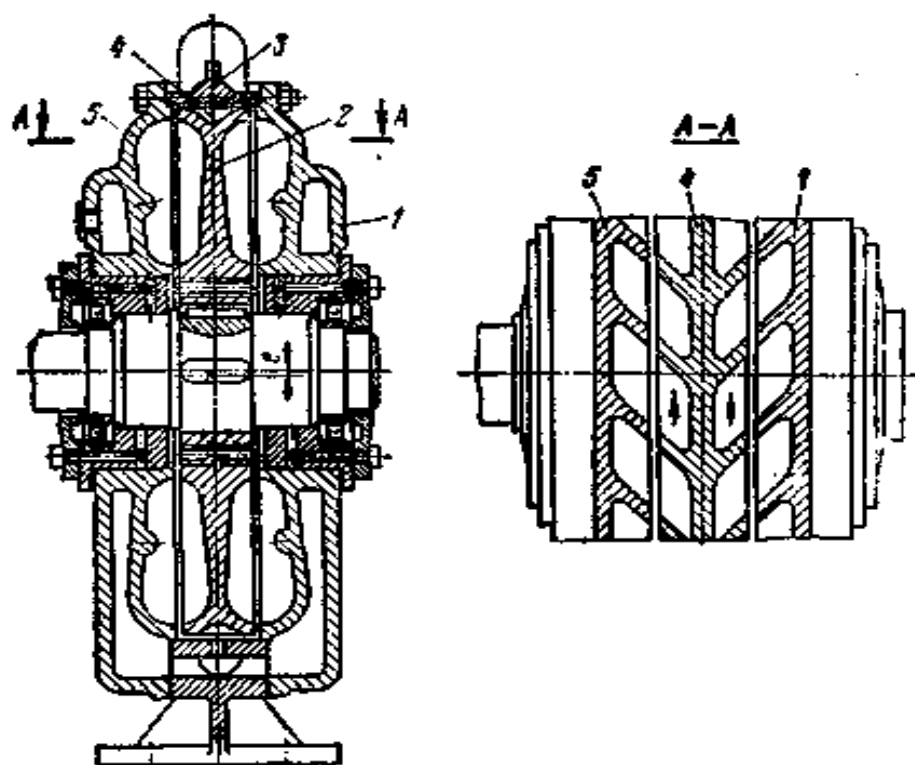


图 5·106

成，作为固定工作轮。转子相对于定子偏心配置($e = 6$ 毫米)，以促进水从壳体到冷却装置间能良好地循环。转子轮缘上的肋4同样可促进水的外部循环。液体动力制动器叶片的配置如剖视图A—A所示。转子在一个方向转动(如图箭头所示)时，叶片迎面的倾斜度可造成大的制动力矩，而反向转动时，制动力矩不大。

图5·107 单向作用的弹簧制动器，可代替自由行程离合器的轮子。弹簧内径作成比轴的直径小0.2~0.3毫米。当手柄2以所示箭头方向转动时，亦即在弹簧螺纹的反方向旋转时，弹簧1散开，轴自由转动。如果反向转动手柄，则弹簧(一端固定在机座上)由于摩擦而把轴裹住并阻止轴转动。

图5·108 仪器用的恒定摩擦力矩弹簧制动器。当轴2以不同方向转动时，具有不变的摩擦力矩。轴2转动时，弹簧1两个尾端中的一端压在支柱3上，促成轴和弹簧之间的滑动(有摩擦)。

图5·109 仪器用的弹簧制动器。轴3转向不同时，具有不同

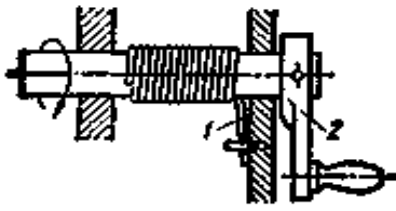


图 5·107

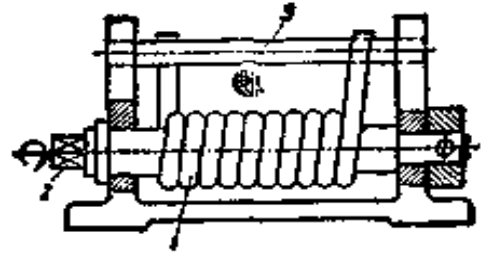


图 5·108

的摩擦力矩。当轴按所示箭头方向旋转时，沿长度方向变直径的弹簧 2 结实地抱紧在轴上，并在齿轮 1 的轮毂孔内打滑。当轴反向转动时，弹簧 2 压在齿轮轮毂孔的表面上，而在轴上打滑。

图5·110 可换向的弹簧制动器。弹簧 2 的两个尾端像剪刀那样交叉，并又在固定挡销 1 上，并以一定大小的力挡住固定在摆动杠杆 3 上的销轴。

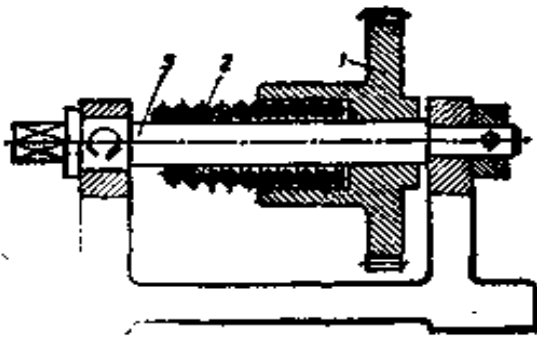


图 5·109

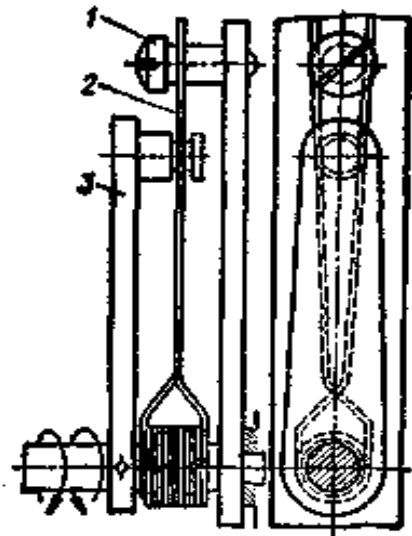


图 5·110

图5·111 重物下降时能自动调速的制动器。下降重物的自动调速是用辅助的异步平衡电动机M实现的(图5·111 a)。电动机电枢与制动盘 3 的轴 1 相连。电机M的定子装在支承架的轴承内并和构件 6、7、8 的制动系统连接(图5·111 b)。弹簧 5 保证盘 3 完全制动。当放下重物时，辅助电机M接通，其电枢因与制动盘刚性连接，故不能转动。因此，电动机M的定子力求与电枢转矩相反的方向转动，并借助于构件 6、7、8 将制动器松开。

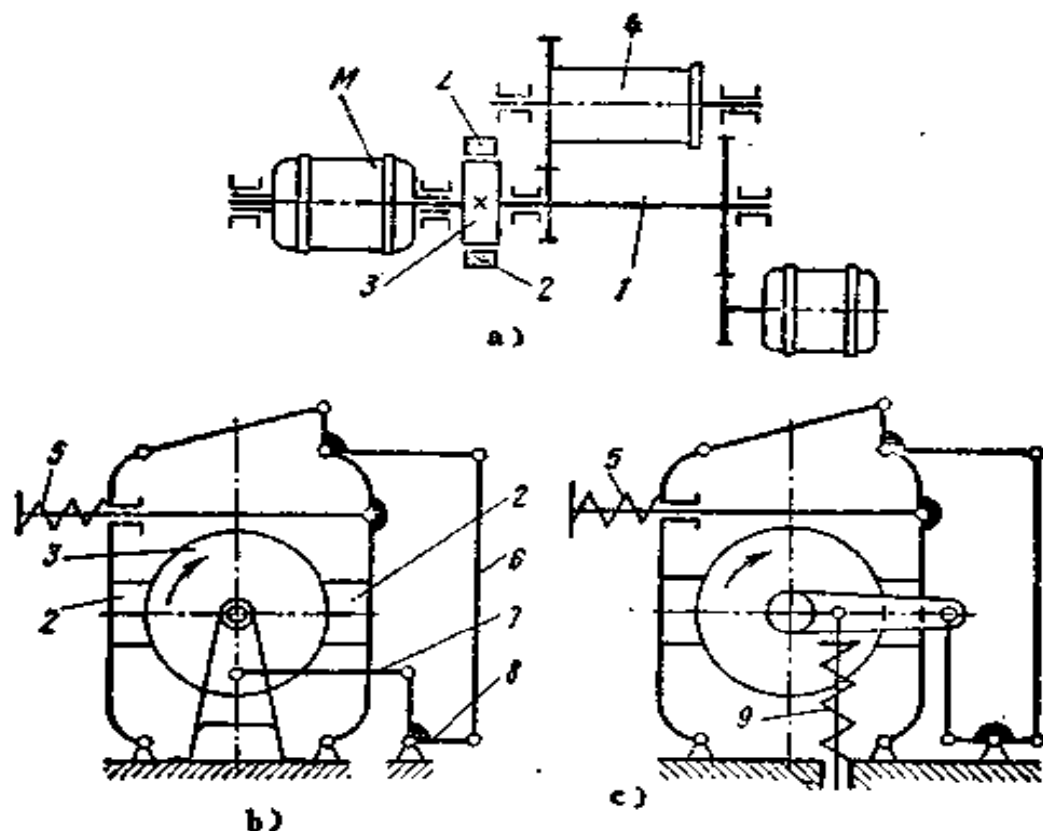


图 5·111

随着制动盘转速增高，因而电动机 M 的转子转速也增高，定子力矩减小，盘3被弹簧5制动。

在工作中，定子、具有弹簧5的制动器将发生振动，直到制动力矩与重物下降时产生的力矩平衡时为止，这样来保证重物以一定的速度下降。以适当大小的弹簧9连接到定子杠杆上后（图5·111 c），可以把重物下降的速度变到所需的大小。2——制动瓦块；4——卷筒。

第6章 联轴器

联轴器用于轴的连接，并将主动轴的运动传给从动轴。在某些情况下，联轴器用作预防机构过载的保险装置，或用作从动轴的自动接通或自动脱开装置。

联轴器可按结构分为三类。

1. 在机器工作过程中不允许两轴脱开的固定联轴节。这类联轴节又可分为：

a) 两轴端刚性连接的刚性联轴节；

b) 允许轴线有纵向或横向移动以及角度偏移的活动联轴节。

2. 在机器工作过程中，允许两轴或机构零件脱开的可操纵式或接合式离合器。这类离合器同样又可分为：

a) 牙嵌式离合器；

b) 齿轮离合器；

c) 摩擦离合器。

3. 当与联轴器相连接的两个元件在工作条件变化时，轴能自动脱开的自动操纵式离合器。属于这类离合器的有：

a) 离心式离合器；

b) 自由行程离合器；

c) 安全离合器。

■ 定联轴节

图6·1 链式联轴节。结构紧凑，具有不大的弹性。允许两轴间有不大的轴向活动和歪斜。

图6·。 浮动（补偿）联轴节。它用于对轴线具有平行偏移的两轴间的连接（图6·2*）。装于轴端的圆盘1和3上各有一



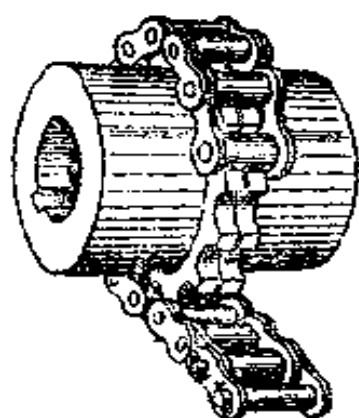


图 6.1

径向凹槽。浮动盘 2 自由地安放在两圆盘之间，盘 2 的两端面上各有一个径向凸台，两凸台相互成垂直配置，凸台的廓形与圆盘 1 和 3 上的凹槽相配。当两轴线位置作可变的平行偏移时，可采用这种联轴节。

图 6.2 b 所示为拆开状态的补偿联轴节。

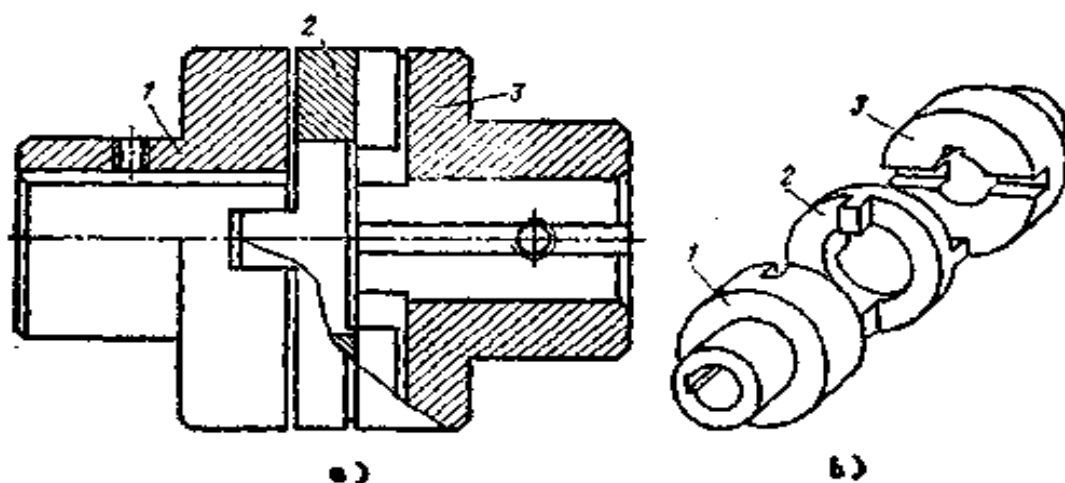


图 6.2

图 6.3 保证两相交轴的角速度恒定的铰链联轴节。

如果联轴节的对称轴线 $y-y$ 通过两轴线的交点 a ，则轴 3 和 4 的角速度不变。

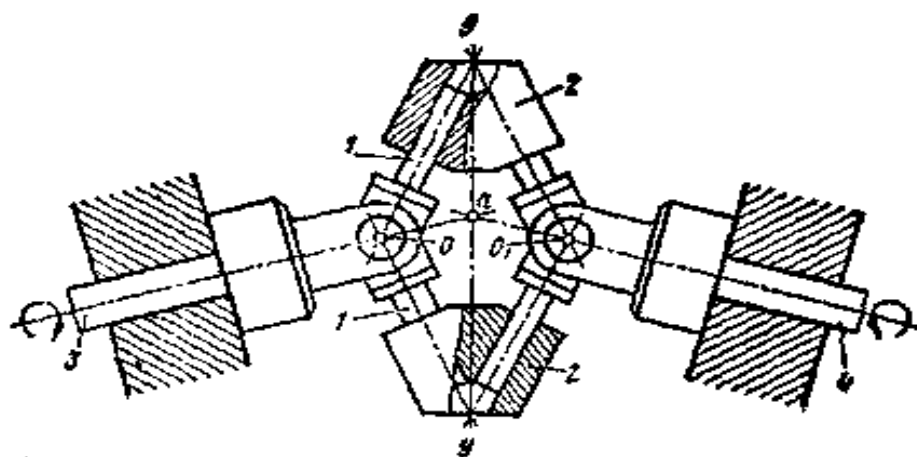


图 6.3

轴线间的夹角不变时, 指销 1 仅在滑块 2 的孔内转动, 而当 O 和 O_1 的中心距改变时, 指销 1 转动并沿孔的轴线滑动。

图 6.4 具有十字叉 1 的万向铰链 (图 6.4 a), 用于将运动从主动轴 I 传给从动轴 II, 这两轴线间的夹角为 γ (见图 6.4 b)。当 $\omega_1 = \text{常数}$ 时, 从动轴作非匀速转动 (ω_2 是变数)。角速比按下式确定:

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma}$$

式中 α ——由垂直轴线算起的主动轴的转角。

从动轴转动的不均匀性取决于两轴线之间的夹角 γ ,

$$u_{21\min} = \cos \gamma \quad u_{21\max} = \frac{1}{\cos \gamma}$$

图 6.5 万向铰链。在套圈 1 内表面和轴 4 球体 3 的外表面上各有六条装钢球的子午线槽。钢球安置在通过接头中心的平面内。轴 2 在角度 γ 内转动时, 钢球就在槽内滚转。

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \text{变数}$$

图 6.6 内外槽中心偏移的万向铰链。当槽的中心作这种偏移时, 各滚珠所在的平面接近于平分两轴轴线间夹角的平面。

图 6.7 具有钢球的万向铰链。改变轴 1 和 5 轴线间的夹角

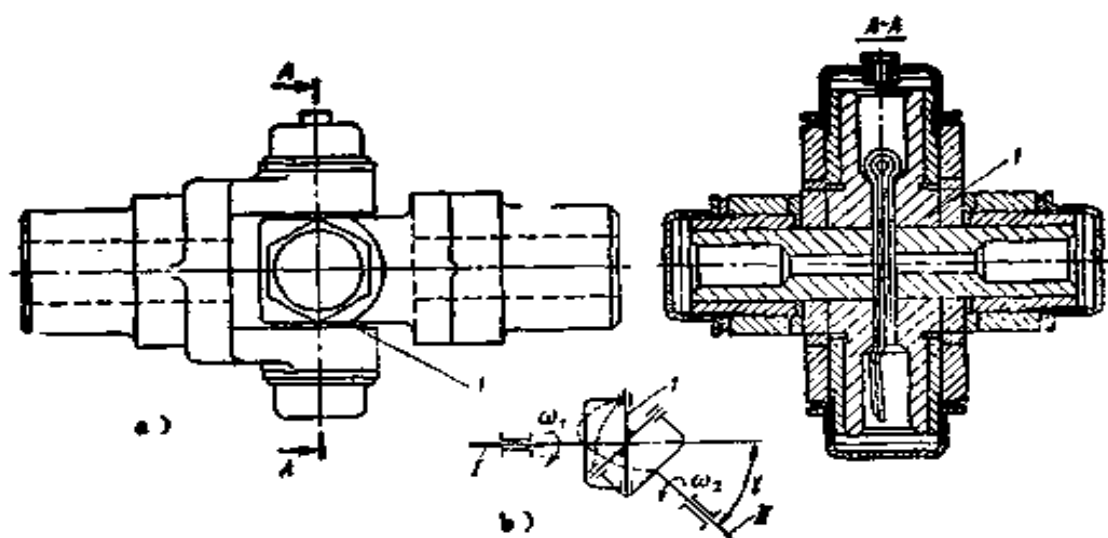


图 6.4

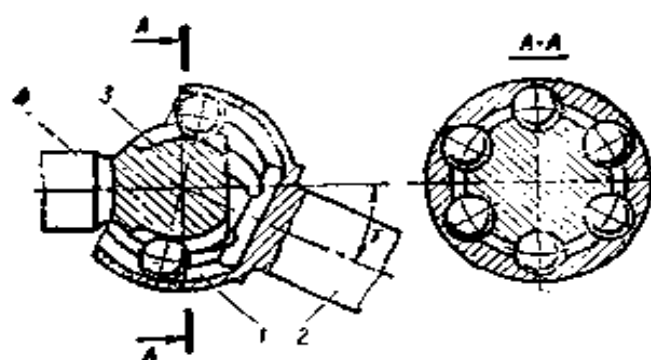


图 6-5

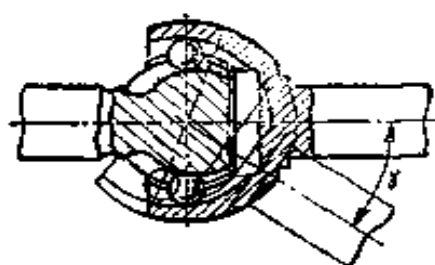


图 6-6

时，导向销 2 调节带钢球 4 的隔离圈 3 的位置，使钢球所在平面等分轴线间的夹角。

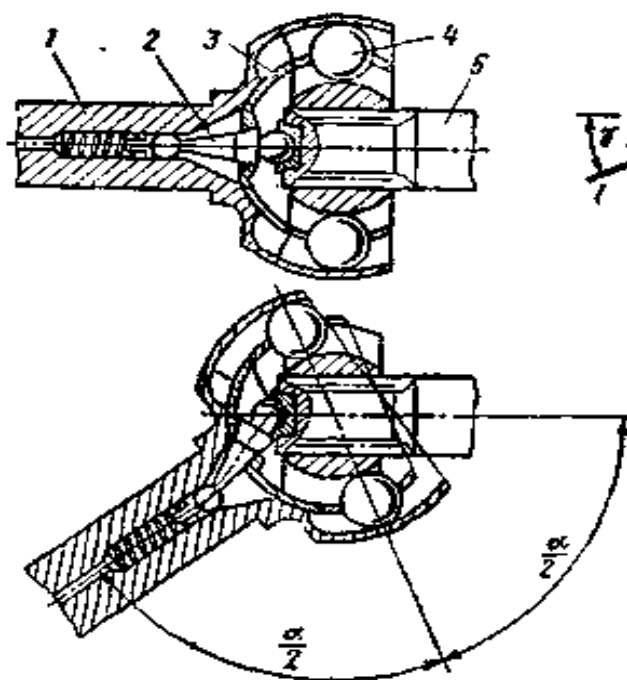


图 6-7

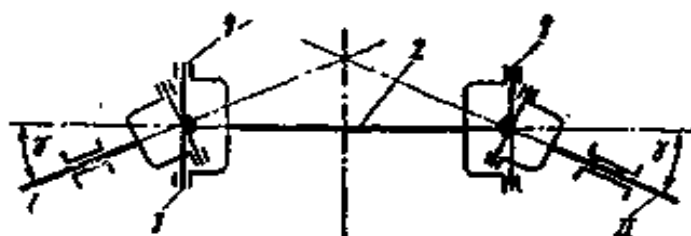


图 6-8

图6-8 双万向铰链。

如果中间轴 2 上的两个铰链 1 的叉子放在同一个平面内 (如图所示)，而且轴 I 和 II 的轴线与轴 2 在图示平面内形成相等的角度 γ ，则主动轴 I 等速转动时，从动轴 II

也作等速转动。如果中间轴的两个铰链的叉子处在互相垂直的平面内，则从动轴将作不等速转动，其最大角速度比单万向铰链大一倍。为补偿主动轴和从动轴的轴向位移，中间轴做成可伸缩的。

图6-9 具有固定角速比的角形铰链。铰链的轮毂 1 和 6 分别装在被连接的两轴上，两轮毂上有装销子 2 和 5 用的孔，利用两个销子把轮毂 1 和青铜叉子 3 以及把轮毂 6 和钢制舌棒 4 相连

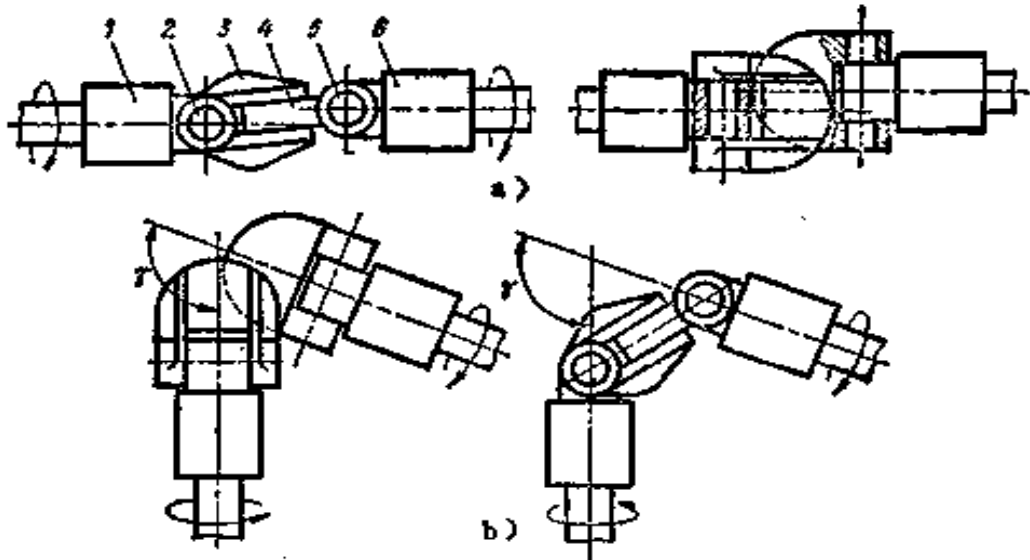


图 6·9

接。两轴线可以平行偏移地布置（图6·9 a）或相交（图6·9 b）。这个铰链与锥齿轮相比，在更为有利的条件下工作，且没有噪音。传动比 $u = 1 = \text{常数}$ 。两轴线间的夹角 γ 可在 $0^\circ \sim 110^\circ$ 之间变化。

图6·10 利用弹簧3作1和2两轴的挠性接头。两轴布置成一角度，可用以传递小的转矩。

图6·11 齿轮联轴节。联轴节由两个具有内齿圈的半联轴节1和2组成，这两个内齿圈与套筒3和5的外齿圈相啮合。半联轴节和套筒具有相同的齿数。联轴节内注满油，并用密封圈4加以密封。该联轴节允许两轴的轴线有偏移和歪斜，但在每一对啮

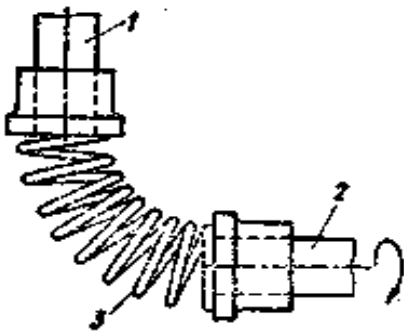


图 6·10

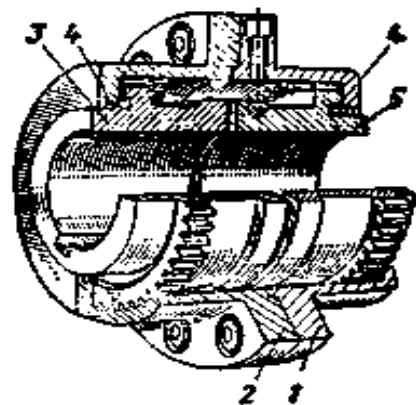


图 6·11

合中，套筒和半联轴节之间的角度不超过 30° 。

图6·12 钢球活动式联轴节。在各颗钢球1之间的空间内注满润滑剂。

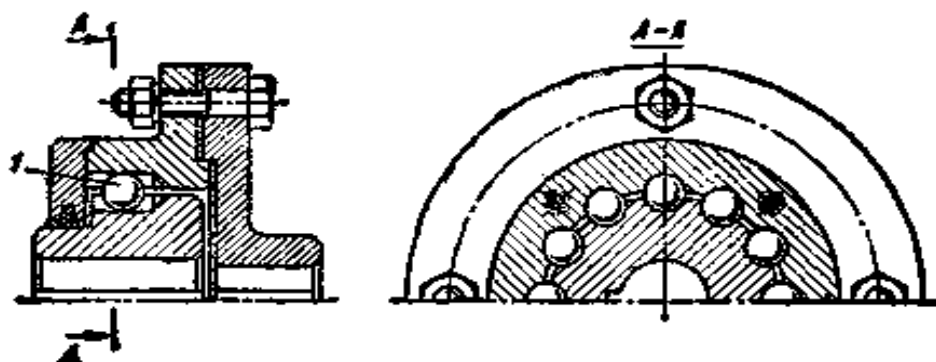


图 6·12

图6·13 可传递大转矩的轴铰链接头。在半联轴节4的内球表面上，有两条支承滚子3的沟槽，滚子3装在与轴1成可动连接的轴2上。这种接头允许两轴的轴线有较大的倾斜。为了减小摩擦损耗，联轴节通过轴5轴颈上的孔得到充足的润滑。用过的油经过孔6流进箱体中。

图6·14 轴的铰链接头。该联轴节的结构、用途和原理与图6·13所示联轴节相同，给联轴节以充分润滑并用弹簧2将密封环1压到轴3的球形表面上来防止污垢。

图6·15 速拆联轴节。它允许两轴线有大的倾斜角（ 10° 以

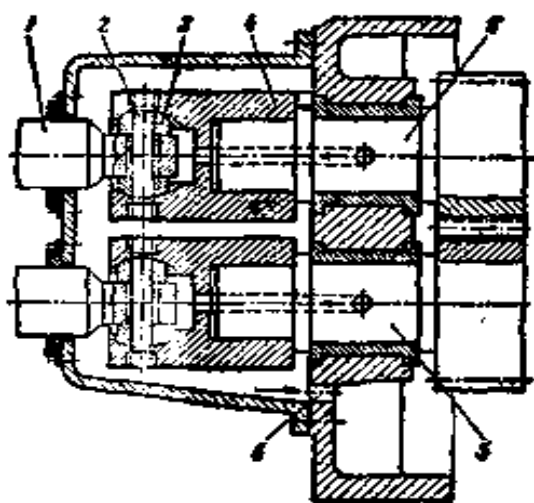


图 6·13

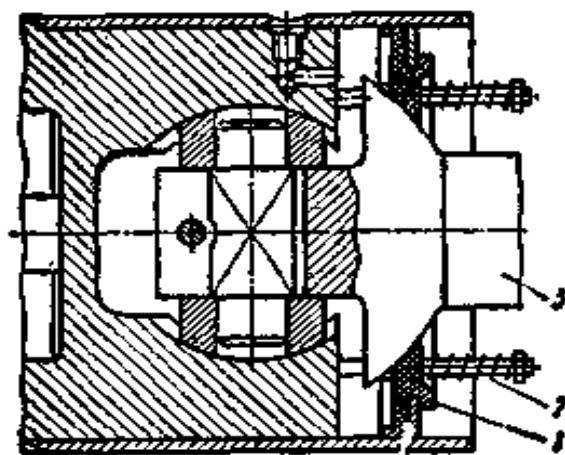


图 6·14

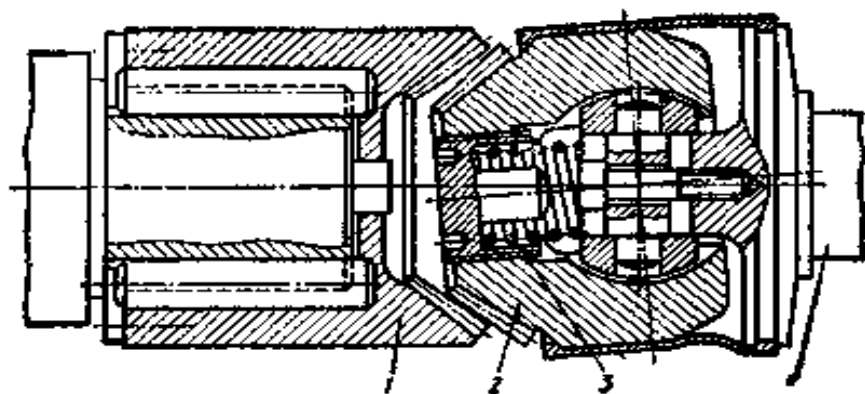


图 6·15

下)，由具有锥齿的两个半联轴节 1 和 2 组成。利用铰链接头（见图 6·13）将运动由轴 4 传给半联轴节 2。压缩弹簧 3 保证啮合齿保持接触。

图 6·16 弹性套筒联轴节。在联轴节外套筒上从圆柱的一面作出凹槽 1，并在套筒上作出两个横切口 2。由此，在联轴节的中间部分形成为压缩弹簧 3 所支承的弹性元件。

图 6·17 弹性活动联轴节。联轴节的弹性销 2 用细钢丝制造，并用圆环 1 和 3 支承。

图 6·18 弹性活动联轴节。销 1 用钢丝制造，依靠它的弯曲处使联轴节获得大的弹性。

图 6·19 具有“蛇”形板簧的弹性活动联轴节。在半联轴节 1 和 5（图 6·19 a）上做出牙齿，由几段组成的“蛇”形板簧

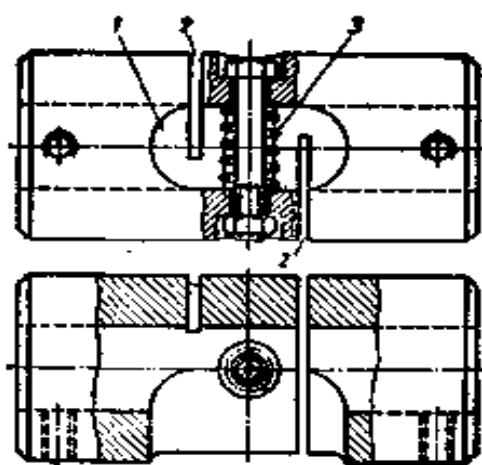


图 6·16

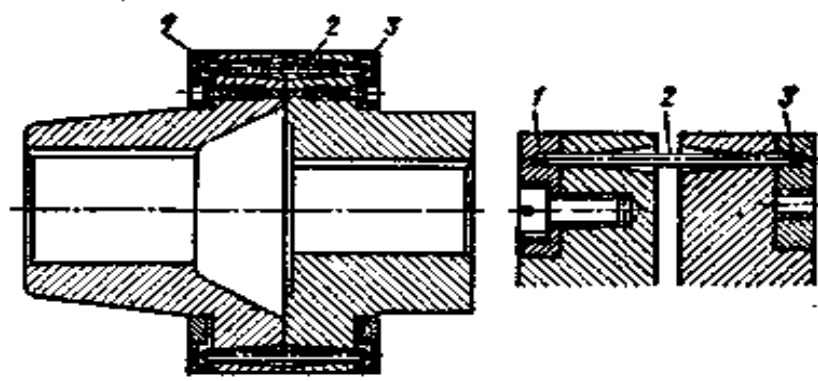


图 6·17

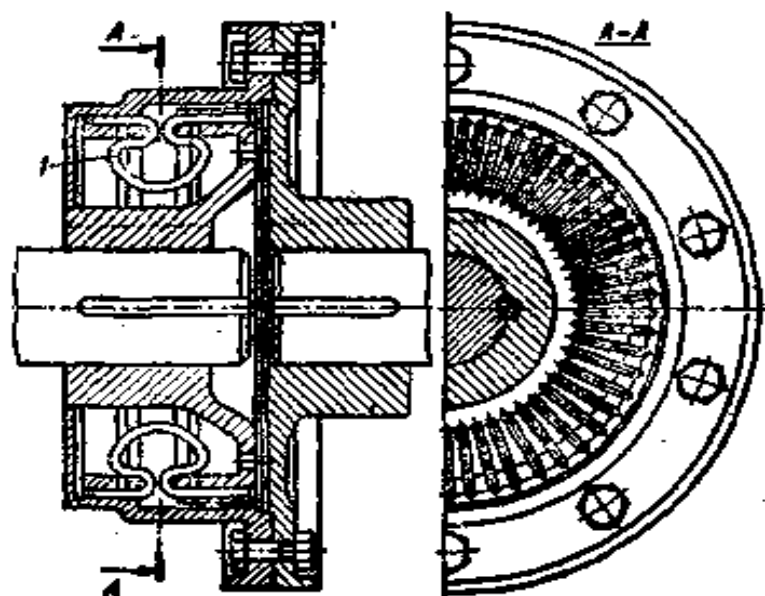


图 6-18

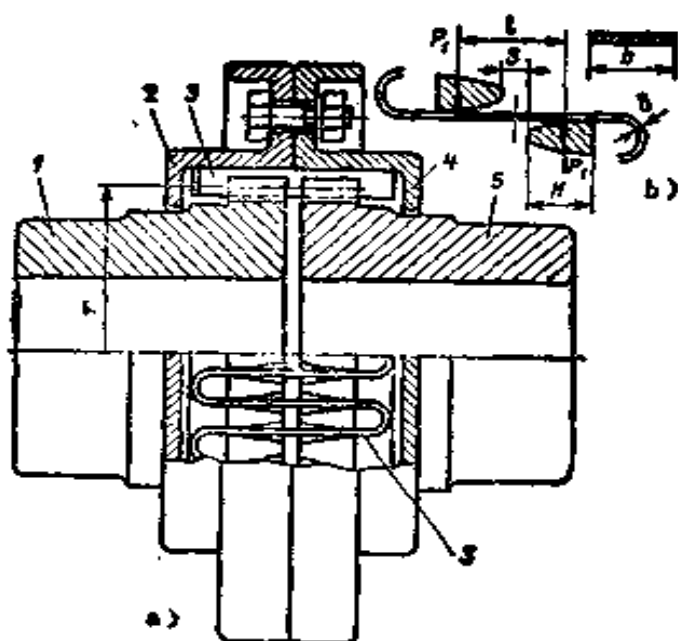


图 6-19

3 放在这些齿之间。带有弹簧的半联轴节用外罩 2 和 4 封闭。
 弹簧 3 的尺寸按下式计算 (图 6-19 b) :

$$\delta = \frac{[\sigma] H l^2}{3 E y_{\max}} \quad b = \frac{3 P_1 l}{[\sigma] H \delta^2}$$

式中

$$P_1 = \frac{M_{\text{кп}}}{rz}$$

$y_{\text{н}}$ —— 弹簧的最大挠度；

z —— 半联轴节圆盘上的齿数；

r —— 圆盘半径；

$M_{\text{кп}}$ —— 联轴节传递的转矩。

$$l \approx \frac{4}{3}H + S; \quad E = 2.15 \times 10^6 \text{ 公斤力/厘米}^2$$

$$[\sigma]_H = 4500 \sim 5000 \text{ 公斤力/厘米}^2$$

图6·20 弹性指销联轴节。固结在半联轴节1的每一个指销2上，均装有两套用弹簧9撑开的圆锥环。环3、4、5和7彼此锥顶相对地装在指销上，中间的两个环6和10则具有内锥面，它们装在半联轴节8的孔中。当力矩达到某个极限值时，各环彼此相对移动并压缩弹簧。作用在指销上的力 $P = 4Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$ 时，联轴节起作用，式中 Q 是压缩弹簧的弹力。

这种联轴节可允许轴线有不大于 1° 的角度倾斜以及 0.5mm 以下的平行偏移。

图6·21 带有弹性联轴节的齿轮（图6·21 a）。它应用于航空发动机的增压器中。其刚度具有非线性折线形的特性，故可防止机器扭振。图6·21 b 所示为联轴节的拆开状态。

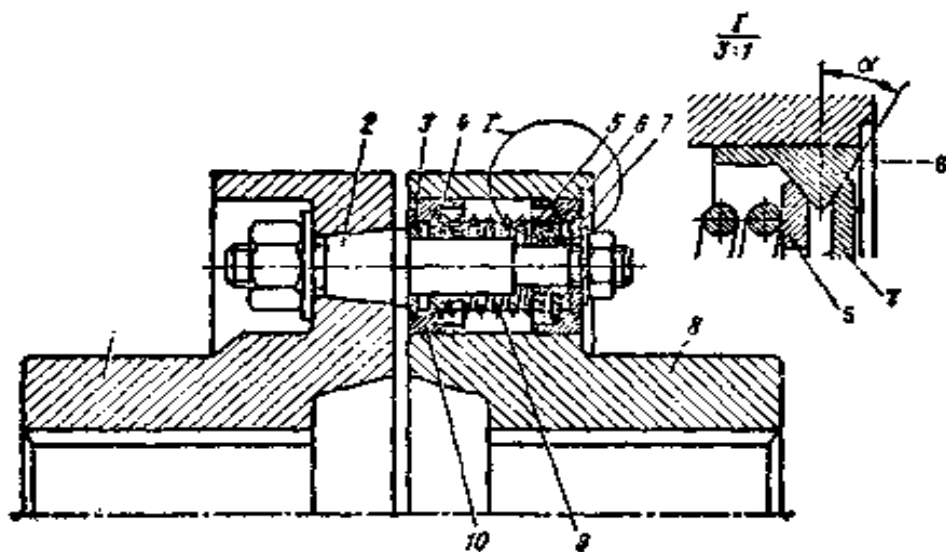


图 6·20

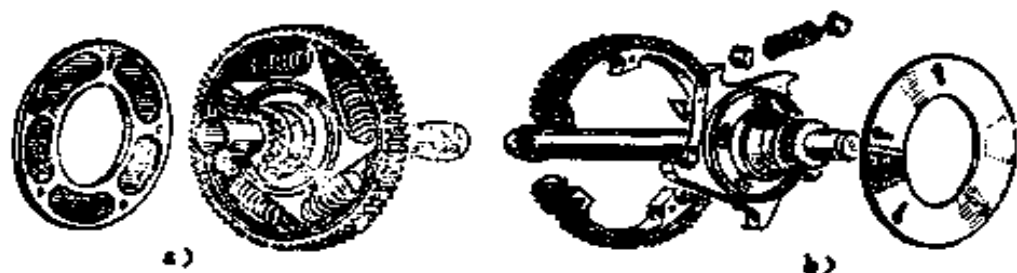


图 6·21

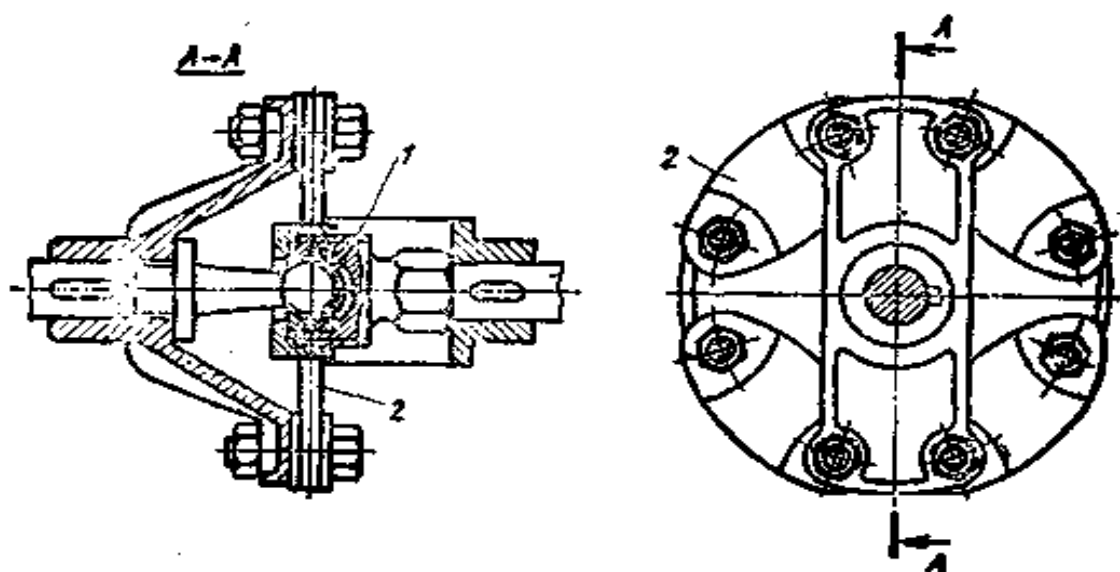


图 6·22

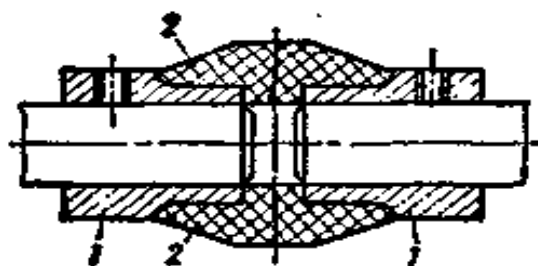


图 6·23

图6·22 用球销 1 定心的挠性万向铰链。挠性元件 2 用耐久的塑性材料制造。

图6·23 弹性联轴节。两个套筒 1 用硫化橡胶圈 2 连接。

图6·24 轧钢机轴的活动连接，弹性衬垫 1 用合成材料制成，并用调整螺钉 3 将它固结到联轴节 2 中。

并用调整螺钉 3 将它固结到联轴节 2 中。

图6·25 用圆键将联轴节 1 固结在轴 2 上的结构，圆键由两个钢轴衬 3 和塑料芯 4 所组成。这种联轴节易于装拆。

中间轴 5 和联轴节 1 的铰链连接也是弹性和无声的连接，衬套 6 用合成材料(聚酰胺，耐纶帘布的硫化橡胶)制成。

图6·26 具有橡皮轴衬 2 和用橡皮罩 1 密封的球形铰链接

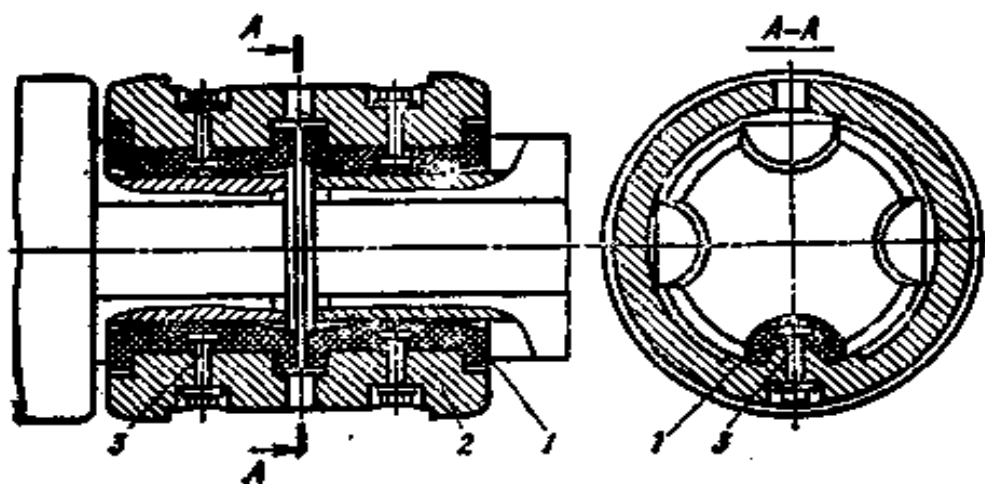


图 6-24

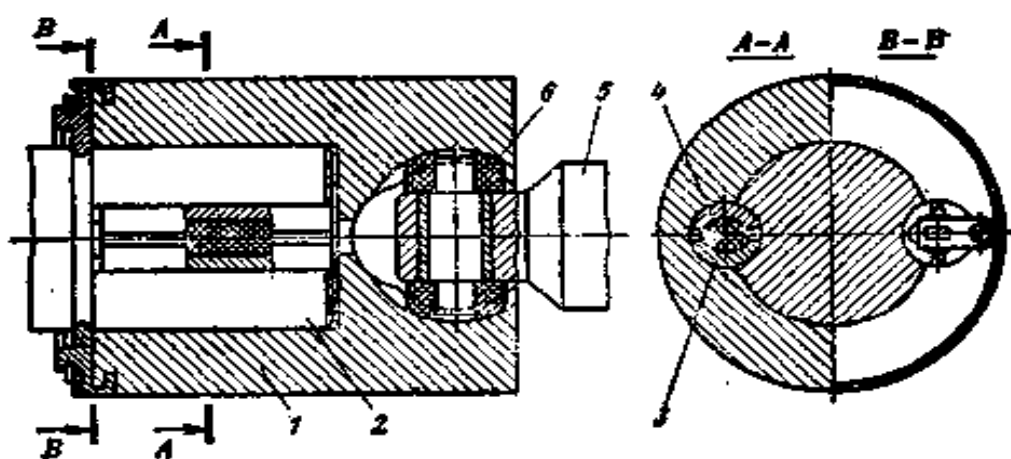


图 6-25

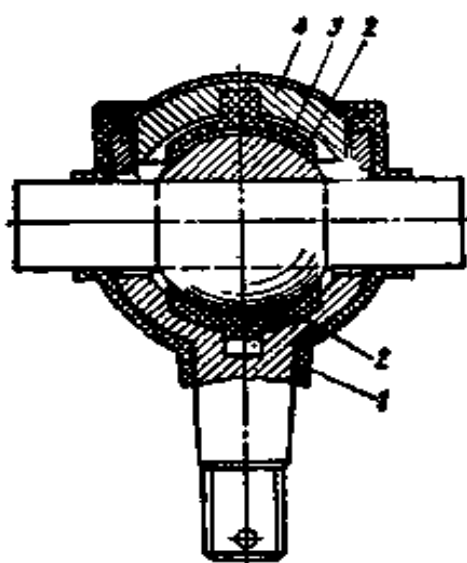


图 6-26

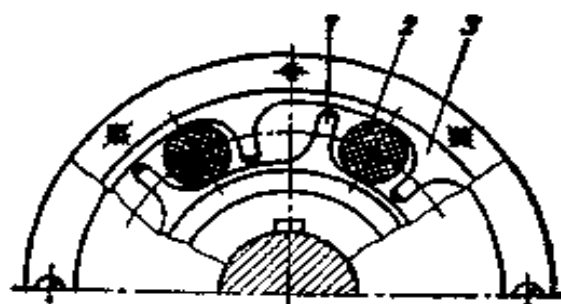


图 6-27

头。转动盖 4 时，可调节橡皮轴衬 2 和球体 3 间的间隙。

图6·27 消振的弹性联轴节。弹性橡胶滚子 2 放在半联轴节 1 和 3 各齿之间的空间内。随着扭矩的增大，滚子 2 开始变形并沿齿根滚动，以帮助消除振动。

图6·28 弹性联轴节。压紧的橡皮球 2 装在半联轴节 3 的凸起部分和半联轴节 1 的凹槽之间。联轴节过载时，依靠球 2 的预压紧量使非承载球仍保持在原位不动。

图的左边表示半联轴节受载后相对于另一个半联轴节转过角度 β 后的位置，图的右边为联轴节空载时的位置。

图6·29 弹性联轴节。在半联轴节 1 和 3 的各个凹穴内都有橡皮球 2。联轴节允许轴的轴线有角度、径向和轴向偏移。

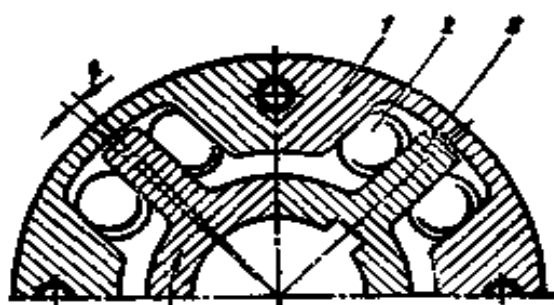


图 6·28

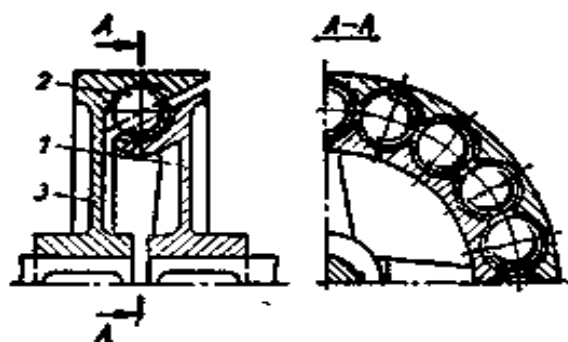


图 6·29

图6·30 轮胎式弹性补偿联轴节。传动轴同发动机的飞轮 1 连接的一种方案。

图6·31 弹性联轴节。它由金属的半联轴节 3 和具有橡胶盘

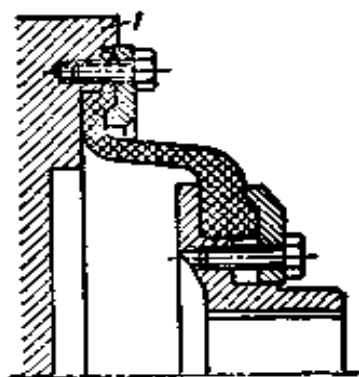


图 6·30

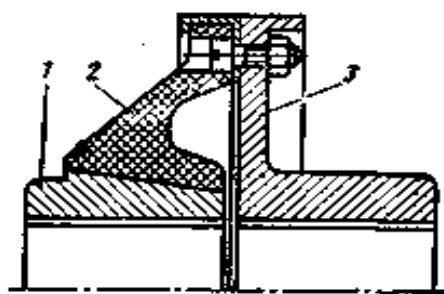


图 6·31

2 的半联轴节 1 所组成。如果半联轴节 3 用橡胶圈制成，则联轴节的弹性将增加。

图6·32 轮胎式弹性补偿联轴节。它由两个相同的半联轴节 1 和轮胎 3 组成，用螺钉 4 和圆环 2 将轮胎 3 压在半联轴节上。

图6·33 弹性接合件联轴节。具有颊板牙的圆形弹性扇形件 3 固结于装在被连接轴的半联轴节 1 和 6 上，颊板牙进入半联轴节凸缘的沟纹内。用螺钉 5 和垫圈 2 及 4 将扇形件固定。联轴节的刚度决定于扇形的数量及其尺寸。联轴节可补偿轴线的不同轴度和偏移。

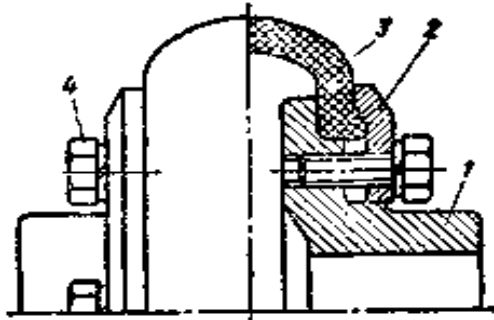


图 6·32

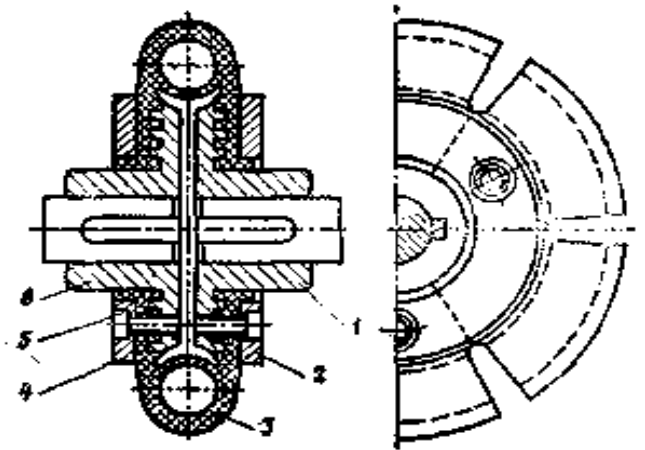


图 6·33

图6·34 弹性联轴节。弹性橡胶圈 3 装在半联轴节 1 和 5 之间，并用拧入金属圈 4 中的螺栓将它固结于半联轴节上。为了加强刚性，可在弹性圈内安装金属环 2 和 6。

图6·35 具有限位装置的弹性联轴节。用螺钉 2 和弹性盘 3 将半联轴节 5 和半联轴节 1 相连接。过载时，垫圈 4 上的凸台靠在半联轴节 5 的凸台上。

图6·36 具有橡胶圈的弹性联轴节。圈 1 (图6·36 a') 的形状可保证在其整个体积内的扭转应力均匀分布。在图6·36 b) 上，圈 1 和垫圈 2 及 3 相连接，而垫圈 2 和 3 又用螺钉固结在半联轴

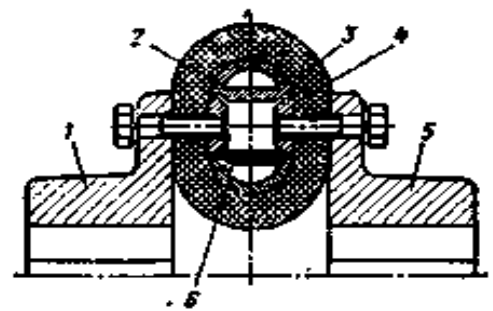


图 6·34

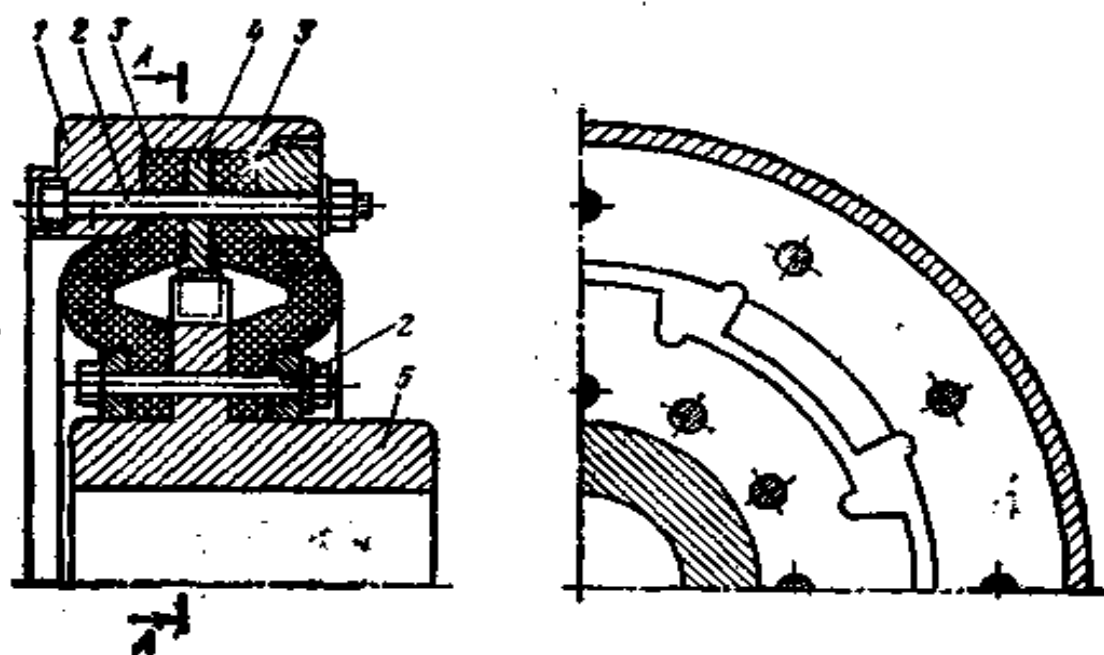


图 6-35

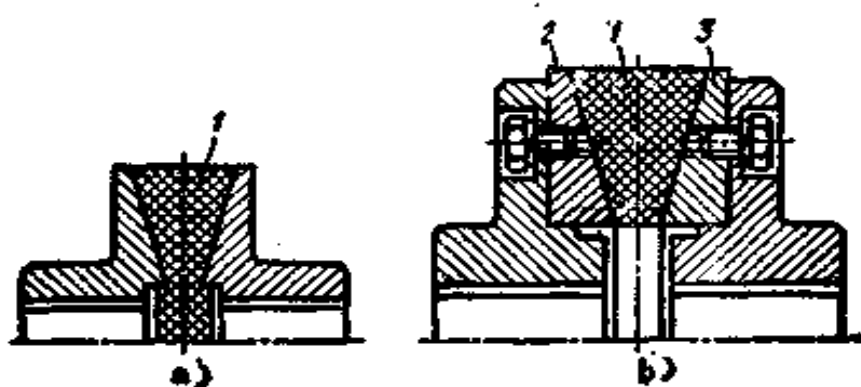


图 6-36

节上。

可操纵式离合器

图6-37 圆锥摩擦离合器。开始接合时（图的下半部），先移动半离合器1，使其锥体与锥体2接触，锥体2用导向柱3与从动零件4连接起来；而后，当半离合器1和从动零件4的转速近于相等时，再接入齿爪5（图的上半部）。

图6-38 接通金属带卷绕机机构的装置。从动轴2由主动轴5和牙嵌离合器4、3带动。当向左移动半离合器3，直到和同时又是制动轮的半离合器1相啮合时，从动轴2就停止不动。用

螺栓拉紧的闸瓦 6 和 7 固结在轴承架上，而且不能转动。

图6·39 变速箱的同步器。

齿轮 6 活套在花键轴 1 上，而且仅能相对于它的轴线转动。离合器 3 可沿固结于轴 1 上的套筒 2 移动。套筒 2 的花键连接的尺寸和齿轮 6 轮毂上的花键连接的尺寸相同。有纵向切口的弹性环 5 装在齿轮 6 的轮毂上。环 5 的最

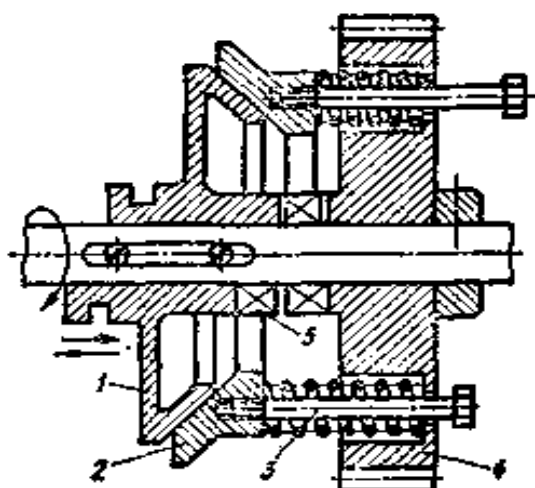


图 6·37

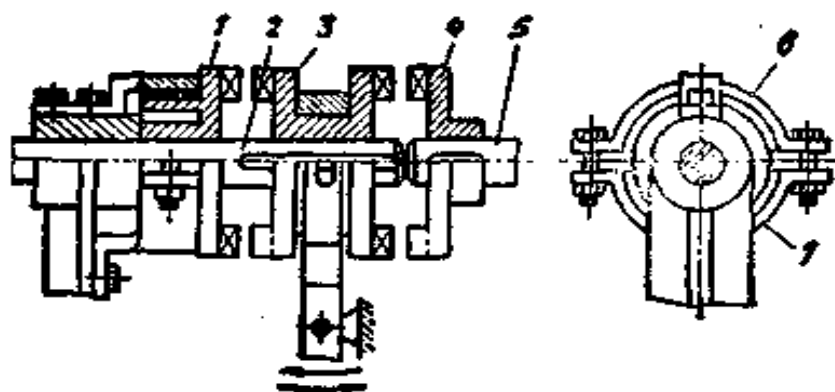
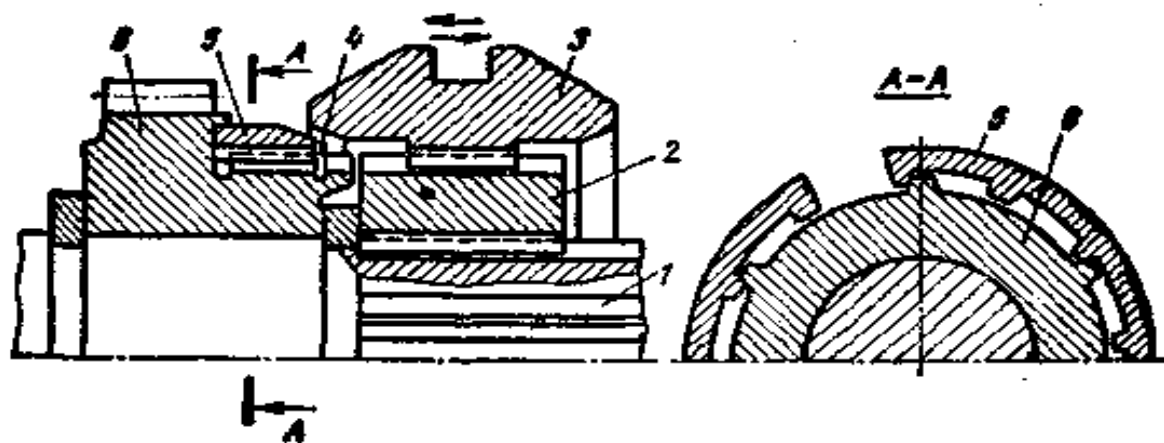


图 6·38



3·39

大直径由齿轮 6 的凸肩决定，而轴向位移则由弹簧卡圈 4 限制。

离合器 3 的内锥孔，其尺寸和弹性环 5 的锥面尺寸相当。

在开始接通的瞬间，离合器 3 和环 5 的圆锥表面相结合，然后环 5 被压缩并同轮 6 轮毂上的花键进入完全的啮合。应该指出，因为离合器 3 和环 5 的速度不同，并由此花键倾斜侧面产生的推力的径向反力，使离合器 3 的锥面不会立刻缩紧环 5。当达到同步时，花键上的径向反力降低，于是环 5 被压紧，并可使离合器 3 和轮 6 的轮毂进入啮合。

图6·40 变速箱的同步装置。利用具有同步装置的齿轮离合器将轴 1 的转动传给齿轮 2 或 10 (图 6·40 a)。齿轮 2 和 10 活套在轴 1 上，而带齿的半离合器 7 则固定在轴 1 的表面上。具有圆锥盘 5 和 8 的套圈 6 装在半离合器 7 上，利用拨叉可使它沿轴线移动。在齿轮 2 和 10 的轮毂上，也切出和半离合器 7 上一样的齿。具有光孔的圆锥盘 4 和 9 就装在每个轮子的齿顶面上，用弹簧压住的几个销子 3 和带有贯通的纵切口的弹性管 11 则装在轮毂上径向分布的孔内。在同步过程中，开始接合的瞬间，圆锥盘 4 或 9 相对于轮子的轮毂转动，并利用管 11 的凸起表面与轮毂部分地接触 (图 6·40 b)；过载时，管变形并允许盘相对于轮毂转动。达到同步时，若沿轴线移动盘 4 或 9，则 4 或 9 首先同带切口的管 11 相啮合 (图 6·40 c)，然后半离合器 6 的齿和配置在齿轮

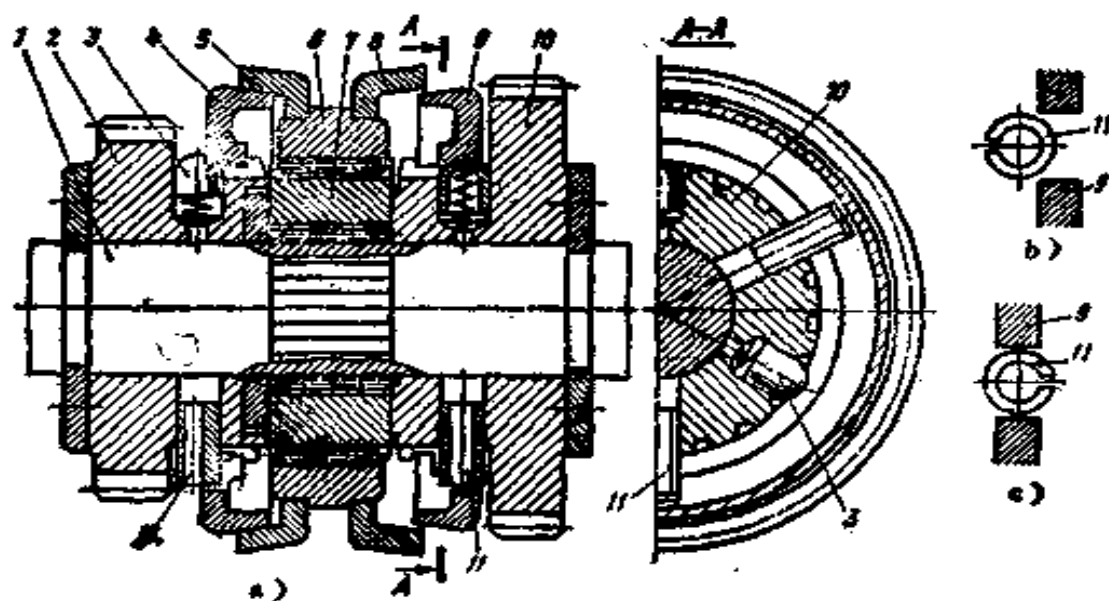


图 6·40

轮毂上的齿相啮合。离合器脱开后，销子 3 使圆锥盘固定在初始位置。

图6·41 起动离合器。燃汽轮机起动时，离合器把起动电机的轴 6 和燃汽轮机的轴 1 连接起来。

半离合器 2 用升角 β 很大的多头螺纹和轴 1 相连接。开始起动时，轴 1 和半离合器 2 不动，具有内齿的棘轮 4 与轴 6 的圆盘相固结，并与棘爪 3 处于啮合，棘爪 3 的轴安装在半离合器 2 上。当轴 6 转动时，利用棘轮 4 和棘爪 3 使半离合器 2 相对于轴 1 转动，并沿螺纹移到轴 1 的轴肩。半离合器 2 接近轴 1 的轴肩时，齿轮 5 的齿同半离合器 2 的齿进入啮合。当汽轮机起动以后，轴 1 的转速将高于起动电机轴的转速，因此半离合器 2 相对于轴 1 反向转动，并重新回到起始位置。而棘爪 3 则由于离心力的作用而与棘轮脱离啮合。

图6·42 允许在运转中接合和脱开的圆锥摩擦离合器。离合的计算如下：

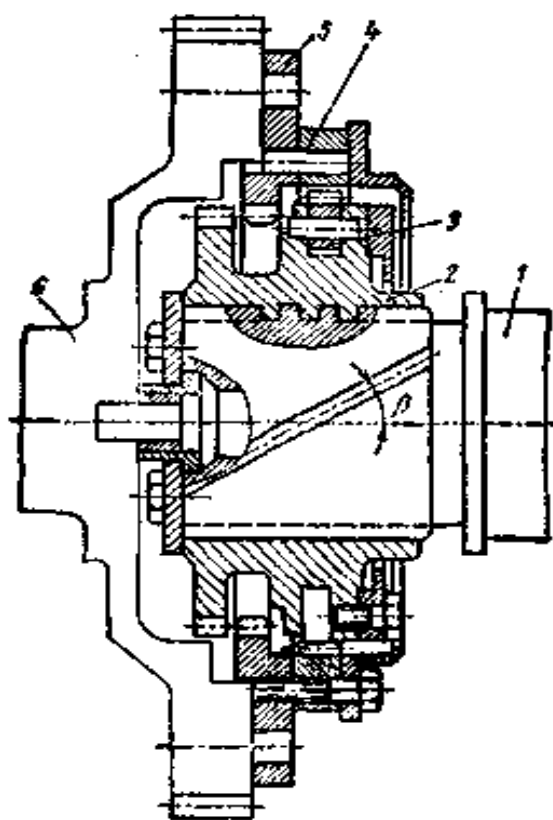


图 6·41

压紧力

$$Q = \frac{M_{\kappa p} \beta \sin \alpha}{\mu R}$$

圆锥母线长度

$$b = \frac{Q}{2\pi R \sin \alpha (q)}$$

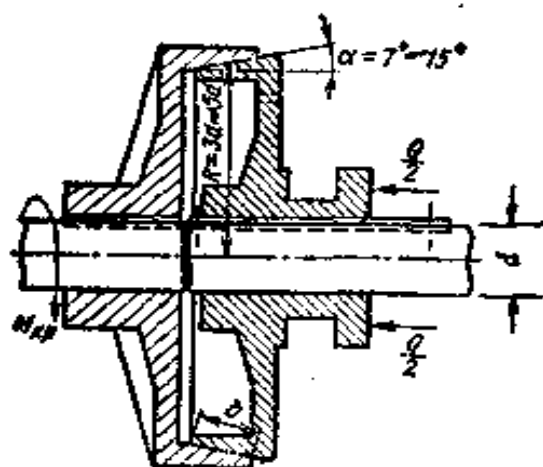


图 6·42

式中 M_{sp} ——离合器传递的转矩；
 $\beta = 1.1 \sim 2.5$ ——接合安全系数；
 $[q]$ ——比压。

图6·43 弹簧摩擦离合器。依靠带轮及齿轮轮缘内表面与瓦块3之间用弹簧5产生的摩擦力将带轮4的运动传给齿轮1。带子2的两端固结在操纵杠杆6上，当用带子2压缩弹簧5时，离合器就脱开。

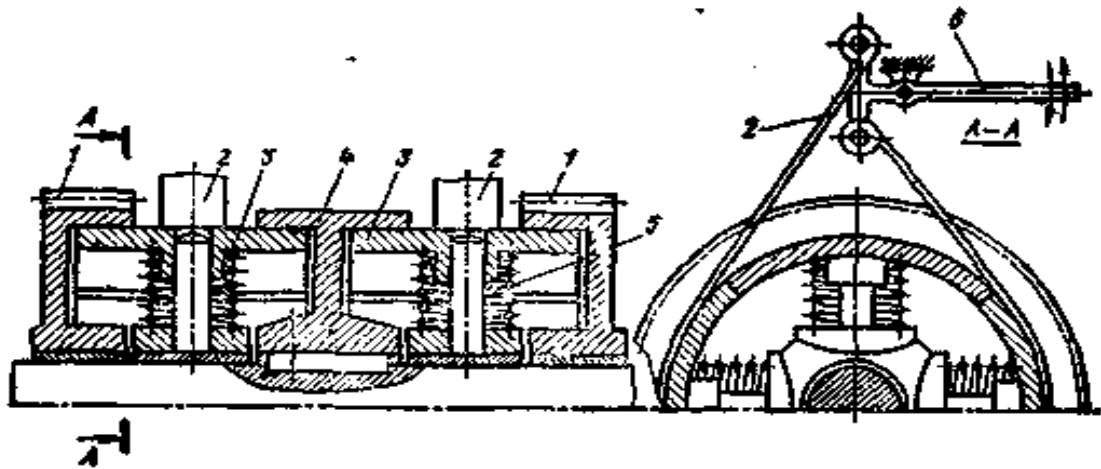


图 6·43

图6·44 双锥摩擦离合器。半离合器的一部分1用键固结在主动轴I上，同时利用螺纹和半离合器的第二部分4相连。带销轴6的叉形接头7固结在从动轴I上，摩擦锥2和3套装在销轴上。分离杆5用杠杆系统和弹簧8连接，弹簧8铰接于锥体2上，并用T形杠杆铰接在锥体3上。当向左移动分离杆5时，弹簧8使两锥体压紧在半离合器1和4的锥面上。

图6·45 长期工作于高速空载场合的双锥离合器。摩擦环4装在半离合器6的指销8上，用螺钉3限制其沿轴线向右移，而弹簧5则阻止其向左移。离合器接合时，套筒1向左移动，于是杠杆2使盘9和10靠近，弹簧7被压缩。离合器脱开时，盘10向右移动，其移动距离要保证环4与盘9和10之间有足够间隙。

图6·46 双锥摩擦离合器。与图6·45所示离合器的不同点在于，从半离合器5到半离合器1的运动靠弓形块2传递。离合器

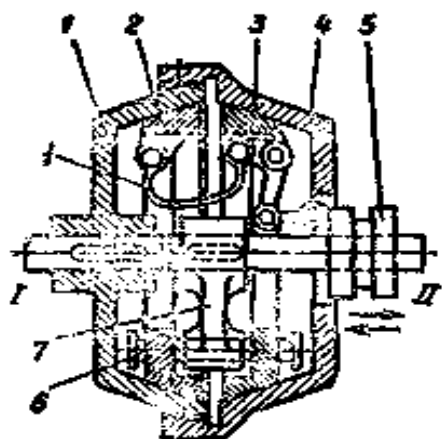


图 6·44

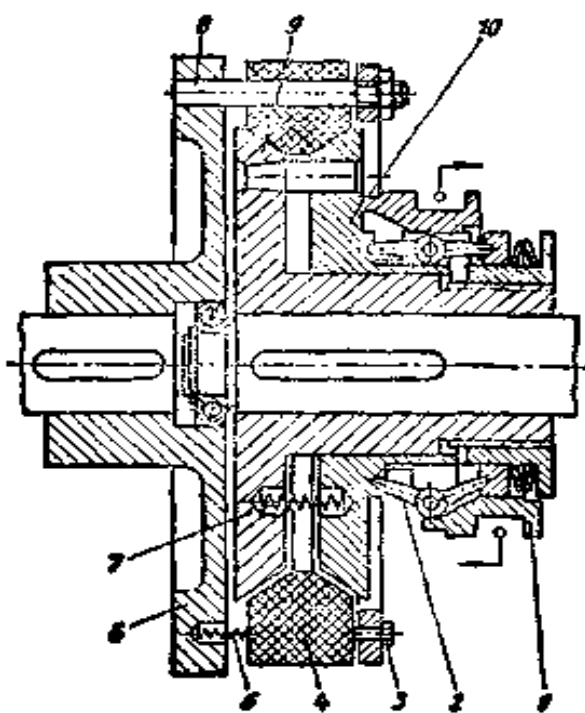


图 6·45

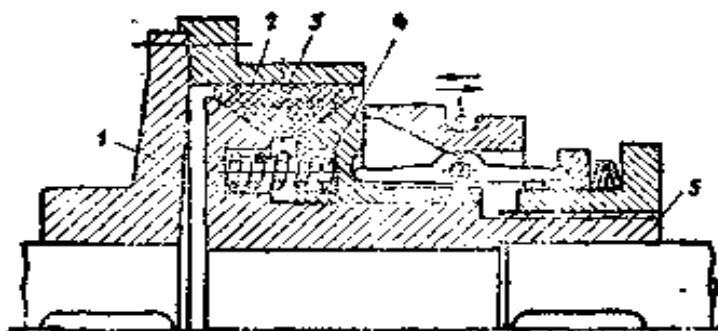


图 6·46

脱开时，弹簧环 3 拉紧弓形块 2，而在两圆锥盘 2 间的压缩弹簧 4 则使它们松开。离合器的接合机构与图 6·45 所述相似。

图 6·47 具有双锥面的行星式换向-分离离合器。接通正行程时，锥体 3 在弹簧 1 的作用下和锥体 4 连接，这时整个系统像一个整体一样转动；运动由轴 I 传到轴 II。为了接通反行程，将锥体 3 压到固定盘 2 上，并使它和差速器的转臂一起静止不动，而运动则通过圆锥齿轮传递。锥体在中间位置时，从动轴 II 固定不动，而差速器的行星轮同锥体 3 一起空转。

在这种离合器中，为了在各行星轮间更均匀地分配载荷，中心圆锥齿轮有球面支承并能自动地调节。借助于凸爪 5 传递扭矩。

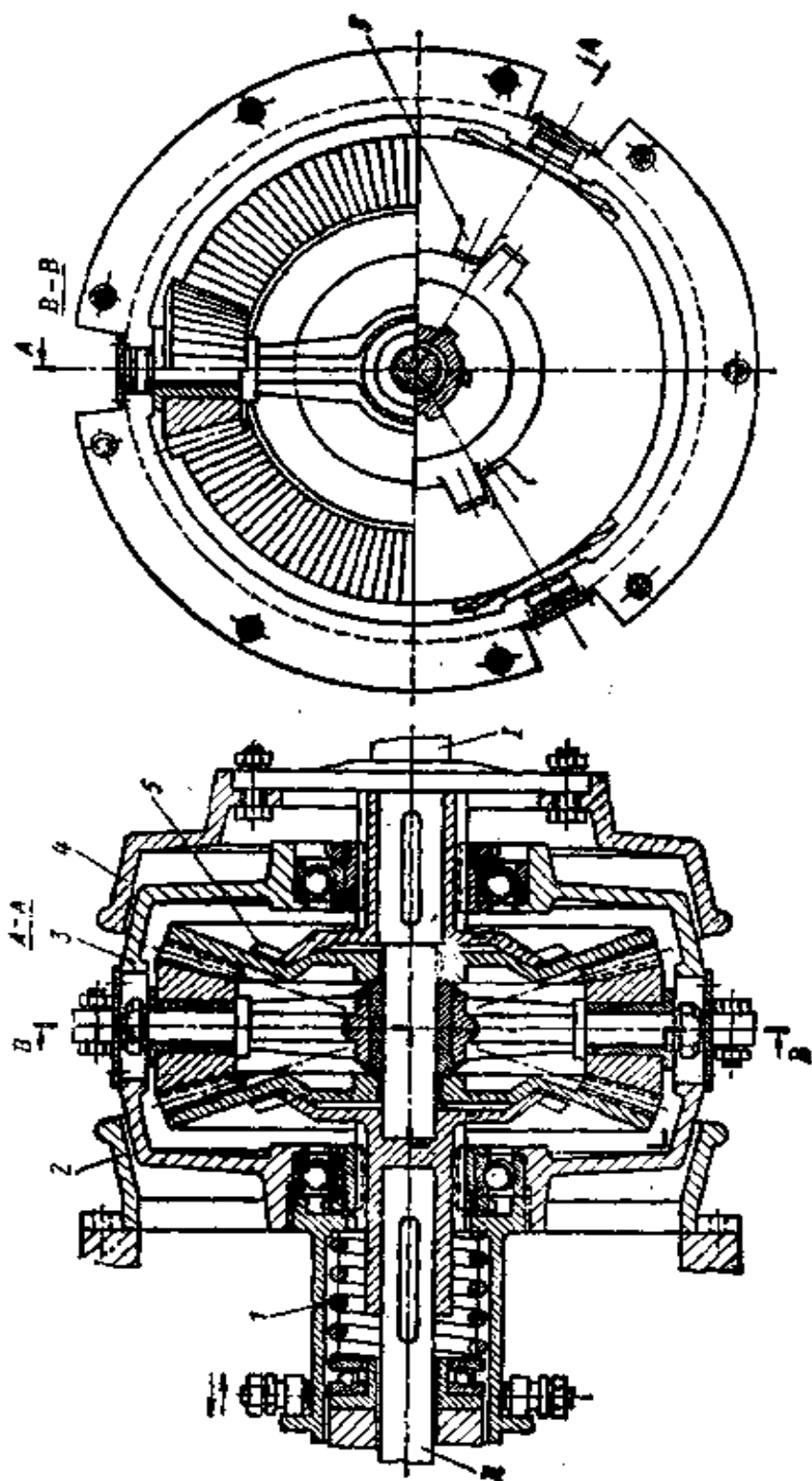


图 6-47

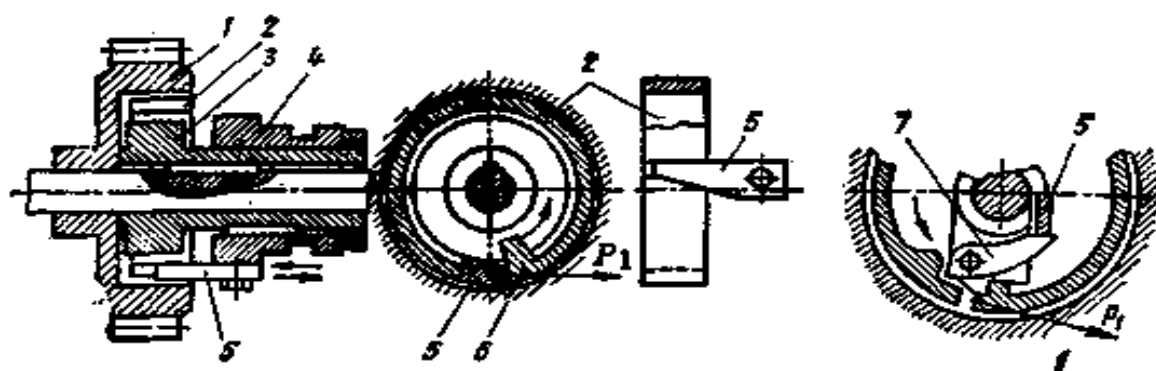


图 6.48

图6.48 具有可涨式摩擦环的摩擦离合器。有切口的摩擦环2置于离合器的壳体1内，并以齿6固定在套筒3中，而3则装在主动轴上。分离杆4向左移动时，楔5进入环2的切口中并将它撑开，而压紧在壳体1上。为了传递大的转矩值，可在楔5和环2间安置增力杠杆7（略图在右边）。这种机构常用于起重装置、自行车刹车等机构中。

摩擦力按欧拉公式确定：

$$F = P_1 \frac{e^{\mu \alpha} - 1}{e^{\mu \alpha}}$$

式中 P_1 ——摩擦环横截面上的力；

α ——包角。

图6.49 具有弹性环的摩擦离合器。利用离合器（图示为拆卸状态）将轴8的转动传给齿轮7，离合器由壳体1、带切口的环5、掣子3和弹簧4组成。壳体1有两个长方形的槽并刚性地固结在轴8上。带有凸块6的环5套在齿轮7的轮毂上并装入壳体1中，使凸块6进入壳体的槽中。长方形的下凸块用螺钉固结

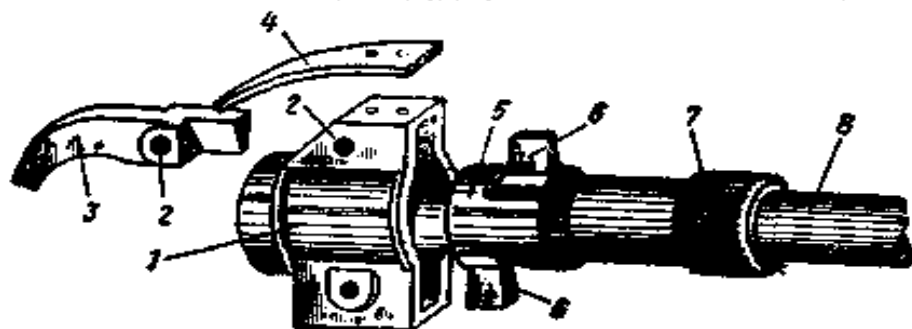


图 6.49

在壳体 1 中，带斜面的上凸块自由地装在槽内，并用绕轴 2 转动的掣子 3 压住，致使套 5 包住轮 7 的轮毂，利用摩擦力给轮 7 传递运动。轮 7 活套在轴 8 上。固结于壳体 1 上的弹簧 4 使掣子 3 保持在将离合器脱开的位置上。相对于轴 8 移动锥体（锥体在图上未画出），离合器就接合。

图6·50 具有夹紧件的摩擦离合器。离合器的作用原理与图 6·49 所示的离合器相同。离合器的壳体 1 固结在轴 8 上，而齿轮 7 则活套在轴 8 上。壳体 1 上有一条槽，夹子 6 上的凸块就放在这槽中，而夹子 6 则活套在轮 7 的轮毂上。棒槽形小轴 4 与接合杠杆 3 刚性相连，用带锥面的分离盘 2 使小轴 4 绕其轴线转动，并把夹子 6 夹紧在轮 7 的轮毂上。利用摩擦力使轮 7 转动。分离盘 2 向右移动时，离合器接合，向左时则脱开。用螺栓 5 来调节夹子 6 的夹紧力。

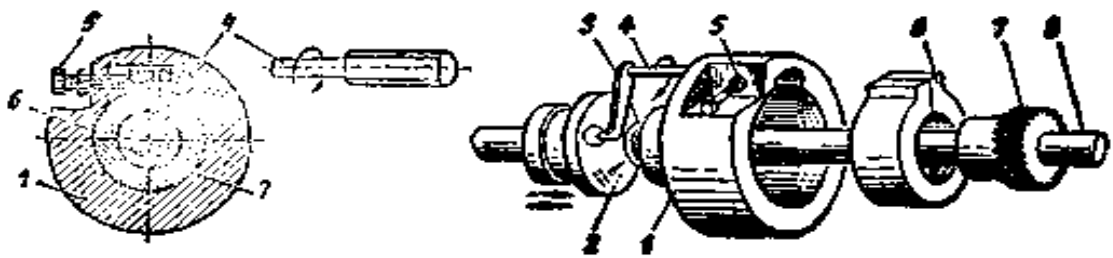


图 6·50

图6·51 具有螺旋弹簧的摩擦离合器。弹簧 2 的端部固结在主动盘 1 上，并用几圈弹簧以不大的间隙包住从动鼓轮 8。杠杆 4 铰接于弹簧的另一端，且能相对于轴线 6 转动。杠杆 4 带有螺钉 3，杠杆转动时，螺钉顶在最后第二圈弹簧的凸台 7 上。当向左移动盘 5 时，杠杆把边上的几圈弹簧拉紧在鼓轮上，并在摩

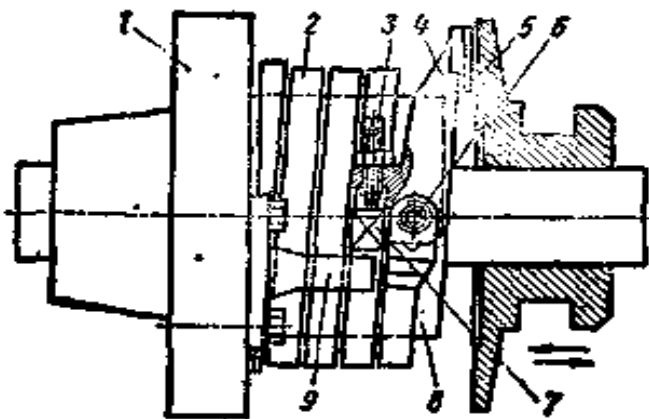


图 6·51

擦力作用下同鼓轮一起开始

转动，以后将其余几圈弹簧和从动轴拉紧。如果向右移动盘 5，弹簧就松开，并松开鼓轮。挡块 9 防止在制动时由于惯性力的作用使弹簧松开而造成损坏。

图6·52 多盘摩擦离合器简图。盘 1 (图6·52 a)与鼓轮 3 的连接像盘 2 与半离合器 4 一样均采用花键连接。所有的盘均可沿轴线自由移动。用力 Q 压紧加压盘 5 时，利用各盘间所产生的摩擦力来传递转矩。

离合器所传递的摩擦力矩为

$$M = \frac{2}{3} Q \mu \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} (k + 1)$$

或近似地取为

$$M = Q \mu r_{cp} (k + 1)$$

式中 k —— 总盘数。

验算盘的比压

$$q = \frac{Q}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} \leq [q]$$

为了增大摩擦力，可在盘上固定一些用摩擦系数 μ 很大的材料（如夹铜石棉编织物等）制成的柱塞 6 (图6·52 b)。

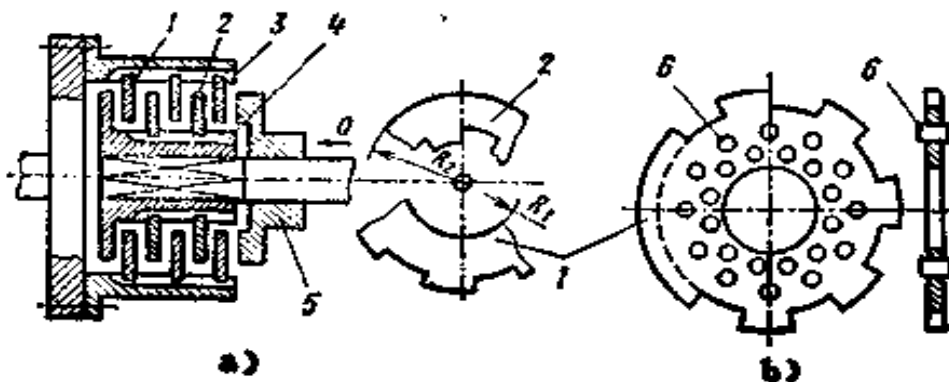


图 6·52

图6·53 具有接合机构刚性补偿器的多盘摩擦离合器。带有鼓轮 8 的齿轮 9 将运动传给轴 1。摩擦盘 5 和鼓轮以花键连接，摩擦盘 6 同压紧盘 4 以及支承盘 7 相关，它们装于轴 1 上，而且在轴向可动。当向右移动分离盘 2 时，离合器接合，这时由双臂

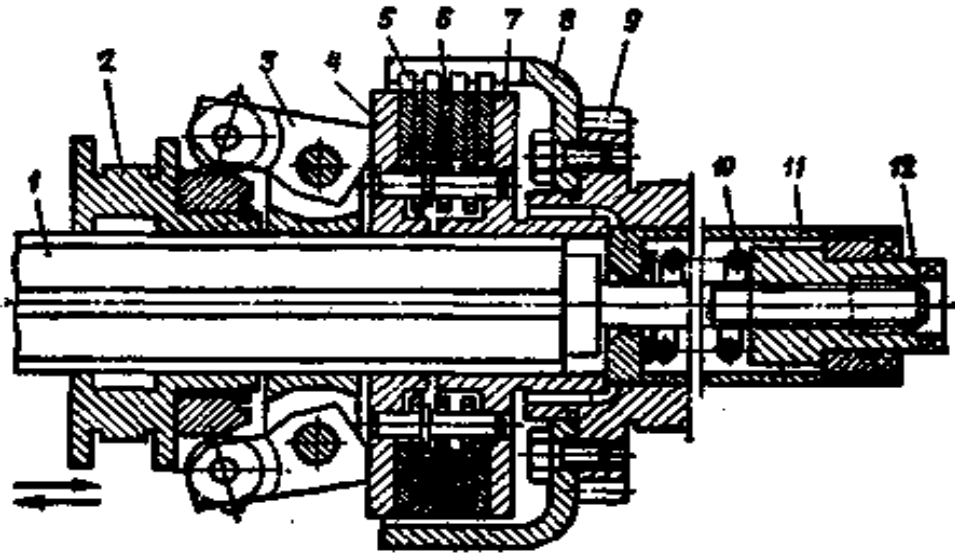


图 6·53

杠杆 3 产生的轴向力通过盘传到带有补偿弹簧 10 的套杯 11 上。沿螺母 12 的表面移动带导向轴套的套杯就能补偿接合机构的刚性。

图 6·54 断开时增大各摩擦盘间分离距离的摩擦离合器。这种离合器中的接合套筒 9 在正常行程时，各摩擦盘间分离 0.5 到 1 毫米（图上未画出为分离各盘而装的弹簧）。半离合器 2 和盘 4

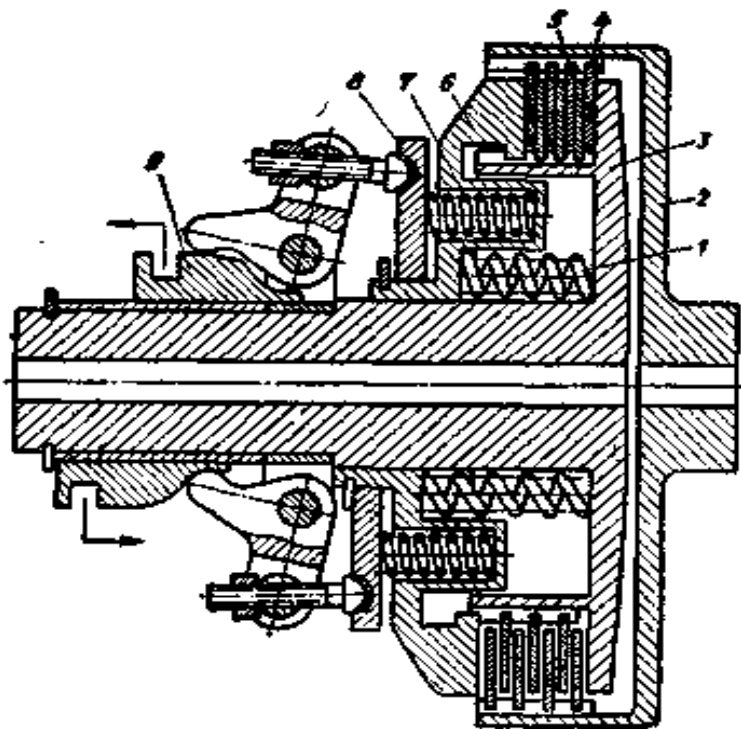


图 6·54

装在主动轴上，而半离合器 3 和盘 5 装在从动轴上。用盘 6 的移动来实现离合器的接合或脱开。用弹簧 1（较弱）使盘 6 和半离合器 3 松开，而用弹簧 7（较强）使盘 8 和盘 6 松开。向右移动转换套筒 9 时，离合器通过杠杆系统接合，向左移动时使之脱开。

图6·55 液压操纵的多盘离合器。离合器用的液压系统既用来压紧摩擦盘，又用来脱开离合器。

带有摩擦盘 3 的半离合器 2 固结在从动轴 1 上。摩擦盘 4 装在主动鼓轮 5 上。带有凸缘 7 的液压缸 8 相对于固定活塞 9 移动。油腔 B 或者和高压管道相接或者和排油孔相接。油腔 A 中经常维持低压。B 腔和高压管道接通时，液压缸 8 向左移动，压紧摩擦盘 3 和 4，离合器就接合。这时，油从 A 腔经节流阀 6 排出到盘 3 和 4 处，并将它们冷却。当 B 腔与排油孔相连时，离合器就脱开。

图6·56 液压操纵的多盘摩擦离合器，它具有油缸 3、活塞 2 和端盖 4。在进入 A 腔的油压作用下，活塞 2 向左移动并用销

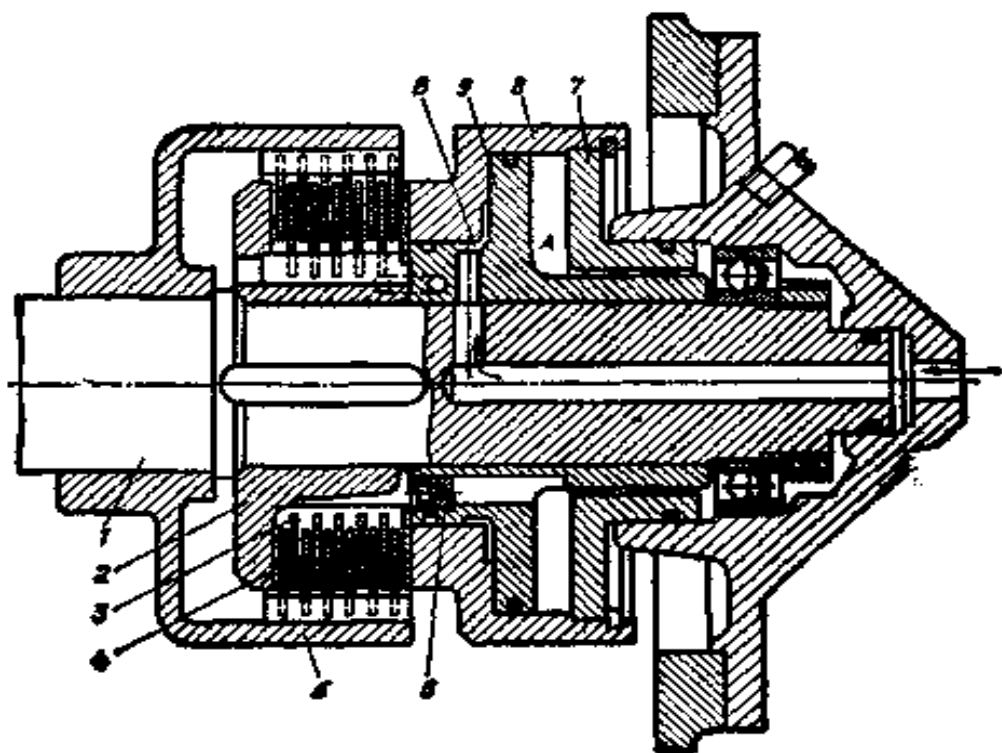


图 6·55

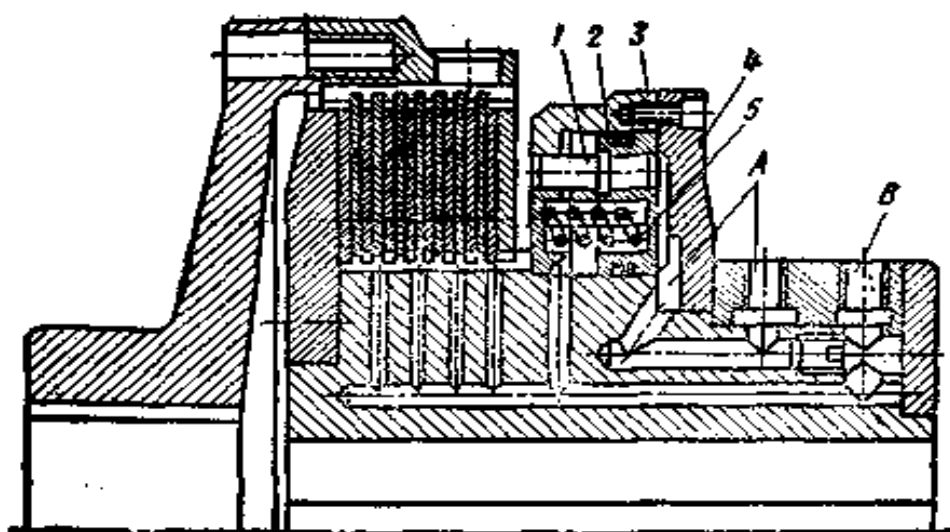


图 6-56

1 接合离合器。

离合器高速转动时，由于油的回转质量的离心力而在油缸内产生作用在活塞上的附加压力。为了平衡这个力，可通过腔 *B* 从活塞相反的一面向腔内供油。同样，通过腔 *B* 对盘的摩擦表面供给润滑油。弹簧 5 用来将活塞 2 移到右极限位置。

图6-57 液压操纵的多盘摩擦离合器。当从油管 5 经轴的中心孔和零件 1 上的斜孔向活塞 2 的油缸供给的油压增大时，离合器 3 接合。运动由飞轮 4 传给轴 9。离合器接合时，盘 6 也附带地压缩弹簧 7（7 的心杆用螺纹与盘 6 连接），因而就把制动器 8 松开。

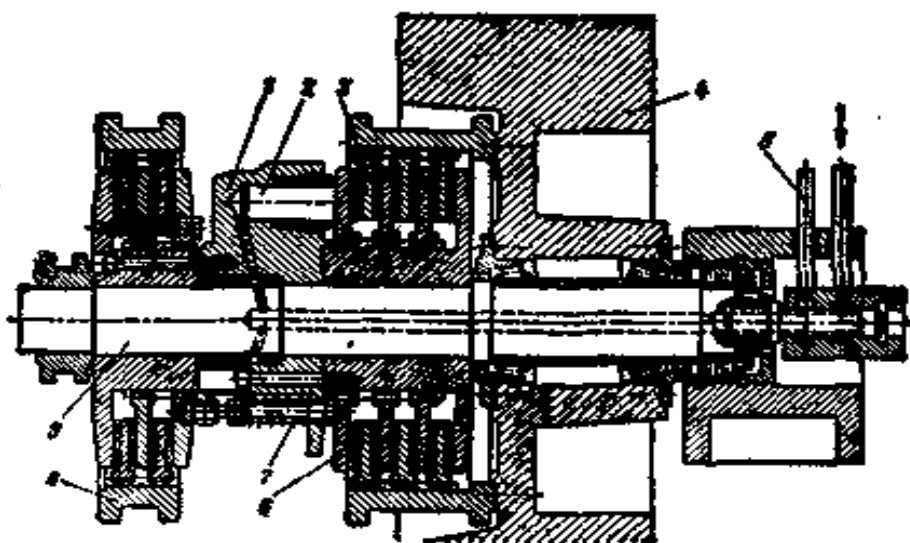


图 6-57

图6·58 液压操纵的摩擦离合器（左图为脱开，右图为接合位置）。齿轮由5和2两部分组成，盘3和4装在轴1上并用导向键与之相连，利用盘3和4将轴1的转动传给齿轮。从与轴线平行配置的某一个孔内压入液体（油），可使离合器实现接合或脱开。

图6·59 液力接合式离合器简图。曲柄固结在主动轴上（图6·59 a），并用三根连杆1和三个活塞4连接。带有活塞缸的箱体5固结在从动轴上。用管子2和带有单向阀7（图6·59 b）的阀体3使缸体腔和腔6相连。单向阀7允许把油吸入缸体并阻止油由缸体流入腔6。当打开闭锁阀8时，主动轴自由地转动，且无多大阻力地把油从腔6吸到缸体中或反之，这时箱体和从动

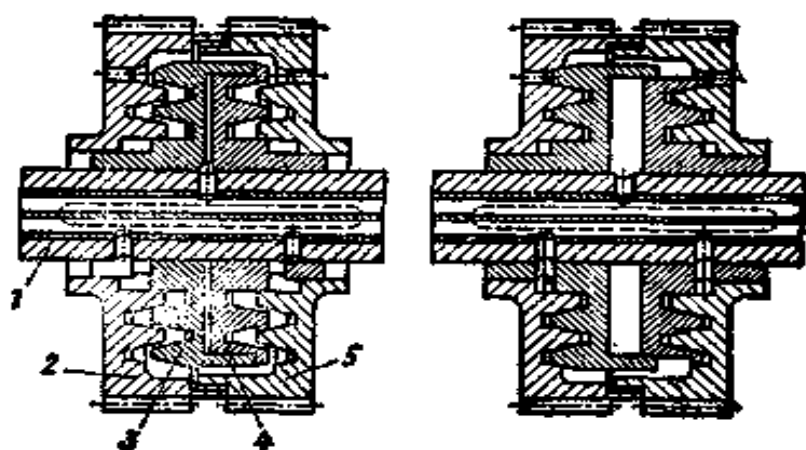


图 6·58

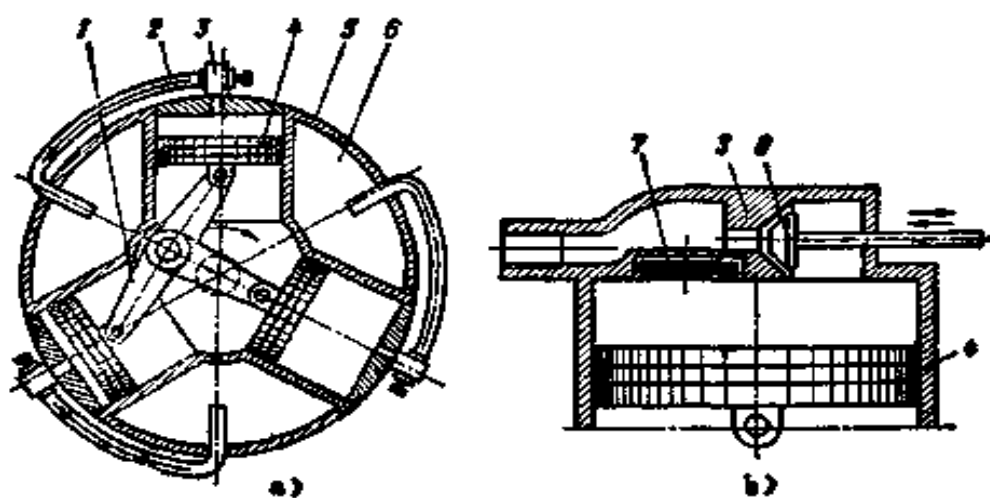


图 6·59

轴并不转动。当逐渐关上闭锁阀 8 时，给液体的流动和相应地给活塞的移动产生阻力，导致箱体回转并带动从动轴运动。闭锁阀 8 由一个调节中心来操纵，以使从动轴转速由零调到与主动轴的

转速相等。

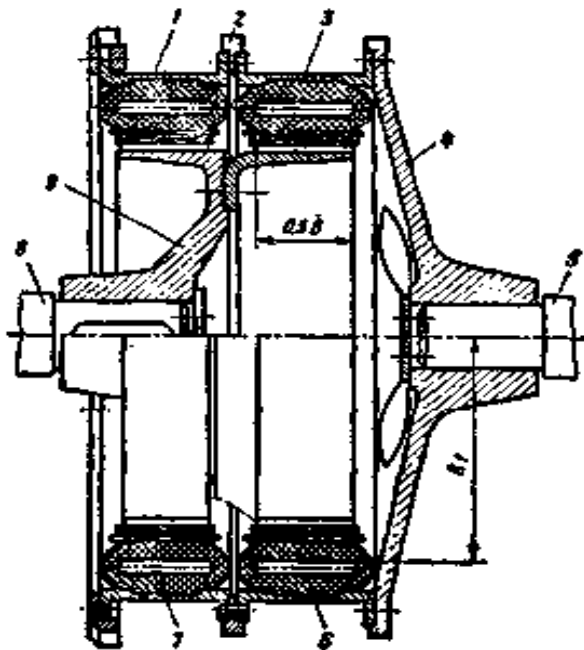


图 6.60

图6.60 轮胎式气动离合器。盘 9 刚性地固结在轴 8 上。带有轮缘 1 和 3 以及中间垫圈 2 的圆盘 4 固结在轴 5 上。硫化橡胶的气囊 6 和 7 装在轮缘 1 和 3 上。在气囊 6 和 7 内通入空气时，离合器就接合，反之则脱开。

离合器所传递转矩的近似值按下式求得：

$$M = [2\pi R_1 B q_{min} - 1118 \times 10^{-8} n^2 (G_1 r_1 + G_2 r_2)] \mu R_1$$

式中 q_{min} ——可能的最小工作压力（公斤力/厘米²）；
 G_1 ——气囊可动部分的重量（公斤力）；
 G_2 ——闸瓦、摩擦垫片和销子的重量（公斤力）；
 r_1 ——气囊重心的半径（厘米）；
 r_2 ——闸瓦等重心的半径（厘米）；
 n ——转速（转/分）。

图6.61 带电磁离合器的双电机传动。当以工作速度接通传动装置时，运动由直流电机经蜗杆传动 5 传递；当接通右边的电磁铁 4 时，就能将运动传到轴 6 上。为了以另一种速度给轴 6 传递运动，可启动与轴 1 相连的三相电机，并接通左边的电磁铁 2，盘 3 被吸向左边的半离合器，而半离合器 4 则脱开。这种离合器可远距离操纵和电气调节工作速度。

图6.62 具有固定电磁铁的电磁离合器。固定电磁铁安装在两个反向转动的空心圆锥齿轮 6 和 8 里面，利用固定电磁铁使从

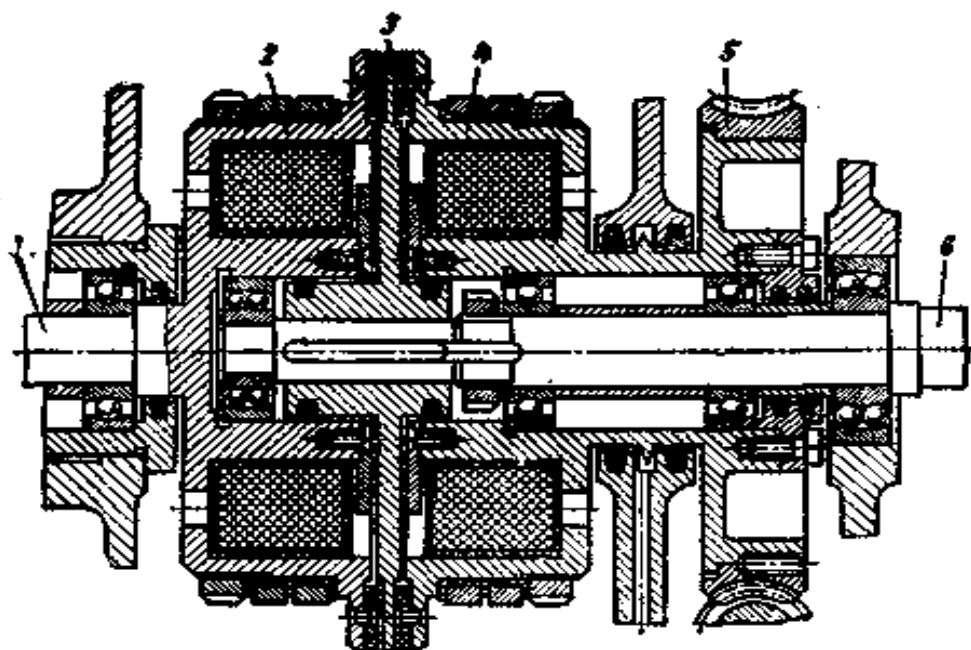


图 6-61

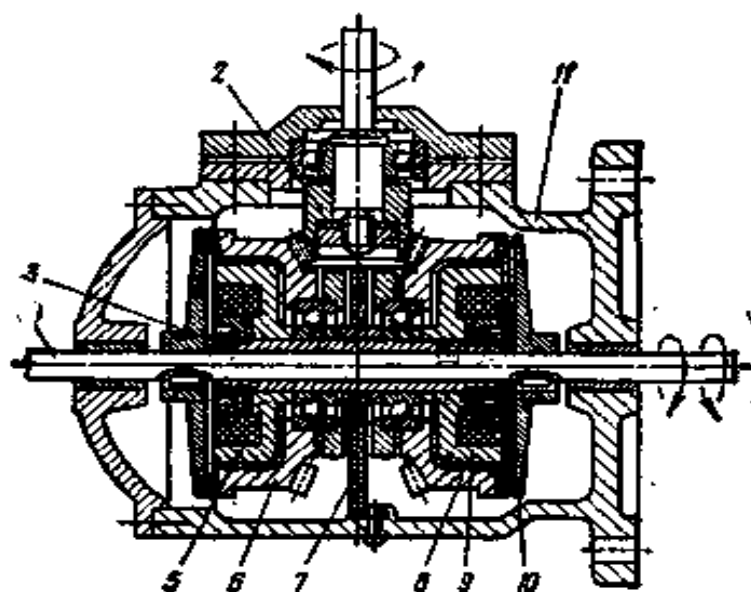


图 6-62

动轴 4 换向。电磁铁的壳体 5 和 9 固结在公共套筒 3 上。用装在机体 11 上的隔板 7 防止其转动（1 —— 传动轴； 2 —— 传动齿轮； 10 —— 电磁铁的电枢）。

自动操纵式离合器

图6-63 工程师列勃切夫斯基（Рыбчевский）的离心式弹

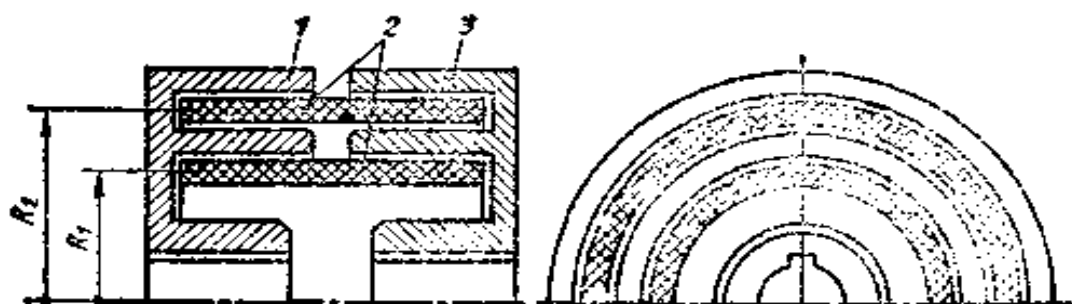


图 6.63

性离合器。由橡胶带制成的两个圈 2 装在半离合器 1 和 3 之间。转动时，橡胶圈因离心力而压向半离合器，并利用所产生的摩擦力传递转矩。

$$M = 0.007q\mu n^2(R_1^2 + R_2^2)$$

式中 q ——每米长胶带的重量（公斤力/米）；

R_1 、 R_2 ——两个橡胶圈 2 的平均半径（米）。

图6.64 离心式摩擦离合器。轴套 1 固结在主动轴 8 上，并与摩擦盘 6 和 4 一起回转。壳体零件 3 和 7 活套在轴套 1 上。在起动时，主动轴转速增高，并在重物 5 的惯性力作用下，借助杠杆系统将盘 4 和 6 压向壳体而使它转动。从动轴的盘用销 2 与壳体相连。

图6.65 从动轴平稳接合的离心式可逆离合器。主动轴可以是轴 1 或轴 9。具有两个指销 4 的盘 2 装在轴 1 上，指销 4 上的闸瓦 5 和轴 9 上的四个锥面扇形块 10 是受离心力而可张开的物体，四个锥面扇形块 10 用环形弹簧 7 拉紧在轴上，并可用销 8 带

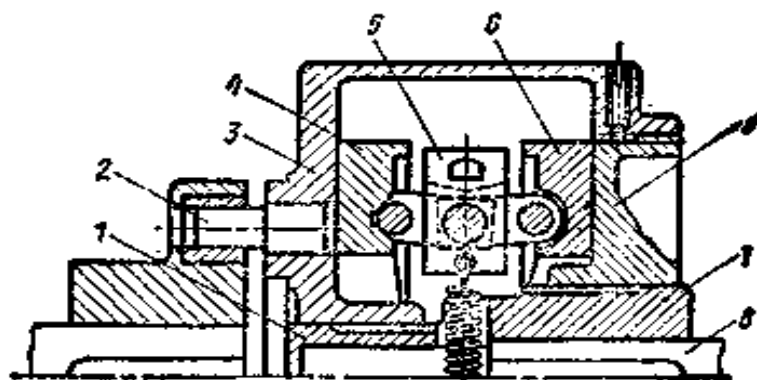


图 6.64

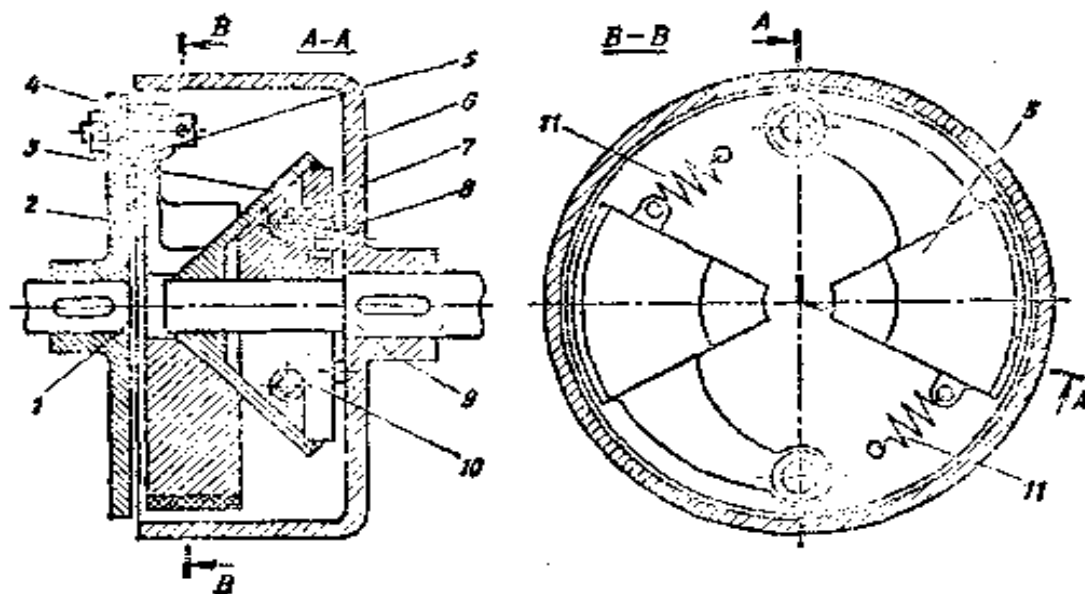


图 6-65

着转动。如果主动轴为 1，那么在起动过程中，闸瓦 5 作用于鼓轮 6 上，并借助于摩擦力使轴 9 起动。因为盘 3 活套在轴 9 上且能沿轴线移动，所以起动后的附加压力由锥面扇形块 10 经盘 3 传给闸瓦。如果主动轴是 9，那么在锥面扇形块 10 的离心力作用下，首先在闸瓦 5 的斜端面上产生摩擦力矩，而后在闸瓦和鼓轮 6 之间产生摩擦力矩。弹簧 11 保证闸瓦 5 和盘 3 保持接触。

图 6-66 离心式离合器。装在螺钉 3 上的弹簧 4 将闸瓦 7 压在主动轴 1 的套筒 2 上，在支柱 9 上的弹簧 8 防止闸瓦 7 歪斜。当主动轴 1 达到一定转速时，闸瓦由于离心力而压到从动轴 5 的鼓轮 6 上，并利用摩擦力使它转动。

图 6-67 离心式双盘离合器。盘 2 刚性地固结在从动轴 6 上，所有其余的离合器零件则固结在主动轴 1 上。在重物 5 的离心力作用下，盘 2、4 和 3 之间就产生摩擦力。

图 6-68 工程师伏娜列娃 (P. B. Фонарева) 的离心式弹性摩擦离合器。固结于轴 1 上的半离合器 2 有四条槽，在槽内放置凸爪 6，用放在圆形环槽内的圆环形弹簧把凸爪和半离合器 2 的凸台连接起来。凸爪 6 在离心力作用下，克服弹簧的弹力而压到鼓轮 3 上，并利用摩擦力带动半离合器 5。橡胶缓冲器 4 装在半

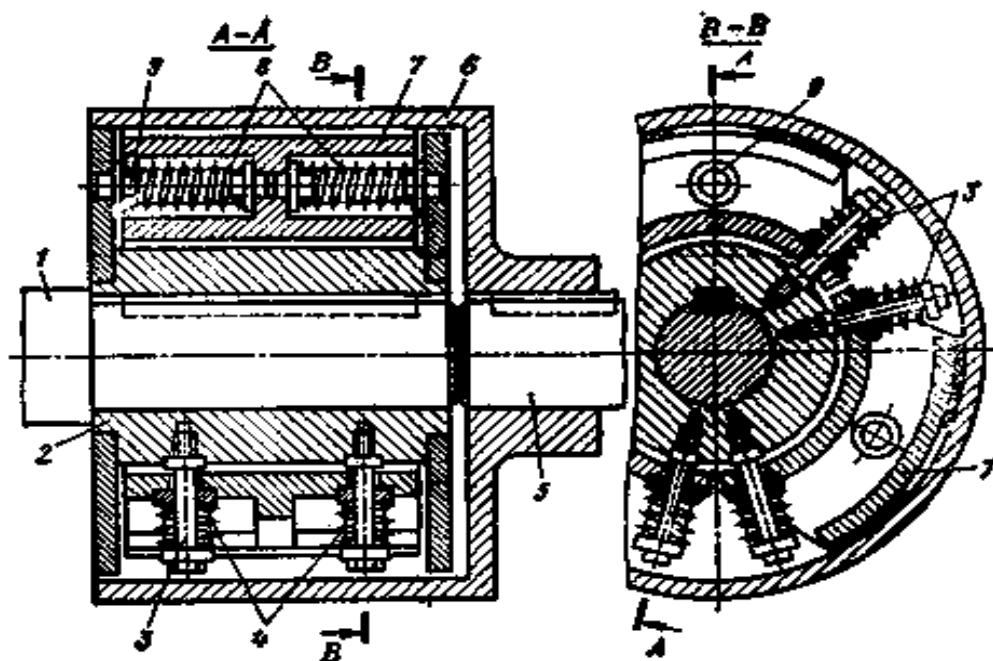


图 6-66

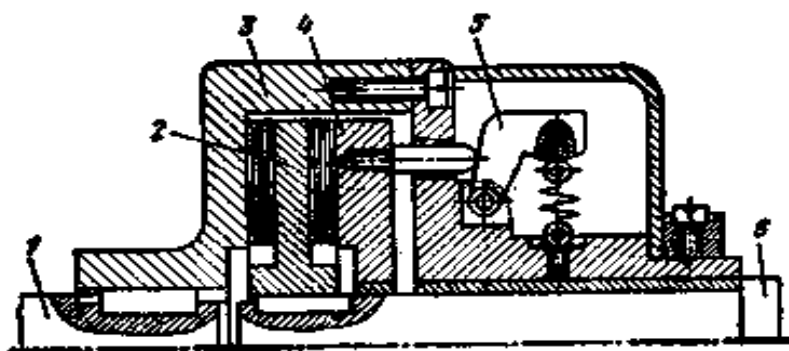


图 6-67

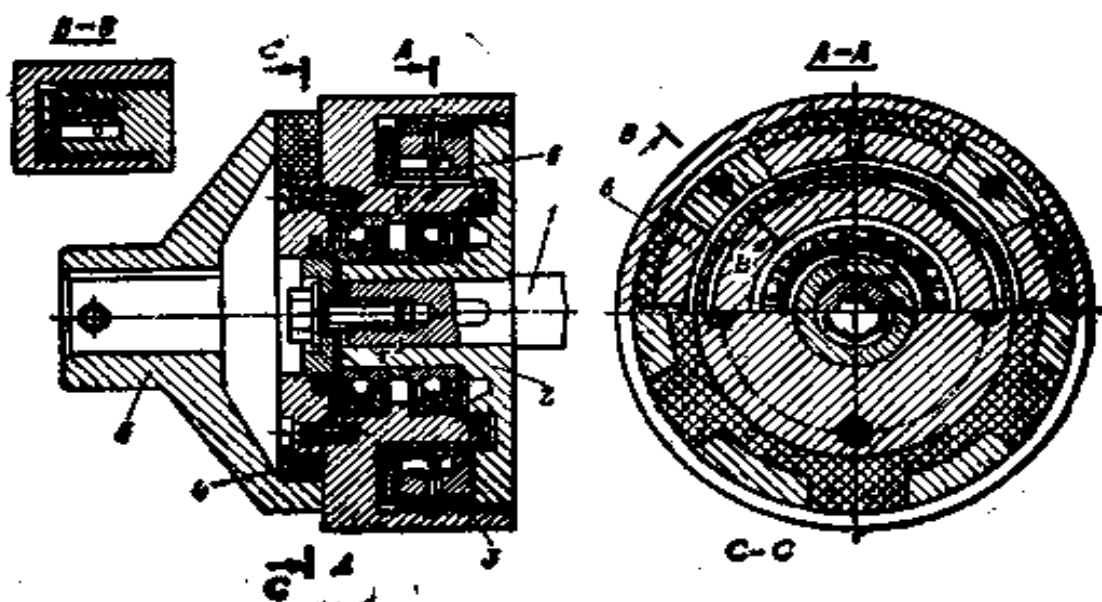


图 6-68

离合器 5 和鼓轮 3 之间。

图6·69 由双速发动机驱动两个机构的离心式离合器。棘爪 8 和 11 可在轴 5 上自由转动，它们装在和轴 1 固结的盘 3 上。具有不同预紧力的弹簧 6 和 7 使棘爪保持在起始位置，在这个位置上，棘爪的齿 9 和 10 同带轮 2 和 4 上的齿并不进入啮合。棘爪 8 和 11 与具有不同调谐值的空气阻尼器 12 和 14 用销子 3 相联。两个棘爪上同样具有联锁挂钩 K，它们仅允许棘爪和两个带轮中的一个相啮合。

每个棘爪的弹簧初始拉力和阻尼器的运动阻力应这样计算，使在低速时首先接入低速级的棘爪，而在高速时（由于低速级阻尼器运动阻力较大）首先接入高速级棘爪。为了换接皮带轮，必须使轴 1 停止不动。

图6·70 钢球离心式离合器。带有波纹盘 3 的套筒装在离合器的主动轴上，壳体 2 装在从动轴上，钢球 1 则撒装在壳体内。主动轴回转时，钢球沿壳体 2 的内表面分布，从而使壳体转动。

图6·71 钢砂离心式离合器。充满钢砂的机壳 1 是主动构件，半离合器 3 及固结在它上面的叶片 2 是从动构件。钢砂通过叶片带动从动轴。

图6·72 保证皮带传动的传动轴仅传递单向运动的无声棘轮机构。轴 1 上的主动带轮 2 用棘轮机构与从动带轮 4 相连，棘爪 3 同从动带轮 4 上的棘轮 7 相啮合。销 9 使棘爪 3 接合，而销 8

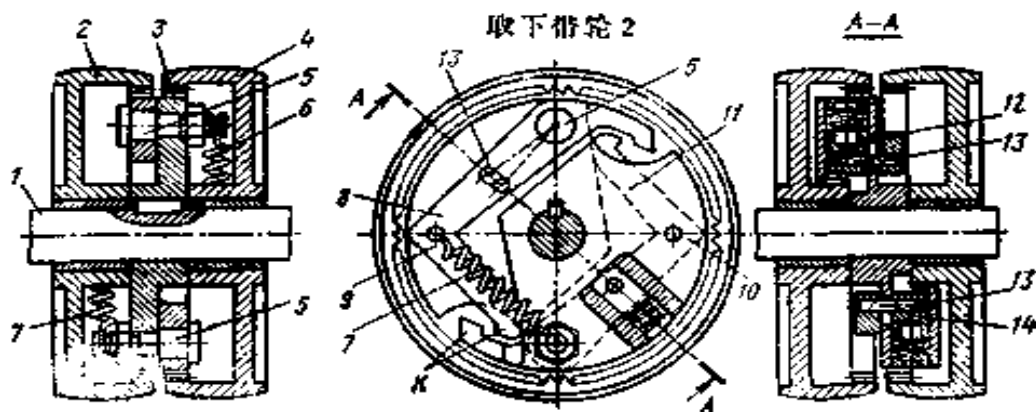


图 6·69

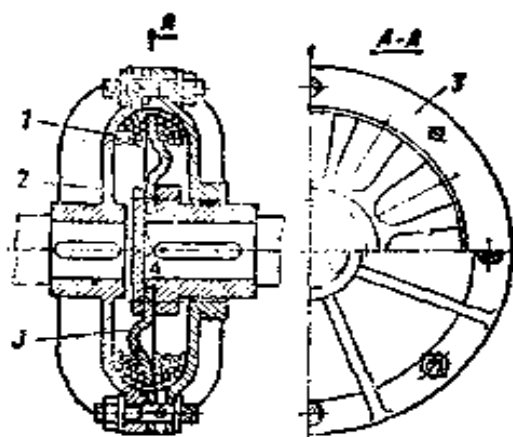


图 6-70

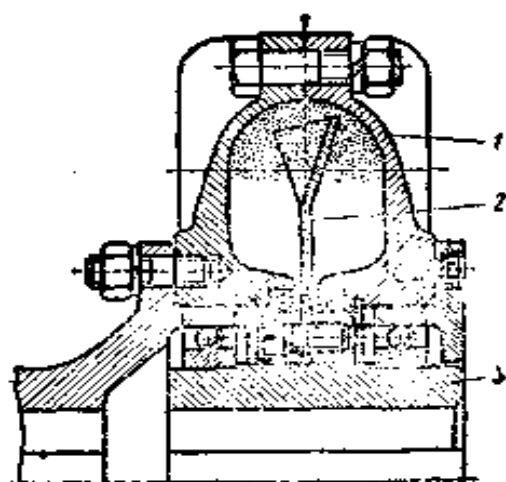


图 6-71

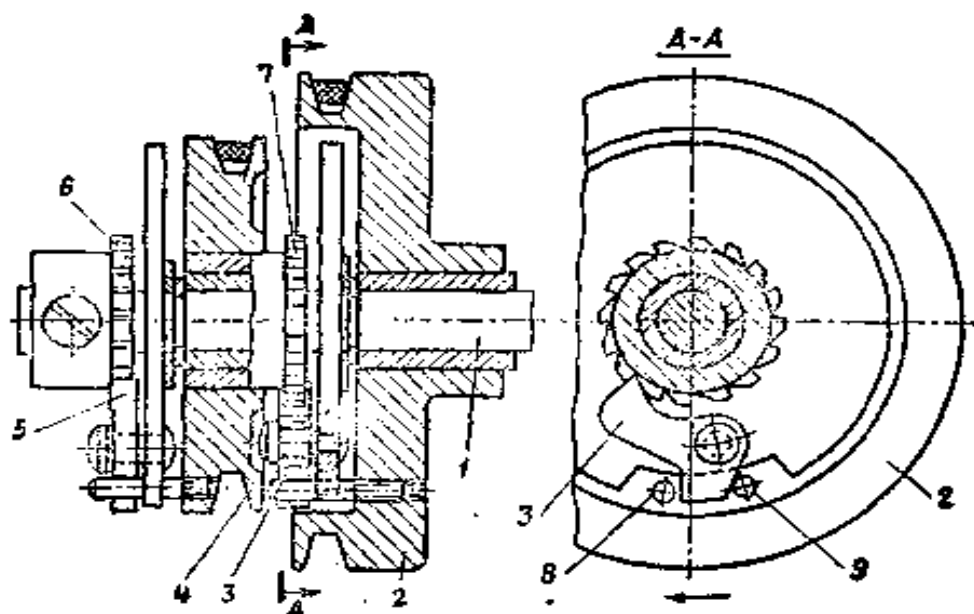


图 6-72

则使它脱开。带轮 4 和从动轴用同样的棘轮机构相连(棘轮 6 和棘爪 5)。这种机构能轮流用来传递从两个运动源来的运动而从动轴勿需停歇。

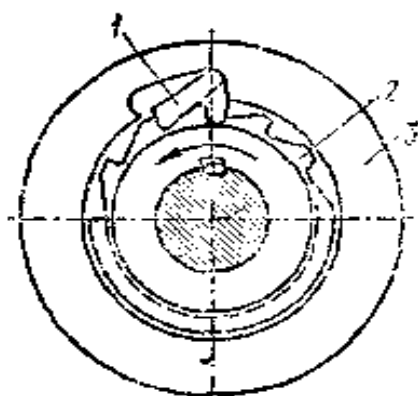


图 6-73

图6-73 超越离合器。带齿的零件 2 固结在一根轴上其齿形与棘轮的齿相同，而具有棘爪 1 所用凹沟的鼓轮 3 则固结在另一根轴上。棘轮 2 相对于套筒 3 仅能在图示箭头方向转

动。

图6·74 自由行程离合器。在齿轮3内开有用于棘爪2的缺口，而在轴1上有径向配置的通槽。轴1逆时针向转动时，轮3相应为空行程，在这过程中，棘爪2在槽内作往复移动（这是离合器的缺点）。轴顺时针向转动时，相应为齿轮的工作行程，这时棘爪不能由啮合中退出。

图6·75 自由行程摩擦离合器。离合器的主动轴1由专用机构使其摆动。轴1顺时针向转动时，卡瓣3把杠杆2压到齿轮4的轮缘上，由于卡瓣的楔紧作用，带动从动齿轮4。

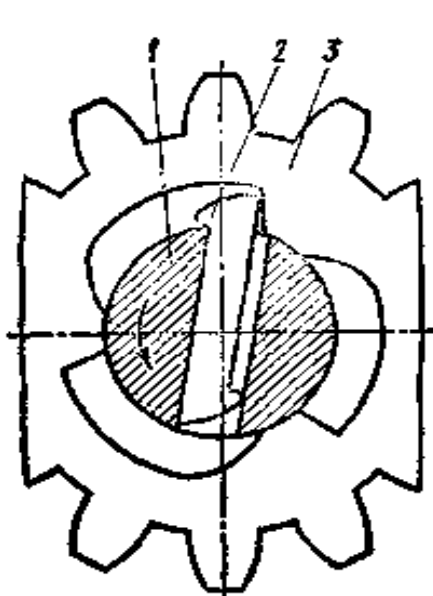


图 6·74

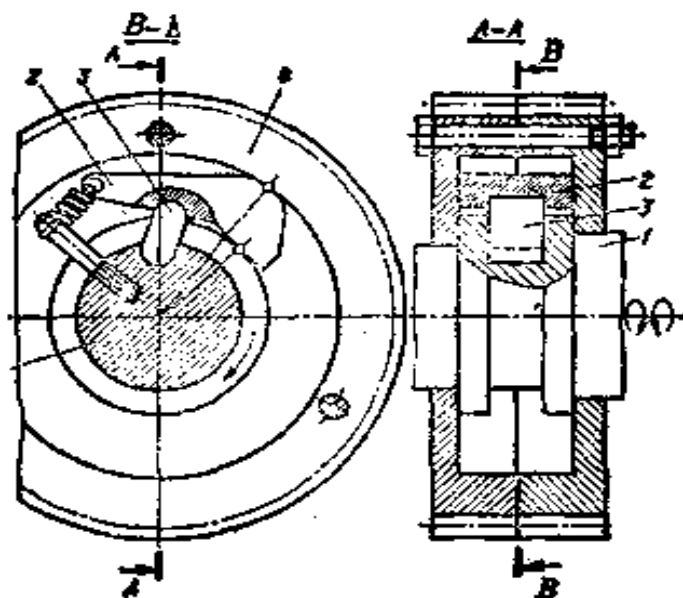


图 6·75

图6·76 自由行程摩擦离合器。其作用原理与图6·75所示离合器的原理相类似。用弹簧3将卡瓣1压到滑块2上。

图6·77 从动轴作脉动运动的摩擦机构。当为带槽圆环4所包住的双偏心轮5、6转动时，由于杠杆7上的滚子放在圆环4的槽内，故杠杆7的另一端向上抬起，卡子8便楔紧在固定环1和2之间，而杠杆7的轴10和从动轴的环3按顺时针向转动。在偏心盘第二个半转时，杠杆7下落，卡子8松开，而拉力弹簧9则把它拉到起始工作位置。双偏心盘5、6的偏心距可以调节。

图6·78 曲柄1的等速转动转换为从动轴2脉动运动的机

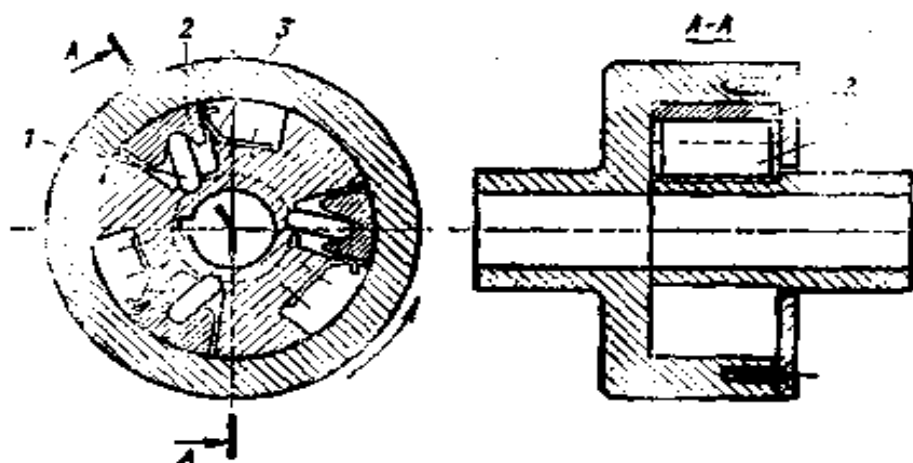


图 6-76

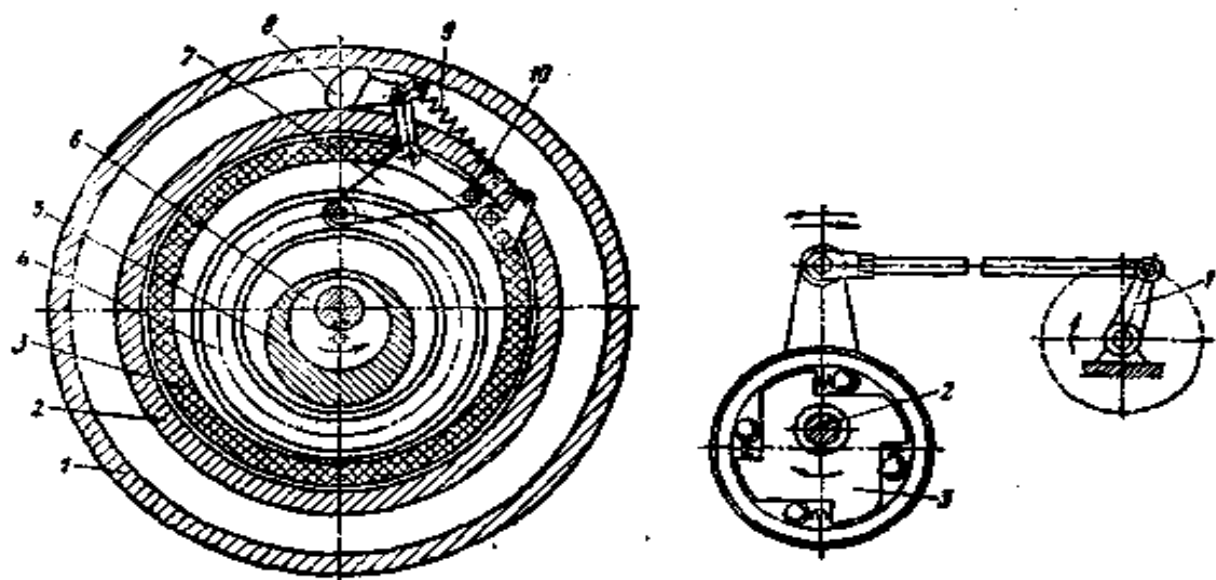


图 6-77

图 6-78

构，且从动轴 2 的转角可以改变。使自由行程离合器中星轮 3 的轴线偏心配置即可实现所提出的条件。机构用于抛光机的进给传动装置中，以减小被抛光表面的粗糙度。

图 6-79 自由行程离合器。这是一种已改进了的结构。为了使内楔块 2 同内套圈 3 始终保持接触，装设了弹簧，以防止因离心力而使它们脱离。用螺钉 1 调整弹簧的张紧力。

图 6-80 极限力矩扳手。利用套管使凸轮 1 同被拧紧的螺栓的螺帽或螺钉头相联，装在杠杆 3 上的滚子 2 阻止凸轮 1 的转

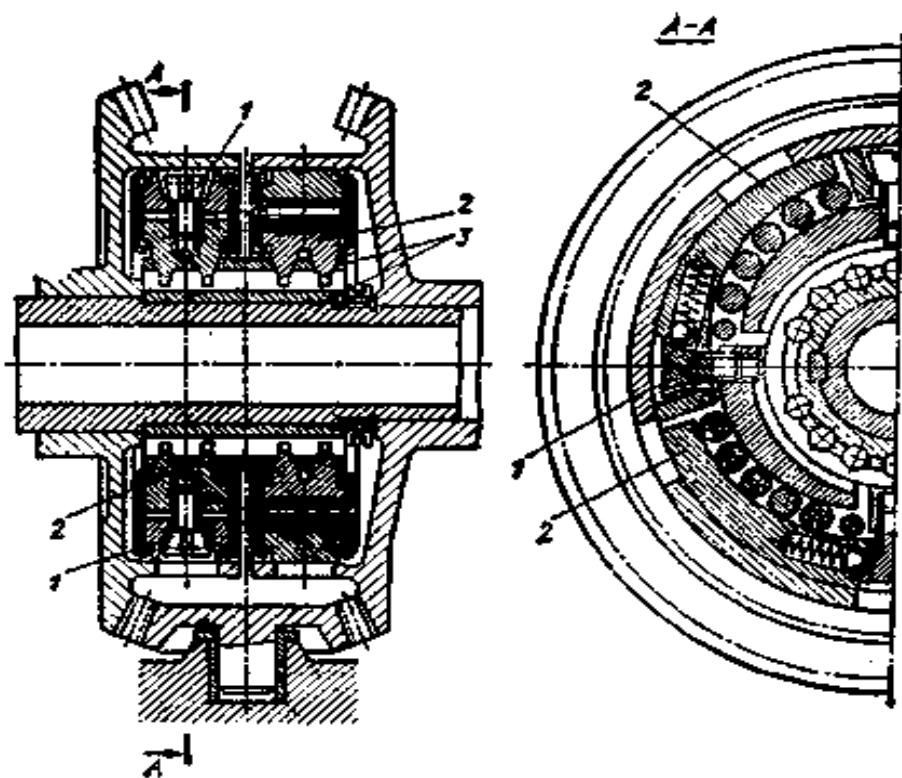


图 6-79

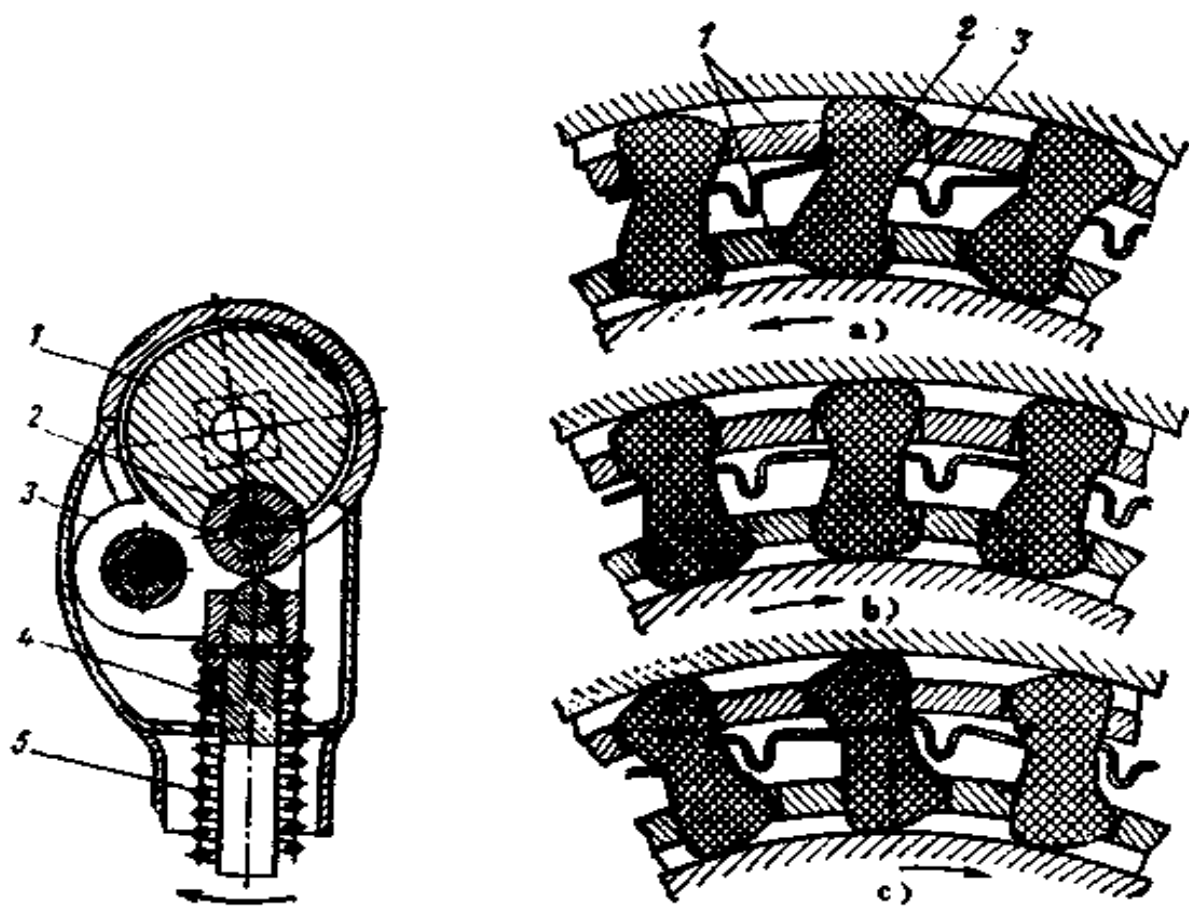


图 6-80

图 6-81

动。扳手所传递的极限力矩取决于弹簧 5 的弹力，它可以用柱杆 4 上的螺母加以调节（在图上未画出）。拧紧时所需的最大力矩与扳手的极限力矩相当，因此在拧紧终了时，如果作用在滚子上的力超过弹簧力，滚子 2 便从凸轮 1 的凹口中脱出，于是扳手就空转。

图6·81 自由行程离合器。为了所有的凸块 2 在工作行程中同时接合，离合器有双排隔离圈 1 和侧向推力弹簧 3。图6·81 a) 所示为自由行程时凸块的位置；图6·81 b 所示为工作行程开始的瞬间凸块的位置；而图6·81 c 则为满负荷时凸块的位置。

图6·82 用于传递大转矩的偏心滚子自由行程离合器（图 C·82 a）。用螺旋弹簧 2 从滚子 3 的左、右两侧将它们彼此连接起来，弹簧力求将滚子转到工作位置（图6·82 b）并压紧在环 1

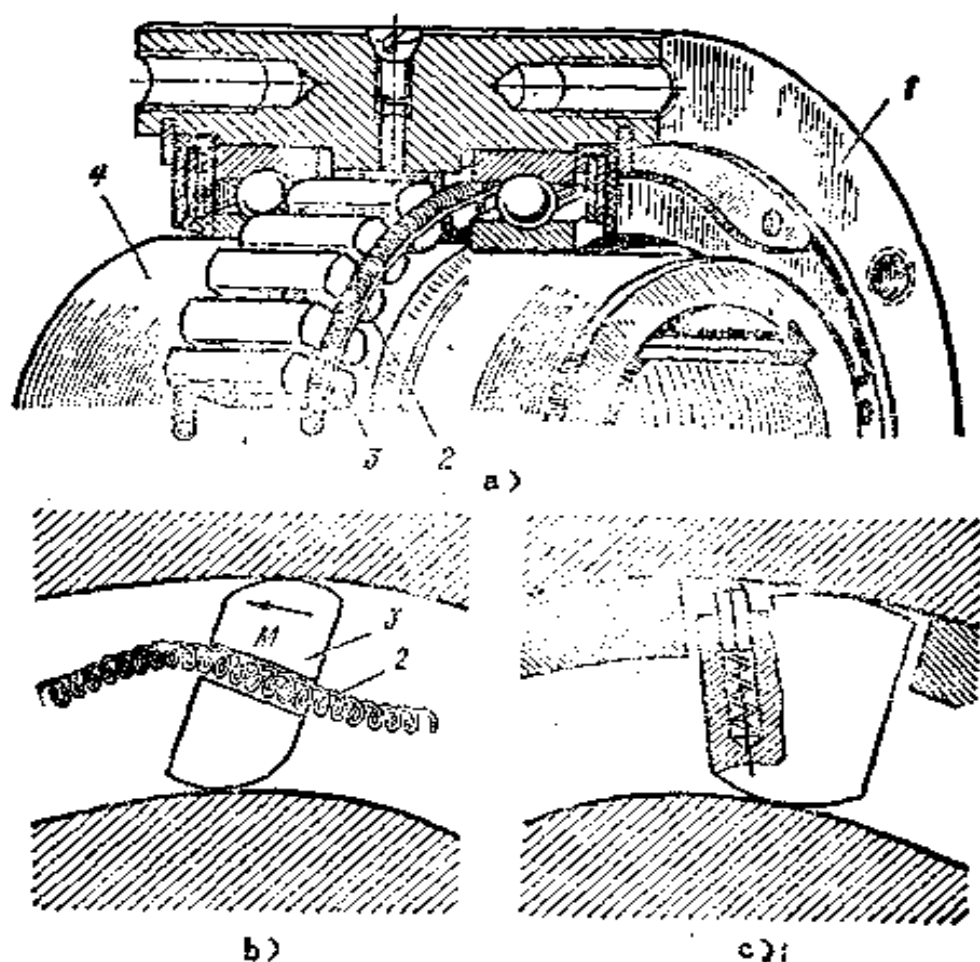


图 6·82

和 4 的表面。图 6·82 c 示出了具有单个弹簧的偏心滚子。

图 6·83 楔紧滚珠作轴向偏移的自由行程离合器。半离合器 2 刚性固结在轴 1 上，滚珠 4 放在半离合器 2 的楔形面与从动部分的盘 3 和 6 的端面沟槽之间。滚珠 4 被支承在隔离圈 5 上的弹簧 7 所压紧。当半离合器在图示箭

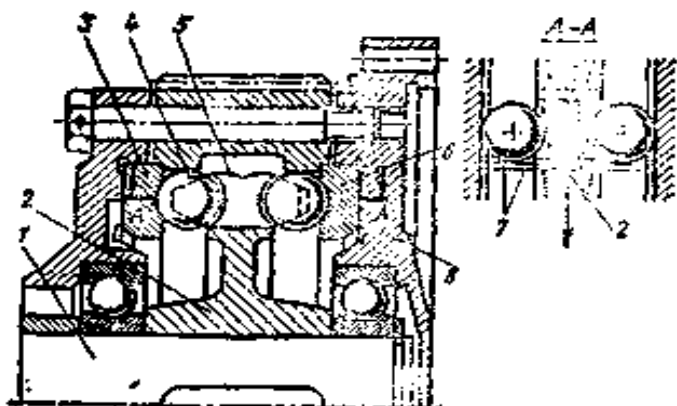


图 6·83

头方向（见 A-A 截面）转动时，滚珠 4 被楔紧在斜滚道和圆环 3 与 6 之间，从而带动半离合器 8。反向运动时为空程。

图 6·84 具有螺旋弹簧的自由行程离合器。套筒 3 是离合器的主动部分，它用滚针和滚珠轴承装在机体 4 上。摇杆 2 使套筒 3 得到摆动。从动半离合器 12 用配置在套筒 3 中的两个滚针轴承支承，并用轴套 5 上的锥形弹性夹头的套筒 10 将三个螺旋弹簧 7、8 和 9 悬臂地固结在半离合器 12 中。弹簧的右端是弯曲的，并用配置成相隔 120° 的三个销钉 14 支承。用浮动套管 6 衬在弹簧的内直径中，它保证在空程时弹簧和套筒之间具有最小的摩擦。

三个螺旋弹簧 16、17 和 18 装在轴套 5 的端部；三个弹簧右端（相隔 120° ）用销钉 15 和轴套 5 相联，弹簧的左端是弯曲的，这个弯曲端用作弹簧 7、8 和 9 端部的弹性支承（见 A-A 截面）。当套筒 3 按箭头 B 的方向转动时，弹簧 7、8 和 9 稍微涨开并借助于套筒 3 和弹簧 7、8 和 9 之间的摩擦力带动轴 13。反向转动时，弹簧 7、8 和 9 卷紧，而且当轴 13 固定时也并不妨碍套筒 3 的转动。弹簧 7、8 和 9 的弹性预变形可在装配过程中完成并用轴套 5 把它固定，而轴套 5 可用双头螺柱 11 和螺母 19 夹紧。与此同时，利用弹性卡头将弹簧 7、8 和 9 的右端固结在半离合器 12 中。离合器用于传递大转矩，而且放在油池中。用油泵 1 实现油的循环并把油送到弹簧和轴承的摩擦表面上。图 6·84 b 所示为

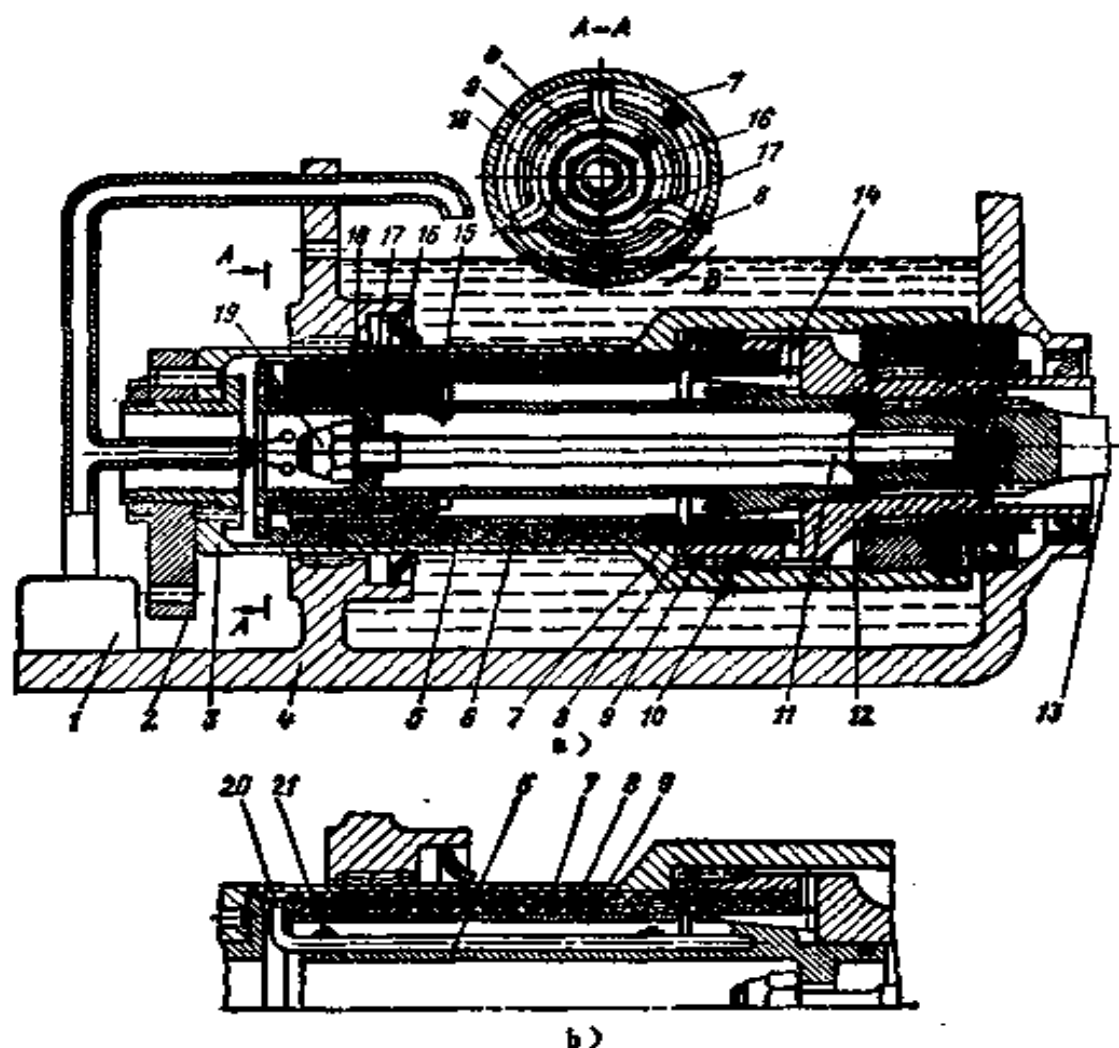


图 6-84

离合器的另一种结构方案，其中三根细钢条20的扭折端用作弹簧7、8和9的端部的支承，三根细钢条相互之间间隔 120° 并用环21固结于轴套5中。

图6-85 具有自由行程弹簧离合器的蜗杆减速器。利用蜗杆6，使固结于轴套4上的蜗轮5相对于从动轴12自由转动。套筒3和轮5一样都用花键与轴套4相连。弹簧8连接套筒3和套筒9，弹簧8的端部7固结在套筒3的内槽中，弹簧8的另一端10固结在盘2的孔内，盘2相对于轴12可自由转动。电磁铁11接通时，盘2压紧固结在轴12上的圆环1，并由于弹簧8扭转而紧紧地压在轴上，于是利用摩擦力将运动传给从动轴12。

图6-86 自由行程离合器。它由蜗轮1、箱体2和两个不自

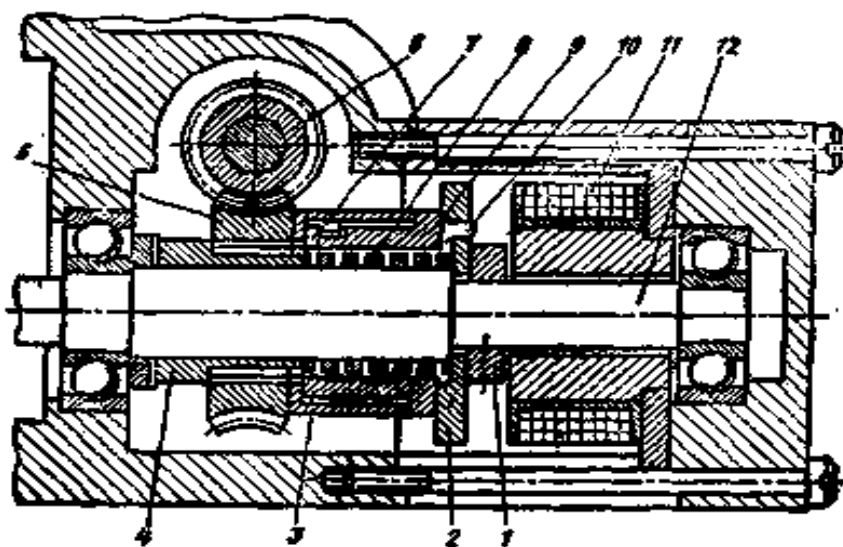


图 6-85

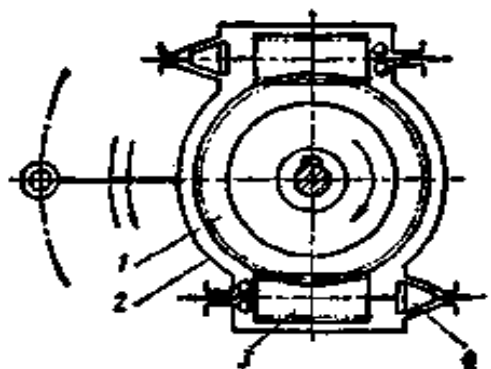


图 6-86

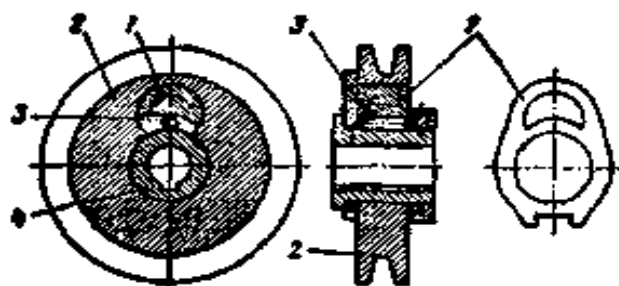


图 6-87

锁蜗杆 3 组成。工作行程时，用具有锥体 4 的圆锥摩擦离合器保证其自锁。减速器箱体或蜗轮可作为主动件。

图 6-87 可换向的自由行程离合器。离合器装在三角皮带传动的带轮中，插入件 1 装在预定位置并使之固定，则使装在轴套 4 上的滚子 3 发生楔紧时的转动方向，与带轮 2 轮毂内插入件 1 的位置有关。

图 6-88 具有内齿棘轮的自由行程离合器。半圆柱 1 装在特殊的凹坑内，用以代替棘爪。利用弹簧（图上未画出）使半圆柱 1 总是处于力求同轮 2 进入啮合的状态。

图 6-89 带有可换向自由行程离合器的装配扳手。它在工作时毋需取下而能拧紧和松开螺母、螺杆。若要改变扳手体 1 的转

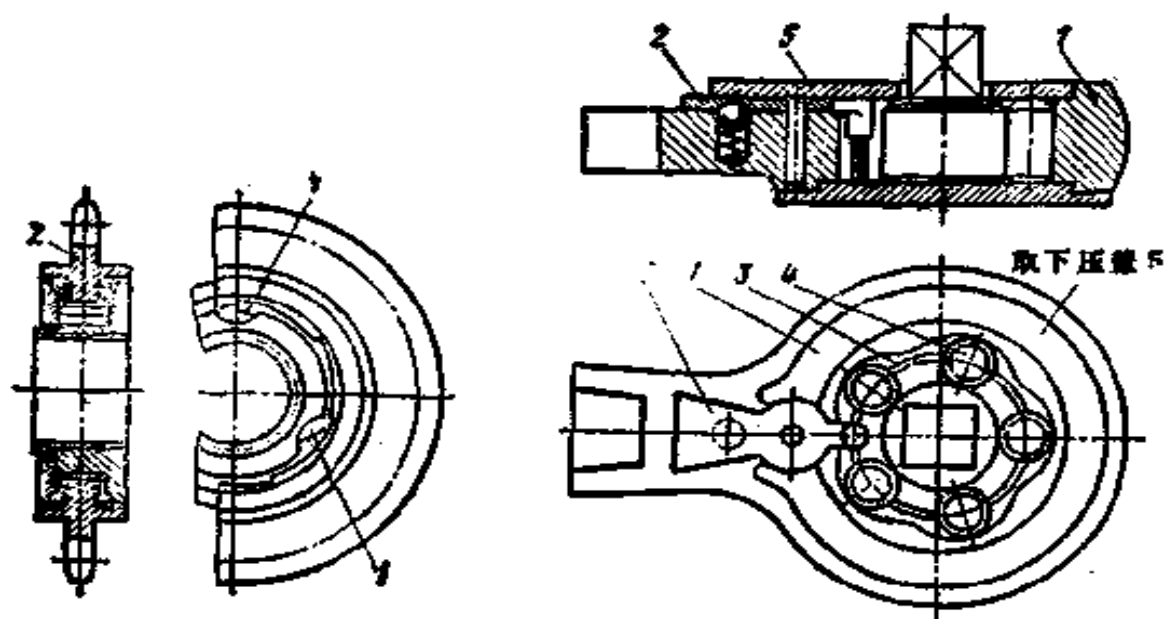


图 6-88

图 6-89

动方向（在此转向时滚柱 4 仍可楔紧）可用杠杆 2 使隔离圈 3 和滚柱一起移动来实现。

图 6-90 双向作用的自由行程离合器。由套圈 1 到星轮 2 或由星轮 2 到套圈 1 仅能传递单向运动（图 6-90 a）。但由星轮

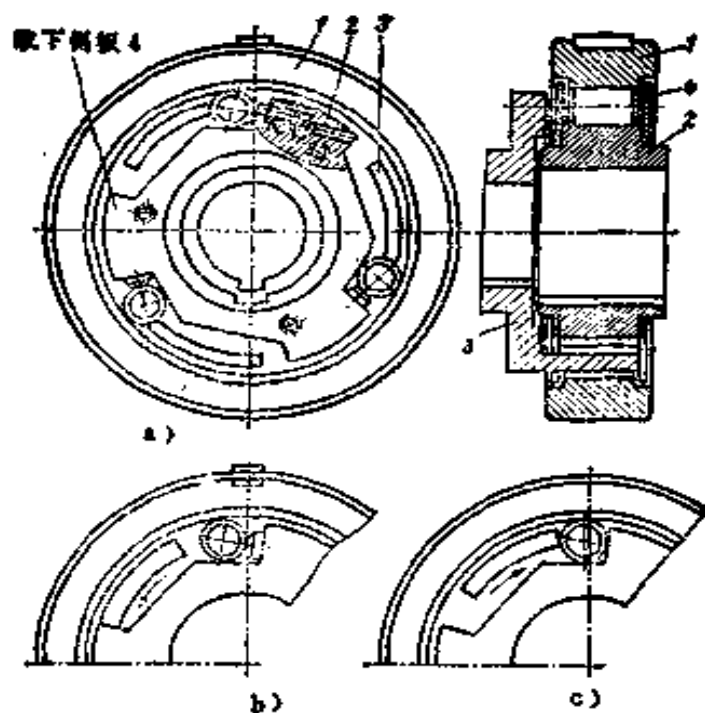


图 6-90

2 到叉形头套筒 3 或由叉形头套筒 3 到星轮 2，则可传递双向运动（图 6·90 b 和 c）。叉形头套筒 3 在任何一方向上运动时，均不能带动套圈 1。

图 6·91 双向自由行程离合器。固结在鼓轮 3 轮毂上的蜗轮 2 可将其低速转动传给轴 1 或由齿轮 5 将其高速转动传给轴 1，使它作逆时针向或顺时针向转动。当轮 2 按箭头方向转动时，滚子 7 楔紧，而叉形头套筒 4 和齿轮 5 为空转。当由轮 5 以同一方向然而以其高速传动时，叉形头套筒 4 通过紧靠在星轮凸台上的滚子 6 带动轴 1，当轮 5 以轮 2 的反方向转动时，叉形头套筒 4 通过滚子 7 带动轴 1。因此，不管轮 2 的转向如何。套筒 4 能够在两个方向以高速带动轴 1。

图 6·92 双向作用的双重自由行程离合器。星轮 2 和 3 固结在轴 4 上，它们的楔角朝向不同方向。与轴 5 固结的叉子 7 装在星轮的滚子之间，由套圈 1 到轴 4 或由轴 4 到套圈 1 均可在两个方向上以等于计算值的扭矩传递运动。同时在相应的方向也带动叉形套筒 7，但是当套圈 1 主动时，叉形套筒的运动阻力限制了可传递的转矩大小。叉形套筒在任一方向转动时均不传动套圈 1。

图 6·93 自动接合的可逆自由行程离合器。星轮 2 固结在主动轴 1 上，并利用楔紧的滚子 4 带动装在汽车半截轴 6 上的套圈 5。隔离圈 3 经常为摩擦力所制动，摩擦力是用弹簧 7 把垫块 8

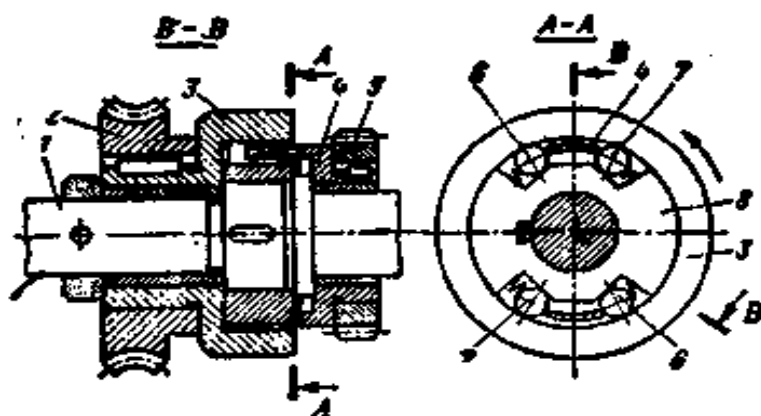


图 6·91

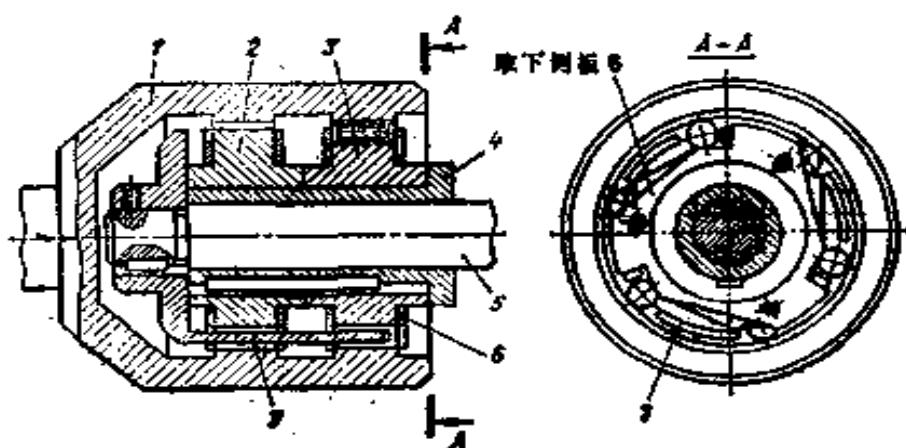


图 6-92

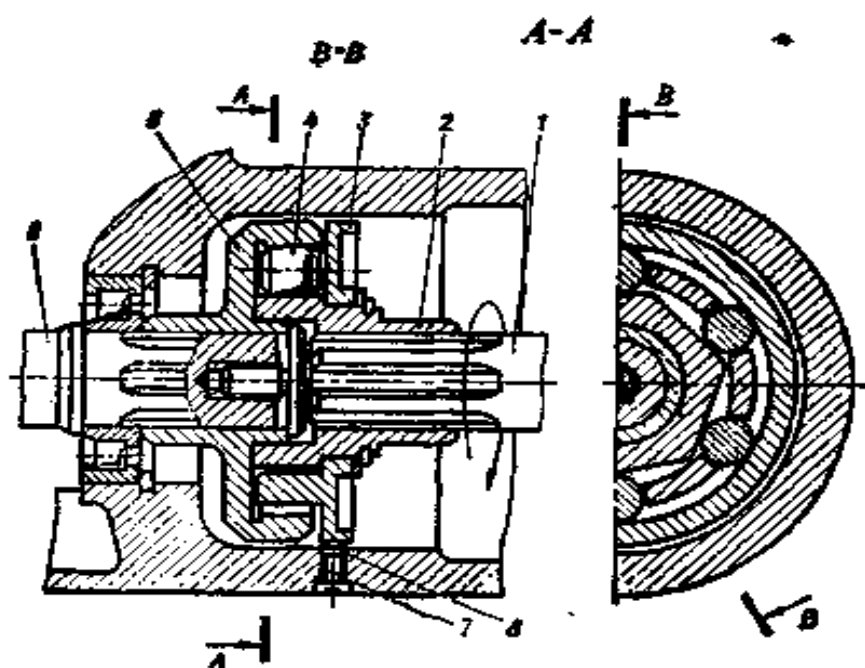


图 6-93

压到隔离圈上而产生的。随着星轮 2 转向的改变，隔离圈 3 转动，并把滚子 4 调节在与给定回转方向相应的工作位置上。这种传动系统可以在汽车转弯中当第二个轮子打滑时，保证给另一个轮子传递运动，也适于沿直线运动时的情况。

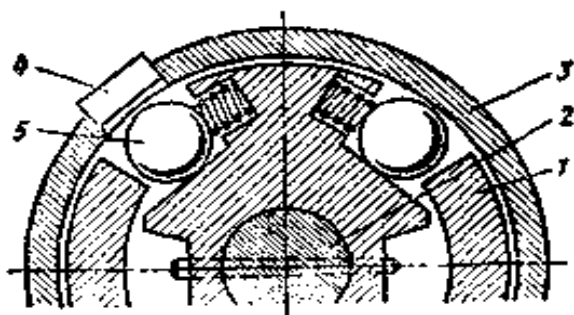


图 6-94

图 6-94 不可逆离合器。能够在两个方向传递运动，但仅能由叉形套筒 1 经过滚子 5 传给轴

2. 套圈 3 用键 4 固定不动。楔紧在外套 3 内的滚子 5 阻止在任何一个方向上将运动由轴 2 传给叉形套筒 1。

图6·95 用以传递小转矩的双向作用自由行程离合器。浮动星轮 1 为椭圆形。用弹簧 4 将滚子 2 和 3 压在椭圆体上。由套圈 5 到星轮 1 像和由星轮 1 到套圈 5 一样能够在两个方向传递转矩。但放在滚子之间的叉形套筒 6 则传递有限的力矩。

图6·96 极限力矩离合器。离合器做在蜗杆传动的蜗轮里。离合器所能传递的极限力矩可用螺母 2 改变弹簧 1 的预紧力来调节。

图6·97 单盘摩擦安全离合器。离合器做在链传动的链轮里。盘 4 和半离合器 1 用带有弹性圈的销 2 接连。极限力矩用螺栓 5 调节。

图6·98 与多盘摩擦安全离合器相联的弹性补偿离合器。弹簧 3 的弹力与离合器所传递的相应极限力矩用拧入盘 1 中的螺栓 2 来调节。

图6·99 极限力矩离合器。半离合器 1 和 3 在轴向用径向止推轴承 2 支承。用钢球 5 来传递运动，钢球 5 装在半离合器 3 的孔中，并用弹簧 4 把它压紧在半离合器 1 的成形沟槽内。过载时，钢球 5 在沟槽内滚动并压缩弹簧。离合器工作时会有噪音产生。

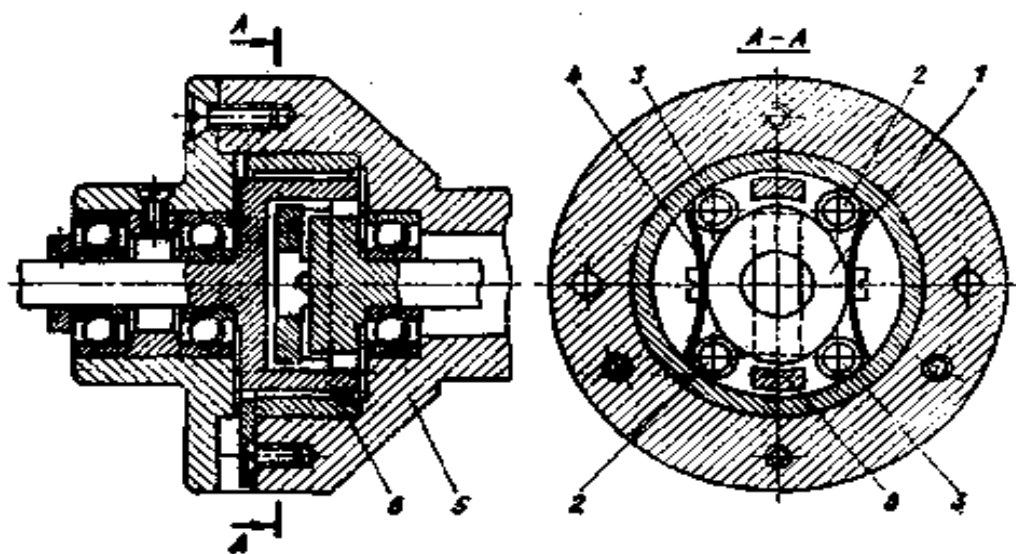


图 6·95

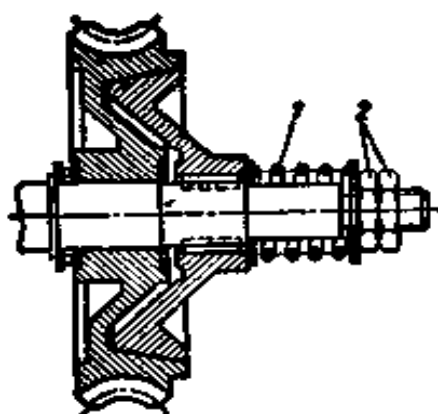


图 6-96

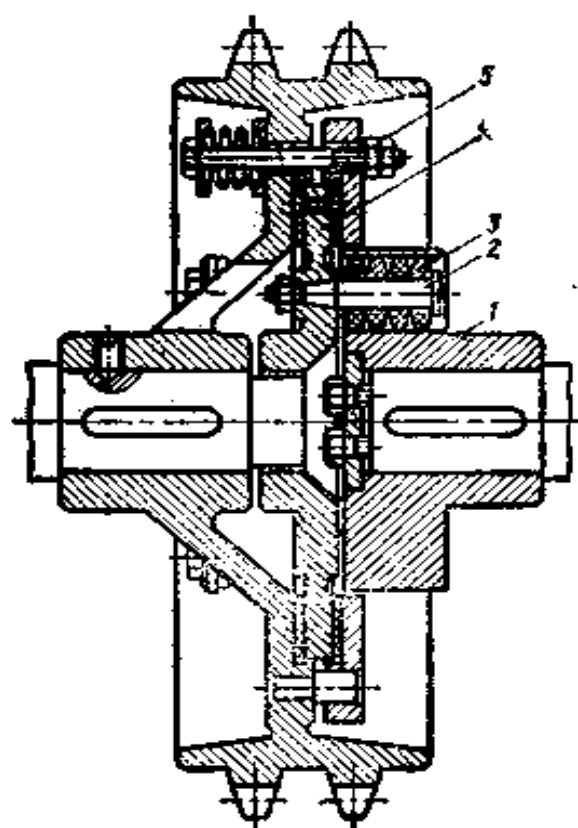


图 6-97

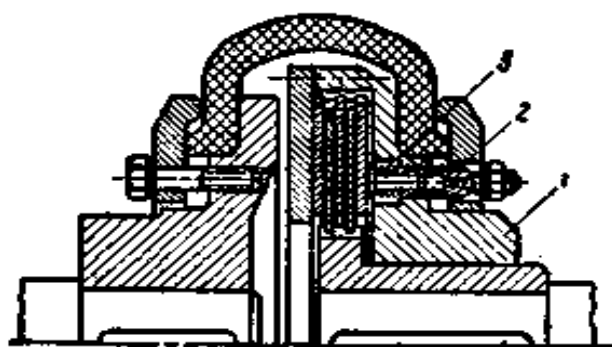


图 6-98

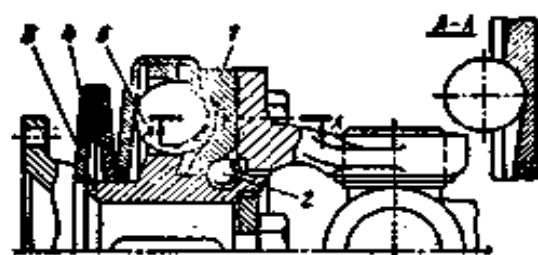


图 6-99

图6-100 具有安全装置的锥形摩擦离合器，安全装置可以在运转中接合或脱开。轮毂7、两个锥形摩擦盘1和分离器8以同一角速度转动。在图上，位置Ⅱ是离合器接合，位置Ⅰ是脱开。成形盘4同半离合器2一起转动，且可以用带销子5的分离器3使之沿轴向移动。如果分离器3占有位置Ⅳ，则整个系统像通常的摩擦离合器一样工作。当分离器3停在位置Ⅲ时，带有盘4和销6的机构像安全装置一样工作，在过载时脱开离合器。离合

器的自动脱开按以下方式进行：
 过载时离合器打滑，带有盘4的
 系统相对于带有固结于分离器8
 的指销6的系统转动。与销6的
 端部相接触的成形盘4把销6和
 分离器8向右推移到位置I，于
 是使离合器脱开。因此在过载
 时，盘的磨损将是最小的。

图6·101 多盘式安全离合器的结构（图6·101a）的下半

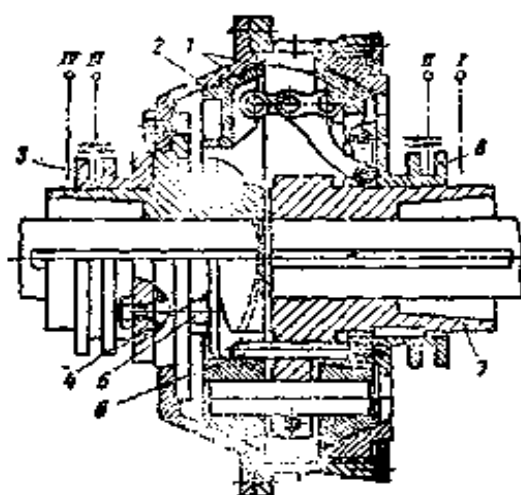


图 6·100

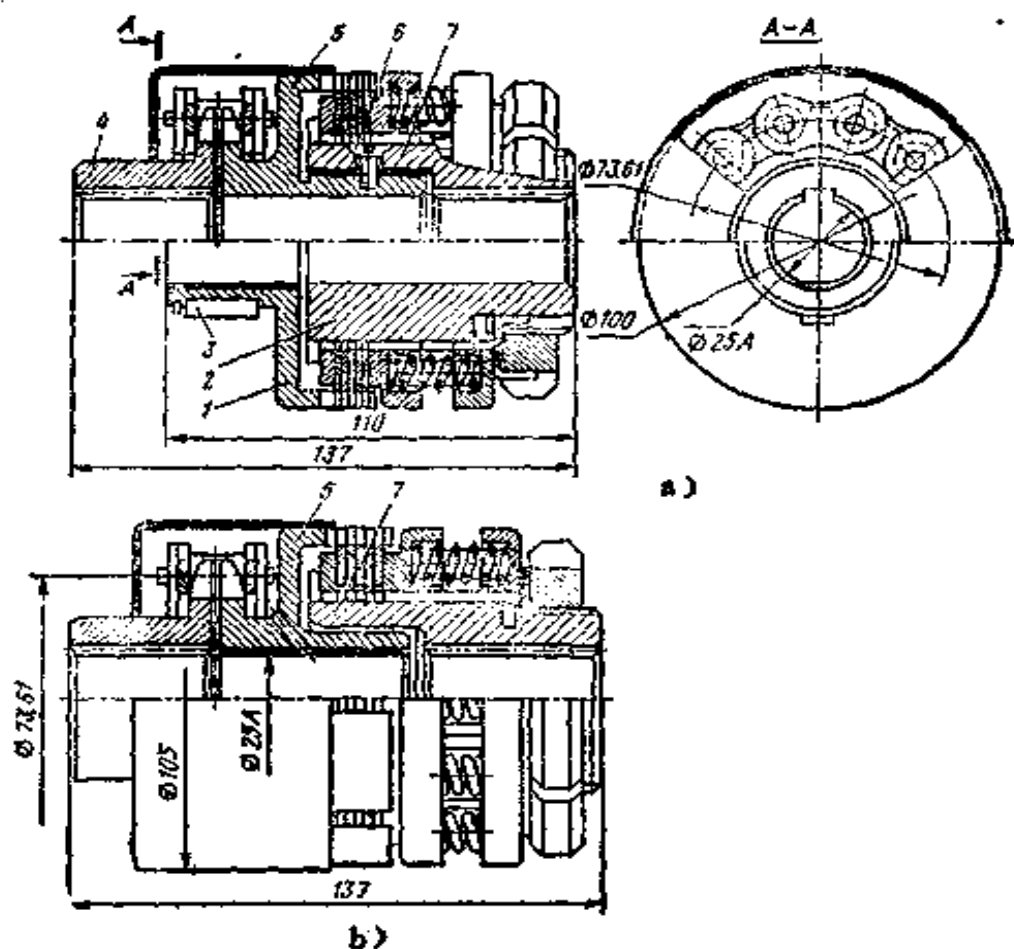


图 6·101[⊖]

⊖ 图中 $\varnothing 25A$ 为苏联国家标准 (ГОСТ) 中的二级精度基准孔, 相当于我国标准 (GB) 的 $\varnothing 25D$ 。

部)。离合器用于将转矩从半离合器 2 传给齿轮或链轮,半离合器 2 固结在轴上,而齿轮或链轮则用键 3 固定在半离合器 1 的轮毂上。用多盘离合器连接同轴线的两轴,要求两轴有很好的同轴度,这在传动装配时不是随时都可达到的。

离合器标准MH2091-61的双重、多盘和链式离合器 MLI-22 画在图6·101 a 的轴线以上。这种离合器允许被连接两轴的轴线有歪斜和偏移。半离合器 4 固装在被连接两轴中的一根上,而半离合器 7 则装在另一根轴上。中间半离合器 5 用具有青铜衬套的圆柱表面和半离合器 7 对心并沿周向槽用螺钉 6 固定。图 6·101 b 为图6·101 a 上半部所示离合器的变型。在这种方案中半离合器 5 和 7 用被连接轴中之一来定心。

图6·102 双向作用安全离合器中的断开装置。离合器的各个摩擦片用蝶形弹簧 3 通过盘 7 压紧。弹簧的压紧力则用空心螺纹套 4 调节并用锁紧螺母 5 固定。扇形齿轮 6 固结在螺栓 2 的端部,并和半离合器 8 上的齿轮啮合。全部螺栓中的一半为右螺纹,而其余一半为左螺纹,两种螺栓间隔配置。过载时,半离合器 1 相对于半离合器 8 转动,这时扇形齿轮带动所有的螺栓转

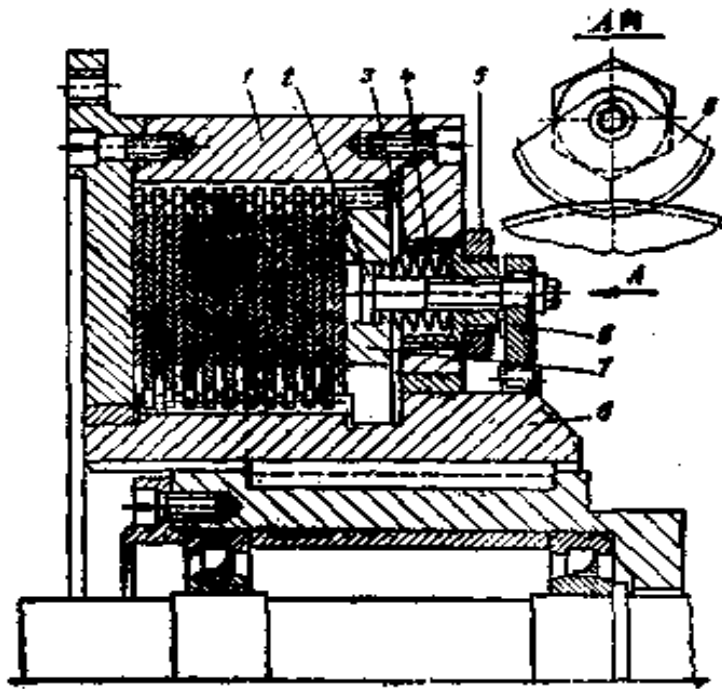


图 6·102

动，其中一半螺栓将使盘7向右移动，并压缩弹簧，最后减弱弹簧对摩擦片的压紧力，于是离合器被脱开。

图6·103 具有电气机械开关的多盘式安全离合器。电动机断路装置可应用于以摩擦原理工作的普通离合器中。用螺栓将附件3固结在离合器上，导电环6和绝缘环4则装在附件3的绝缘衬垫7上，电流则通到沿导电环6滑动的电刷5上。沿绝缘环4滑动的电刷8，装在固结于半离合器2的销9上，并能沿轴线移动。过载时，半离合器1相对于半离合器2转动，同时电刷8（通过杠杆系统）沿销子9从环4移动到环6上，于是电路闭合，并通过继电器使电动机断路。

图6·104 具有热分离元件的安全离合器。弹簧2通过垫圈1压紧离合器的摩擦片，垫圈1由锡铋钙易熔合金制成。在离合器打滑时期内，摩擦片和垫圈1变热，而后使垫圈熔化，因垫圈的厚度大致等于弹簧的变形量，致使离合器脱开。

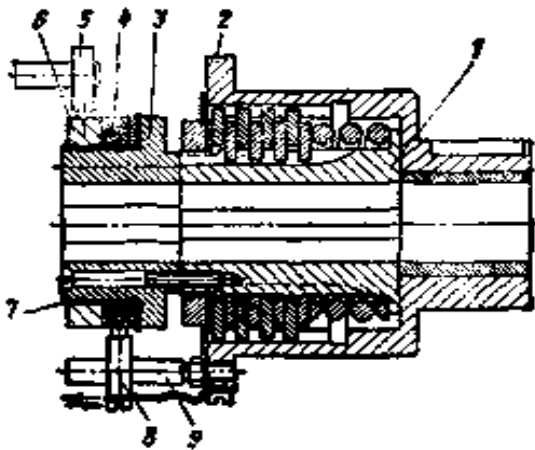


图 6·103

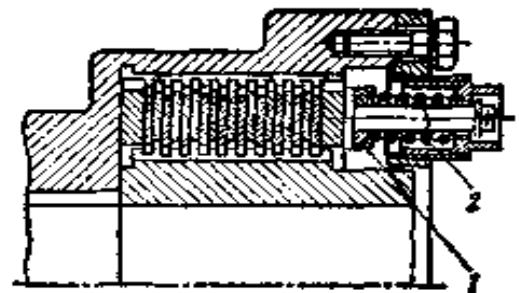


图 6·104

图6·105 工程师维尔聂尔 (H.Д.Вернер) 的摩擦安全离合器。它传递的极限力矩值具有较高的精度。利用盘3、4和5之间的摩擦力，将转矩从盘2传给轴8，摩擦力由弹簧6的弹性力产生。在盘3和5之间，沿半径为 r 的圆周上有几个可变深度的空穴，将钢球1放在这些空穴内。过载时，盘3克服摩擦力而相对于盘5转动，于是钢球1沿穴壁滚动并产生轴向力 P ，由此减

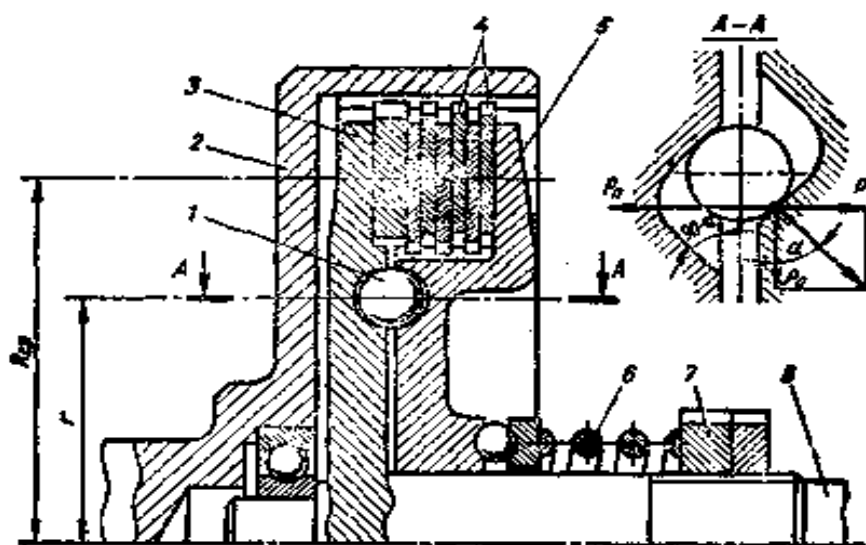


图 6·105

轻了盘 3 和 5 间由弹簧 6 产生的压力。弹簧力用螺母 7 调节。离合器所传递的极限力矩由下式确定：

$$M = \frac{P_0 \mu R_{op} k}{1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha \mu R_{op} (k-1)}{r}}$$

式中 P_0 —— 弹簧力；

k —— 盘的摩擦面对数；

$\operatorname{tg} \alpha < \frac{r}{R_{op} \mu}$ ，其余符号均表示在图上。

图6·106 高精度摩擦安全离合器。摩擦盘 6、7 和 8 以花键装在套筒 2 上，套筒 2 在轴 1 上自由转动。通过具有中心轮 10 的几对圆柱齿轮 9、10 将转矩由轴 1 传给圆盘 6、7、8。在轮 9 上所形成的力矩作用下，螺杆 5 上产生轴向力，它使碟形弹簧 3 对摩擦盘的压力减小。当达到极限力矩时，摩擦盘打滑。具有左旋和右旋不自锁螺纹的螺母 4 保证离合器在反向运动时正常工作。弹簧 3 的弹性力按下式确定：

$$Q = M \left[\frac{3(D_2^2 - D_1^2)}{\mu k (D_2^2 - D_1^2)} + \frac{2z_9}{z_{10} d_{op1} \operatorname{tg}(\psi_1 + \rho_1)} \right]$$

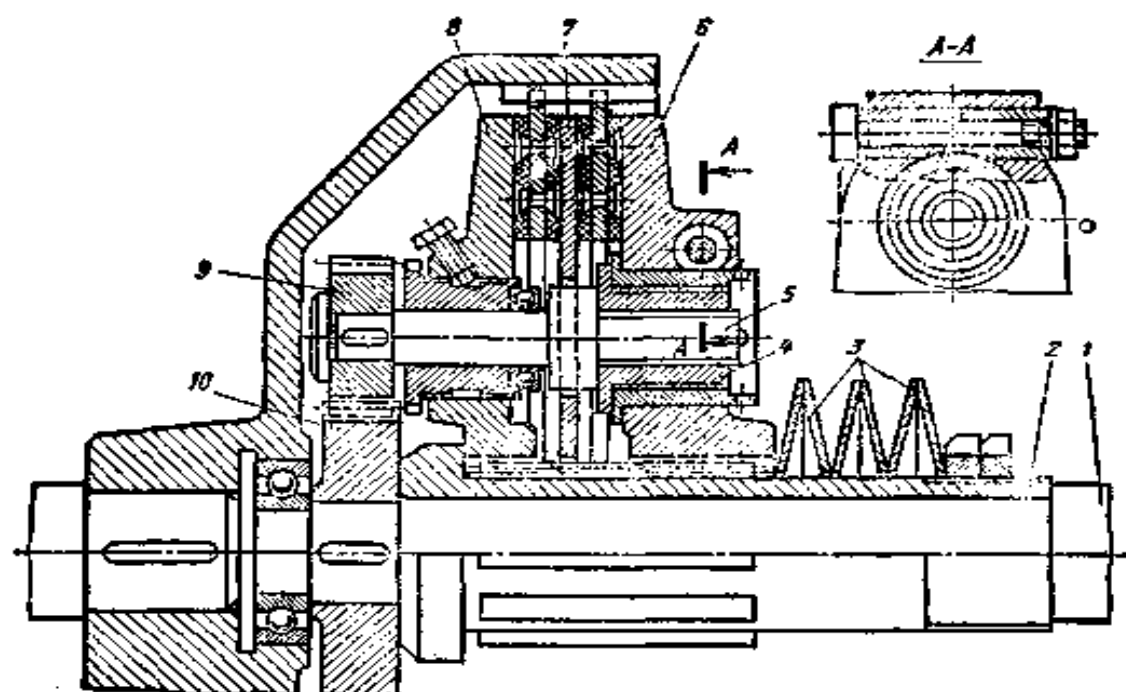


图 6·106

式中 k ——摩擦面对数；

d_{cp1} ——螺杆 5 螺纹的中径；

ψ ——螺纹的升角；

D_1 和 D_2 ——圆盘摩擦表面的内、外直径。

在个别情况下，当轴反向转动时，极限力矩应该相同，故

$$d_{cp1} \operatorname{tg}(\psi_1 + \rho_1) = d_{cp2} \operatorname{tg}(\psi_2 + \rho_2)$$

图6·107 具有推力滚珠的高精度摩擦安全离合器。与图6·106所示离合器的不同点，在于把盘2和3分离到使它们出现打滑时的距离，是用套筒4沿轴1的螺纹移动而得到的。配置在套筒4孔中的钢球5，被圆盘2和3轮毂的倒角从两面挤紧并支承在轴1的圆锥表面上。传递转矩时，套筒4沿轴的螺纹移动并将钢球从径向挤出，而后由此经过盘2和3的轮毂作用到弹簧上。

弹簧力 Q 按下式计算：

$$Q = M \left[\frac{3(D_2^2 - D_1^2)}{k\mu(D_2^2 - D_1^2)} + \frac{(D_2^2 - D_1^2) \operatorname{tg}(\psi + \rho) (\sin \alpha - \mu_1 \cos \alpha)}{d_{cp} \operatorname{tg}(\psi + \rho) (\sin \beta + \mu_1 \cos \beta) (\operatorname{ctg} \alpha + \mu_1)} \right]$$

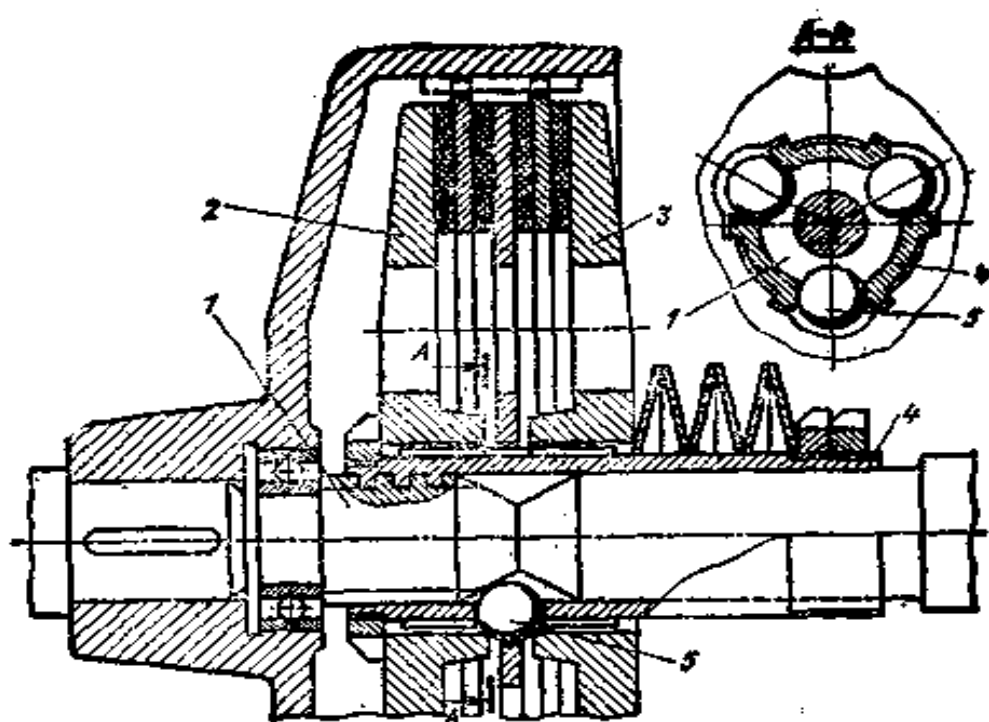


图 6-107

式中 M ——极限力矩；

D_2 和 D_1 ——分别为盘的外径和内径；

μ ——盘之间的摩擦系数；

μ_1 ——钢球和与之相接触的零件间的摩擦系数；

k ——摩擦面的对数；

β ——轴上锥面母线的倾斜角；

α ——盘轮毂的倒角；

d_{ep} ——轴上螺纹的中径；

ρ ——螺旋副的摩擦角；

ψ ——螺纹螺旋线的升角。

图6-108 盘磨损后毋需调节的高精度安全离合器。带摩擦盘3、4和7的花键套2装在轴13上。盘5和6装在半离合器1的导键上。摩擦盘之间的摩擦力由弹簧8的弹性力产生，三个滚子9装在指销10上，指销10同固结在轴上的盘12刚性相连。凸轮11用螺纹连接与压紧盘7相联。凸轮11相对于压紧盘7转动时，就调节了凸轮槽相对于滚子9的位置，然后加以固定。

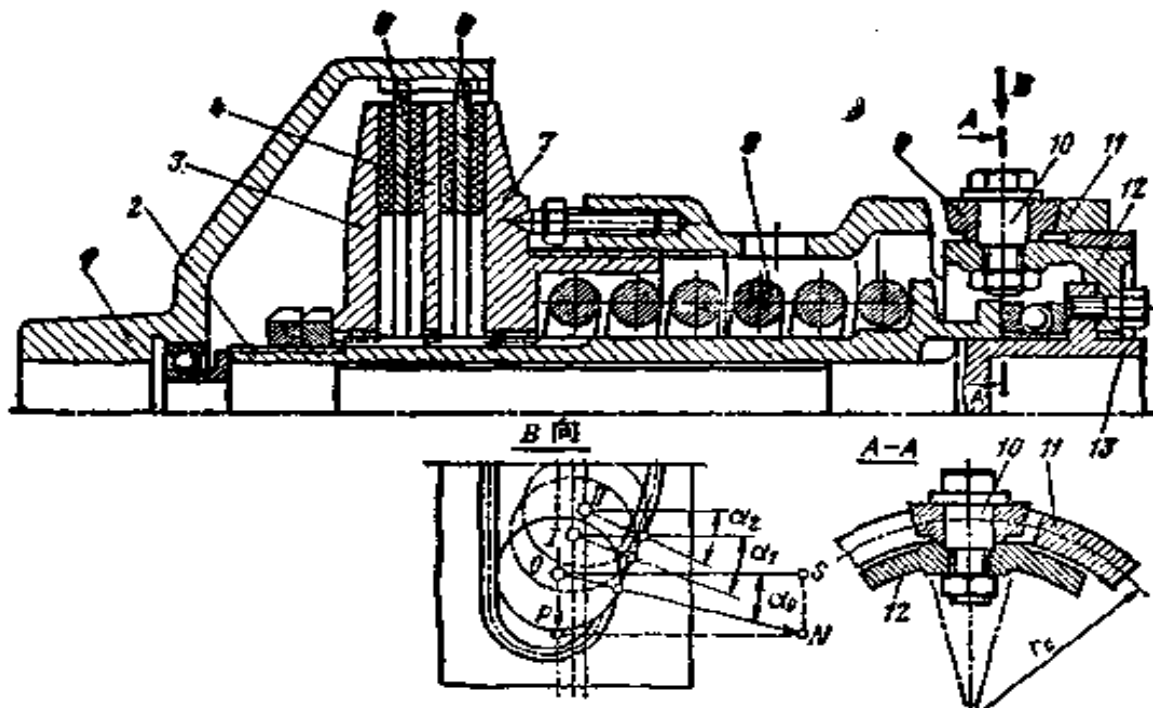


图 6·108

弹簧 8 压紧离合器摩擦盘的力要比为传递极限力矩所需的力大一些。在传递转矩的过程中，滚子 9 压在凸轮槽的曲线形工作轮廓上（参看 B 向视图），法向压力 N 在平行于轴线方向的分力 S ，力图在相应于弹簧 8 压紧的方向移动压紧盘 7。作用在盘上的合力 $T = Q - S$ ，它相应于计算值，以这个计算值得到的盘的摩擦力矩等于极限力矩。

当盘磨损时，压紧盘 7 移动并趋近于支承盘 3。这时弹簧 8 的变形减小并相应地减小了压在盘 7 上的弹簧力 Q 。显然为了使极限力矩保持不变，当力 P 不变时，必须改变轴向分力的大小，使作用在盘上的合力 T 保持定值，即 $T = Q_x - S_x = \text{常数}$ 。这个要求可以用改变凸轮和滚子 9 在相应接触点的廓线倾角 α 的办法来达到。

弹簧的弹性力按下式确定：

$$Q = \frac{M}{R_{cp}} \left(\frac{1}{k\mu} + \frac{R_{cp}}{r_{op} \operatorname{tg} \alpha} \right)$$

式中 M ——极限转矩，

$$R_{cp} = \frac{D_2^3 - D_1^3}{3(D_2^2 - D_1^2)} \text{—— 环形摩擦表面的当量半径,}$$

k ——摩擦面对数;

μ ——滑动摩擦系数;

r_{op} ——凸轮槽的平均半径;

α ——凸轮槽的倾斜角。

图6·109 带有挠性带的高精度安全离合器。 离合器的鼓轮5固结在在其中的一根被连接轴上，拨盘14装在另一根轴上。一对结构相同的框架7和8按剪刀式装配，并活套在鼓轮5的轮毂上，第二对框架12和13装在拨盘14的轮毂上。具有摩擦衬垫的挠性钢带10的末端固结在框架的外端。带有摩擦衬垫的挠性钢带10的末端固结在框架的外端。带有鼓形滚子的指销11固结在拨盘14上，其中的一个指销装在框架7和8之间，第二个指销则装在框架12和13之间。不管转向如何，弹簧3在衬垫和鼓轮内表面之间产生的摩擦力，都可把转矩从一根轴传递到另一根轴上。

弹簧3的力用螺钉1调节。改变弹簧轴线到离合器中心的距离 h ，可按这样的顺序来进行：转动螺杆6，使弹簧的支承2和

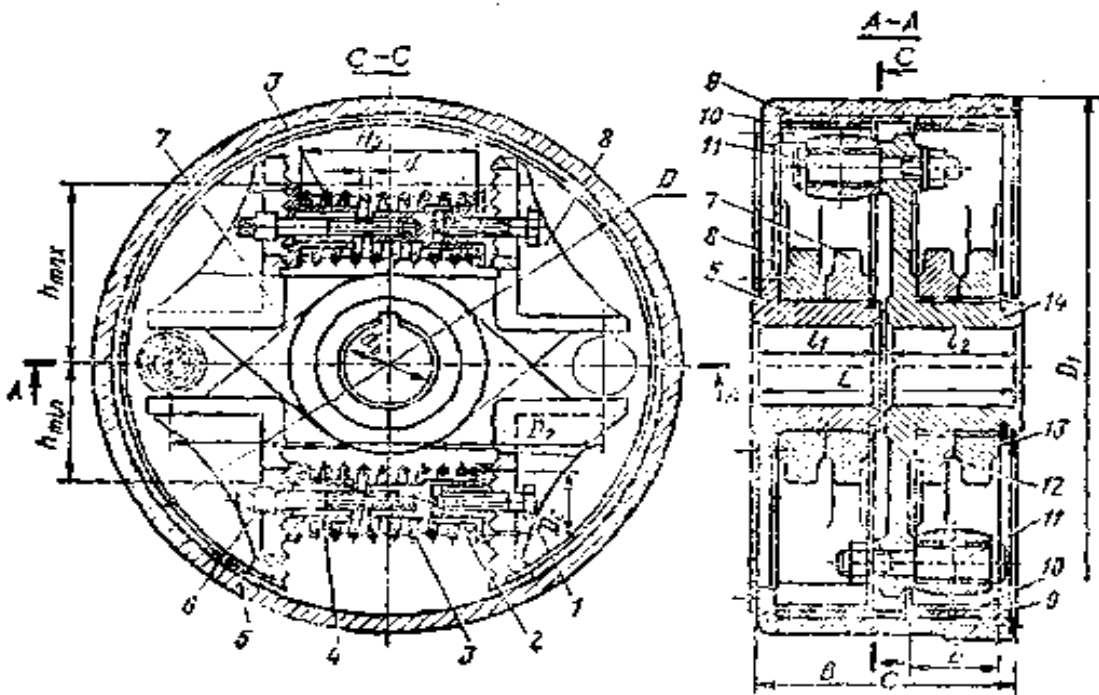


图 6·109

4 之间的距离缩短到这样大小, 即可以无妨碍地在框架的齿条之间移动支承。然后把弹簧安置在给定位位置之后, 将螺杆 6 反向转动到弹簧支承和框架齿条之间造成力锁合。若考虑衬垫的磨损, 弹簧和框架间力锁合的可靠性可用螺杆 6 的附加转动来保证, 即螺杆 6 转动后, 螺钉头及其支承平面间形成足够的间隙。

一对框架所传递的转矩, 可按下式确定:

$$M_{n1} = T_{n1} h_1 (kc + 1) \left(1 - \frac{1}{e^{\alpha\mu}} \right)$$

式中 T_{n1} ——所讨论的一对框架中的一只弹簧的力;

h_1 ——离合器中心到产生力 T_{n1} 的弹簧的轴线间的距离;

$k = \frac{T_{n2}}{T_{n1}}$ ——两根弹簧之间力分配的不均匀系数;

$c = \frac{h_2}{h_1}$ ——两根弹簧的轴线和离合器中心之间的距离之比;

e ——自然对数的底;

μ ——滑动摩擦系数;

α ——衬垫的包角。

具有两对框架的离合器所传递的极限力矩为

$$M_n = M_{n1} + M_{n2}$$

在个别情况下, 当 $k = 1$ 和 $c = 1$ 时

$$M_n = 4T_{n1} h_1 \left(1 - \frac{1}{e^{\alpha\mu}} \right)$$

石棉衬垫的宽度可按下式确定:

$$b = \frac{4M_{n1} e^{\alpha\mu}}{D^2 (e^{\alpha\mu} - 1) [q]}$$

式中 D ——鼓轮直径;

$[q]$ ——衬垫材料的许用比压。

图6·110 极限力矩的液力离合器。差速器的锥齿轮 2 固结在离合器的主动轴 1 上, 齿轮 5 固结在从动轴 11 上。差速器行星轮 3 的轴装在离合器的壳体 4 中。凸轮 8 固结在从动曲轴 11 上, 用

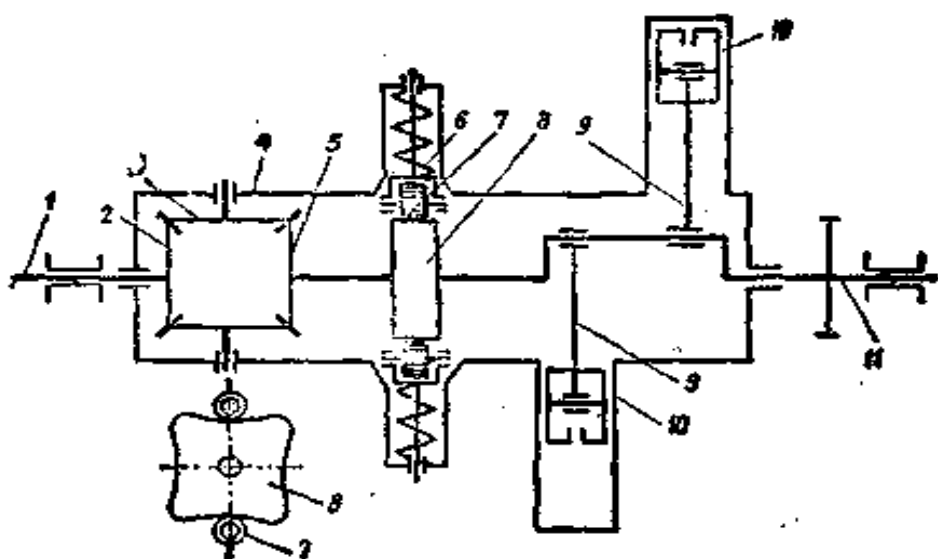


图 6-110

安装在离合器壳体 4 中的弹簧 6 将滚子 7 压紧在凸轮的工作表面（从两面或四面）上。曲轴 11 的轴颈用连杆 9 与活塞 10 相连，它们也同样地装在离合器的壳体内。在离合器壳体的剩余空间内充满润滑油。弹簧 6 的弹性力和活塞 10 上的孔径应这样计算，即在传递等于或小于极限转矩时，所有离合器的零件如同一个整体一样回转。随着转矩的增大而超过极限力矩时，离合器机体相对于轴 1 转动，这导致降低轴 11 的转速。这种离合器可用来作为自动调节轴 11 转速的变速器。

图 6-111 双级可换向离合器，其工作循环为：工作行程——停歇——增速反行程——停歇。用三角带传动将运动由主动轴传给离合器，主动轴以恒定的转速转动且能换向工作。

工作行程——皮带轮 4 和 3 以逆时针方向转动，由于带轮 3 和套筒 2 之间以及带轮 4 和套筒 2 之间的摩擦力矩之和大于圆柱螺纹面上的摩擦力矩，螺纹面上的摩擦力矩是在摩擦力矩之差所产生的轴向力的作用下发生的，套筒 2 沿轴 6 的左螺纹向右移动并在圆锥摩擦离合器 5 的表面上产生摩擦力矩。皮带轮 3 空转。

增速反行程——带轮 3 以大于带轮 4 的转速顺时针向转动。由此，自由行程离合器的滚子 7 被楔紧，套筒 2 由螺纹上向左退出并和牙嵌离合器的半离合器 1 啮合。

偏心连杆驱动比较合理。若振动频率提高，只是在共振状态下工作的平衡式振动机中才采用偏心连杆驱动。

在低频振动机中应用惯性振动器，需要增加不平衡质量，而对于高频振动机则又导致轴承过载。在中等振动频率的大型振动机中，惯性振动器难以被其它振动器替代，因为它在外廓尺寸和质量都较小时，仍能产生很大的激振力。由于惯性振动器起动和惯性运转的时间很长，故在给料和准确计量料斗中限制其应用。

电磁驱动是最完善的，它用于高频振动机（给料机、料斗和筛子）。该类型驱动能直接实现往复运动，不需要摩擦付和轴承，能够在—台机中实现多驱动的同歩，并能调节工况。

气压振动器应用于高频振动机特别是在有爆炸危险的情况比较合适，但在多驱动装置中振动器难以同歩工作。

弹性元件和支撑装置对振动机的正常工作有着重要意义，它影响到振动机的寿命、使用可靠性和能容量。弹性元件包括有主振弹簧和隔振弹簧，可分为金属弹性元件（螺旋弹簧、板簧和弹性杆），橡胶金属弹性元件（垫圈、圆柱、圆球和组合件；根据结构形式，可在拉压和剪切下工作），气压弹性元件（由帘布橡胶制壳体组成，其内打进压缩空气）。组合式弹性元件亦获得广泛应用。

支撑装置结构包括有：装在垂直方向（圆振动筛）或作输送导向（振动输送机）的螺旋弹簧，导向作用的板簧和弯成卵形的板簧（惯性振动筛），扭力杆弹性元件以及橡胶金属元件。

振动器和振动防护装置

图11.1 利用离心激振器产生单频激振力的简图：a)、b)、c) —沿圆周旋转的激振力；d)、e)、f) —沿直线方向按正弦规律变化的激振力；g) —沿椭圆旋转的激振力；h) —沿垂直图平面的方向按正弦规律变化的激振力偶；i) —沿圆周旋转的激振力偶；j) —与旋转轴线垂直并位于图平面上按正弦规律变化的激振力偶；k) —沿圆周旋转的激振力偶和激振力。

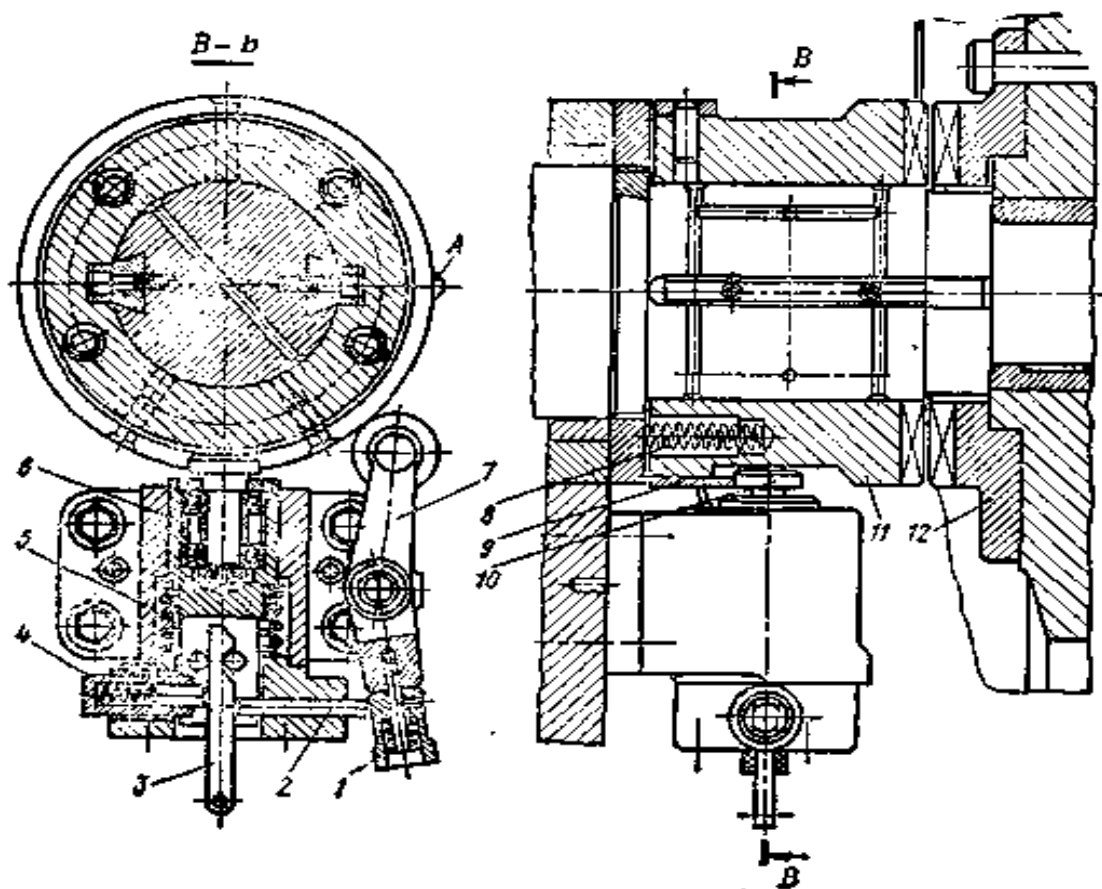


图 6·112

移动，这时弹簧5被压缩。半联轴器11在弹簧8的作用下向右移动，使牙嵌离合器接合，并带动轴转动。当零件11上的凸台A将杠杆7推开时，杠杆7则以其下端1压在推杆2上，推开弹簧4并将拉钩3从圆柱套6的销子中脱出来。从而滚子10的圆柱套6稍微提起，到和斜盘9相遇，并使半离合器11向左移动，则离合器脱开。

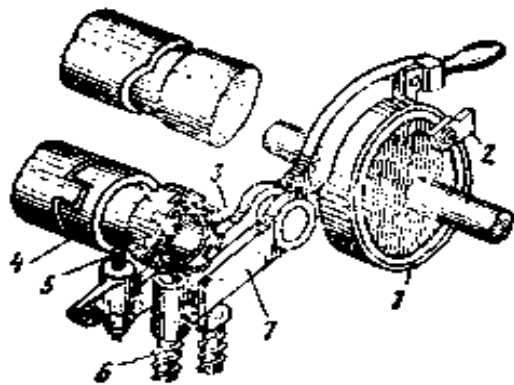


图 6·113

图6·113 牙嵌单转离合器。带有可移动挡铁2的盘1固结在分配轴上，挡铁2可将杠杆3的端部抬起。当杠杆转动时，指销5下降，于是放在半离合器4里面的弹簧（图上未画出）将半离合器向右移动，并使牙嵌离合器接合。接合时，借助杠杆7和

弹簧 6 将半离合器 4 加以固定。因为离合器接合时槽已在轴向移过一个位置，故指销 5 将处于半离合器 4 的圆柱表面上。由于后来指销 5 落入半离合器 4 上的成形槽中，故转过一周后，将半离合器向左推出而使离合器脱开。

图6·114 利用带有转动键离合器的脱开机构。凸轮 2 系键 1 的末端，它和与踏板相连的分离杆 3 接触。压踏板时，带有凸轮的键被释放，且在弹簧 4 的作用下力求转动。在相反情况下，键就落到飞轮上的一个键槽中，结果就使飞轮与压力机轴相联。当松开踏板时，分离杆 3 向上移动并压在凸轮 2 上。此后离合器完成一整周转动后，键脱离啮合，压力机轴静止不动。

图6·115 自动停车机构。偏心盘 6 和曲轴做成一个整体。带有销钉 1 并开有纵向切槽的环 5 放在飞轮 4 的轮毂内。而楔块 3 则被放在偏心盘 6 和环 5 之间。压下踏板时，停车器 2 释放销钉 1，弹簧 8 把环 5 涨开，使它和飞轮一起开始转动，楔块 3 尽力挤入环和偏心盘之间并带动轴转动。当松开踏板时，停车器 2 顶住销子，环收紧并同飞轮脱开。环 5 的制动部分 7 可使曲轴总是停在上面的位置上。

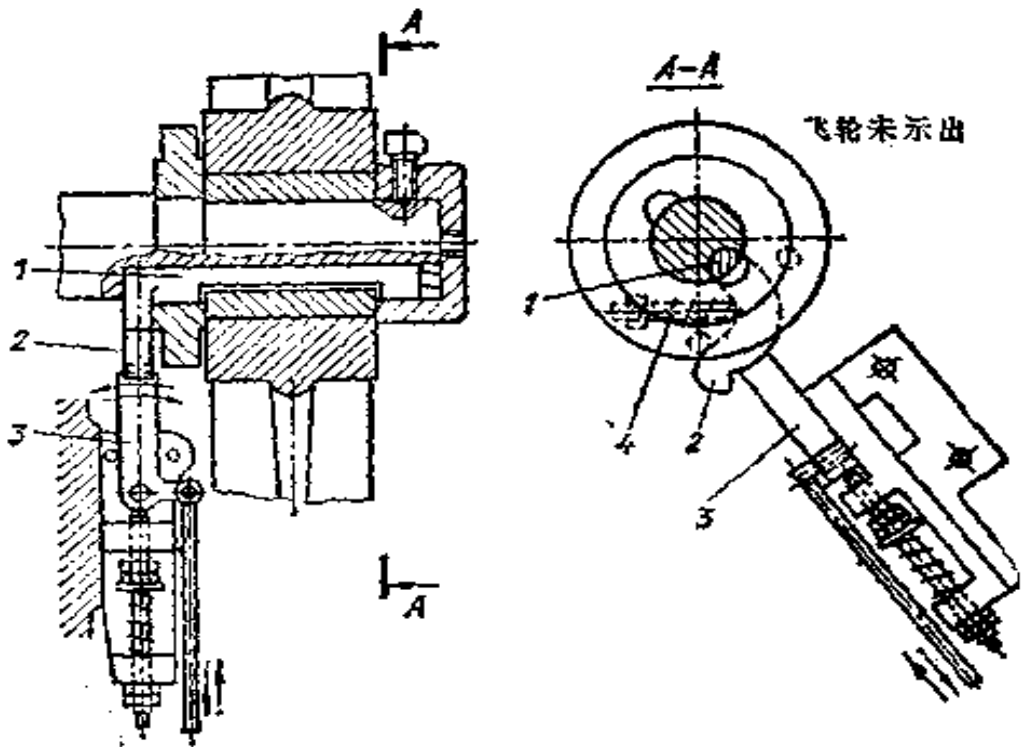


图 6·114

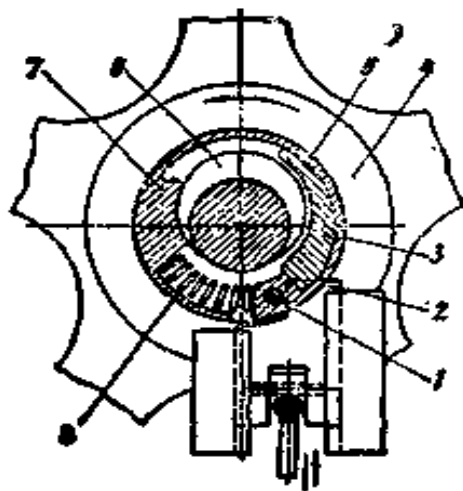


图 6·115

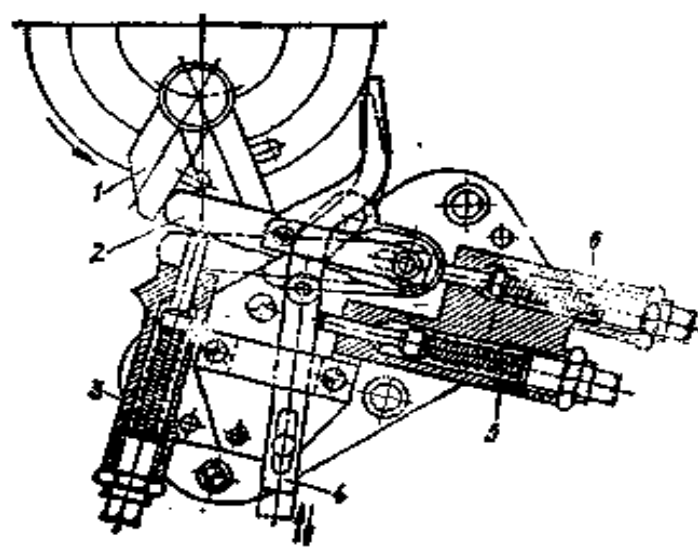


图 6·116

图6·116 转键机构。借助于踏板使杠杆 4 向下移动来操纵转键机构，与杠杆 4 相联的接合杠杆 2 使弹簧 3 压缩并释放回转键的棘爪 1。这时，与键的棘爪 1 相连的弹簧（图上未画出）把键转到《接通》位置。离合器接通时的杠杆位置用虚线表示。

松开踏板时，弹簧 3 把杠杆系统恢复到起始位置。弹簧 5 和 6 用来缓冲并使杠杆 2 保持在它的两个边缘位置上。

图6·117 飞剪单转离合器。多棱柱形滚筒 2 固结在从动轴

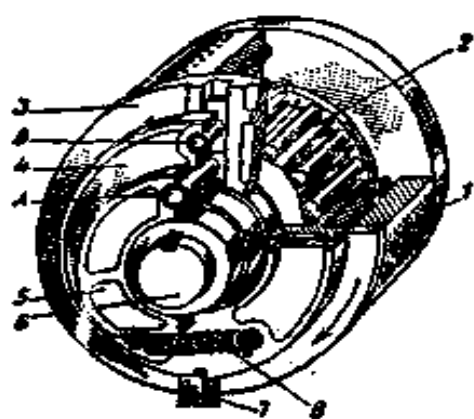


图 6·117

6 上。向下移动挡铁 7 时，就使主动部分 1 和从动轴 6 连接起来。当挡铁 7 放下时，在弹簧 8 的作用下，孔径大于轴径的盘 4 绕固结在零件 5 上的轴 A 转动，并通过轴 B 上的滑块带动盘 3 和与之刚性相连的带滚子的圆环运动。使滚子楔紧在零件 1 和 2 之间，于是离合器接通。转过 \sim 转以后，盘 4 遇到用电磁铁或弹簧升高到

起始位置的挡铁 7，使盘 4 和盘 3 一起绕轴 A 转动，拉紧弹簧 8 和脱离离合器。离合器又为下一个循环作好准备。

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_n 和 T_{π} 为槽轮运动和静止的时间, 则

$$T_n + T_{\pi} = T; \quad \frac{T_n}{T} + \frac{T_{\pi}}{T} = 1;$$

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

因为 k 是整数, 故 $k = 2$ 时, $T_{\pi} = 0$, 这就是说槽数应大于 2:

$$\frac{T_n}{T} - \frac{T_{\pi}}{T} = \frac{2}{k}$$

若主动构件上的圆销数为 m , 则

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

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

显然

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

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[⊖]（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

⊖ 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

$$T_n = \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2\pi} + \frac{z_1 - 1}{z'_1} + \frac{\text{inv}\alpha'_{e1} - \text{inv}\alpha_s}{2\pi} \right) T$$

$$T_n = \left[1 - \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2\pi} + \frac{z_1 - 1}{z'_1} + \frac{\text{inv}\alpha'_{e1} - \text{inv}\alpha_s}{2\pi} \right) \right] T$$

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'_{e1} 为主动轮末齿齿顶压力角; α_s 为主动轮在开始啮合点时齿廓 A 点的压力角;

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

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 在某一位罝处棘爪 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) 以阻止杠杆 1 摆动的角度。

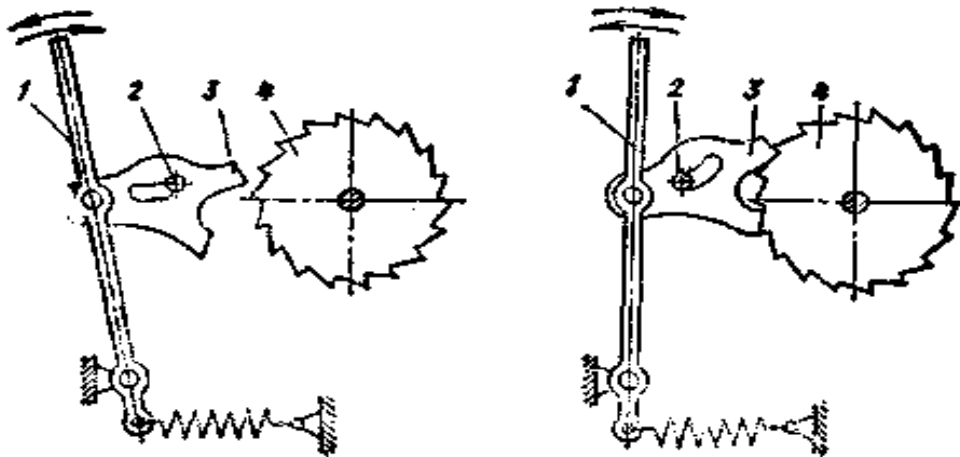


图 7.1

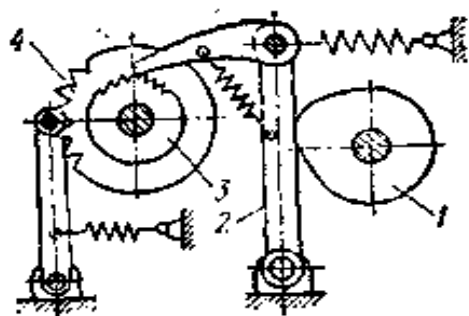


图 7.2

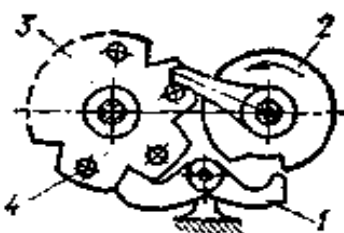


图 7.3



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。

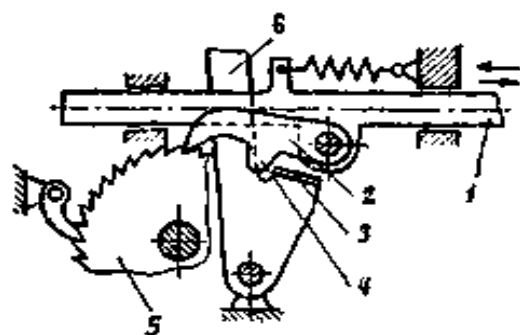


图 7.5

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

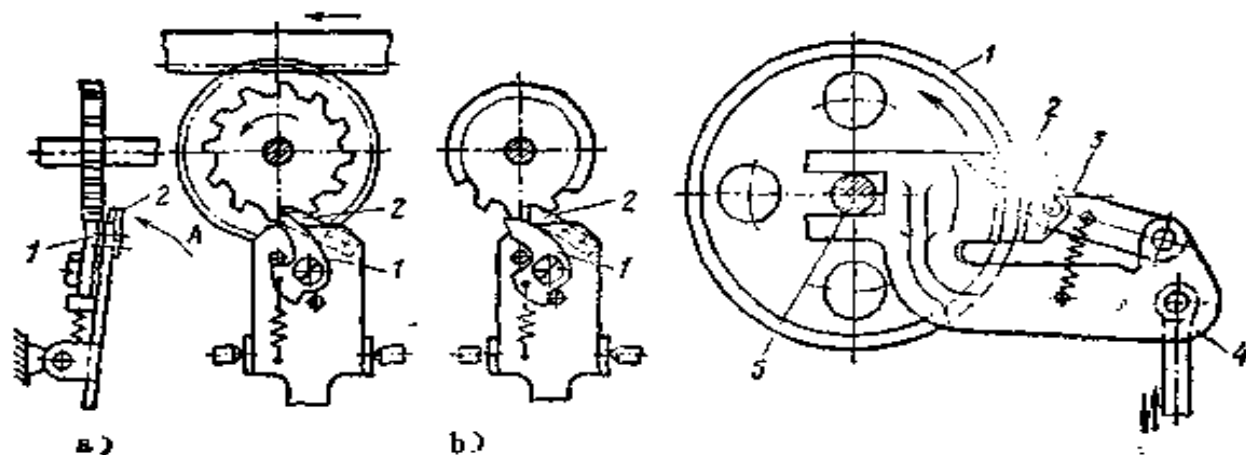


图 7.6

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。

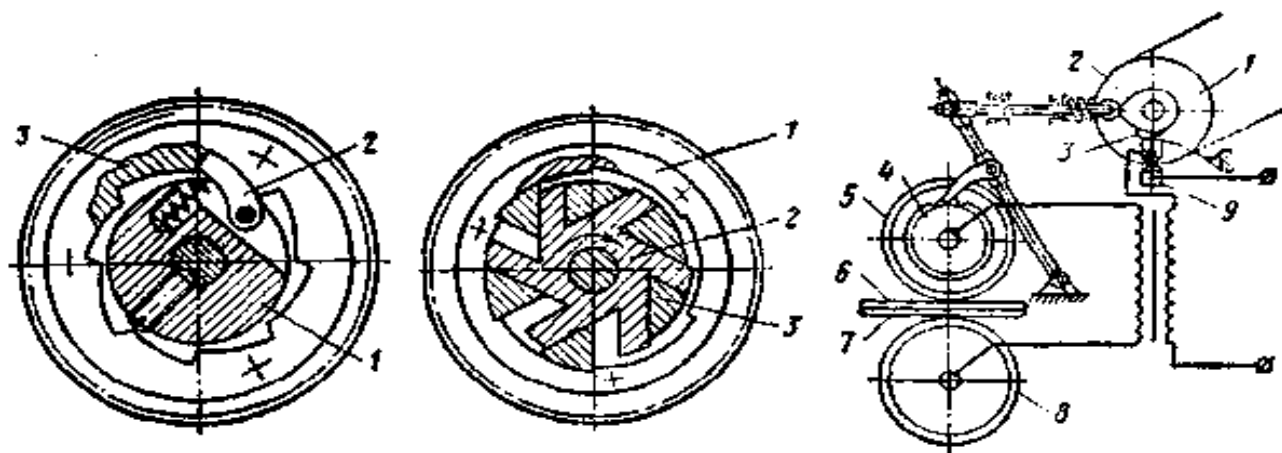


图 7.8

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。

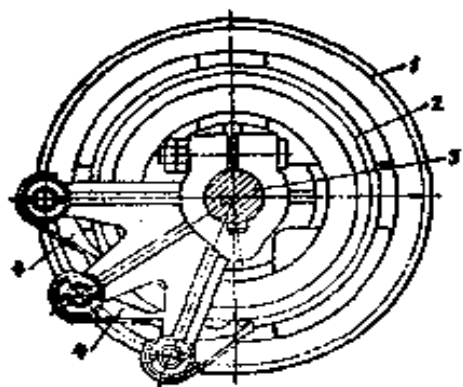


图 7.11

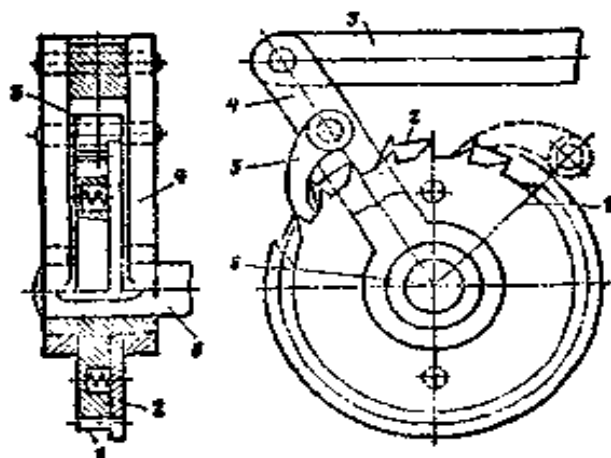


图 7.12

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。

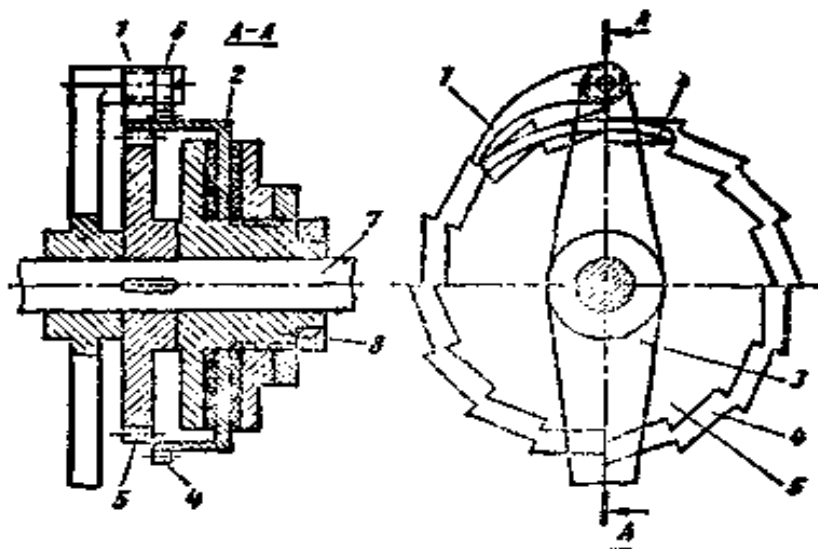


图 7.13

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。

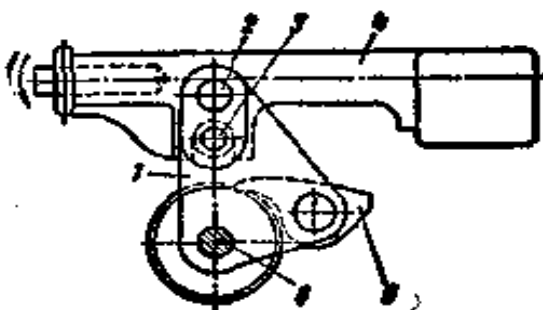


图 7.14

图7.14 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。

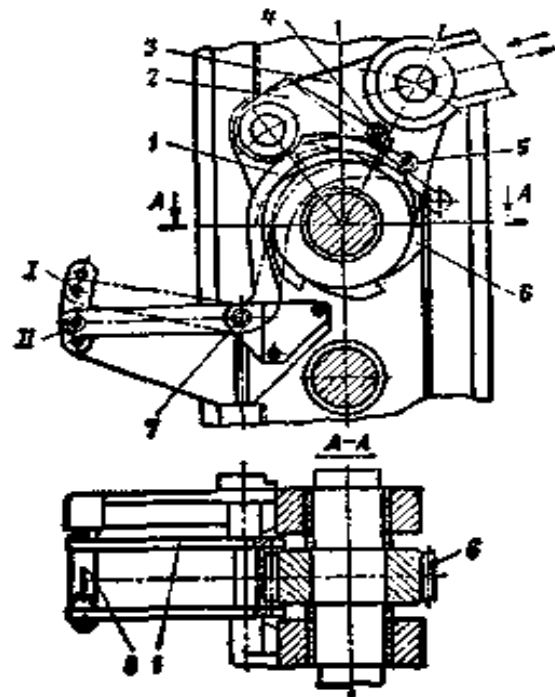


图 7.15

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

1 耦合，两根角形杠杆之间用螺钉 5 和手柄 8 连接。杠杆 1 可绕轴 7 转动并占据位置 I 和位置 II，在位置 I 时，棘爪与六齿棘轮 6 啮合；在位置 II 时，棘爪随着支承在杠杆 1 上的滚子 4 稍微抬起，这时棘爪因不与棘轮的齿相接触而与构件 3 一起摆动。

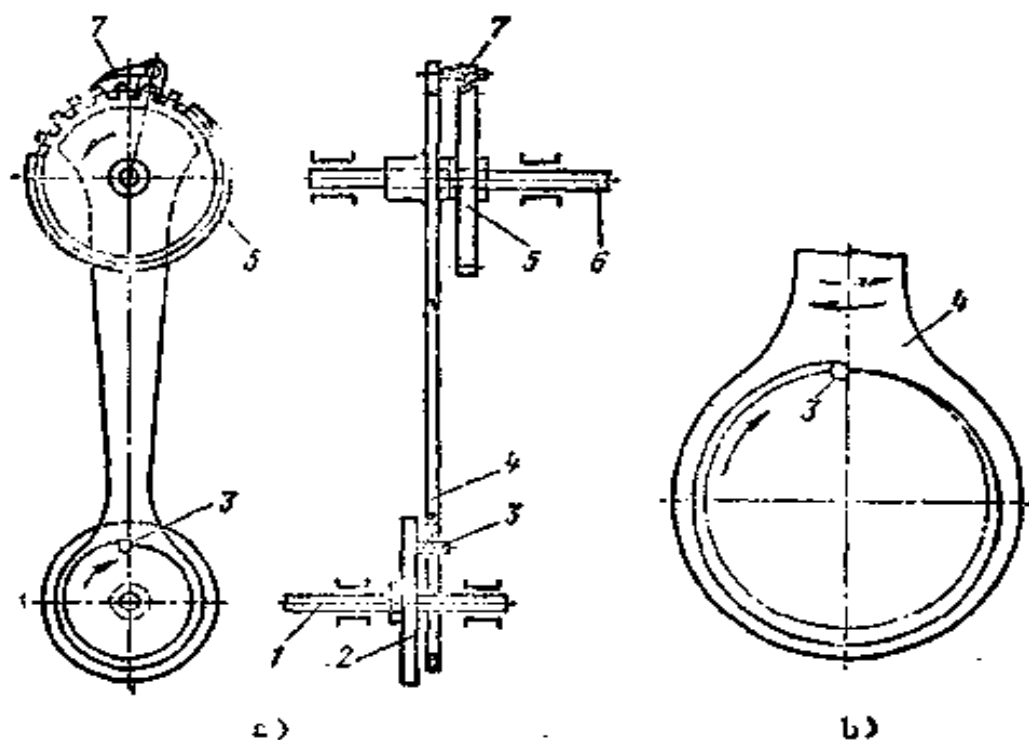


图 7.16

图 7.16 间歇运动机构。a) 一机构简图；b) 一摇杆 4 相对于指销 3 运动简图。带有指销 3 的拨盘 2 固定在主动轴 1 上，指销与摇杆 4 上孔内壁保持接触。藉助于盘 2 使摇杆绕轴 6 摆动。与摇杆 4 相连的棘爪 7 用弹簧压住，并使棘轮 5 周期性地转动。

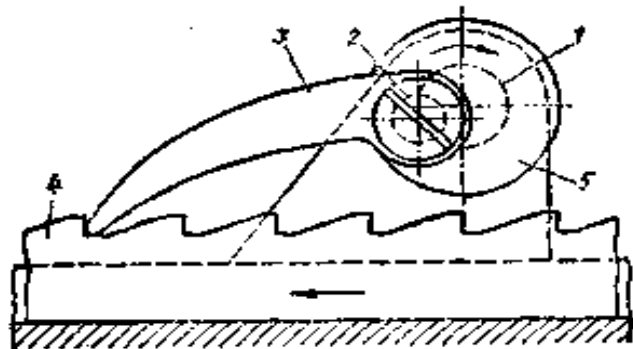


图 7.17

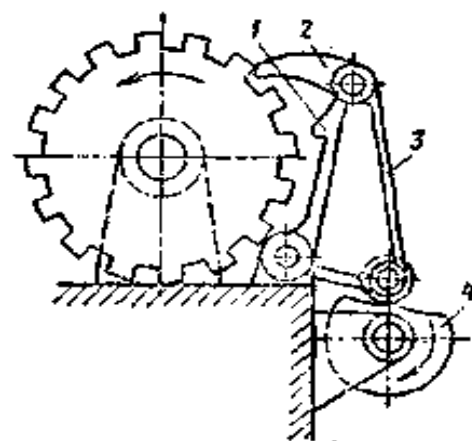


图 7.18

图7.17 割管机中的棘轮机构。滑块在行程开始和终止时具有慢速运动。由主动轴1带着具有销子2和棘爪3的面柄盘5使滑块4运动。曲柄机构的运动学保证减少滑块在行程开始和终止时的动能。

图7.18 棘轮机构。凸轮4转动时，摆杆3通过棘爪2推动棘轮。棘轮转动结束时，用摆杆上的齿1使其定位。

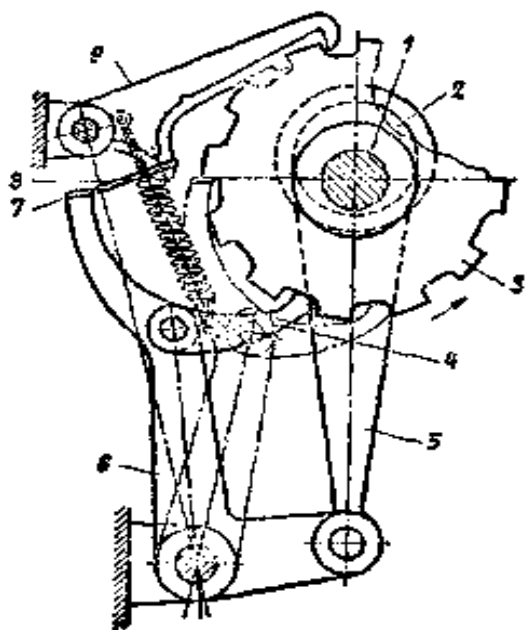


图 7.19

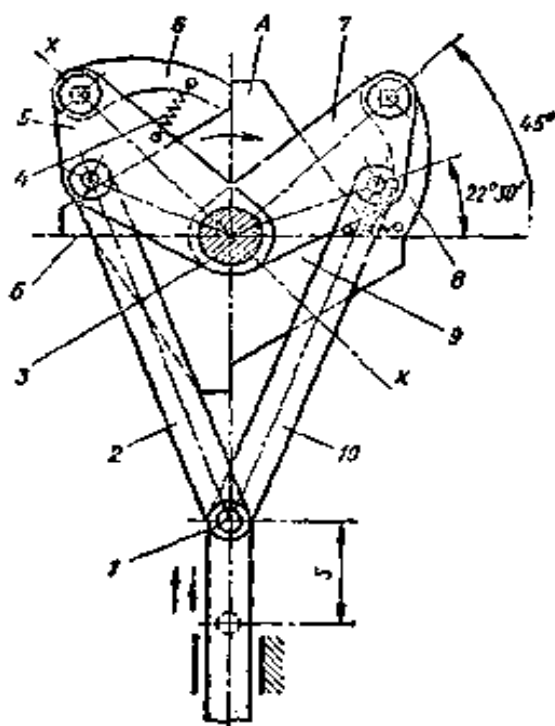


图 7.20

图7.19 重载间歇运动的棘轮机构。棘轮3活套在主动轴1上，偏心轮2和轴1固结。轮2通过连杆5带动摇杆6摆动，并使连接在摇杆上的棘爪4运动。在摇杆6的长臂上有一薄片7，它对板弹簧8作用，并使定位棘爪9和棘轮脱离啮合。

棘爪4和棘轮3的齿在进入啮合之前，薄片7使定位棘爪9抬起并释放棘轮。当棘爪4带动棘轮转过半个齿距时，定位棘爪9落到下一个齿的齿顶上；当棘爪4使棘轮转完一个齿距时，薄片7进入棘轮的齿槽中，并挡住棘轮。摇杆6回程时，薄片7触及板弹簧8，使它向上偏转，并将定位棘爪9接入。

图7.20 使工件周期性地转过 90° 的无空程棘轮机构。四齿

棘轮 9 固定在轴 3 上，棘轮处于用两个二类杆组 2—5 与 7—10 带动的棘爪 6 和 8 的作用之下。若销轴 1 向下移动到一定的位置上，使摇杆 7 和 5 转过 45° ，则棘爪 6 和 8 的工作端停在 $x-x$ 线上，这时棘爪 8 使棘轮转过 45° ，而棘爪 6 则和棘轮的齿 B 进入接触。当销轴向上运动时，棘爪 6 又使棘轮转过 45° ，而棘爪 8 由于反向运动而和齿 A 进入接触。棘轮停歇时间的长短由销轴 1 在运动中的停歇时间来确定。弹簧 4 保证棘爪与棘轮之间始终接触。

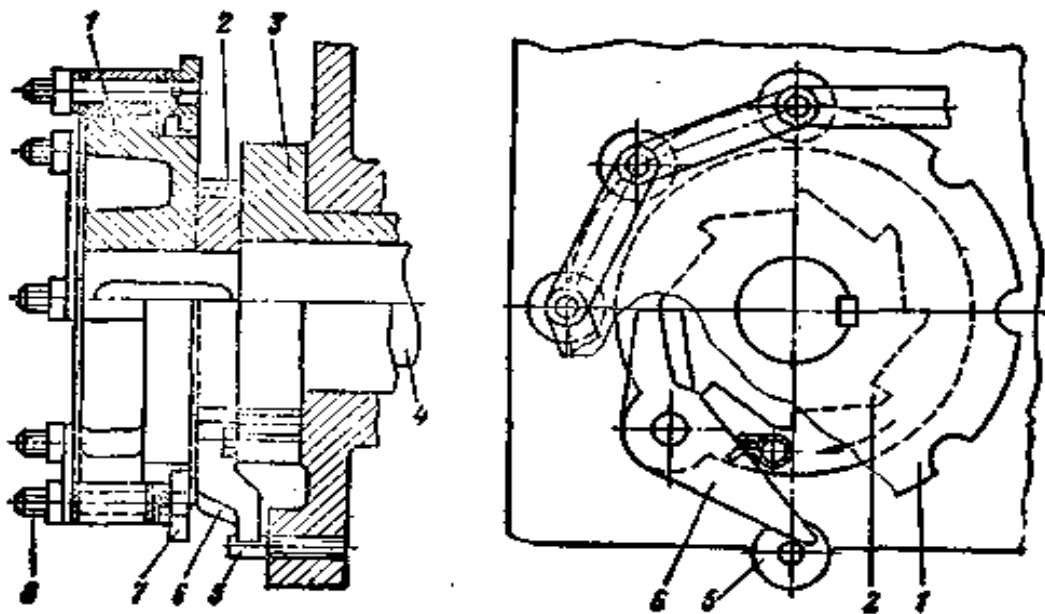


图 7.21

图7.21 运送涂漆零件通过干燥炉的链条间歇运动机构。传动套筒 3 活套在轴 4 上，而链轮 1 和棘轮 2 则固结在轴 4 上。棘爪 6 的轴装在套筒的凸缘上，用固定柱销 5 使棘爪周期性地从棘轮中退出啮合。当链条在干燥室中移过七节以后就停歇一次，停歇的时间相当于套筒转过 $1/8$ 转的时间（按工艺规定）。链条的每个铰链中装入销轴 8，在销轴 8 的左端车出螺纹以固定工件；在右端装有滚轮 7，它与高速运动的无端皮带（图中未画出）相连接，以转动工件并使它们均匀地干燥。

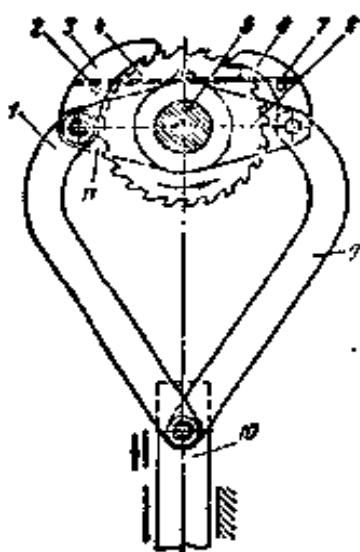


图 7.22

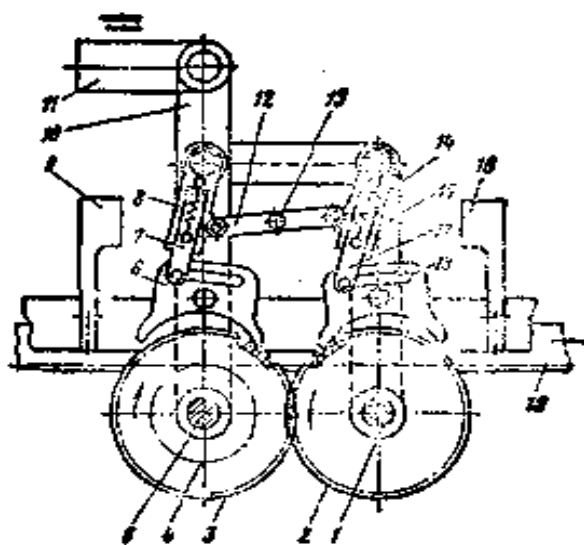
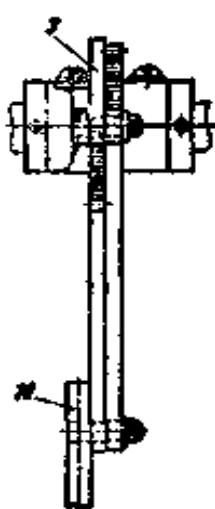


图 7.23

图7.22 棘轮机构。滑块 10 通过弓形连杆 1 和 9、摇杆 8 和 11 以及棘爪 3 和 6，带动棘轮 4。棘轮 4 固定在从动轴 5 上。当滑块 10 向上运动时，棘爪 6 使棘轮 4 逆时针向转动，而棘爪 3 则在棘轮上滑动。当滑块 10 向下运动时，棘爪 3 使棘轮 4 作逆时针向转动，而棘爪 6 在棘轮上滑动。弹簧 2 和 7 把棘爪压紧在棘轮上。装在轴 5 上的飞轮可以改善轴转动的不均匀性。

图7.23 换向的棘轮机构。曲柄连杆机构的连杆 11，通过活塞套在轴 5 和轴 1 上的杠杆 10 和 15 以及棘爪 18 和 6 使齿轮 3 和齿轮 4 转动。齿轮 4 和齿条 19 啮合，齿条以及挡块 9 和 16 都固定在机床的工作台上。棘爪 18 和 6 上各开有一个槽，将带拉簧的滑块 7 和 17 上的指销放入槽内，而滑块又可在杠杆 14 和 8 的槽内滑动，再用带有指销 13 的连杆 12 将杠杆 14 和 8 连接起来。当连杆 11 作往复运动而棘爪在图示位置时，齿轮 3、2 按箭头方向转动，使齿条 19 以脉动的速度向右移动。当工作台到右边的极限位置时，挡块 9 碰到指销 13 而使棘爪换向。这时，齿条和工作台开始向相反的方向移动，直到工作台的挡块 16 碰到指销 13 时为止。

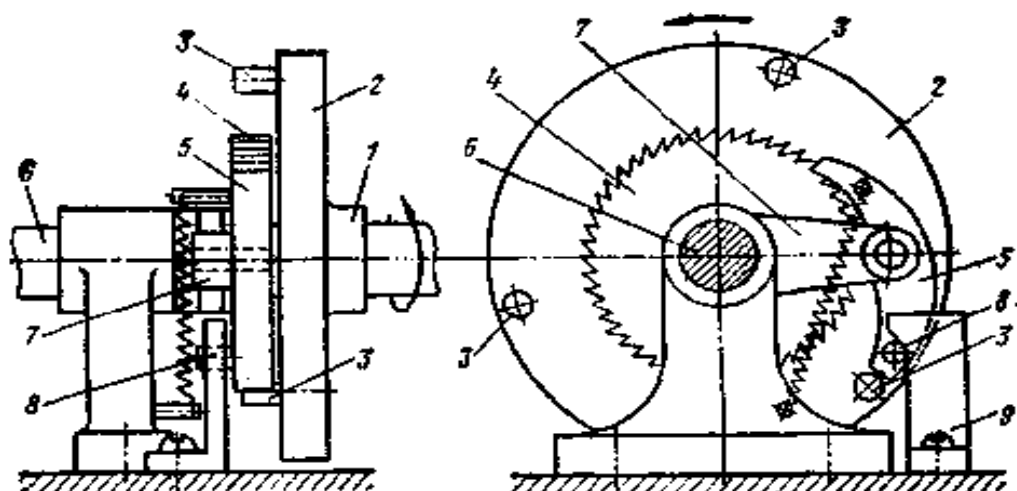


图 7.24

图7.24 间歇运动的棘轮机构。具有三个销子3的圆盘2，装在主动轴1上，棘轮4固结在从动轴6上，而带棘爪5的转臂7则活套在轴上。运动由主动轴1通过圆盘2上的销子3，并借助于转臂7的棘爪5而传给从动轴6。当销子3触及棘爪5时，棘轮和从动轴一起开始转动，一直到棘爪5上的销子8和挡块9进入接触并使棘爪脱离棘轮时为止。随后，销子3从棘爪旁通过，转臂7在弹簧力的作用下降落到和挡块9的上端平面相碰，而从动轴则停止不动。在下一个销子3接近棘爪时，从动轴将恢复运动。

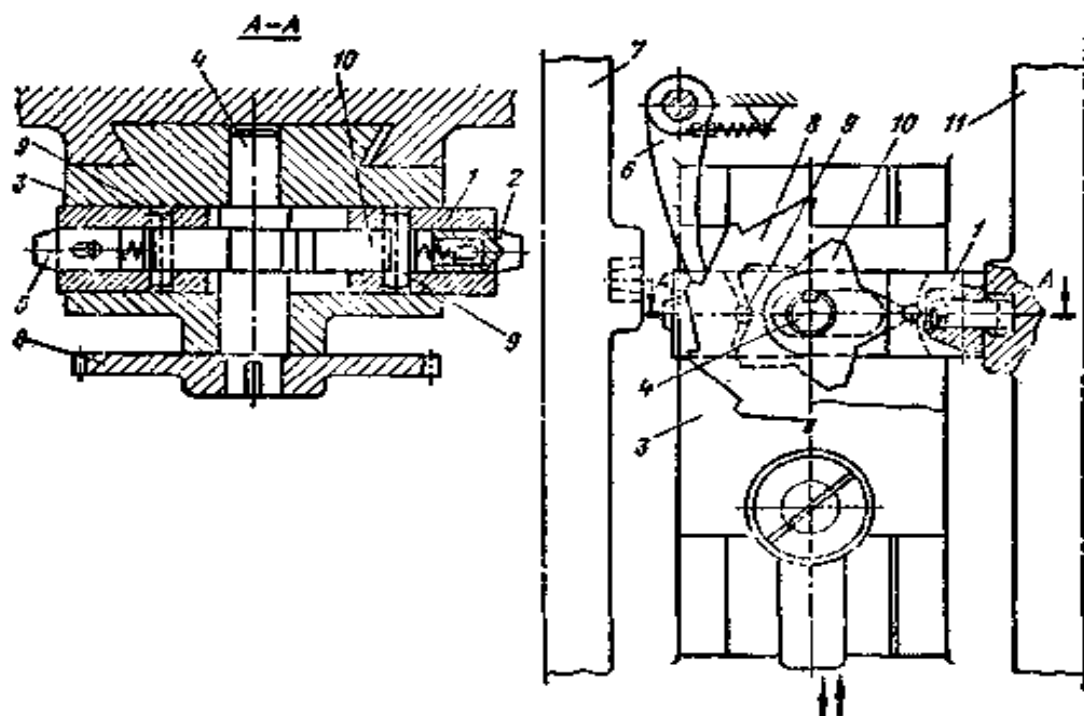


图 7.25

图7.25 包装机中两个托架轮流运动的机构。当滑块3和装在它里面的横向滑块1一起运动时，托架7和11轮流完成一个行程。在图示位置上，托架7不动，而托架11利用横向滑块中的插销2和滑块1连接起来。托架11至回程终点时，由于棘爪6与固定在轴4上的棘轮8的齿相遇，而使棘轮和星状凸轮10一起转动。这就推动销钉9沿滑块1的中心线移动，从而横向滑块向左移动，使插销2与托架11脱离，同时又藉助于插销5与托架7连接。滑块3在下一个行程时，托架11保持不动，而托架7完成它的行程。

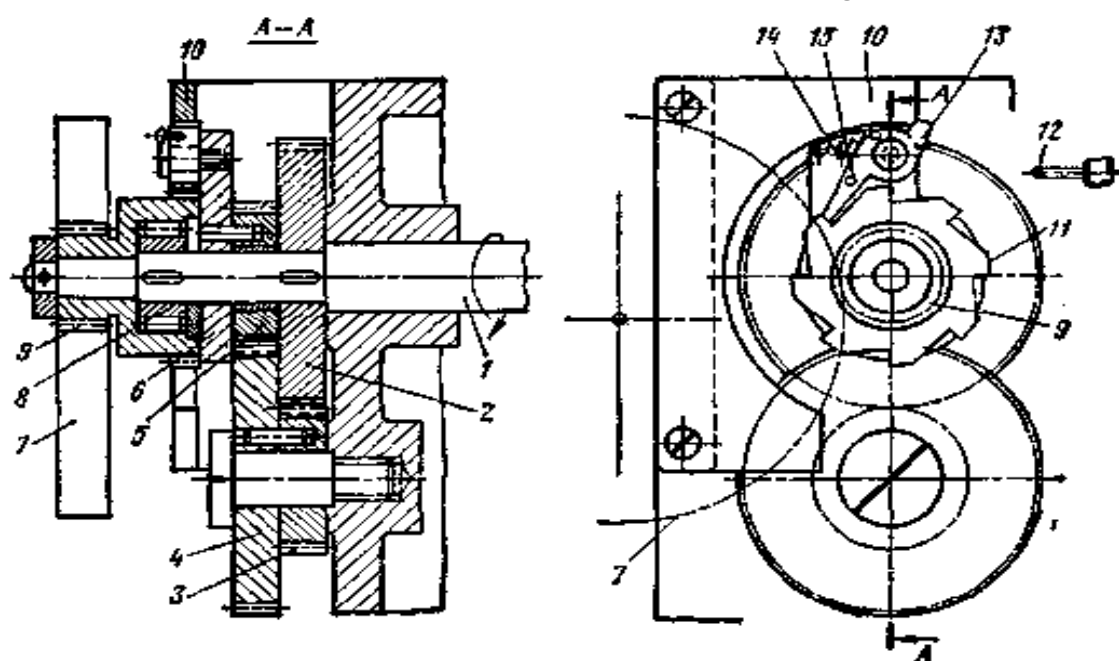


图 7.26

图7.26 磨光机的平面卡盘获得有级变速的机构。在工艺位置固定配置的平面卡盘上磨光各种直径的零件时，必须使磨光轮快速通过被加工零件之间的距离，也就是说在这个时间内平面卡盘应比较快地转动。

主动轴1通过回复式齿轮传动($i=4$)2、3、4、5和具有棘爪13的圆盘6带动棘轮11，与棘轮11相连的齿轮9和平面卡盘的齿轮7啮合。滚柱超越离合器装在棘轮11的孔内，离

合器的盘 8 固定在轴 1 上。

当磨光大直径零件时，棘爪 13 和棘轮 11 脱离（将孔 14 和 15 对准并用插销 12 锁住），而平面卡盘则由超越离合器带动，并以固定的工作速度转动。

当磨光小直径零件时，在盘 6 半转的时间内棘爪 13 顶住棘轮，平面卡盘通过齿轮 2、3、4、5 增速传动，由轮 9 得到具有四倍速度的运动。随后，凸轮 10 使棘爪退出啮合，而平面卡盘则由超越离合器的盘 8 带动。盘 6 经过 $1/2$ 转以后，棘爪又重新进入啮合。如此重复循环，直至加工完毕。

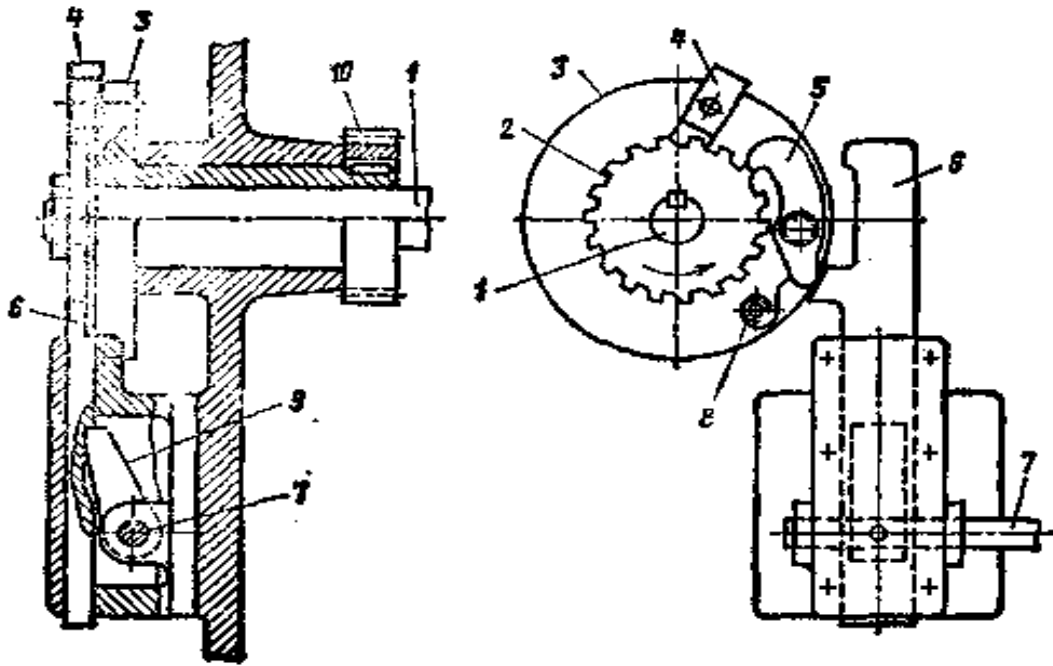


图 7.27

图7.27 转一周停歇一次的间歇运动传动。连续转动的棘轮 2 固定在主动轴 1 上，而圆盘 3 则活套在轴 1 上，在圆盘 3 上装有带弹簧 8 的棘爪 5 和可移动的挡块 4。圆盘 3 应当使齿轮 10（和执行机构相连）转一周，随后就停歇。当杆 6 升起时，松开棘爪 5 使圆盘 3 停止运动，并用装在控制轴 7 上的止动棘爪 9 使杆 6 保持在上面位置。停歇时间结束时，轴 7 被接通，松开止动棘爪 9，杆 6 下降，圆盘 3 开始转动而轴 7 又被分开。圆盘转到

终点时，挡块 4 将杆 6 向上抬起，轴 7 被接通，并将止动棘爪 9 又转到杆 6 下面，即圆盘 3 转完一周，又开始停歇。

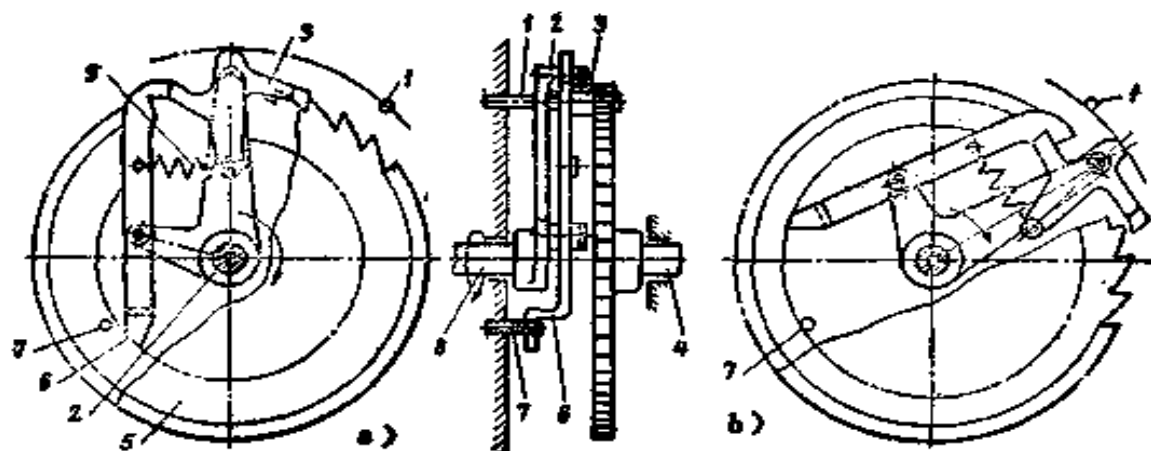


图 7.28

图7.28 主动轴 8 匀速转动时，从动轴 4 作间歇转动的机构。棘爪 3 和杠杆 6 铰接在双臂曲柄 2 上，棘爪与杠杆之间用弹簧 9 连接（图 7.28 a）。挡销 1 打开棘爪 3 时，棘轮 5 停止运动。当挡销 7 把杠杆 6 打开后，棘爪在弹簧 9 的作用下和棘轮啮合而进入工作。挡销 1 和 7 的对数及其相对于固定机架的位置决定了从动轴 4 间歇运动的性质。这种机构只能传递单向运动。

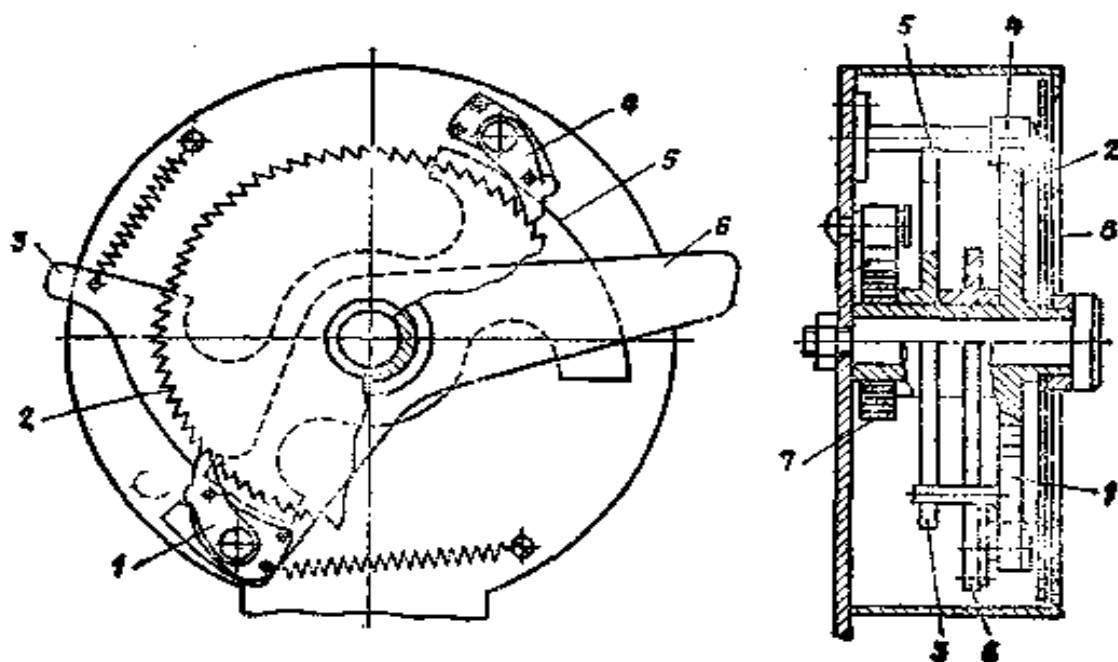


图 7.29

图7.29 排字机的计数机构,用来统计落在排字条上的行数。机构的壳体这样固定在底座的撑架上,使得落下几行字的滑板销子压在带有棘爪1的杠杆6上。这时,可使棘轮和固结在它上面的刻度盘8转过一个分度。

刻度盘恢复到零位,可按压杠杆3来实现:压下杠杆3,和3做成一体的凸轮5打开棘爪1和4,带有刻度盘的棘轮在盘簧7的作用下恢复到零位。刻度盘回零时用挡块使其限位。

槽 轮 机 构 (马耳他机构)

图7.30 规则的四槽槽轮机构。槽轮4的槽间作成圆弧形并以凸面朝向槽轮轴,圆弧半径与锁止盘2的半径相当。锁止盘2固定在主动轴1上。主动轴上还固定有带圆销3的拨盘,拨盘在转动时,圆销进入槽轮的槽内。从动轴一转之内,槽轮转四次,停四次,每次转 $1/4$ 周。槽轮的非匀速转动(见图7.30b的 ω 和 e 曲线)在槽轮上引起附加的动载荷。若把轮槽加长,槽轮就变成摆动导杆,它的角速度与角加速度如图7.30b)所示。

用粗线条画出的曲线部分是与槽轮的运动相对应的(φ 角从圆销3在上面入口处时的位置算起)。

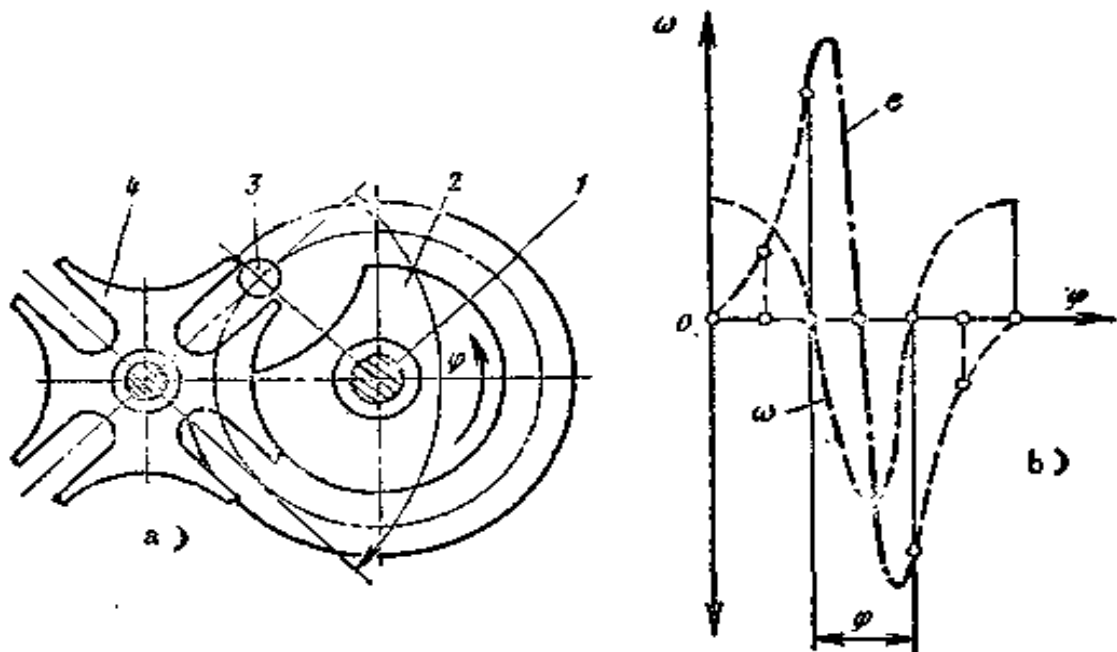


图 7.30

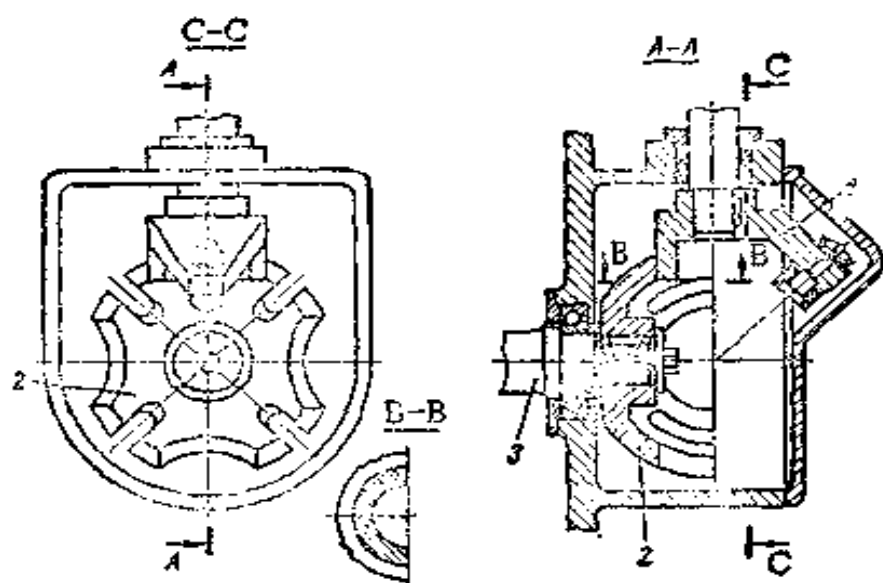


图 7.31

图7.31 空间（球面）槽轮机构。槽轮机构的主动轴和从动轴的位置相交成 90° 。带转臂1的主动轴连续转动，与槽轮2连接的从动轴3获得间歇运动。

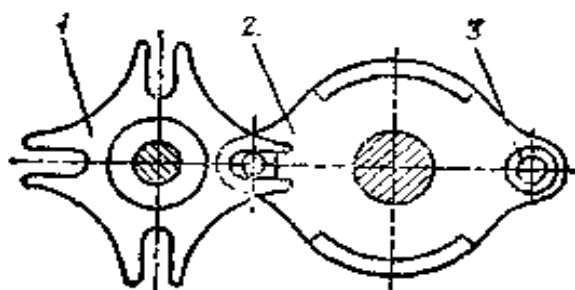


图 7.32



图 7.33

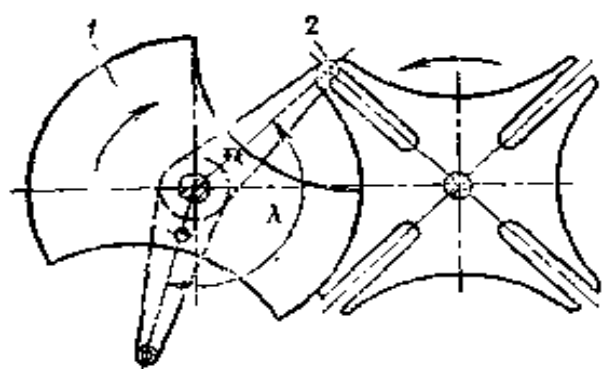


图 7.34

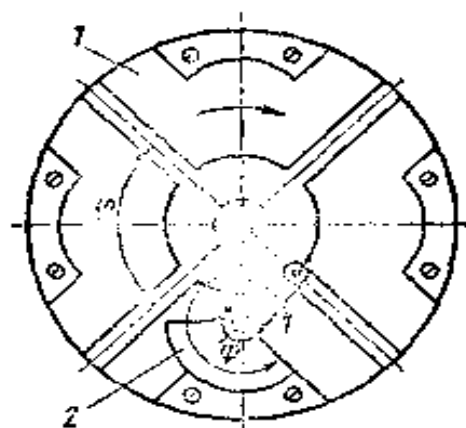


图 7.35

图7.32 槽轮机构。由四槽槽轮 1 和带两个圆销 3 的主动盘 2 所组成。静止时间和运动时间相等。

图7.33 八槽槽轮机构。1—主动盘；2—槽轮。

图7.34 具有两个不同停歇时间的四槽槽轮机构。两个圆销 2 间的夹角为 λ ，因此第一次停歇的时间相当于主动盘转过 $(\lambda - 90^\circ)$ 的转角；而第二次停歇的时间相当于转过 $(270^\circ - \lambda)$ 的角度。

图7.35 内啮合槽轮机构。具有一个圆销的主动盘 2 与从动槽轮 1 同向转动。槽轮转过角度 $\varphi = \frac{2\pi}{k}$ 时，相当于曲柄转过角度 $\psi = \pi + \varphi$ 。静止时间 T_n 小于运动时间 T_d 。

$$T_d - T_n = \frac{\psi}{\omega_1} - \frac{2\pi - \psi}{\omega_1} = \frac{2 \times 2\pi}{k\omega_1}$$

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

式中 k —— 槽数。

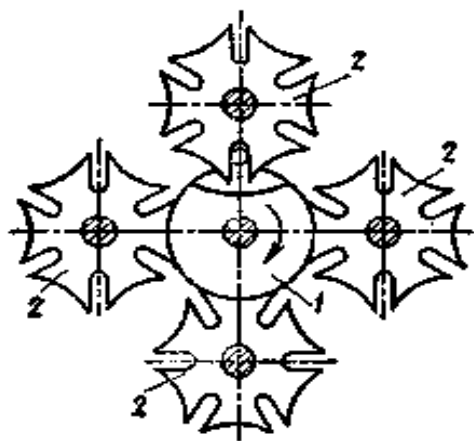


图 7.36

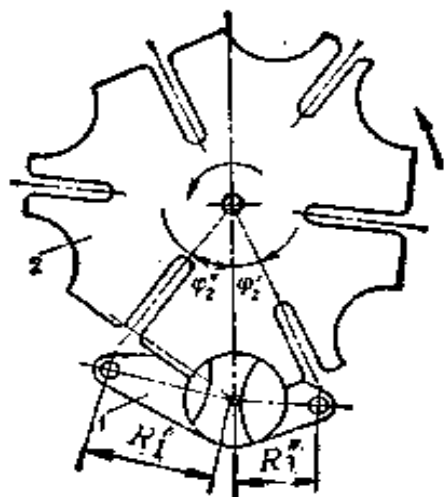


图 7.37

图7.36 槽轮机构。具有一个圆销的主动盘 1 带动四个槽轮 2。一个槽轮转动时，其余三个槽轮被锁住。

图7.37 非均布槽槽轮机构。曲柄 1 使槽轮 2 以不等的运动时间运动，运动时间分别与相应的转角 $2(90 - \varphi_1')$ 和 $2(90 - \varphi_2')$ 成正比。设计机构时必须遵守下列两个条件：

$$a = \frac{k}{m}; \quad m < \frac{2}{1 - \frac{2}{k}}$$

式中 m —— 圆销数;
 k —— 槽数;
 a —— 任意整数。

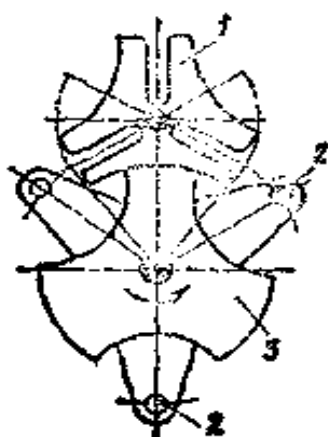


图 7.38

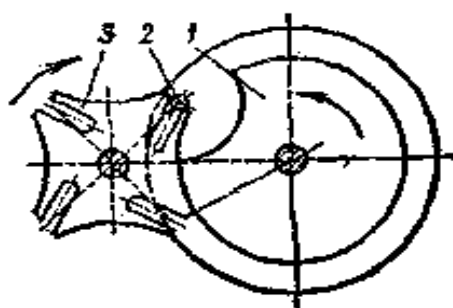


图 7.39

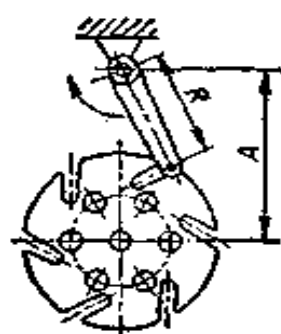


图 7.40

图7.38 三槽三销无冲击外啮合槽轮机构。

$$T_{\Delta 1} + T_{\Delta 2} + T_{\Delta 3} = T_{\sigma 1} + T_{\sigma 2} + T_{\sigma 3} = \frac{T}{2}$$

式中 $T_{\Delta m}$ 和 $T_{\sigma m}$ —— 槽轮 1 与第 m 个圆销 2 啮合时的运动时间和静止时间;

T —— 主动构件 3 转一周的时间。

图7.39 非径向槽的槽轮机构。主动盘 1 上的圆销 2，在槽轮 3 的斜槽中运动。

图7.40 有六条侧向槽的槽轮机构，其特点是在理论上圆销无冲击地进入轮槽，而且槽轮平稳地终止运动。机构允许改变槽的角度；允许在圆销的半径 R 和中心距 A 不变的情况下，安装具有不同槽数的可换槽轮。

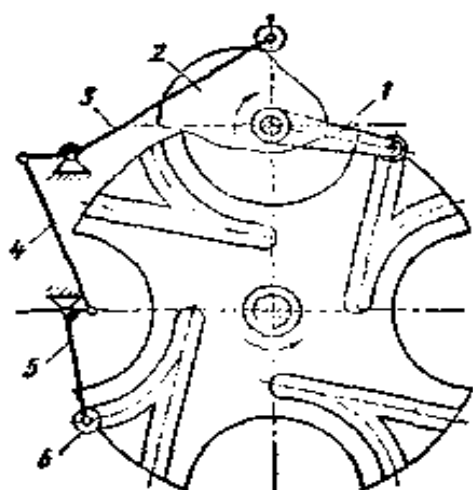


图 7.41

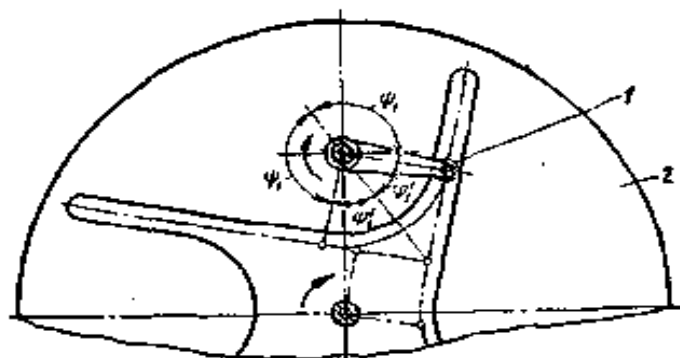


图 7.42

图7.41 四条侧向槽均匀分布的外啮合槽轮机构。机构以图示方向转动时，理论上是无冲击的。若改变转动方向时，理论上圆销进入轮槽时是无冲击的，而退出轮槽时是有冲击的。槽轮静止时由止动机构3、4、5上的止动滚子6锁住。止动机构用凸轮2控制，凸轮2与曲柄1同在一个转动轴上。

圆销数

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

当槽数 k 由3变到实际的最大值时，圆销数可由6变到2。

图7.42 四条侧向槽均匀分布的内啮合槽轮机构。当圆销1转过角度 $2\psi_1$ 时，槽轮2同向转过角度 $\pi - 2\psi_1$ ；圆销转过角度 $2\psi_1$ 时，槽轮静止不动。

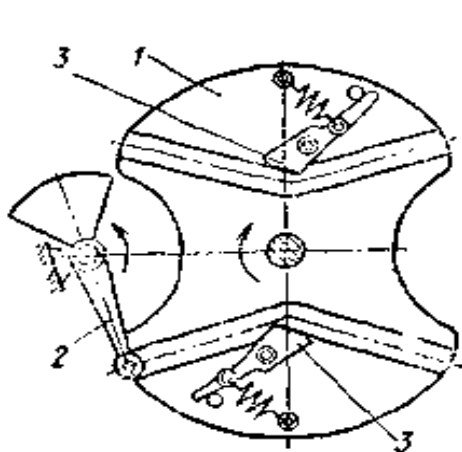


图 7.43

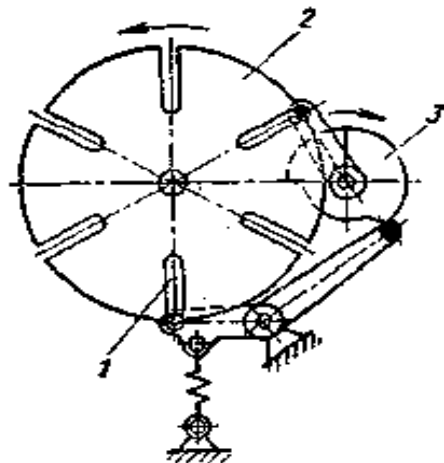


图 7.44

图7.43 曲柄2转一周，槽轮1转过 180° 的侧向槽槽轮机构。当圆销位于槽的中部时，机构在死点位置，这时要用分路导向板3以保证圆销进入另一部分槽中。

图7.44 槽轮机构。槽轮2停歇时，凸轮3使滚子进入轮槽1内定位。主动轴以任何方向转动时，该机构均能适用。

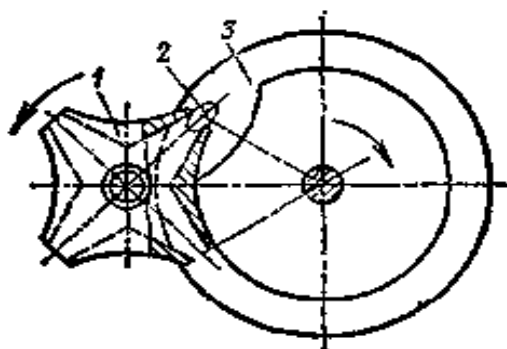


图 7.45

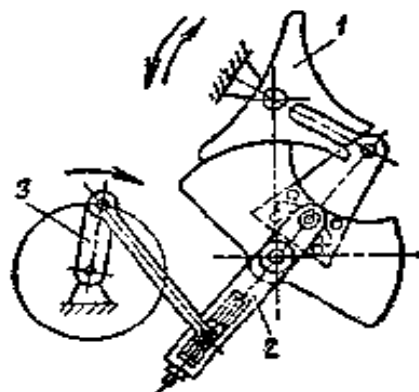


图 7.46

图7.45 槽轮机构。主动盘3上有椭圆形截面的销轴2，而槽轮1上的四条辐射式的槽则具有两个不平行的侧壁。该机构可允许获得：在主动盘转 $1/6$ 转的时间内，槽轮转过 $1/4$ 转，而工作时无冲击。

图7.46 具有两端停歇的机构。藉助于摇杆长度可调的四杆机构，使从动槽轮1作间歇的换向运动，而且停歇相位可变。曲柄3转一周，槽轮有两次运动和两次停歇。

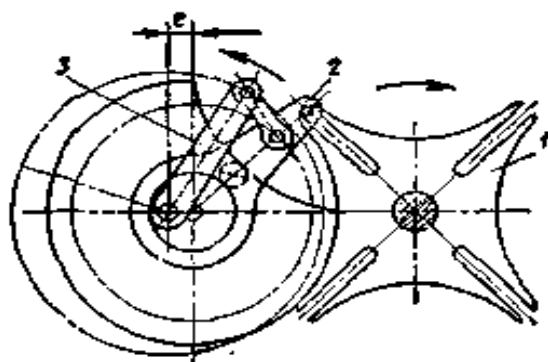


图 7.47

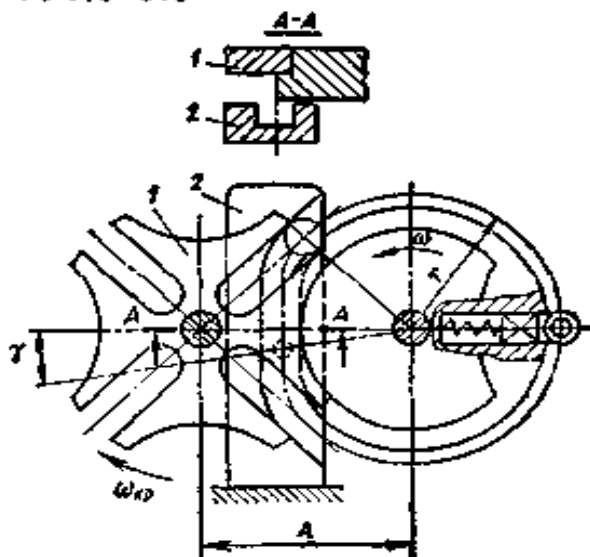


图 7.48

图7.47 圆销作非匀速运动的槽轮机构。槽轮转动时，在很长的一段行程内，其角速度接近不变。在这个机构中，静止时间与运动时间的比值要比普通的槽轮机构大。

主动曲柄3的转动轴与具有圆销的摇杆2的转动轴偏移的距离为 e 。

图7.48 槽轮机构。该机构中，槽轮1的角速度接近不变。这是因为它利用靠模板2上的曲线槽，使曲柄长度 r 作这样的变化：即在规则槽轮机构中槽轮角速度最大的位置上，使机构中的曲柄长度 r 以及槽轮的角速度最小。

槽轮的角速度 ω_{sp} 和角加速度 ε_{sp} 可按下式计算

$$\omega_{sp} = \omega \frac{A\rho \cos \gamma + A\dot{\rho} \sin \gamma - \rho^2}{A^2 - 2A\rho \cos \gamma + \rho^2}$$

$$\varepsilon_{sp} = \frac{A\omega^2}{(A^2 - 2A\rho \cos \gamma + \rho^2)^2} [\rho(\rho^2 - A^2) \sin \gamma + 2\dot{\rho}(A^2 \cos \gamma - 2A\rho + \rho^2 \cos \gamma + A\dot{\rho} \sin \gamma \cos \gamma - \rho\dot{\rho} \sin \gamma) + \ddot{\rho}(A^2 \sin \gamma - 2A\rho \sin \gamma \cos \gamma + \rho^2 \sin \gamma)]$$

式中 γ ——曲柄瞬时位置与中心连线之间的夹角；

$\rho = f(\gamma)$ ——圆销中心轨迹的矢径；

ω ——圆销的角速度；

A ——中心距。

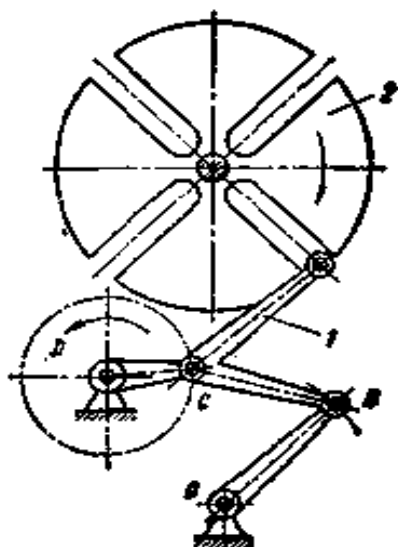


图 7.49

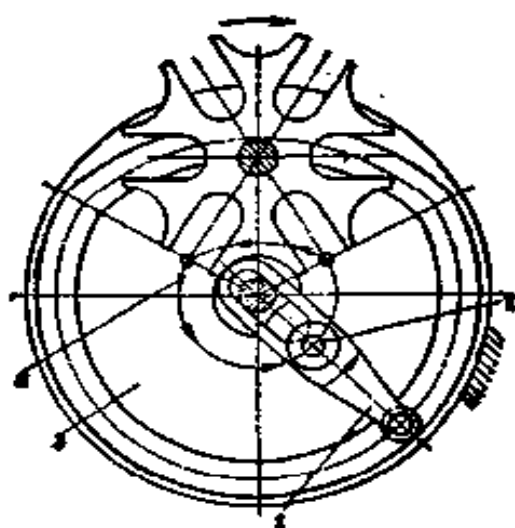


图 7.50

图7.49 圆销作非圆运动的槽轮机构。圆销固定在铰链四杆机构 $OBCD$ 的连杆 1 上。槽轮 2 转得更均匀；机构的外廓尺寸增加；由于铰链的磨损，精度降低。

图7.50 圆销作非圆运动的六槽槽轮机构。圆销 1 的运动轨迹由圆盘 3 上槽的廓线给出（ a 是圆销中心的运动轨迹）。具有直线槽的转臂 2，装在机构的轴上，并且在槽轮运动的时间内可作径向移动。

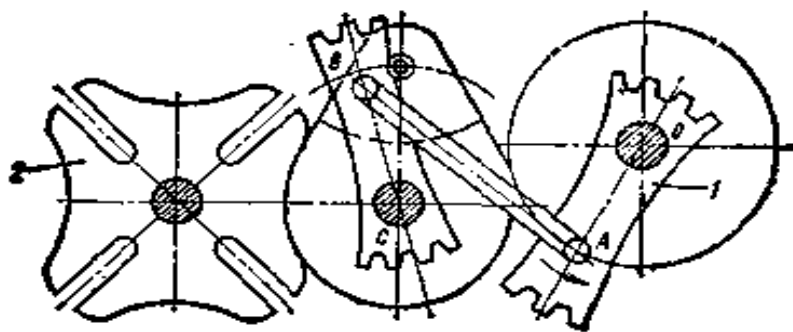


图 7.51

图7.51 四槽槽轮机构。由于机构的运动链内接入铰链反平行四边形机构 $OABC$ ，因而主动构件 1 使槽轮 2 转动所需的转角减小。为了防止构件在走出死点位置时反转，则在构件 OA 和 BC 上做出牙齿。

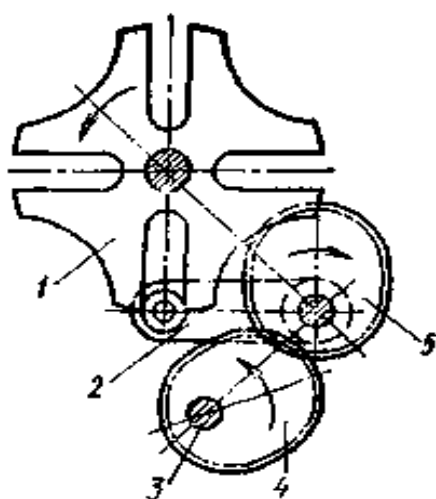


图 7.52

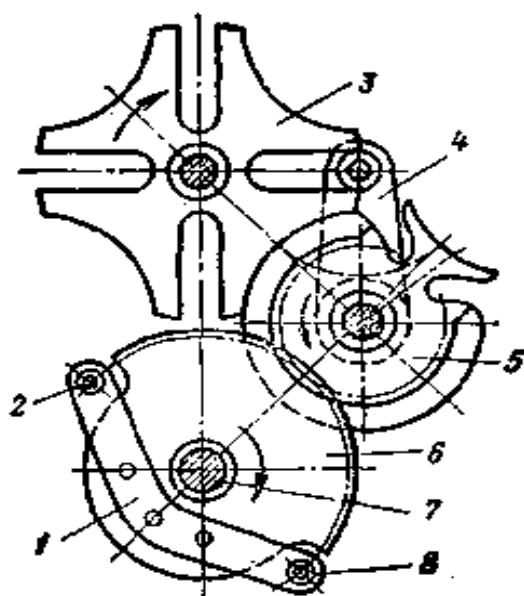


图 7.53

图7.52 槽轮机构。由等速转动的轴3，通过椭圆齿轮副4-5和固结在齿轮5轴上的曲柄2使槽轮1转动。由于槽轮的转动发生在曲柄2的转速最快的时候，因而槽轮的转动时间可减少。

图7.53 具有长时间停歇的机构。不完全齿轮6固定在主动轴7上，带有2和8两个圆销的杆1又固定在齿轮6上。齿轮6与星形不完全齿轮5啮合，槽轮机构的曲柄4即固定在齿轮5的轴上。当主动轴7连续转动时，曲柄4在部分转角范围内保持不动，而在其余范围内则以比主动轴大得多的角速度转动。这就可使槽轮3获得所需的静止时间而不需增加它的转动时间。

具有停歇的连杆机构

图7.54 从动构件在极限位置上，具有长时间停歇的机构。把二类杆组 MDF 接到铰链四杆机构 $OABC$ 上，并且取构件 MD 的长度等于 M 点轨迹上某一近似圆弧段的圆弧半径。铰链中心 D 应这样选择，使得构件 FD 在极限位置时， D 点和 M 点轨迹上近似圆弧段的圆心重合，因此，构件 FD 在这段时间内是静止的。

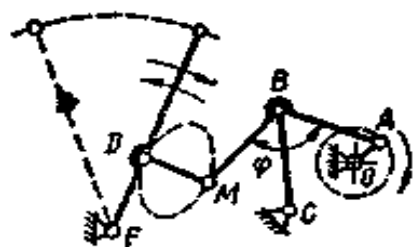


图 7.54

如取各构件的尺寸如下：

$$AB = BC = BM = 1;$$

$$AO = r = 0.305;$$

$$CO = a = 0.76;$$

$$\varphi = 114^\circ;$$

$$MD = 0.66;$$

$$FD = 0.8;$$

$$CF = 1.66;$$

$$OF = 2.36.$$

则停歇时间近似等于曲柄转过半转的时间。

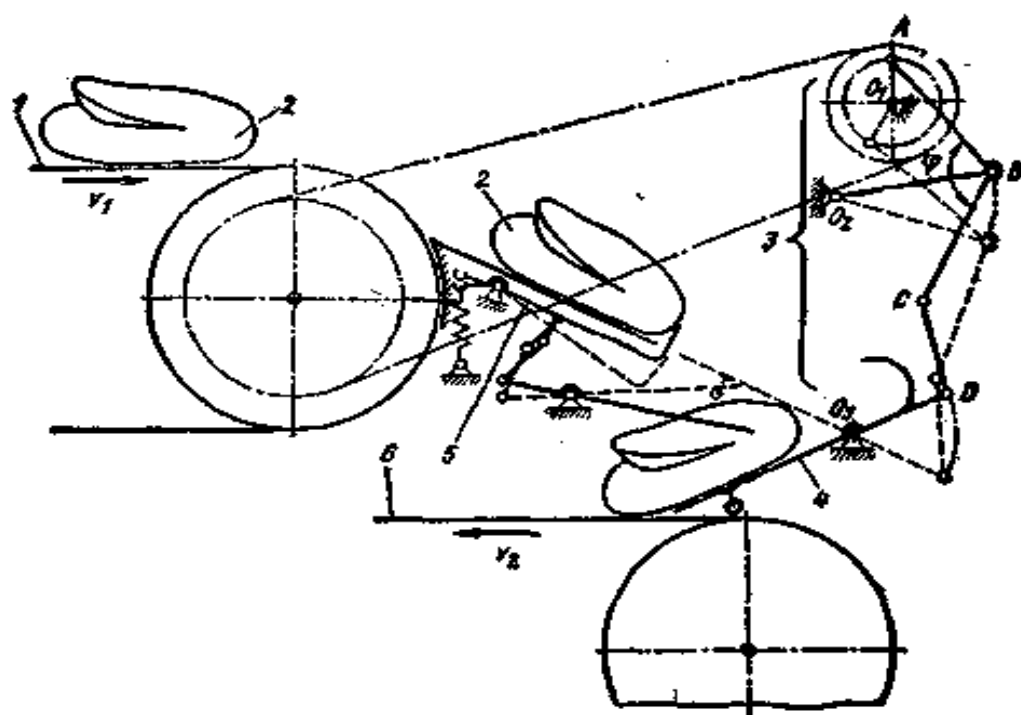


图 7.55

图7.55 烤制面包的多层平底炉中应用的转接装置。它可从上面一层炉的输送机钢带（网）1上自动取下各种面包食品2，并把它放到下面一层炉的输送机钢带（网）6上。

转接装置由截获器5、摆动抓斗4和六杆机构3（见图7.54）组成。六杆机构保证摆动抓斗4在下面的位置上有长时期的停顿，并保证与截获器机构的工作同步。

截获器5和抓斗4放在炉内，而使它们动作的机构，则成对地放在炉外。

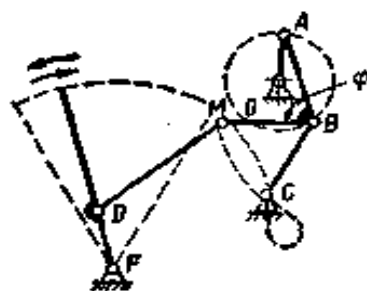


图 7.56



图 7.57

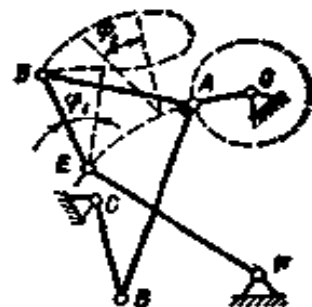


图 7.58

图7.56 从动构件在中途停歇的机构。曲柄 AO 连续转动时，摇杆 DF 实现在工作行程中部有停歇的摆动。这是因为 M 点的某一段轨迹与以构件 MD 的长度为半径的圆弧相差很小。应这样来选择铰链的中心 F ，使得摇杆在中间位置时， D 点为上述圆弧段轨迹的圆心。各构件的尺寸如下：

$$AB = BC = BM = 1, MD = 1.603,$$

$$AO = r = 0.54, FD = 0.695,$$

$$CO = \sigma = 1.3, CF = 1.8,$$

$$\varphi = 80^\circ, OF = 2.78。$$

图7.57 两个极限位置上有停歇的机构。各构件的尺寸如下：

$$AB = BC = BM = 1,$$

$$AO = r = 0.43,$$

$$CO = \sigma = 1.15,$$

$$MD = 3.34,$$

$$CF = 1.47,$$

$$\varphi = 95^\circ,$$

$$FD = 0.41,$$

$$OF = 2.51。$$

在四杆机构 $OABC$ 中，连杆 AB 上的 M 点有二段曲率近似

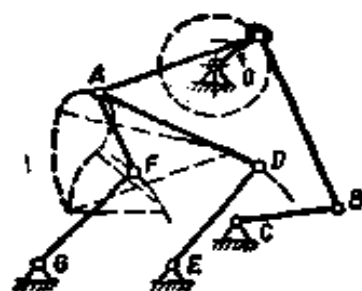


图 7.59

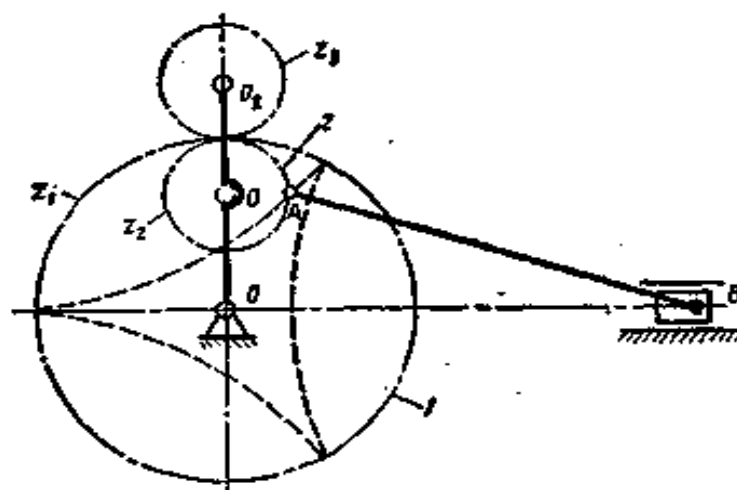


图 7.60

相等的轨迹。构件 MD 的长度就等于与这两段轨迹相符的圆弧的半径。铰链中心 F 应这样来选择，使得摇杆在两个极限位置时， D 点为这两个圆弧的圆心，从而使构件 DF 在两个极限位置上停止不动。

图7.58 从动构件 EF 有两次停歇的铰链机构。当 D 点在为角度 φ_1 、 φ_2 所限的轨迹段上运动时，从动构件就实现停歇。

图7.59 GF 和 ED 两个构件都具有停歇的铰链机构。在这个机构中，一个构件的停歇开始于另一个构件启动的时刻。

图7.60 具有长时间停歇的曲柄连杆机构。齿轮 2 沿固定齿轮 1 滚动，这两个齿轮的节圆直径之比为 1:3。连杆 AB 上的指销 A 画出内摆线，内摆线的一支近似于圆弧。因为连杆长度等于上述圆弧的半径，所以滑块 B 将在右极限位置上停歇。如果内齿轮 z_1 用同样直径的外啮合齿轮来代替，则可得到同样的效果。这时，宽的齿轮 z_2 （轮心为 O_2 ）同时与齿轮 z_2 和 z_1 啮合。

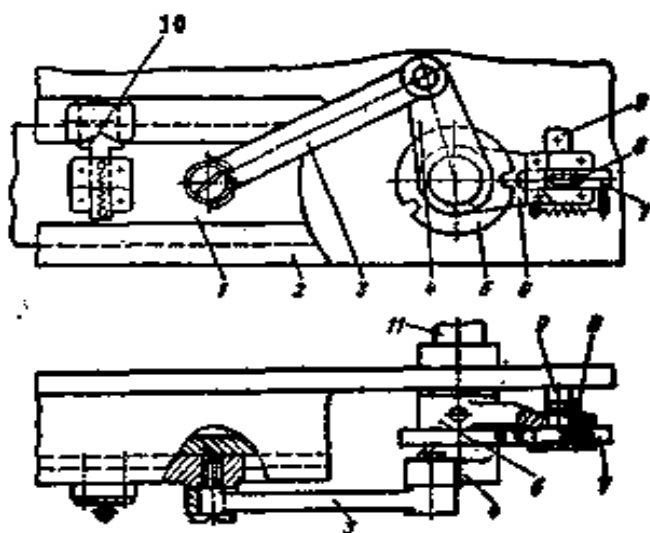


图 7.61

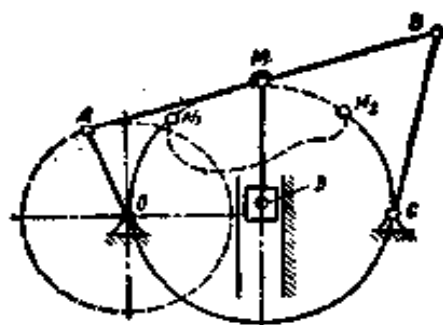


图 7.62

图7.61 行程中部具有停歇的曲柄连杆机构。利用与曲柄 4 相联的连杆 3，使滑块 1 沿机架的导轨 2 移动。曲柄 4 活套在轴 11 上，而且在曲柄的轮毂上带着一个开有二个缺口的圆盘 5。

具有插销 7 的杆 6 固结在主动轴 11 上，插销在弹簧力的作用下进入圆盘 5 上的任一个缺口中时，便带着曲柄 4 转动。指销 8 固

定在插销 7 上。挡块 9 固定在不动的机架上，它通过指销 8 使插销 7 从曲柄圆盘的缺口中退出。

与此同时，滑块 1 的停歇位置被定位销 10 所定位。曲柄 4 停止不动，直至杆 6 继续转动到插销 7 遇到圆盘 5 的下一缺口时为止。

应该指出，在曲柄连杆机构中，与滑块在行程中的位置相对应的曲柄转角是不同的，所以两缺口间的夹角不等于 180° 。

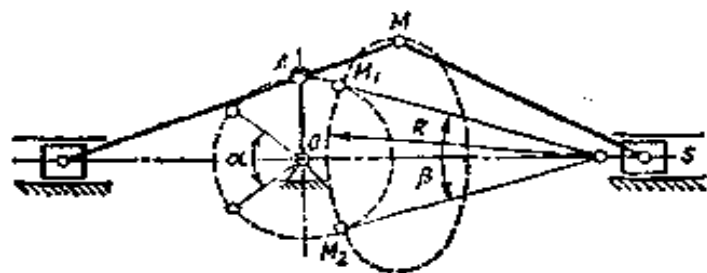


图 7.63

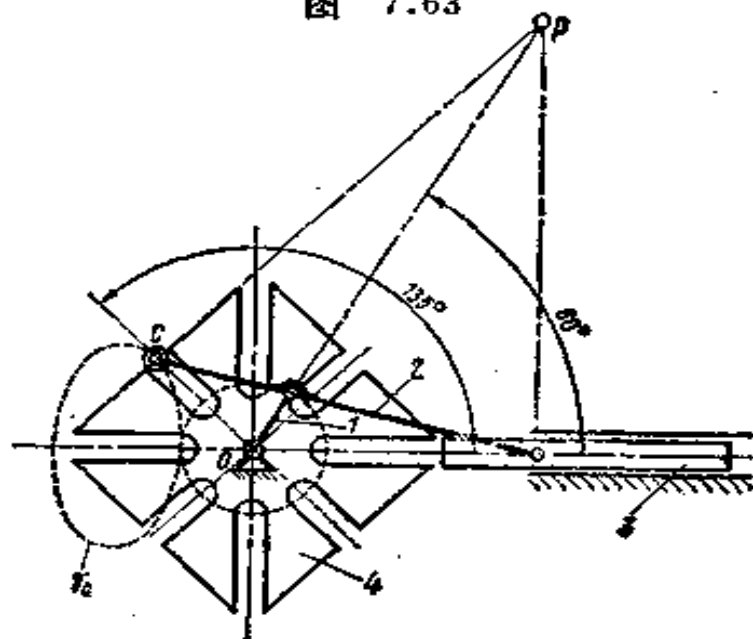


图 7.64

图 7.62 有停

歇的铰链机构。与滑块相连的构件 DM ，接到四杆机构 $OABC$ 的连杆 AB 的 M 点上。 M 点在 M_1M_2 段上的轨迹与 DM 为半径的圆弧相差很小。因此， M 点沿这段轨迹移动时，滑块相应停歇。

图 7.63 间歇运动机构。曲柄在转过角度 α 的时间内，连杆上的 M 点所描绘的一段轨迹 M_1M_2 是圆弧，其半径 R 等于连杆长度 MS 。当 M 点沿角度 β 所对应的这段圆弧 M_1M_2 走过时，滑块 S 停歇。

图 7.64 同轴槽轮机构。曲柄 1 为机构的主动构件。曲柄连杆机构连杆 2 上的圆销带动四槽槽轮 4。槽轮的运动时间与静止时间之比为 $1/2$ 。为使槽轮无冲击地启动，应该让直线 OC 与连杆曲线 γ 上的 C 点相切。槽轮转动结束后，滑块 3 的一端进入槽轮的径向槽内，将槽轮可靠地锁住（ P 为连杆的瞬时转动中心）。

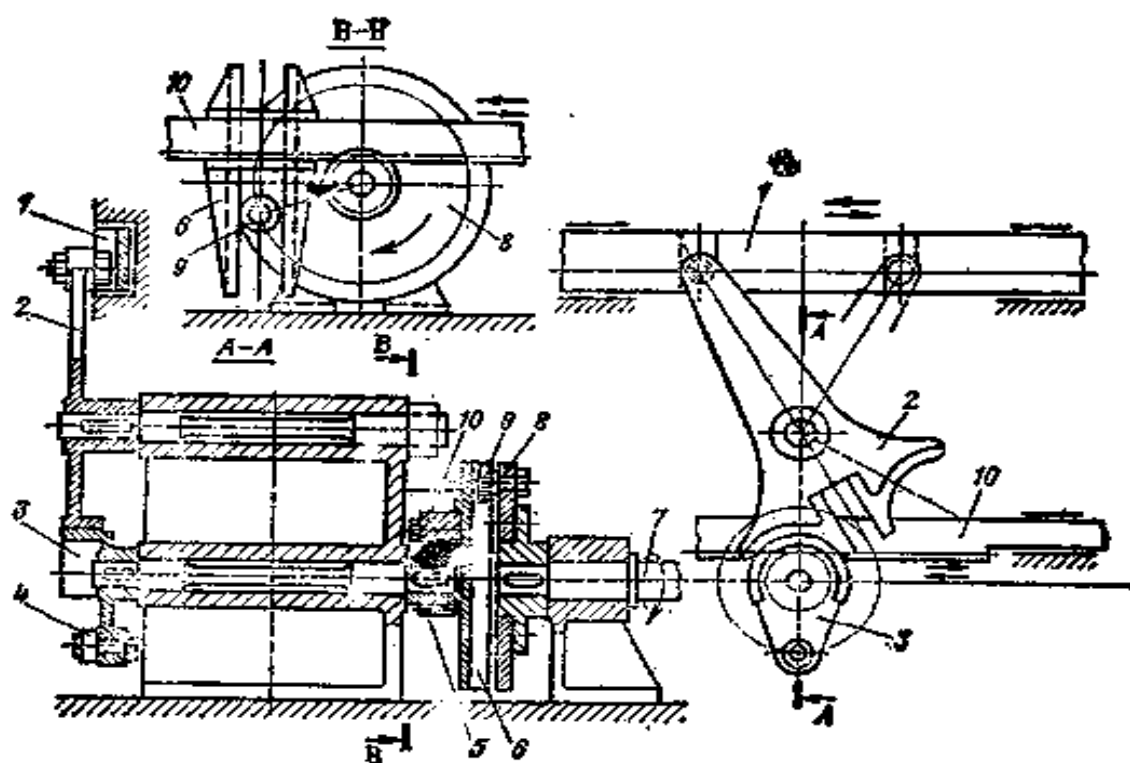


图 7.65

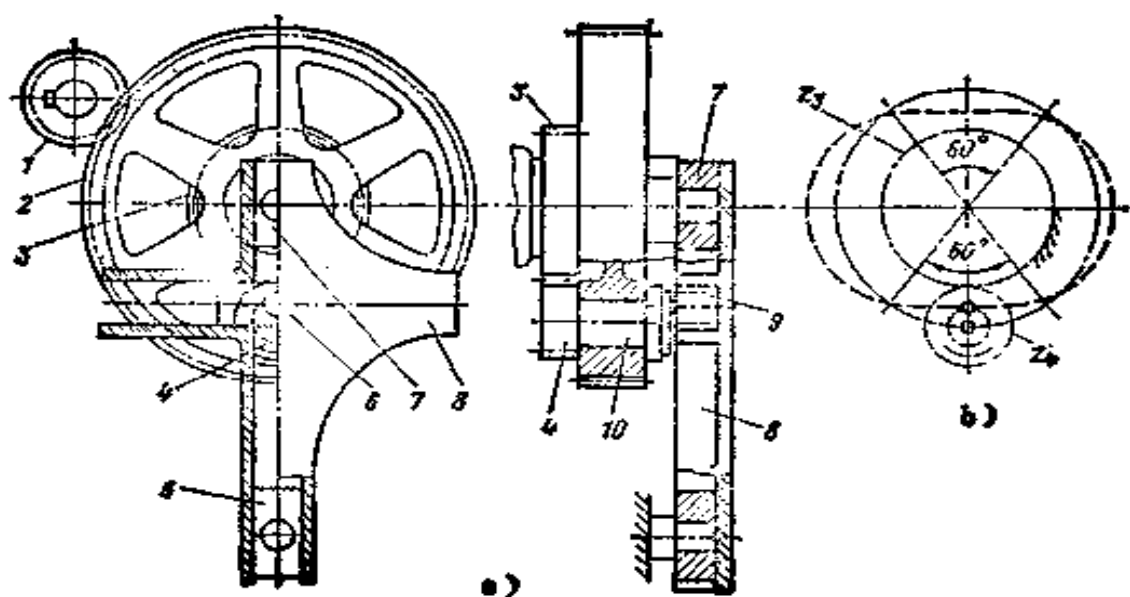


图 7.66

图7.65 两个极限位置上具有长时间停歇的往复移动机构。指销上附加有滚子9的圆盘8固定在匀速连续转动的主动轴7上，滚子9在导杆6的垂直槽内滑动，导杆固定在作往复移动的齿条10上。齿条的行程与齿轮5的半径应这样选取，即使轴7在按图示方向转一周的时间内，齿轮正、反向轮流各转一周。

滑块1是机构的从动构件，它由具有扇形六槽槽轮的杆2来带动。槽轮机构的曲柄3上有圆销4，因为3和齿轮5装在同一根轴上，所以它们完成一样的运动。

滑块1从一个极限位置移到另一个极限位置时，曲柄3相应转过角度 120° ，滑块1在极限位置的停歇时间，相应于曲柄3转过 240° 。

图7.66 每个行程的终点有停歇的曲柄导杆机构。导杆8用导向滑块5和7保持在垂直位置，并由具有滑块9的曲柄销6带动作往复移动。曲柄销6的轴10（图7.66 a）装在齿轮2轮辐上的孔中，并与齿轮4刚性连接，而齿轮4与固定不动的齿轮3啮合。齿轮3与齿轮4的齿数比等于 $1/2$ 。齿轮1是机构的主动构件。由于曲柄销6的中心可相对于齿轮4的轴线转动，而齿轮4的轴线又相对于齿轮2的轴线转动，所以它作复合运动。曲柄销6中心轨迹（图7.66 b）的两边，在角度等于 60° 的范围内都有一段轨迹近似于直线。所以滑块9在这两段轨迹上时导杆8将停住不动。

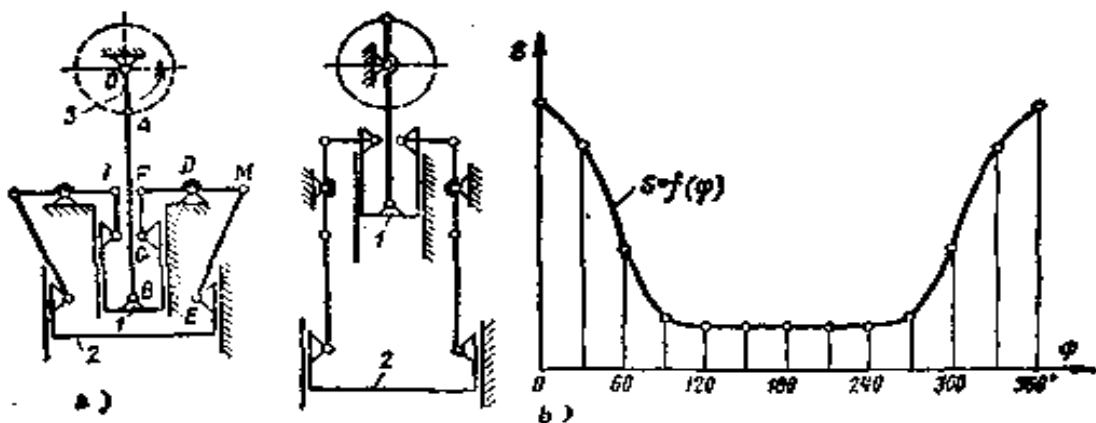


图 7.67

图7.67 滑块2具有长时间停歇的机构，它应用在深拉伸成形的曲柄压力机中。实现拉延的内滑块1（图7.67 a），由曲柄连杆机构OAB带动。而外部加压的滑块2，则由一对曲轴杠杆机构CFDME带动。外滑块的停歇时间为曲轴3转过1/3转的时间。图7.67 b）给出了滑块2的位移与曲轴3转角的函数关系。

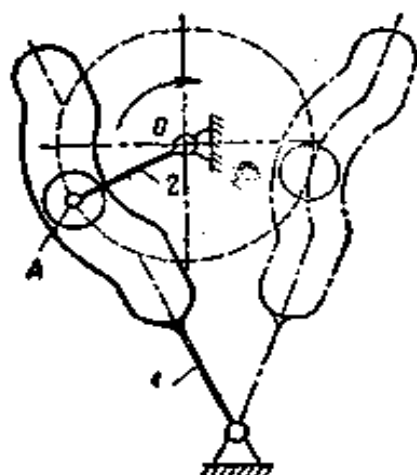


图 7.68

图7.68 左边极限位置停歇的导杆机构。用这样的方法来保证停歇，即导杆槽中线的某一部分用圆弧作成，其圆弧半径等于曲柄2的长度。

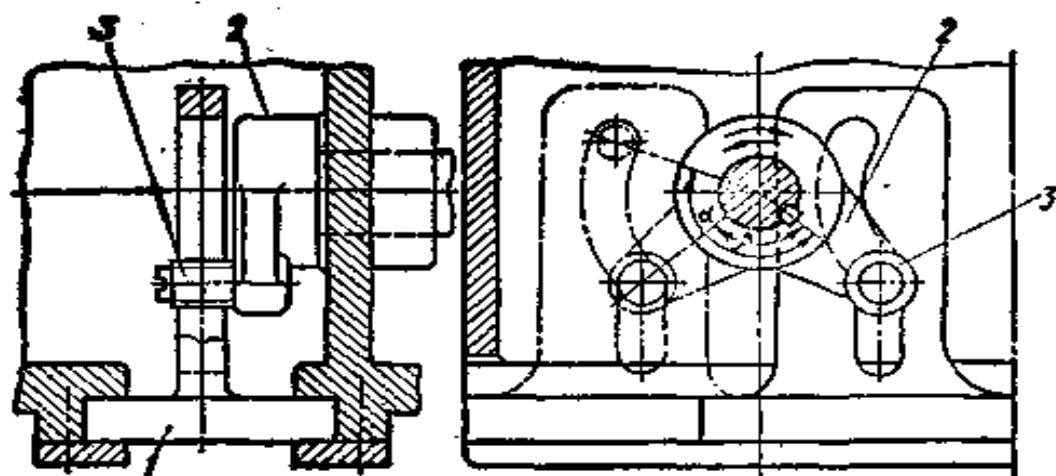


图 7.69

图7.69 滑块在一个冲程结束后停止不动的机构。摇杆2是机构的主动构件，它在角度 α 的范围内摆动。无论摇杆是顺时针还是逆时针运动，在摆角 β 的范围内滑块1均作移动。而摇杆在角度 $(\alpha - \beta)$ 的范围内时，滑块1保持不动，这是因为滚子3沿着与摇杆轴线同心的圆弧槽运动。这种机构用于滚压电气箱盖本体带螺纹台座的自动机中。

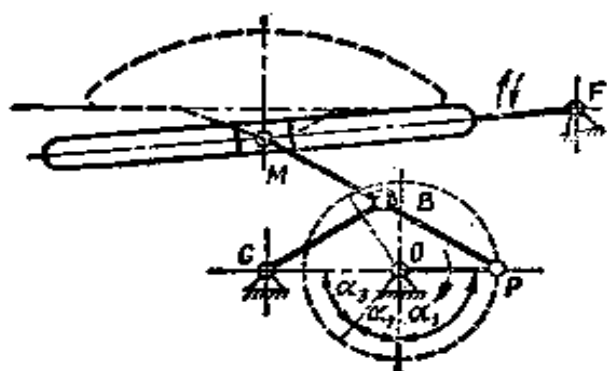


图 7.70

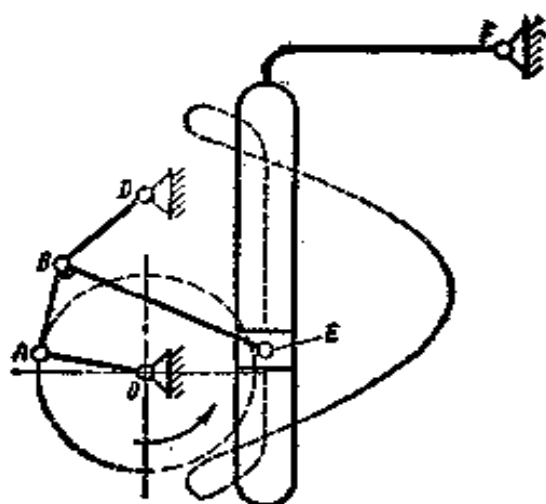


图 7.71

图7.70 从动构件在正、反行程的中部有停歇的机构。根据曲柄转角决定的导杆的运动时间和静止时间分配如下： $\alpha_1 = 90^\circ$ —运动； $\alpha_2 = 38^\circ$ —静止； $\alpha_3 = 52^\circ$ —运动。反行程与正行程对称。

导杆太长是机构 $OCFPBM$ 结构上的缺点。

图7.71 具有停歇的机构。在铰链四杆机构 $OABD$ 中，连杆 E 点的轨迹上有一段与直线相差很小。以 F 点为转动中心的导杆，在图示位置，其导向槽与 E 点轨迹的近似直线段重合，则当 E 点在沿直线部分运动的时间段内导杆停歇。

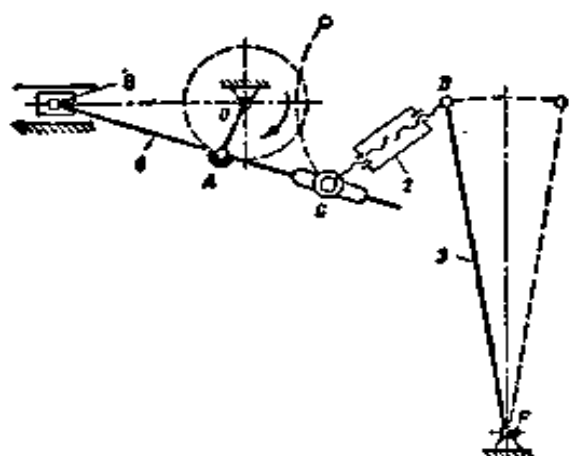


图 7.72

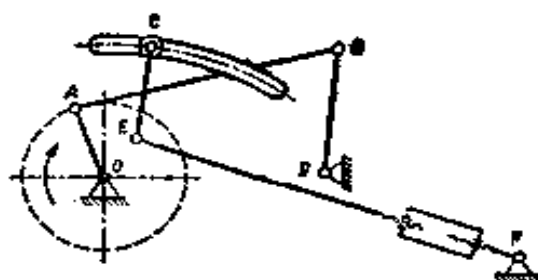


图 7.73

图7.72 摇杆带有停歇的连杆机构。在不改变摆角行程的条件下，为了在给定范围内改变摇杆 3 的停歇时间长短，机构具有

可变长度的构件，即在连杆 1 上预先做出长槽，而构件 2 长度可变。同时改变 AC 和 CD 段的长度，以调节停歇时间。

图 7.73 具有停歇且行程可变的机构。机构可在摇杆 FE 的停歇位置近似不变的情况下，调节它的长度。在调节摇杆 FE 的角度行程时，构件 CE 的长度仍然不变。铰链 C 经调整后被固定在给定的位置上。

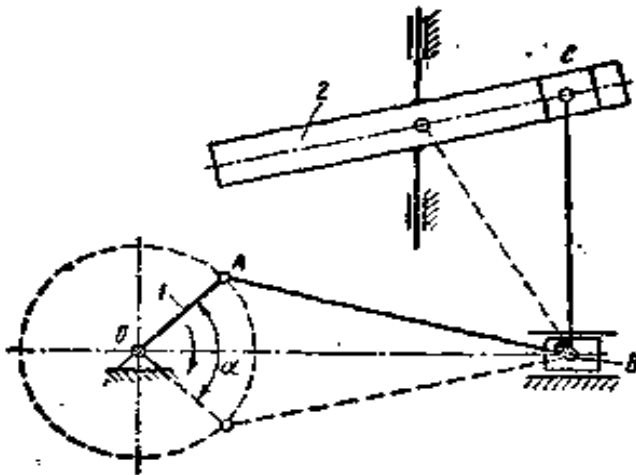


图 7.74

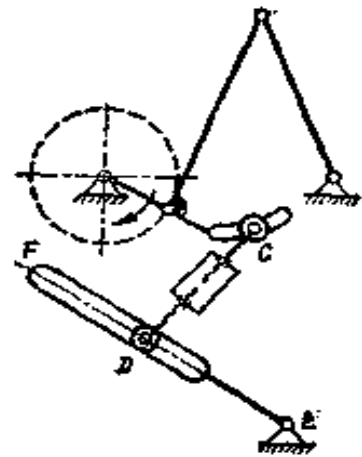


图 7.75

图 7.74 机构 $OABC$ 使构件 2 作具有停歇的往复移动。当曲柄 1 在角度 α 的范围内（转角大于 90° ）转动时， C 点将在连杆曲线的近似直线段上，而该段直线与导杆 2 斜导槽的轴线重合，故导杆将接近于停歇。

图 7.75 摇杆 FE 具有停歇且可改变摆动幅度的连杆机构。用重新安置铰链 D 在摇杆槽中的位置，并同时改变连杆 CD 长度的办法来调节摆幅。

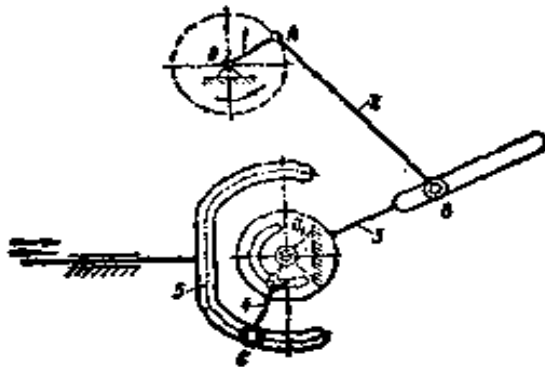


图 7.76

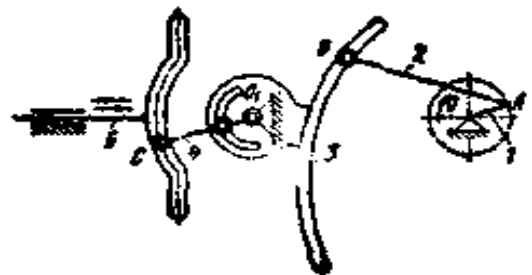


图 7.77

图7.76 从动构件具有停歇和可调行程长度 h 。 $OABO_1C$ 。由于构件4相对于摇杆3的固定位置可改变导杆5重演一次或二次停歇，并且还可改变行程的大小和相位。重新安置连杆2的销子B在摇杆上的位置，也能改变行程大小。指销C沿圆弧槽运动时，从动构件(导杆5)停歇。曲柄1是机构的主动构件。

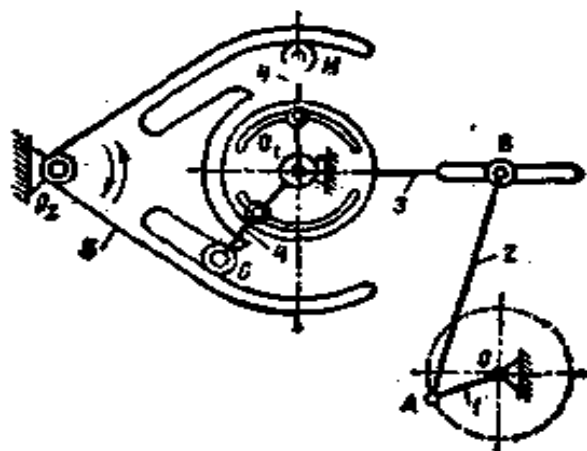


图 7.78

图7.77 从动构件5的运动在左极限位置上具有停歇的机构。重新配置连杆2的指销B

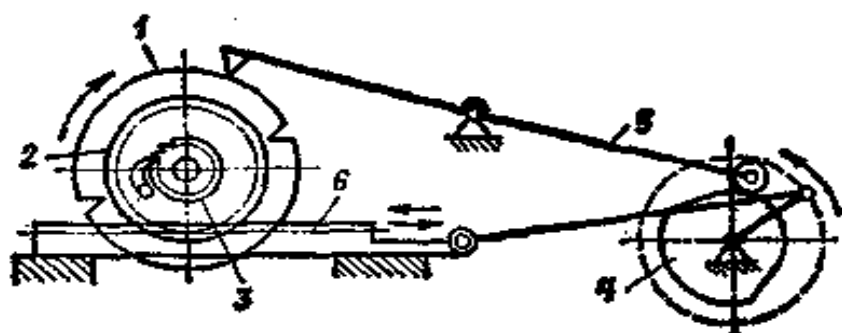


图 7.79

和构件4相对于构件3的位置，可以相继地调整构件5行程的大小和停歇的时间。曲柄1是机构的主动构件。

图7.78 与上述机构相似的机构。它是把曲柄摇杆机构 $OABO_1$ 与导杆机构 O_1MO_2 和 O_1CO_2 连接起来的机构。重新配置连杆2的指销B和构件4相对于构件3的位置，可调整从动构件5的运动。曲柄1是机构的主动构件。

图7.79 运动具有停歇的机构。曲柄和凸轮4固定在主动轴上，曲柄与连杆以及沿平面滑动的齿条6连接，凸轮则传动杠杆5，从动部件在停歇的时间内被杠杆5销住。棘轮3和带缺口的圆盘1刚性地固定在从动轴上；棘轮3的棘爪固定在齿轮2上；齿轮活套在从动轴上并与齿条6啮合。主动轴转动时，有半转使从

动轴作工作运动，另半转使从动轴停歇。如果选择不同的齿轮半径、曲柄长度和棘轮 3 的齿数，则在主动轴转一周的时间内，能使从动轴得到任意大小的转角。

图7.80 滑块在行程终点停歇并有快速回程的机构。具有凸台 7、4 和 10 的滑块 3 支承在有 T 型导轨的机架 6 上。拨杆 9 固定在主动轴 1 上，以低速转动。当拨杆 9 与凸台 10 啮合时，把滑块 3 升到图中虚线所示位置。凸

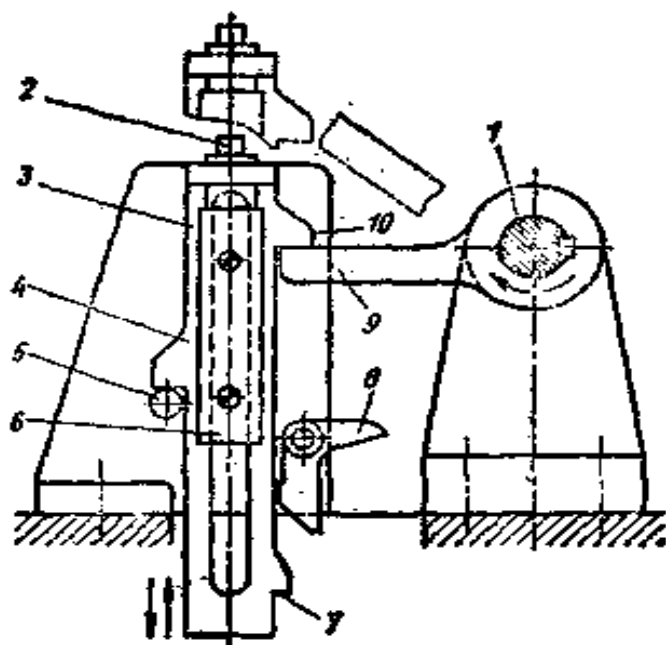


图 7.80

台 7 被止动爪 8 固定在这个位置上，使滑块停住不动，直到因拨杆 9 的继续转动而拨动止动爪相对于它自身的轴线回转并使 7 脱离爪 8 时为止。然后，滑块在重力和装在杆 2 上的压缩弹簧（图中未画出）力的作用下向下运动。由定位销 5 确定滑块的下极限位置。

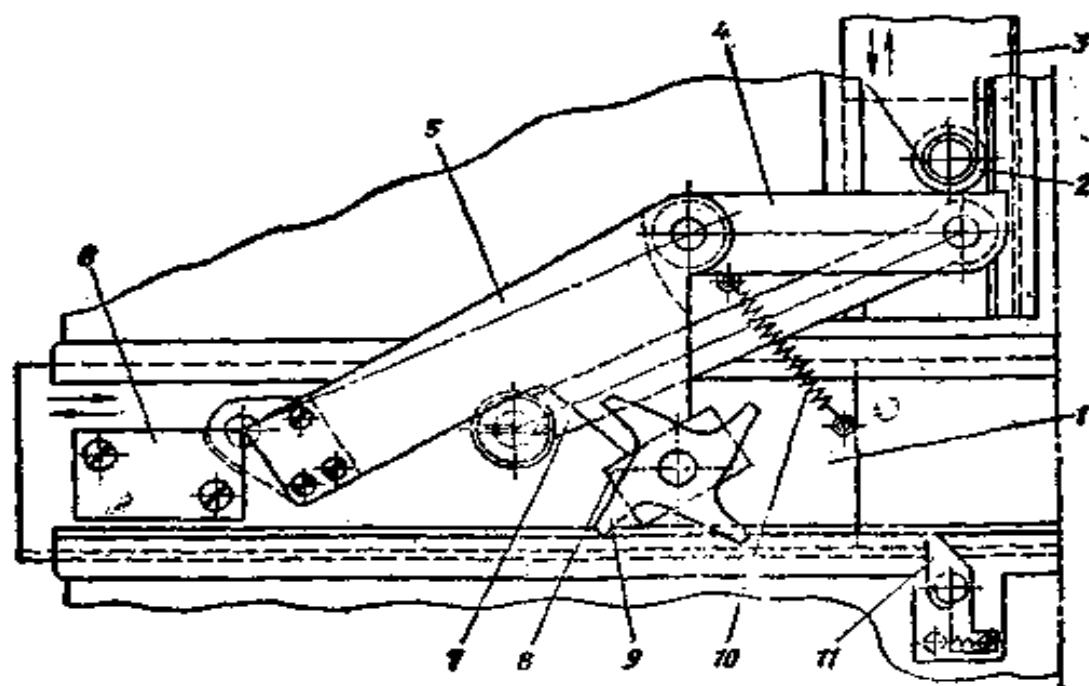


图 7.81

图7.81 使滑块的长、短行程交替并在每一次行程终点上有停歇的机构。作往复移动的滑块1是主动构件，具有滚子2的滑块3是从动件。

当滑块1移动时，滚子2沿着杆4、杆5和薄板6（装在滑块1上）的上、侧表面滚动。

当滚子2沿着薄板6和杆4的水平工作表面滚动时，滑块3相应为停歇时期，而沿着杆5的斜面滚动时，滑块3作垂直移动。

杆4、5和7用铰链连接组成一个能使杆4上下移动的平行四边形。在行程的终点上，利用挡块11拨动星形轮9，带动和它固结的凸轮8转过角度 90° ，以自动实现滑块3上升高度的变化。用弹簧10保证杆5的凸出部分与凸轮8保持接触。

机构应用在通过滑块上极限点的位移来改变行程长度的包装纸板的生产中。

具有停歇的凸轮机构

图7.82 由三角形凸轮带动的导杆机构。该凸轮是以等边三角形的三顶点为中心，以边长为半径的圆弧围成的。导杆在极限位置时停歇，停歇时间相应于主动轴转过角度 60° 的时间（图7.82

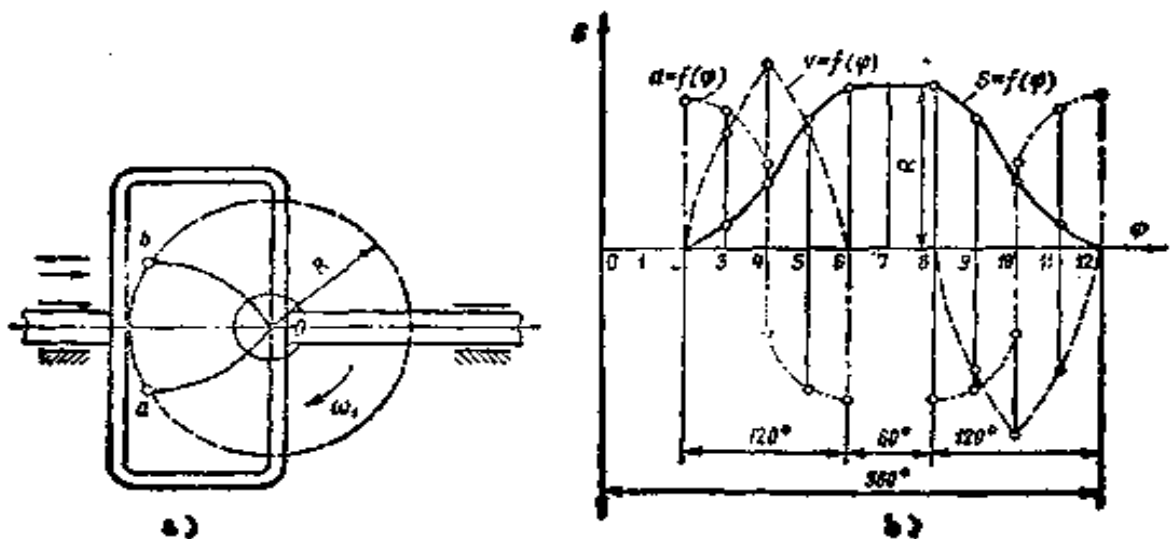


图 7.82

a)。导杆的最大行程长度等于描绘凸轮轮廓的半径 R 。导杆的位移曲线图见图 7.82 b)。

当 Oa 线转到水平位置的瞬间，导杆开始向右运动。在第一个阶段 (60°) 的时间内，即凸轮转过 60° ，

$$S = R(1 - \cos \varphi); \quad 0^\circ < \varphi < 60^\circ$$

在第二个阶段的时间段内，相应于凸轮再转过角度 60° ，那时导杆已由 b 点带动：

$$S = R \sin(\varphi - 30^\circ); \quad 60^\circ < \varphi < 120^\circ$$

在 $0^\circ < \varphi < 60^\circ$ 这一段内，当 $\varphi = 60^\circ$ 时，导杆的速度曲线得到尖点，

$$V = \omega_1 R \sin \varphi$$

而在 $60^\circ < \varphi < 120^\circ$ 这一段内

$$V = \omega_1 R \cos(\varphi - 30^\circ)$$

在 $0^\circ < \varphi < 60^\circ$ 这一段内的加速度为：

$$a = \omega_1^2 R \cos \varphi$$

而在 $60^\circ < \varphi < 120^\circ$ 这一段内

$$a = -\omega_1^2 R \sin(\varphi - 30^\circ)$$

当 $\varphi = 60^\circ$ 时，加速度曲线出现间断点。加速度阶跃 $\Delta a = \omega_1^2 R$ 。在导杆运动的始点和终点上都同样地有加速度的阶跃。

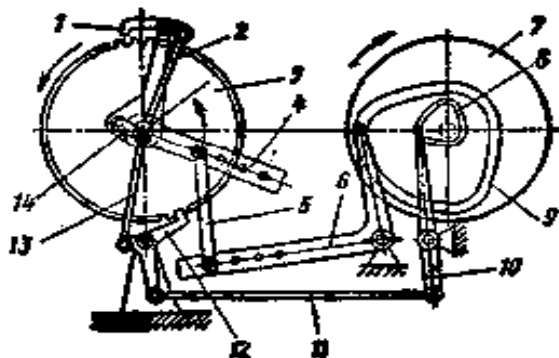


图 7.83

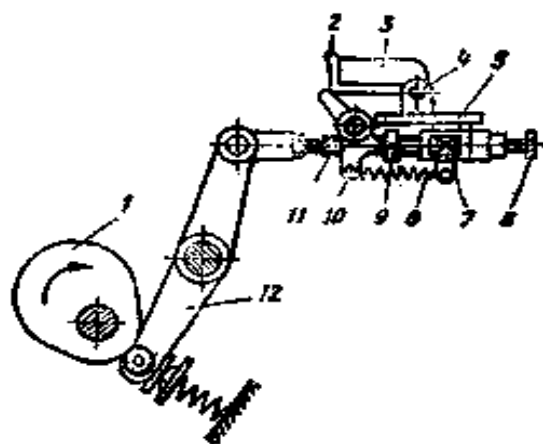


图 7.84

图7.83 将匀速转动转变为有停歇的非匀速转动的机构。开有两条曲线槽8和9的主动盘7，通过曲杆6和连杆5带动有棘爪1的角形杠杆4，同时又通过杠杆10和连杆11带动棘爪12（摆动轴在机架上）。棘爪12和棘爪1之间用铰接在转臂14上的构件2和13连接。

8和9两条槽的曲线应这样选择，即使棘爪1啮入瞬间，棘爪12脱开。当曲杆6的滚子通过以圆盘7中心为圆心的圆弧段时，杆6、5、4和棘轮3相应停歇。棘轮3的运动特性随着两条槽8和9的曲线及构件4和6的长度的改变而变化。

图7.84 用来将板材从料垛中送到机器去的具有停歇的往复移动机构。由凸轮1通过杠杆12带动滑架5。当滑架5上的杠杆3相对于中心4摆动时，由凸台2将板材送向机器。滑架5的凸块7可在拉杆11的槽内移动，其移动长度可用螺钉6调节。凸块7与杠杆10之间用弹簧8连接。当滑架5被固定挡块挡住在图示位置后，拉杆11相对于凸块7继续移动，其上的挡环9则推动杠杆10，从而使杠杆3送进。有剖面线的轴表示固定在机架上。

凸轮廓线保证拉杆11在每一个行程终止时停歇。改变槽的长度可以增大滑架5的停歇时间。

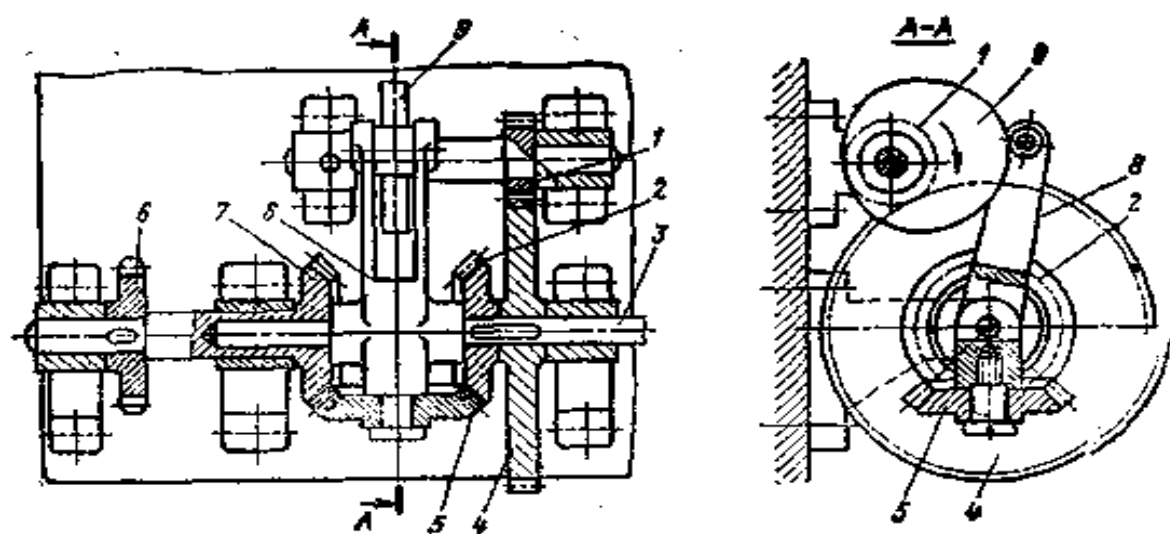


图 7.85

图7.85 具有停歇的链式输送机的传动机构，它用于盒子的输送及其装填。轴3通过差速器带动从动链轮6，并通过齿轮4、齿轮1以及凸轮9使差速器的转臂8摆动。例如，在输送链等于链轮分度圆周长的每一段上，有四个装料站和四次停歇时间，每次停歇时间的长度用试验法找到，它相当于轴3转 $1/8$ 转的时间，这必须使轴3在转 $1/8$ 周的时间内凸轮完成 $1/2$ 周 $\left(\frac{z_4}{z_1} = 4\right)$ ，并保证齿轮5与齿轮7作适当的滚转，使带有链轮的齿轮7在轴3转 $1/8$ 周的时间内停住不动。众所周知，由相同的圆锥齿轮2、5、7组成的差速器，如果转臂的速度比主动轮的速度小一倍，则其中的另一个中心轮将不动 \ominus 。

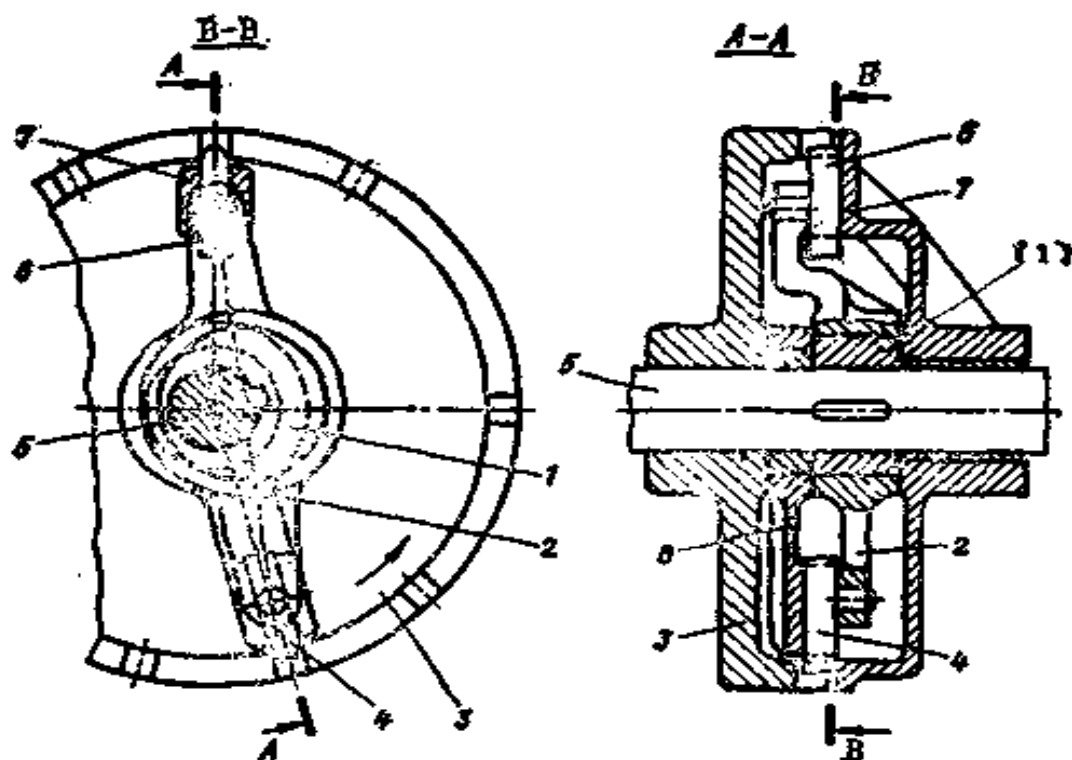


图 7.86

图7.86 搓线机输送器的偏心轮式间歇运动机构。鼓轮3携带着链轮或齿轮（图中未画出），它借助于具有主动偏心轮1（在轴5上）的曲柄连杆机构带动作间歇运动。这个机构的滑块6（定位齿）在不动的鼓轮7的导轨中移动，同时作为鼓轮3的定位

\ominus 转臂与主动轮同向转时，轮7不动；反向转时轮7转速比主动轮转速大一倍。

器。机构的第二个滑块 4（传动齿）铰接在连杆 2 相反的一端，它在与鼓轮 3 同轴的导杆 8 中运动，并周期性地进入鼓轮 3 的槽中。由于鼓轮 3 的端面上有 z 条槽，所以使鼓轮 3 在轴 5 的每一转中，由传动齿 4 带着转过 $\frac{1}{z}$ 转，然后用定位齿 6 锁止在停歇位置上。

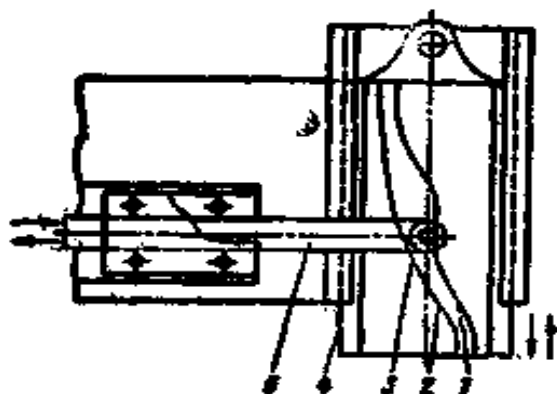


图 7.87

图 7.87 具有停歇的往复移动机构。使机构运动的滑块 5 由平面凸轮 4 带动。4 的廓形槽上有一段直线部分。滚子 3 在向前进和往后退时，靠摩擦力使其与槽壁 1 和 2 保持接触。

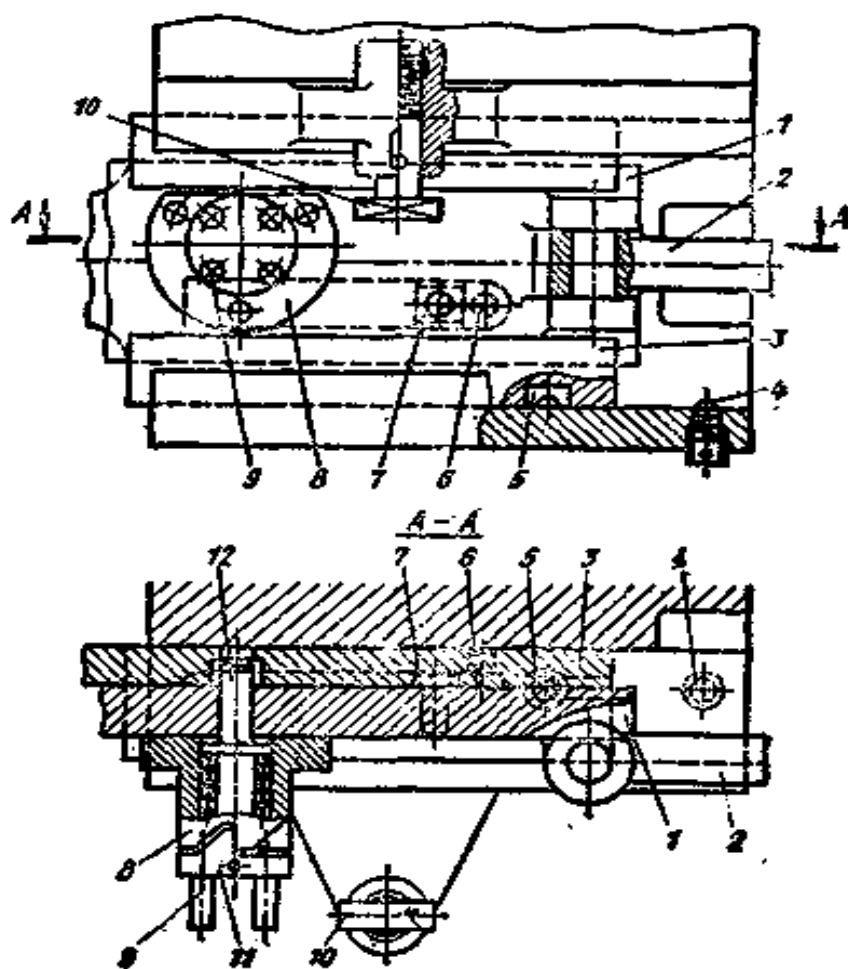


图 7.88

图7.88 跳汰机中滑块具有停歇的往复移动机构。滑块1由连杆2带动，滑块1与滑块3利用弹簧压住的指销12可分可合，它由带斜面的并装有四个指销9的盘11建立起这种关系。当盘11上的指销9碰到固定的挡块10时，盘转过90°，同时由于8具有斜面而使之沿轴向移动，从而将指销12由滑块3的凹坑中拔出。

滑块3在左极限位置上停歇的准确性，由处于单面接触的止动挡块6和7来保证，而在右极限位置上，则由弹性定位销4插入5的凹坑中来保证。

滑块3在三次联合运动行程后停歇一次。

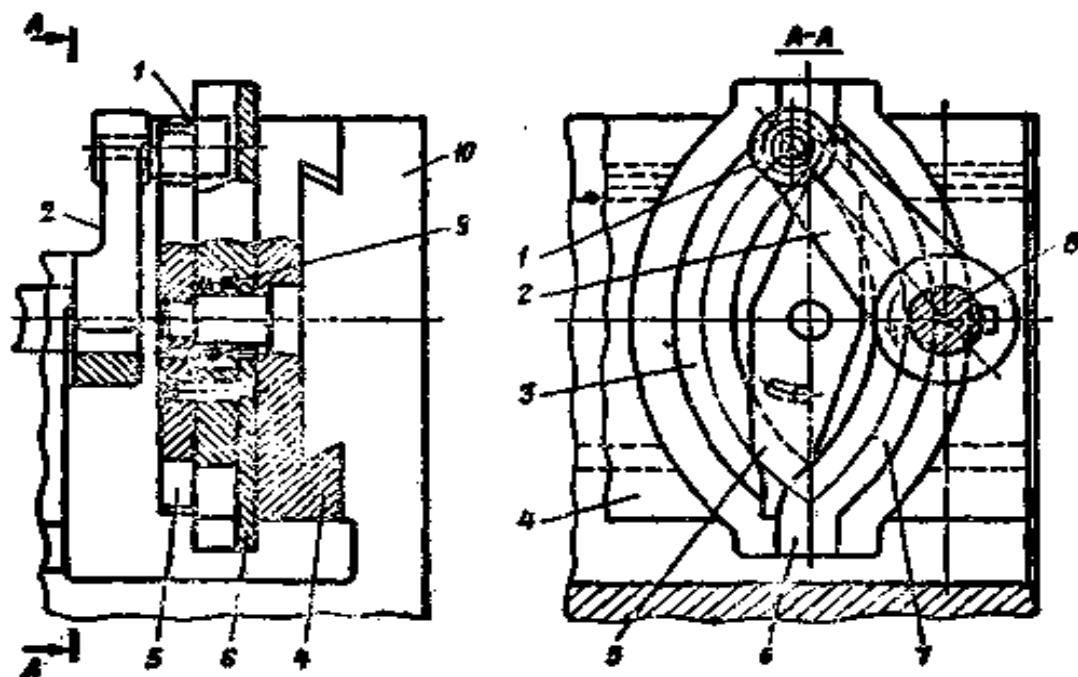


图 7.89

图7.89 每个行程完成之后停歇的曲柄导杆机构。在指销上有滚子1的曲柄2固结在主动轴8上。

导杆6固定在溜板4上，并沿机架10的导轨移动。导杆6上有两个圆弧槽3和7，其曲率半径等于曲柄2的长度。圆弧槽外面的部分用平面限止（直线槽）。滚子1由导杆槽的直线段过渡到圆弧段，或由圆弧段过渡到直线段，是用导向板（转辙器）5来保证的。导向板5用弹簧9保持在图示位置。

带有导杆6的溜板4将在两个极限位置上停歇，静止的时间

是依靠曲线槽圆弧所对应角度的大小来确定的。

机构用于线材制品生产中的弯曲工序。

具有停歇的齿轮机构

图7.90 间歇运动机构。有10个齿的扇形齿轮1是机构的主动构件，它与10个齿的普通齿轮2啮合。齿轮2上附加一个有10个圆弧缺口的盘，它是从动轮2在停歇时间内定位所必需的。



图 7.90

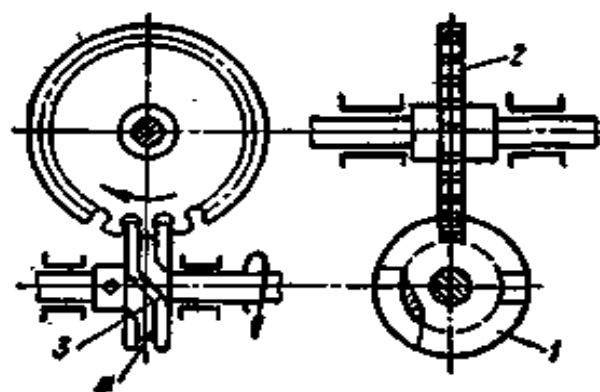


图 7.91

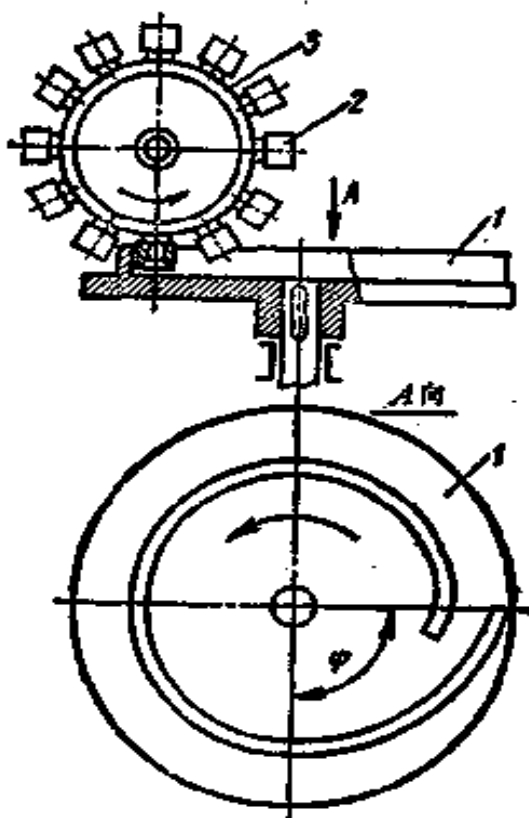


图 7.92

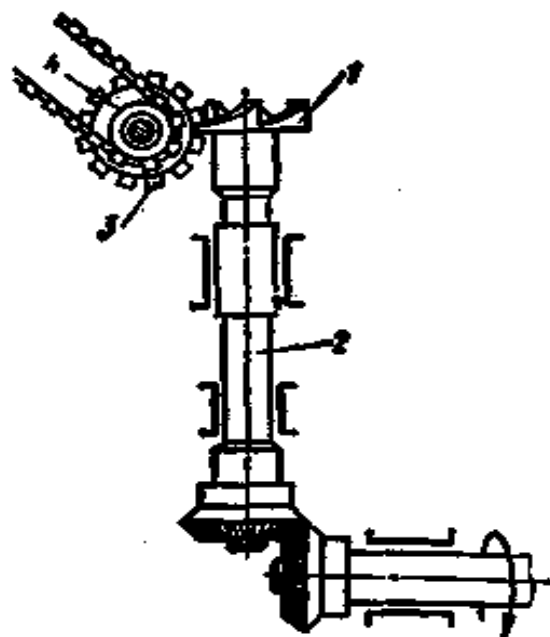


图 7.93

图7.91 交错轴之间传递间歇运动的机构。主动构件1做成带有槽 α 的鼓轮形状。在槽的3这一部分上做成螺旋槽的形式。轮2每次转过的角度与一个节距相当。

图7.92 星形轮具有停歇的机构。机构中，圆盘1借助于螺旋线状的凸缘，带动有圆销2的星形轮3作具有停歇的运动。在角度 ψ 范围内，按螺旋线描绘的凸缘和圆销啮合时，星形轮产生运动。而当凸缘的其它部分与圆销啮合时，从动星形轮停止不动。

图7.93 拉歇尔经编机 (Ращель-Машина) 链条鼓轮的转动机构。端面具有锯齿形齿的盘1刚性固结在匀速转动的轴2上，它与具有特殊形齿的齿轮3处于单面啮合位置。齿轮3和与之相联的链条鼓轮4得到单向间歇运动。

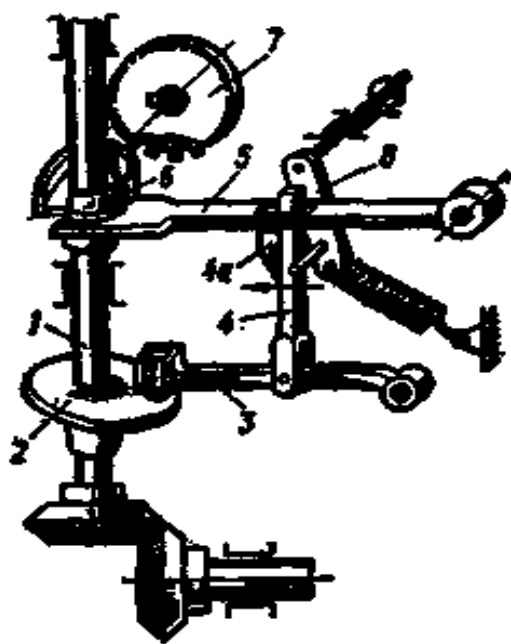


图 7.94

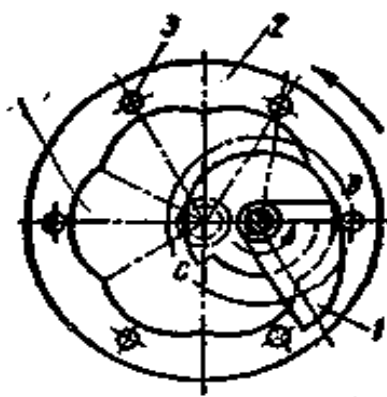


图 7.95

图7.94 拉歇尔经编机下滚筒周期性运动的机构。有一倾斜圆盘2装在垂直转动轴1上，使杠杆3摆动，从而带动推杆4，使4上带凸块 α 的一端通过杠杆5的孔。在分离杆8使推杆4朝箭头方向转动以前，杠杆5一直保持不动；当推杆4向箭头方向转动时，它的凸块 α 使杠杆5和蜗形轮6向上升起。于是蜗形轮6与齿轮7进入啮合，并使齿轮转过一个齿。

图7.95 具有停歇的内啮合针轮机构。主动构件1使具有针齿3的针轮2作同方向的间歇转动。为了防止轮2自发地转动，构件1上附加有锁止弧CD，在锁止时，CD弧沿轮2上相应的圆弧滑动。

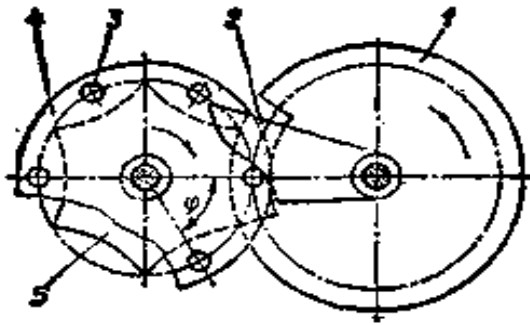


图 7.96

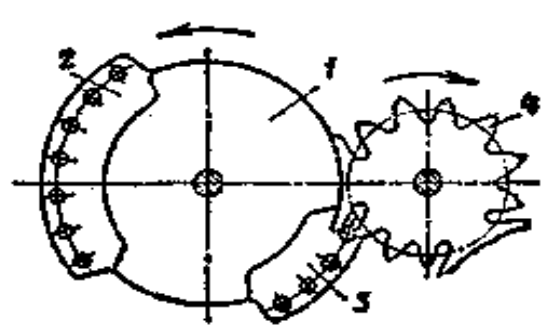


图 7.97

图7.96 具有停歇的外啮合针轮机构。主动轮1上附加有齿2，齿2作用在轮4的针齿3上。轮1转一周，针齿转过角度 $\varphi = \frac{2\pi}{z}$ （其中 z 是针齿数）。当齿2与针齿脱离啮合后，轮5用半圆弧把轮4锁止在停歇位置。

图7.97 具有两次停歇的星轮机构。在主动轮1的扇形块2上，附加有7个针齿，在扇形块3上有4个针齿。为此，在从动构件4上做出与针齿数相当的槽数，这些槽能保证在啮合时使从动轴作匀速转动。为了使轮4由静止到等速转动平稳过渡，第一个针齿和最后一个针齿应与针轮4上相应廓形的槽相啮合。计算公式列于48页。



图 7.98

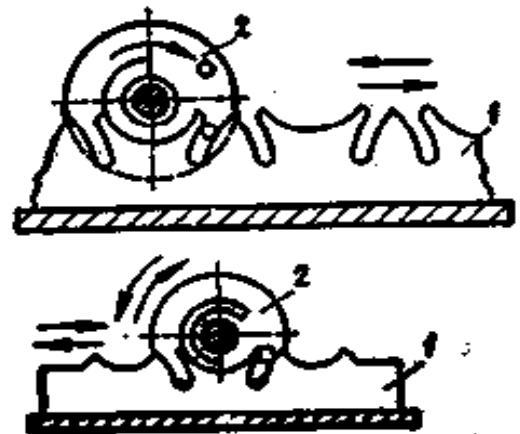


图 7.99

图7.98 针齿条带动星形轮作间歇运动的星轮机构。星形轮3静止时期由导轨4锁止。齿条1上的针齿2与星形轮的齿啮合时，使星形轮运动。

图7.99 齿条作间歇运动的星轮机构。齿条1的齿廓按摆线的等距曲线制出。运动时间内，针轮2转过的相应弧长等于齿距与啮合弧之和。上图所示为轮2单向转动时，齿条1作间歇运动的传动。下图所示为轮2往复转动时，齿条1作具有停歇的往复运动。



图 7.100

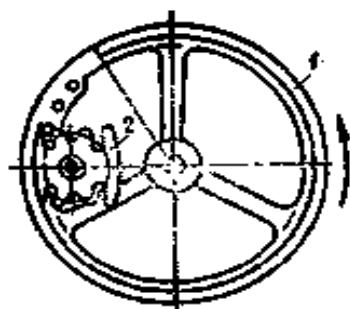


图 7.101

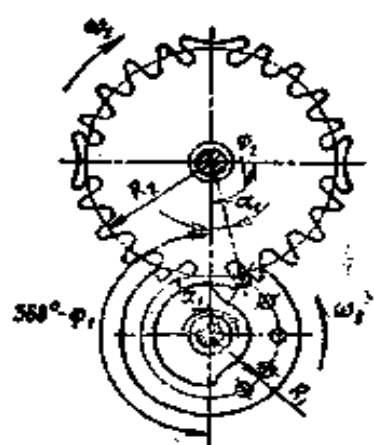


图 7.102

图7.100 传递有停歇运动的内啮合星轮机构。具有针齿3的主动轮1以匀角速度绕 O_2 轴转动，并带动绕 O_1 轴转动的星形轮2作间歇运动。

图7.101 从动构件2具有两次停歇的内啮合星轮机构。针轮1为主动构件。

图7.102 具有四个相等的运动周期和四个相等的静止周期的星轮机构。机构在所有运动周期中的传动比 $u_{1,2}$ 均相同（ R_1 和 R_2 —节圆半径； φ_1 和 φ_2 —在运动周期内两个构件的转角）；

$$\frac{T_A}{T} = \frac{\varphi_1}{2\pi}; \quad \frac{T_B}{T} = 1 - \frac{\varphi_1}{2\pi}; \quad e = \frac{\varphi_1}{\varphi_2}$$

若在各个运动周期内转角 φ_2 相等，则

$$\varphi_2 = \frac{2\pi}{m}$$

式中 m ——锁止弧数。

$$e = \frac{2\pi T_a m}{2\pi T} = \frac{m T_a}{T}$$

$$\frac{T_a}{T} = \frac{e}{m}$$

e 亦可用传动比表示：

$$e = -u_{12} \left(\frac{m}{2} - 1 \right) + m \frac{4 + 3u_{12}}{\pi} \arcsin \frac{u_{12}}{2(1+u_{12})}$$

式中 $u_{12} = \frac{R_2}{R_1}$ 。

在运动开始瞬间，确定轮上外摆线开始点相对于连心线位置的角度 α_2 和针齿中心相对于连心线位置的角度 α_1 ，其值可用下式求得：

$$\alpha_1 = 2 \arcsin \frac{u_{12}}{2(1+u_{12})}$$

$$\alpha_2 = \frac{\pi}{2} - \frac{\alpha_1}{2} \left(1 + \operatorname{cosec} \frac{\alpha_1}{2} \right)$$

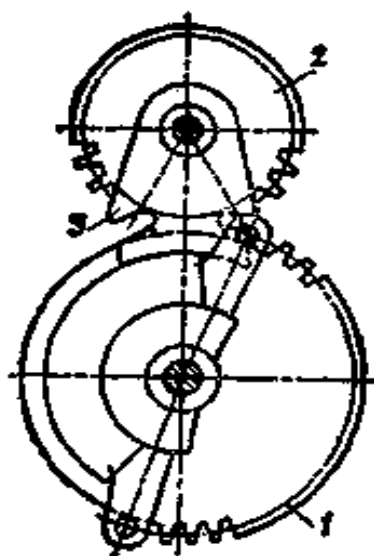


图 7.103

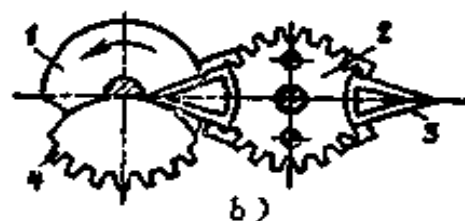
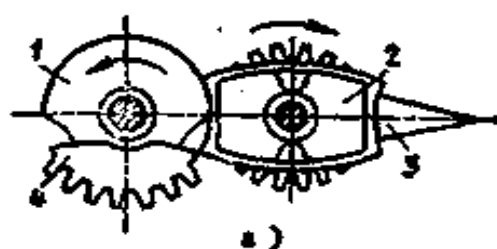


图 7.104

图7.103 轮齿具有标准渐开线齿廓的间歇传动装置。为了消除从动齿轮 2 (1 是主动齿轮) 在运动开始和终止时的冲击，

在传动装置上附加过渡齿 3。传动比 $u_{1,2} = 0.5$ 。

图7.104 不完全齿轮。主动齿轮 4 (图 7.104 a) 转一周, 从动齿轮 2 转过 180° 。为将轮齿引入啮合, 设有滚转杆 3。在停歇时间内, 从动构件由锁止弧 1 定位。图 7.104 b) 所示为图 7.104 a) 轮子背面的镜像。

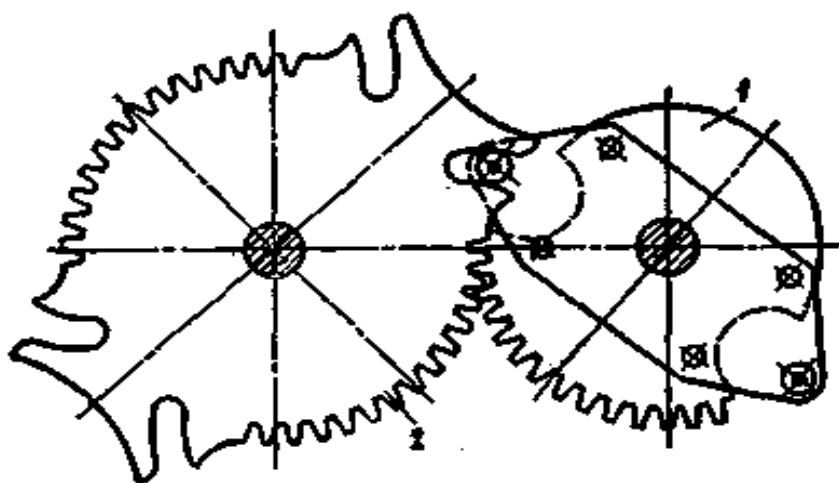


图 7.105

图7.105 制鞋机的星轮机构。主动轮 1 转一周, 从动轮 2 转过 $1/2$ 周, 在此半周内, 有停歇、加速转动和等速转动周期。

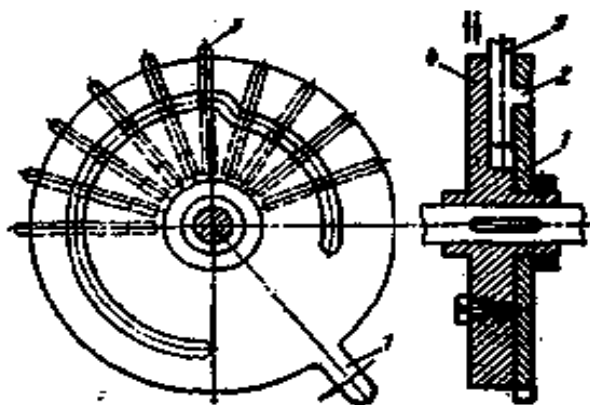


图 7.106

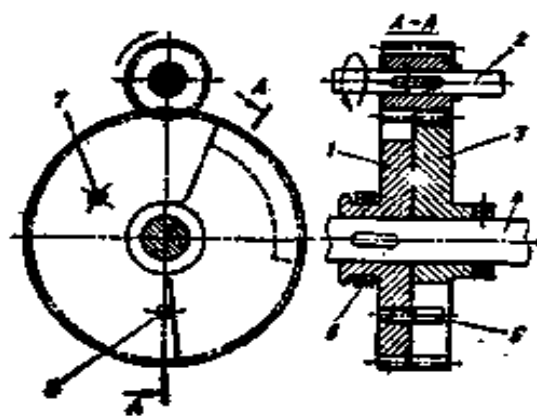


图 7.107

图7.106 齿数可变的齿轮。齿 3 分布在圆盘 4 的径向槽内。当转动盘 1 时, 齿 3 的凸销 2 在盘 1 的曲线槽内滑动, 从而可改

变齿数及它们的分布规律。

这种机构能够调节运动时间和停歇时间的长短，它常用于计算器中。

图7.107 运动有停歇的机构。从动齿轮 1 是一个不完整的齿圈。与它同一根轴上有一个扇形齿轮 3。当主动齿轮转动时，通过齿轮 1 上的指销 5 推动扇形轮 3 转动，当主动齿轮与扇形齿轮进入啮合的同时，齿轮 1 退出啮合，并停下不动，直到扇形齿轮碰到指销 7 时为止，随后，

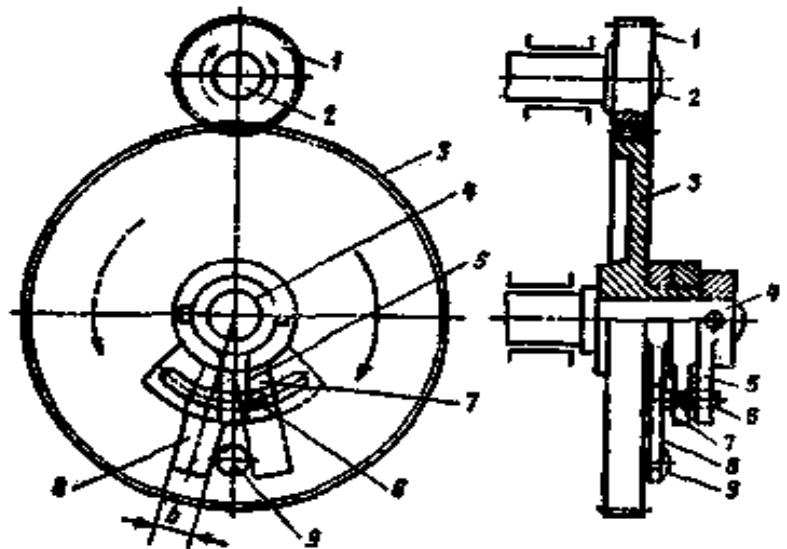


图 7.108

齿轮 1 又重新进入啮合。为了防止齿轮 1 随意转动，用制动器 6 把它轻轻制动，或者用类似于图 7.111 所示的那种止动器定位。这种机构可在转速不高的场合应用。2 是主动轴，4 是从动轴。

图7.108 反转时从动轴停歇二转的机构。由主动轴 2 通过齿轮 1、3 以及拨杆 8、7 和 5 使从动轴 4 转动。两面指销 6 固定在拨杆 7 上，一端插入杆 8 的圆弧槽内，另一端可拨动杆 5。在机构反转过程中，齿轮 3 按图示虚线箭头的方向转动，在开始的第一周中，销子 9 空转，而在一周结束时，拨杆 8 停在图示点划线位置。在第二转内，装在杆 7 上的两面指销 6 从反面走近拨杆 5，并且从这时开始传动从动轴 4。

假设改变杆 8 上用以推动两面指销 6 的圆弧槽的长度，以及杆 8 和 5 的宽度 b ，那么可改变在反转时轴 4 处于静止状态的休止时间。

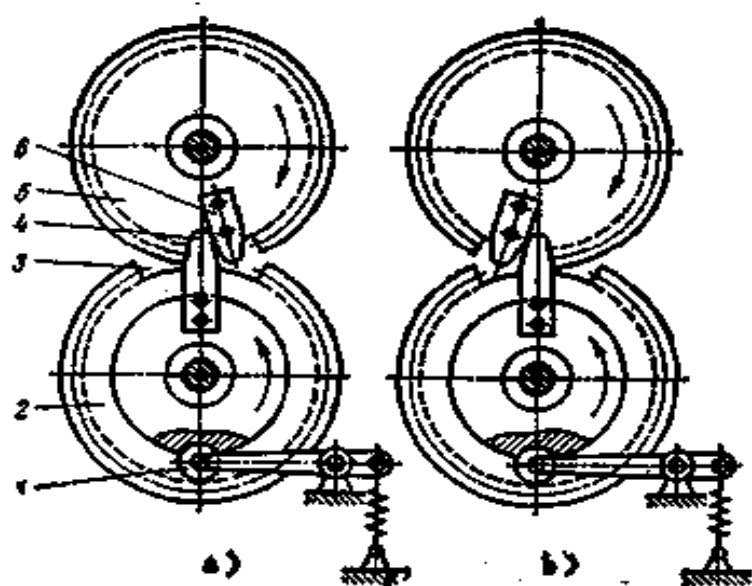


图 7.109

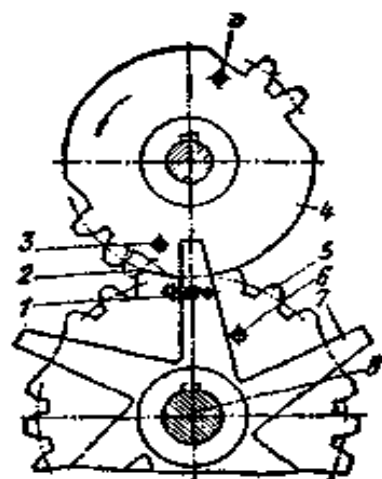


图 7.110

图7.109 间歇运动机构。从动轮 2 是一个在齿圈上开了缺口 3 的不完全齿轮，缺口对面有一个凹槽，滚子 1 可落入这个槽内。从动齿轮 2 的直径要比主动齿轮 5 的直径稍大一些。运动开始时，杆 6 靠着杆 4（图 7.109 a），而从动轮经过一转以后杆 6 占据图 7.109 b）所示位置。当齿轮 5 继续转动时，从动轮 2 不进入啮合而被滚子 1 定位，直到主动轮重新占据图 7.109 a) 所示的位置时为止。因此，在主动轮转两周的时间内，从动轮停歇一周的时间。

图7.110 具有停歇的快速齿轮机构中减少冲击的装置。星形轮 7 活套在从动轴 8 上，星形轮 7 的齿数等于齿轮 5 的停歇次数。用弹簧把星形轮的轮齿紧贴在齿轮 5 的挡销 1 上；用销子 6 限止星形轮顺时针向的转角。在齿轮进入啮合点 2 之前，主动的不完全齿轮 4 上的销子 3 将星形轮轮齿向右推进，同时，由于弹簧对齿轮 5 的作用，使齿轮 5 具有初始速度，结果使啮合瞬间的冲击得以缓和。

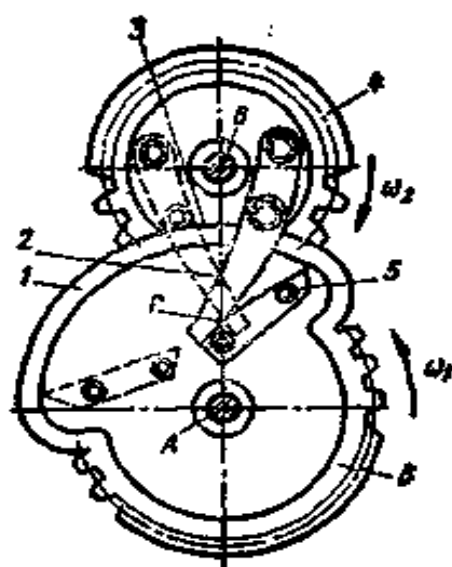


图 7.111

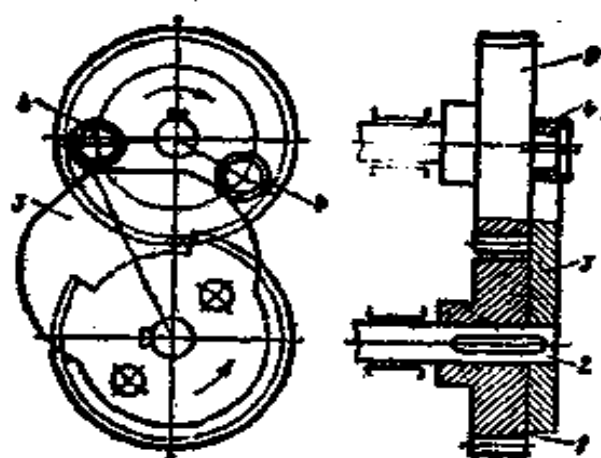


图 7.112

图7.111 由完全齿轮和不完全齿轮组成的间歇运动机构。具有扇形齿轮 6 和圆弧 1 的主动构件与从动构件的齿轮 4 啮合，齿轮 4 上有用作固定停歇位置的锁止弧 3。杆 5 和杆 2 的滚动表面的廓形是相对运动瞬心线的一段（图中 P 点为瞬时转动中心）。滚转杆 5 和 2 传动时，齿轮 4 的角速度 ω_2 由下式确定，

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\overline{PA}}{\overline{PB}}$$

如果在运动开始瞬时，瞬时转动中心与轴心 A 重合，然后从 A 向 B 移动，则机构将没有冲击。

图7.112 将连续转动变为间歇转动的齿轮-凸轮机构。不完全齿轮 1 和凸轮 3 固结在主动轴 2 上。带有两个滚子 4 的完全齿轮 5 固结在从动轴上。由 1 和 3 传动齿轮 5，其角速度由启动时的零变到由传动比为 $\frac{z_6}{z_1} = 1$ 所确定的常数。齿轮退出啮合以后，凸轮 3 通过滚子 4 继续给齿轮 5 传递具有停歇的非匀速转动。正确选择凸轮的廓形可保证机构无冲击地工作。

图7.113 具有停歇的行星传动。齿轮 5 固结在主动轴 4 上，并带动行星轮块 2-7 运动，其中 $z_1 = z_7$ ，而 $z_2 = 1$ 。沿固定齿轮

1 滚转的单齿齿轮使固定在从动轴 6 上的转臂 3 具有周期性停歇的运动。

图 7.114 具有停歇的行星-曲柄机构。

在行星轮 2 上有曲柄销 1，其中心所走的轨迹为短幅内摆线 A (图 7.114 b)，这个内摆线可用圆弧近似地画出。若取连杆长度 l 等于轨迹的曲率半径 R

(图 7.114 b)，则滑块 4 可实现停歇。

$$z_2 = 24 \ominus; z_3 = 120,$$

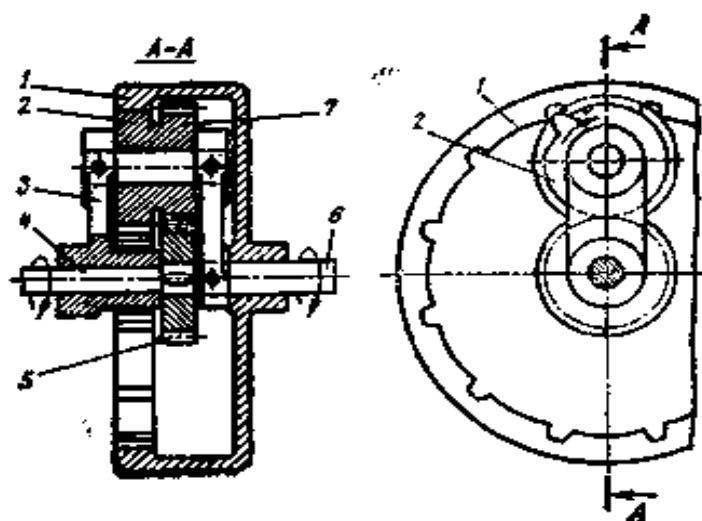


图 7.113

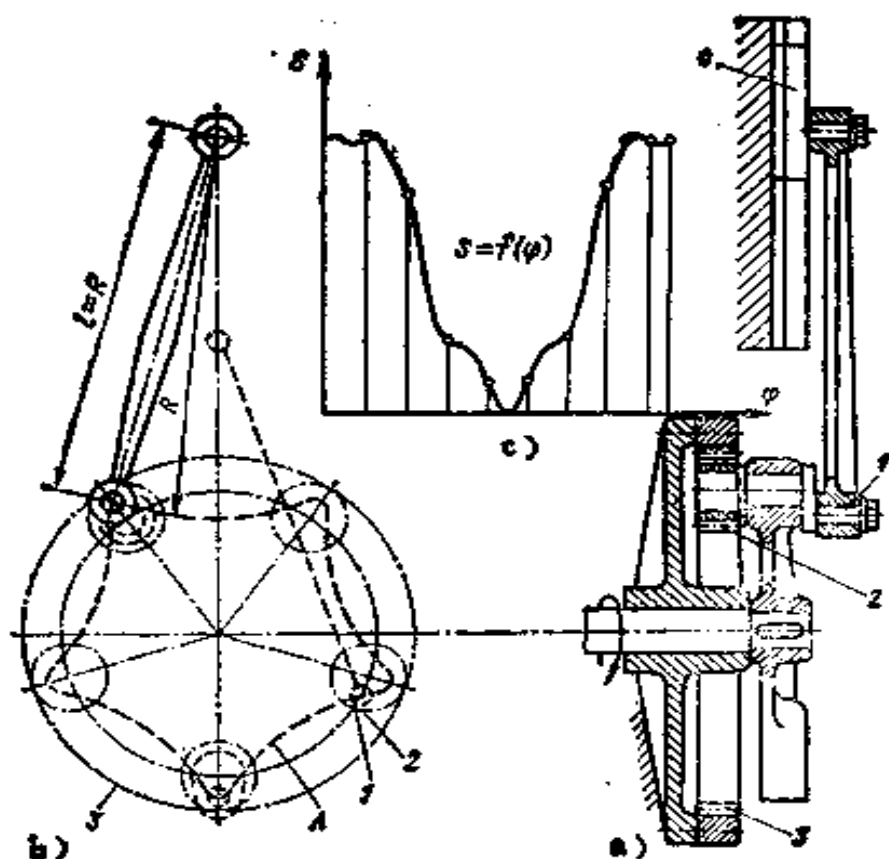


图 7.114

⊖ 原文误为 $z_2 = 20$ 。

其中 z_2 和 z_3 是齿轮 2 和 3 的齿数。

这种机构用作弯曲模的滑块的传动，它保证滑块在工作行程的终点上停歇。这种停歇是产品材料在压力作用下塑性流动所必需的。图 7.114 c) 给出了滑块 4 的位移曲线图。

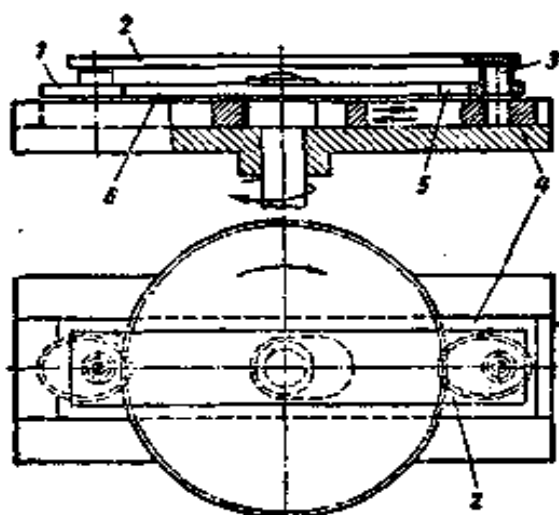


图 7.115

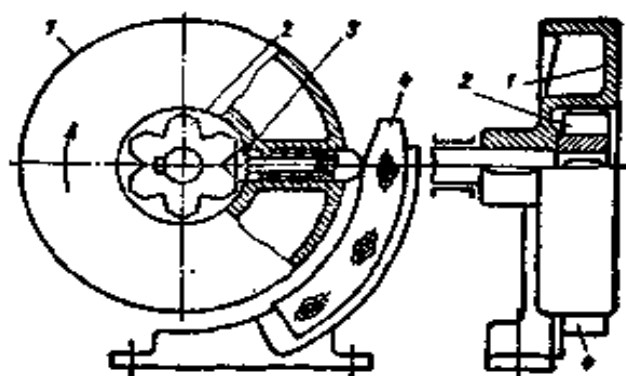


图 7.116

图7.115 快速进给机构。椭圆齿轮 1 和 5 装在滑块 4 的销轴 3 上，并与主动齿轮 6 始终保持啮合。当齿轮 6 作匀速转动时，固定在滑块销轴上的薄板 2 作往复移动，而在行程终点时具有很小的速度。用作金属线单向间歇送进的夹具则装在薄板 2 上。

图7.116 间歇运动机构。主动构件（鼓轮 1）具有插销 3，当插销的末端沿靠模板 4 滑动时，它与星形轮 2 啮合。当插销滑过靠模板后，弹簧使插销和星形轮脱离啮合。鼓轮每转一周，从动件 2 转过 $1/6$ 转。

图7.117 具有停歇，并为补偿停歇时间而加速移动的旋转机构。蜗杆 6 装在主动轴 3 的导键上，并带动蜗轮 5。可动导轨 1 处于弹簧 2 的作用之下。在图示位置，蜗轮 5 上的销子 4 靠在具有固定轴的杠杆 7 上，使蜗轮停止不动。为此，连续转动的蜗杆和可动导轨 1 一起沿轴 3 向左移动，直到螺母 8 使杠杆 7 偏转，而使蜗轮被释放时为止。

随后，由于蜗杆在弹簧 2 的作用下又转又移，使蜗轮 5 得到

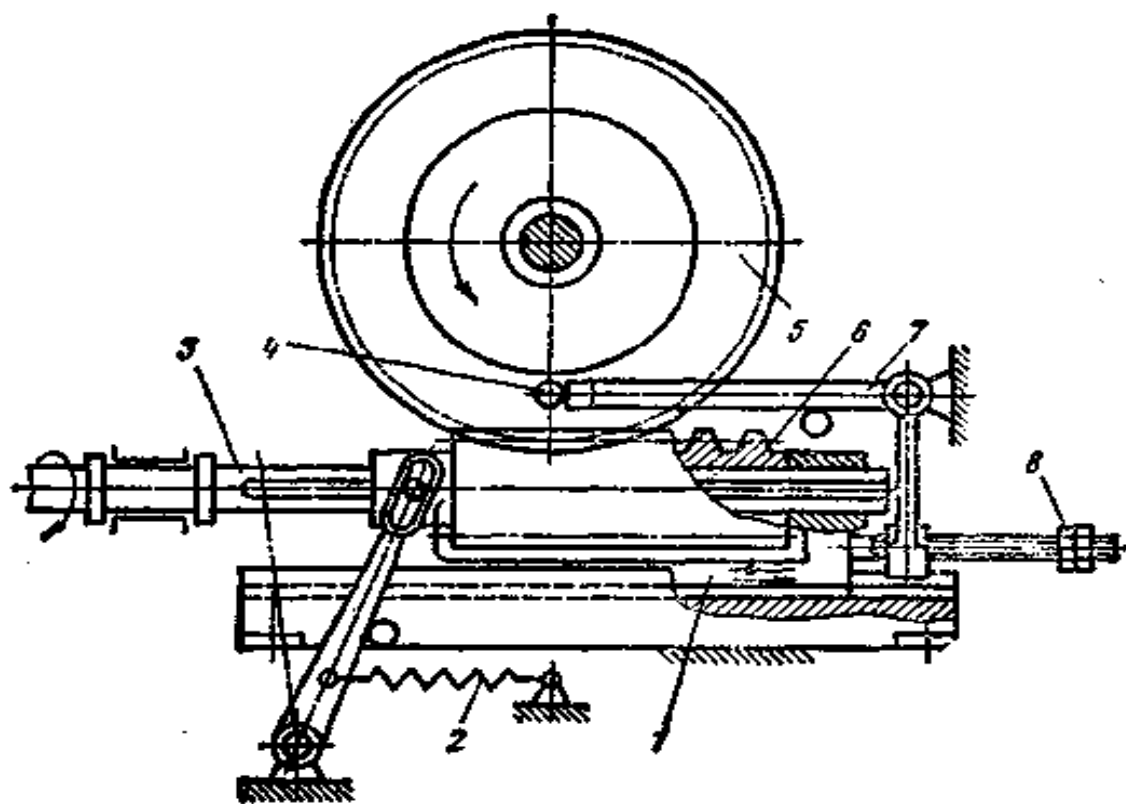


图 7.117

增速的转动。当蜗杆回复到右边的极限位置时，蜗轮 5 又以平常的速度转动。

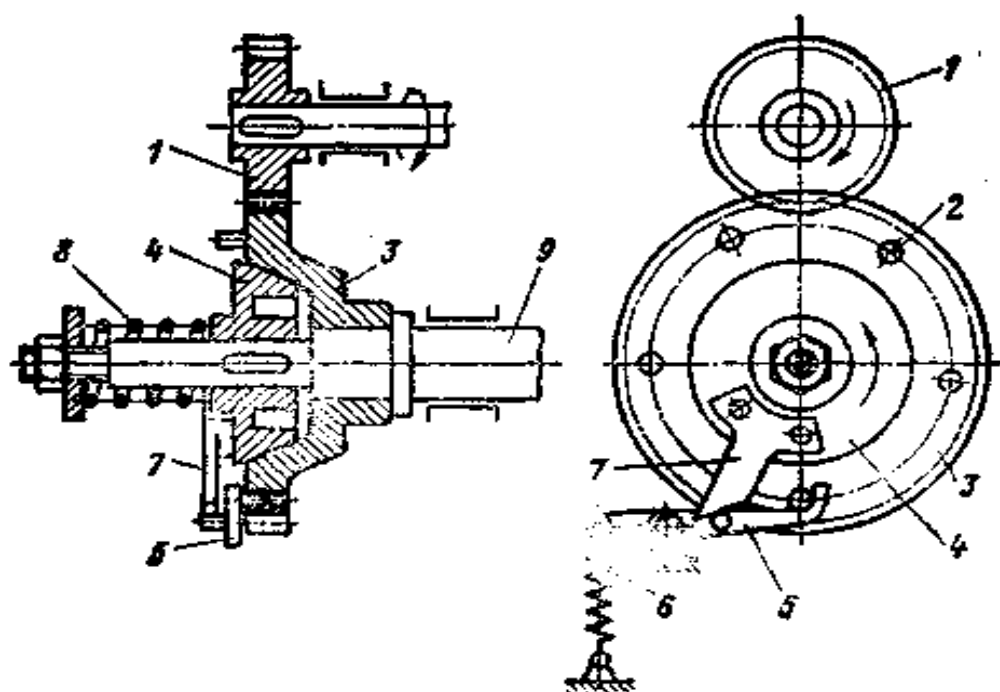


图 7.118

图7.118 传递间歇运动的机构。半离合器4用导键固定在主动轴9上，并用弹簧8与另半个离合器3压紧。借助于摩擦力使半离合器4与3一起转动，直到五个指销2（半离合器3上的）中的一个被挡杆5勾住而使半离合器3停止转动时为止。之后，随着轴9的转动，半离合器4和3之间产生滑动，一直到拨杆7（在4上）和挡杆5上的指销相遇。这时7拨开挡杆5，半离合器4与3又像一个整体一样继续转动，直到挡杆5和下一个指销相遇为止。半离合器3（和齿轮成一整体）上指销2的数目及其布置，决定了从动轮1转动时间和停歇时间的长短。弹簧6实现挡杆5与指销2之间的力锁合。

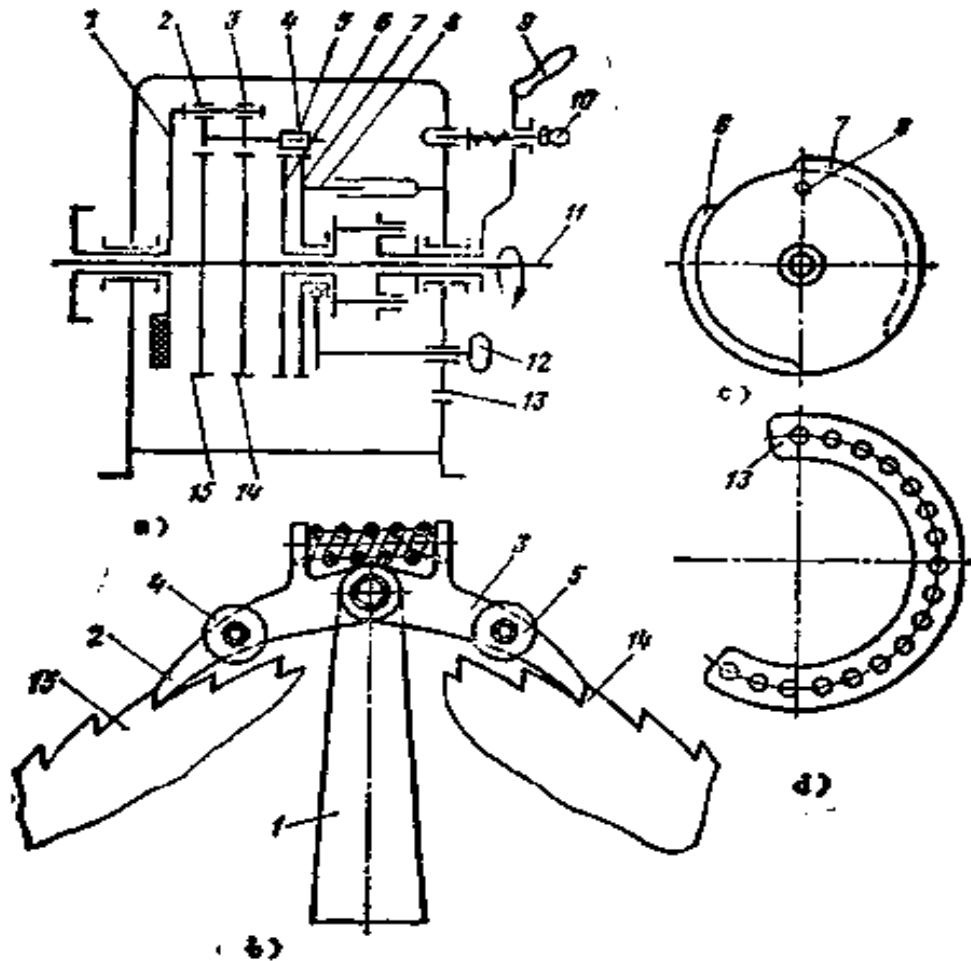


图 7.119

图7.119 把连续转动转换为周期性转动的机构。具有2和3两个棘爪的转臂1是机构的主动部分，这两个棘爪像图7.119 b)

所示一样可与棘轮 15 和 14 啮合。所采用的棘爪与棘轮轮齿的配置允许从动轴 11 实现不同方向的运动。

装在棘爪上的两个滚子 4 和 5（见图 7.119 a 和 b）可沿圆盘 6 和 7 的轮廓滚转，所以可利用盘 6 和 7 使棘爪和棘轮脱离啮合，以实现从动轴 11 的周期性运动。

圆盘 6 和 7（图 7.119 c）用不同半径的两个半圆组成。当滚子 4 和 5 沿着小半径圆周滚动时，棘轮机构的棘爪和棘轮啮合；当沿着大半径圆周滚动时，棘爪脱离棘轮。圆盘 7 相对于机架的位置固定不变，并由滑动销 8 固定；而利用手柄 9 则可以改变圆盘 6 的位置，并用定位销 10 插入分度盘 13 的孔内而把 6 固定（图 7.119 d）。

主动轴 1 转一转，从动轴 11 所转过的角度是根据圆盘 6 和 7 的外部圆弧重叠的多少来确定。从动轴的转角可以在 0° 到 180° 的范围内变化。用手柄 12 把圆盘 6 和 7 向右移动，可使从动轴得到连续的转动。

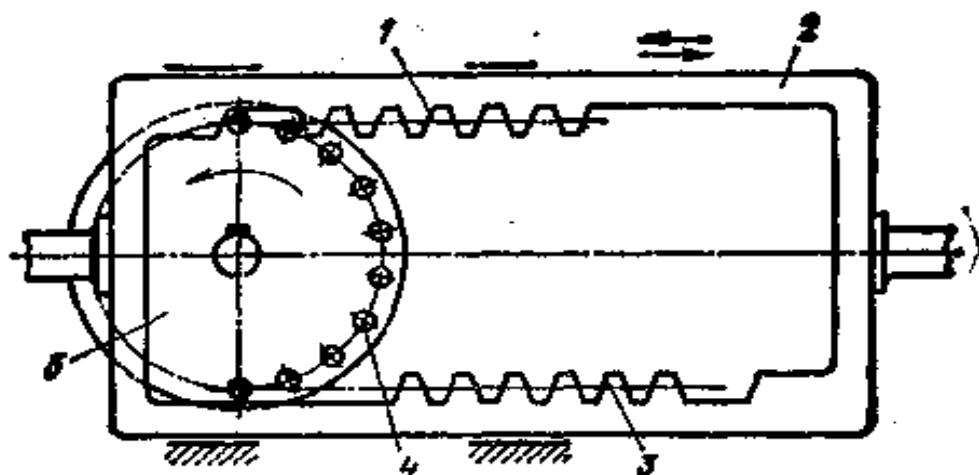


图 7.120

图7.120 传递往复移动的机构。具有针齿 4 的针轮 5 单向转动。针齿与框架 2 上部的齿 1 和下部的齿 3 轮流进入啮合，从而带动框架 2 作往复移动。

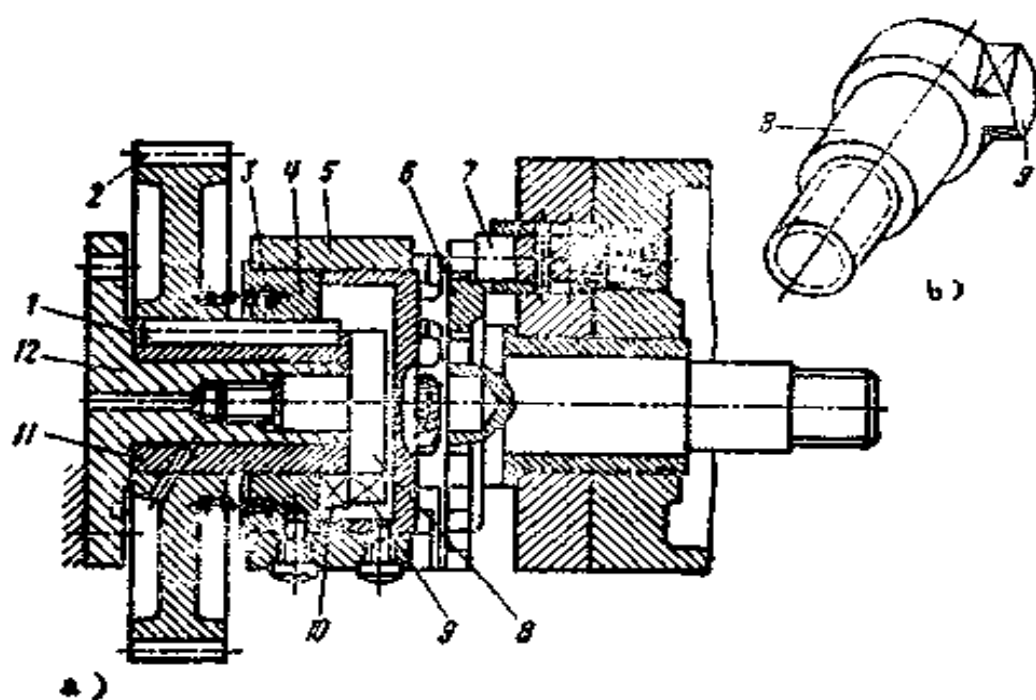


图 7.121

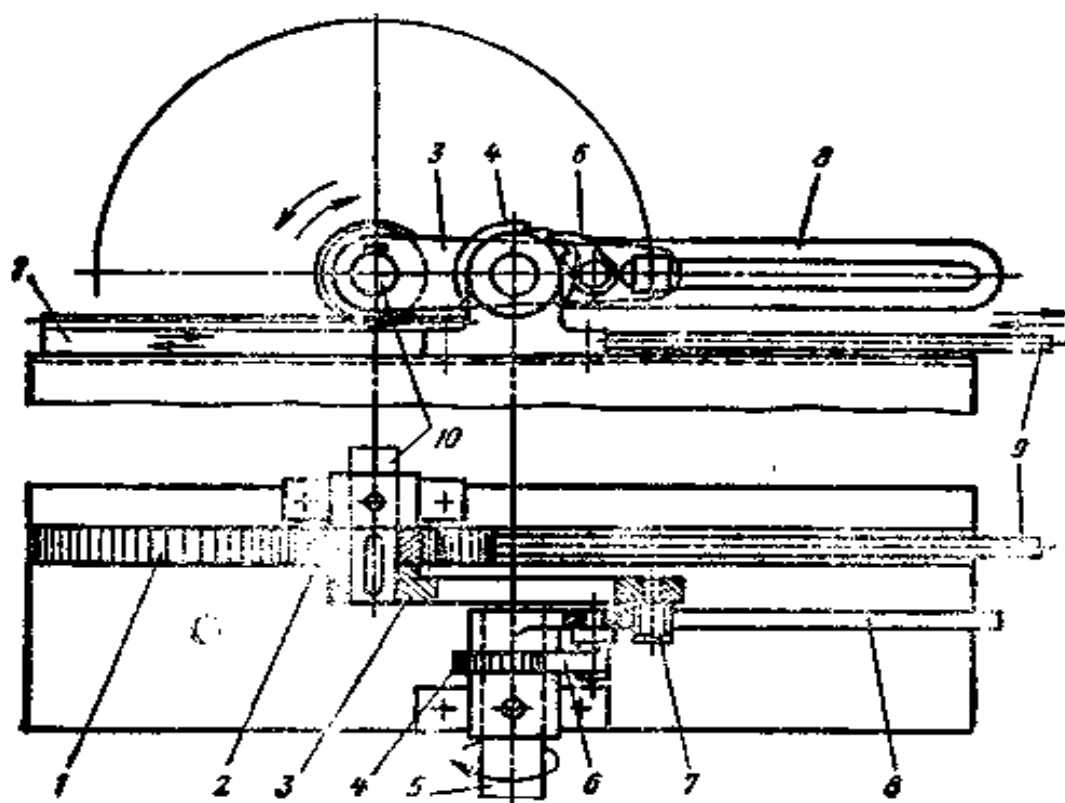


图 7.122

图7.121 把连续转动转换成周期性运动的机构。齿轮 2 在固定轴 12 上连续地转动。用导键 1 将半离合器 4 和 5 装在齿轮 2 的轮毂 11 上。半离合器 4、5 的外端面上有很多齿，而内端面上有一个凸块 10。

利用弹簧 3 将半离合器 4、5 向右推压，同时使外端面上的齿和从动盘 6 的齿啮合，而这时半离合器外端面上有一个齿将定位销 7 压出。具有斜面的凸块 10 在每一转结束时就和固定不动的销轴 8 上的凸块 9（图 7.121 b）相遇，于是在凸块斜面的相互作用下把半离合器 4、5 向左移出，从而脱离从动盘 6。运动时间和静止时间要看凸块 9 所跨角度的大小而定。

图7.122 将往复移动转换成具有可变速度和停歇的转动机构。齿条 1 是机构的主动构件，由它带动装在轴 10 上的齿轮 2 和导杆机构的曲柄 3。棘爪 6 的轴固定在导杆 8 上，并由棘爪带动，使与轴 5 固结的棘轮 4 转动（7—滑块；9—固定在齿条上的拉杆）。

第 8 章 可调行程机构, 补偿、 均衡和保险机构及装置

设计机器时, 常常要求选用从动构件的行程可在 h_{min} 到 h_{max} 的给定范围内调整的机构, 或对已给定型式的机构, 确定其构件的合理尺寸。在设计这样一些机器时: 即从动构件行程的变化是与被加工零件的形状或尺寸 (刨床的刨削长度、缝纫机的针脚长度等) 的变化相关联的机器; 在机器中调节流程的机构 (发动机的配气机构等); 以及一些其他情况下, 设计师必然会遇到这一类问题。

行程可调的连杆机构可分成以下两类:

1. 调节某一运动构件长度的机构。构件长度的变化范围决定于给定的从动构件行程的变化范围;

2. 调节某一中间构件与固定构件组成的铰链中心位置的机构。在个别情况下, 若是铰链由移动副代替, 则铰链中心位置的调节可归结为滑块 (中间构件) 沿之移动的导轨位置的改变。

对一些个别的机构, 当第一类或第二类连杆机构的从动构件行程改变时, 从动构件的中间位置也发生变化。若需使从动构件的中间位置在其行程为给定范围内的任意值时均保持不变, 或者提出任何其他条件, 例如在从动构件的行程为任意值时, 必须保留一个极限位置不变, 则在机构中应该用相应的方法调整两个参数。

如果采用液压机构、行星齿轮换向机构、皮带传动及摩擦换向机构给从动构件传递运动, 则从动构件行程的调整最简单。通常, 是用变换从动构件上挡块的位置来调整行程的, 挡块的作用是使专门机构动作, 从而使给从动构件传递运动的机构 (上述机构中的一个) 换向。

可调行程机构研究得还不够充分, 大家已知的一些研究结果



主要是属于机车的各种导杆配气机构。

如果不管零件的制造和装配的精度如何,预先考虑一些措施,以补偿不可避免的误差,仅仅在这样的情况下,机构才可能无故障的工作。

按照工作特点,各机构应尽可能做到:

- 1) 补偿造成自由运动的运动副各元素间的间隙;
- 2) 在几根轴非同心的情况下工作;
- 3) 自动补偿横向偏移、角度偏移及径向偏移;
- 4) 补偿齿轮的偏心及齿廓的误差;
- 5) 使角速度均匀;
- 6) 借助于各种均衡的传动及装置使转矩均匀分配;
- 7) 用机械的分支办法分配压力。

为消除运动链的自由运动,必须消除整个运动链各运动副元素间的间隙,而不改变运动副元素的尺寸。可用具有选定间隙及用弹簧使所有零件压向同一边的正弦机构为例(见图 8.32)。若运动链要分支,则使各分支的自由运动相等是最好的方案(见图 8.41 及 8.42);

$$\Delta e_1 = \Delta e_2$$

若运动链一支中的自由运动较另一支的大时,则应减小大的自由运动,或者加大小的自由运动。

在设计机构时完全消除自由运动是不可能的,故各分支运动链应选择得使自由运动误差相同。

两旋转轴的轴线在工作过程中有偏移或以某一变化的角度相交时,为了在它们之间传递力,就不允许用刚性联接。

这时,必须采用多个万向节的机构(见图 6.9~6.13),在这些机构中,允许在非同轴线的两轴之间传递运动的均衡联轴节,使万向节的从动轴具有变角速度;也可采用在运动时允许从动轴相对主动轴移动的补偿机构(见图 8.37)。把运动从发动机传给安装在弹簧支座上的牵引车辆车轮的补偿机构,如图 8.41~8.42 所示。在所有情况下,机构的分支数 k 应满足下式。

$$k = 3S_0 + S_1 + 1$$

式中 S_0 ——与转臂没有直接铰接的均衡圆盘数；

S_1 ——有直接铰接的圆盘数。

如图 8.42 所示三种常见于电气机车中的传动方案，用以补偿电动机机架相对于成对的主动车轮曲柄的移动。图 8.42 a) 所示的情况， $k = 1$ ；图 8.42 c) 中 $k = 3$ 。

在不允许有读数误差的精密仪器中，常常采用补偿机构（例如如图 8.38 及 8.39 的校正装置）。

图 8.56 为用于使剪刀速度与被剪金属速度一致的滚筒式剪机传动的均衡机构。若补偿啮合和安装中的间隙及误差的专门装置，能使所有中间齿轮上的转矩均匀分布，只有在这种情况下行星传动才能显示其优越性。决不允许行星传动中有了均衡机构就把齿轮的制造精度降低；齿轮制造得愈不精确，均衡机构工作情况亦愈差。

在有两个行星轮时，确定分支数的公式如下：

$$k = 3S_0 + S_1 + 1$$

若用 k 个可以沿水平线和垂直线相对于中心轴横向移动的接头连接转臂，则公式可满足。

在 $k = 6$ 时可有 4 对啮合及两个铰链。

在有圆锥行星轮的同轴传动中，中心齿轮中的一个必须能横向移动，或转臂应通过锥顶 O 附近（见图 8.46）。均衡机构广泛地用于航空发动机的行星减速器中，机构中啮合误差或过载的补偿是依靠中心轮的移动，或依靠行星轮的轴线的径向移动来达到（见图 8.47）。

机器在工作中，都不可避免地会有过载的可能性，过载的结果会使机构中任何一个最薄弱的构件遭到破坏，同时机器也失去工作能力。为了防止事故，把显然薄弱的构件引入机器的运动链中，使它们在承受正常载荷时有足够的强度，而在过载时损坏。

应该看到，电气保护装置主要用来预防损坏电气线路，只是在某些情况下才用来预防损坏机构。在具备拥有较大动能的机构

构件（飞轮）时，以及机器可能在死点位置（从动构件自锁）工作时，电器保护装置不能预防机器构件被破坏。

机构的保险构件结构应当很简单，且要易于更换。多半以装设剪切销作为保险构件，剪切销系用具有特定机械性能且稳定的材料制成。

也可把过载时自动协调动作的机构接入运动链中来预防机器过载。例如摩擦式安全离合器、具有一个制动中心轮的行星传动、爪式离合器、脱落蜗杆、有弹性构件的机构等等。

在摩擦保险机构中，摩擦力矩或摩擦力应大于该构件的正常力矩或正常力，但要小于破坏力矩。由于摩擦系数不稳定（因为摩擦系数还与许多在计算时没有考虑到的因素有关），所以摩擦机构并不总是可靠的。

采用弹性构件预防过载的机构中，保险构件的变形量按照与上述摩擦机构同样的依据选取。在正常载荷时，弹性构件张紧，并且有足够大的弹力，以使在弹力作用下的各零件间保持其相对位置不变。在过载时，保险机构的从动零件静止不动，而另一个开始移动。机构构件上的载荷由保险构件的弹力决定。例如在破碎机中，当被破碎的石块卡在两颚板间时，从动颚板不动，而弹簧的变形增大，直到石头被压碎为止。可以看出，若这时弹簧的弹力仍不足以压碎石块，以及设想机构没有弹簧时，机构就会出现过载，从而可能损坏某些零件。爪式保险机构仅在低速时采用，因为它在转动中接合时可能会发生很大的冲击，从而影响构件的强度。

可调行程机构

图8.1 可调棘轮机构。摇杆1摆动时，棘爪2的滚子3遇到固定导板4，于是滚子沿它滚动，使棘爪与棘轮5的齿脱离啮合。导板4的平面这样安装，使棘爪在规定的位罝上退出啮合，并以空载继续其运行。需改变棘爪的行程时，可在摇杆1上移动连杆7的销子6。棘爪行程范围为 α 角时，棘轮转过 α_1 角 \ominus 。

\ominus 由于回程结束至棘不推动棘轮之前有一空程，故棘轮转角将小于 α_1 角。



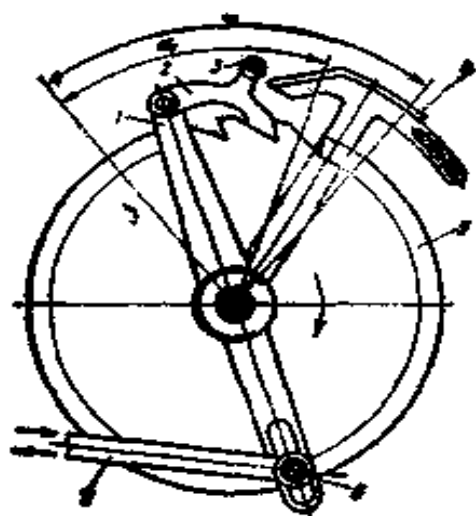


图 8.1

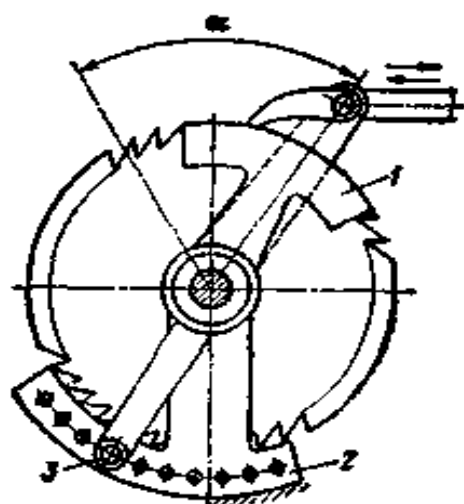


图 8.2

图8.2 在不改变摇杆转角 α 的条件下能调节棘轮转角的棘轮机构。转动盖板1，并将定位销3插入固定扇形板2的孔中使它固定在希望的位置上，盖板1在棘爪转角范围内可遮住棘轮的一个或几个齿。

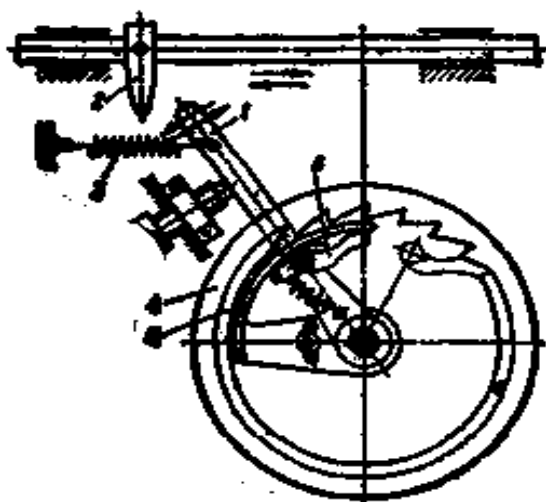


图 8.3

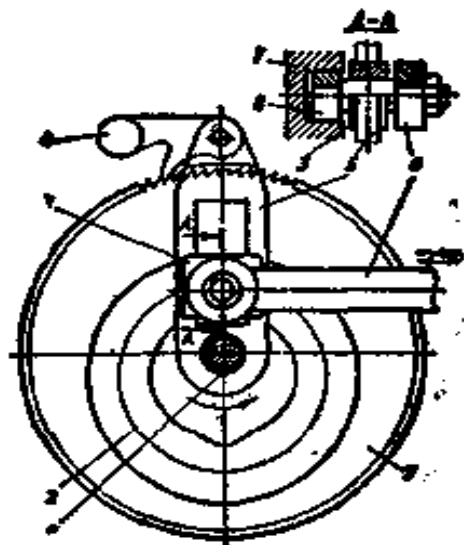


图 8.4

图8.3 有内棘爪的可调棘轮机构。棘爪6装在杠杆1上，杠杆1由往复移动的凸块2带动，并由弹簧3使它转回原位。盖板5遮盖着棘轮上的部分棘齿，可转动盖板来调整棘轮4的转角。

图3.4 具有自动改变送进量(开始时为粗加工, 结束时为细加工)的木工机床的棘轮机构。槽形凸轮 2 和棘轮 7 固定在丝杠 1 上, 棘轮由带棘爪 4 的导槽 5 带动, 导槽中的滑块 3 和凸轮槽中的滚子 8 装在同一根轴上。由凸轮转动轴到滚子轴间距离的增大或减小, 引起导槽转角的变化, 因而改变了送进量 (6—传动机构的连杆)。

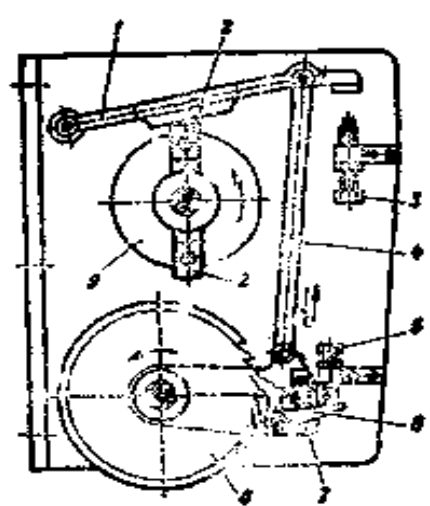


图 8.5

图8.5 可调棘轮机构。圆盘 9 转动时, 可调节的凸块 2 带动杠杆 1 和拉杆 4。拉杆 4 与带有棘爪 6 的摇杆 7 铰接, 棘爪用弹簧压紧在棘轮 8 上。螺钉 3 限制杠杆 1 的下降量, 螺钉 5 使棘爪由棘轮中退出啮合, 故可用这两个螺钉来调节棘轮 8 的转角。

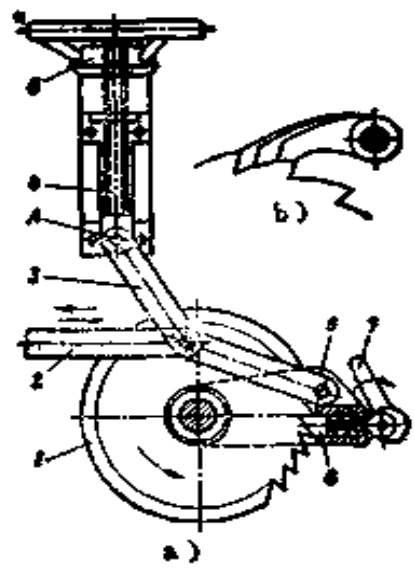


图 8.6

图8.6 运行中调节进给的棘轮机构。在连杆 2 的位移大小不变时, 带有棘爪 8

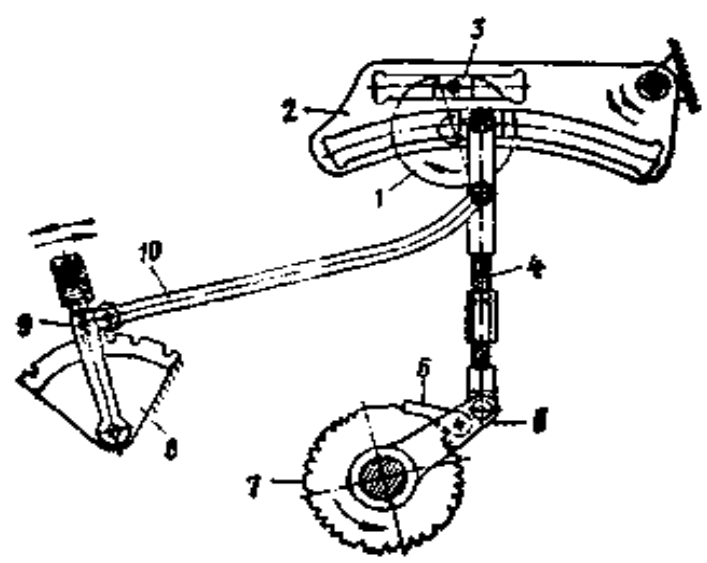


图 8.7

的摇杆6的转角（因而也是棘轮1的转角）取决于摇杆3摆动轴A的位置（图8.6a）。在转动螺杆4的螺母5时，轴A的位置就改变。为了细调节，可采用三个棘爪（图8.6b），它们齿尖间的距离等于棘轮齿距的1/3。在转动手柄7时，棘轮机构脱开。

图8.7 运行中调节进给的棘轮机构。带有滑块3的主动圆盘1带动导杆2运动，2上有曲线槽，导杆再带动长度可调节的连杆4及带棘爪6的摇杆5。连杆4与摇杆10相连，而利用弹性插销9及固定的扇形板8，使摇杆10的转动轴很易重新配置，摇杆10转轴的位置决定了摇杆5的转角及相应棘轮的转角大小。棘轮7的齿数及其排列的特点由工艺要求确定。

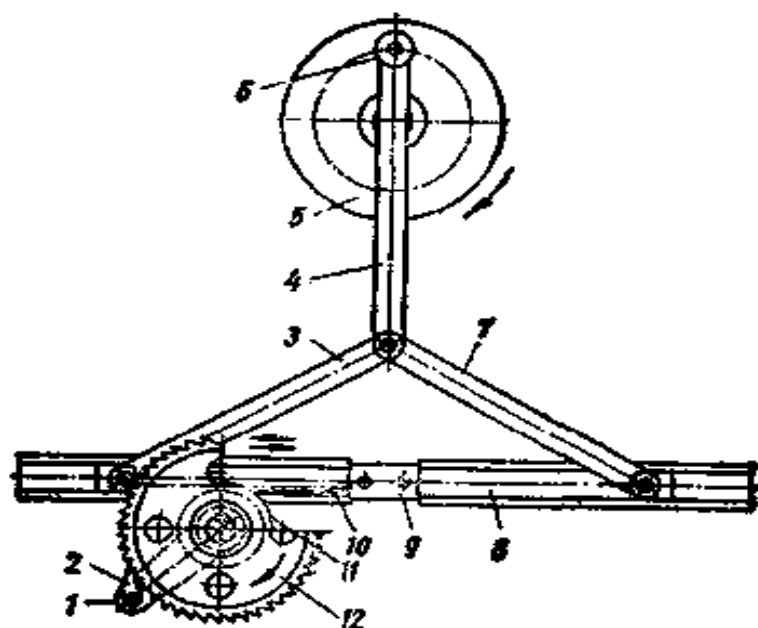


图 8.8

图8.8 运行中调节进给的棘轮机构。传动装置的曲柄盘5通过销6、连杆4和拉杆3、7带动齿条10，齿条10与空套在轴上的齿轮11啮合，齿轮11和带棘爪2的杠杆1固结成一体。棘爪与固定在进给轴上的棘轮12啮合。杆8与齿条10之间安装固定的挡块9。若使被固定的杆8移动，则可在运行中改变齿条10的位移大小，从而改变进给量。

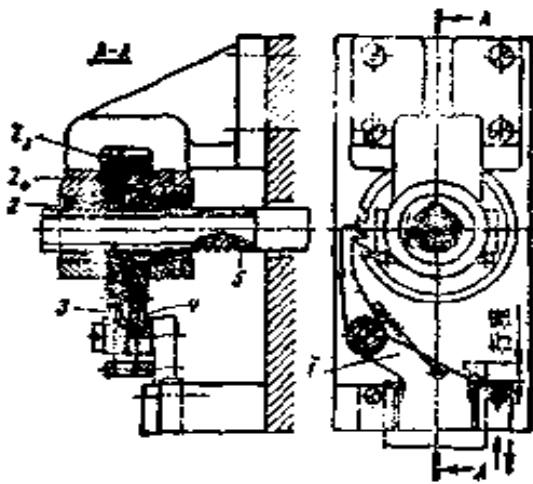


图 8.9

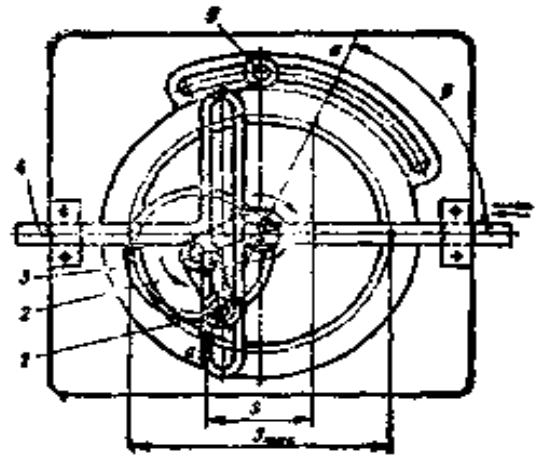


图 8.10

图8.9 使丝杠具有微小轴向位移的差动棘轮机构。滑块1通过棘爪4和3使棘轮 z_4 及 z_3 转动，这两个棘轮之一(如 z_3)与丝杠5用导键2连接，而另一个具有内螺旋线。若 $z_4 - z_3 = 1$ 时，则丝杠5的轴向位移 S 很小，并且移动速度等于螺距 S_s 与棘轮转速 n_3 及 n_4 之差的乘积，或

$$S = \left(\frac{1}{z_3} - \frac{1}{z_4} \right) S_s$$

在 $z_3 = 23$ 及 $z_4 = 24$ ， $S_s = 6$ 毫米时

$$S \approx 0.011 \text{ 毫米/一个运动行程}$$

若棘爪3脱开，则进给量

$$S = \frac{1}{z_4} S_s = \frac{1}{24} \times 6 \approx 0.25 \text{ 毫米/一个运动行程}$$

图8.10 导杆行程可变的导杆机构。销子1固结在卡当(Кардан)机构($z_3:z_2 = 2$)的小齿轮2上，指销1的中心沿倾斜角为 β 的直线 aa 移动，若转动齿轮3并随后用螺钉5将它固定，结果使 aa 的倾角改变。指销1的轨迹在垂直位置时，导杆4不动；在水平位置时，使导杆具有最大的行程 S_{max} 。

图8.11 具有可转动叶片的螺旋桨。桨叶1的轴上有齿轮2，叉形齿条3在作轴向移动时使桨叶实现转动。

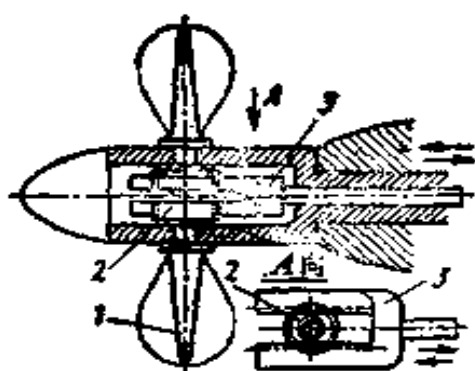


图 8.11

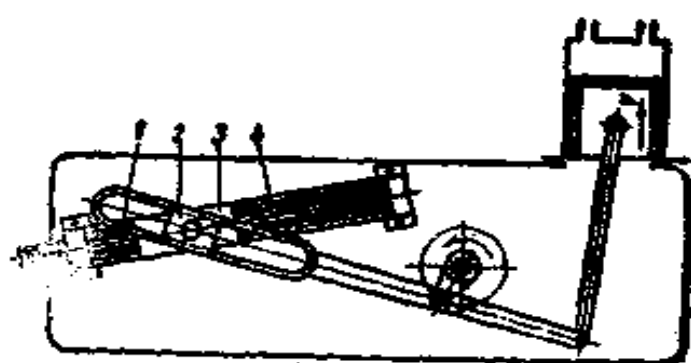


图 8.12

图8.12 活塞行程可调的导杆机构。导杆中滑块2的轴固结块3上。用螺旋4使滑块3在导轨1中移动，以实现行程的调节。

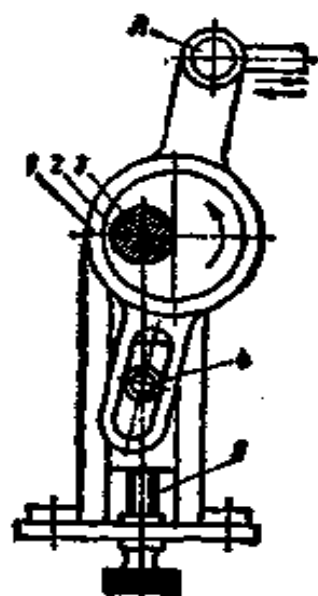


图 8.13

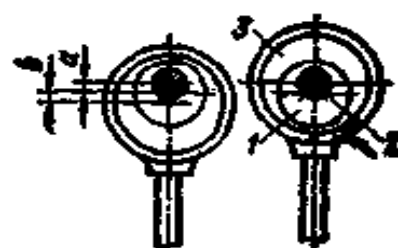


图 8.14

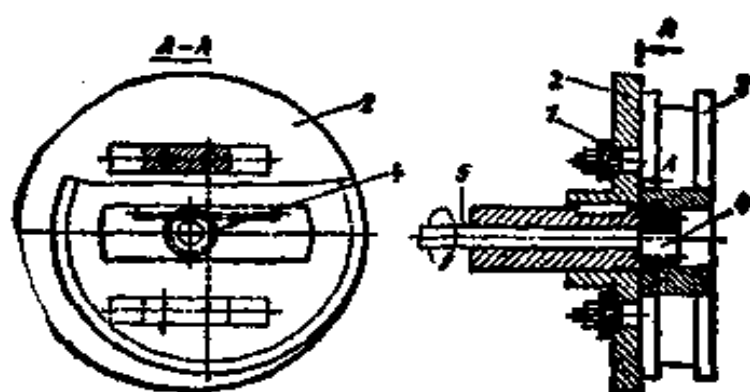


图 8.15

图8.13 机器不停歇而调节金属线送进步距的机构。偏心轮2固结到传动轴3上，并带动导杆1运动。用螺旋5移动导杆机构的滚子4，可在运行中改变铰链中心A的轨迹，从而改变了决定金属线送进步距的滑块的行程。

图8.14 偏心距可变的偏心轮。偏心轮1与轴2固结，在偏心轮1上又安装一偏心轮3。转动偏心轮3并随即固定，以改变偏心距大小。最大偏心距为 $a + b$ ； $a = b$ 时，最小偏心距等于零。

图8.15 偏心距可变的偏心轮。松开螺母1后，转动轴5，因轴5端部的齿轮4与偏心轮3上的齿条啮合，而使偏心轮3沿圆盘2的导槽移动，从而改变偏心距的大小。

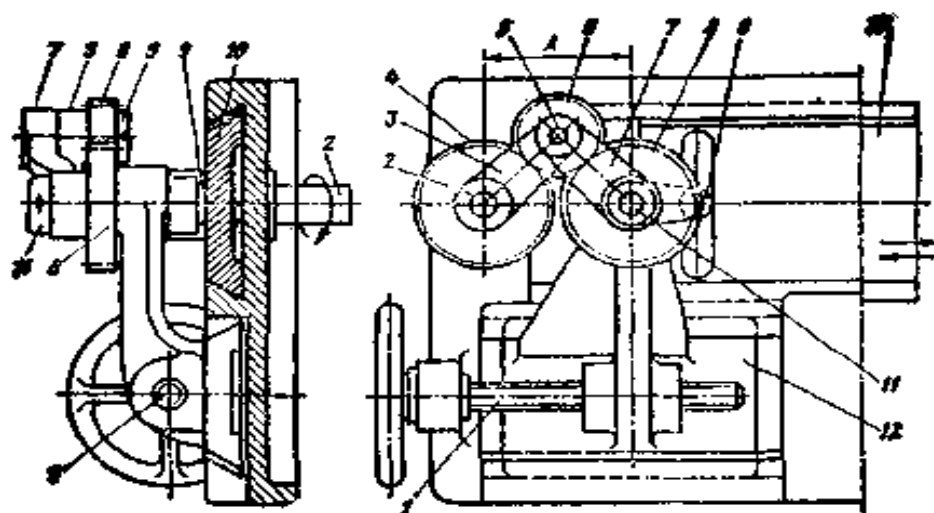


图 8.16

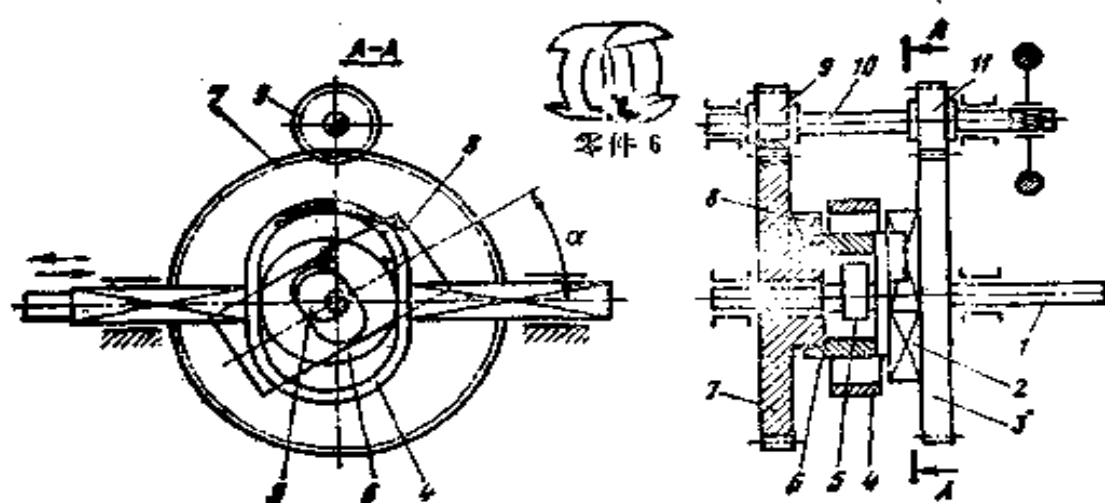


图 8.17

图8.16 传动装置不停歇而可调节滑块死点位置的导杆机构。在从动轴 11 上安装导杆机构的曲柄销 9。如果转动螺旋 1 使滑块 12 移动，并改变距离 A ，由主动轴 2 到从动轴 11 的运动传递并不会破坏。

转臂 3、7 和轮 6 有同一根轴 5，用转臂 3、7 联系起来的轮 4 与轮 6 以及轮 6 与轮 8 的轴间距不变。在保持滑块 10 原有行程的条件下移置曲柄的转动轴时，死点位置移过同样的距离。

图8.17 无级调节导杆行程长度的机构。主动轴 1 与偏心轮 5 刚性固结，导轨 2 及 8 分别固结在齿轮 3 和 7 上。当偏心轮 5 在滑块 6 的槽中转动时，它使滑块 6 沿导轨 2 和 8 作直移运动。

滑块 6 的圆柱部分在导杆的框架 4 中移动。用角度 α 来确定导轨 2、8 位置及导杆相应的行程，而 α 则是用具有齿轮 9 与 11 的轴 10 来调节的。

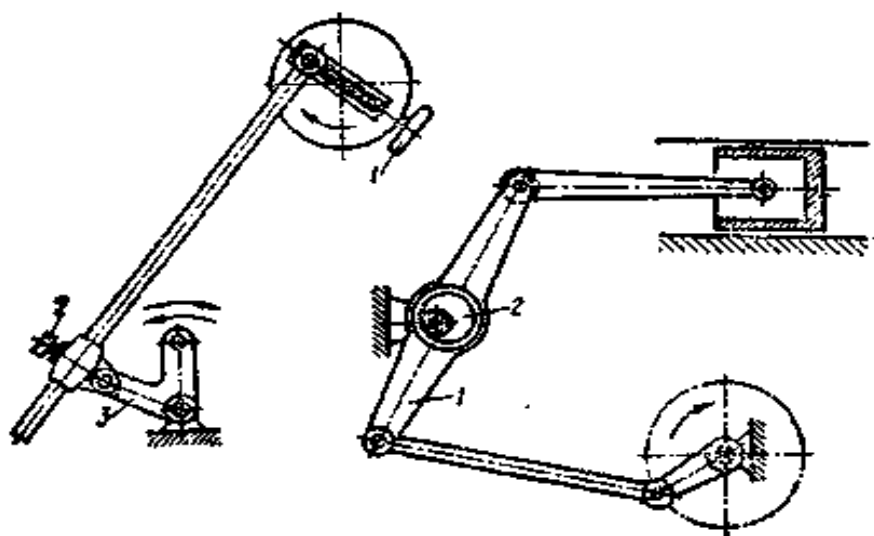


图 8.18

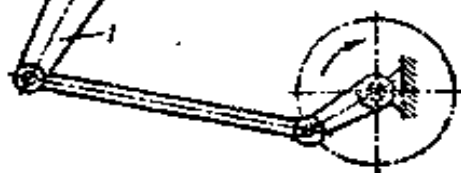


图 8.19

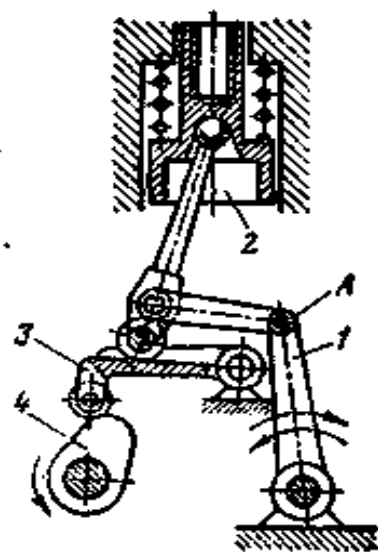


图 8.20

图8.18 冲床的曲柄摇杆机构，用以使坯件作往复移动。用丝杠 1 改变曲柄的长度，并用固定螺钉 2 改变连杆的长度，从而可调节摇杆 3 的行程。

图8.19 活塞行程可调的曲柄连杆机构。偏心轮 2 相对于摇杆 1 转一角度即可调节活塞的行程。

图8.20 可调节给油量的柴油机燃料泵机构。在铰链A固定时，由转动的凸轮4通过摇杆3将运动传给柱塞2。柱塞2的行程由杠杆1的位置确定，故可转动杠杆1来调节给油量。

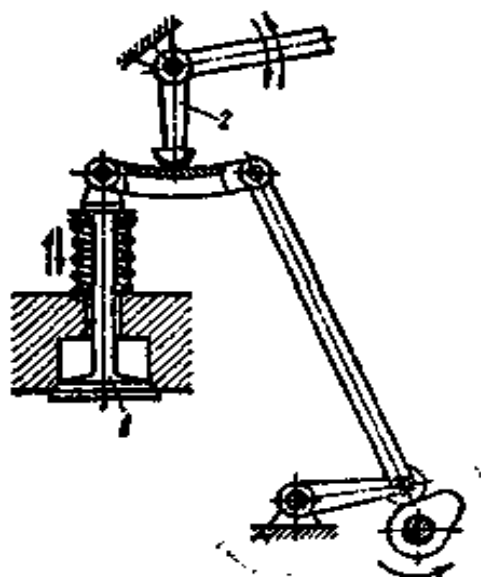


图 8.21

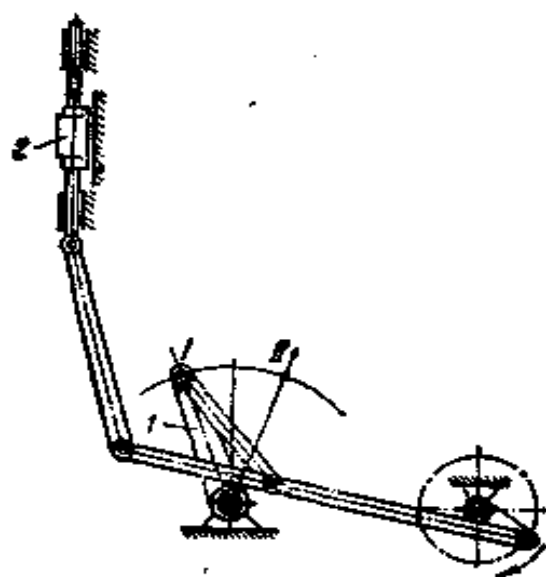


图 8.22

图8.21 可调节气门行程的内燃机配气机构。转动杠杆2，可调节气门1的行程。

图8.22 换向配气机构。在位置I和II限定的角度范围内，转动杠杆1可实现滑阀2的换向或改变行程。

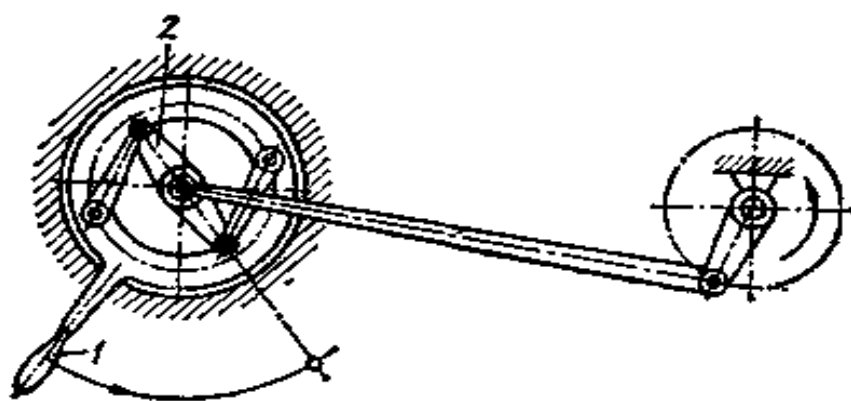


图 8.23

图8.23 用瓦特 (Watt) 平行四边形机构代替导杆。用转动杠杆1来实现从动构件2的换向或改变行程。

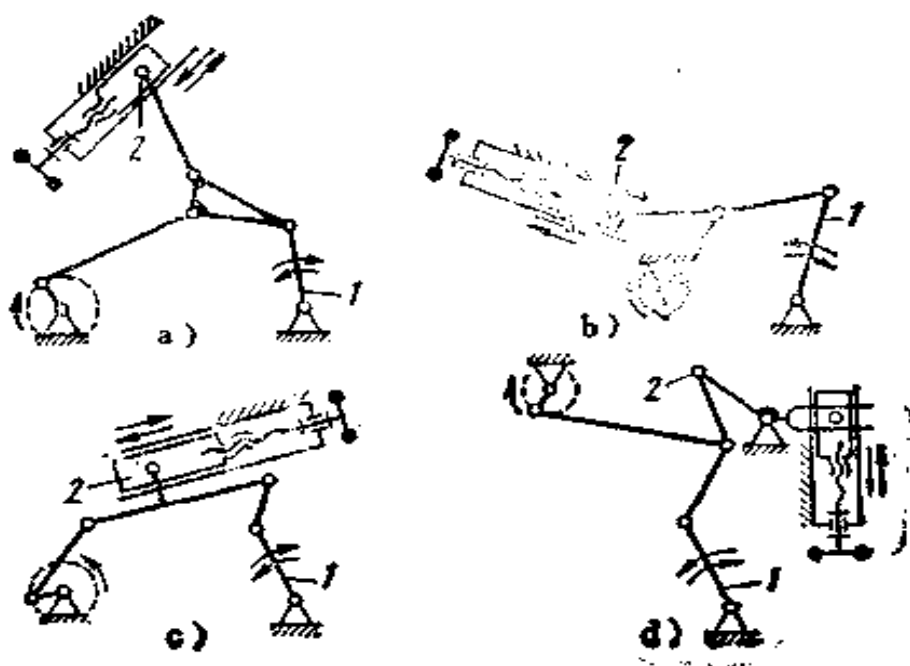


图 8.24

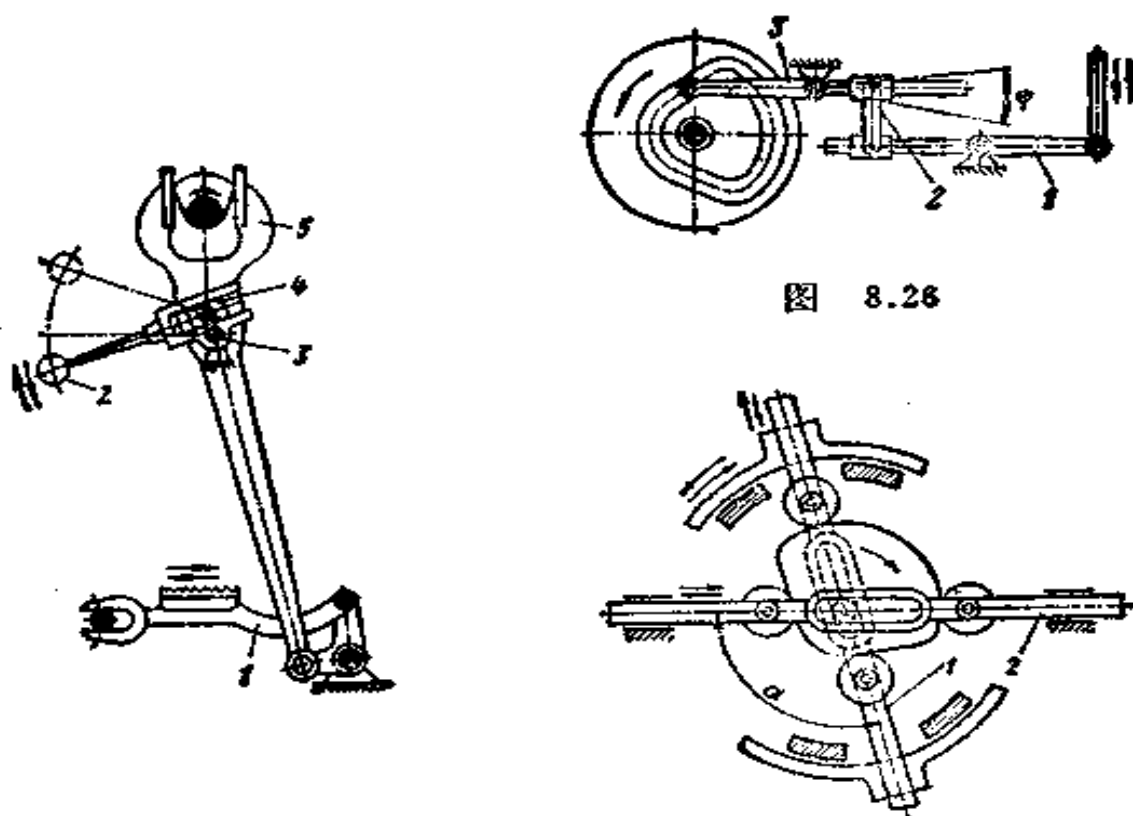


图 8.26

图 8.25

图 8.27

钉 6 连接。转动螺母 7 时，套筒 13 沿垂直线移动，以此调节凸轮的转动规律。

图 8.29 球面齿轮 \ominus 的回转传动。轴 1 在固定轴承内转动，轴 5 的位置可以改变。与齿轮 2 相啮合的球面齿轮 3 借助于杠杆 4 绕轴 8 转动，轴 8 与轴 1 不相交。扇形齿板 6 固定在轴 5 的轴承上。而扇形齿板 7 则与不转的轴 8 固结。在杠杆 4 转动时，扇形齿板 6 沿固定的扇形齿板 7 滚转，同时因为两齿板的半径相等，故扇形齿板 6 的角速度等于杠杆角速度的二倍。

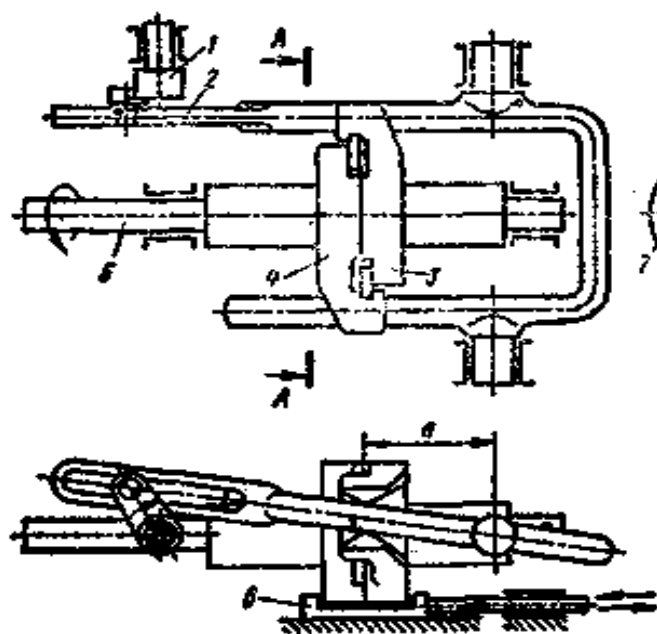


图 8.30

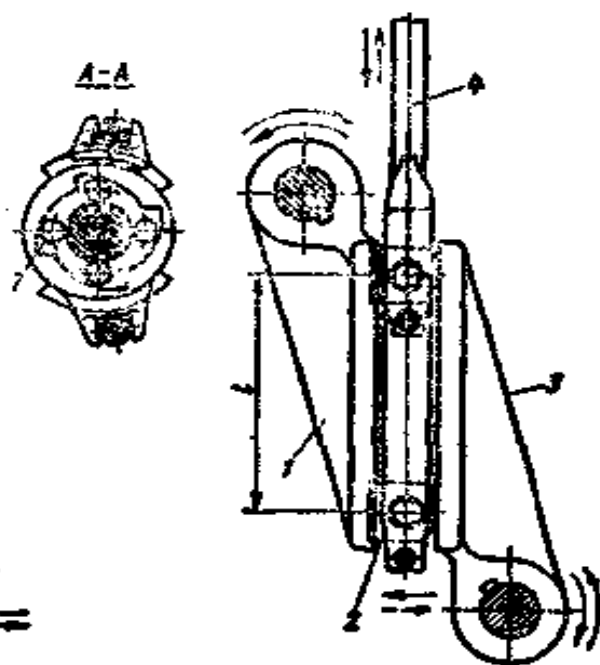


图 8.31

图 8.30 可调节转速的传动。用拉杆 6 移动装在轴 5 上的滚子超越离合器 4 和 3 时，可改变从动轴 5 的转速。两个离合器在同一个方向转动时，每个离合器中的滚子 7 都楔紧，而转角大小则由离合器到导杆摆动轴间的距离决定。

在曲柄 1 转动时，导杆 2 摆动，并通过配置在离合器环体对面的耳槽使轴 5 脉动地转动。

图 8.31 从动摇杆转角可调节的机构。摇杆 3 通过中间的滑

\ominus 似应为环面齿轮。

块 2 使摇杆 1 摆动，滑块 2 的轴安装在杆 4 的叉子上。

摇杆 3 摆角大小不变时，在行程 l 的范围内移动带有滑块 2 的杆 4，就可调节摇杆 1 的摆角，在传递运动时杆 4 在图形平面中微微摆动。

补偿和均衡的机构及装置

图 8.32 消除运动副中间隙的正弦机构简图。在曲柄销 2 与移动导杆 3 的导槽之间存在间隙时，若无补偿弹簧 1，则曲柄转角 α 的正弦[⊖]就不会与导杆 3 的位移相对应。若弹簧的预紧力大于导杆 3 导轨中的摩擦力，则上述缺陷就可消除。

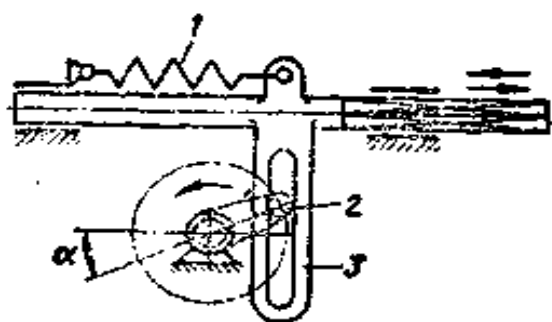


图 8.32

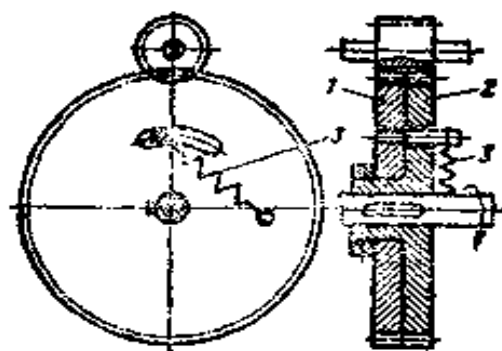


图 8.33

图 8.33 由 1、2 两轮组成的齿轮。在吊拉簧 3 使 1、2 两轮相对转动时，可使齿之间的啮合间隙减到最小。

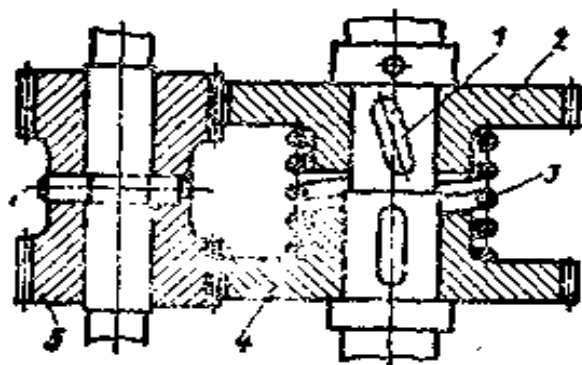


图 8.34

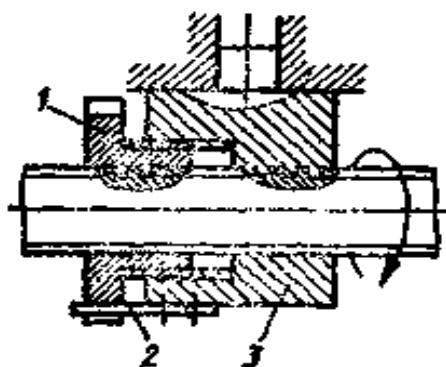


图 8.35

⊖ 按图中所标角度，移动导杆 3 的位移应与曲柄转角的余弦相对应。

图 8.34 在无间隙啮合状态下工作的齿轮传动。齿轮 5 作成一体；另一个齿轮由 2、4 两个零件和装在它们之间的弹簧 3 组成。键 1 与轴线间成一角度，因此零件 2 在弹簧的作用下沿轴线移动时，它将产生转动，直至完全消除啮合间隙为止。

图 8.35 螺旋副中间隙可消除的机构。螺母由主螺母 3 与附加螺母 1 组成，附加螺母用细牙螺纹旋在主螺母中。螺母 1 由插在其齿槽内的薄片 2 固定。螺母 1 应有足够多的齿槽数。

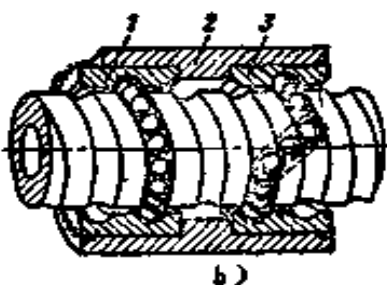
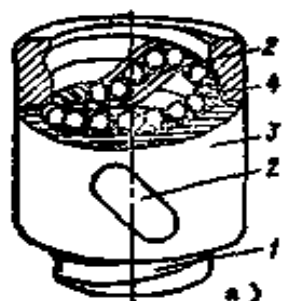


图 8.36

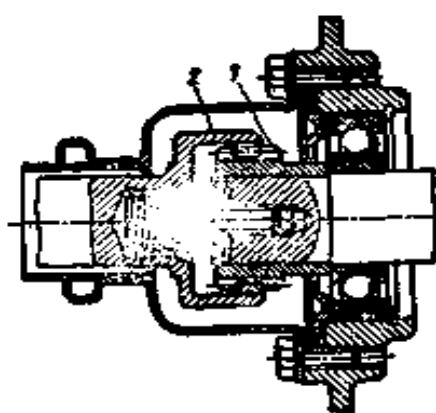


图 8.37

图 8.36 由螺母 3 及带有钢珠 4 的丝杠 1 组成的高效率螺旋副（图 8.36 a）。钢珠在导槽中沿螺旋线分布，钢珠 4 放置成几列，但不应少于两个封闭列。用嵌入零件 2 上的特殊沟槽（返珠器）实现滚珠返回而成一封闭列。

在不允许丝杠与螺母间有游隙的机构中，可采用双螺母结构（图 8.36 b）。螺母 1 和 3 以转合座[⊖]安装在套筒 2 中，并且在螺母 1、3 和套筒 2 上各有三角形截面的花键状的外齿圈和内齿圈，而齿圈 1、2 的齿数与齿圈 2、3 的齿数不同（差 1 齿）。在两螺母相对转动以消除游隙后，用齿圈固定。

图 8.37 在工作过程中允许轴线偏移的两轴连接。由变速箱到中间万向铰链轴的运动用齿轮 1 及 2 组成的接头来传递，齿轮 1 和 2 是有相同齿数的一对内啮合齿轮。该接头用在汽车上。

⊖ 苏联国家标准 OCT 公差标准的名称，它相当我国国家标准 GB165-59 的第三种配合。

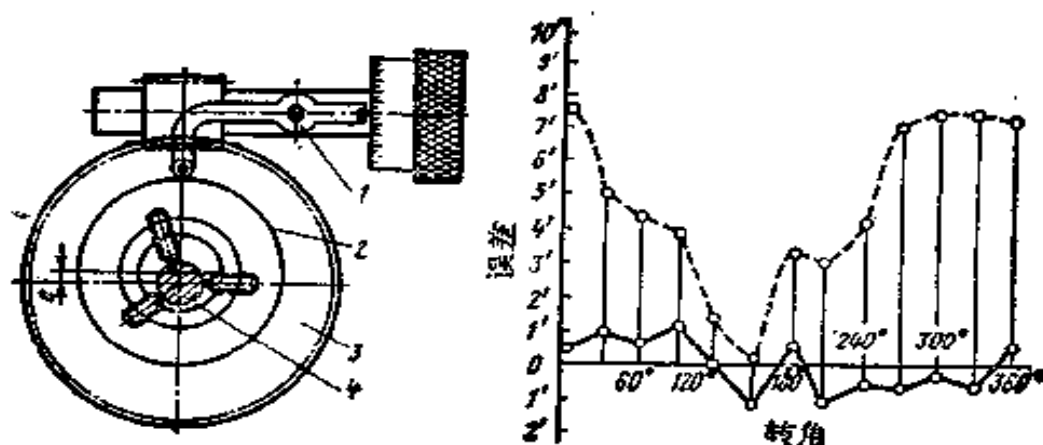


图 8.38

图8.38 在精密仪器的蜗轮传动中消除偏心影响的校正装置简图。

圆盘 2 装在读数蜗轮 3 的轴 4 上，其偏心距可调节。圆盘 2 依靠指针的校正运动补偿读数蜗轮的偏心 e ，指针用来指出初读数，它装在杠杆 1 上，而杠杆 1 则绕固定轴转动。

右图所示为仪器中没有校正装置时的读数误差曲线（虚线）和有校正装置时的误差曲线。

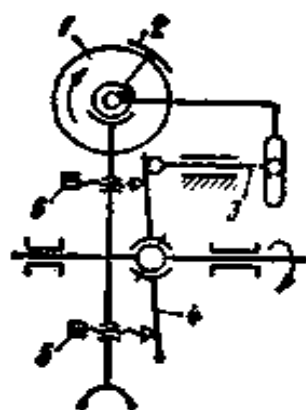


图 8.39

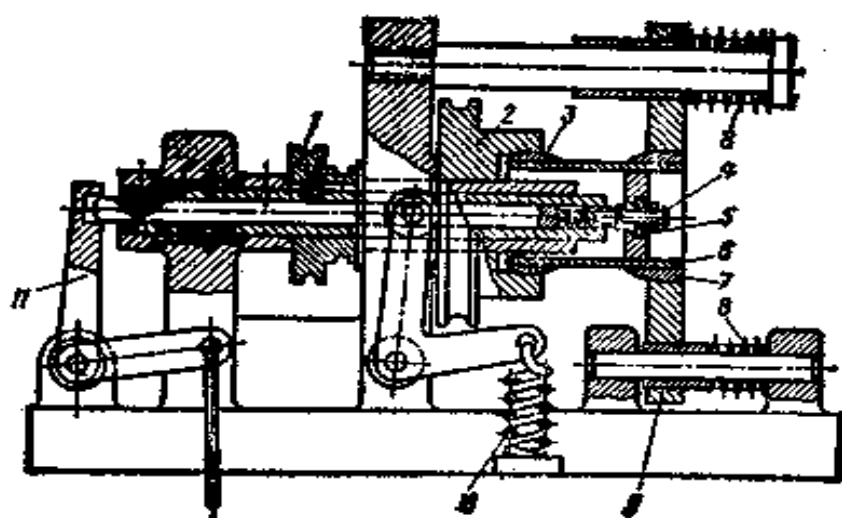


图 8.40

图8.39 具有校正偏心影响的仪器蜗轮传动简图。利用调节螺钉 5 及 6 可使悬浮在球铰链上的平面圆盘 4 转变到任意一个平

面里，圆盘 4 将运动传给推杆 3 及指示杆 2，指示杆则绕滚筒 1 的轴线摆动。

图 8.40 研磨球形接触面的气门座时补偿轴线偏移的机构。杠杆 11 通过拉杆与踏板连接，藉助于杠杆 11 将气门 4 固定在弹簧夹头中。皮带轮 1 固结在该装置的主轴上，使气门以 1500 转/分的转速转动。气门座 5 固定在圆盘的六角沉孔座中，而圆盘则与套筒 6 固结。套筒 6 的球面 7 装在该装置的横板 9 中，使这个球体的几何中心与气门座球面的中心重合，而球面 3 装在皮带轮 2 右面的沉切孔中。两根转动轴几何轴线的偏移用两对耦合的球面实现补偿。带套筒 6 的皮带轮 2 以 100 转/分转速转动。研磨时用弹簧 10 来保证气门对气门座所需的压紧力。弹簧 8 补偿耦合球面的磨损，并在弹簧 10 脱开时将横板 9 移到起始位置。

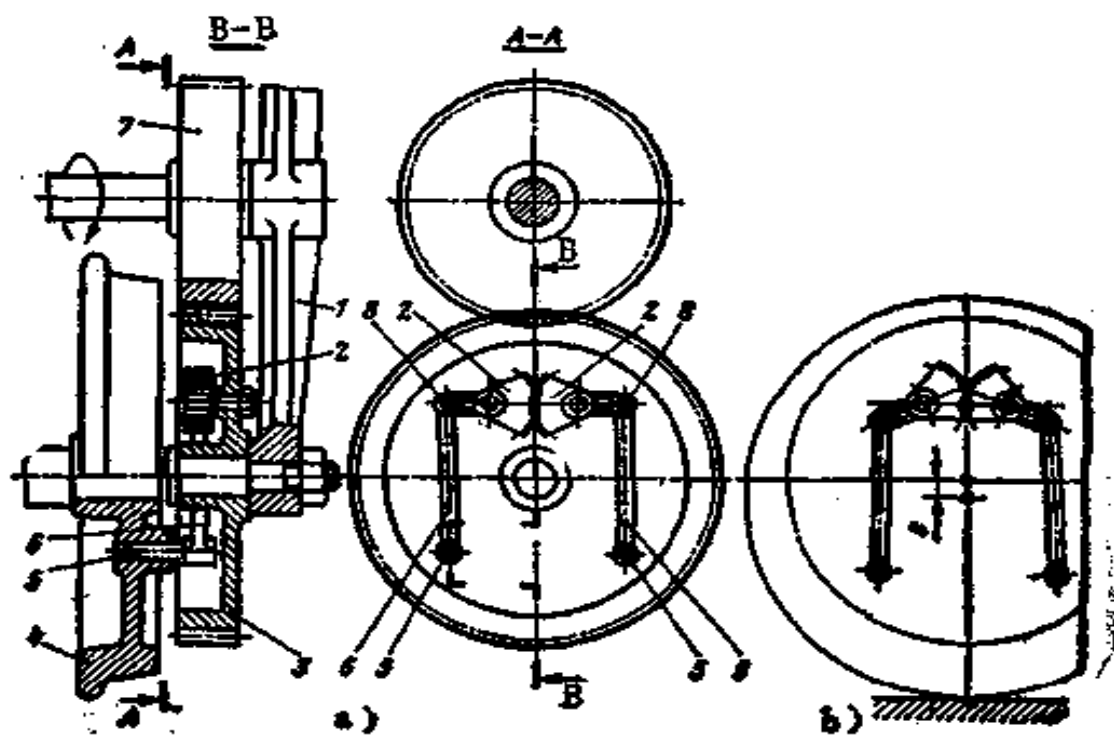


图 8.41

图 8.41 牵引机车上由发动机向车轮传递运动的补偿机构。发动机通过齿轮 7、3 将运动传给车轮 4 时（图 8.41 a），由于弹簧挠曲使车箱前后摇晃所引起的齿轮啮合正确性的破坏必须得到补偿。最后的一个主动齿轮 3 刚性地装在车架 1 上，3 上固定

两个扇形齿轮 2，它们用铰链 8 与拉杆 6 连接，拉杆 6 则以销轴 5 与车轮相连而形成补偿机构。当弹簧变形为 e 时，扇形齿轮 2 相互滚转，因此销轴 5 相对于车轮 4 的位置并不改变。

图 8.41 b) 所示为弹簧上的力减小时的机构位置。

该机构的结构分析表明：运动构件数 $n = 5$ ；I 类运动副数 $p_1 = 6$ ，II 类运动副数 $p_2 = 1$ 。

机构的自由度数

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \times 5 - 2 \times 6 - 1 = 2$$

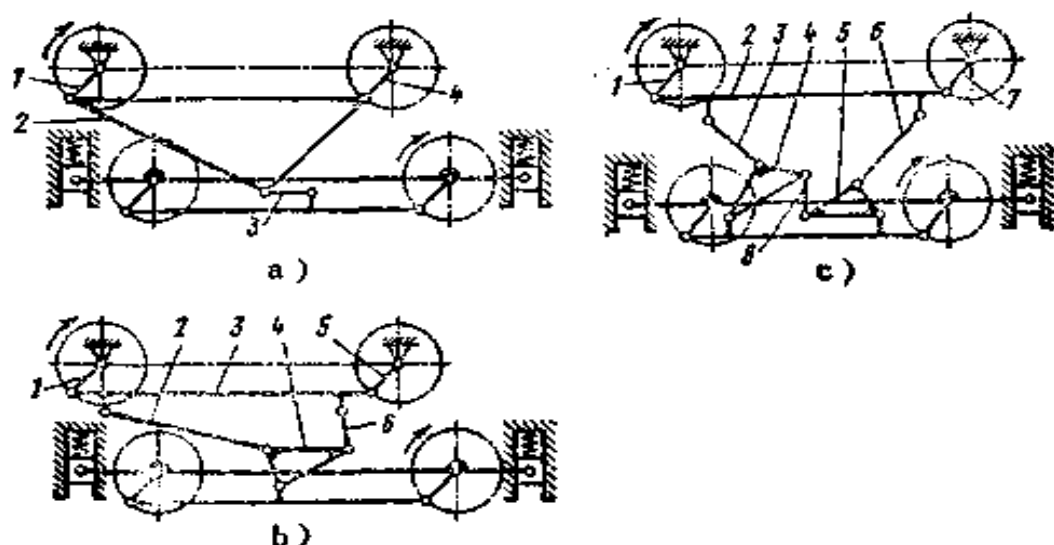


图 8.42

图 8.42 电机车中电动机向主动车轮传递运动的补偿机构。由于悬挂在弹簧上的电机车车身在运动时有摆动，电动机的轴与主动车轮的轴不能直接连接。

由主动车轮、车架及连杆组成的，具有两个平行曲柄的四杆机构有一个自由度，因此可用一个静定杆组与它相连而不会破坏运动的确定性。静定杆组的连接杆应这样布置，使电机车车身与车架靠近或离开时不受限制。

在图 8.42 a) 所示的补偿机构中，接入具有构件 1、2、3、4 一级三类杆组；在图 8.42 b) 所示的机构中，接入具有构件 1~6 的三级杆组；在图 8.42 c) 的机构中，接入具有构件 1~8 按阿苏尔分类法为三级的杆组。

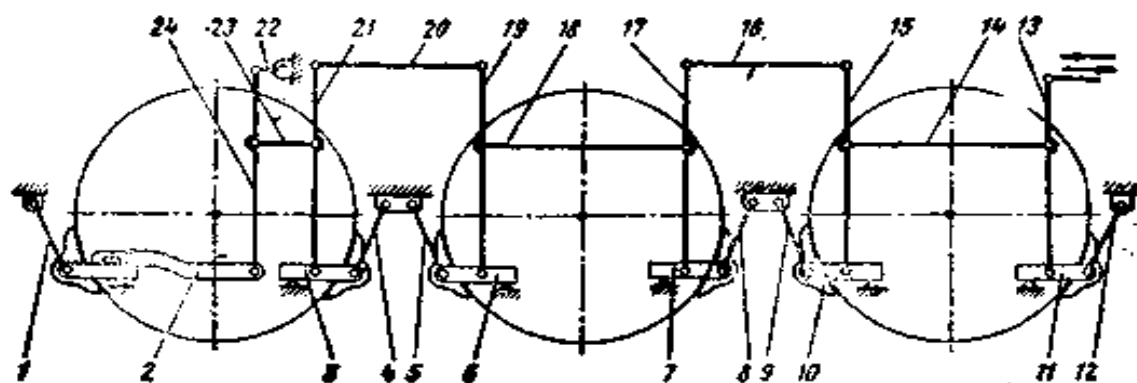


图 8.43

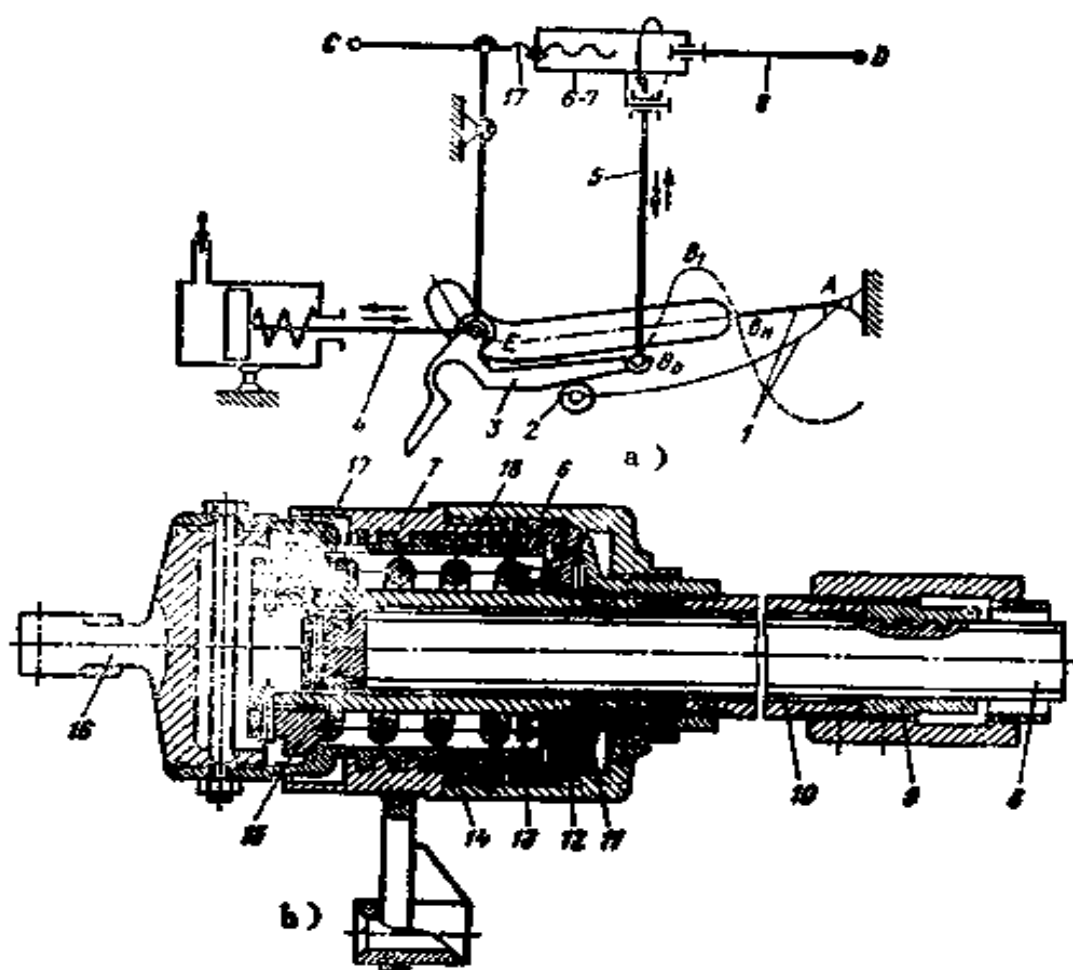


图 8.44

图8.43 KB3-1型三轴车辆杠杆式制动传动的均衡机构简图。机构保证在制动时制动力在各制动块上均匀分布，当解除制动时制动块同时离开车轮。若运动链的自由度数等于用梁连接的制动块数，则给出的条件可以实现。

按切贝歇夫 (П. Л. Чебышев) 公式，自由度数 W 为

$$W = 3n - 2p_1 - p_2$$

式中 n ——运动链的运动构件数 (按简图 $n = 24$)；

p_1 —— I 类运动副数 (按简图 $p_1 = 30$)；

p_2 —— II 类运动副数 (按简图 $p_2 = 6$)。

把数值代入后，得：

$$W = 3 \times 24 - 2 \times 30 - 6 = 6$$

图8.44 自动保持制动缸活塞恒定行程的机构。采用该机构可不必因制动块磨损再要用手调整传动。自动调节器 (图8.44 a) 由两个机构组成：悬挂在活塞杆4的头部且与车箱架在A点铰接的传动机构；装入杆件传动的水平拉杆CD中的补偿机构。传动机构用拉杆5与补偿机构铰接，传动机构由导杆1 (滚子2固定在它上面) 和凸轮3 (与活塞杆头部在E点活动连接) 组成。用头部带有滚子的活塞杆带动导杆1运动，这时，凸轮3的铰链中心B画出轨迹 B_0 、 B_1 、 B_n ，该轨迹是补偿机构工作的依据。拉杆CD的从动部分8的位移取决于活塞杆位移和补偿机构附加位移的大小。

补偿机构的作用如下述。在联接套筒10 (图8.44 b) 的右端有对螺杆8不自锁的螺纹 (螺母9)。

两个制动轮——锥形制动轮15和平面制动轮11刚性地固结在套筒10的左端。锥形制动轮15在轴向力作用下与锥形盘17连接时，可防止螺母9转动；平面制动轮11与圆盘12接触。在预紧的压缩弹簧14的作用下，锥形盘15和17力图脱开，平面圆盘11与12则力图彼此压紧。曲柄螺母6-7根据凸轮3上B点的位移，在拉杆5的作用下作转动 (见图8.44 a)。螺母7与不转的套筒17间用左旋螺纹相连，因此7可沿轴向移动，推动摩擦盘12

的翻边，使它和 11 分离。在螺母 7 沿螺纹往左移动时，藉助于预先拧紧的正方形截面的摩擦螺旋弹簧 18，同样可使圆盘 12 转动（见图 8.44 b）。这样，补偿机构的功能应是调节连接杆的长度，使得不论制动块的尺寸如何，气缸中活塞的行程恒定，即使得凸轮 3 上的 B 点有可能描绘不封闭轨迹的给定区段 B_0 、 B_1 、 B_n 。水平拉杆 CD 可能有三种情况：a) 拉杆为正常长度；b) 拉杆比正常值短（新的制动快）；c) 拉杆比正常值长。若在制动时，当 B 点由位置 B_1 移到 B_n ，同时螺母 7 向左移动时，圆盘 12 和 11 分离，15 在弹簧作用下拉动套筒 10 在螺杆 8 上转动，拉杆长度增加而制动块压紧在车轮上（拉杆较正常值短）。那时锥形盘 15 和 17 间还具有间隙，那末由于 12 左移摩擦盘 12 和 11 上的压力减小。在螺母 7 相反行程（从左向右）时，去掉轴向负荷，同时 B 点由位置 B_n 移到 B_1 后，圆盘 12 和 11 通过摩擦弹簧使螺母 9 反向转动，而拉杆长度缩短。

拉杆为正常长度时，在制动及松开过程中它的增加和缩短是同样的，因此不论制动块的状况如何活塞的行程保持不变。

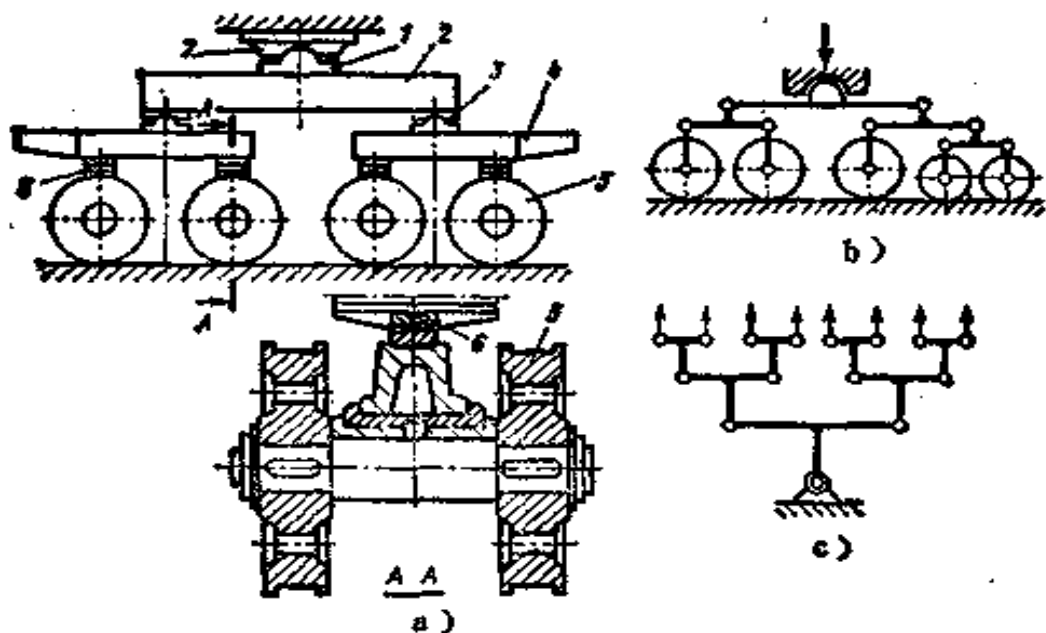


图 8.45

图 8.45 使起重机支承底脚的行走轮上负荷均匀分布的铰链连接简图。为了使负荷均匀分布（图 8.45 a）及减小轨道不平

度的影响，起重机底脚7通过球铰1、3、6，横梁2及平衡臂4的系统支在行走小车的车轮5上。铰链1和3允许纵向摆动，铰链6允许在起重机轨道的横向摆动。

图8.45 b)所示为分支机构，它通过球铰链系统使起重机五对车轮上的压力负荷均匀分布。拉力负荷合成情况下的均衡机构如图8.45 c)所示。连接数 k 为

$$k = 3S_0 + S_1 + 1$$

式中 S_0 ——不与传递载荷的拨杆直接连接的构件数，

S_1 ——与传递载荷的拨杆连接的构件数。

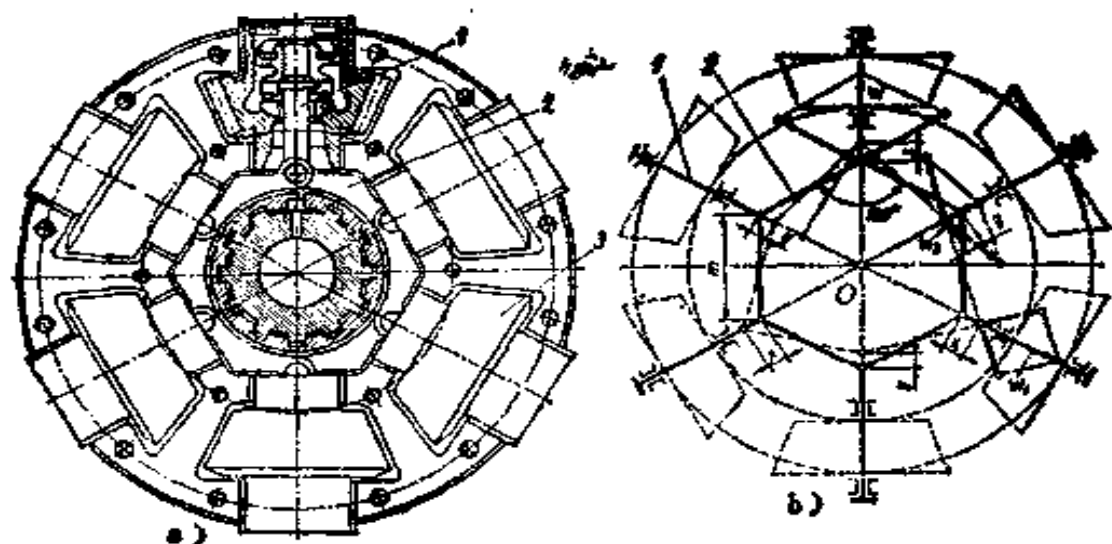


图 8.46

图8.46 航空减速器的均衡机构。其六个行星轮装在铰链六边形的各个角上。

机构的作用原理为：在过载时，行星轮3的某一个齿轮在轴向力 W 作用下沿轴承轴线移动，且借助于与钩环2连接的拉杆1（图8.46 a），改变铰链六边形的形状（图8.46 b），从而将多余的载荷传给别的行星轮。

若允许六边形顶点沿轴线移动（没有横向移动），则

$$x_{max} = m \cdot \frac{1 - \sin 60^\circ}{\sin 60^\circ} \approx 0.15 m$$

$$y = m \left[1 - \sqrt{1 - \left(1 + \frac{x}{m}\right)^2 \sin^2 60^\circ} - \left(1 + \frac{x}{m}\right) \cos 60^\circ \right]$$

分析铰链六边形位移简图后（图 8.46 b），可以发现，当行星轮中的一个移动 x 值时，另两个行星轮（夹 120° 角分布）可移动同样大小。这时其余的三个行星轮将移动 y 值。因此，在每一组的行星轮上负荷将均匀分布，每组由三个（每隔一个）行星轮组成，这两组中有一组的过载很小。

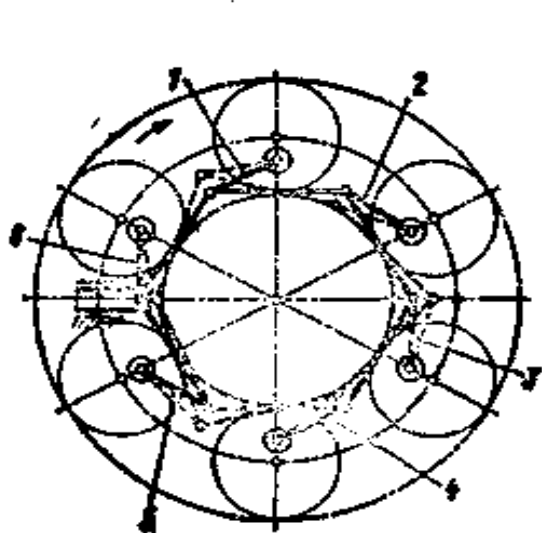


图 8.47

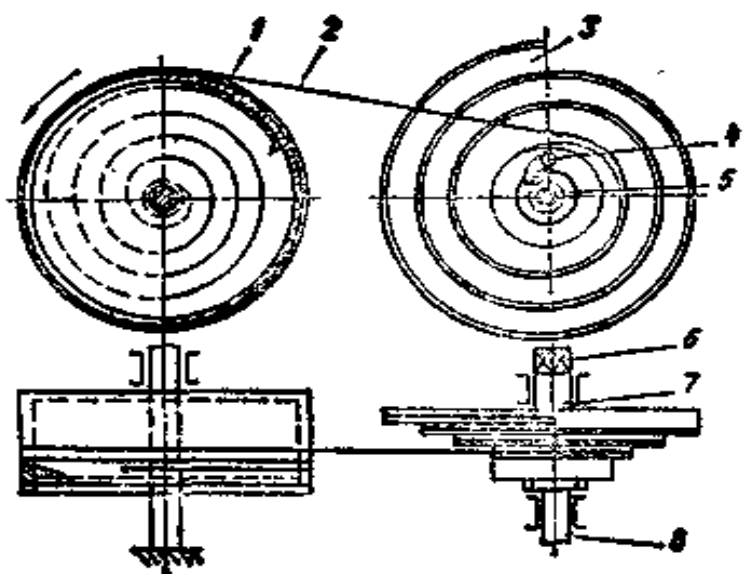


图 8.48

图8.47 按柯索夫 (Косоа) 工程师的方案设计的行星减速器均衡机构。在该简图中，全部杠杆 1~6 与相应行星轮的偏心轴颈刚性连接，并与六边形的转动副铰接，只有一个例外。杠杆 6 与六边形顶点用转动副和移动副连接，以保证它相对于六边形顶点转动外，还可以移动。

当某一行星轮过载时，六边形形状改变，因而两组行星轮的每一组（每隔一轮取为一组）中的负荷都均匀分配，而其中一组的负荷要大一些。

图8.48 盘簧的扭矩补偿机构。发条鼓轮 1 用卷缠在蜗线轮 3 上的链条 2 或其他任何挠性构件与从动轴 8 联接，3 套在轴 7 上。

蜗线这样选择：即发条扭矩的减小可用蜗线半径的增加来补偿，因而使轴7上的力矩保持不变。为了上紧发条，轴7上具有方头6及棘轮机构4、5。

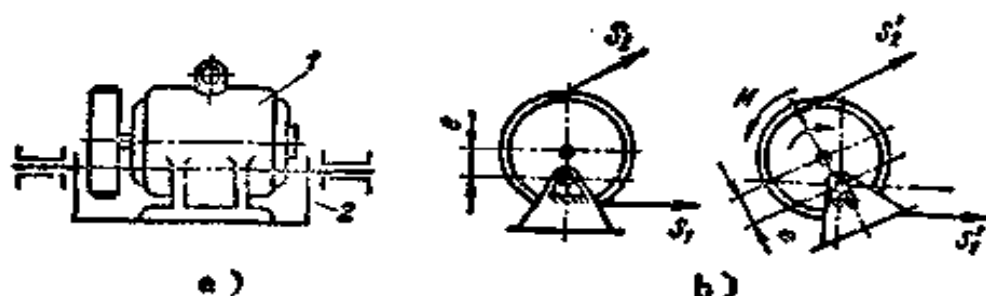


图 8.49

图8.49 自动调节皮带传动张力的机构简图。皮带传动的电动机1（图8.49 a）安装在平台2上，平台2在轴颈上可自由转动。电动机轴的轴线相对于平台的轴颈偏移 e 值。电动机的反力矩 M 使平台偏离垂直位置（图8.49 b），并使皮带自动张紧，因而改变了主动边的张力 S_1 和从动边的张力 S_2 。

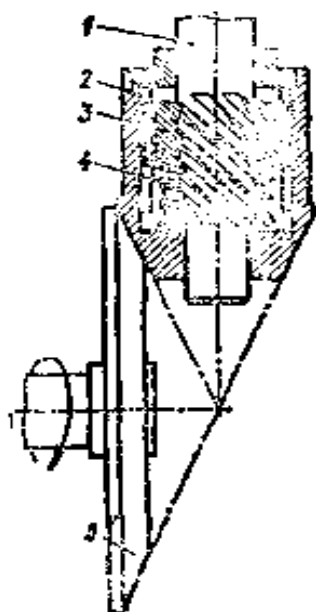


图 8.50

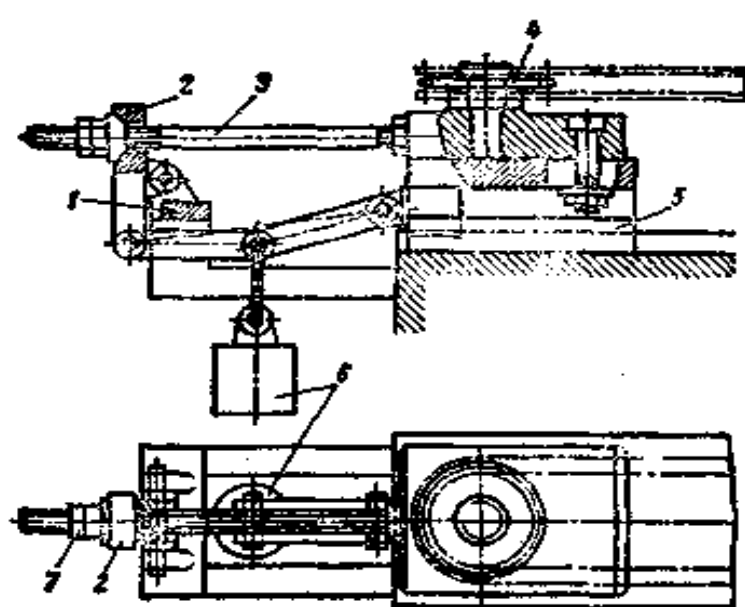


图 8.51

图3.50 随着负荷变化自动调节压紧力的摩擦传动。主动锥轮5使小锥轮2转动，多头螺母3装在锥轮2里面，螺母3与轴

1 的外螺纹段连接，并沿小锥轮孔内的槽滑动，小锥轮用弹簧 4 压紧在大锥轮上。当主动锥轮 5 沿箭头方向转动，而且轴 1 过载时，轴 1 减慢自己的运动（或停止），螺母向下移动，压缩弹簧，使传递运动所需的压紧力增加。

图 8.51 传送带牵引链的拉杆-重块张紧机构。具有张紧链轮 4 的平板固定到滑块 5 上，滑块 5 安装在机座上并且可沿导轨移动。杠杆 2 的一端与固结在平板上的拉杆 3 连接，而另一端与重块 6 相联。借助于螺母 7 并用重块 6 来调节链条的张力。

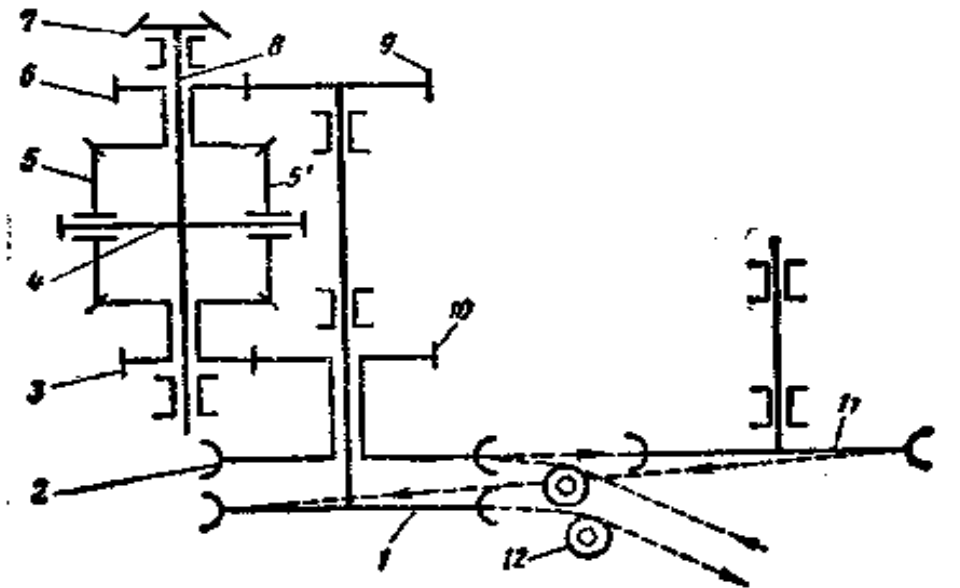


图 8.52

图 8.52 带差速器的均衡双槽传动。由圆锥齿轮 7 带动的传动轴 8，借助于转臂 4 及差速器的圆锥齿轮，使以下零件转动：齿轮 6、9 及与 9 成一体的传动滑轮 1；齿轮 3、10 及与 10 成一体的传动滑轮 2。若滑轮 1 与 2 的圆周速度不等，则齿轮 9 与 10 以不同的转速转动，而齿轮 5 和 5' 还绕自身的轴线转动，使滑轮 1 与 2 的速度均衡。绳索由传动滑轮 2 离开，绕过滑轮 1，然后绕过滑轮 1 和导向滚子 12。

传动装置传递的绳索主动边和从动边的最大拉力差：

$$P = P_1 + P_2 = 2 f_0 (e^{\mu \alpha} - 1)$$

绳索离开边张力

$$t_0 = \frac{P}{(e^{\mu\alpha_0} - 1)} \approx 1.15 P$$

在刚性固结的双槽传动时

$$t_0 = \frac{P}{2(e^{2\mu\alpha_0} - 1)} \approx 1.35 P$$

故均衡传动的优点是明显的。

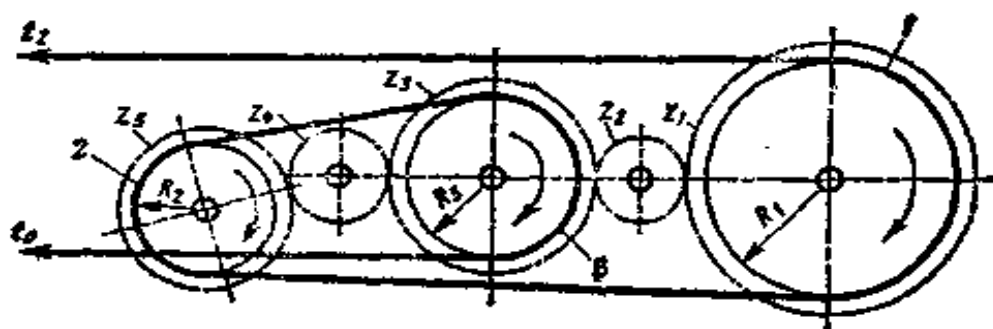


图 8.53

图8.53 具有三个均衡传动滑轮的均衡传动简图。它可代替多槽传动。

在采用所有滑轮上绳索有相同圆周速度的相联单槽滑轮时，在多槽传动中的滑动、冲击及绳索张力的增加均可消除。

打滑时，出现在1、2及3各滑轮上的极限扭矩之比：

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{R_1}{R_2} e^{\mu\alpha_0}, \quad \frac{M_2}{M_3} = \frac{R_2}{R_3} e^{\mu\alpha_0} \ominus$$

式中 α_0 ——包角，通常全部滑轮均取相同值； μ ——摩擦系数。

对具有任意个同半径滑轮的均衡传动

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{M_2}{M_3} = \dots = \frac{M_{n-1}}{M_n} = e^{\mu\alpha_0} \ominus$$

图8.54 均匀分配扭矩及降低传动轴转数的均衡传动。

⊖ 原文误作 $\frac{M_1}{M_3} = \frac{R_1}{R_3} e^{\mu\alpha_0}, \frac{M_3}{M_2} = \frac{R_3}{R_2} e^{\mu\alpha_0}$

⊖ 原文误作 $\frac{M_1}{M_3} = \frac{M_3}{M_2} = \dots = \frac{M_{n-1}}{M_n} = e^{\mu\alpha_0}$

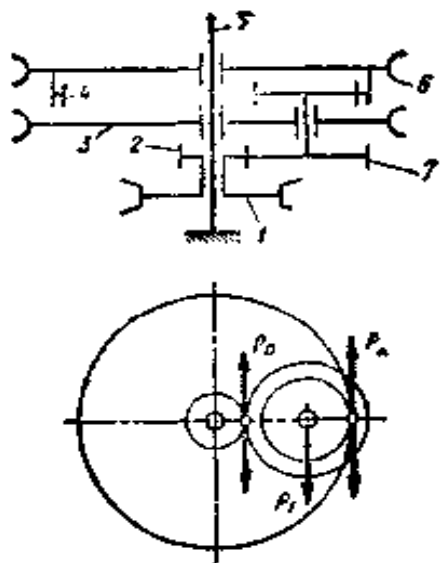


图 8.54

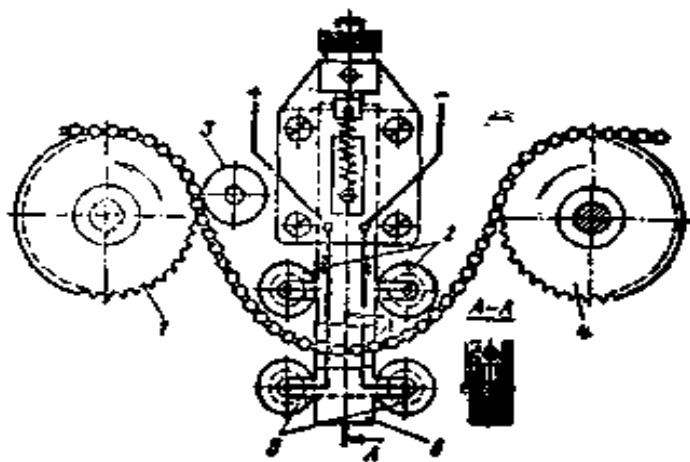


图 8.55

电动机传动皮带轮 1。滑轮 3 是差速器的转臂，滑轮 6 与中心轮 4 固联，5 为传动的固定轴。

滑轮 3、6 传递的力矩

$$M_1 = P_1(r_1 + R_1); \quad M_2 = P_2 r_2$$

传递的力

$$P_2 = P_0 \frac{R_1}{r_2 - (R_1 + r_1)}; \quad P_1 = P_0 + P_2 = P_0 \frac{r_2 - r_1}{r_2 - (R_1 + r_1)} \ominus$$

式中 P_0 ——齿轮 2 上的圆周力；

P_1 ——与齿轮 7 相连的转臂销轴上的压力；

P_2 ——滑轮 6 的齿轮 4 上的圆周力；

M_1 、 M_2 ——滑轮 3 和 6 传递的力矩；

r_1 、 r_2 、 R_1 ——齿轮 2、4、7 的半径。

图 8.55 以整齐的长度切断链条的机器中，调节链条下垂量的机构。绕在链轮 1 及 4 上的链条，靠自由地且有弹性地悬挂着的塑料滑块 6 来维护其所需的、不变的下垂量。滑块 6 带有两对滚子 2-2 及 5-5。若链条下垂量大于或小于正常值，则焊有螺管线圈的滚子 2 或 5 使电路闭合，同时螺管线圈的铁心使离合器脱离，于是机器停止（3—压紧橡胶滚轮）。

⊖ 原文误作 $P_2 = P_0 \frac{r_1}{r_2}$ ； $P_1 = P_0 + P_2 = P_0 \frac{r_1 + r_2}{r_2}$

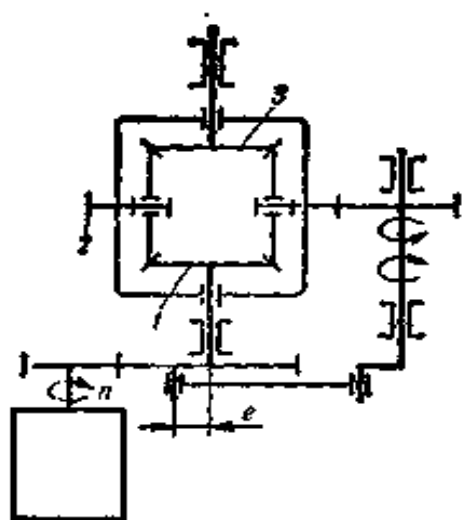


图 8.56

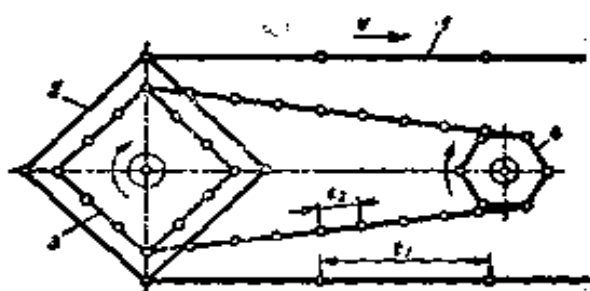


图 8.57

图8.56 补偿从动轴速度的差动机构简图。剪机由电动机及减速器通过差速器的圆锥齿轮1和3带动。从动齿轮3的速度 ω_3 ，由速度 ω_1 与 ω_2 合成：

$$\omega_3 = -\omega_1 + 2\omega_2$$

因为齿轮2作非匀速往复摆动，所以从动齿轮3的角速度是变化的。改变偏心距 e 及电动机转速 n ，可改变齿轮3的角速度。

图8.57 使传送带链条速度均匀的机构。若链轮2的齿数很少，且以等角速度转动，则链条1的速度 V 将不均匀。今用链传动使链条的速度 V 均匀一些，该链传动中之主动链轮4为普通的形状，而从动链轮3则与链轮2有相同的棱面（ t_1 —传送带的链条节距， t_2 —链传动的链条节距）。

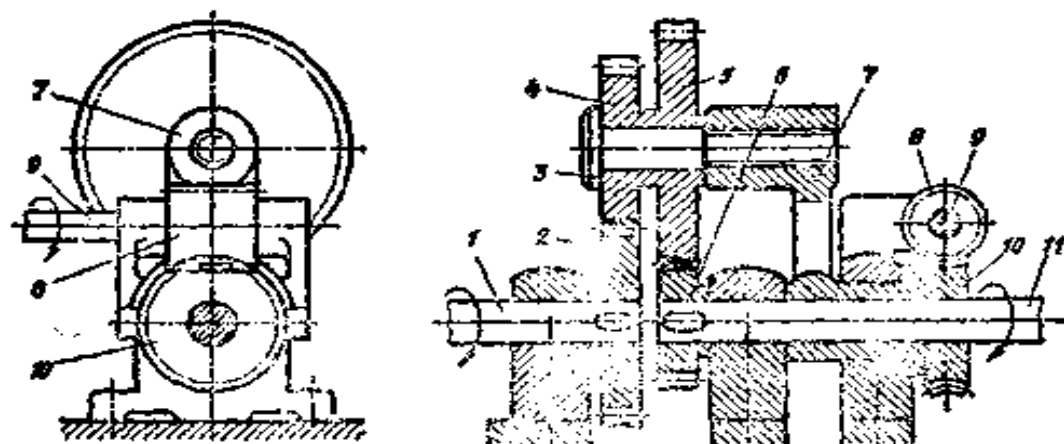


图 8.58

图8.58 定期调节与主动齿轮相连的从动轴速度的机构。

由齿轮6、5、4及2将主动轴11的运动传给从动轴1。齿轮6固定在轴11上，齿轮2固定在从动轴1上，而由齿轮4及5组成的双联齿轮在转臂7的轴3上自由转动。

蜗轮10固定在转臂7的轮毂上，用手操纵固定在轴9上的操纵盘，通过蜗杆8使蜗轮10转动。当蜗杆8不动时，轴11给轴1传递等速运动。

利用蜗轮传动的蜗杆使转臂7转动时，可改变从动轴1的转速，它取决于转臂的转向及其角速度。

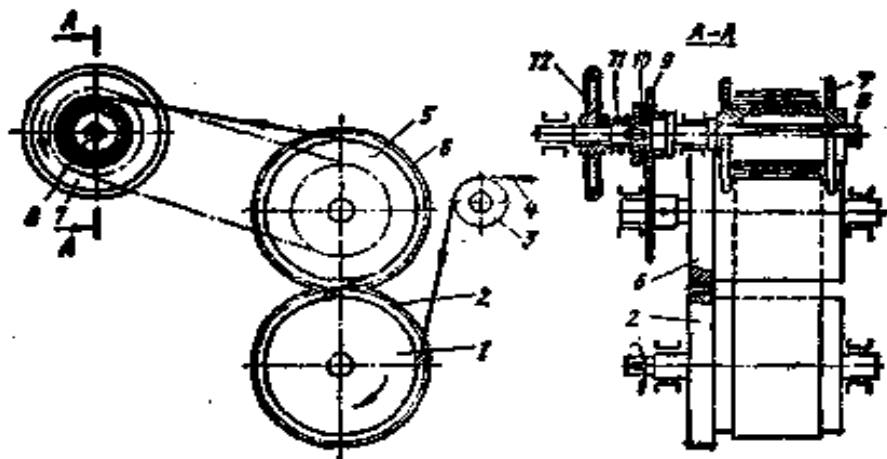


图 8.59

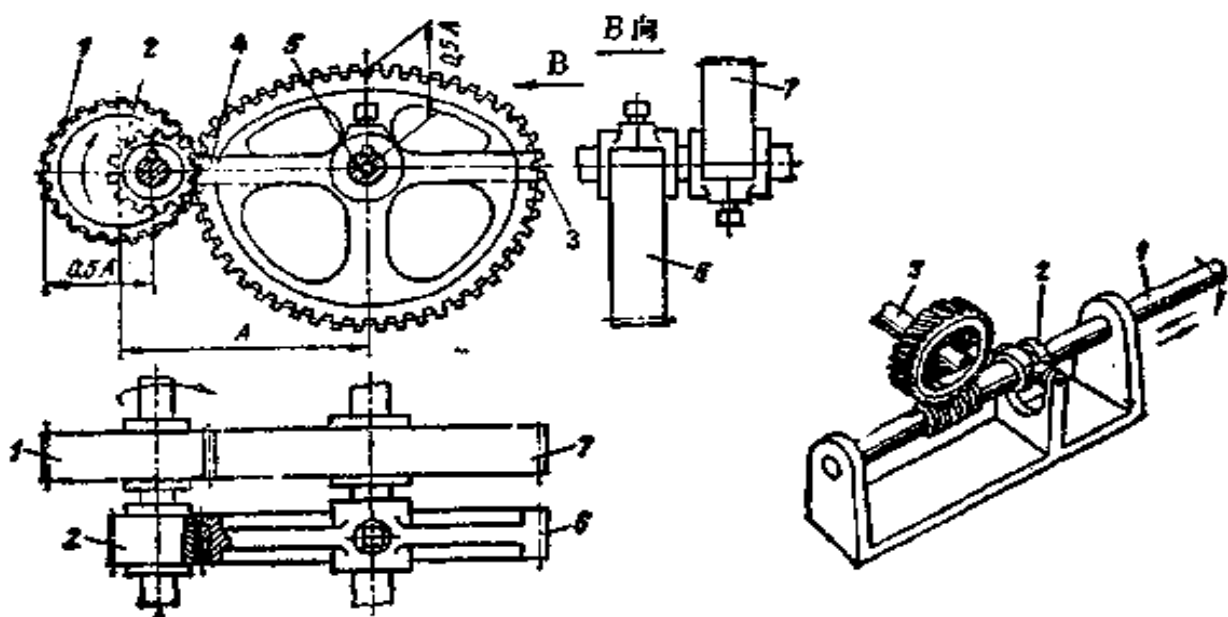


图 8.60

图 8.61

图8.59 以等速绕卷钢带的机构。钢带4绕过导向滚轮3，经过滚筒1和5，卷缠到轴7上。

滚筒1和5用齿轮2和6连接。链轮9以动座配合 \ominus 装在方形截面的轴8上，并由滚筒5的轴通过链传动带动。摩擦离合器的圆盘10用导向键固定在轴上，并用弹簧11将它压紧在链轮盘上。卷缠时决定钢带张力的弹簧力可转动手轮12来调节。

图8.60 将匀速转动转换成从动轴半转慢速均匀转动和半转快速转动的机构。齿轮1偏心地固结在主动轴上，而齿轮2则同心地固结在主动轴上。偏心齿轮1转一周，它与椭圆扇形齿轮7的轮齿3到轮齿4啮合，从动轴5相应转过半周，接着轮2转两周，它与圆柱扇形齿轮6啮合，使从动轴转完一周，即完成一个循环。

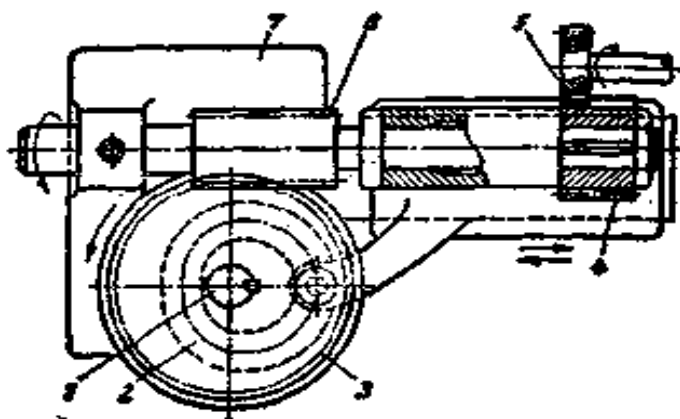


图 8.62

图8.61 利用固结在蜗杆轴上的槽凸轮2将主动轴1的等角速度转动变成从动轴3变速转动的机构。它可用作链式传送带中的补偿机构。

图8.62 从动构件每半转改变一次转速的机构。蜗杆轴6用两个轴承支承，左边轴承与机架7固定连接，蜗杆轴可在左边轴承中沿轴线移动；右边的轴承安装在滑块上，它可沿机架导轨移动。

滑块的突出部上固定一滚子，它在凸轮2的槽中滚动，凸轮2与蜗轮3相联。蜗轮轴1是从动构件。主动齿轮5与固结在蜗杆6轴上的齿轮4啮合。

蜗轮3靠凸轮机构使带有蜗杆6的滑块往复移动，因此，蜗

\ominus 动座配合系苏联国家标准(OCT)的配合类别，相当于我国国标GB.159—59动配合。

轮的速度根据蜗杆的移动方向而增大或减低。

在蜗轮齿数等于 56 及周节为 6.35 毫米时，蜗杆轴每 3 秒钟转 24 转，在这时间内滑块移动 4 个周节（25.4 毫米）。因此，在蜗轮转动的方向移动蜗杆时，蜗轮转半周需 3 秒钟，在蜗杆反向移动时蜗轮转半周需 4 秒钟。

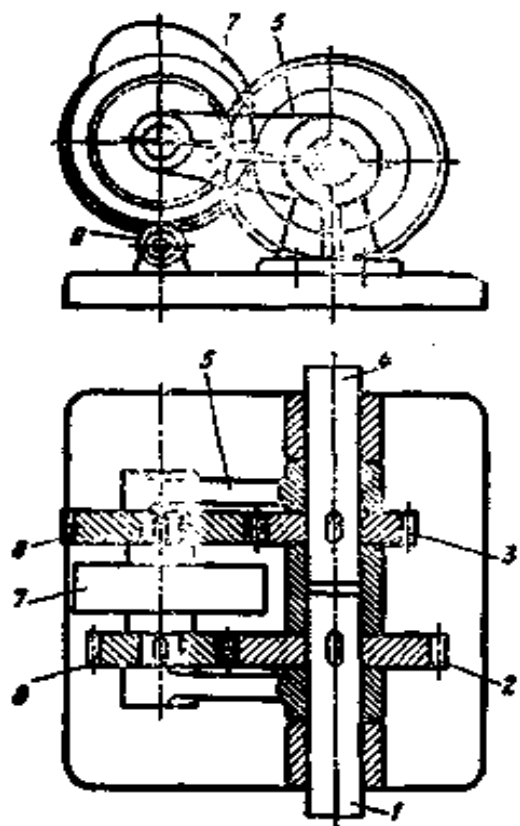


图 8.63

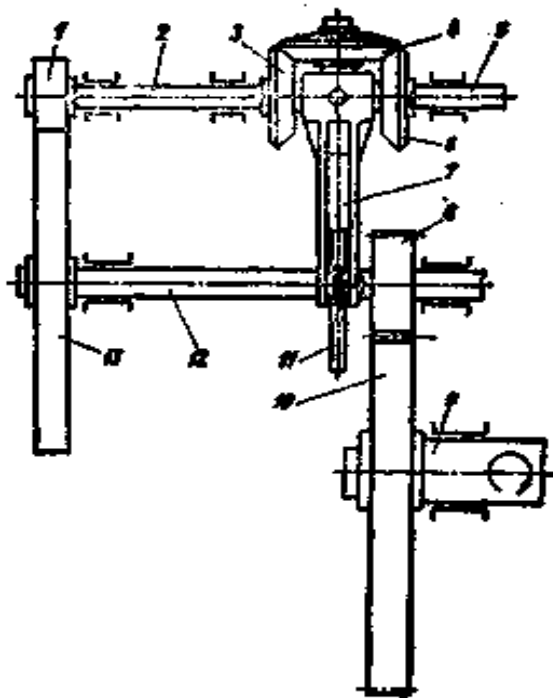


图 8.64

图8.63 用凸轮改变从动轴转速的机构。利用齿轮 2、3、6 及 8 将主动轴 1 的运动传给从动轴 4，其传动比不等于 1。

齿轮 2 固结在轴 1 上，齿轮 3 固结在轴 4 上，而具有齿轮 6 和 8 及凸轮 7 的联动块在转臂 5 的轴承上自由转动。

转动的凸轮 7 与滚子 9 保持接触，保证转臂 5 相对于轴 1 及 4 摆动，且使从动轴转速作相应的改变。从动轴的运动规律由凸轮廓线及齿轮的传动比决定。

图8.64 在具有大周节链轮的运输装置中消除链条不均匀行程的差动式均衡传动。

主动轴 5 通过圆锥齿轮 3、4、6 带动轴 2 运动，然后通过齿轮副 1、13 使轴 12 运动，轴 12 上固结有凸轮 11，凸轮推动转臂 7 的滚子。由于凸轮廓线的变化，通过齿轮 8、10 可使轴 9 作变角速度转动，从而使链条在链轮上运转时的不均匀运动变得均匀。轴 2 的角速度是由轴 5 的角速度与差速器转臂 7 的角速度合成的：

$$n_2 = -n_6 + 2n_7$$

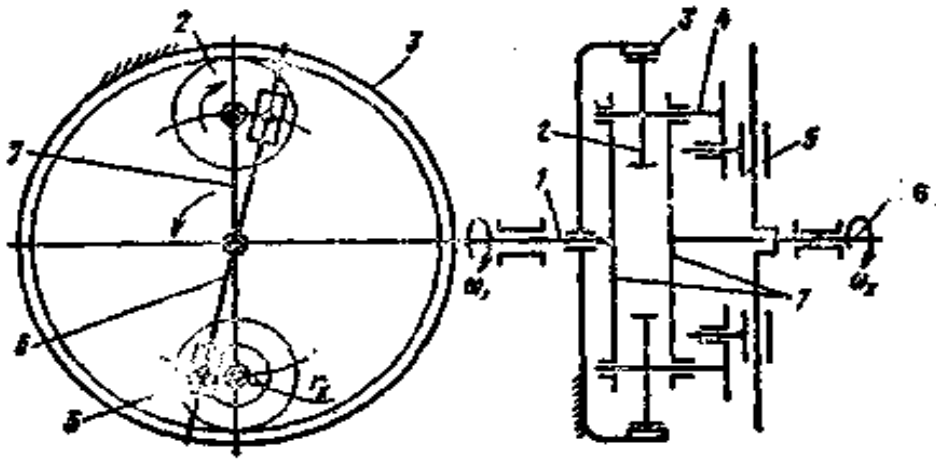


图 8.65

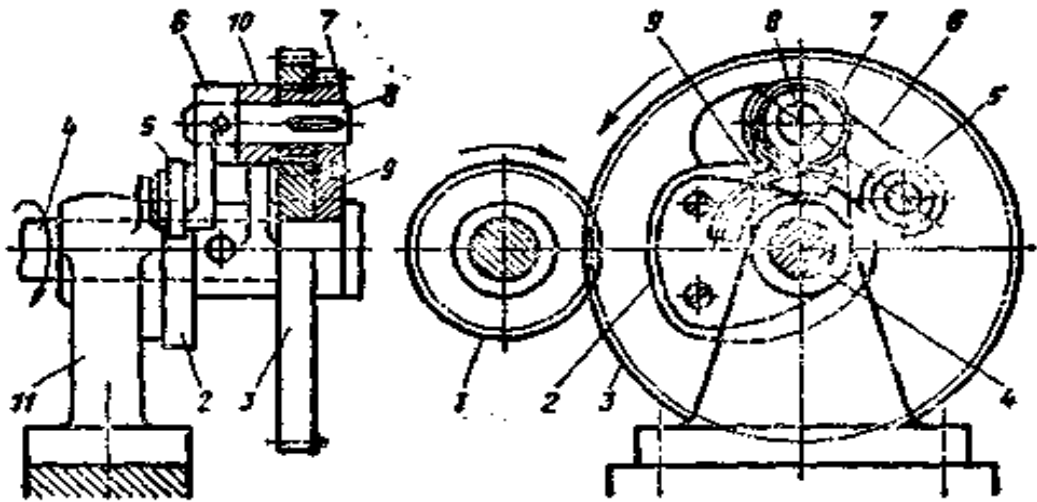


图 8.66

图8.65 使链式输送带的牵引链条速度均匀的机构。带有行星轮 2 的转臂 7 固结在主动轴 1 上，行星轮 2 与固定的内齿轮 3 啮合。与滑块 5 铰接的曲柄固结在行星轮 2 的轴 4 上，滑块 5 沿从动轴 6 上的导轨滑动。

当主动轴 1 以等角速度 ω_1 转动时，从动轴 6 获得不均匀的脉动的速度 ω_x 。

在不改变齿轮参数时，从动轴转动不均匀的程度取决于曲柄半径 r_x 。

图 8.66 从动轴非匀速转动的机构。主动齿轮 1 将匀速转动传给齿轮 3，扇形齿轮 9 固结在齿轮 3 上，并一起滑套在轴 4 上。

固结在轴 4 上的曲柄 10 具有指销 8，带有滚子 5 的摆杆 6 固结在指销 8 的悬臂的一端，而齿轮 7 固结在另一端，齿轮 7 的轮毂穿过齿轮 3 上的圆弧槽。齿轮 7 与扇形齿轮 9 始终保持啮合，而滚子 5 与凸轮 2 始终保持接触，凸轮 2 固结在轴承座 11 的磨制面上。滚子 5 与凸轮 2 间的接触

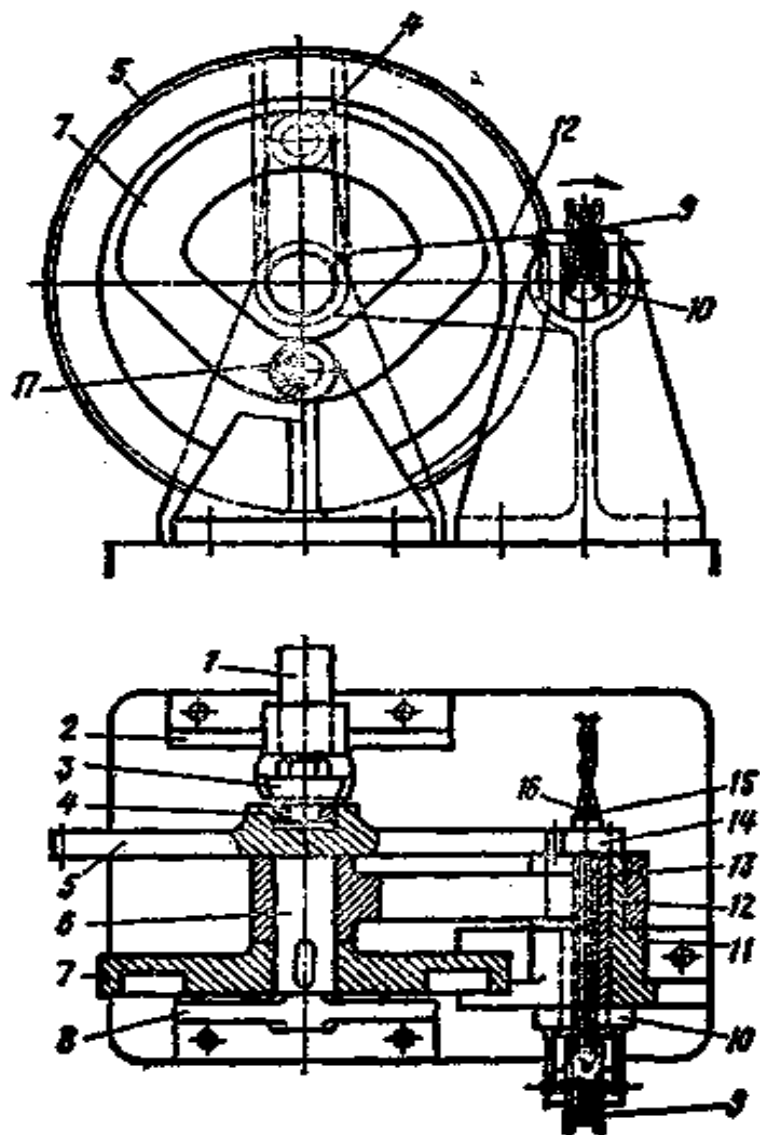


图 8.67

靠轴 4 上的反力矩来保证。在滚子 5 沿以同心圆弧作出的那部分凸轮轮廓滚动时，轴 4 以等速转动。在滚子 5 沿对应于使摆杆 6 抬起的那段凸轮轮廓滚动时，带有摆杆 10 的轴 4 加速转动；而在对应于摆杆 6 下降的那段凸轮轮廓滚动时，轴 4 减速转动。

图 8.67 可变节距的扭绞金属线的机构。被扭绞的金属线 16

与 15 从固定在主轴法兰盘 10 上的线轴 9 上等速送出，并通过主轴 13 中的两个单独的孔。

主轴 13 在轴承 11 中转动，带有轴 6 的摇杆 12 安装在轴承 11 的突出部分上，轴 6 可在摇杆外突部的孔中自由转动。

端面槽凸轮 7 及有径向槽的齿轮 5 固定在轴 6 上。

齿轮 5 与齿轮 14 啮合，齿轮 14 固结在主轴 13 上，而滚子 17 则放在凸轮 7 的槽中。滚子 17 的轴固定在轴承 8 上。轴 1 上的曲柄 3 转动（轴 1 在轴承 2 中转动）时，在齿轮 5 的槽中滑动的滚子 4，使齿轮 5 绕转臂（摇杆 12）上的轴 6 转动，同时借助于凸轮 7 使摇杆 12 作摆动。由于齿轮 5 及摇杆 12 的角速度或相加或相减。在凸轮槽相对于轴 6 的轴线具有同心圆形状的那一段上，摇杆 12 不动，同时金属线以等节距扭绞。在滚子 17 通过的凸轮槽为直线形的那一段时，摇杆 12 转动，这时由于主轴 13 的角速度变化金属线扭绞的节距也相应地改变。

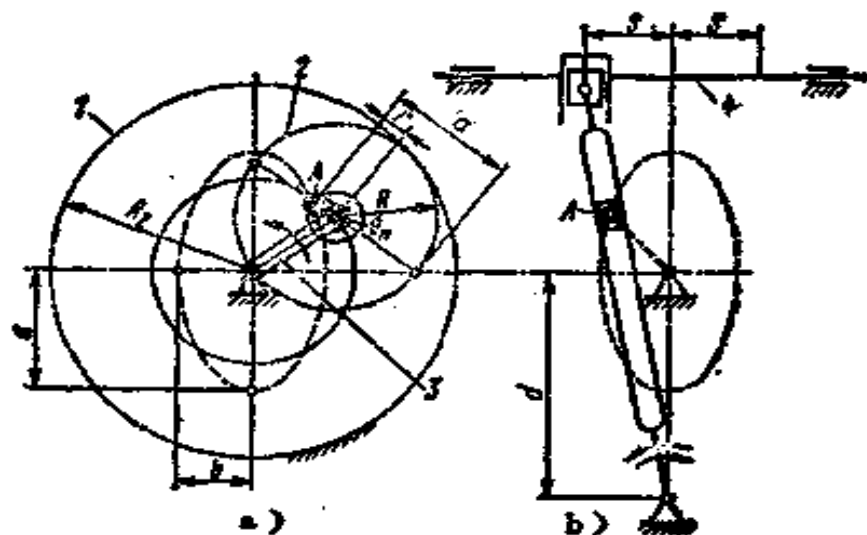


图 8.68

图 8.68 周期性地改变传动比的机构。该机构把转动转变为在 $2S$ 区间内的等速移动。中间的曲柄连杆机构（图 8.68 a）由固定的中心齿轮 1 及带有主动曲柄 3 的行星轮 2 组成，它使安装在行星轮上的指销 A 沿椭圆运动。将直线导杆与指销 A 相连后（图

8.68 b), 可得到滑块 4 作直线往复移动的机构。在满足以下各条件时可保证构件 4 在某区间范围内作匀速运动:

$$2(a^2 - b^2) = b^2 + d(d - a); \quad 2R = R_2$$

式中 $a = R + r$ 及 $b = R - r$

保险机构及保险装置

图 8.69 保险销。销 1 把飞轮 2 与套筒 3 相联, 套筒 3 刚性地装在轴 4 上。销子的中部作出一直径为 d_p 的缩颈 (见下图)。机构过载时, 销子在缩颈部分破坏。

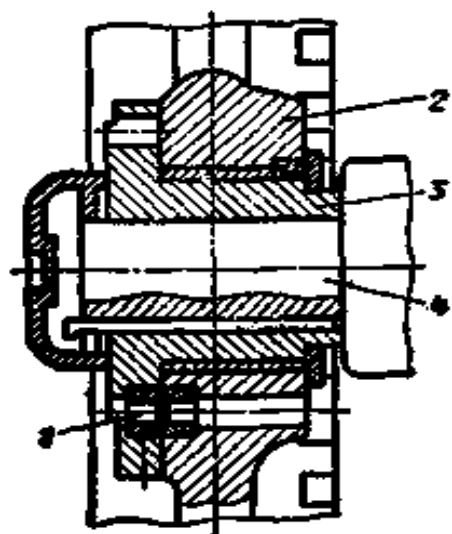


图 8.69

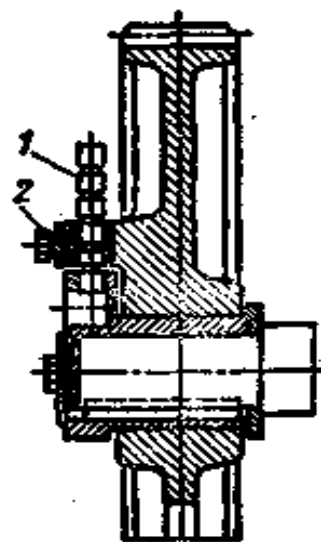


图 8.70

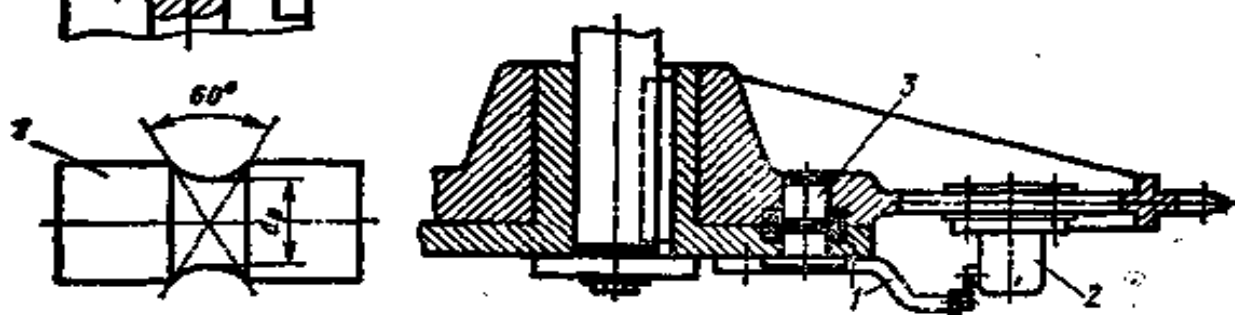


图 8.71

图 8.70 保险销。销子 1 沿长度有若干切口; 销子沿一个截面切断后, 可放下一个切口间距的距离, 并用螺钉 2 固定。

图 8.71 具有保险销和使电动机停车的专用开关装置。平板

条 1 固定在链轮轮毂上，在销子 3 切断时，平板条 1 使固定在链轮上的开关 2 的杠杆转动。

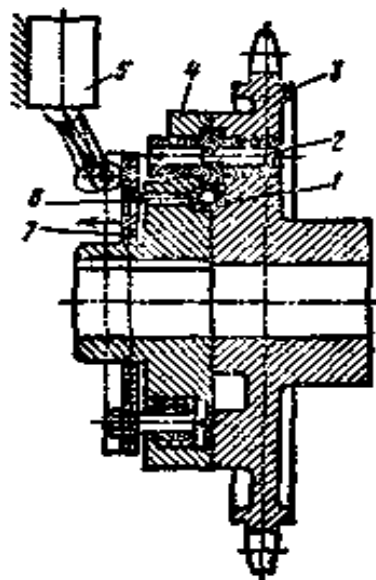


图 8.72

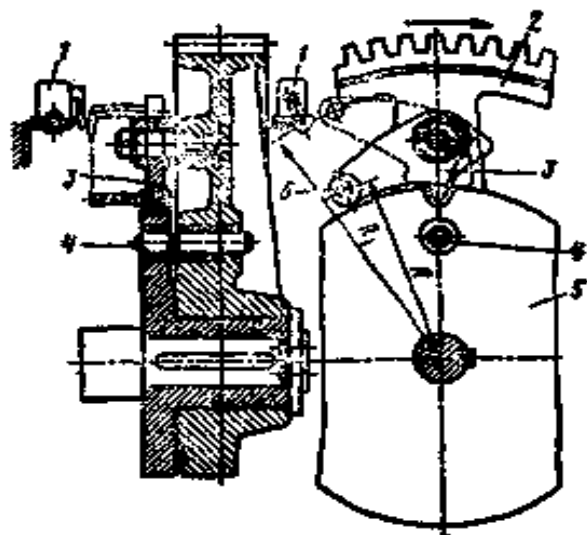


图 8.73

图8.72 有保险销及开关的装置。在销子 2 被切断时，圆盘 4 相对于链轮 3 转动。3 个钢珠 1 从凹坑中滚出，并将销子 6 推动，销子 6 利用盘 7 使开关 5 的杠杆转接。这时电动机停车。

图8.73 有保险销及开关的装置。在销子 4 被剪断时，齿轮 2 相对于从动圆盘 5 转动，使带有指销 6 的杠杆 3 偏转。终点开关 1 固结在固定支架上，并用杠杆 3 的指销 6 把它关掉。

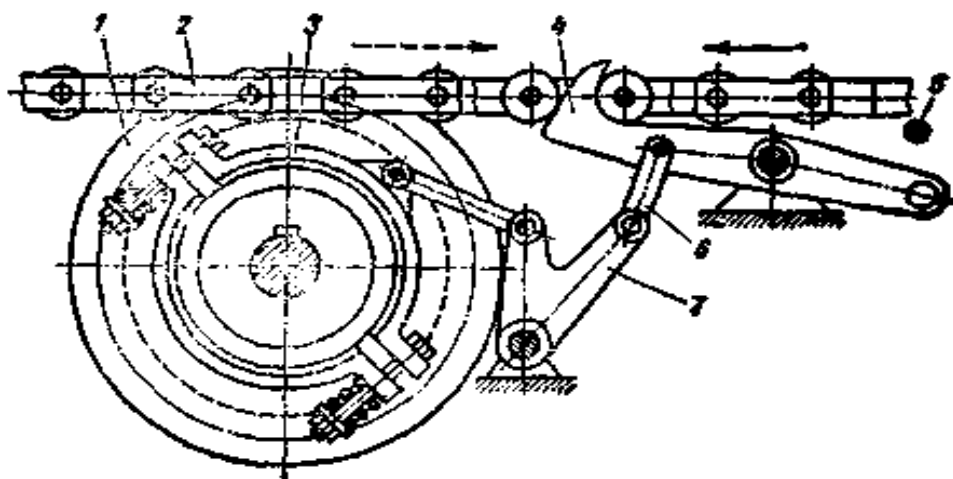


图 8.74

图8.74 传送带链条破断时抓住链条的机构。机构用于矿井平板传送带，在电动机断电时避免反转及在链条断裂时抓住上面载重的一支。在该机构中，与制动轮相联的链轮1由牵引链2带着转动。制动瓦块3用角形杠杆7和杆6与抓取链条的抓钩4相联。制动瓦块与制动轮间产生的摩擦使角形杆保持在这样的位置：抓钩位于下面的位置，并且不妨碍链条的运动。在链条断裂时，链轮1逆时针转动，并抬起抓钩至如图所示的工作位置。

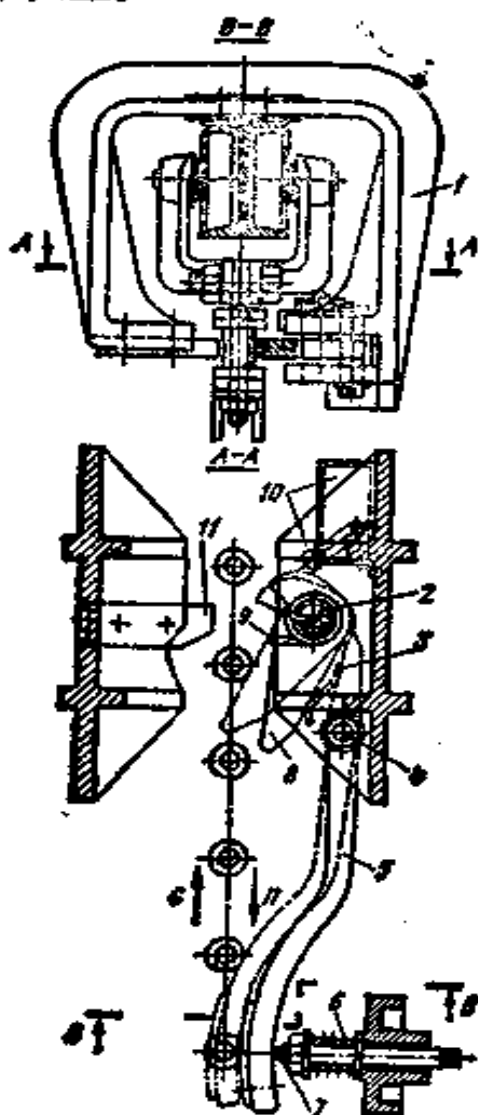


图 8.75

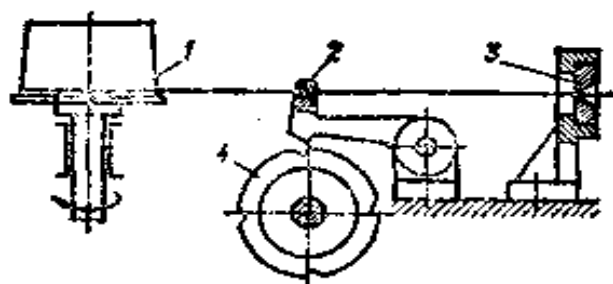


图 8.76

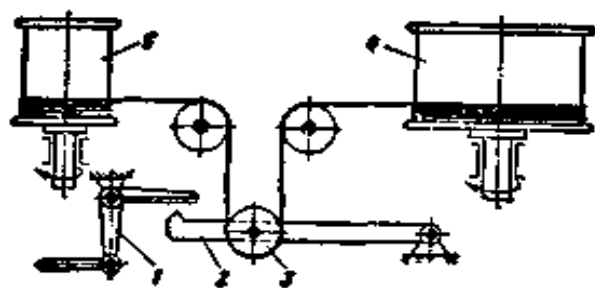


图 8.77

图8.75 传送带链条的抓取器。抓取器由铸造壳体1和掣子8组成。8可绕壳体上的轴2转动，杠杆5可绕轴4转动并可用零件7和6调整。挡板11固定在壳体的下部。链条沿箭头C所示

方向移动（放下）时，杠杆5在弹簧9及3的作用下，以其一端压在掣子8的凸台上，另一端压在传送带的链环上。链条断裂时，杠杆5占据图示点划线位置，掣子8被解脱，并在弹簧3的作用下绕自己的轴转动，进入链条的两滚子之间，并支在挡板11上，使链条停住。掣子8在顺时针转动的同时，其另一端则压在终点开关10的杠杆上，并切断电动机的电路。传送带的链条沿箭头II方向运动（提升）时，杠杆5退出，掣子8在弹簧3的作用下按棘轮机构的原理工作。

图8.76 用于细拉丝机的开关装置。在曳引卷筒1与拉丝模（拉线模）3之间的一段金属丝穿过开关杠杆2的孔眼。在金属丝拉断时，掣子（杠杆2）掉下，锁住离合器的棘轮环4，并使机器停车。

图8.77 金属丝重绕机的自动停车装置。把金属丝由卷筒4绕到卷轴5上时，若拆卷阻力增加，则带有滚子3的杠杆2的配重变为不足，于是杠杆1使传动离合器脱开。

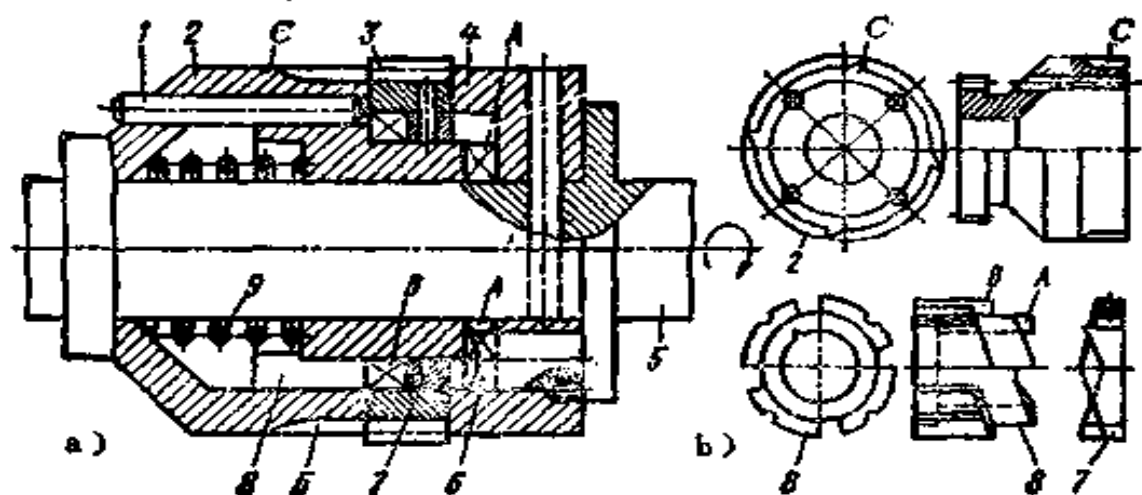


图 8.78

图8.78 小功率机器的脱开离合器。具有四个凸爪6的套筒4用销子固结在主动轴5上（图8.78a），凸爪6与套筒8的内凸爪A啮合。从动套筒2用四个销子1与套筒8相联，销子1允许套筒8轴向移动。棘轮环3装在套筒4与2之间，并与附加有端面凸爪的环7（图8.78b）刚性联接，环7的凸爪与套筒8的

凸爪 B 啮合。

在掣子啮入棘轮环 3 (图上未画出) 时, 套筒 8 在克服弹簧 9 的弹力后, 使凸爪 B 脱开, 套筒 8 往左移动, 并使从动套筒 2 与主动轴 5 脱开。

在掣子脱开时, 轴 5 使套筒 4 带动套筒 8 及套筒 2 转动。套筒 2 上的小齿 C 用来防止它在脱开以后由摩擦力引起的转动, 此时小齿 C 被掣子钩住 (图上未画出)。齿应这样布置, 使它与掣子进入接触仅在构件 5 与 2 分开所需的时间之后。选择离合器脱开的方法及掣子的布置应由它的用途来决定。

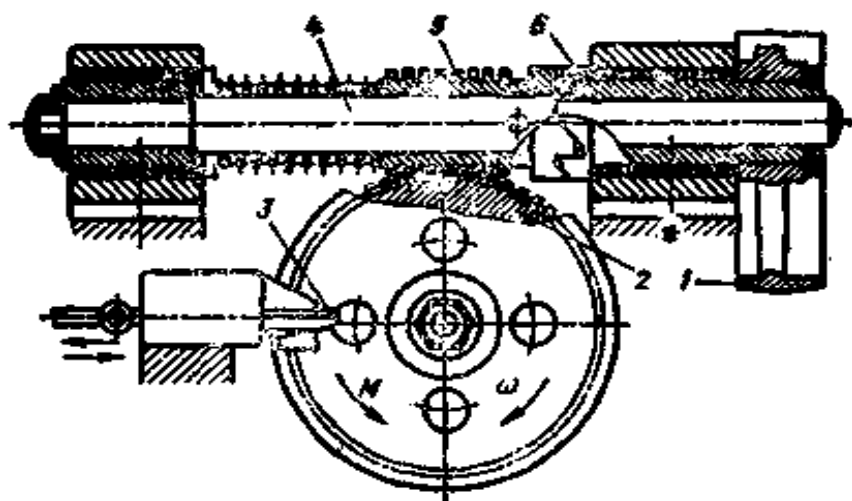


图 8.79

图8.79 保险装置。皮带轮 1 紧固在套筒 6 上, 带动固结在轴 4 上的用弹簧压住的爪型离合器—蜗杆 5, 然后带动蜗轮 2。在蜗轮过载时, 离合器向左移动, 蜗杆得到螺旋运动, 并与套筒 6 脱开, 而蜗轮则停止转动。若蜗轮 2 在一转以后需要止住, 则完全可采用如图所示的停止器 3。

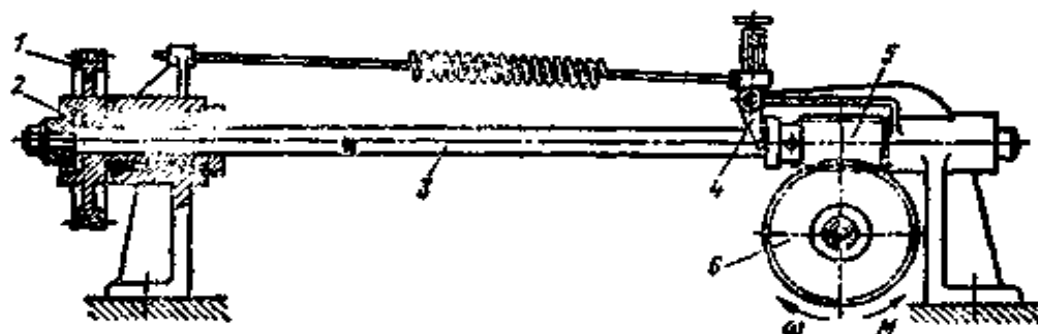


图 8.80

图8.80 保险装置。运动由齿轮1通过固定在蜗杆轴3上的摩擦锥2传给蜗杆5及蜗轮6。对于连接所必需的轴向力，用带弹簧的调节杆4来保证。过载时，蜗杆向左移动，摩擦离合器脱开。

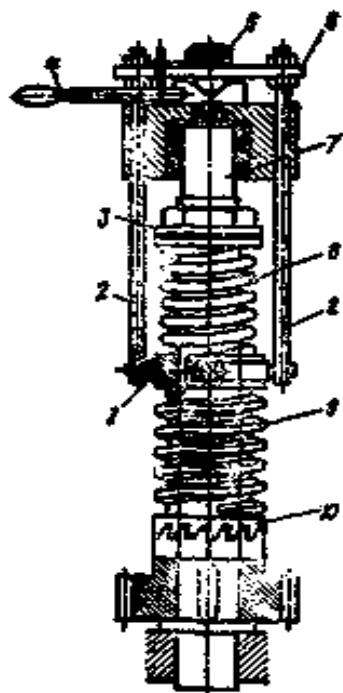


图 8.81

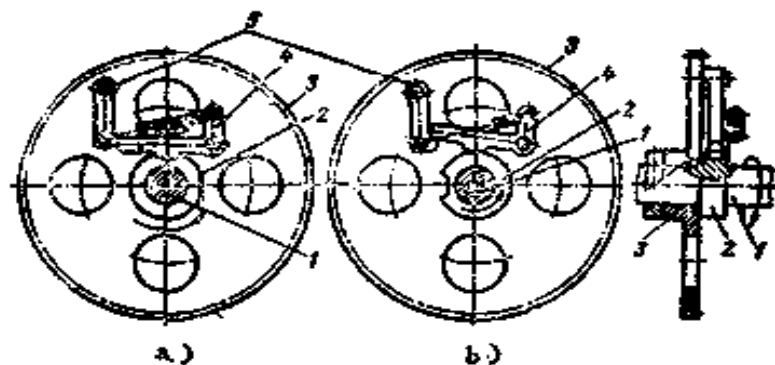


图 8.82

图8.81 蜗杆传动的保险装置。蜗杆9装在蜗杆轴7上，并用弹簧8顶住在工作位置上。过载时，由于蜗杆上轴向压力增加，使牙嵌离合器10脱开，而蜗杆9的轴向位移则通过环1及杆2使横臂6稍微升起，螺旋弹簧5使手柄4可以转到“断开”的位置。为了将机构恢复到原始位置，只需反向地转动手柄4即可。因为蜗杆脱开后蜗杆轴继续转动，所以必需安装止推轴承3。

图8.82 保险装置。运动由主动轴1通过角形杠杆4及摇杆5传给从动齿轮3，角形杠杆4的心轴在齿轮圆盘上，摇杆5的下部做成U形突出部。在工作位置上（图8.82 a），杠杆4的突出部依靠用弹簧拉住的摇杆5压入主动轴轴肩2的槽内。过载时（图8.82 b），弹簧力不足，因此齿轮与主动轴分开。工作位置用手来恢复。

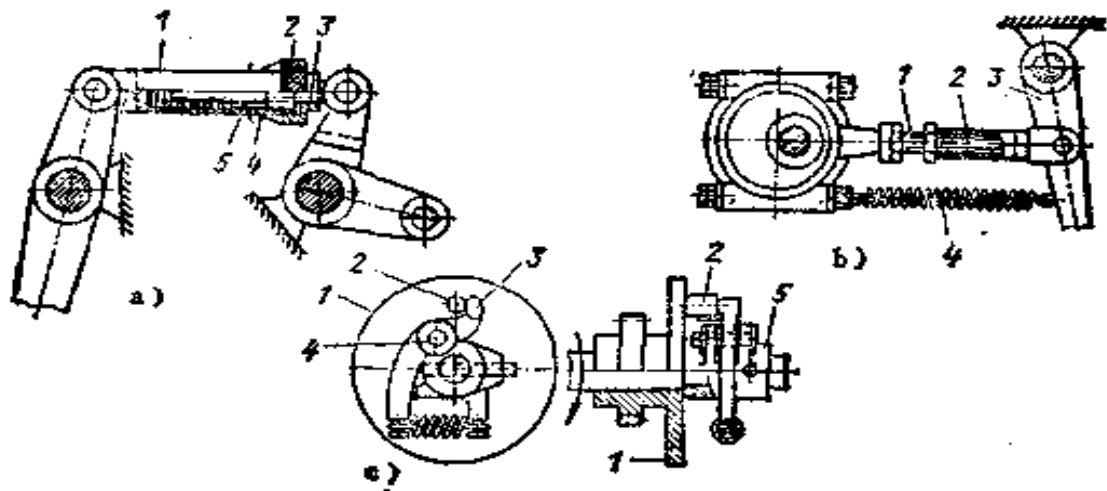


图 8.83

图8.83 小功率机器的保险机构。图 8.83 a) 一带有细牙螺纹的连接杆 3 放在套筒 1 内，支承在由锁紧螺母 5 预先压缩的弹簧 5 上。螺母 2 在调节杠杆长度后用弹性开口销 4 固定，开口销装在套筒的切口中。过载时，弹簧被压缩，并且各杆间不再传递运动。

图 8.83 b) 一摇杆 3 由连杆 1 带动，连杆光滑段的“轴”以不大的间隙插入联接杆 2 的孔中，并用弹簧拉紧。过载时，弹簧伸长，而连杆的“轴”在联接杆 2 的孔中滑动，直到负荷去掉为止。

图 8.83 c) 一从动圆盘 1 带有柱销 2，柱销撑住杠杆 3，杠杆 3 用销子 4 铰接在主动构件 5 的轮毂上。过载时，弹簧被伸长，而杠杆 3 转到与柱销 2 脱开位置，于是圆盘 1 与主动构件断开。

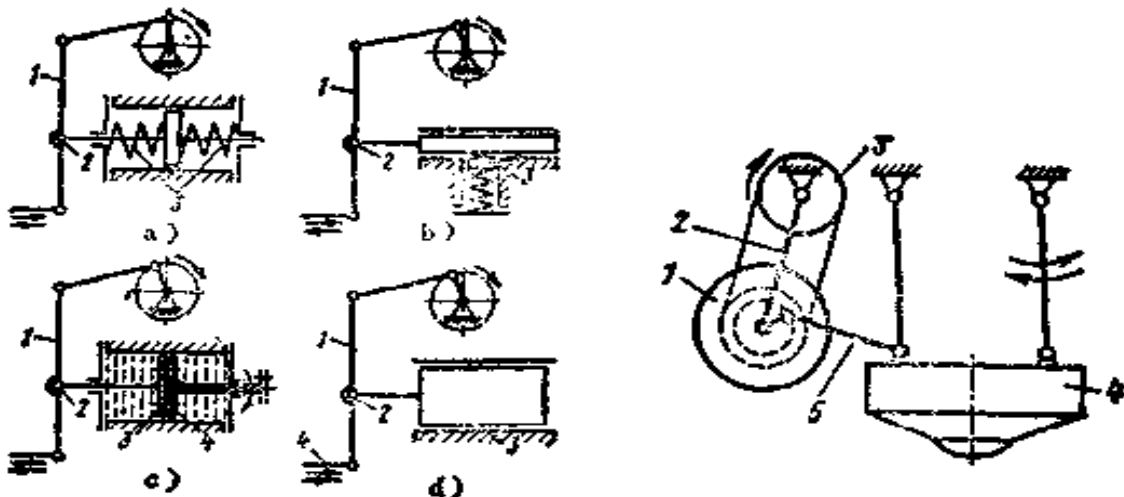


图 8.84

图 8.85

图8.84 条件性刚性支座。在过载时，杠杆1的支点2克服弹簧3的阻力而移动（图8.84 a）。

图8.84 b)——在过载时，杠杆1的支点2克服夹紧器3的摩擦力而移动。

图8.84 c)——在过载时，杠杆1的支点2克服阻尼器的阻力而移动。活塞4相对于活塞3转过一个角度时，孔的尺寸改变，同时阻尼器的阻力也相应地改变。

图8.84 d)——高速机构的条件性刚性支座。仅仅在支点2过载时质量3的惯性才被克服，这时从动构件4的行程减小。

图8.85 悬挂在杆2上的中间轴1对主动带轮3来说像摆锤一样。中间轴的重飞轮用连杆5与筛子4相联，筛子4悬挂在铰链拉杆或平板弹簧上。在筛子正常装载时，中间轴质量的惯性力大于筛子摆动所需的力，中间轴静止不动或以极小的摆幅摆动，而筛子以等于（或差不多等于）曲柄直径的摆幅摆动。当筛子装载到超过正常值时，所需的力变得比曲柄质量的惯性力大，筛子摆动的摆幅减小，而中间轴开始摆动。因此，在筛子装得过满时，传动机构可得到过载保护。

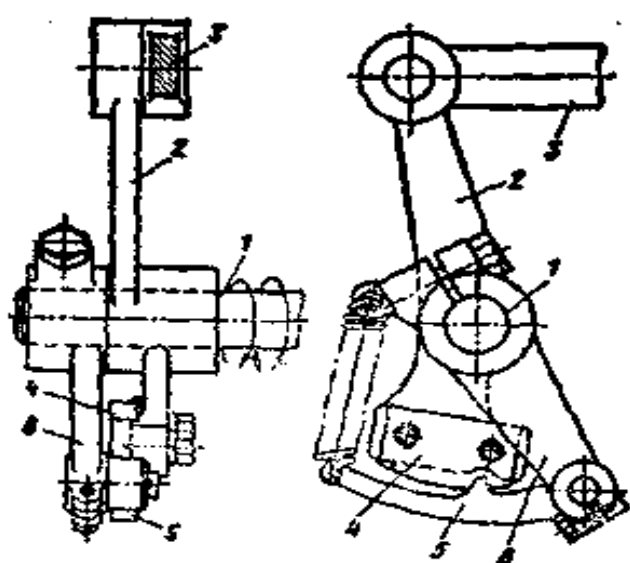


图 8.86

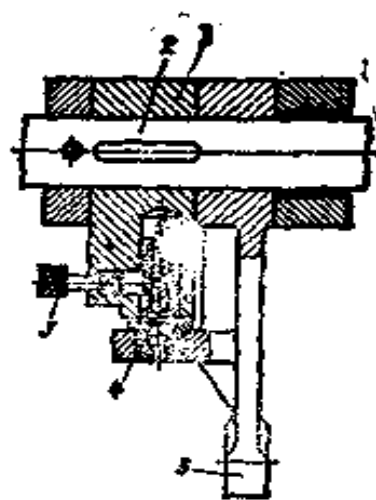


图 8.87

图8.86 保险装置。杠杆2滑套在摆动轴1上，摆杆6与摆轴1刚性固定并用弹性卡爪5与杠杆2相联。摆轴1利用摆杆6，通过杠杆2、连杆3作用到滑块（图上未画出）上。

若连杆3上的作用力增加，则杠杆2的摆动停止，这时由于摆杆6继续摆动，迫使卡爪5的齿沿固结在杠杆2上的薄板4滑动。结果爪齿一会儿和凹槽钩住，一会儿脱开，直至连杆的过载消除。

图8.87 保险装置。摆杆1紧固在轴2上，弹性卡爪4具有淬火的锥形尾部，杠杆5通过弹性卡爪4和摆杆1使从动轴2摆动。过载时，卡爪向上抬起，用横孔中的定位销3定住卡爪，杠杆5与轴2分开。过载去掉以后，必须向左移动定位销3，以使卡爪进入杠杆5的凹坑中。

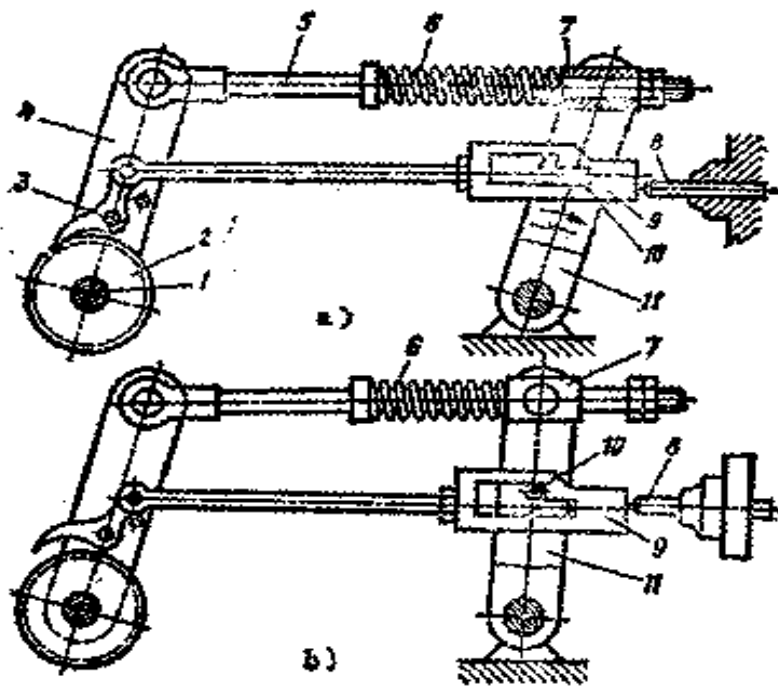


图 8.88

图8.88 带有棘轮的保险装置。主动摇杆11利用连杆5（带有弹簧）、带有棘爪3的摇杆4及棘轮2将运动传给从动轴1。在过载情况下（图8.88b），摇杆11上的夹叉（摇块）7压缩弹簧6，而销子10移到平板9槽口上部的支撑部分（平板9与拉杆相联），使得摇杆11在回程时，棘爪与棘轮分开，且使平板9压在

轴 8 上以关掉电动机。若过载消除，平板 9 放在开始位置（图 8.88 a）时，机器准备工作。

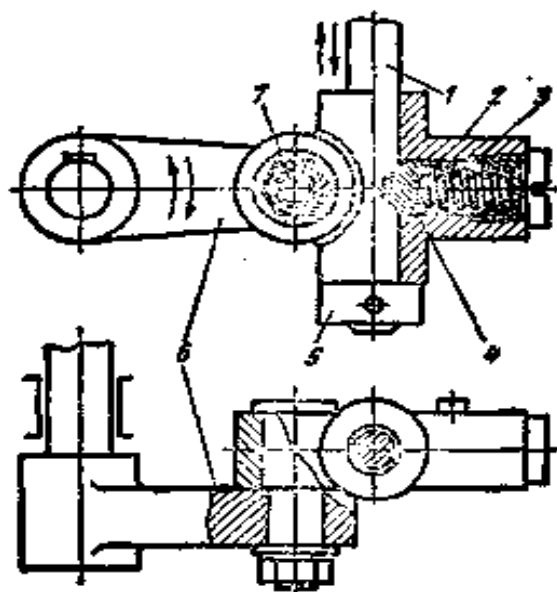


图 8.89

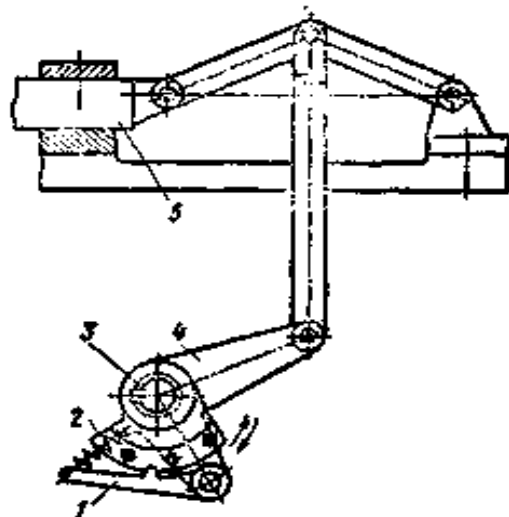


图 8.90

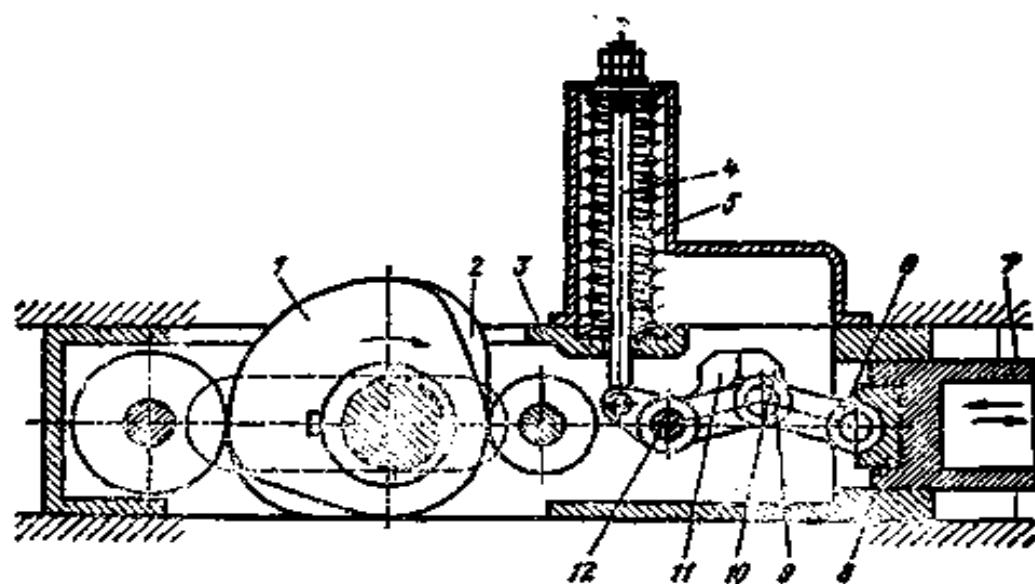


图 8.91

图 8.89 保险装置。由摇杆 6 带动的连杆 1 使滑块（图中未画出）作往复移动。在滑块过载时，柱塞 4 压缩弹簧 3，并从连杆的凹坑中退出。这时，连杆停止运动，而带柱塞的头 2 绕轴 7 微微摆动。过载消失后，柱塞自动地进入凹坑，机器恢复正常的工作。环 5 保证使连杆向下运动，因此传动断开仅在连杆向上运动

时才可能，即从动滑块在下极限位置上被脱开。

图8.90 保险装置。平板2与轴3刚性连接，而杠杆4以动座配合装在轴3上。过载时，与角形杆4铰接的卡爪1与平板2脱开，使滑块5与轴3的传动断开。

图8.91 锻造机加压机构的弹簧保险装置。滑座3由凸轮1和2带动，并通过机构和零件7相联。机构的两个构件用轴6与零件7、用轴12与滑座3相连，两构件间用轴9连接。机构的原始位置借助于弹簧5及与双臂构件连接的杆4以及构件10和11的凸块来确定。如果妨碍零件7位移的负荷过大，则轴9向上抬起，由于弹簧5被压缩，而使凸轮1及2在作整圈转动时，不会承受过大载荷（8—钢制支承）。

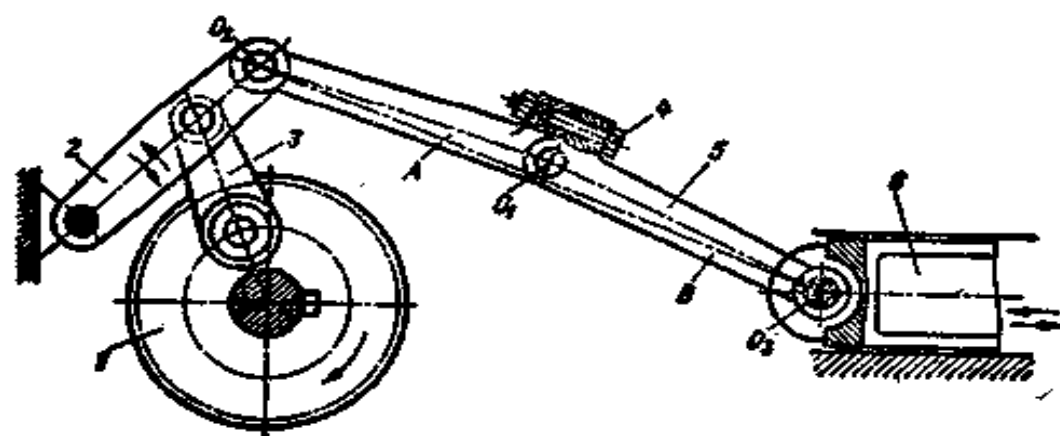


图 8.92

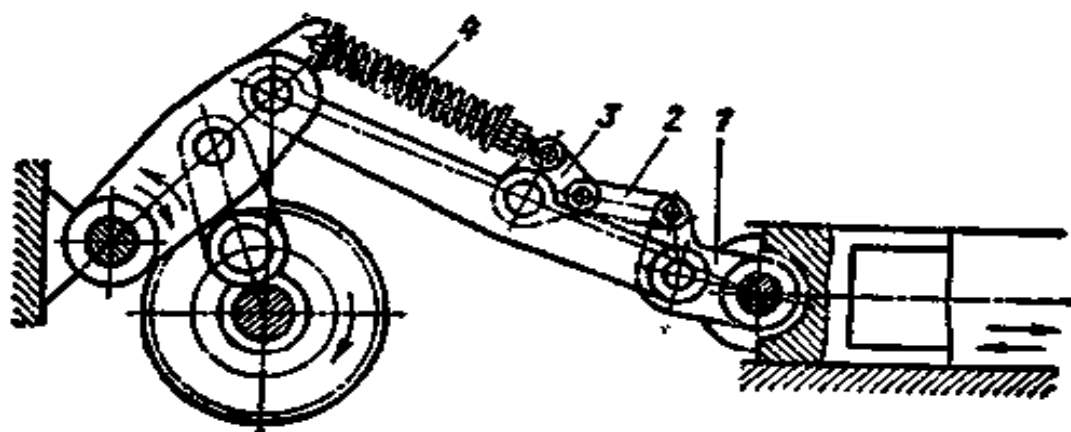


图8.92 具有螺栓断开保险装置的卧式锻造机加压机构简图。滑块6由铰链四杆机构1-2-3通过连杆5带动。连杆5由A及B两个零件组成，它们在连心线 O_2O_3 以外的 O_1 点铰接。连杆的这两零件用螺栓4刚性联接，在过载时螺栓断裂。

图8.93 具有弹簧的杠杆-曲柄保险装置的卧式锻造机加压机构。在过载时构件1相对于连杆逆时针转动，且借助构件2和3压缩弹簧4。

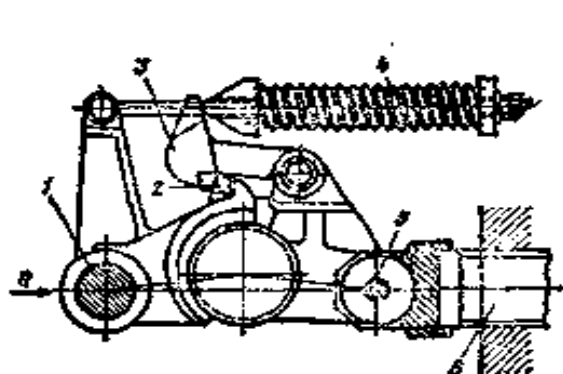


图 8.94

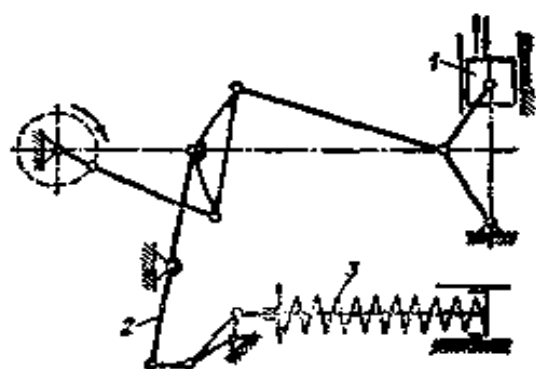


图 8.95

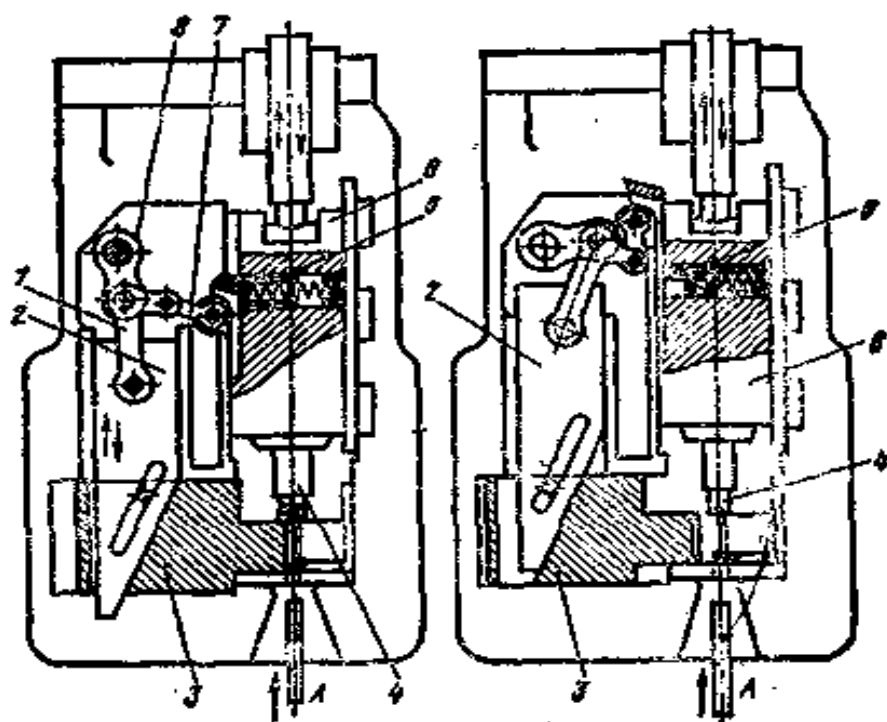


图 8.96

图8.94 弹簧保险器。当用力 Q 沿水平作用于铰链1上而机构过载时，铰链轴颈1和5之间距离减小，因而板机3开始压缩弹簧4，而后与楔2脱开（6—支承的定位螺钉）。

图8.95 有弹簧保险器的加压机构。滑块1上的载荷为正常值时，构件2不动。过载时，滑块1停止移动，构件2则由于弹簧3的变形而成为运动构件。

图8.96 顶锻机的保险装置。滑块2的斜接面与下模的斜面紧贴。由压力机滑块6通过三类杆组1、8、7、2带动，下模3往复移动。若棒料 A 没有落入对着冲头4的轨道内，而在下模的两平表面之间，则由于压力增加而引起弹簧的压缩，使弹性柱塞5的斜接面的一端从连杆机构滑块的倾斜凸台上脱出，于是就不再可能对滑块2及下模3传递运动。

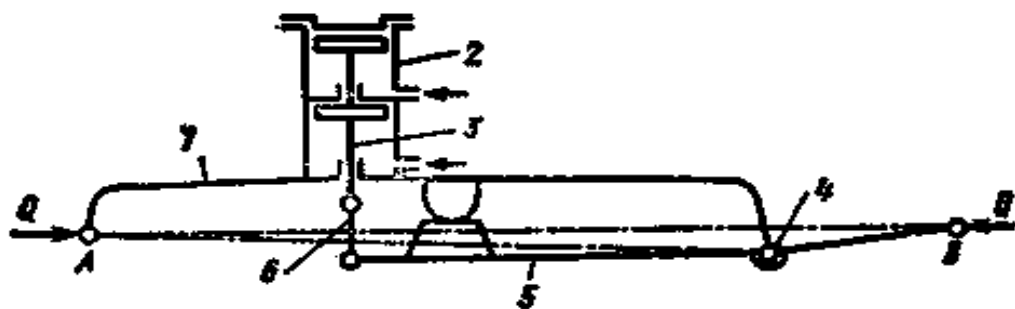


图 8.97

图8.97 装在压力机连杆上的压紧装置的调节器。压力机的连杆由1及5两个部件做成，其间用轴4活动连接。双室气缸2固定在连杆的部件1上，活塞杆3用杆6与连杆的部件5连接。连杆部件5与部件1的凸块接触是用气缸2内空气的压力来保证的。在压力机过载时，连杆的部件1和5相对于轴4转动，而轴 A 和 B 间的距离减小，因此可防止机构损坏。

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

若机构构件上的某些点所描绘的轨迹能全部或部分地和直线重合，则这样的机构称为直线导向机构。据此，这种机构可分为精确和近似直线导向机构两类。直线导向机构用在工具和仪器中。在现今的机器制造中，这种机构已很少遇到。

在很多情况下，要求作复杂运动的构件上任意三点重演圆弧运动。满足这个要求的机构称为圆弧导向机构。

在导向机构中间，著名的是所谓 П.П.契贝谢夫 λ 型的近似导向机构。

一般情况下（图9.1），当曲柄 AO 转过角度 ±α₁ 时，M 点走过线段 l，在满足下述条件时，线段 l 近似于直线：

$$\begin{aligned}
 MB = AB = CB &= 1 \\
 BD &= \frac{AM}{2} \operatorname{ctg} \frac{\omega}{2} = \frac{AM}{2} \operatorname{tg} \psi \\
 &= \frac{AO}{\cos^2 \varphi_0} \left[\left(\frac{3}{2} \cos \varphi_0 - AO \right) \sin \varphi_0 \right. \\
 &\quad \left. - (\cos \varphi_0 - AO) \sqrt{\frac{2 \cos \varphi_0 - AO}{\cos \varphi_0 - AO}} \right]
 \end{aligned}$$

在这种情况下，曲柄的半径 AO 和变量角 φ 的部分值 φ₀ 是自由参数。φ₀ 是相应于机构中间位置时的角度，也就是当点 M 在近 C 点一侧的轨迹的对称轴上时的角度。曲柄 AO 转过全部角度 2α₁ 时，M 点相应地在直线段 l 上移动，角度 α₁ 可由下式确定：

$$\cos \alpha_1 = \frac{2(1 - T^2)^2}{T^2(2 - T^2)} \left[\frac{1 + 2t \sin \varphi_0 + t^2}{1 - 2T \sin \varphi_0 + T^2} - 1 \right]$$



近似直线段的长度按下式确定:

$$l = \frac{2(2 - T^2)}{1 - T^2} \left[\frac{T - \sin\varphi_0}{T^2 - 1} + \frac{2(1 + 2t\sin\varphi_0 + t^2)t}{(1 - t^2)^2} \right] \sin\alpha_1$$

与直线的最大偏差为

$$E = \frac{2(1 + 2t\sin\varphi_0 + t^2)t^3}{(2\sin\varphi_0 + 3t + 2t^2\sin\varphi_0 - t^3)^2}$$

式中 $T = \sqrt{\frac{2\cos\varphi_0 - AO}{\cos\varphi_0 - AO}}$

而辅助数值 t ，则由下式确定:

$$2\sin\varphi_0(1 + t^2) + t(3 + t^2) - (1 - t^2)T = 0$$

式中 t 是这个方程式最接近于 0 的根。

若在 AO 相同时给出不同的角度值 φ_0 ，则能够得到对称直线导向机构的各种变型。

精确导向机构中，在构件上选定的一点作直线运动，这时所选点的构件多半是作直移运动的。为得到精确导向机构，多半采用由两个或更多个对称的机构连接成的一个复杂的机构。

在近似直线导向机构中，构件上所选定的点沿复杂轨迹移动，在所选择的区域中与直线段的偏差值不超过给定的范围。现在，机构综合已能够设计出满足这些要求的近似导向机构。

设计直线导向机构时可适当地使用契贝谢夫的方法。这个方法给出了对称和非对称铰链四杆直线导向机构的解（图 9.1 上引用了对称机构的一般简图）。

当初，为了在导向机构中不必采用能保证直线运动的导轨，而促使了对直线导向机构方面的研究。研究的结果表明可以勿须使用导轨，特别是对于那些有相对滑动但摩擦力不大的运动副元件，而又要求精度高、磨损小的情况下。

然而，目前很多情况下，因为平面加工技术达到了高的水平，所以这已没有重要价值了。

除前述的契贝谢夫机构以外，众所周知的还有椭圆型、蚌线型、双叶曲线型和其他类型的近似直线导向机构。在直线导向机

构中还可应用仿图仪(图10.16)。在这个机构中,如果主动点按一条直线移动,则从动点按另一条直线移动。

把转化原理作为构成精确导向机构的基础。如给定的曲线 k (图9.2)以方程式 $r = f(\alpha)$ 表示,而另一曲线 k' 的方程式为 $r' = m^2/f(\alpha)$,则 k' 是曲线 k 的转化曲线(m —转化系数)。

圆或直线是圆的转化(图9.2)。以直径上 O 点为极点和以 OA 为极轴时,圆的方程式为 $r = d\cos\alpha$ 。

转化曲线的方程式为

$$r' = \frac{m^2}{d\cos\alpha}$$

即转化曲线 k' 是垂直于轴 OA 并与极点 O 的距离为 $\frac{m^2}{d}$ 的直线。

为构成精确导向机构,必须使机构在任意位置时 O 、 M 、 M' 三点都位于一直线上,并且 $\overline{OM} \cdot \overline{OM'} = \text{常值}$ 。

个别情况下,由发动机(连续转动)驱动的执行机构,其从动构件应按规定的工艺过程的条件实现往复移动或摆动,而它的移动路径和速度的变化具有不同的规律。

例如,在粗纱横向移动的机构中(图9.26),从动构件——拨杆应实现具有可调整的变行程长度的往复移动。同时,采用具有两倍(图9.30)、四倍(图9.31)和轮流增加滑块行程等的小尺寸机构。

决定机器非生产空行程长短的换向时间,对机器的最大生产率有重要的影响。如果这时动应力的值不超过计算允许值,则可以减少换向时间。

在换向过程中,会遇到两种阻力:被带动质量的惯性力和传动机构中的摩擦阻力。

在换向时,可用时间的某个函数 $f(t)$ 来表达的力矩使传动机构制动。

其中,对于电磁离合器,从离合器绕组接入电网开始,摩擦

力矩的变化可由下式确定:

$$M_1 = M_r(1 - e^{-kt})$$

式中 M_r ——摩擦力矩的最大值;

k ——与离合器参数有关的常数 ($k = 2.5 \sim 3.5$)。

工作运动的机构, 不仅依靠力矩 M_1 , 而且还依靠机构中的摩擦力矩 M_2 来实现制动。

将运动方程式

$$\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon = -\frac{M_1 + M_2}{J}$$

求积分, 能够得到换向轴在制动阶段的角速度。例如, 用电磁离合器制动时,

$$\omega = \omega_1 - \frac{M_2 t}{J} - \frac{M_r}{J} \left(t_1 - \frac{1}{k} + \frac{e^{-kt}}{k} \right)$$

式中 M_r ——摩擦力矩的最大值;

$J = J_1 + J_2$ ——转化到换向轴上全部运动质量的转动惯量;

J_1 和 J_2 ——转化到换向轴两端转化质量的转动惯量。

当制动终了时, 相应的角速度 $\omega = 0$, 故制动时间 t_1 能够由下式求得:

$$\omega_1 = \frac{M_2 t_1}{J} + \frac{M_r}{J} \left(t_1 - \frac{1}{k} + \frac{e^{-kt_1}}{k} \right)$$

制动时间可由图解确定或在 $k \rightarrow \infty$ 的条件下按下式确定:

$$t_1 = \frac{\omega_1 J}{M_r + M_2}$$

换向时, 换向轴在加速阶段的运动方程式为

$$\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon = \frac{M_1 - M_2}{J}$$

将上式积分后, 可由下式得到加速阶段的时间 t_2 ,

$$\omega = \frac{M_r - M_2}{J} t + \frac{M_r}{kJ} (e^{-k(t_1+t)} - e^{-kt_1})$$

如果以换向轴稳态运动时的等角速度 ω_2 作为 ω , 并设 $k \rightarrow \infty$, 则



$$t_2 = \frac{\omega_2 J}{M_r - M_2}$$

换向的总时间为 t_1 和 t_2 之和:

$$t = t_1 + t_2$$

图 9.66 上画出了换向过程中轴的角速度和力矩变化线图。

在换向过程中消耗能量的多少, 与实现换向的机构以及从动轴在换向开始和终止时的速度有关。

换向质量的动能和发动机发出的功, 在制动过程中全被工作运动机构中的摩擦和制动装置中的摩擦功所吸收。

在换向过程中, 制动时间内发动机消耗的功 A_M (当离合器在整个换向过程中的摩擦力矩不变时):

$$A_M = \int_0^{t_1} M_1 \omega_2 dt = \omega_2 M_r t_1$$

工作运动机构在制动时间内消耗的摩擦功

$$A_1 = \int_0^{t_1} M_2 \omega dt = M_2 \varphi_1$$

式中 φ_1 ——换向轴在制动时间内的转角。

如果机器换向部分的初动能为

$$E_1 = \frac{\omega_1^2 J}{2}$$

那么, 在制动装置中的摩擦功 A_2 由下式确定:

$$A_2 = A_M + E_1 - A_1 = \frac{J}{2} \omega_1 (2\omega_2 + \omega_1) \frac{M_r}{M_r + M_2}$$

在加速时间内空滑转时, 换向装置的摩擦功为

$$A'_2 = A'_M - E_2 - A_1 = \frac{\omega_1^2 J}{2} \frac{M_1}{M_r - M_2}$$

假定 $M_2 = 0$, 得到

$$A_2 = \frac{\omega_1 J}{2} (2\omega_2 + \omega_1)$$



$$A'_2 = \frac{\omega_2^2 J}{2}$$

换向时能量的全部损失

$$A = A_2 + A'_2 = \frac{J}{2} (\omega_1 + \omega_2)^2$$

换向装置可有以下几种形式:

- 1) 在一根轴上轮流工作的皮带传动;
- 2) 带有换向离合器的齿轮机构和螺旋机构;
- 3) 换向电动机 (瓦尔德-列奥纳尔德系统);
- 4) 液力装置等。

导向机构

图9.1 契贝谢夫 λ 型机构。曲柄 OA 转动时, M 点在线段 l 上的轨迹为直线。

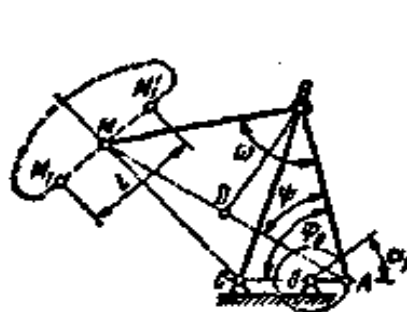


图 9.1

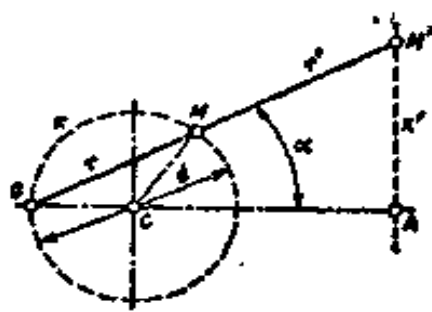


图 9.2

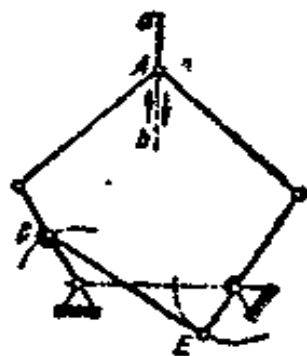


图 9.3

图9.2 转化曲线。垂直于轴线 OA 并离极点 O 的距离为 $\frac{m^2}{d}$ 的直线 k' 是圆的转化曲线, 其中 m 是转化系数。

图9.3 铰链导向机构。在给定 C 或 E 点运动时, A 点的轨迹 ab 是直线。

图9.4 契贝谢夫直线导向机构。如果 $AM_2 : M_1M_2 : AB = 2.6 : 2 : 1$ 或 $AM_2 : M_1M_2 : AB = 4 : 3 : 1$, 则 G 点将沿直线移动。用下述作图法可以找到构件长度的其它关系。

如果连杆 AB 的两个铰链点 A 和 B 沿两支对称的短幅摆线移

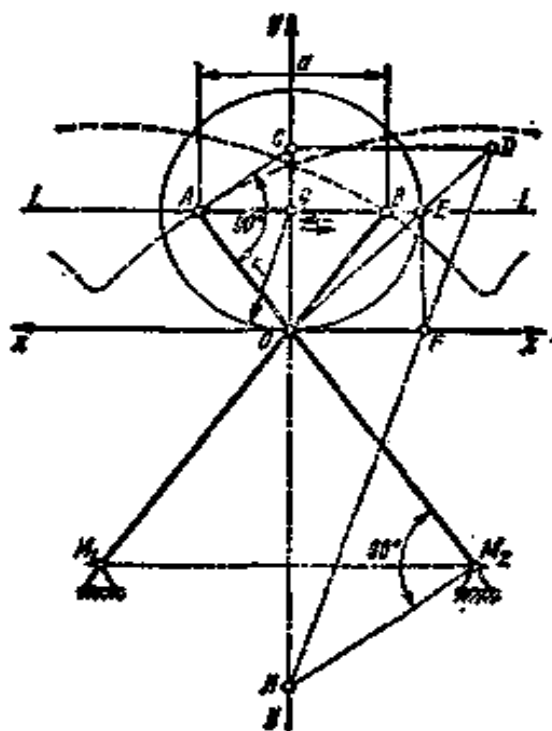


图 9.4

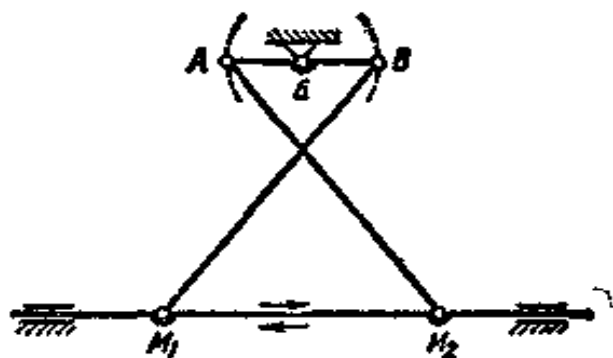


图 9.5

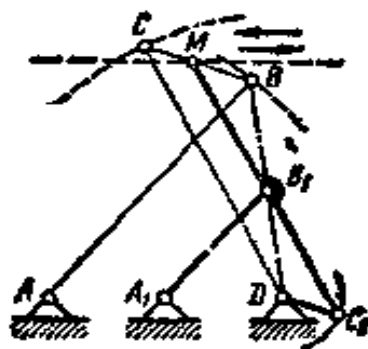


图 9.6

动，则中点 G 沿直线 LL 移动。

用圆弧代替摆线弧时，借助于 AM_2 和 BM_1 杆可以将 A 和 B 点与机架连接起来。如果给定 AB 和 G ，则圆的中心必须取在 yy 轴上的 G 点处， yy 轴垂直于 LL 。轴 xx 平行于 LL 且通过 O 点。其次引 $AC \perp AO$ ， $CD // LL$ ， CD 和直线 OE ($FE = OF = r$) 相交于 D 点，并延长 DF 线得到和 yy 的交点 H 。 M_2 点放在直线 AO 的延长线上，并在通过 H 且垂直于 AO 的直线上， M_1 和 M_2 对称于 yy 轴。通常取 $r = (0.7 \sim 0.8) a$ 。

图9.5 契贝谢夫反直线导向机构。如果直线导向机构(图9.4)的 G 点固定， AB 摆动时，构件 M_1, M_2 将实现直线移动。

图9.6 契贝谢夫对称直线导向机构构成的简图。如经过直线导向机构 $ABCD$ (参阅图9.5) 的 M 点作 CD 的平行线，经过 D 点作 CB 的平行线，而经过 MC_1 的中点 B_1 作 AB 的平行线，则契贝谢夫对称直线导向机构 A, B, C, D 的 M 点在连杆延长线上， M 点

将沿与直线相差很小的曲线移动。在 $AB = a$, $DC = c$ 时:

$$AD = d = \frac{1}{3}(a + b + c); \quad BC = b > \frac{1}{4}a$$

M 点的行程, 也就是代替直线的弦长:

$$S = \sqrt{\frac{a(4b-a)(a+3b)(5a-2b)}{2a+b}}$$

M 点轨迹的弧线包含在两平行直线之间, 这两平行直线间的距离为

$$\delta = \sqrt{\frac{4}{9}(a-b)(2a+b) + \frac{(4b-a)^2 a}{12(b+2a)^2}} - \sqrt{\frac{4}{9}(a-b)(2a+b)}$$

当 $b \rightarrow \frac{1}{4}a$ 时, 误差减小。在 $a = 1$, $b = 0.33$, $S = 0.64$

时, $\delta = 0.0003$ 。

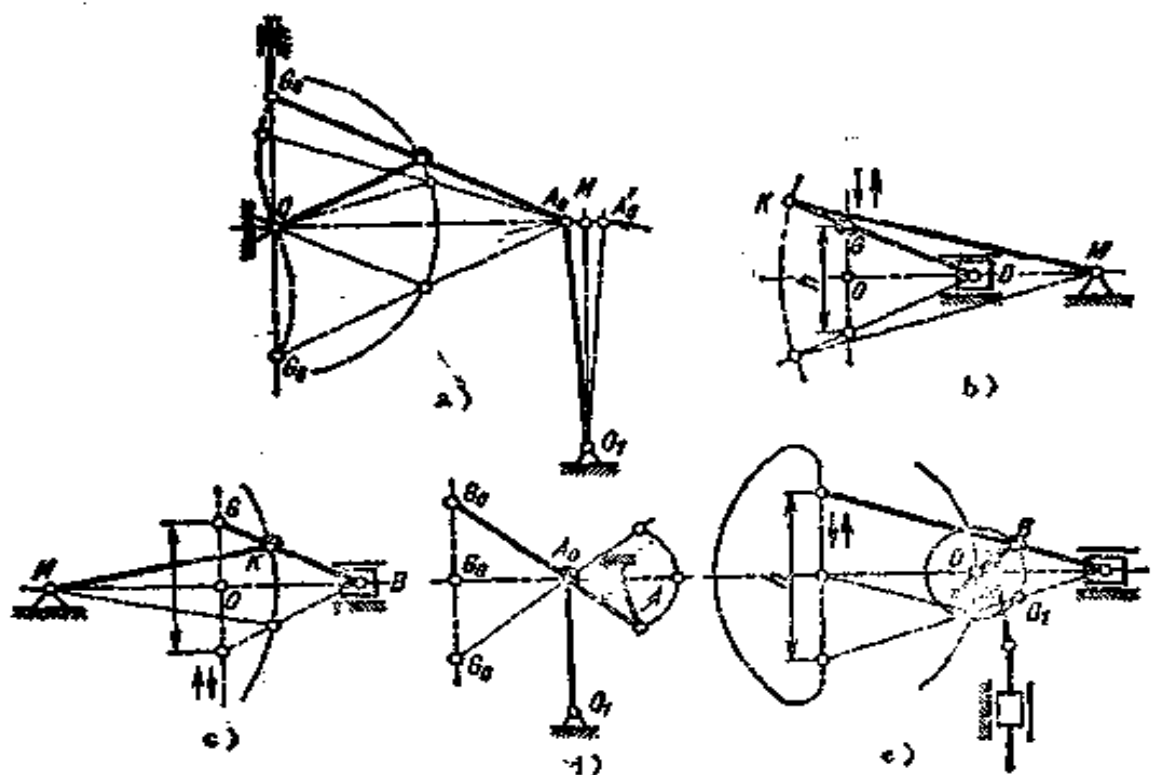


图 9.7

图9.7 椭圆型近似直线导向机构。在组成椭圆型近似直线机构时，两端沿直角边滑动的杆件上任何一点的部分轨迹可用圆弧来代替。在图 9.7 a) 上， A 点轨迹的直线段用半径为 OM 的圆弧 AA_1 来代替，当 OM 很长时， G 点的轨迹接近于直线。在图 9.7 b) 上，当 G 和 B 沿互相垂直的两直线 GO 和 OB 移动时， GB 杆的点 K 将沿长轴为垂直放置的椭圆进行运动，与行程 h 相应的椭圆弧可用半径为 KM 的圆弧来代替。

在图 9.7 c) 上，用半径为 KM 的圆弧代替椭圆弧。它是与图 9.7 b) 的机构中所取的椭圆弧对称的一段椭圆弧。在图 9.7 d) 上， O 点取在 G 点的右边。在图 9.7 e) 上，长轴水平放置的椭圆弧用半径为 OB 的圆弧 BB_1 来代替。

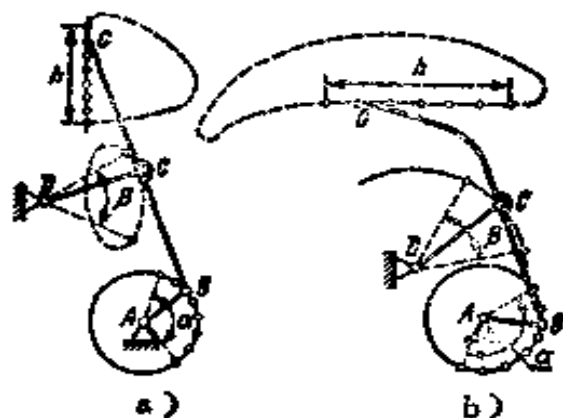


图 9.8

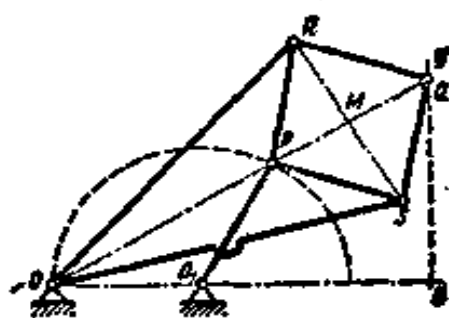


图 9.9

图9.8 近似直线导向机构。在尺寸选择适当时，连杆上 G 点的连杆曲线在 h 范围内与直线相差很小。在确定相应的尺寸时，可以找出在 β 角范围内与圆弧相差很小的 C 点的轨迹，以使用长度等于 C 点轨迹曲率半径 DC 的摆杆来连接 C 、 D 两点。

图9.9 利普津直线导向机构。它是对称菱形机构，其中

$$OO_1 = O_1P = c$$

$$PR = RQ = QS = SP = r$$

$$OR = OS = l$$

O 点沿直线 yy 移动，所以 $OP \cdot OQ = \text{常值}$ 。如果 $OO_1 = e$ 且

小于 O_1P ，那末 Q 点沿圆周移动，该圆的圆心在 O 点之左，与 O 点的距离为

$$m = \frac{e(l^2 - r^2)}{c^2 - e^2}$$

且圆的半径 $R_1 = \frac{c(l^2 - r^2)}{c^2 - e^2}$ ，在 $c = e$ 时， $R_1 \rightarrow \infty$ ，即得到直线。

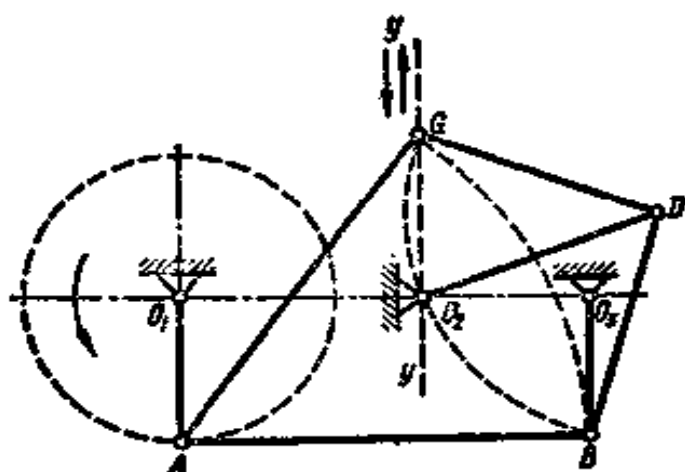


图 9.10

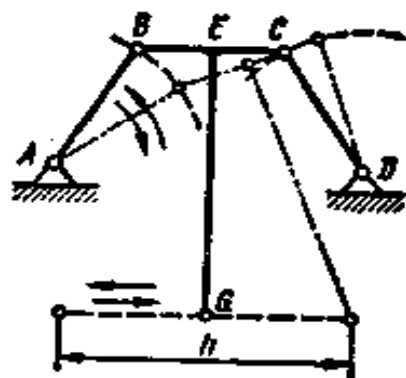


图 9.11

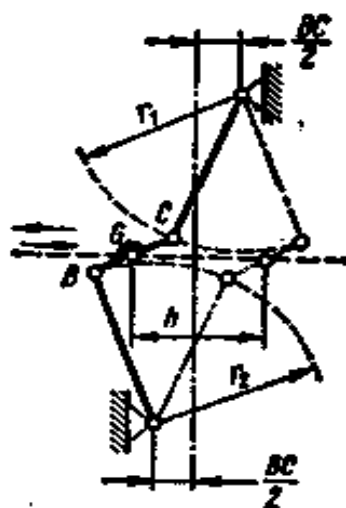


图 9.12

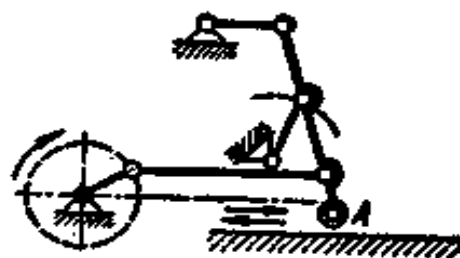


图 9.13

图9.10 双曲柄菱形 O_2DBO_3 和铰链平行四边形机构 O_1ABO_3 组合。如果连接上去的两类杆组 AGD 的构件尺寸取为： $AB = GA$ 和 $DB = DG$ ，则得到直线导向机构，其铰链轴 G 沿直线 yy 作精确直线运动。

图9.11 近似直线导向机构。当有下列关系时， G 点的轨道 h 是直线：

$$AB = CD; \quad \frac{AB}{h} = 0.584;$$

$$\frac{BC}{h} = 0.592; \quad \frac{GE}{h} = 1.112。$$

图9.12 瓦特双叶曲线型直线导向机构。当尺寸 $BC = 0.6h$ 和 $r_1 = r_2 = 1.5h$ 时，在线段 h 范围内连杆中点 G 沿与直线相差很小的曲线运动。

图9.13 去壳机的机构。机构的 A 点作平行于台面的运动。

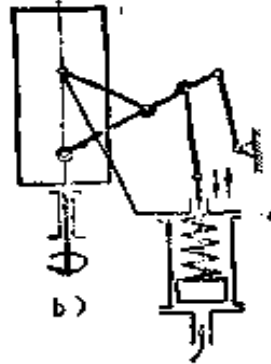
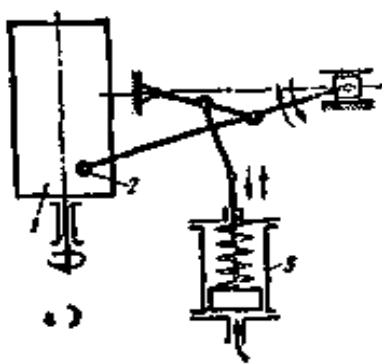


图 9.14

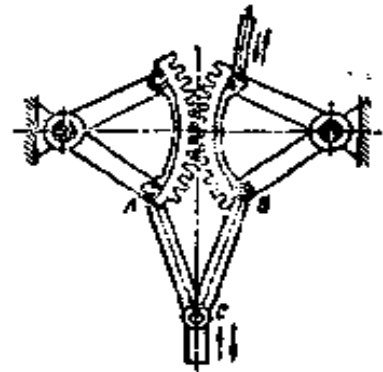


图 9.15

图9.14 示功器记录机构中的椭圆形近似直线机构。记录纸固定在转动的鼓轮 1 上，笔尖 2 在纸上记录缸体 3 中的压力。在图 9.14 a) 的机构中应用了画在图 9.7 e) 中的机构简图。图 9.14 b) 中的机构是用了图 9.7 a) 的简图。

图9.15 由一对相同的扇形齿轮组成的导向机构。杆组 ACB 对称地连接到两个齿轮上。由于对称的缘故， C 点沿直线移动。

图9.16 精确导向机构(椭圆型直线导向机构)。如 A 和 B 沿两根直线移动，则线段 AB 的中点 C 描绘出以 O 点为中心的圆，而线段 AB 上的其余各点描绘出椭圆。若用曲柄 OC 连接起来，并迫使 A 点沿直线移动，可得到 B 点的直线运动，即在曲柄

$OC = \frac{AB}{2}$ 时， B 点沿铅垂线移动。

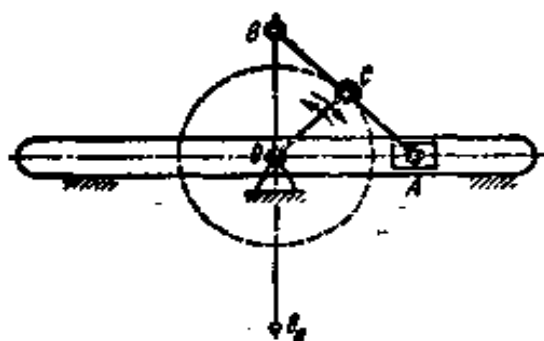


图 9.16

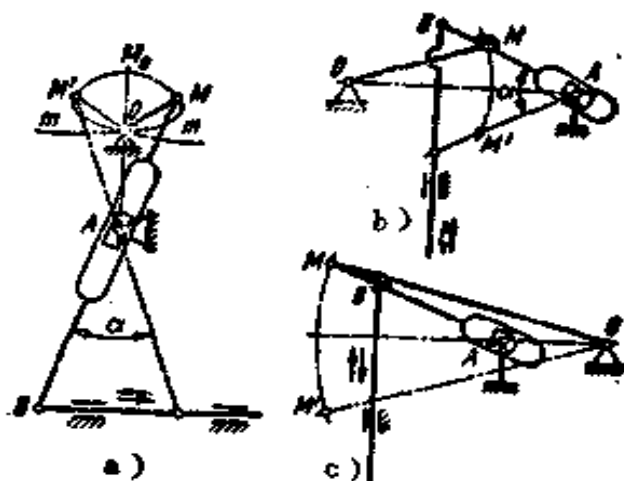


图 9.17

图9.17 蚌线型近似导向机构。图9.17 a)上 M 点沿蚌线 mm 的某一段移动，该段蚌线和以 O 点为圆心画出的圆弧 MM_0M' 接近重合。在 α 角范围内， B 点沿直线移动。图9.17 b)的机构中，主动点 M 取在 B 点和 A 点之间。图9.17 c)的机构中， M 点取在 AB 线之外。

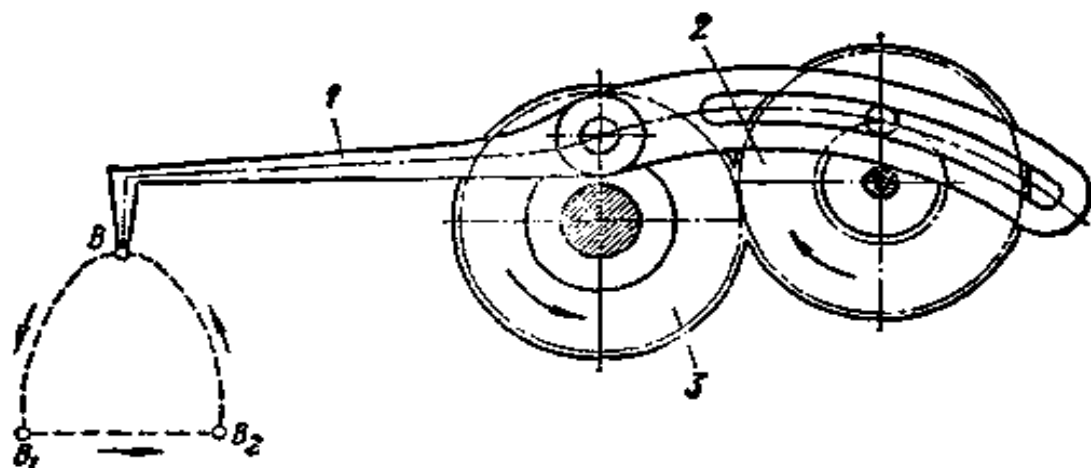


图 9.18

图9.18 齿轮-导杆机构。导杆1装在齿轮3的销子上，齿轮3和齿轮2啮合。齿轮2上的指销插入导杆1的曲线槽中。导杆的 B 点绘出具有直线段 B_1B_2 的轨迹。该机构在电影摄影机中用作抓片机构。

把旋转运动转变为直移运动的机构

图9.19 具有外啮合且传动比等于1的卡当齿轮传动。中心齿轮4固定不动。转臂3是主动件。齿轮1和4有相同的齿数，与齿轮1刚性连接的构件2作平移运动。

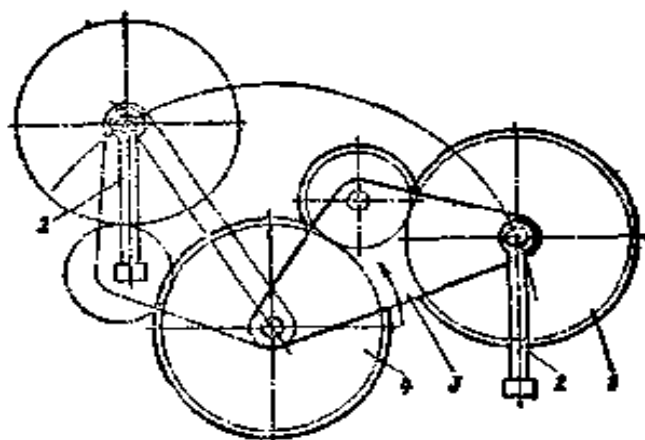


图 9.19

图9.20 在液压机滑块下面的台面进给机构：a)一结构图

图，b)一机构运动简图。连杆1由曲柄2传动，连杆1左面的铰链能在机架4的纵向槽中滑动，而右面的铰链和滑块3连接，并有可能在机架横向槽中滑动。台面5在左边极限位置时加载，在右边极限位置时由人工操作。机构的特点是传动紧凑。

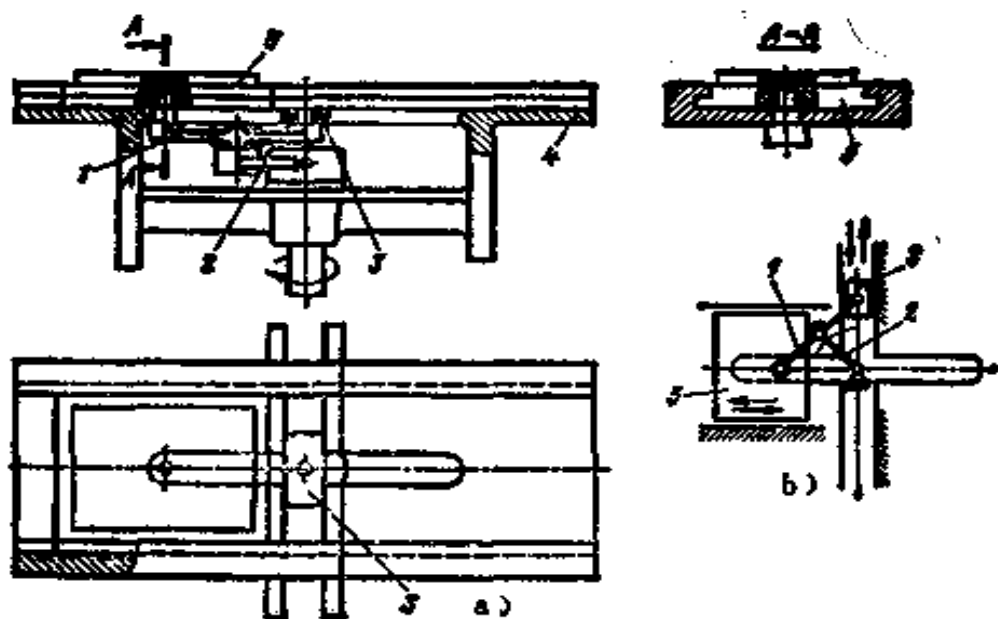


图 9.20

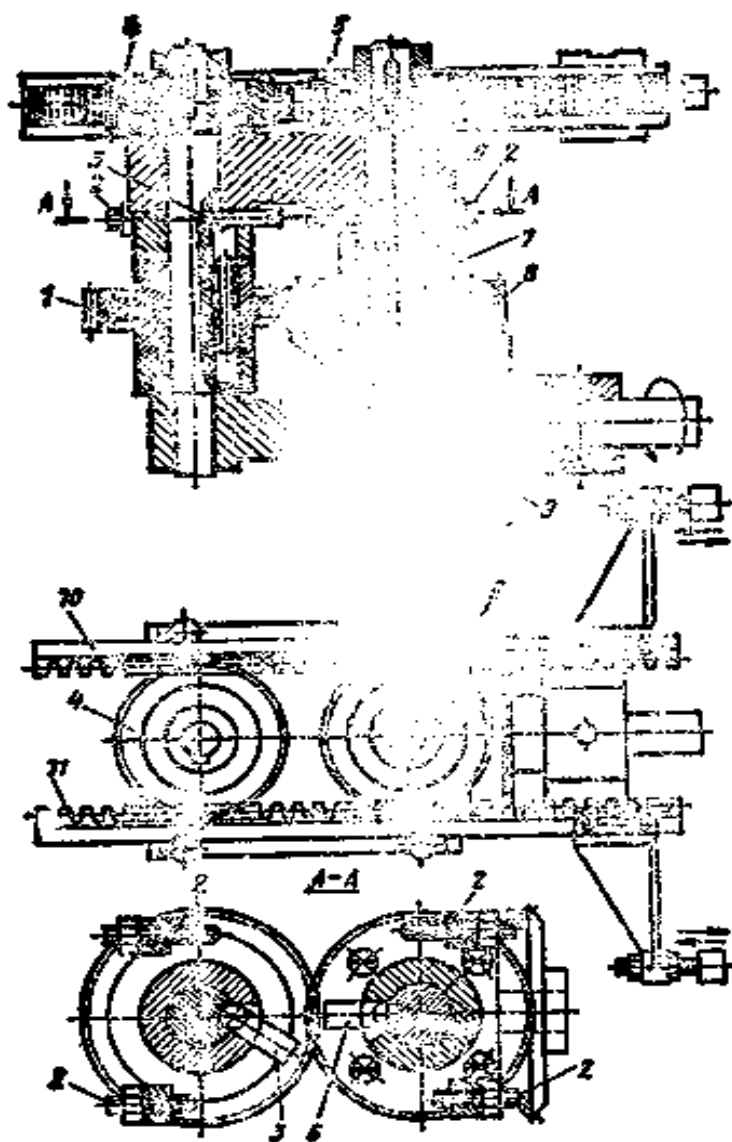


图 9.21

图9.21 把固定方向的旋转运动转变为往复运动的机构。用锥齿轮7和9及圆柱齿轮1和8把运动传给齿轮4和5。与两个齿条10和11啮合的齿轮4和5的转动方向以及两齿条运动的方向，则与齿轮1和8两轮中的那一个接入机构的运动链中有关。

转换装置的动作是以轮1、8与轴相连和分离为基础的。这里是用安装在轮和轴中间的圆形转动键3和6（见A-A）来实现运动转换。

当键3和6的杠杆放在径向位置时，断开轮和轴；在倾斜位置时，轮和轴接通。键的自动转换用几个止动螺钉2实现，在调整时，调节这几个螺钉的位置，以达到最小的停顿时间。

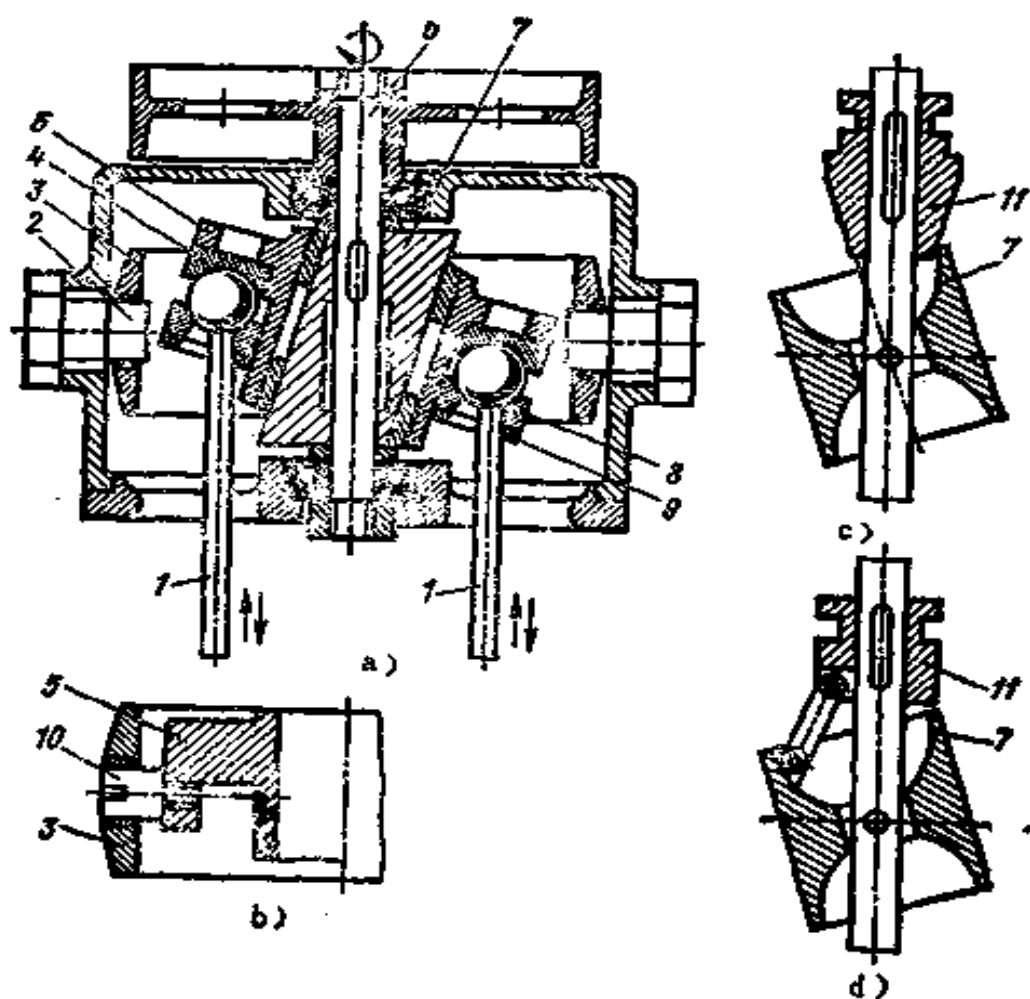


图 9.22

图9.22 把旋转运动转变成往复运动的装置。有孔的斜套筒7固定在主动轴6上，筒7在圆盘5的轮毂中自由地转动。用万向节的形式连接圆盘5，以控制其运动只作摆动而不转动。盘5在轴颈10上相对于环3在一个平面（图9.22 b）中摆动，而环3则在前一平面的垂直面中绕轴颈2（图9.22 a）摆动，轴颈2装在机构的壳体中。利用带有两个球形止推轴承的环4和两根具有球形头的杆1，将盘5的摆动转变为往复运动。用衬盘8和垫圈9把杆1的头部相对于盘5的轮毂固定，并用螺栓将垫圈和盘5的轮毂拉紧。

设计时，若改变套筒7和轴的连接方式，则杆1的行程长度能用改变套筒7的倾斜角的办法来调整。类似这种方式的机构表示在图9.22 c)和d)上。无论是前者还是后者，当移动十字滑块11时，就可改变套筒的倾斜角。

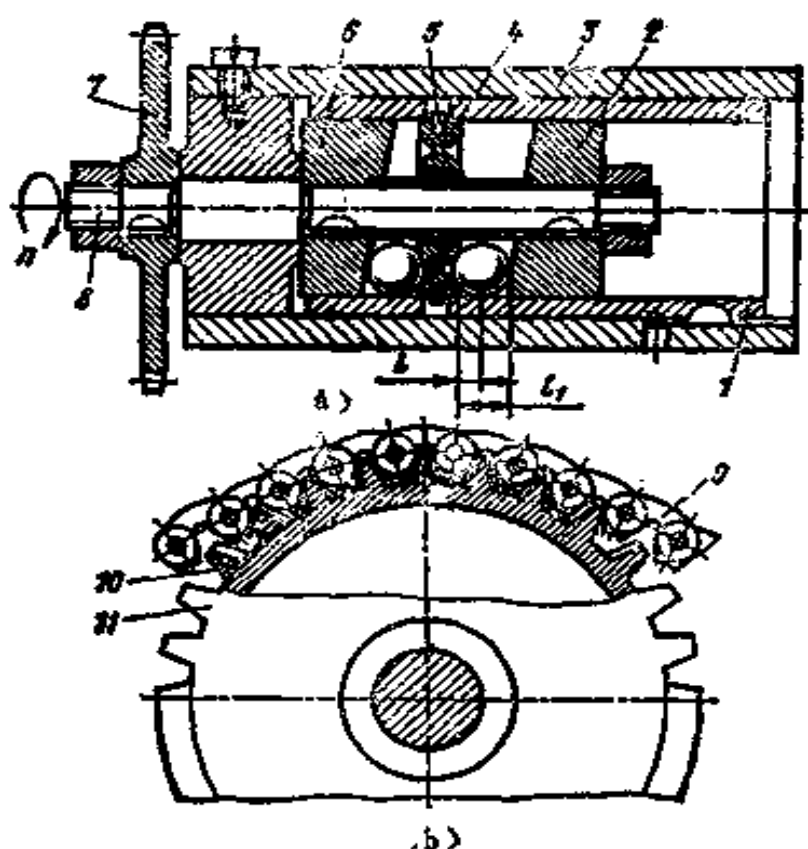


图 9.23

图9.23 把旋转运动转变为往复运动的机构。链轮7和具有倾斜端面的盘2及盘6用键装在主动轴8上(图9.23 a)。两个中间的滚子沿盘2、6滚转。

套筒1和垫圈用弹性-环形件5连接。滚珠在垫圈4的端面槽中滚转时,套筒1在壳体3中得到往复运动。垫圈4端面平整时(有隔离器无跑道时),套筒1的一个往复运动循环相应于链轮转两周。在有跑道时,循环数 N 与转速 n 之比按下式确定,

$$\frac{N}{n} = 1 - \frac{l}{l_1}$$

式中 l 和 l_1 表示在简图上(图9.23 a)。

用壳体3的附加转动能改变上述关系。为此,将链轮10固定在轴8上(图9.23 b),而具有同样周节、但齿数不同的链轮11则固定在壳体3的轮毂上。 $z_{11} = 27$ 和 $z_{10} = 28$ 。齿形链9和两个链轮同时啮合。链轮10的齿比标准链轮11的齿稍窄。因为链轮

的圆周速度和它们的齿数成反比，故在垫圈 4 上没有跑道时，套筒 1 的一个往复运动循环相应于轴 8 转 54 周。

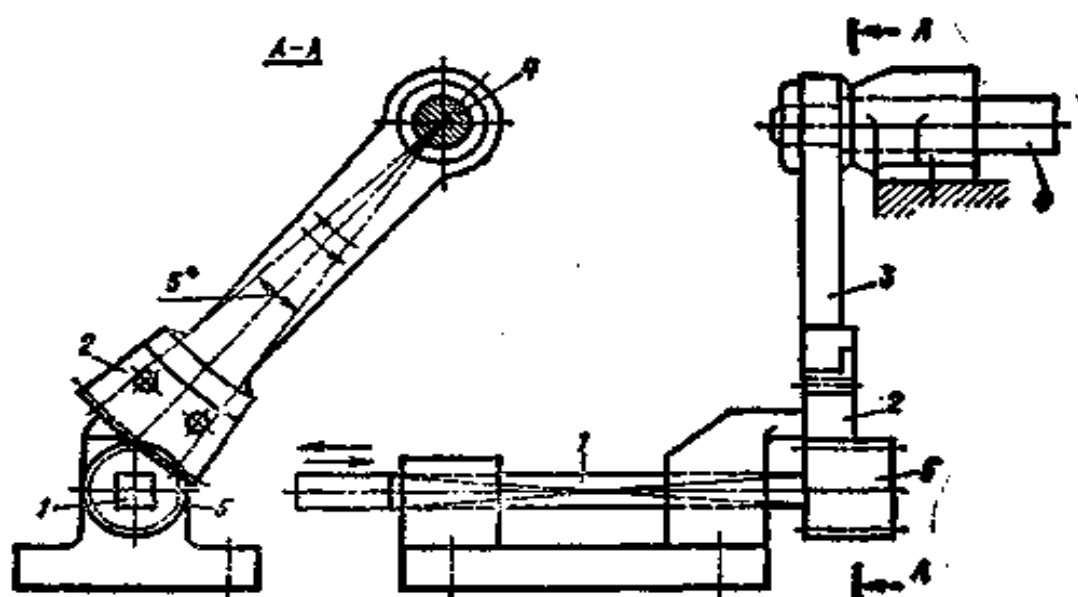


图 9.24

图9.24 给柱杆传递往复运动的扇形螺旋齿轮机构。单齿螺旋齿轮的齿扇 2 固定于摆杆 3 上，摆杆 3 是主动构件。齿扇 2 和固装在方杆 1 上的螺旋齿轮 5 啮合。

摆杆 3 在 5° 角的范围内摆动时，使杆 1 作往复运动。

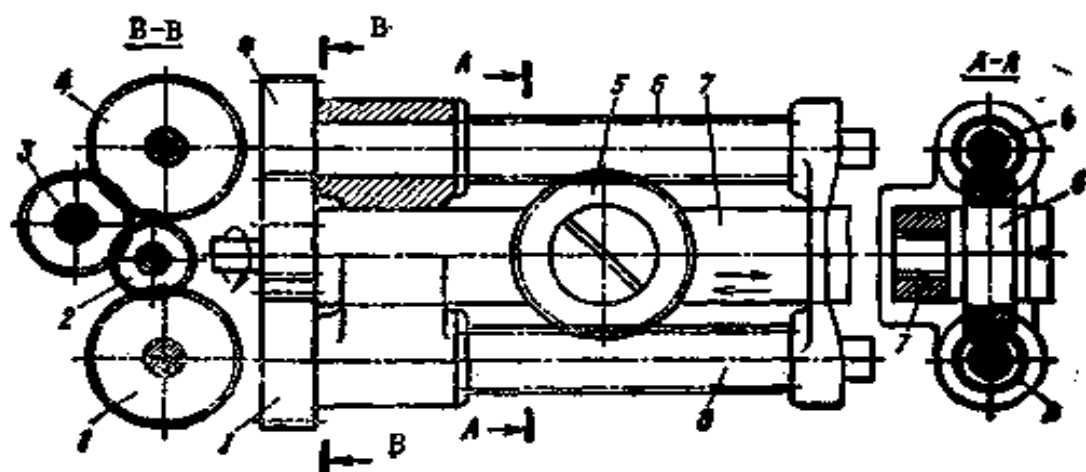


图 9.25

图9.25 将快速旋转运动转变为慢速往复运动的机构。借助于齿轮 1 和相应的齿轮 3 和 4，将主动轮 2 的运动传递给具有右

螺纹的蜗杆 6 和 8，因此蜗杆以相反方向转动。与蜗杆 6 和 8 啮合的蜗轮 5 在轴上自由转动，蜗轮轴装在滑块 7 上，蜗轮 5 的轴线以较小的速度移动，移动速度取决于两蜗杆周节之差。

当蜗杆 6 的节距等于 4.23 毫米，而蜗杆 8 的节距为 4.25 毫米，且齿轮的传动比（由齿轮 2 到蜗杆）等于 2 时，齿轮 2 转一周，滑块 7 移动 0.005 毫米。

滑块 7 在极限位置时机构换向，于是轮 2 以相反方向转动。

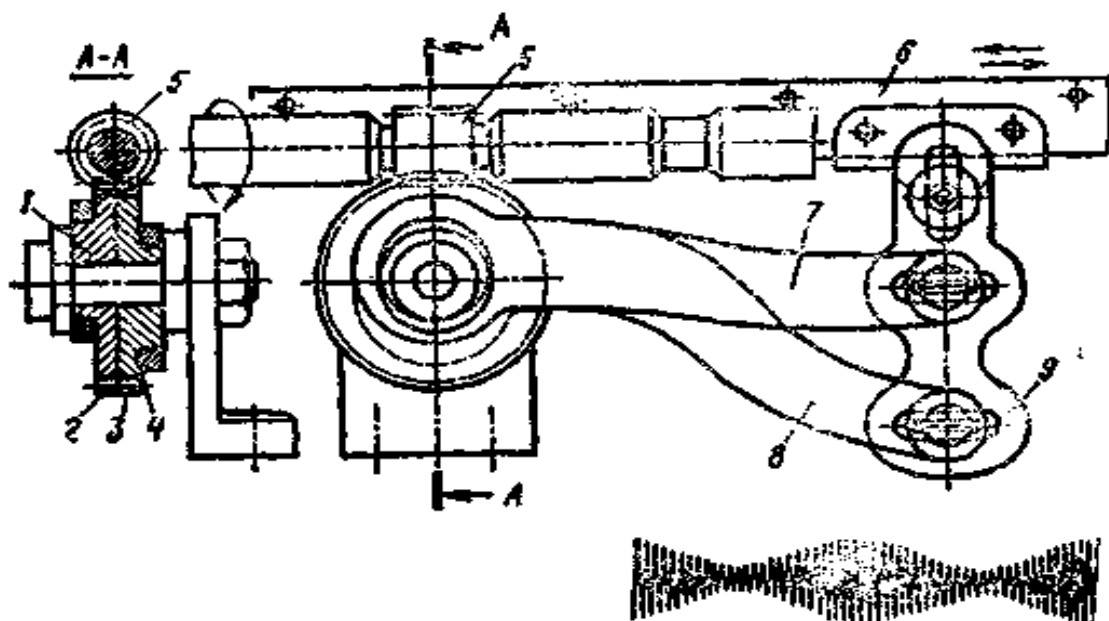


图 9.26

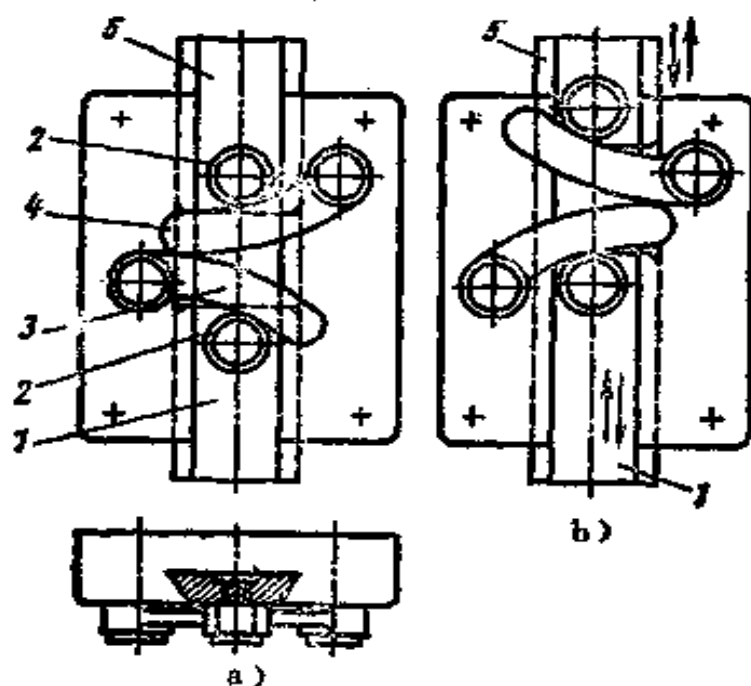


图 9.27

图9.26 具有变行程长度的往复运动机构。这机构在纺织工业中用于粗纱的横向移动。

连杆7、8的头部装在蜗轮2和3的偏心配置的轮毂1和4上。连杆借助于杠杆9使拨杆6作往复运动。蜗杆5是机构的主动件。蜗杆5和两个蜗轮啮合，这两个蜗轮的齿数相差一。拨杆6的运动线图画在图9.26上。将连接杠杆9和连杆的铰链以及杠杆9和拨杆的铰链移动，并随后将它们固定在给定的位置上，就可调整拨杆的行程长度。

图9.27 把等速直移运动转变为速度具有复杂变化规律的直移运动的机构。

主动滑块1在固定机架的导轨槽中以等速移动。从动构件5的运动规律则由曲杆4和3的轮廓线来确定。滚子2的轴固定在滑块上，而曲杆的轴固定在机架上。

在开始传动时，滑块1的速度大于滑块5的速度，然后当两个滚子和曲杆的切点与两个曲杆的切点在一条直线上时，滑块1和5的速度相等。以后的运动期间，滑块1的速度又小于滑块5的速度（图9.27 b）。

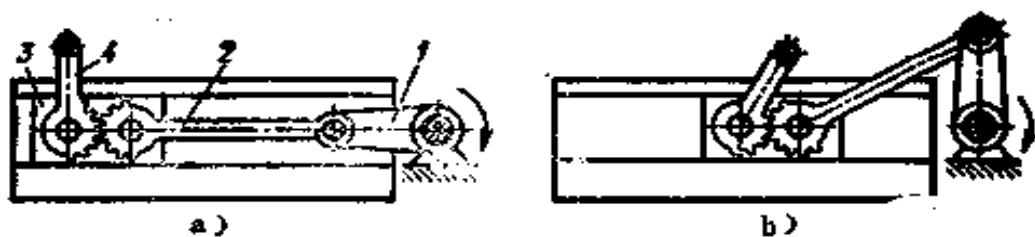


图 9.28

图9.28 一个动点有复杂的速度变化规律的机构。机构用来使金属线（该线通过杠杆4上部的一个孔）移动。

从动构件4和滑块3铰接，其运动乃是由滑块的运动和连杆2相对于滑块3的转动合成的结果，而转动是与连杆2相对滑块3的转角成正比。曲柄1在不同位置时的机构表示在图9.28 a)和

b)上。图上表明了曲柄由 $0^{\circ} \sim 90^{\circ}$ 和由 $180^{\circ} \sim 270^{\circ}$ 的转角范围内，构件4上孔的中心点的速度大于滑块3的速度。

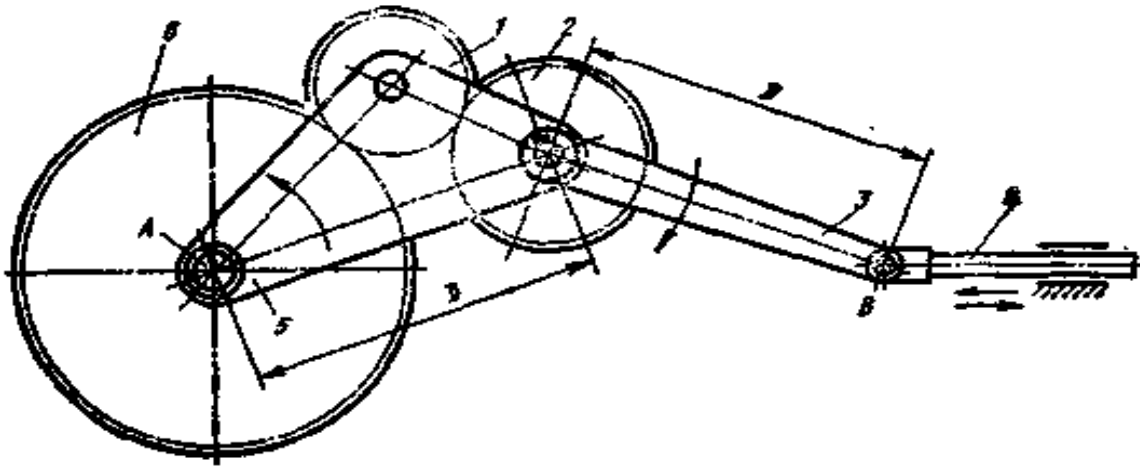


图 9.29

图9.29 实现直线运动的外啮合行星齿轮传动。中心齿轮6固定不动。连杆3固定于行星轮2上，轮2的直径比轮6的直径小一半，并用惰轮1跟它们啮合。当构件3、5的长度 D 相同且各轮间有上述齿数关系时，齿轮 z_2 的转角 φ_2 等于 φ_5 ，因此三个铰链中心形成以 AB 为底的等腰三角形，而 AB 的方向与转臂5和连杆3的长度连接成的直线重合，所以滑块4沿对心直线移动，且行程等于 $4D$ 。

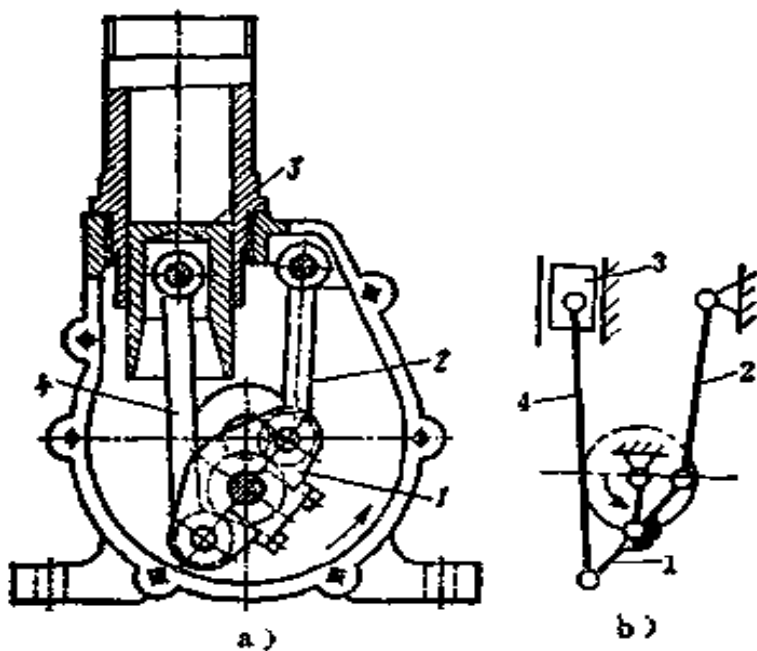


图 9.30

图9.30 行程长度加倍的曲柄机构。轴承1装在空气压缩机的曲轴轴颈上（图9.30 a），在轴承1的侧面凸起部有两个孔，一个和连杆4铰接，另一个和摇杆2铰接。活塞3的行程等于四个曲柄半径，这就使压缩机的尺寸较小，而可得到高的效率。图9.30 b）画出了机构的运动简图。

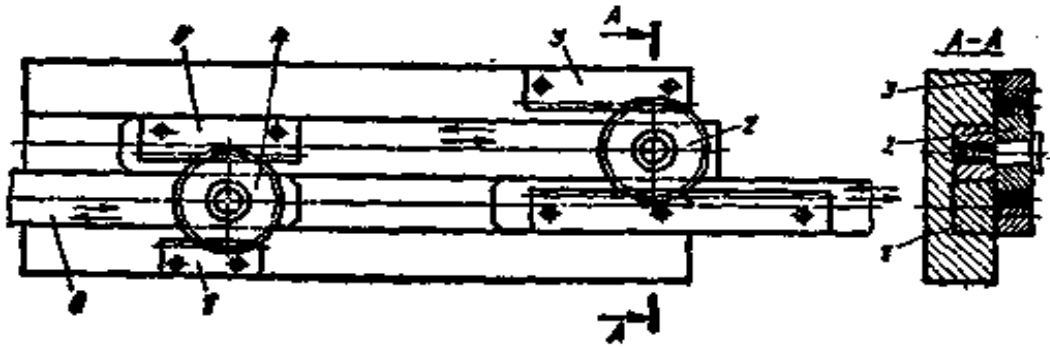


图 9.31

图9.31 滑块行程长度增加三倍的机构简图。每一个运动齿条的行程比滑块行程大一倍。7和3是固定齿条，1和6是滑块，在滑块6主动时，轮4使齿条5的行程加倍，轮2使固定在滑块1上的齿条行程加倍。例如，主动滑块6移动25毫米，则带有齿条5的滑块的行程等于50毫米，相应的滑块1的行程为100毫米。

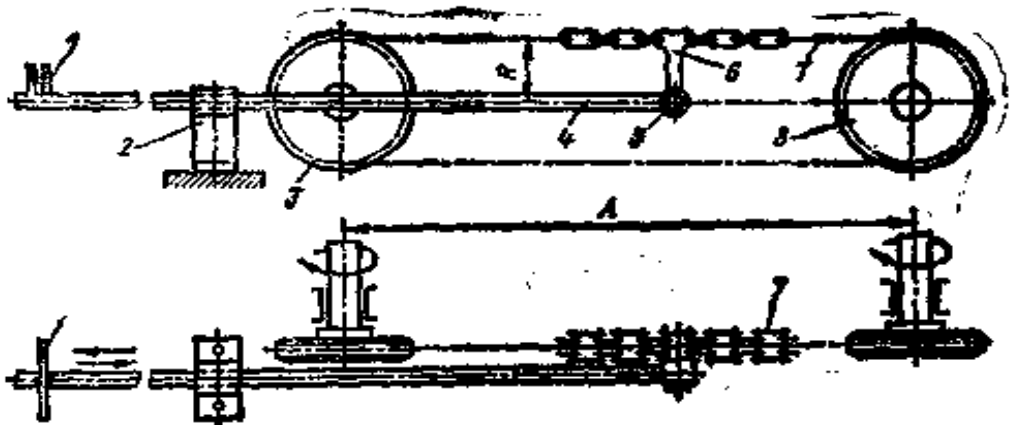


图 9.32

图9.32 具有大行程长度的往复运动机构。链传动的链轮3和8齿数相同，在链条7中的某一节上装拨杆6，从动杆4连到拨杆上。铰链5中心到链条7轴线间的距离等于链轮节圆的半径 R 。在有这样的尺寸关系时，支承在导向支架2中的柱杆4得到匀速往复运动，行程长度等于中心距 A 。构件6绕过链轮时，柱杆4不动。将金属线1绕在鼓轮上时，机构用作金属线的导向。

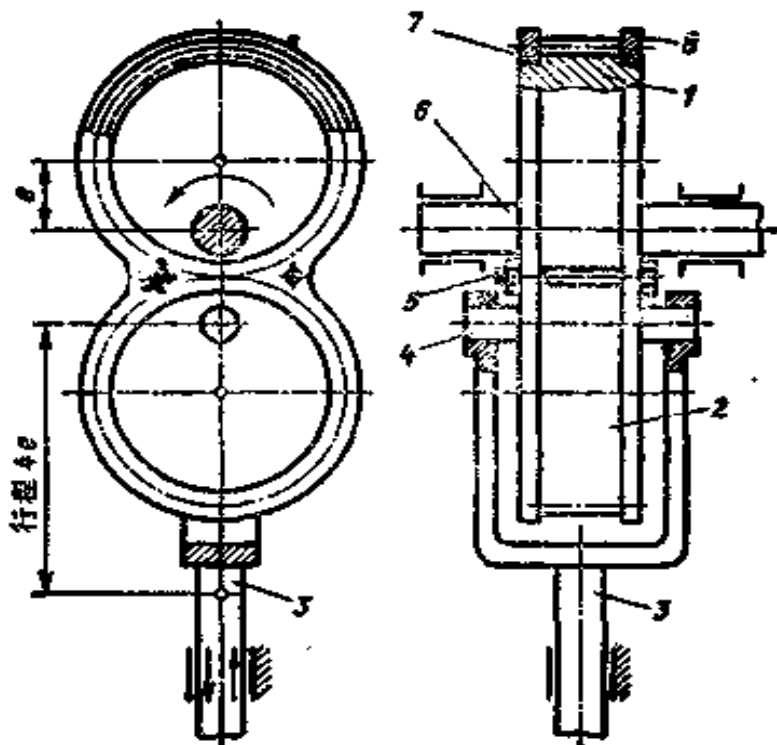


图 9.33

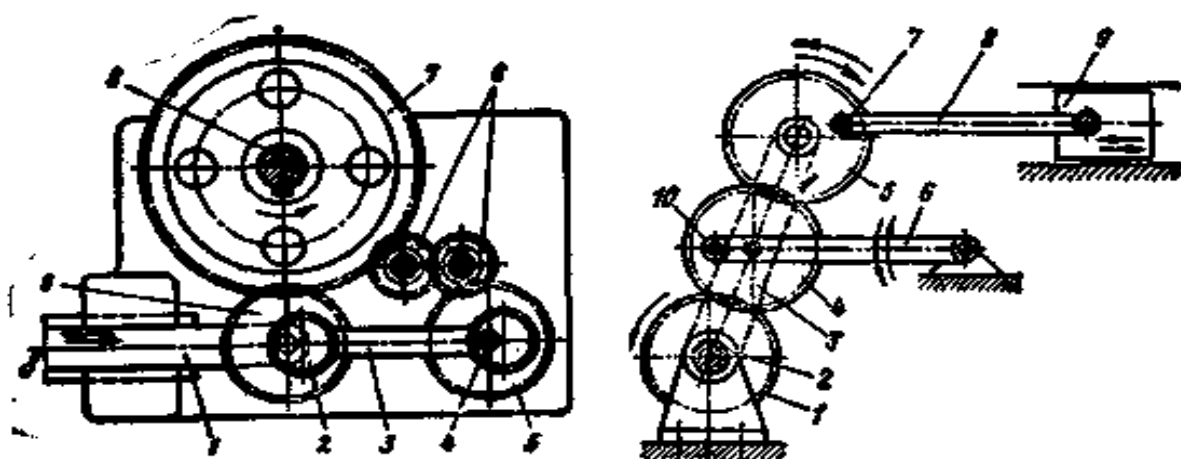


图 9.34

图 9.35

图9.33 往复运动机构。具有相同齿数的两个齿轮1和2偏心地装在轴4和6上。侧板8和7在与齿轮同心磨出的圆上，侧板之间用螺栓5连接，从而使齿轮支承在不变的中心距上。轴6在固定轴承中转动，而轴4则在滑块3的轴承中转动，滑块3在直线导轨中移动。齿轮1绕固定轴线转动时，与机构从动件连接的滑块3得到往复运动。

图9.34 行程长度（由“零”到最大）逐渐变化的往复运动机构。主动轮7固定在轴8上，它将转动直接传给轮9，并利用中间轮6将转动传给轮5。轮5比轮9少一个齿。

齿轮5在机架的轴上自由转动，而轮9在滑块1的轴上同样自由地转动。连杆3安装在齿轮5和9的偏心放置的轮毂2和4上。由于轮5和轮9的齿数不同，所以两个偏心的相对位置要变化，同时滑块1的行程长度也要相应地变化。滑块1的最大行程等于两偏心距之和，它为齿轮7和9在渐开线啮合条件下的中心距允许增加的范围所限制；最小行程长度等于两偏心距之差。

图9.35 滑块行程长度周期性渐变，但增减不均匀的机构。齿轮1固定在主动轴2上，行星轮4和5支承在转臂3上，转臂3可在轴2上自由地摆动。将曲柄销10和7固定在轮4和轮5上。轮1和4的齿数相同(36)，而轮5多一个齿(37)。摇杆6用销10和轮4铰接。摇杆6相对于机架上的指销摆动，而用连杆8连接滑块9和指销7。

轮1转动时，转臂3相对于轴2的轴线摆动，而滑块9得到复杂的往复运动。转臂3摆动一个循环，齿轮1和4相应地转一周。这是因为它们的齿数相同的缘故，而滑块9的运动循环则在轮1的转数等于轮5的齿数时才结束。

图9.36 滑块行程长度轮流变化的往复运动机构。机构用在丝杠的刻度盘上刻划分度线。具有凸轮7的转轴8，利用摆杆14，推杆12，带弹簧10和滚子9的套筒11（按凸轮7的轮廓滚动）给刀夹1传递往复运动。弹簧10和13使系统实现力锁合。鼓轮5的下部有十个齿而在上部端面的径向对称位置上有两个不同深度的

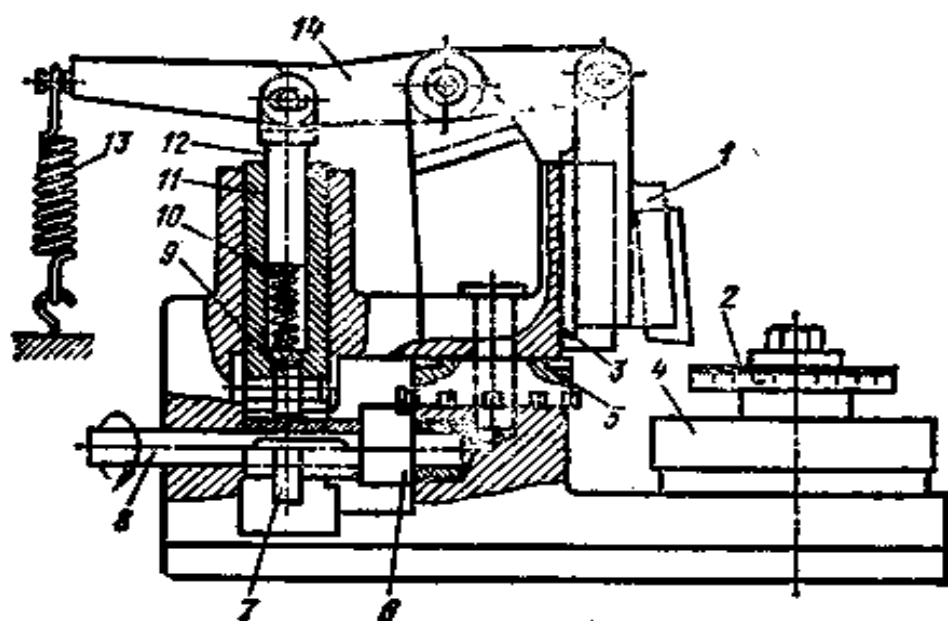
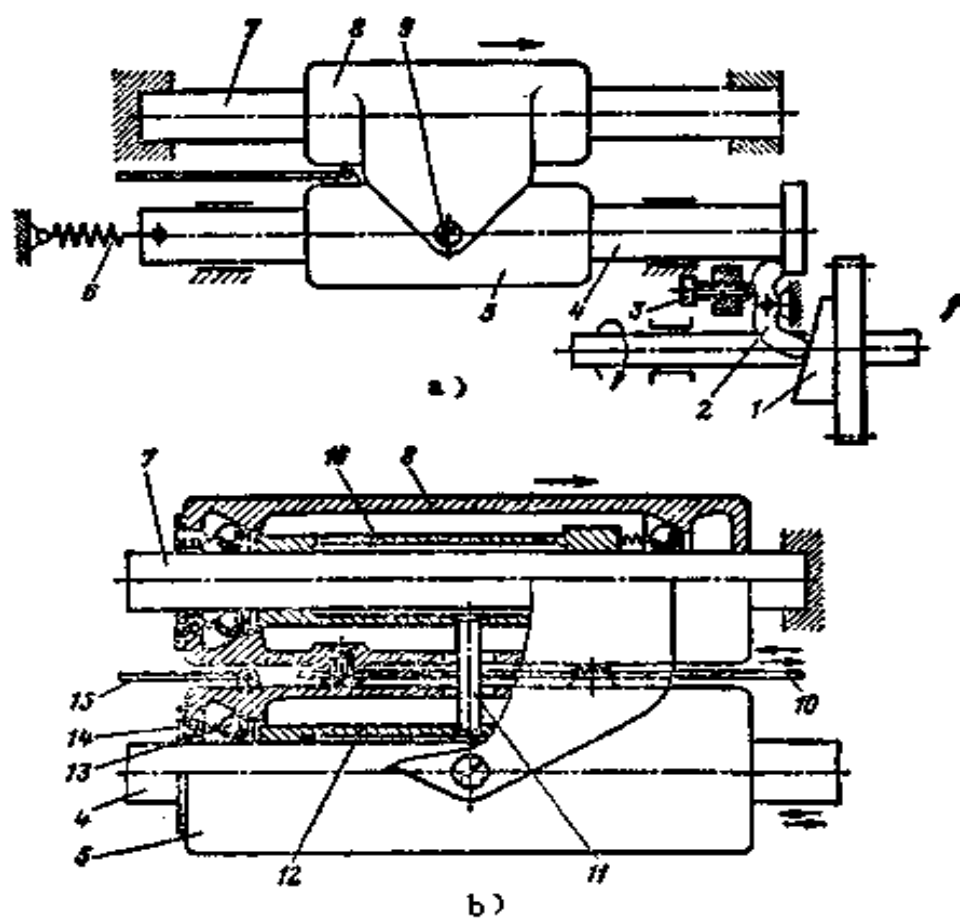


图 9.36



槽，轴 8 借助单齿齿轮 6 定期地传动鼓轮 5。

刀夹 1 占据的上极限位置不变，而下极限位置由挡块 3 和鼓轮 5 端面的接触平面确定。

轴 8 在前四转时，刀夹的挡块 3 和鼓轮 5 的上端面接触并在要标记的刻度盘 2 上刻出短的分度线。轴 8 第五转时，挡块落在鼓轮上端面较浅的槽中，而在第十转时，落在较深的槽中，与此相应，刀具刻出分度线的长度也随之增加。

刀夹行程长度的变化用弹簧 10 的变形来补偿。

和刀夹机构同步工作的分度机构，使带有刻度盘 2 的工作台 4 定期地转动一规定的角度。

图 9.37 往复运动转变为周期性单向运动的转换器机构。

该机构可得到步距可调整的运动(精确到 0.01 毫米)，并能用来刻划直线尺寸的分度。

借助杠杆 2 可将凸轮 1 的旋转运动(图 9.37 a)转变为柱杆 4 的往复运动。柱杆 4 的力锁合用弹簧 6 来实现。柱杆 4 行程的大小可用测微计的螺杆 3 来调整。套筒 5 装在运动柱杆 4 上，套筒 8 装在固定的柱杆 7 上。套筒 5 和 8 之间用螺栓 9 连接。

柱杆 4 向右移动时(图 9.37 b)，套筒 5 被弹簧压住的滚珠 13 楔紧；而套筒 8 中，则滚珠被松开，因此两个套筒 5 和 8 随着柱杆 4 一起向右移动。在柱杆 4 向左运动时，套筒 5 的滚珠 13 松开，弹簧 14 被压缩，套筒 8 则楔紧在固定柱杆 7 上，并使整个装置保持不动。柱杆 4 的往复运动使套筒 5 和 8 以相同的步距在为柱杆 4 和 7 的长度所限定的距离内移动。

拉杆 15 迎着进给方向挡住整个装置。拉杆 10 制成薄板状，并用销 11 使它与套筒 12 和 16 刚性连接。在调整机构时，用拉杆 10 实现套筒 5 和 8 的向左或者向右自由移动。拉杆 15 所形成的不大的力阻止 5、8 向左移动。开始的瞬间，先将套筒 12 和 16 向左移动，使滚珠 13 离开自动楔紧的区域，然后在向左的方向移动套筒 5 和 8。

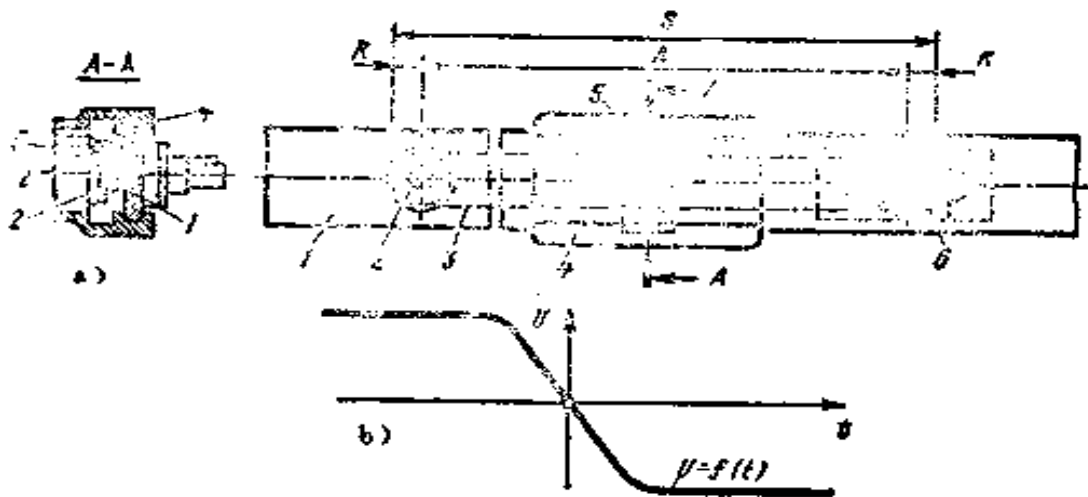


图 9.38

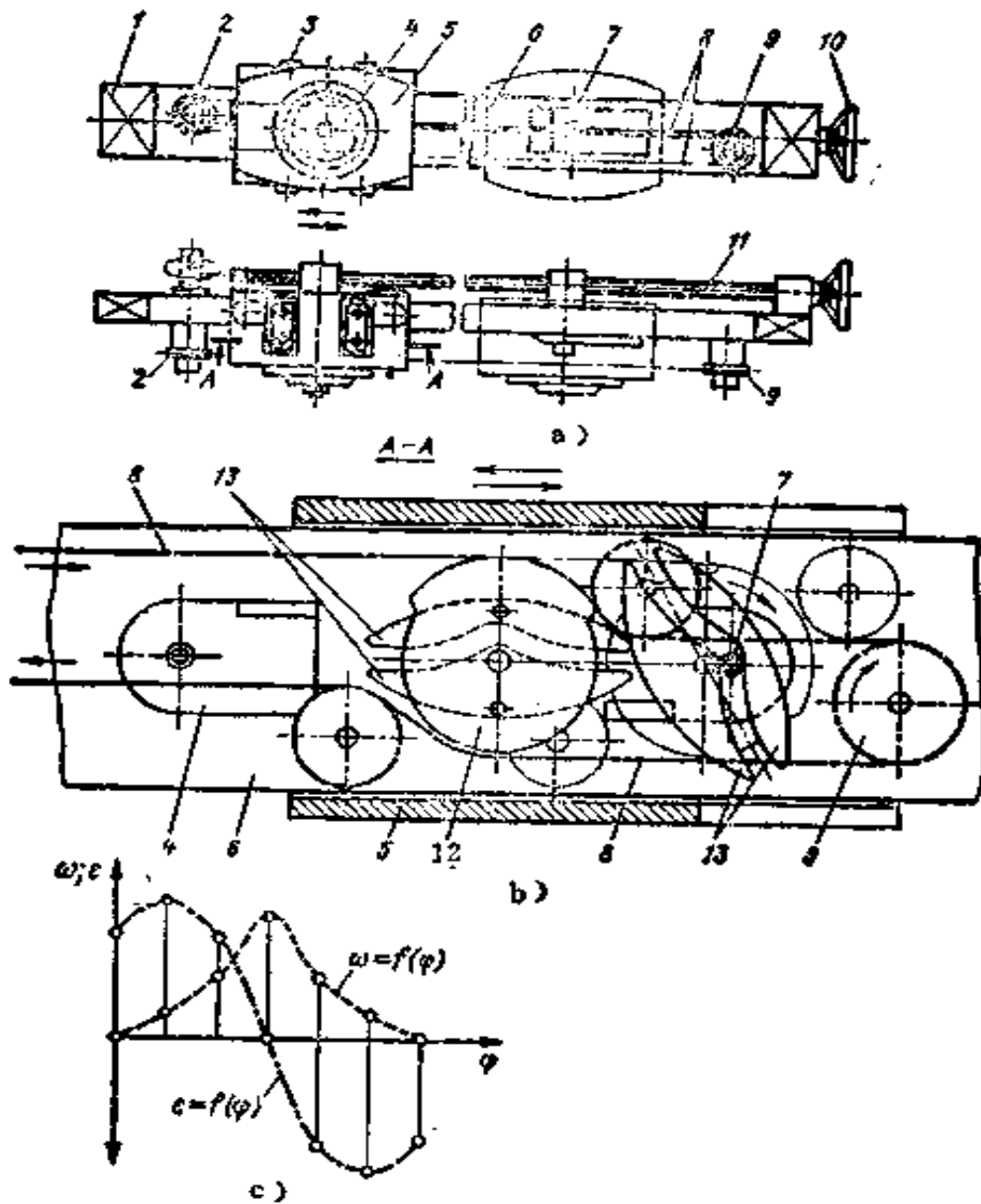


图 9.39

图9.38 旋转运动转变为等速往复运动的机构。链传动由主动链轮2和张紧链轮6及链条3组成。固定在链条3上的指销5放在滑块4的槽中。滑块4装在机构机架的导轨1上，并由链条3带动。滑块的行程 $S = A + 2R$ ，式中 A 是中心距； R 是链轮节圆半径。

在中心距 A 的范围内，滑块4的速度为常量；而在链轮半径 R 的范围内（图9.38 b）则按正弦规律变化。

图9.39 旋转运动转变为等速往复运动的可调整的机构。滑块5（图9.39 a）装在导轨6上，导轨以平面1固定在传动装置的机架上。工作仪器通过放在孔3中的螺栓从滑块两面固定在滑块5上。挡块4和7装在导轨6的槽中，用手轮10转动螺杆11时，可调整挡块的位置。

在滑块5的空心部分中（图9.39 b），不完全齿数的链轮12装在轴承上，它和等速运动的滚子链8啮合（9是张紧链轮）。

链轮12（导向凸轮13固定在它上面）能相对于自身的轴线转动或不动，后者是用离合器（图中未画出）来实现。

当链轮12借助离合器和滑块5不动地连接时，在这期间链条8由主动链轮2传动，整个部件沿导轨6作等速移动，直到和挡块7或4相遇。在这里，离合器自动脱开，链轮12绕自身的轴线转过 180° ，并和链传动的另一支链条啮合，然后链轮向相反方向运动。

链轮12转过 180° 以后，离合器自动接通，滑块5的部件获得运动，直到和另一个挡块相遇时为止。

凸轮13的轮廓和装在挡块轴上的滚子接触，它决定滑块在换向期间的运动规律（图9.39 c）。

图9.40 匀速往复运动机构。有20个齿的齿轮3和19个齿的齿轮6固定在主动轴5上，主动轴用带传动的带轮1带动。

因为两轮齿数不同，带有凸轮的齿轮2和齿轮8发生相对转动，并由此使带有凸轮7的轴9先向右后向左地匀速移动。凸轮的廓线按螺旋线形成。叉子10在弹簧11的作用下保证凸轮间保持接触。

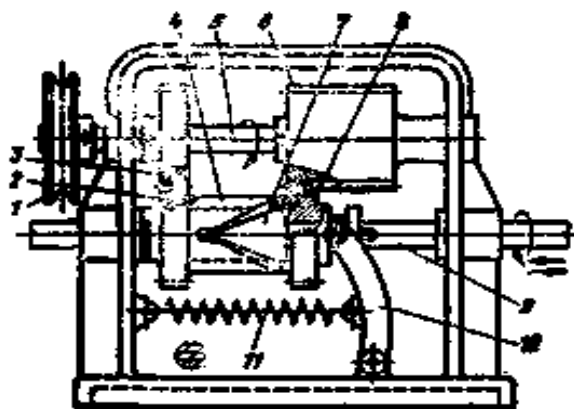


图 9.40

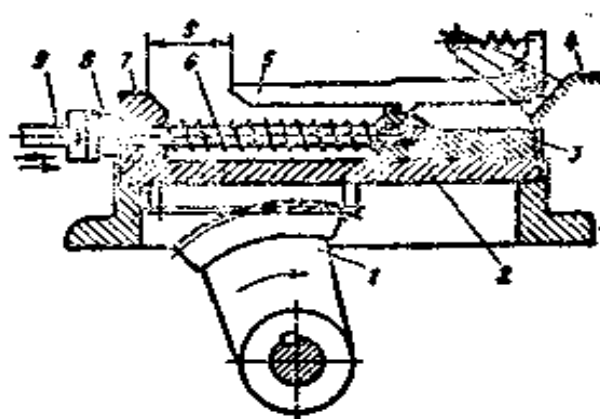


图 9.41

图9.41 滑块正行程断续运动和反行程连续运动的机构。扇形齿轮1和固定在滑块2上的齿条啮合,并作摆动。带有柱杆9和弹簧6的滑块3在滑块2的导轨上移动。滑块3用机架4上的掣子5挡住。扇形齿轮1顺时针转动时,滑块2向右移动,弹簧6被压缩,由于掣子的阻挡,滑块3保持不动。滑块2移过路程 S 后,凸块7使掣子5解脱,此时滑块3在压缩弹簧作用下快速地向右移动。缓冲器8(橡皮圈)使冲击力减小。扇形齿轮逆时针转动时,滑块2和3以同样的速度移动。

在螺母的自动攻丝机中,由漏斗供料时可用该机构。

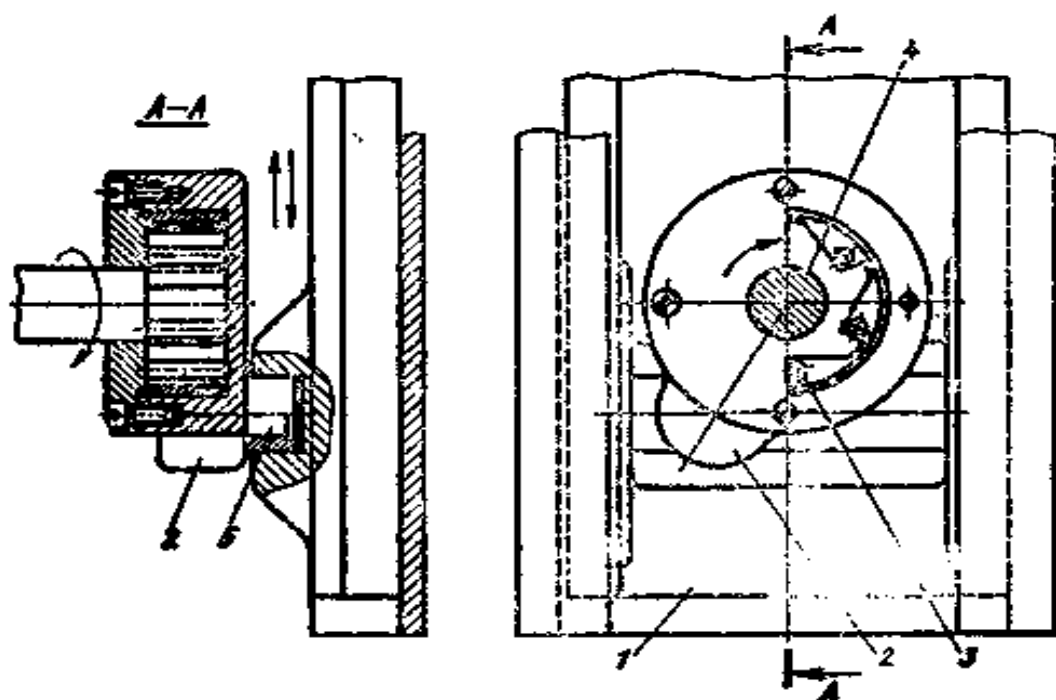


图 9.42

图9.42 快速反行程的曲柄导杆机构。轴4顺时针转动时，滑块1向上升起，这时滑块的重力与运动反方向，于是超越离合器的滚子3被楔紧。滑块1上升的速度与曲柄2上指销5的转动速度相对应。

下降时，滑块以大于与轴的转速相应的速度运动，不受离合器的滚子3妨碍，于是滑块在重力作用下快速地移到下极限位置。

该机构能用于低速冲床中，这时生产率提高约30%。

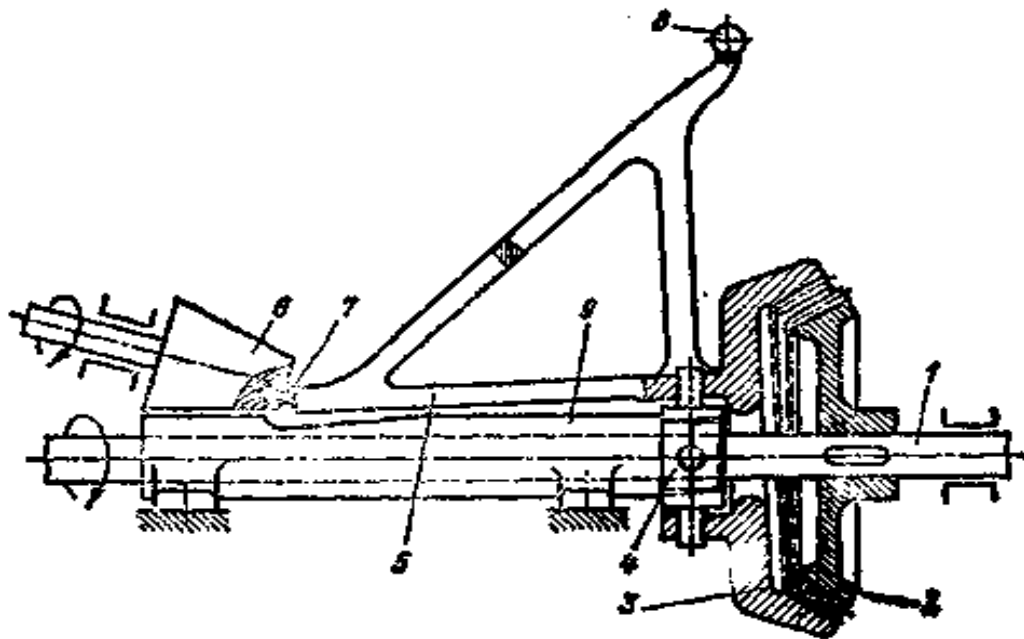


图 9.43

图9.43 快速往复运动的行星机构。锥齿轮2有46个齿，它固装在主动轴1上，并和有48个齿的内锥齿轮3相啮合。

框架5和齿轮3做成一个整体，它以球铰链7与转动的飞轮6相连接，并用十字头4与不动的空心轴9相连接。这样的连接允许轮3在与轮2保持啮合时实现圆周摆动运动。该机构的轮2转一周，引起带有齿轮3的框架5作23次摆动，而飞轮6则转过23周。框架5用球铰链元件8和割草机的刀子切割装置相连接。

图9.44 滑块作快速往复运动的曲柄杠杆机构。该机构的摇杆2每摆动一次，滑块1完成两个工作行程。这机构用来使金属带形成波纹状。

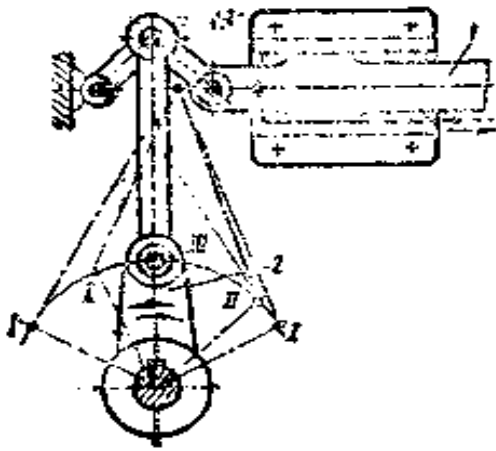


图 9.44

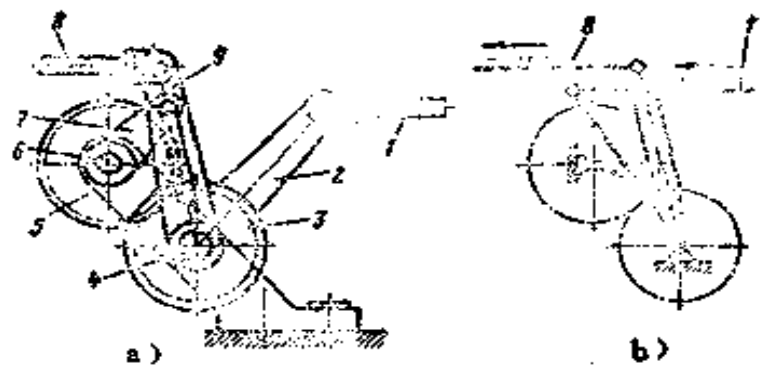


图 9.45

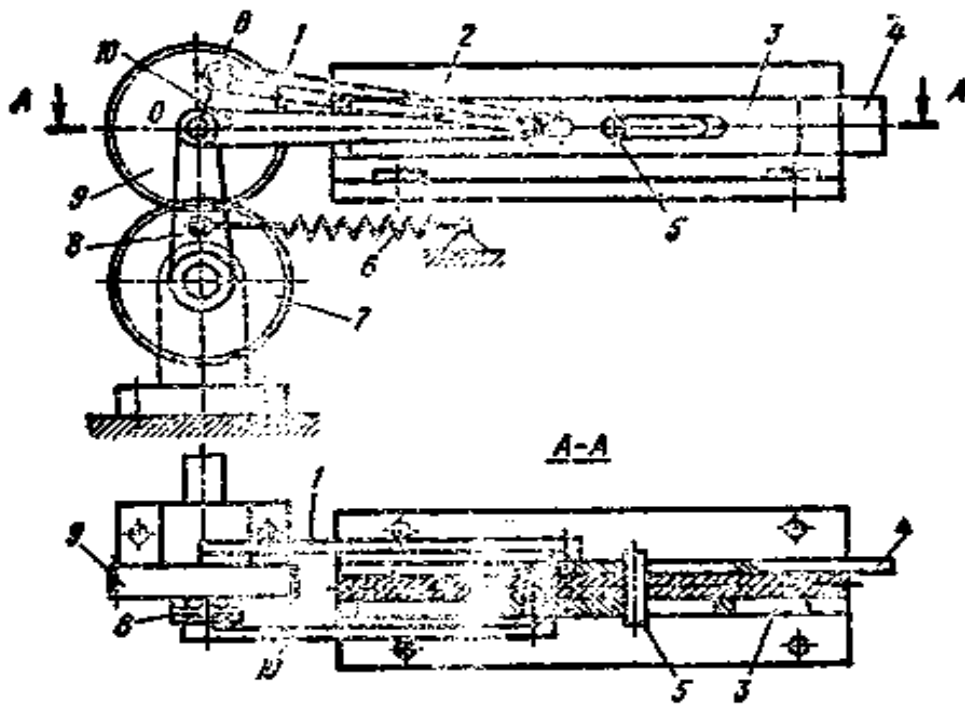


图 9.46

图上表示出滑块在一个运动周期中机构的三个位置 I、II、III。

图9.45 往复运动循环次数加倍的机构。轮3刚性地固定在摇杆2的轮毂上，由柱杆1将摆动运动传给摇杆2。轮3和轮5啮合，它们的齿数相同，轮5和曲柄7装在一根轴上，曲柄的指销在导杆9的槽中滑动。

曲柄7和导杆9要这样布置，以使柱杆1在移动过程中，曲

柄相应地从这一极限位置（图 9.45 a）到另一极限位置（图 9.45 b），而导杆 9 和柱杆 8 则完成一个完整的运动循环。

当柱杆 1 向起始位置运动时，就进入了第二个运动循环。机构的轴 6 和轴 4 均装在支架上。

图 9.46 两个滑块由一根轴轮流传动的机构。两根导轨放在机架 2 的两面，滑块 4 和 3 在两根导轨中移动，它们的运动用指销 5 限制。滑块 3 由摇杆 8 和连杆 10（连杆 10 和行星轮 9 的轴连接）带动；滑块 4 由主动轮 7、行星轮 9 上的曲柄 OB 和连杆 1 带动。弹簧 6 力图使自由套在轴上的摇杆 8 保持在右边极限位置。一般情况下，机构具有两个自由度，因此要按对滑块作用的载荷来确定构件的运动。当轮 7 转动并用固定销 5 把滑块 3 阻止在右极限位置时，行星轮 9 相对于不动的轴线 O 转动，使滑块 4 运动。如果滑块 4 被固定销 5 挡住，则行星轮的轴克服弹簧 6 的阻力向左偏移，这时滑块 3 将移动。

当滑块中槽的长度小于两倍曲柄半径且具备弹簧 6 时，则两滑块将轮流地运动。这种机构经过结构上的改变可用在包装机中。

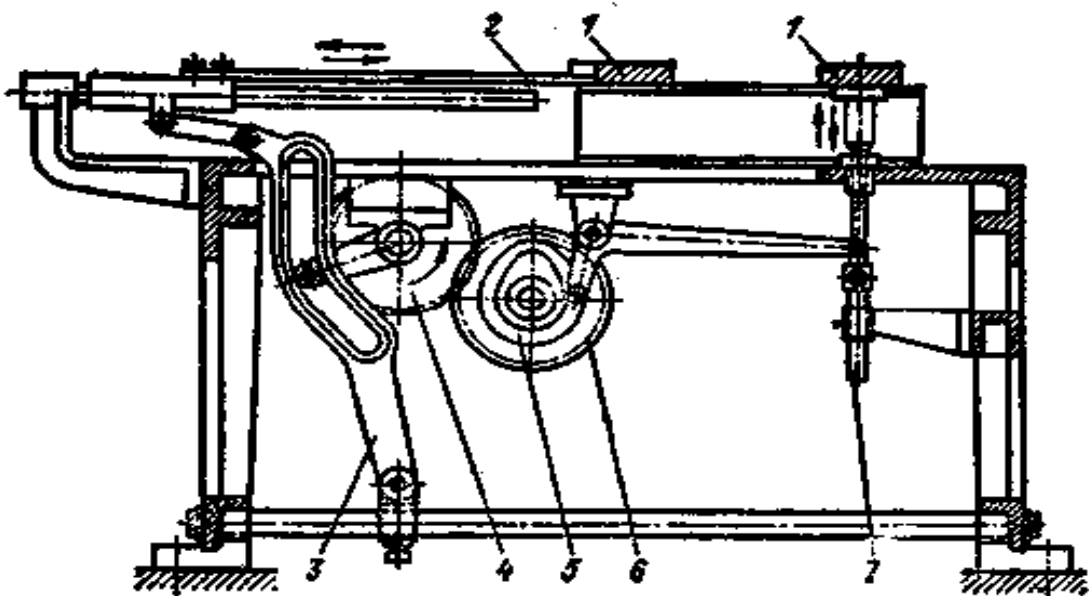


图9.47 将制品先作水平移动,再作垂直移动的机构。由导杆机构带动的推杆2使制品1实现水平移动,导杆槽的圆弧形部分保证导杆停歇。

具有槽形凸轮5的凸轮-杆件机构的柱杆7使制品1得到垂直移动。

用齿轮4和6连接两个机构的主动构件,使制品在水平和垂直方向上得到同步移动。

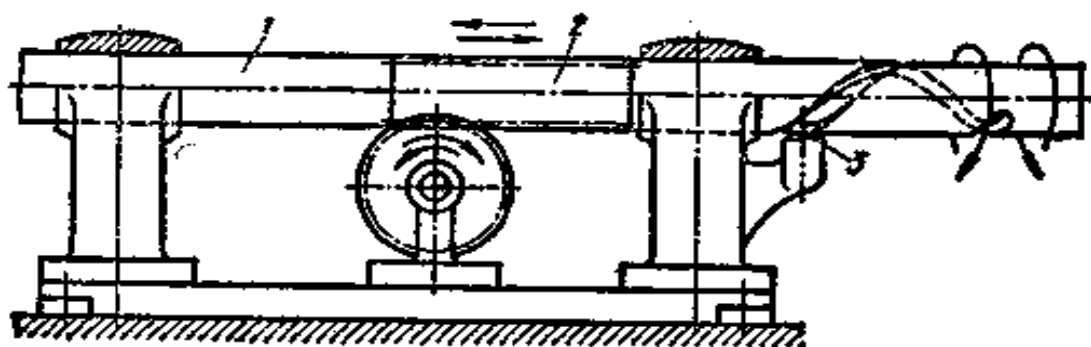


图 9.48

图9.48 具有可逆转动和往复直线运动的机构。圆齿条2使轴1得到直移运动,具有固定轴的滚子3在螺旋槽中滑动,使轴1得到旋转运动。

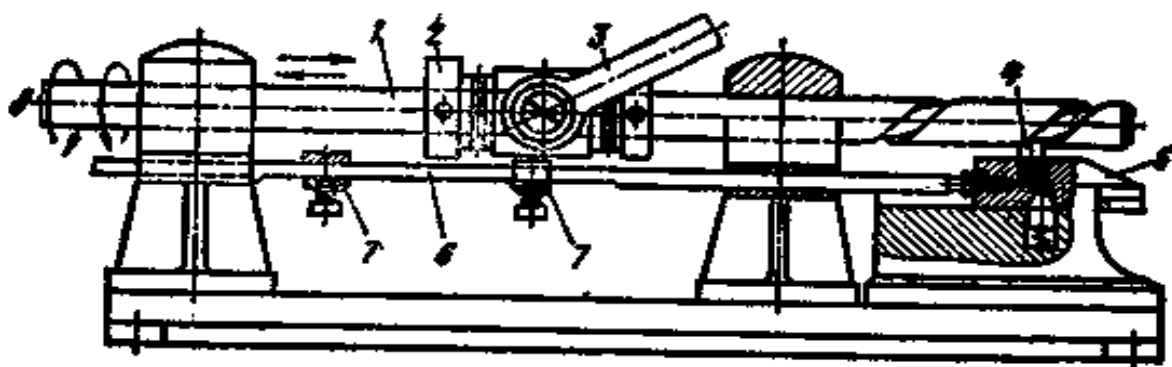


图 9.49

图9.49 实现螺旋往复运动的机构。连杆3通过放在两个止动环之间的套筒使轴1具有往复运动。这两个止动环中有一个是直径较大的环(如环2)。装在滑块5上的滚子4插入轴1的螺

旋槽中。当环2通过挡块7推动柱杆6时，滑块5和轴一起运动，此时轴不转动。当环在挡块之间移动时，轴转动。重新安排挡块位置能改变轴的转角和它的相位。

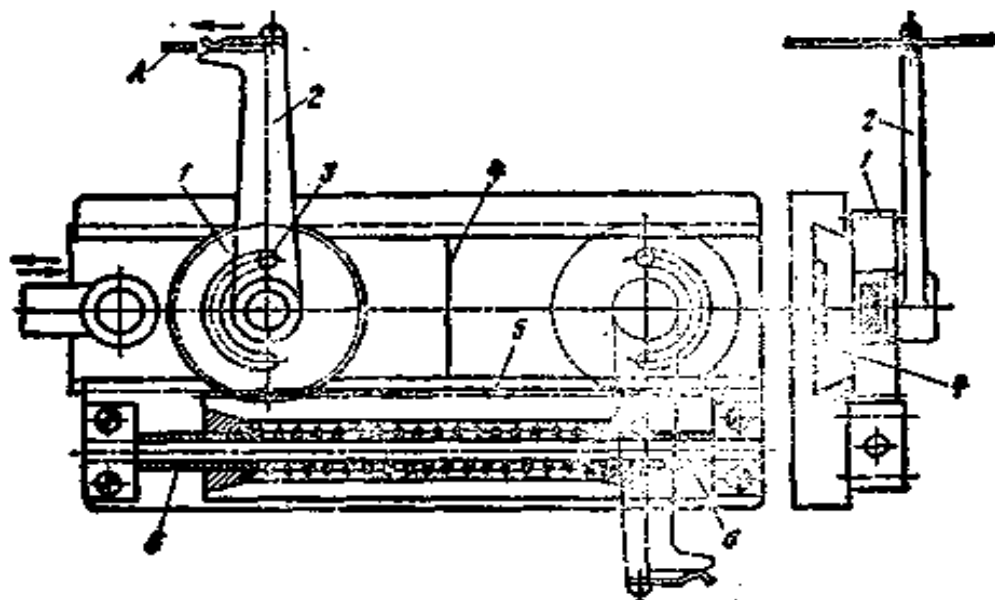


图 9.50

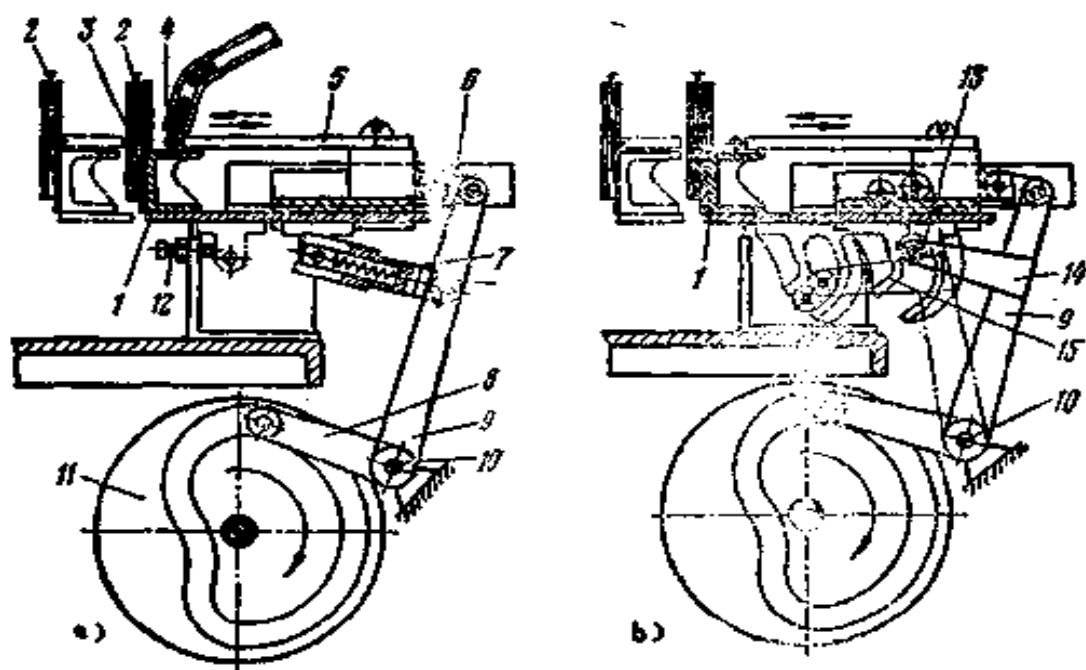


图 9.51

图9.50 在弯曲机上板料移动和回转的机构。齿轮1活动地连接在曲柄连杆机构的滑块4上，并沿弹簧压住的齿条5滚转。轮1的转角被滑块上的指销3和轮上的槽所限制。指销在槽中的

极限位置时，轮子不转，而弹簧压住的齿条和滑块一起运动，这时套筒6中的一个不动，而另一个和齿条一起移动。杠杆2携带的板料A在这期间内完成直线运动。机器还装置了一对同步工作机构，在两端钳住板料A（在左极限位置），并把它移到另一极限位置。

图9.51 同时传动滑块和推杆的机构。

用槽凸轮11使具有固定轴10的Γ形杠杆9-8运动（图9.51 a）。由杠杆9相应地经过自动伸缩连杆7和拨杆6传动滑块1和推杆5。滑块在接近挡块12时停歇，而推杆则继续移动，把制品4沿滑块1的平面带到有纸片2的接受器3中包装。

为减小在有缓冲器时发生的动应力，把带有滚子13的角铁14刚性地接到杠杆9上（图9.51 b），滚子在滑块上的支架15的廓形槽中移动，廓形槽应保证滑块的停歇。

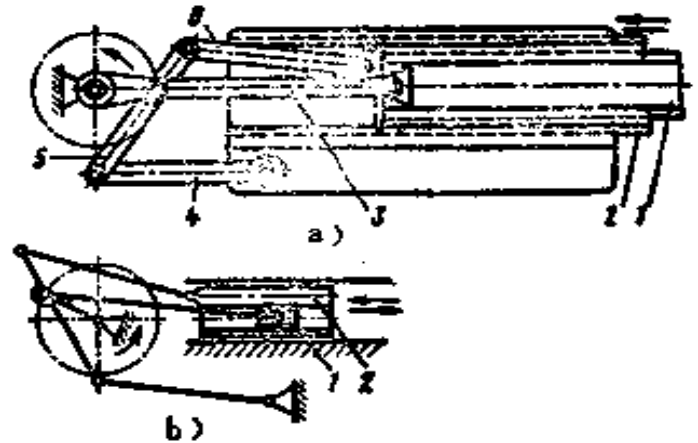


图 9.52

图9.52 由一个曲柄带动两个滑块作往复运动的机构。该机构的滑块1在滑块2上的导轨中移动。滑块1从具有连杆3的曲柄连杆机构得到运动，而滑块2则从具有摇杆4的曲柄摇杆机构的连杆5及连杆6得到运动。两个机构有共同的曲柄。相应于两滑块右极限位置的曲柄位置几乎相同，而左极限位置的则不同。

在图9.52 a)上画出的是机构的右极限位置，而在图9.52 b)上是中间位置的简图。滑块2的行程大于滑块1的行程。该机构用于弯曲由金属线做成的制品。

图9.53 把发动机活塞的往复运动转变为旋转运动的机构。在发动机的轴6上固定连接彼此间有一定距离的两个凸轮5，凸轮有颇大的惯性矩，它起着飞轮的作用。具有直线槽的摇块4以动

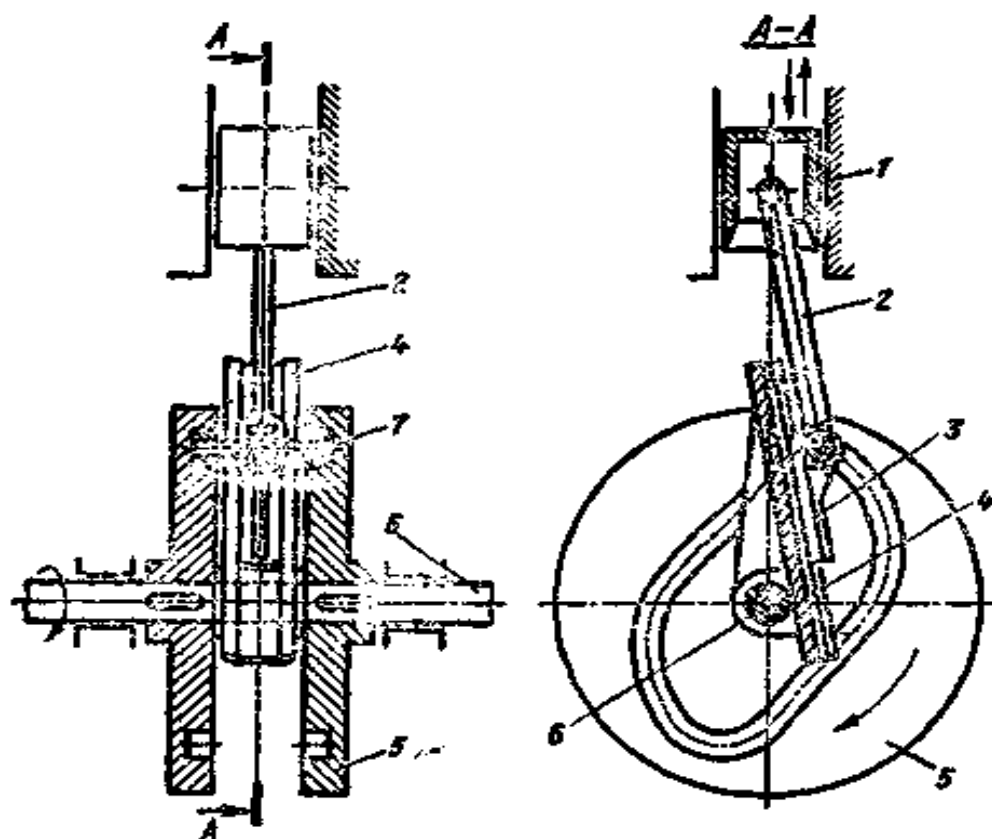


图 9.53

配合安装在同一根轴 6 上的两凸轮之间，直线槽用以引导滑块 3，滑块 3 和连杆 2 的下端部连接。和滑块 3 连接的指销 7 的滚子沿凸轮的轮廓槽滑动。

在活塞和连杆一个完全的移动周期内，先是指销 7 向下作用在凸轮 5 上，使轴 6 转过 90° 。随后轴 6 继续转过 90° ，相应于在凸轮轮廓的作用下活塞升到上止点位置。在整个循环周期中力对轴作用的力臂保持不变，连杆在全部时间中均位于轴的一边。

图 9.54 传递往复运动的机构。借双臂摇杆 3、拉杆 5、Γ 形杠杆 7 和构件 8 把运动由连杆 1 传给滑块 6。按其本身结构构成，虎克铰链（万向联轴节）2、4 和 9 都属同一种型式。

图 9.55 使转动轴具有直线运动的机构。机构由固定的框架 2（图 9.55 a）、带有滚轮 4 的框架 3 和带 5 组成。改变框架 3 的轴的转角，也就改变了带 5 的扭曲程度，同时轴 1 的直线运动速度 V ，无论在数值上或是方向上也发生相应的变化。在图 9.55 b) 上画出的机构中，有固定的框架 3，而框架 2 可相对于轴线转动，

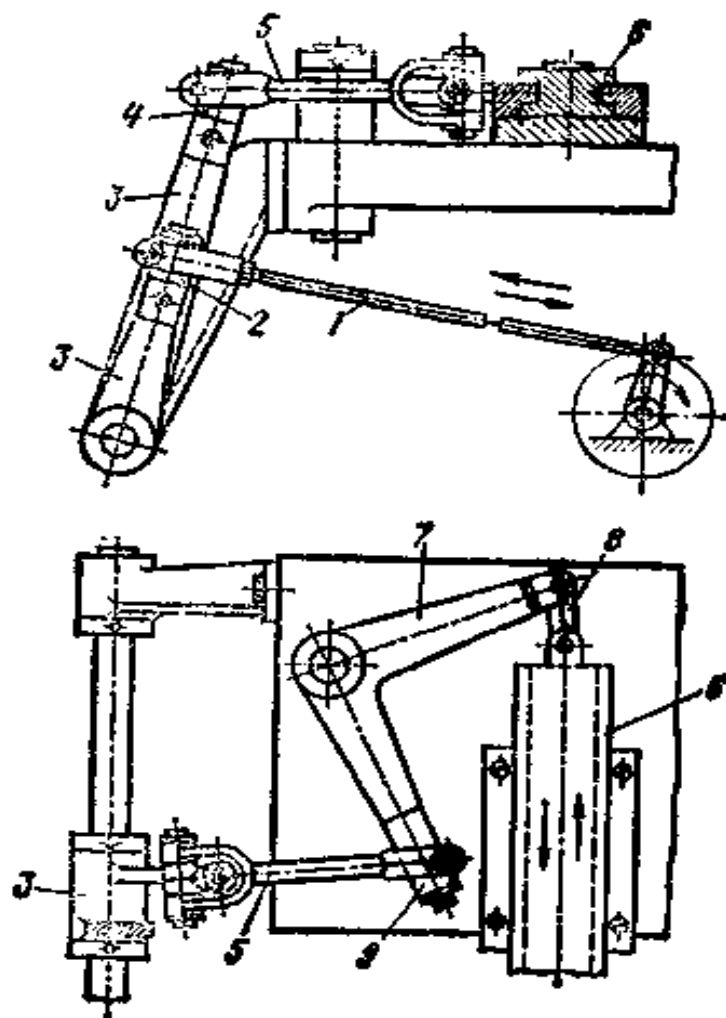


图 9.54

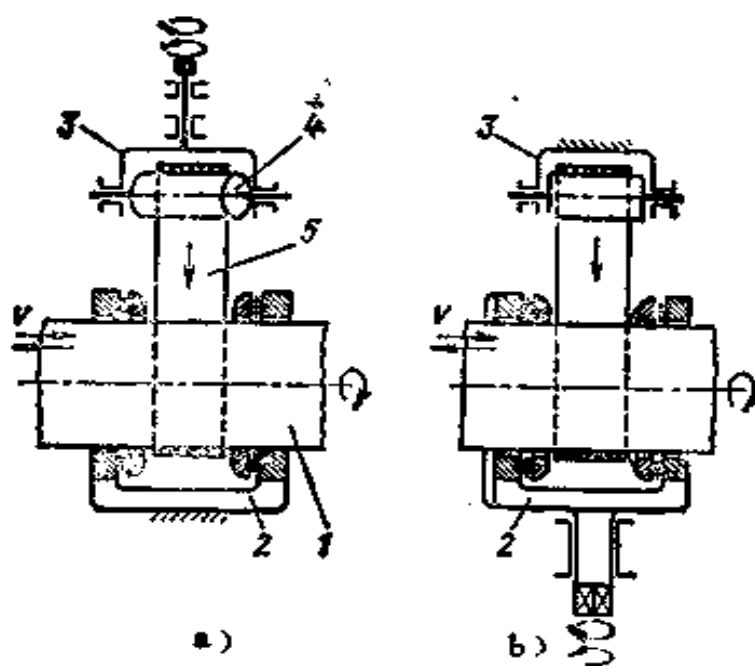


图 9.55

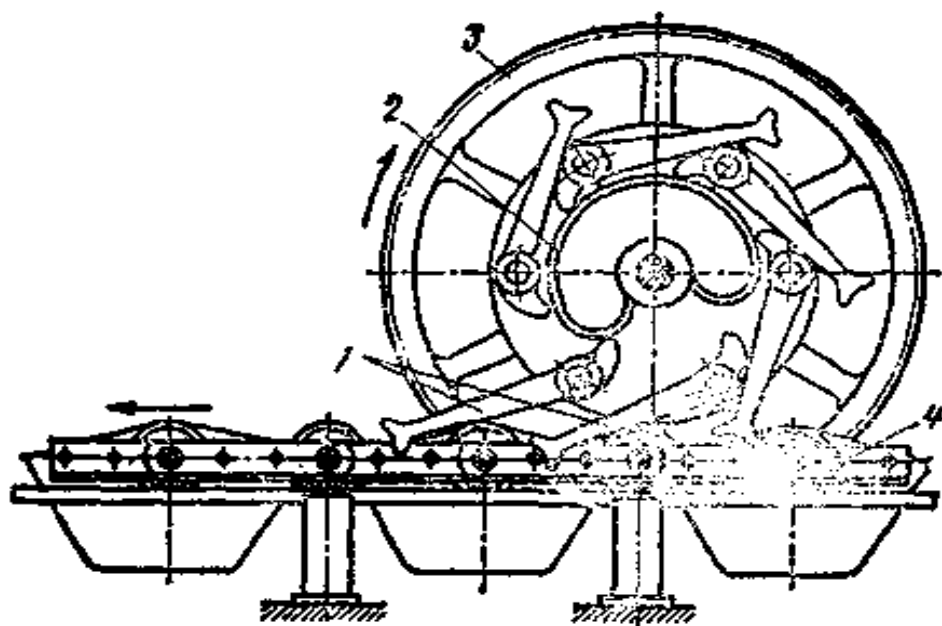


图 9.56

并使带扭曲。在小功率钻床中，对于主轴的移动可采用这个机构。

图9.56 把旋转运动变为直线运动的搬运器的传动机构。掣子1铰接在两个齿轮3的圆盘上，用掣子1移动料斗搬运器的两根链条。掣子的位置由固定凸轮2的轮廓决定，掣子和固定在链片上的指销4轮流进入啮合，并使链片沿导轨移动。该传动不适用于可逆的运动。

把旋转运动转变为摆动的机构

图9.57 轴3旋转时，杠杆1的铰链C重演空间曲线。这条曲线与轴衬5的截形相对应。滚子2装在轴衬5的内表面和杠杆

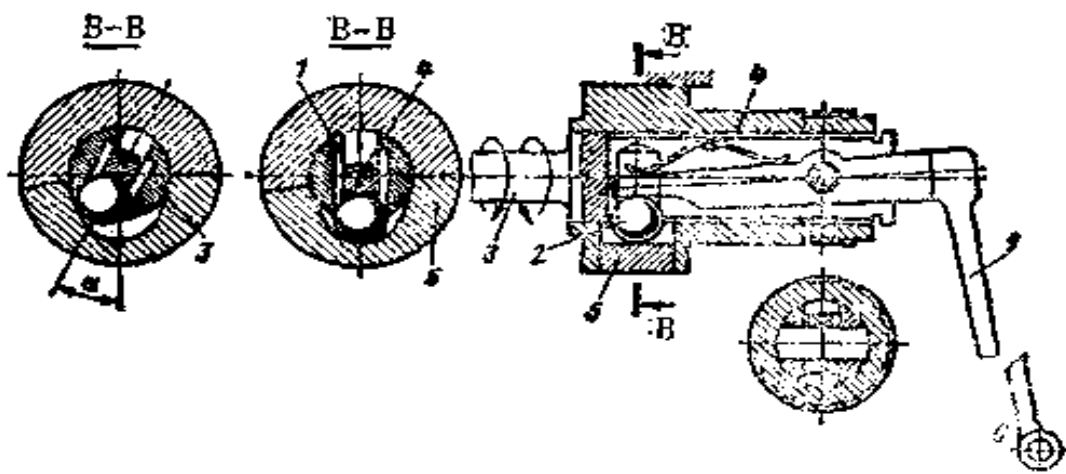


图 9.57

1 之间，用弹簧 4 使它们经常保持接触。机构用于擦拭汽车的前窗玻璃。

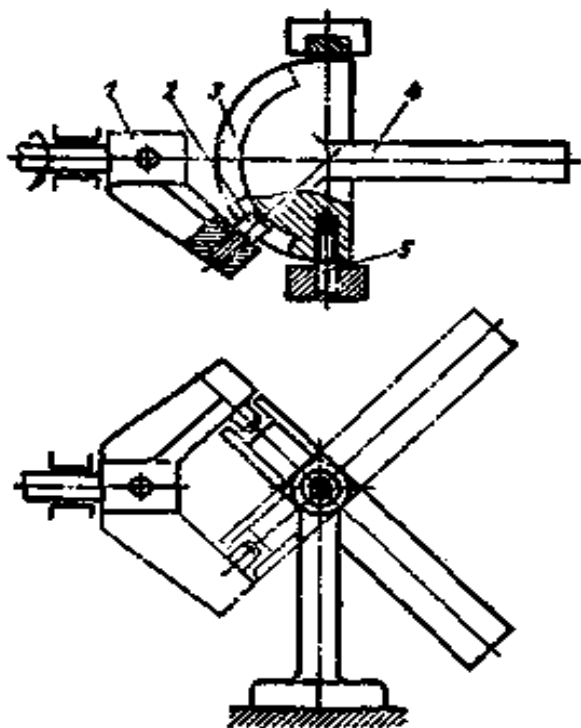


图 9.58

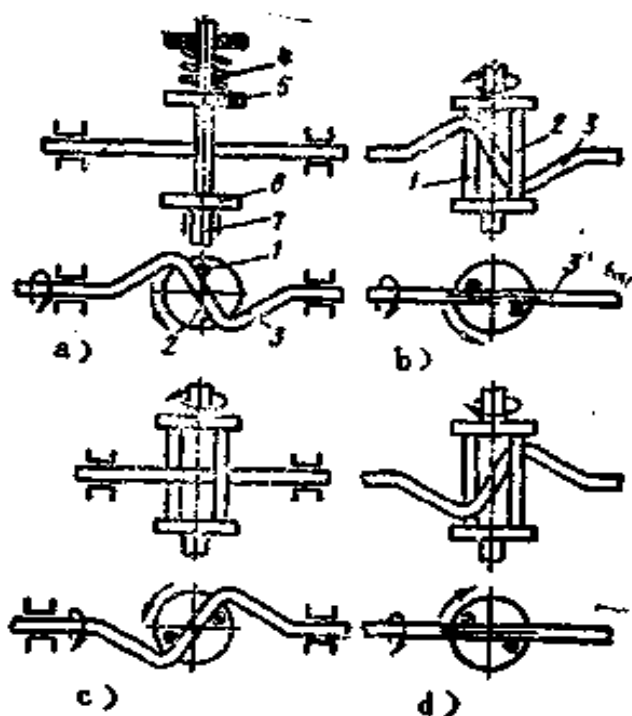


图 9.59

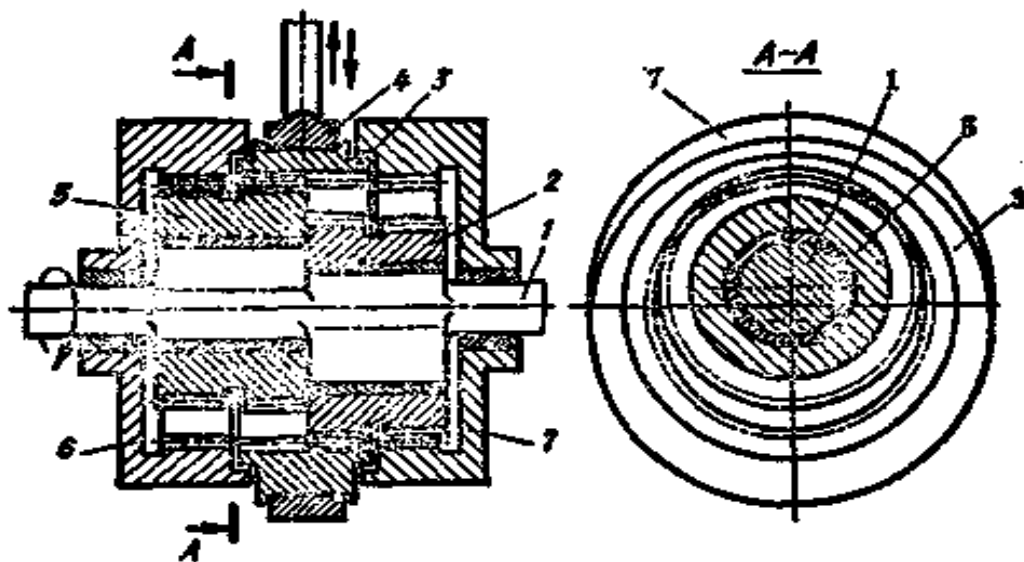


图 9.60

图9.58 旋转运动转变为摆动的球形导杆机构。带有指销 2 的曲柄 1 固定在主动轴上，并作旋转运动。摇杆 4 可相对于轴 5 摆动。指销 2 则插入摇杆 4 的扇形圆弧槽 3 中。

图9.59 主动轴连续转动，从动轴作摆动的机构。

把主动轴 3 弯曲。销柱 1 和 2 借助于盘 5 和 6 固定到从动轴 7 上。扭簧 4 稍微刹住轴 7 以保证轴 3 与销柱 1 和 2 之间接触。轴 3 向一个方向转动 (图 9.59 a、b、c、d) 而使轴 7 作摆动运动。轴 3 的弯曲形状变化时, 轴 7 的运动规律亦改变。

图 9.60 旋转运动转变为摆动的机构。给具有两个偏心的主动轴 1 传递转动, 这两个偏心相位差 180° 。双联行星轮块 2 和 5 具有相同的尺寸, 并滑套在偏心轴 1 上。行星轮 2 和 5 中的一个齿圈分别与中心轮 7 和 6 的内齿啮合, 而另一个齿圈和齿轮 3 啮合, 齿轮 3 是机构第二级的中心轮。

轮 6 和 7 具有环槽, 而轮 3 具有轴肩 (凸台), 它们和齿轮的节圆同心布置。轮子之间用轴承相连 (图上未画出)。轮 3、7 和 6 的外圆柱表面是偏心的。

轴 1 转动时, 带有连杆 4 的轮 3 相对于轮 7 和 6 转动。

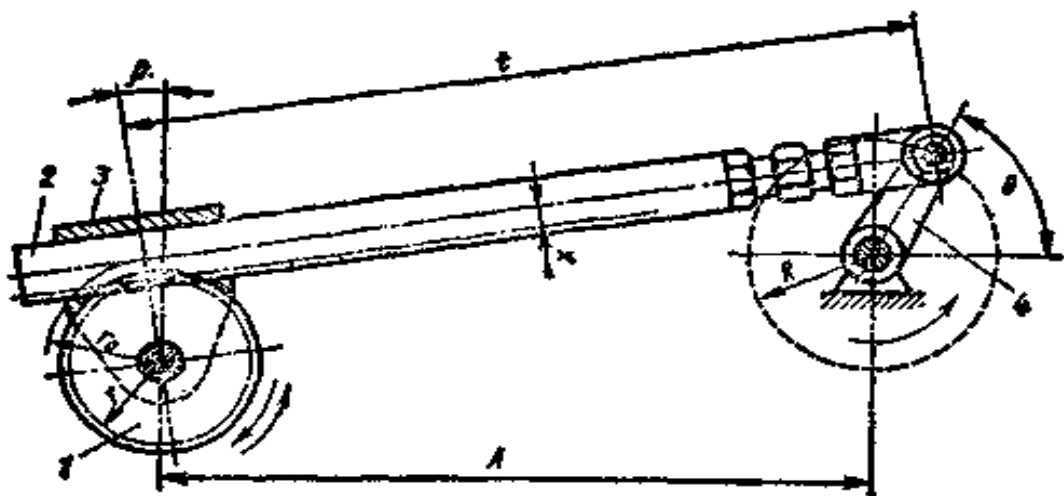


图 9.61

图 9.61 旋转运动转变为摆动的曲柄-齿轮机构。主动曲柄 4 和连杆 2 铰接。轮 1 和连杆 2 的齿条啮合并获得摆动运动。摇块 3 相对于轮 1 的轴可自由地转动。

在 A/R 和 r/R 较大时, 轮的转角 ρ 和曲柄转角 θ 的关系可用下式确定:

$$\rho = \frac{1}{r} \left[(A + R) - \sqrt{S^2 + C^2 - r_0^2} \right] + \frac{S \sqrt{S^2 + C^2 - r_0^2} - r_0 C}{S^2 + C^2} \ominus$$

式中 $r_0 = r + x$;

$S = r_0 + R \sin \theta$;

$C = A + R \cos \theta$ 。

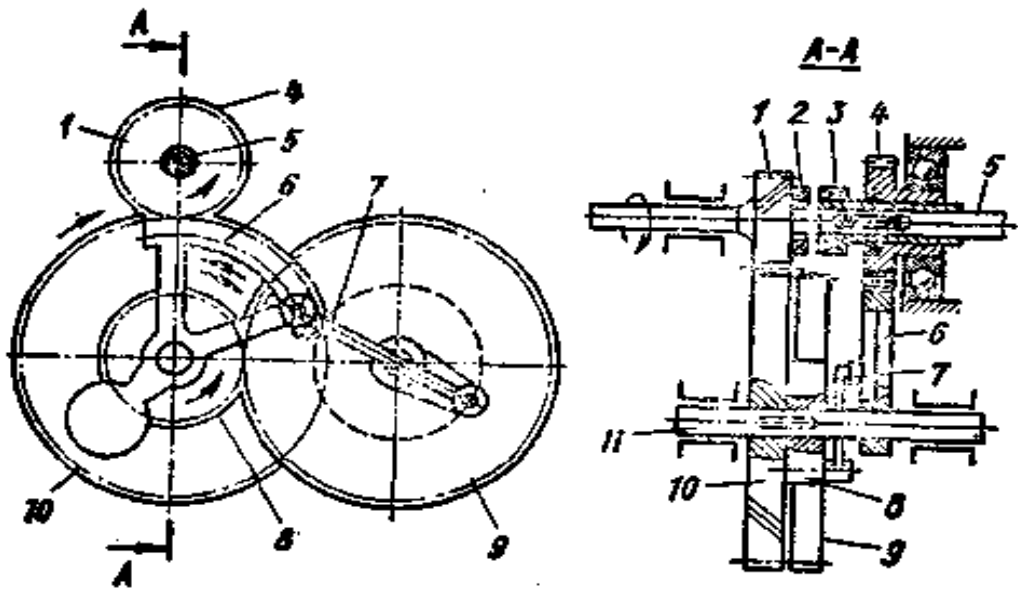


图 9.62

图9.62 给从动轴传递转动或摆动运动的机构。齿轮1装在主动的发动机轴上，运动由主动轴传到从动轴上是通过牙嵌离合器（这时离合器两部分3和2啮合，从动轴5和主动轴速度相同），或者借助于齿轮1、10、8、9、4和带连杆7的扇形齿轮6组成的传动机构传给从动轴5。在后一种情况下，半离合器3和齿轮4轮毂凹陷部牙齿嵌合，齿轮4从扇形齿轮6得到摆动运动。扇形齿轮6滑套在轴11上。

齿轮和扇形齿轮6（由齿轮9上的曲柄销并通过连杆传动）的齿数这样来选择，使发动机轴每转一整周，轮4在正行程和反行程时均转过 180° 。

⊖ 原文误为 $\rho = \frac{1}{r} (A + R) - \sqrt{S^2 + C^2 - r_0^2} + \frac{S \sqrt{S^2 + C^2 - r_0^2} - r_0 C}{S^2 + C^2}$

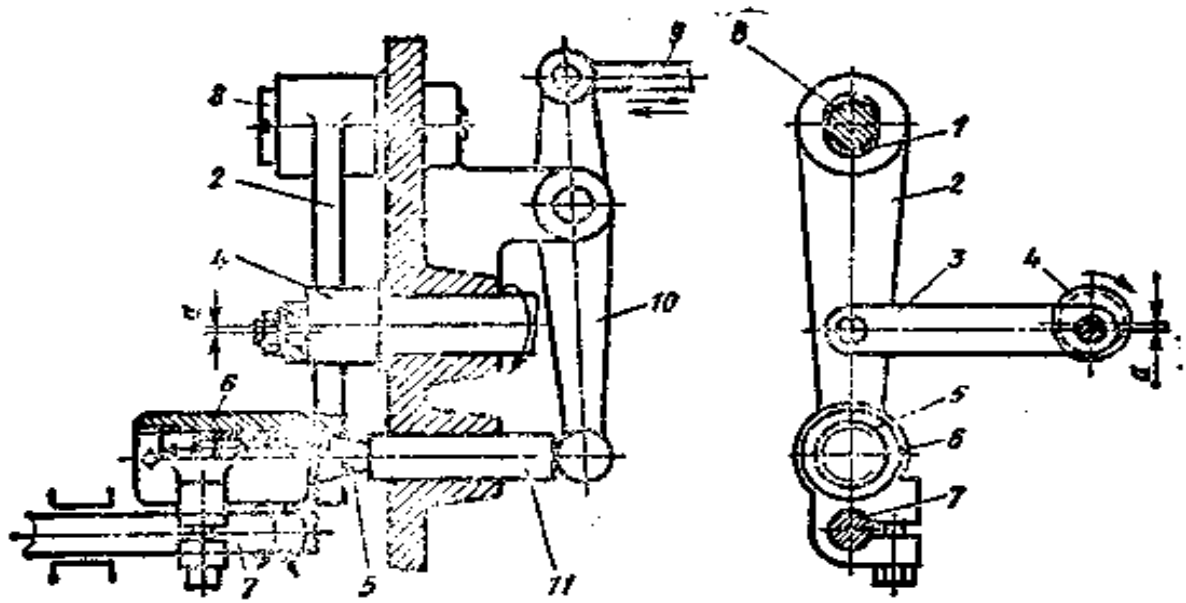


图 9.63

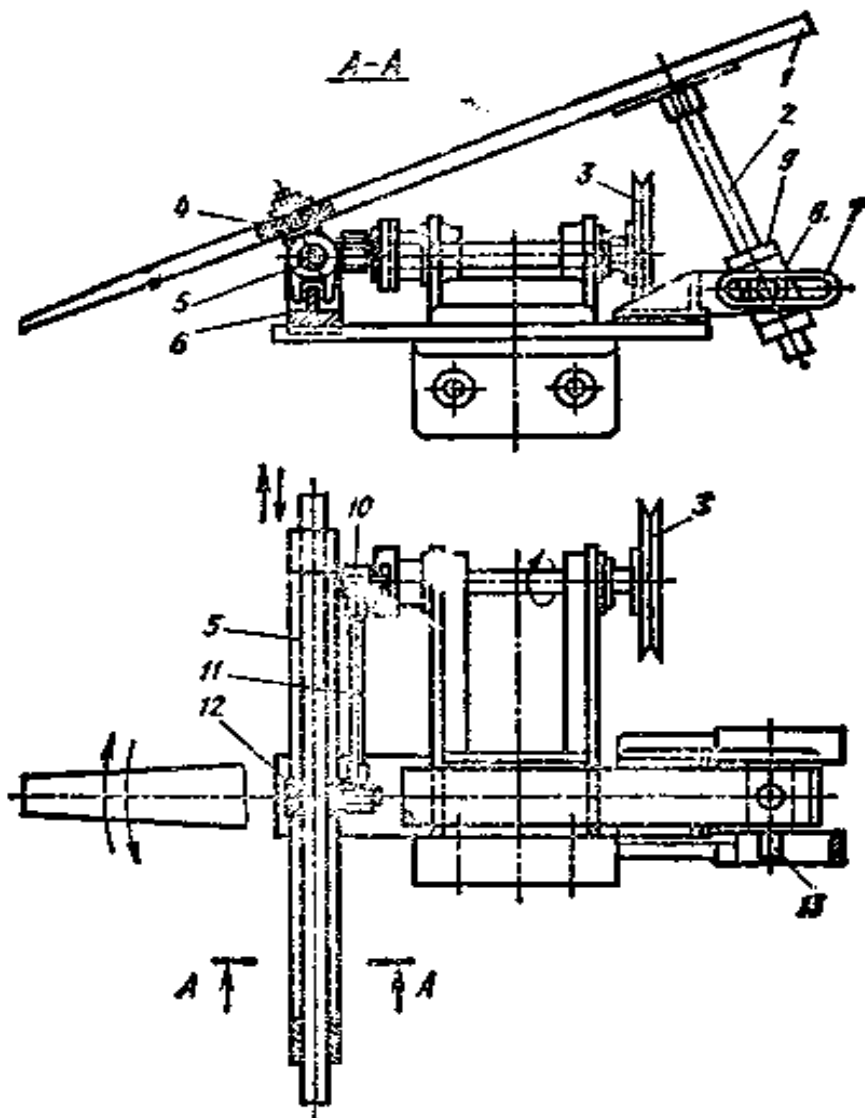


图 9.64

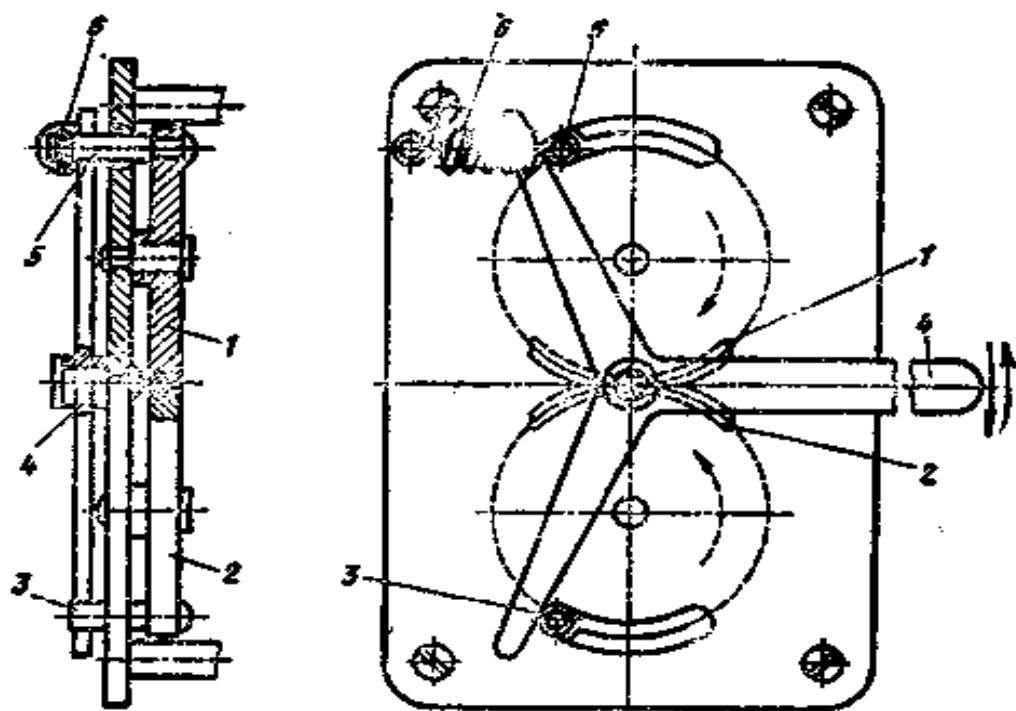


图 9.65

图9.63 把旋转运动转变为摆动运动且在主动轴不停歇而能断开的机构。

曲柄半径等于 a 的主动曲柄轴 4 借连杆 3 把运动传给装在轴 8 上的摇杆 2，摇杆 2 和杠杆 6 之间用带有锥形轴颈的弹性定位销 5 连接，杠杆 6 用夹紧装置固定在从动轴 7 上。

用摇杆 2 上的长圆孔 1 保证机构各构件必须的自由度。

利用杠杆机构的拉杆 9、杠杆 10 和推杆 11 使定位销 5 向左移动时，从动轴 7 被断开。在断开位置上，定位销 5 的锥形轴颈和摇杆的配合孔之间形成的间隙保证摇杆 2 在轴 7 不动时能自由地摆动。机构用于从动轴作很小摆动的场合。

图9.64 给杠杆传递摆动运动，且运动参数可调整的机构。由带轮 3 传动的曲柄连杆机构 (10、11、12) 使滑块 12 作直线运动，滑块 12 沿圆柱形导轨 5 滑动，并用球形铰链 4 和摆动杠杆 1 连接。滑块 12 上的凸起部分卡在支架 6 的导向凸台两侧，以消除滑块 12 相对于柱杆 5 的转动。

杠杆 1 固结在轴 2 上，并和它一起在轴承 8 中转动。轴承的轴颈 13 装在支架 7 的槽中。止动环 9 阻止轴 2 在轴承 8 的孔中移

动。用改变曲柄 10 的半径来调整杠杆 1 的转角；而杠杆 1 的倾斜角的调整则是靠移动轴承 8 的轴颈在支架 7 槽中的位置，并随之固定好止动环 9。

图9.65 上紧钟表发条的机构。按顺时针转动手柄 4 时，固定在轮 1 上的挡块 5 带动轮 1 和轮 2。在逆时针转动手柄时，经固定在轮 2 上的挡块 3 带动两个齿轮。在杠杆作用下，齿轮转动的方向与杠杆的运动方向无关。由齿轮中的一个将运动传给钟表机构的发条轴，使发条在一个方向扭紧。弹簧 6 使具有不完全齿数的齿轮 1 和 2 恢复原位。

换向机构

图9.66 在换向过程中轴的角速度和力矩变化的机构（见第 113 页）。

图9.67 快速变换的双速带传动。两级带轮 2 固定在主动轴 1 上，而带轮 7 固定在从动轴 10 上。滚轮 4 和 12 装在双臂杠杆上，双臂杠杆由侧板 5 和 11 以及手柄 8 组成。滚轮 4 和 12 以足够的力轮流张紧带 3 和 13，运动则由主动轴通过带 3 和 13 传给从动轴。

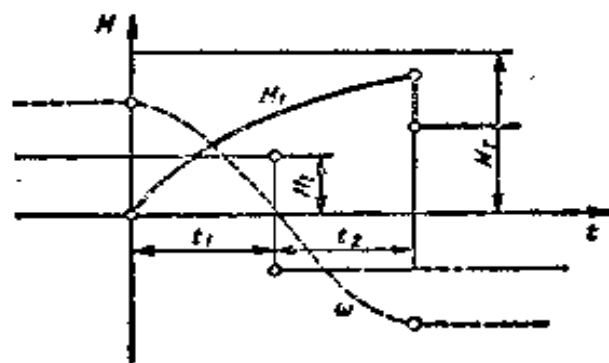


图 9.66

杠杆在轴承的套筒 6 和 9 上自由地转动。位置 I 相应于从动轴的慢速，位置 II 相应于它的快速。

图9.68 自动改变链条运动方向的链传动。主动链轮 2 悬臂安装在固定支座上，并用链条 3 与从动链轮 4 和 5 连接。在链条的闭合回路中用上了垫板 1，垫板 1 是节距大于链轮 2 外径的构件（图 9.68 b）。

图 9.68 c) 上画出了垫板 1 在主动链轮区内依次的位置和链条（考虑到它是张紧的）运动方向的相应变化。图 9.68 a) 上所示的垫板 1 的位置取为运动的初始位置。

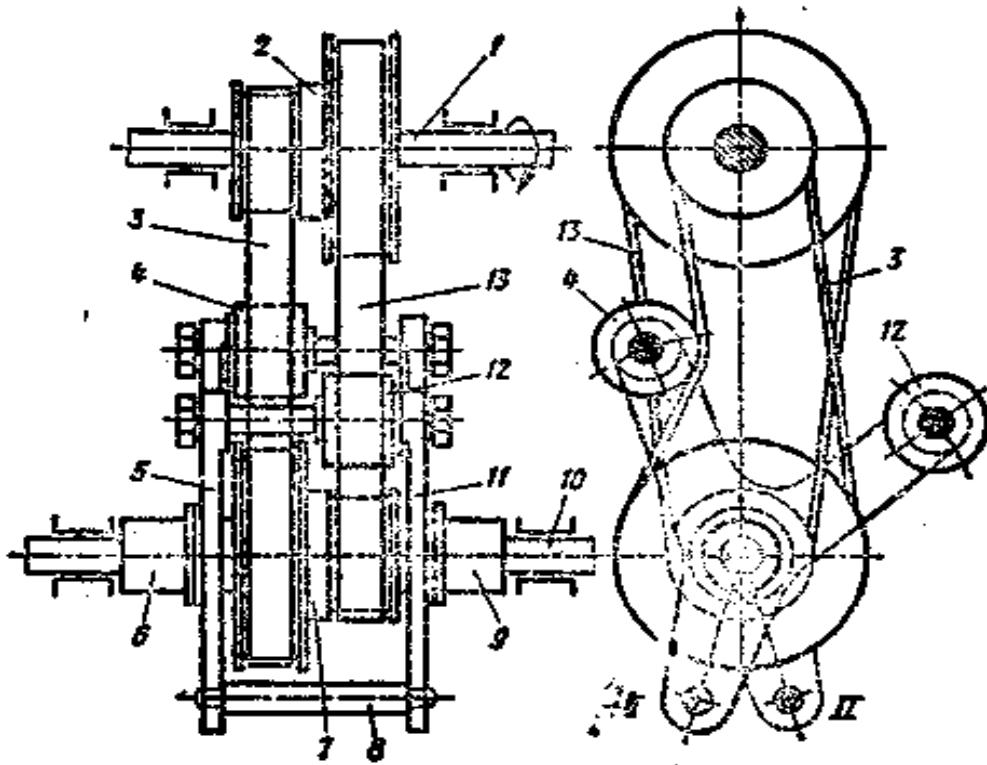


图 9.67

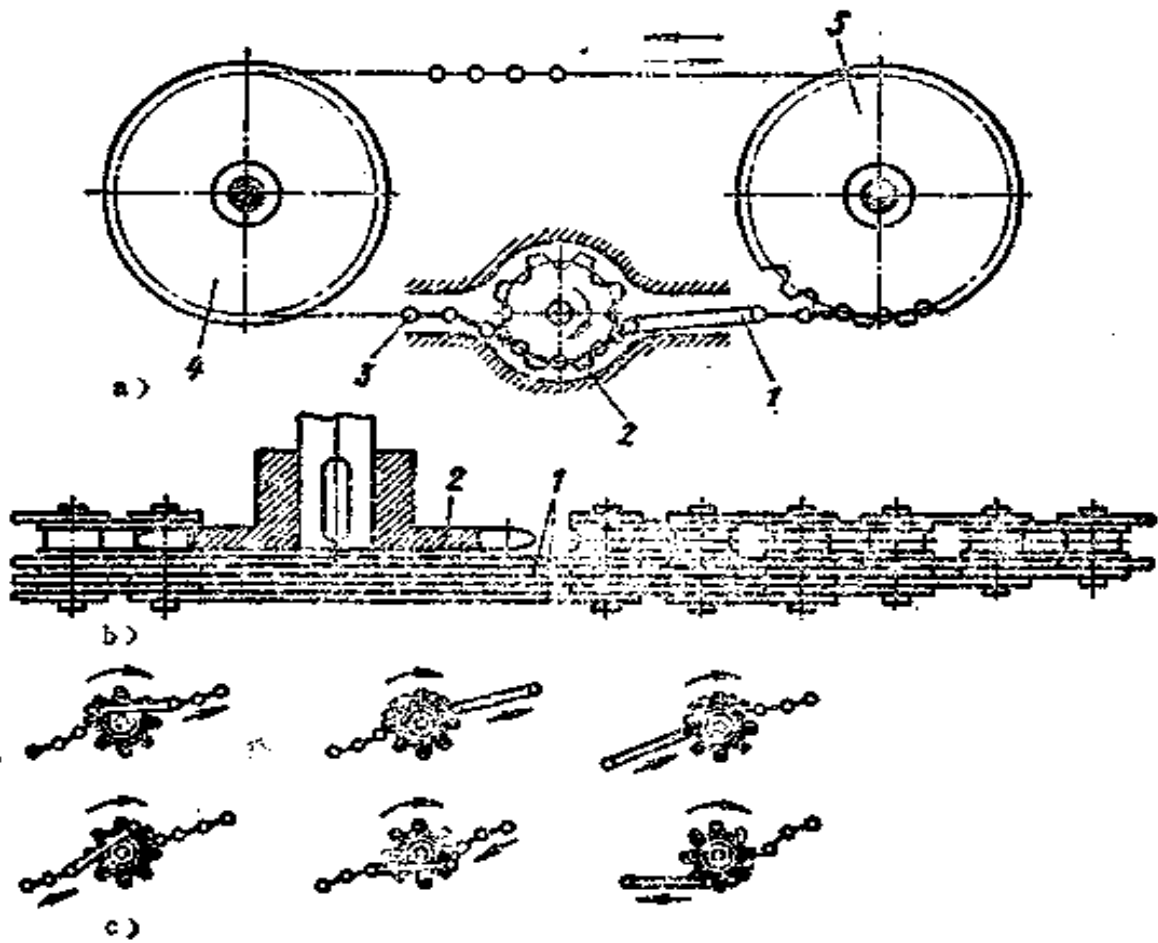


图 9.68

图9.69 两根轴在相反方向同步转动的机构。

在主动轴 2 和从动轴 5 上均固定有曲柄，两轴布置在同一条轴线上，曲柄和摇杆 4 之间用铰链 1 连接。摇杆 4 用球销副和支杆 3 \ominus 相连，而它的两臂可在铰链 1 的球的孔中自由地滑动。

该机构中，轴 5 和 2 的轴线能按某一角度布置（例如成 90° 角），这时摇杆 4 的两臂应按同样的角布置。

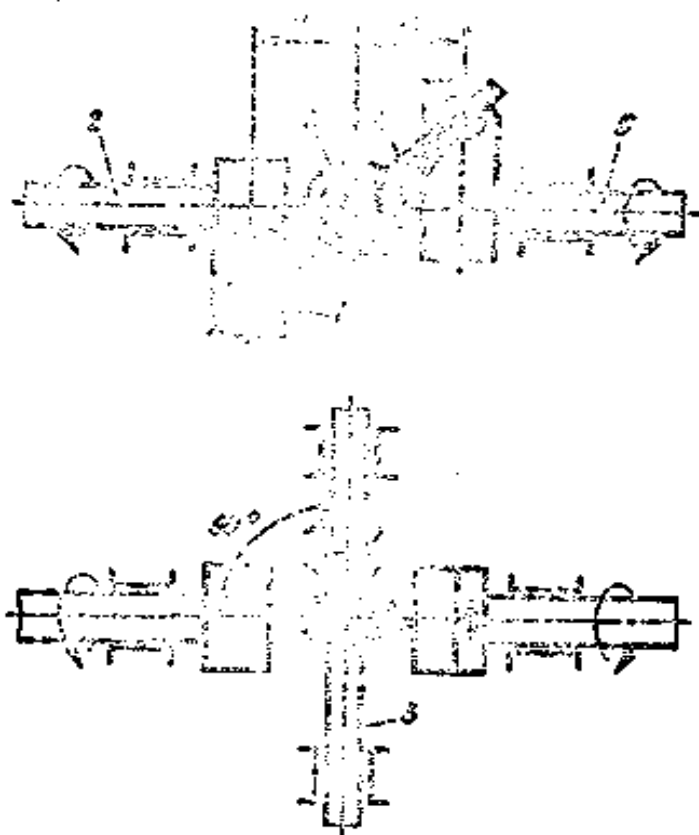


图 9.69

图9.70 由圆柱齿轮组成的名为挂轮架的齿轮换向机构。扳动挂轮架的手柄 3 时，轴 2 的转动方向被改变。在手柄的中间位置上，主动轴 1 和从动轴 2 脱离。

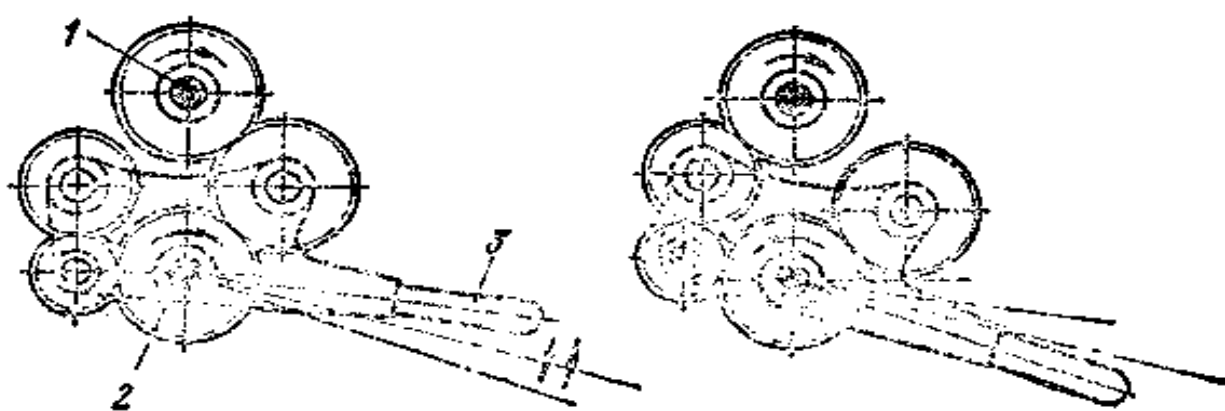


图 9.70

\ominus 支杆和轴 2 的轴线成 90° 角，轴 2 的转动轴移动。

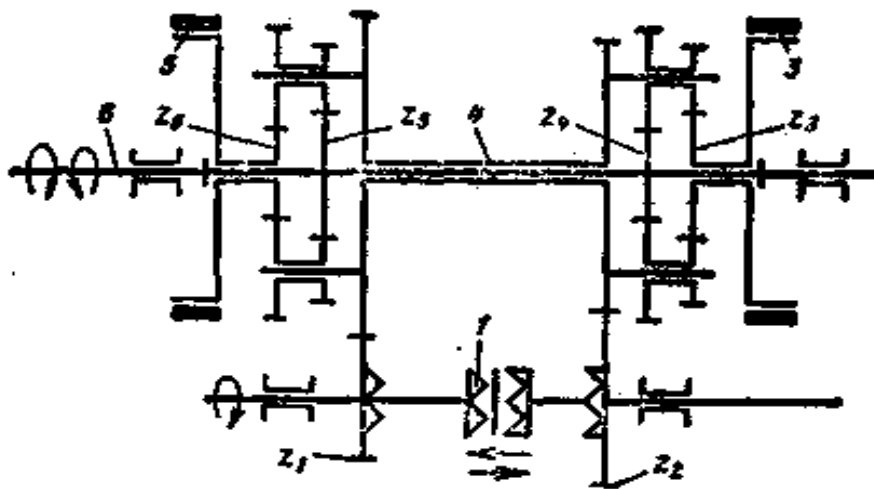


图 9.71

图9.71 由两个轮流工作的行星传动组成的牛头刨床换向机构。来自发动机的运动，利用齿轮 z_1 和 z_2 传给双联齿轮 4，两个行星传动的行星轮支承在 4 上。双联齿轮的转速依离合器 1 的位置而有不同。行星传动布置在双联齿轮的两侧，两个行星传动的中心轮 z_1 和 z_2 紧固在要换向的从动轴 6 上。齿轮 z_3 和 z_4 轮流地用制动器 3 和 5 制动。由此，从动轴可得到具有不同速度的正行程或反行程。

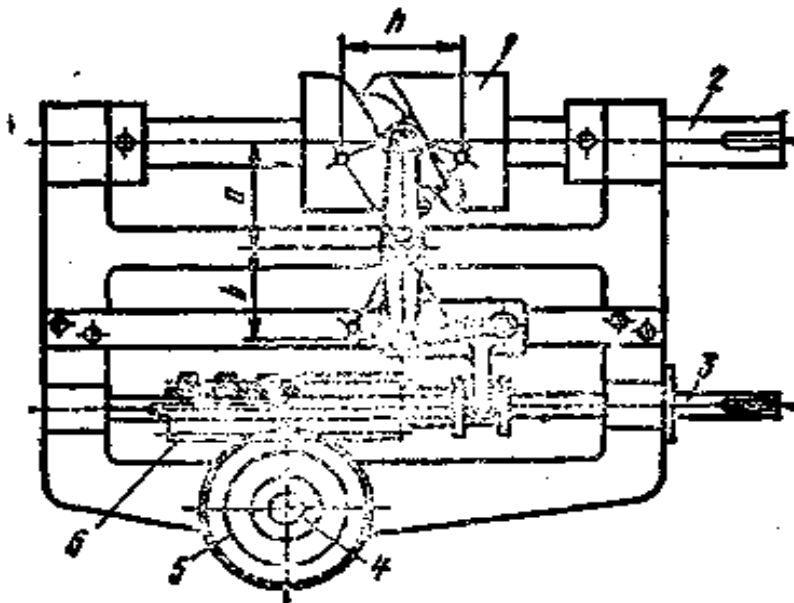


图 9.72

图9.72 换向机构。

方案 I 主动轴 2 借助于凸轮 1 给蜗杆 6 传递往

和蜗轮 5 传给蜗杆的转动合成。蜗杆副不应自锁。

方案 II 主动轴 3 把运动传给轴 4, 传动比 $u = z_4/z_5$ 。转动凸轮的轴 2, 使蜗杆 6 沿轴 3 的轴线移动, 以改变轮 5 的角速度。如果凸轮的行程用 h 表示, 则主动轴转一周, 蜗杆的直线行程 h_1 能按下式求得

$$h_1 = h \frac{a}{b}$$

轮 5 的附加转角

$$\alpha^* = \pm \left(\frac{2\pi h a}{b z_5 t_p} \right) \text{ (弧度) 或 } \alpha = \frac{360 a h}{b z_5 t_p} \text{ (度)}$$

轮 5 的附加平均角速度

$$\omega_5 = \pm \frac{2\alpha}{T} = \frac{n}{30} \frac{2\pi h a}{b z_5 t_p}$$

式中 n —— 轴 3 的转速;

z_5 —— 蜗轮齿数;

t_p —— 蜗杆 6 的轴向周节;

$0.5T$ —— 蜗杆向前或往后移动的时间。

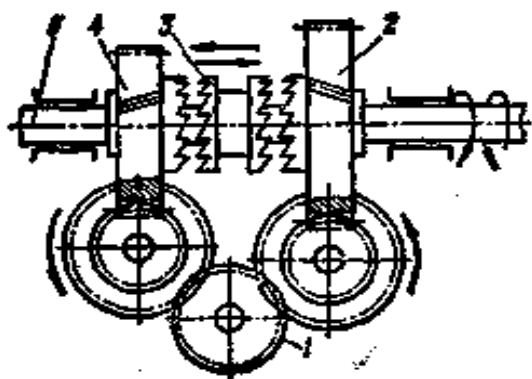


图 9.73

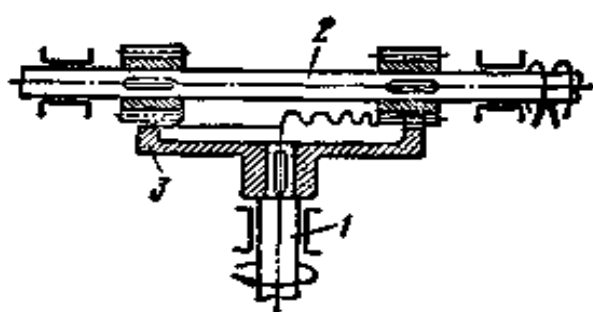


图 9.74

图 9.73 具有螺旋齿轮的换向传动。主动齿轮 1 借助齿轮传动把运动传给螺旋齿轮副的轮 2 和轮 4。轮 2 和轮 4 在轴 5 上以不同的方向自由地转动。离合器 3 和轴 5 用导向键连接, 移动离合器 3 以改变轴的转向。

图 9.74 改变从动轴 2 的转向而无停歇的机构。该机构适用

于传递不大的扭矩。固定在主动轴 1 上的端面齿轮 3 在半个圆周上有齿。

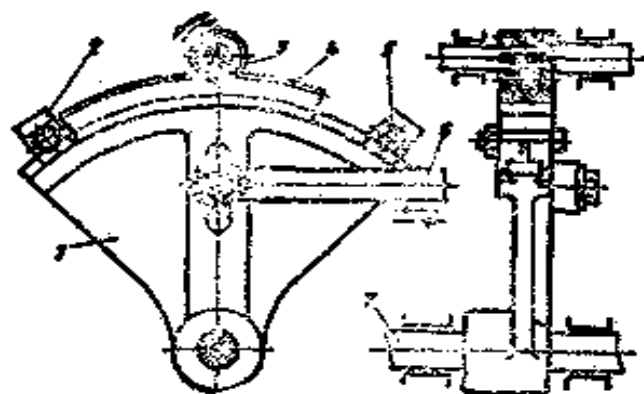


图 9.75

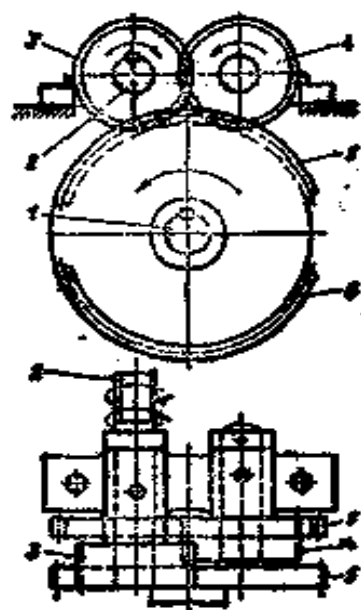


图 9.76

图9.75 在每一个换向位置上有停歇，且停歇时间可调整的换向机构。曲柄连杆机构的连杆 6（图上未画出曲柄）使固定在轴 7 上的摇杆 1 作摆动运动。

在摇杆 1 的轮圈上有燕尾形的突出部分与扇形齿环 4 配合，用挡块 2 和 5 限制齿环相对于轮圈的移动。

摇杆 1 由连杆 6 带动作摆动运动时，在齿环由相应的挡块带动前，轮 3 是不动的。变动挡块的位置，以调整在极限位置的停歇时间。

图9.76 蜗杆的旋转运动换向无停歇的机构。在轴 1 上的不完全齿轮 5 和 6 周期性地与轮 3 和轮 4 啮合。轮 3 固定在螺杆 2 上。两个齿环的齿这样布置，以便使一个扇形齿轮（不完全齿轮）的啮合齿退出啮合时，另一个扇形齿轮的齿进入啮合。由于有逆行的运动质量而产生的刚性冲击，故在机构中会有很大的动载荷。

图9.77 螺杆换向的装置。螺杆 4 的换向用改变盘 2 的位置来实现。盘 2 在右边极限位置时，经摩擦轮 3 带动螺杆转动；在

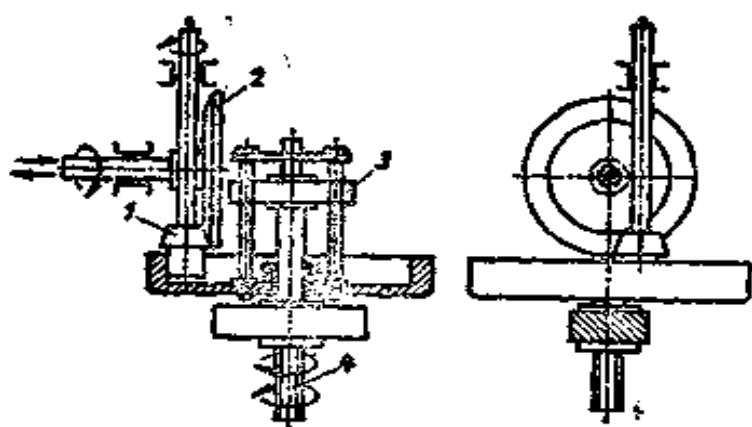


图 9.77

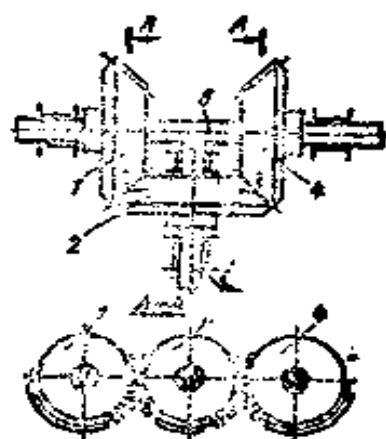


图 9.78

左极限位置时，经摩擦轮 1 带动螺杆转动。

图9.78 低速、重载传动的换向机构。改变扇形齿轮的齿数能调整正行程終了时的停歇时间。在轮 1 和轮 4 齿圈上的首齿和末齿被削低或增高，以保证接入和啮合的正确性（3 和 5 分别是主动和从动轴；2 是主动轮）。

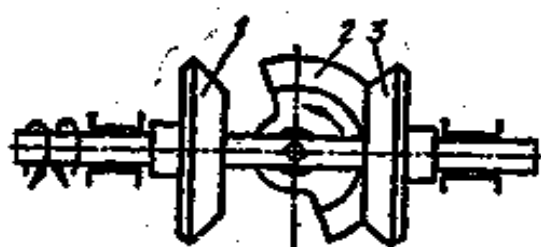


图 9.79

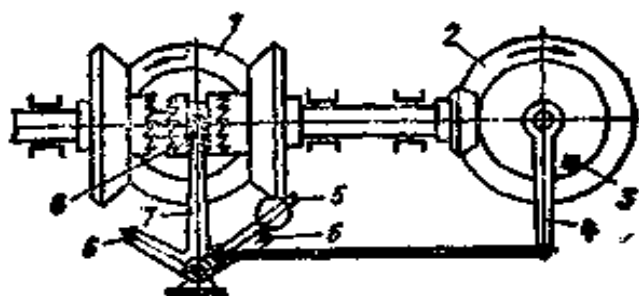


图 9.80

图9.79 换向机构。主动扇形锥齿轮 2 经固装在从动轴上的锥齿轮 1 和 3 使从动轴忽左忽右地转动。

图9.80 正反行程自动换向的机构。带有重锤的杠杆 5 被挡块 6 挡住，挡块 6 固定在换向机构的叉子 7 上，从动齿轮 2 向一个方向转动直到销钉 3 推动杠杆 4，并借助下落的杠杆 5 使离合器换向时为止。主动轮 1 向一个方向连续地转动，与其啮合并滑套在轴上的两个轮子则以不同的方向转动。离合器 8 用导向键固定在轴上。

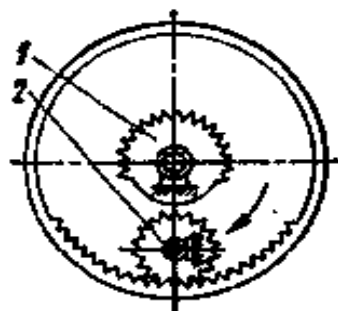


图 9.81

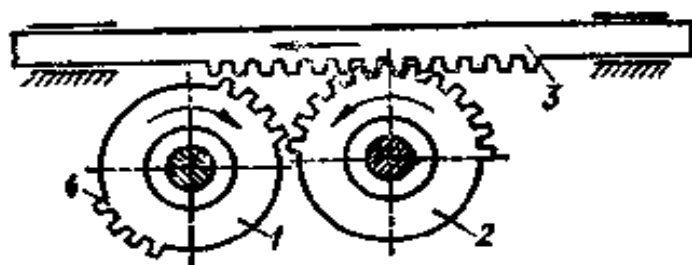


图 9.82

图9.81 正反行程具有不同速度的换向机构。主动鼓轮1带动从动轮2。主动轮1具有不完全齿数的内啮合和外啮合齿圈。如内啮合齿圈的齿工作，则轮2以较大的速度和主动轴同向转动。外啮合齿圈和从动轮啮合时，轮2变为反向转动，且转动角速度较小。

图9.82 齿条传动的换向机构。轮1和2均为不完全齿轮，主动轮1以顺时针转动时，借助于齿轮2使齿条3向左移动，然后齿条3被轮1的齿4接住，使齿条向右移动。改变轮1的齿数可调整正行程终点位置的停歇时间。

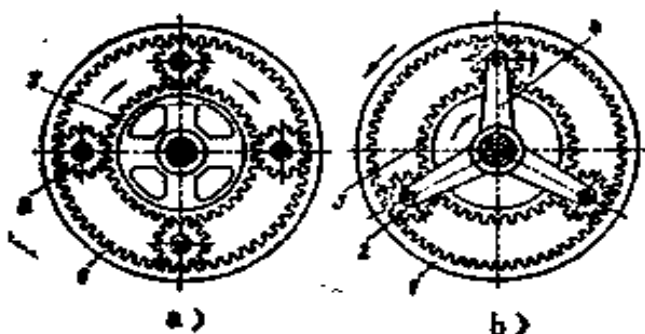


图 9.83

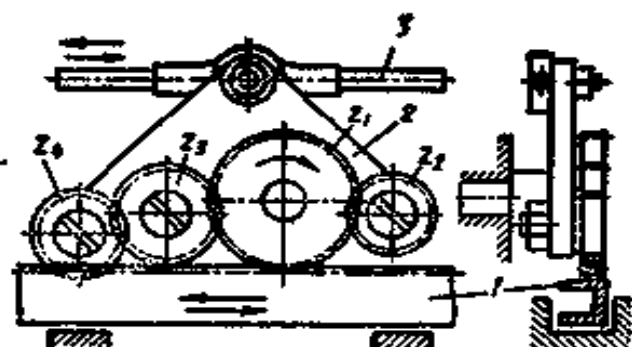


图 9.84

图9.83 为运动换向的行星传动。具有中心轮3的行星反向机构中，轮3固定在主动轴上（图9.83 a和b），行星轮2在转臂4的轴上自由转动（图9.83 a上未画出转臂），主动轴借行星轮2传动内齿轮1。轮1被制动时，转臂是从动构件，它和轮3同向转动；而在转臂被制动时，轮1是从动构件，它和轮3反向转动。

图9.84 齿条的换向机构。齿轮 z_1 , z_2 , z_3 和 z_4 安装在支架 2 上。利用拉杆 3 使支架相对于主动齿轮 z_1 的轴线转动, 借齿轮 z_2 或 z_4 传动齿条 1, 因 z_2 和 z_4 的转向不同, 故齿条的运动方向与支架的位置有关。机构用在记录仪器中。

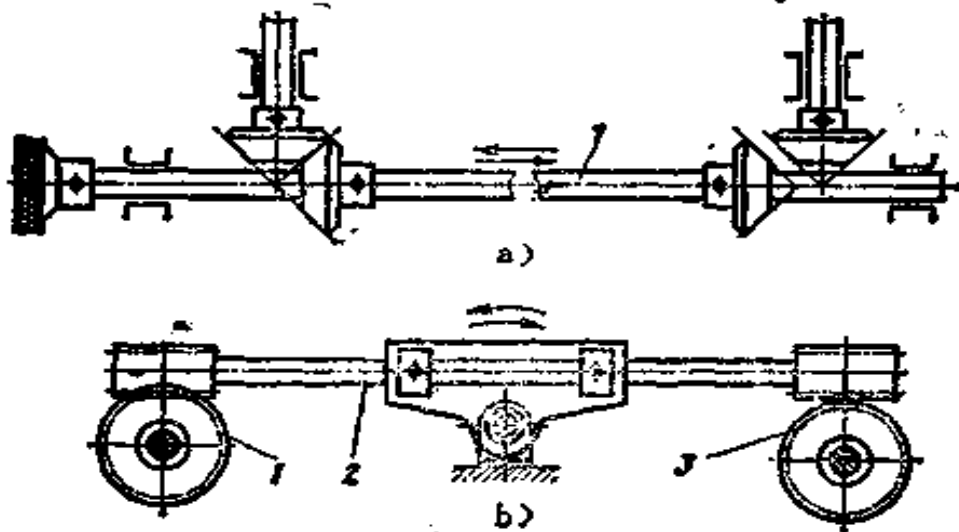


图 9.85

图9.85 用在打字机中的换向机构。在图 9.85 a 的简图中, 纵向移动轴 1 时进行换向; 在图 9.85, b 的简图中, 当轴 2 转到和轮 3 或 1 啮合时进行换向。无论用手动或自动都可进行换向。

图9.86 主动轴每经过 8 转, 从动轴运动换向的机构。

双面牙嵌离合器 9 交替地使轴 12 上的齿轮 7 和 11 转动。根据离合器 9 位置的不同, 带有齿轮 13 的从动轴 1 改变转动方向。牙嵌离合器 9 (换向装置) 的换向是用杠杆 2 自动地实现的, 杠杆 2 的极限位置则用掣子 6 和 6' 来确定。指销 8 和 10 压到相应的掣子的凸起部分上时, 使牙嵌离合器换向并停在工作位置上。

为了消除机构中的冲击, 将减震的悬臂片簧 15 预先设置在机构中, 片簧 15 固定在杠杆 2 上, 并作用到杠杆 4 的指销 3 上, 杠杆 4 和牙嵌离合器的拨杆 5 连接。

杠杆 4 相对于固定在机构壳体 14 上的轴 17 转动, 压簧 18 铰接到杠杆 4 上。固定弹簧 18 的铰链 16 和 19 这样布置, 以使杠

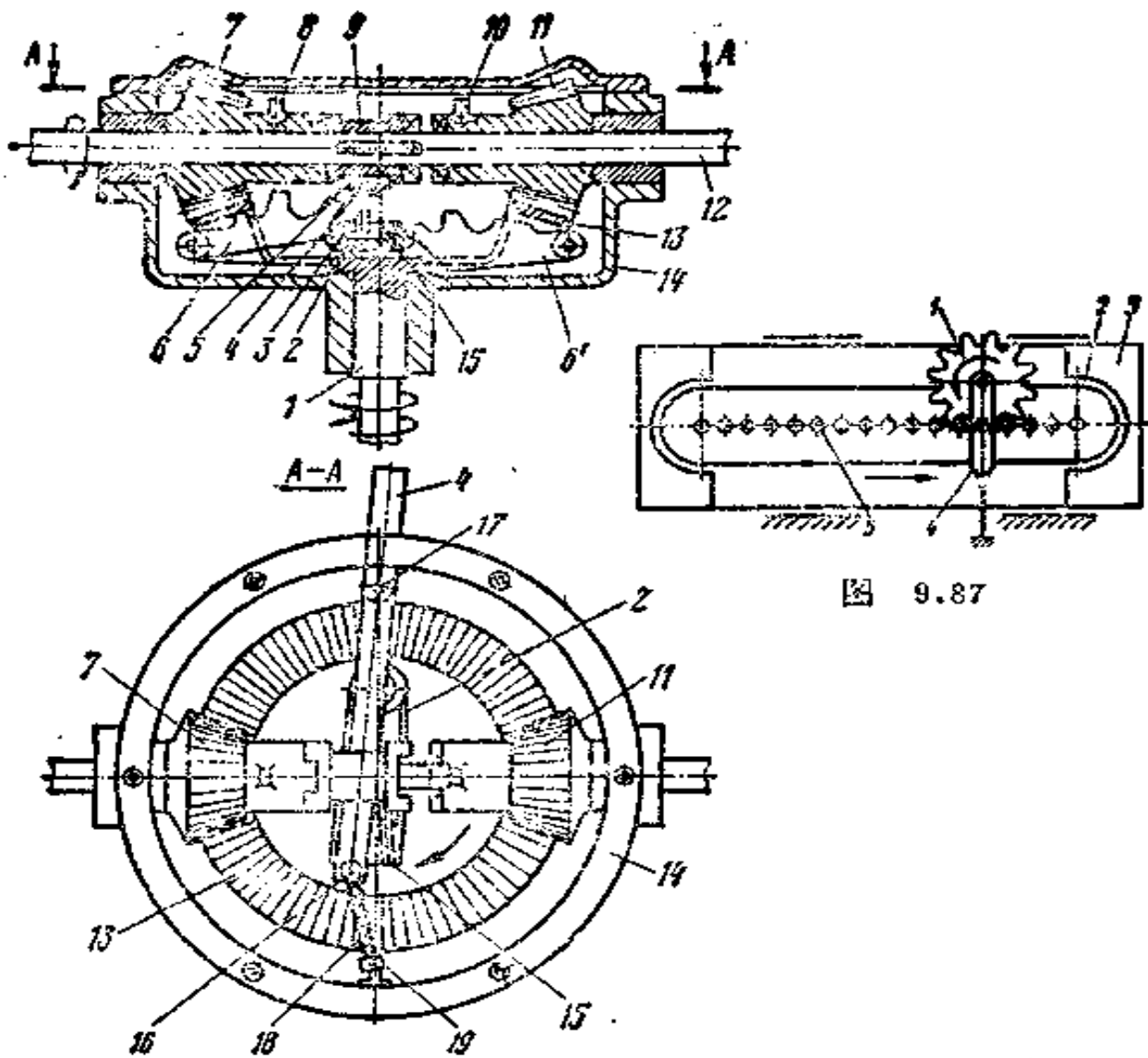


图 9.86

杆 4 被弹簧撑住在相对于轴线的某一极限位置上。如果齿轮 13 有 128 个齿，而齿轮 7 和 11 为 16 个齿，则主动轴每经过 8 转，机构便换向一次。机构用于洗涤机等机器。

图 9.87 针齿条的换向机构。该机构中，当齿轮 1 以自己的轴沿框架 3 的曲线槽 2 滚转并环绕具有针齿 5 的齿条绕行时，改变齿条的运动方向。固定导杆 4 是轮 1 的导轨。

图 9.88 旋转运动转变为直线往复运动的机构。齿轮 3 装在自由摆动的摇杆 4 上，用链传动 5 给齿轮 3 传递单向连续转动。框架 2 上有环槽，轮轴的轴颈 6 在这槽中滑动。在框架的极限位

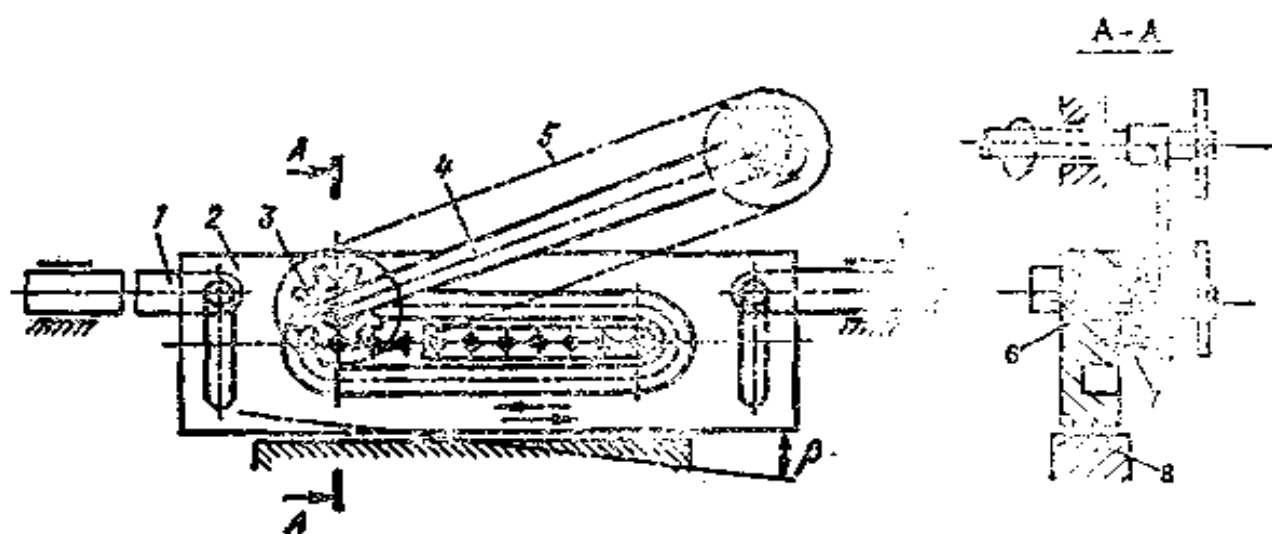


图 9.88

置上，轴颈 6 沿具有针齿 7 的齿条绕行，并改变它的运动方向。改变框架导轨 8 的倾角 β 时，可调整从动杆 1 的极限位置。

图9.89 针齿啮合的换向机构。主动轮 1 使圆盘 2 转动，盘 2 上有围绕轴线 O_2 的针齿及曲线槽 4。主动轮的轴在小曲率半径的槽中滚转的同时，轴又在固定导杆 3 的槽中移动，并占有极限位置 O_1 和 O_1' 。

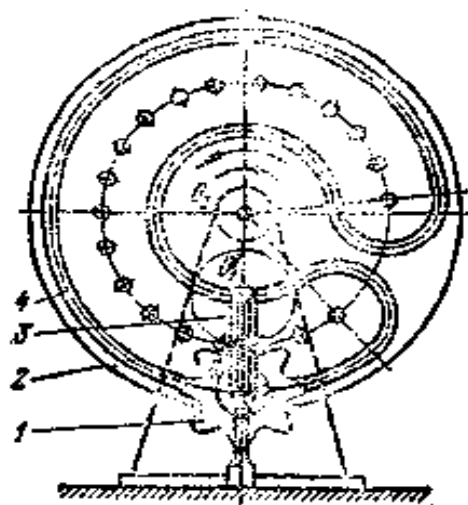


图 9.89

图9.90 针齿啮合的换向机构。齿轮 1 固定在该机构(图9.90 a)的轴 2 上，齿轮 1 和针轮 4 啮合，针轮 4 固装在从动轴 3 上。

用挠性轴或以虎克铰链连接的中间轴把转动传给轴 2，所以在轴 2 和导轨 5 相遇时（导轨固定在轮 4 上），轮 1 的轮毂在导杆 6 的槽中移动到相反的一面，并改变轮 4 的转向。图 9.90 b) 上画出了针齿按椭圆圆弧布置的机构简图，它保证从动轴非匀速转动。图 9.90 c) 上给出了换向机构的简图，在这机构中以变速度转动的从动轴转过的角度大于 360° 。

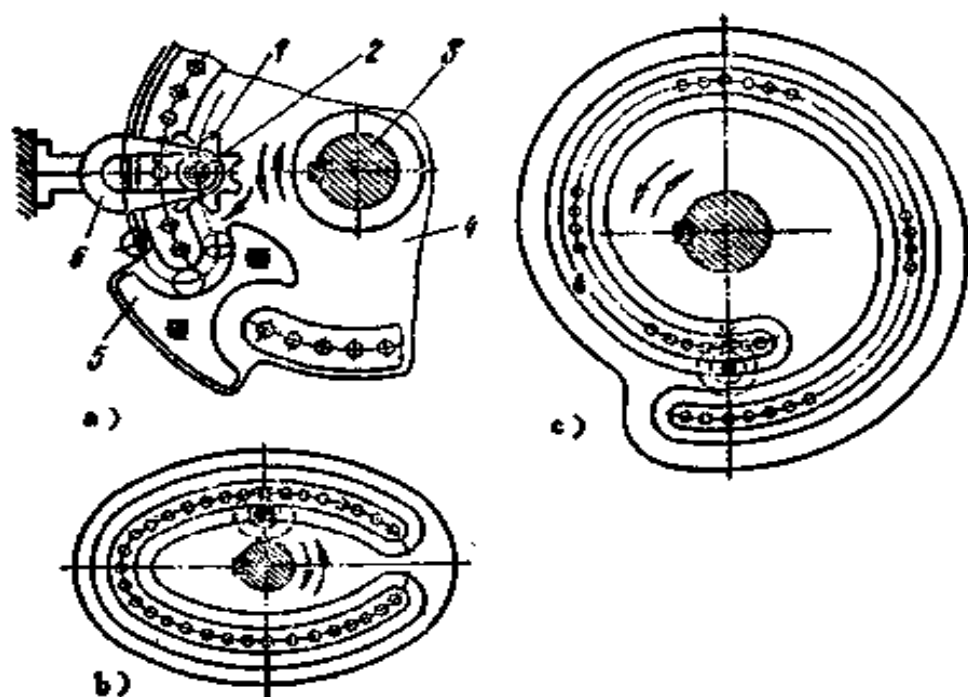


图 9.90

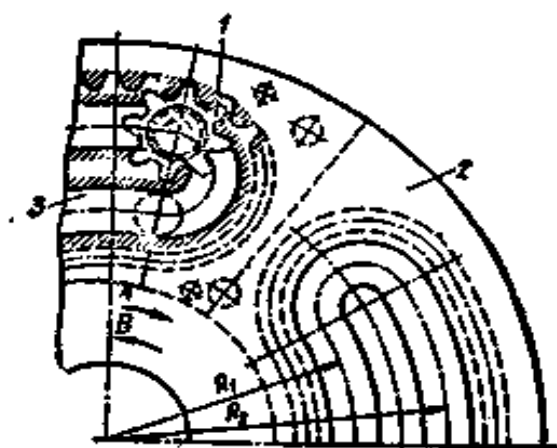


图 9.91

图9.91 从动轴在不同方向转动时，具有不同速度的换向机构。该机构中，轮2上的齿沿整个齿板布置，并和轮1相啮合。

轮1的轴颈用槽3导向，并保证轮1和轮2保持啮合。

根据半径 R_1 和 R_2 的不同，轮2按A向转动的速度较按B向转动的速度为快。

自动开关机构

图9.92 用下降的重物快速断开离合器的机构。图a、b分别表示离合器接通和分离的情况。当机器的从动构件（滑块）达到规定的位置时，杠杆2被转动，以便放开具有重物的杠杆1，使离合器断开（3—限位器）。

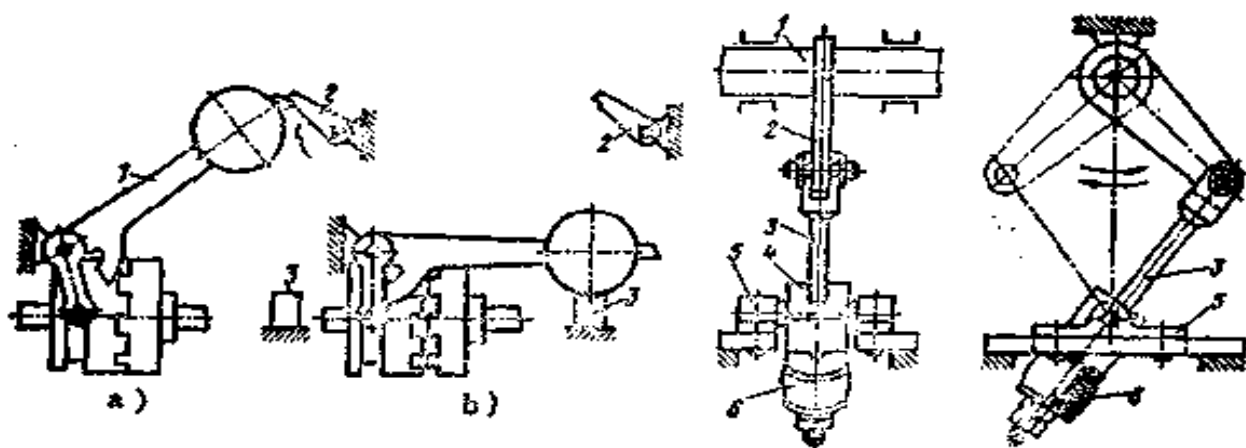


图 9.92

图 9.93

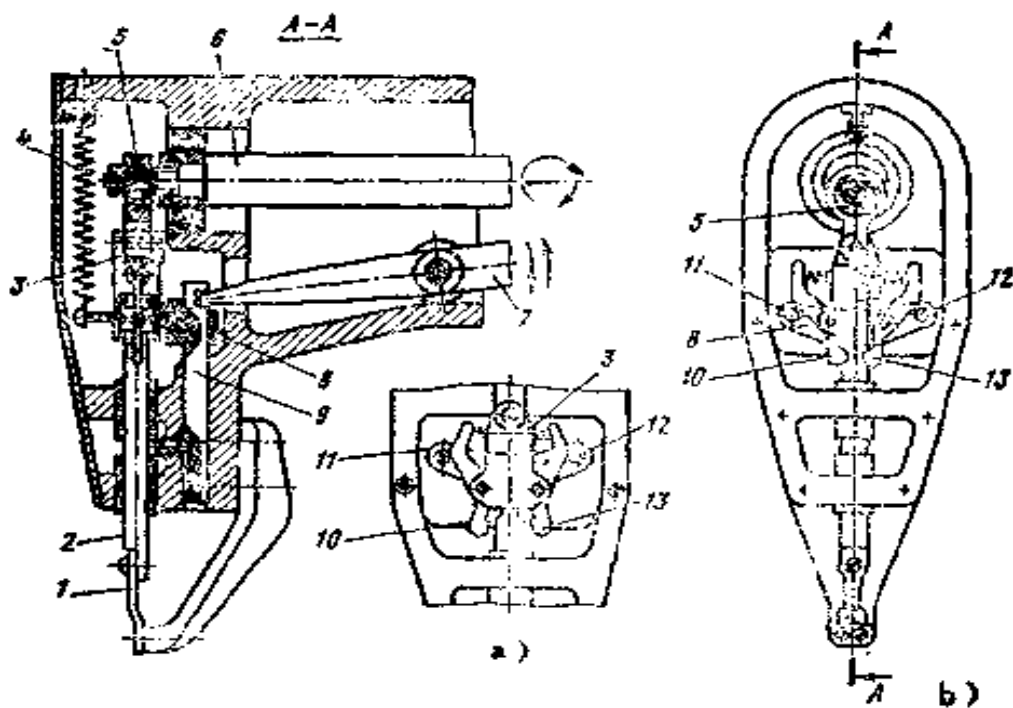


图 9.91

图9.93 调整摆动轴停顿时刻的装置。曲柄2和可调整的轴1固定在一起，并带动具有导杆4的导杆机构。滑杆3的末端装有可调整的橡胶缓冲器6。移动缓冲器6或轴承5能调整轴1的停顿时刻和摆动角度。

图9.94 将滑块快速停止在上面位置的机构。由电动机带动的驱动轴6经偏心轮5给十字头（滑块）3和铰接在它上面的夹子（握紧器）13和10，以及支承上刀片1的滑块2传递快速往复运动。如果按下被弹簧加压的踏板7，则柱杆9向上移动，并由支承销钉11和12的可调整的座板8给夹钳13和10的上端以作用力（图9.94a）。此时，带有刀片1的滑块2被放开，并被弹簧4带到上面的位置。踏板7松开以后，座板8向下降落，随着偏心盘5的继续转动，夹钳13和10在弹簧作用下重又进入滑块的凹槽，而使机构接通。

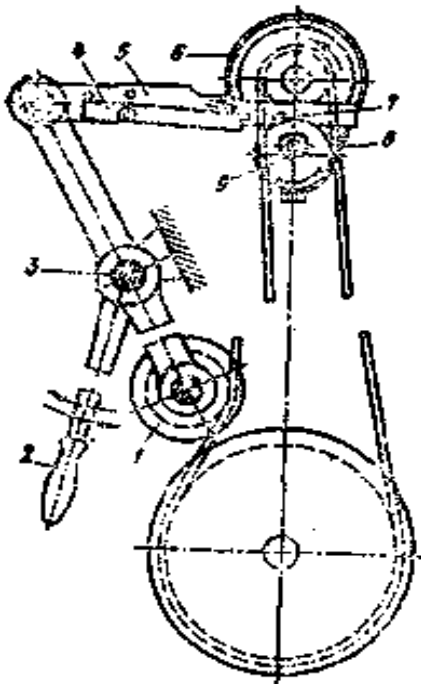


图 9.95

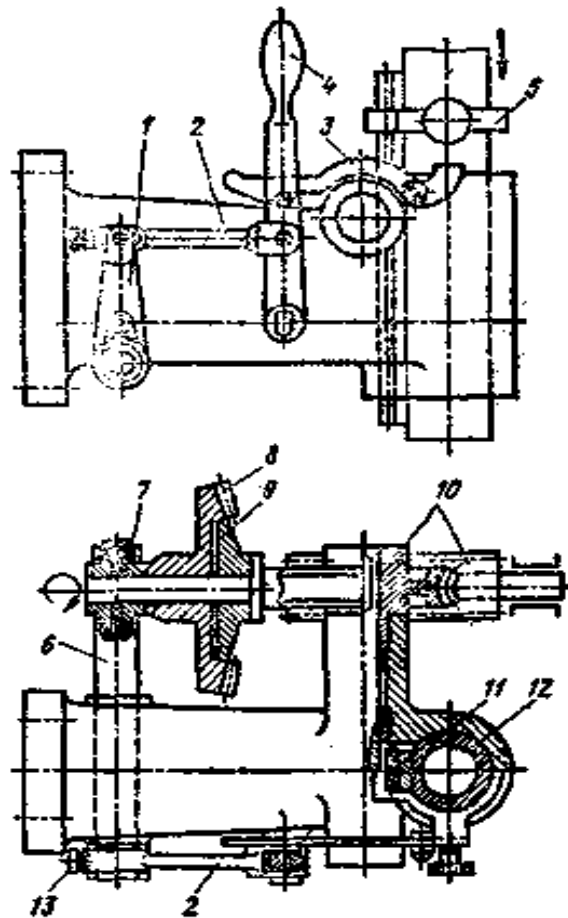


图 9.96

图9.95 快速作用的停止设备。转动装在轴3上的手柄2使张紧轮1左移，此时皮带中张力减小，装在杠杆5上的挡爪4靠在偏心轮9的销钉7上，使轮9转动并拉紧制动带8以制动圆盘6直到它停止转动。手柄2放在原始位置上时，制动带的张力减小，而皮带传动中皮带的张力则增加，因此为传递运动建立了正常的条件。

图9.96 钻床主轴送进的自动断开机构。用摩擦轮9-8、带有齿轮的蜗杆传动10和机床主轴上的齿条11，实现主轴12的进给运动。当装在所需高度的环5经过挡爪3作用到杠杆1、2、4、轴6和套筒7上时，摩擦轮8、9便断开，进给运动从而终止。摩擦盘磨损的补偿用调整螺杆13来实现。

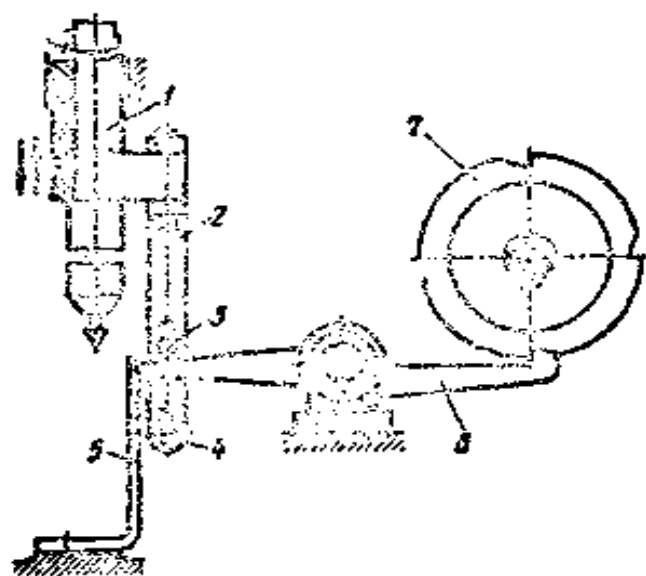


图 9.97

图9.97 钻床主轴送进的自动断开机构。平板条2固定在主轴1上，当主轴1向下运动时，可调节的断开挡块3作用到掣子6的尾部（这时掣子推动弹簧5），钩住离合器的棘轮环7并使机床运动停止。用挡块4使掣子退出并使离合器接合。图上画出了机床主轴的进给断开以后构件所处的位置。

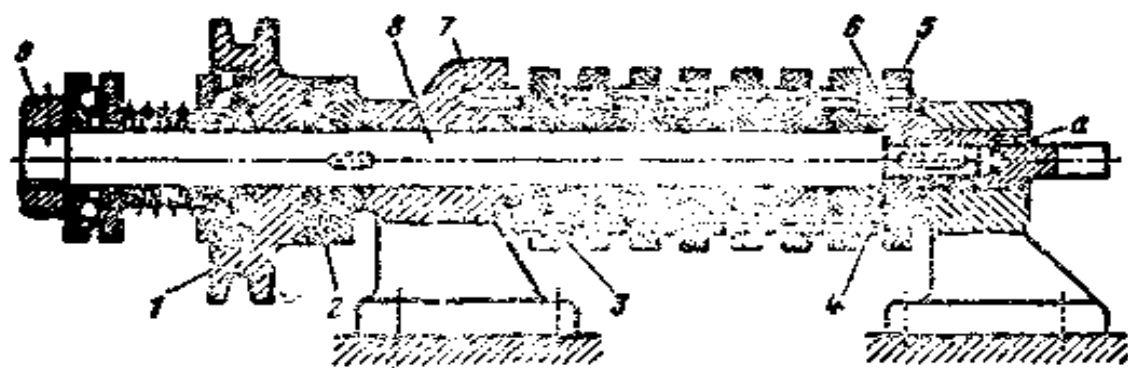


图 9.98

图9.98 弹簧卷绕机在转过规定的转数以后精确停止的机构。轴8由带轮1通过摩擦离合器2得到运动，并将它传给圆盘5，圆盘5上设有嵌入弹簧丝末端用的孔 α 。圆盘5上的销钉6作用到连接在左边圆盘上的销钉4上，依次类推，直到销钉3碰到销钉7为止，全套圆盘刹住，并使轴8停住，这时卷绕停止。然后，使机构作反向运动，取下由金属丝绕成的弹簧。摩擦离合器的调整用螺母9来实现。

第10章 实现数学运算的机构 和仪器机构

在作各种运算和几何作图时，计算机构得到广泛的应用。这些机构用于对间断或连续输入的数值作加（减）法、乘（除）法、乘方、开方、按给定的自变量计算指数函数。同样，这些机构亦可用于按给定的自变量解三角函数或按给定函数解出自变量，以及分解周期函数为傅里叶级数等等。几个简单的机构可以组成能进行复杂数学运算的更复杂的组合机构。例如，对微分方程求积的仪器就是将积分仪、加法机构、乘法机构和其他机构以一定的方式结合起来的。

下面列举在实际中应用的一些仪器。

搬运器 用来把图形从平面中的一处转移到另一处的机构，通常由两个平行四边形组成，并且有两个自由度，它在绘图仪中得到广泛应用。

仿图器 用来按比例改变图形（相似改变），改变后的图形相对于原图形可转过一个角度或不转。它用于玻璃工业、雕刻行业以及其它部门中。

绘制曲线的机构 椭圆规，抛物线规，双曲线规、圆锥曲线规（用于绘制圆锥截面曲线的工具）、渐开线量规等。

曲线包络的机构和它们结果的重演 这类机构是根据点和正切坐标中曲线方程之间的联系，为某些特殊情况而综合的。

用它们的切线来包络曲线的机构，用于自动机零件、仪器和计算解题装置中作画线和制图的工作。

变换器 用于将一条曲线按任意给定的规律，转换成另一条曲线。机构应该具有两个自由度，以使一点被迫绕行曲线时，各构件上一些确定的点描绘出完全确定的轨迹。

转化器 转化器是使各点重演这样的相应性的机构：即机构



面里，圆盘 4 将运动传给推杆 3 及指示杆 2，指示杆则绕滚筒 1 的轴线摆动。

图 8.40 研磨球形接触面的气门座时补偿轴线偏移的机构。杠杆 11 通过拉杆与踏板连接，藉助于杠杆 11 将气门 4 固定在弹簧夹头中。皮带轮 1 固结在该装置的主轴上，使气门以 1500 转/分的转速转动。气门座 5 固定在圆盘的六角沉孔座中，而圆盘则与套筒 6 固结。套筒 6 的球面 7 装在该装置的横板 9 中，使这个球体的几何中心与气门座球面的中心重合，而球面 3 装在皮带轮 2 右面的沉切孔中。两根转动轴几何轴线的偏移用两对耦合的球面实现补偿。带套筒 6 的皮带轮 2 以 100 转/分转速转动。研磨时用弹簧 10 来保证气门对气门座所需的压紧力。弹簧 8 补偿耦合球面的磨损，并在弹簧 10 脱开时将横板 9 移到起始位置。

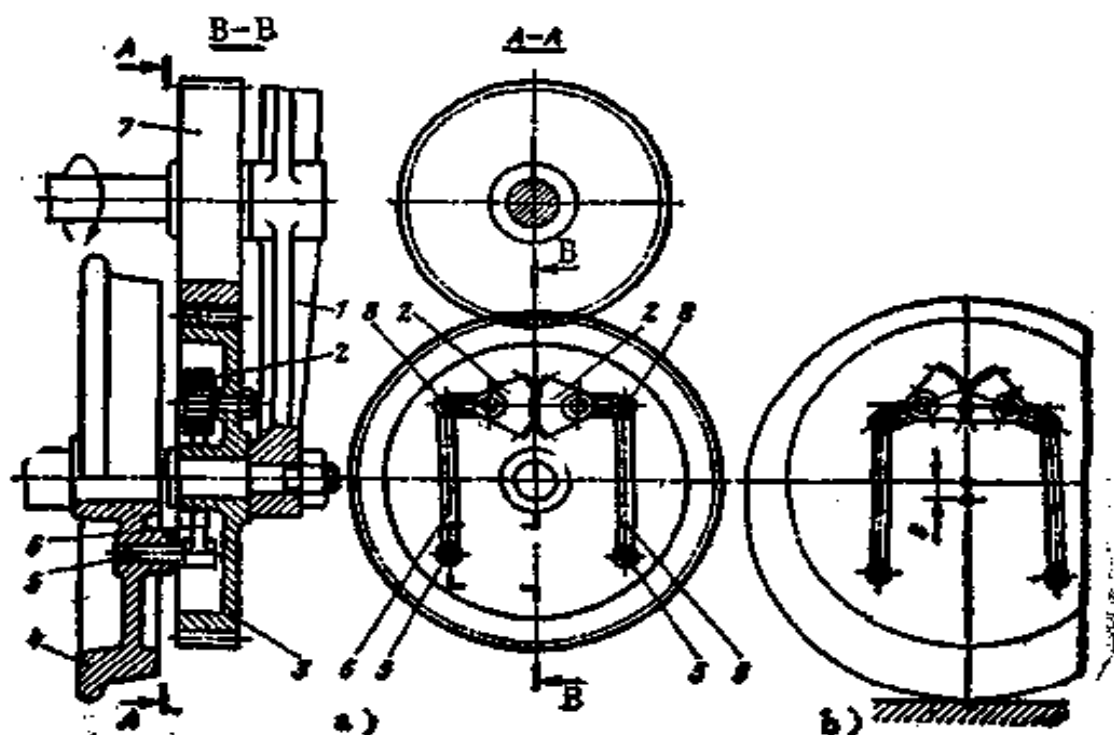


图 8.41

图 8.41 牵引机车上由发动机向车轮传递运动的补偿机构。发动机通过齿轮 7、3 将运动传给车轮 4 时（图 8.41 a），由于弹簧挠曲使车箱前后摇晃所引起的齿轮啮合正确性的破坏必须得到补偿。最后的一个主动齿轮 3 刚性地装在车架 1 上，3 上固定

由于摩擦轮乘法机构在从动构件位移和中间构件位移之间建立了完全确定的关系，由此可得到对数和指数函数的机构。

面积仪——测量面积的仪器。根据引导曲线的不同，面积仪分为：引导曲线为圆的极点式面积仪和引导曲线为直线的直线型面积仪。用面积仪（图10.1）测量面积的原理如下所述。

长为 l 的杆 AB ，在它的延长线上离 B 点距离为 a 处装一滚轮 R （图 10.1 a），当点 A 沿被测面积轮廓 C 绕行时，点 B 被迫留在引导曲线 C' 上，这时，直线 AB 扫过的面积除轮廓 C 以内的面积而外，还有一部分面积被 AB 两次扫过（正和负，即等于零）。因而，直线 AB 所扫过的面积等于轮廓 C 的面积。

单元面积 $AA'B'B = dF$ （图 10.1 b）

$$dF = l dS \sin \alpha + \frac{l^2 d\varphi}{2}$$

滚轮 R 记录的单元路径（图 10.1 c）

$$dS \sin \alpha = d\sigma \sin \alpha' + a d\varphi = r df + a d\varphi$$

所以

$$dF = lr df + \left(al + \frac{l^2}{2} \right) d\varphi$$

如果绕行开始时的初始值为 f_0 和 φ_0 ，则沿图形绕行完毕后，滚轮上得到数值 f_1 ，此时直线 AB 仍回到起始位置，所以

$$F = lr(f_1 - f_0)$$

如果轮廓 C 包围引导曲线 C' （图 10.1 d），则 AB 的转角等于 2π ，这时在两轮廓之间的面积为

$$F = lr(f_1 - f_0) + \left(al + \frac{l^2}{2} \right) 2\pi$$

最后得到

$$F_c = F_{c'} + lr(f_1 - f_0) + \left(al + \frac{l^2}{2} \right) 2\pi$$

式中 $F_{c'}$ ——引导曲线所围的面积。

三角函数机构 可得到机构某点的位移与 $\sin \phi$ 、 $\cos \phi$ 、 ϕ 、 $\text{etc} \phi$ 或由它们组合的任何函数成正比。

谐波分析仪 可确定傅里叶级数的系数

$$A = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} f(x) \cos nx dx$$

$$B = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} f(x) \sin nx dx$$

研究周期性过程可应用这个仪器

图解积分仪 可按给定曲线作出其积分曲线的仪器。仪器的工作原理是建立在一种近似积分法的基础上的。如果积分函数

$F(x) = \int f(x) dx$ 得到增量 $\Delta F(x)$ (图10.2), 则

$$f(x) \approx \frac{dF(x)}{dx} \approx \operatorname{tg} \alpha \approx \frac{\Delta F(x)}{\Delta x}$$

也就是

$$\Delta F(x) = f(x) \Delta x = \Delta x \operatorname{tg} \alpha$$

如果取角 α 的余切线等于 1, 则 $f(x)$ 是角 α 的正切线。

为了得到积分曲线, 必须由曲线 $f(x)$ 横坐标轴上的点 1、2、3……向左截取等于单位长度的线段 a , 并将它的末端 $1''$ 和曲线 $f(x)$ 的相应纵坐标端点 $1'$ 连接起来, 这根连线将与曲线 $F(x)$ 上相应间隔 Δx 的中点处的

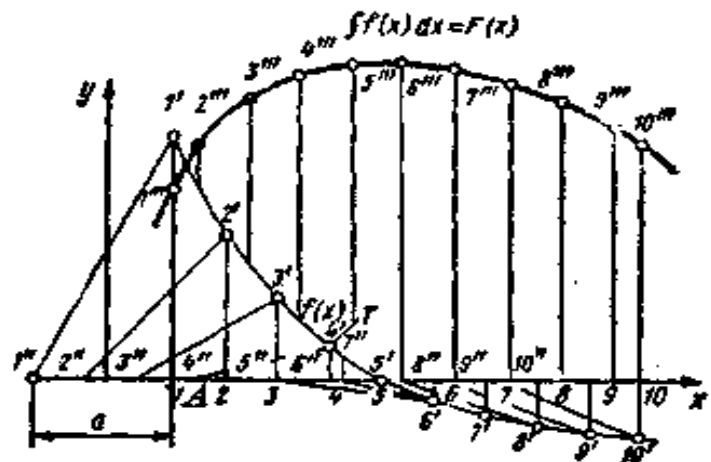


图 10.2

的切线平行。过积分曲线已知点 $1''$ 作平行于 $1''1'$ 的射线, 它和通过 1-2 的中点所作的垂线交于点 $2''$, 再过 $2''$ 作平行于射线 $2''2'$ 的直线和过 2-3 的中点所作的垂线交于 $3''$ 点, 依次类推, 可得到积分曲线上的一系列点。在余切线不变的情况下, 图解积分仪应能机械地重复作出平行于射线 $T A$ 的积分曲线的切线。

能对微分方程积分的机构 在这类机构中包含有大量复杂的机构，这些机构经过一定调整后，可解微分方程式或微分方程组。

为了对机器和设备的工作进行研究和检查，有一类可测量各种机械量的专门机构和装置，而这些机械量的变化规律就说明了机器的工作情况。这些机械量是力、力矩和压力（气体或液体），各构件的绝对或相对位移和构件的变形，构件或杆系在弹性振动时发生的位移，线速度和角速度，线加速度和角加速度。

显然，仪器的型式和构造与所需计量的是何种量（是常量还是变量）以及测量的范围有关。

在测量力的仪器中可利用杠杆系统的平衡条件来测量力，在这系统中用配重来和被测力平衡。此外，还可利用测量仪器的测量杆的变形来判断被测力的大小（弹簧测力计，液压测力计）。

在天平杠杆机构中，可以用固定力臂而改变配重（砝码）的方法来平衡，或者用配重不变而改变力臂（摆式天平）的方法来平衡。同样还可采用组合机构，即同时改变配重和力臂的大小。在用弹性测量杆测量力的仪器中，应当用任何一种办法算出与被测力的大小有关的变形。为此，采用杠杆机构，使这个机构从动杆的位移与测量杆的变形有关，因而也与被测力的大小有关。此外，目前在测量随时间而变的参数方面，广泛利用各种物理方法来计量弹性杆的变形。诸如基于电容、电阻的变化，基于光电效应、磁感应变化、压电效应的方法等等。在选择仪器型式的时候必须考虑到记录仪器应能准确地反映出被测的力或力矩。当被测的力或力矩是周期性变化时，其频率起码要小于仪器固有频率的 $1/10$ 的情况下，才能满足上述要求。如果测量脉冲作用力，那么作用力逐渐增加或降低的时间应大于仪器固有振动的周期 T 。如果这个条件不满足，那么仪器的读数将会因冲击效应而出现偏差。

从动构件的位移 q 和可变力的关系式

$$q = \frac{Q(t)}{c} - \frac{1}{k} \int_0^t Q'(\tau) \cos k(t - \tau) d\tau$$

式中 c —— 弹性杆的刚度；



$k = 2\pi/T$ ——仪器记录机构的圆频率。

如果积分等于零，仪器得到精确的读数。

把测量任何与速度有关的数值（如离心力、液体摩擦力、感应电动势等等），的原理作为测速仪的基础。

为测量平均速度，可应用基于闪频测速原理的光学仪器或测量一定时间间隔内构件位移的钟表机构。

在记录加速度的仪器（加速计）中常应用测量与加速度成正比的惯性力 $P_n = -ma$ 的原理，或借助微分装置得到速度导数的原理。在前一种情况中，能利用与测量力时同样的方法得出加速度，而在后一种情况下，则利用电测方法得到。在频率特性方面，加速度测量仪所提出的要求是和测力计一样的。

测量构件的位移可采用加法计算机构——记时器（精确的）；而测量小位移和变形则采用应变仪和应变记录仪。

测量振动可采用示振器、扭力应变记录仪和频率计。

在示振器中，仪器箱体和被测对象连接，并用弹簧跟惯性质量连接。仪器的自振周期比被测物体的振动周期大得多。在仪器壳体振动时，其中的惯性质量因惯性而力求保持静止。惯性质量和仪器箱体（与被测对象连接的）的相对位移用指示装置或打字装置记录下来。

近三、四十年来，实验技术迅速发展。首先是新的电测法代替了旧的非电测法。测量振动参数、研究冲击过程、无接触记录距离较远的被冲击对象的参数，建立连续检测和自动调节系统等方面的仪器和设备相继问世，并日趋完善。

绘制曲线的仪器

图10.3 双曲线规。给出焦点和顶点的位置。在其中的一个焦点 f 处，安装活动直尺 A 的轴，在另一焦点处固定一根丝线，丝线的另一端则固定在直尺上的 c 点处。用铅笔拉紧丝线，使丝线的 bc 部分紧贴在直尺上，转动直尺并使由焦点到铅笔尖的一段丝线保持拉紧状态，同时绘出曲线。这个作图法是以双曲线矢径 $r - r_1 =$

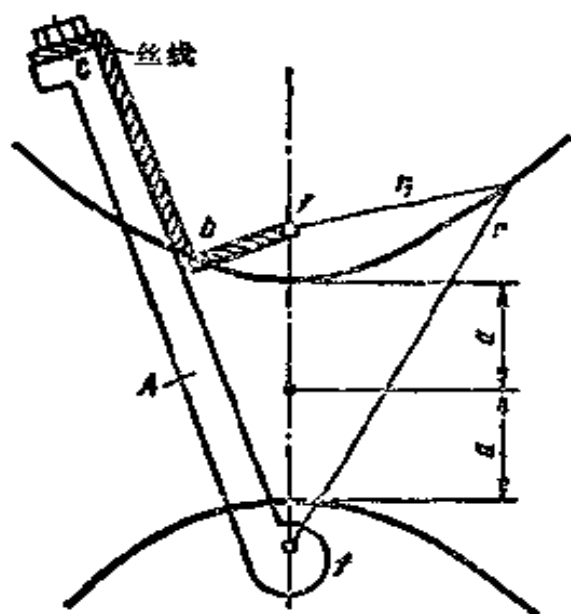


图 10.3

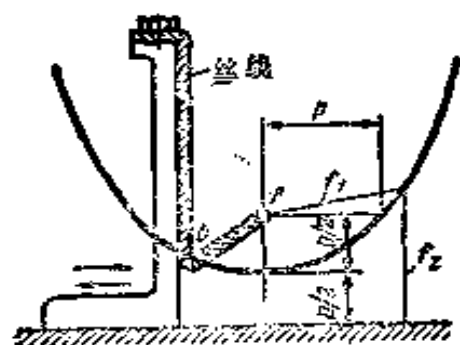


图 10.4

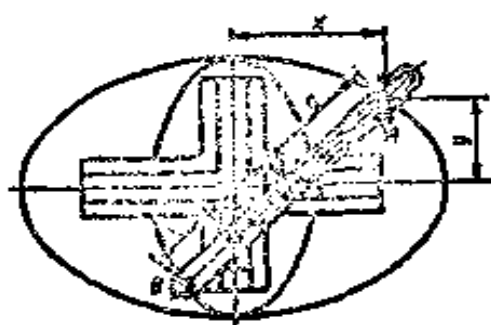


图 10.5

$2a = \text{常数}$ 的特性为基础的。另一支双曲线用类似的方法绘出。

图10.4 抛物线规。给出焦点 f 、顶点和准线 $P/2$ 。丝线的一端固定在抛物线的焦点上，而另一端则固定在可沿准线滑动的角尺上。把铅笔放在丝线的 b 点，并沿准线移动角尺，绘出抛物线。这种作图法是以抛物线 $f_1 = f_2$ 的特性为基础的。

图10.5 用卡当机构 (Механизм Кардана) 作椭圆规。点 A 画出的椭圆其长半轴在水平线上，

$$\frac{x^2}{(c+a)^2} + \frac{y^2}{a^2} = 1$$

点 B 画出的椭圆其长半轴在铅垂线上，

$$\frac{x^2}{b^2} + \frac{y^2}{(b+c)^2} = 1$$

式中 c —— 两滑块铰链间的距离。

图10.6 卡当机构。直线线段的点 A 和点 B 在直线导槽中滑动时，静瞬心线为卡当椭圆，而动瞬心线为发生圆。

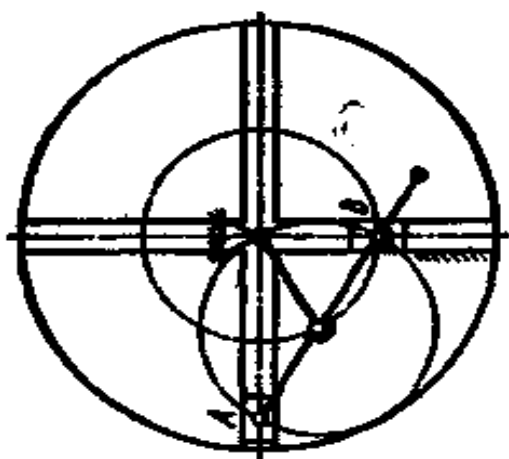


图 10.6

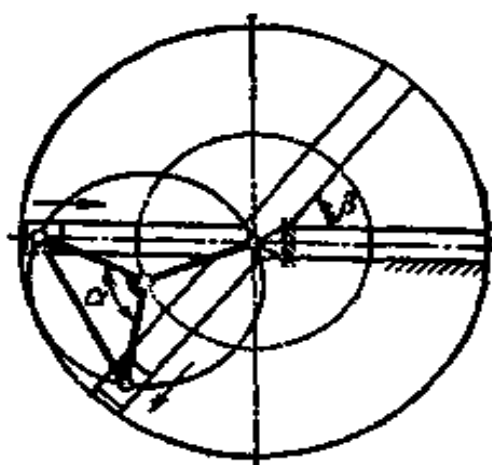


图 10.7

图10.7 卡当机构。两滑块的导槽不必像图 10.6 那样要求互相垂直。发生圆中心和滑块铰销中心连线间的夹角 α 等于导槽之间夹角 β 的两倍： $\alpha = 2\beta$

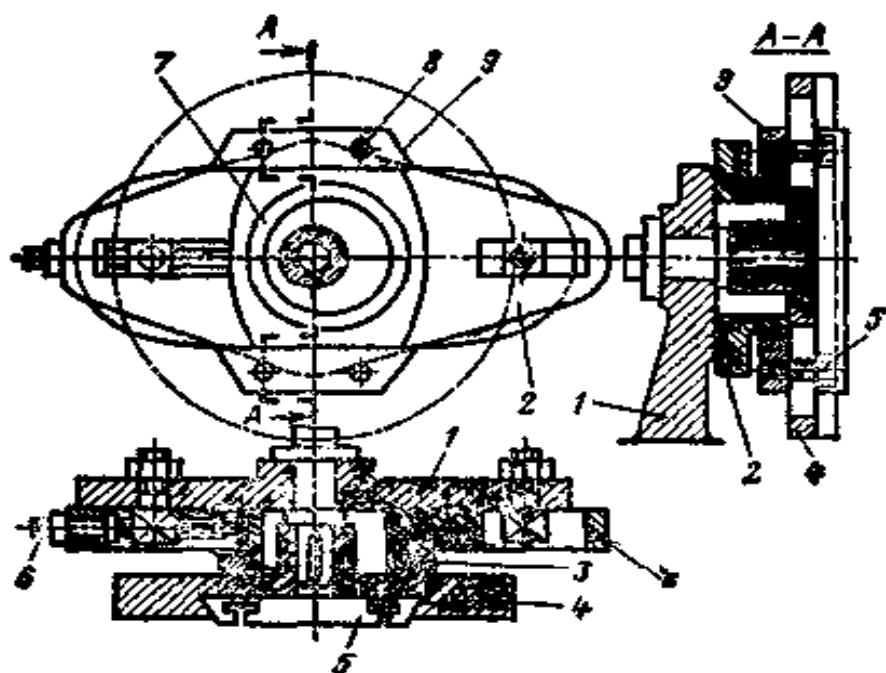


图 10.8

图10.8 车制椭圆的夹具。安装被加工零件的工作台 5 固定在由主轴带动的花盘 4 上，并能在花盘槽中滑动。用螺栓 8 将两块平板 9 固定在工作台上，作为转块 3 和 5 之间相对移动的导

轨，而转块 3 又可在横梁 2 的圆环 7 上转动。横梁 2 固定在床身 1 上。

用螺杆 6 移动横梁，以改变环 7 相对于机床主轴线的偏心距，从而也改变了被加工零件的椭圆长短轴的比例。

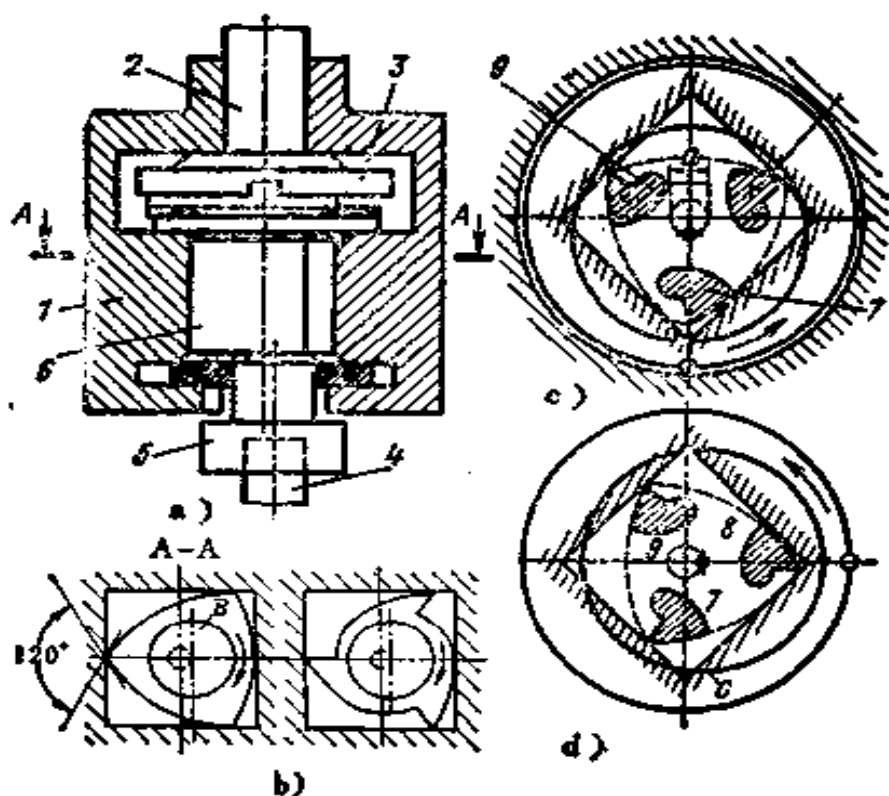


图 10.9

图10.9 加工方孔的夹具。在机架 1 内（图 10.9 a），主动轴 2 通过十字联轴节 3 使三棱柱体 6 转动，三棱柱体放在机架的四方孔内。三棱柱 6 运动时，它的中心形成的轨迹为以方孔中心为圆心的圆 a ；三棱柱中心转动的方向和三棱柱沿方孔边滚转的方向相反。加工刀具 4 固定在卡盘 5 中，重演棱柱 6 的运动。因为棱柱的两面角等于 120° （图 10.9 b），所以用这种夹具不可能得到角度准确的正四方孔，转角处总形成圆角，圆角半径约等于正方孔边长的 0.15。如果 a 圆半径大小给定，而增大刀具 4 的尺寸，则得到凸边四方孔。若要得到正六方孔，钻头 4 应做成五边形。加工大的正方孔时可用 7、8、9 三把刀来代替钻头（图

10.9 c、d)，按照偏心圆 c 转动支架时（图 10.9 c 和 d），刀夹可得到与圆 B （图 10.9 b）的运动相当的运动。要得到不同大小的四方孔，应该改变圆 a 的直径，采用可调偏心距的装置来代替十字联轴节即可达到这个目的。

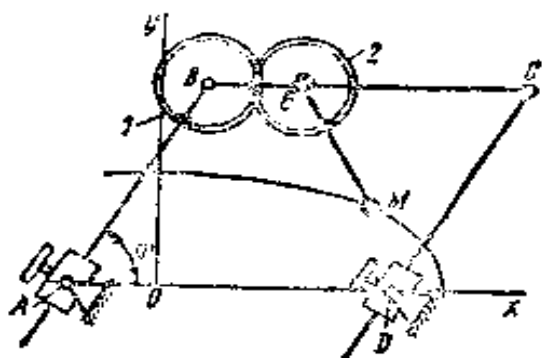


图 10.10

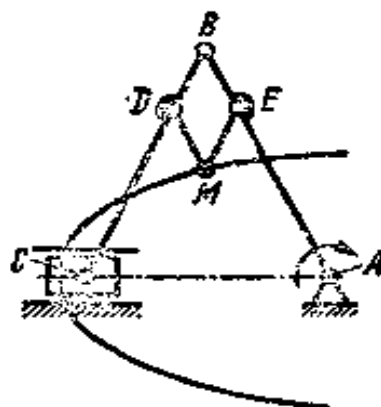


图 10.11

图10.10 杠杆-齿轮椭圆规。原理图是铰链平行四边形 AB CD 和两个同样的齿轮 1 和 2。轮 1 和可调长度的 AB 杆刚性连接，轮 2 铰接在连杆 BC 上，轮 2 上带有杠杆 EM 。必须使

$$AB = CD = f$$

$$AO = BE; \quad EM = b$$

这时，点 M 描绘出椭圆：

$$x = (f + b) \cos \varphi; \quad y = (f - b) \sin \varphi$$

图10.11 铰链杠杆机构椭圆规。必须使

$$AB = BC \quad BD = BE = DM = EM$$

点 M 描绘出椭圆，其长轴和 AC 重合。

图10.12 安东诺夫抛物线规。转动带有导槽的直角杠杆 LOM 时，保证滑块的铰接点 M 沿抛物线运动，抛物线满足方程式 $y^2 = 2px$ 。铅垂导轨的位置用横坐标 $x = 2p$ 确定。

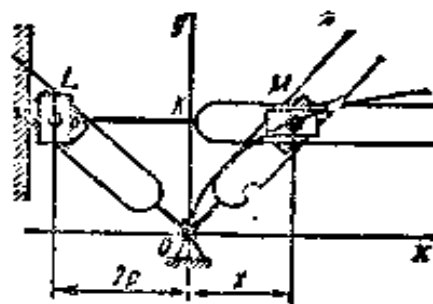


图 10.12

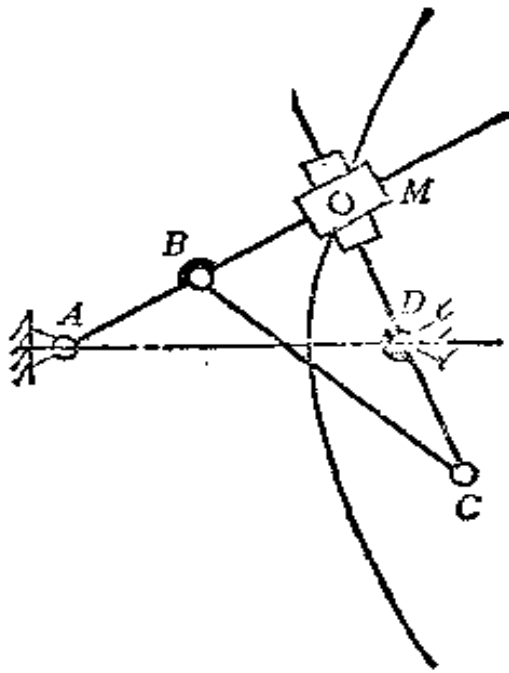


图 10.13

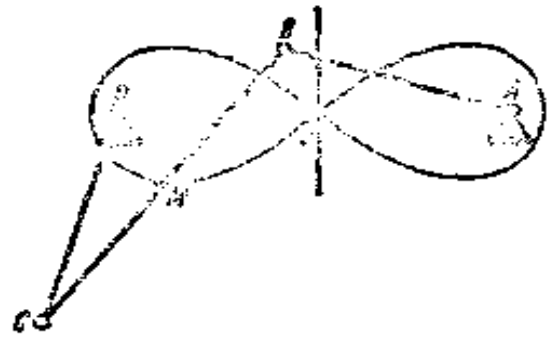


图 10.14

图10.13 双曲线规。图示反平行四边形 $ABCD$ 若使 $MD = MB$ 和 $MA - MD = AB = \text{常数}$ 则 M 点绘出以 D 为焦点的双曲线。

图10.14 绘制双纽线的仪器。图示反平行四边形机构，若使 $AO = CM = MB$
 $AB = CD$ 和 $BC = AD$
 则 CB 杆中点 M 绘出双纽线。

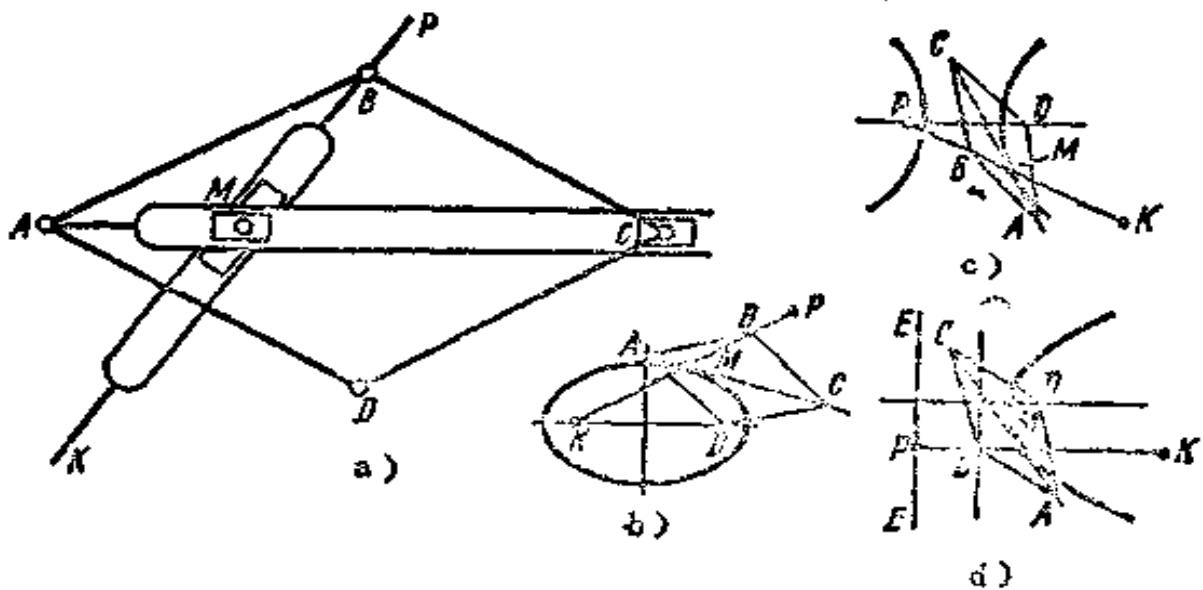


图 10.15

图10.15 绘制截锥线的克姆普别尔 (Кемпбелл) 机构。机构(图10.15 a) 包含有四铰接菱形以及带有滑块导槽的杆 PK 和 AC 。机构的特性是运动时 $MB = MD = \text{常数}$ 。如仪器和点 M 按图所示安放, 则 M 点绘出椭圆 (图 10.15 b)、抛物线 (图 10.15 d)、双曲线 (图 10.15 d)。绘制抛物线时, PK 杆的末端 P 应该沿直线 EE 滑动, 并且 PK 杆始终垂直于 EE 。

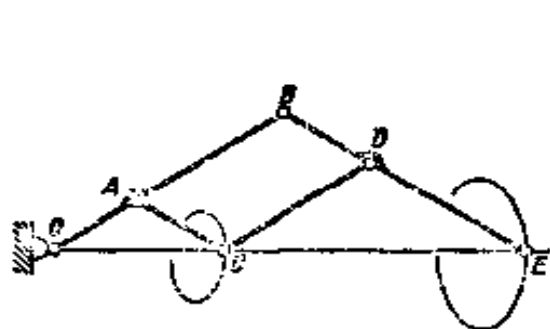


图 10.16

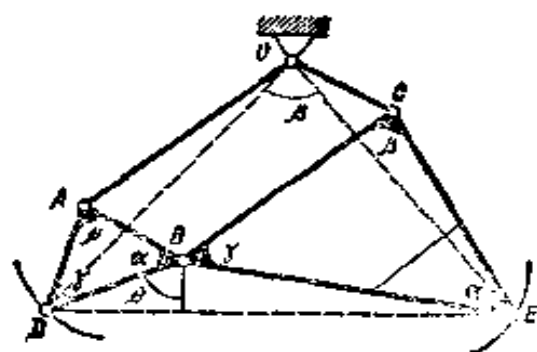


图 10.17

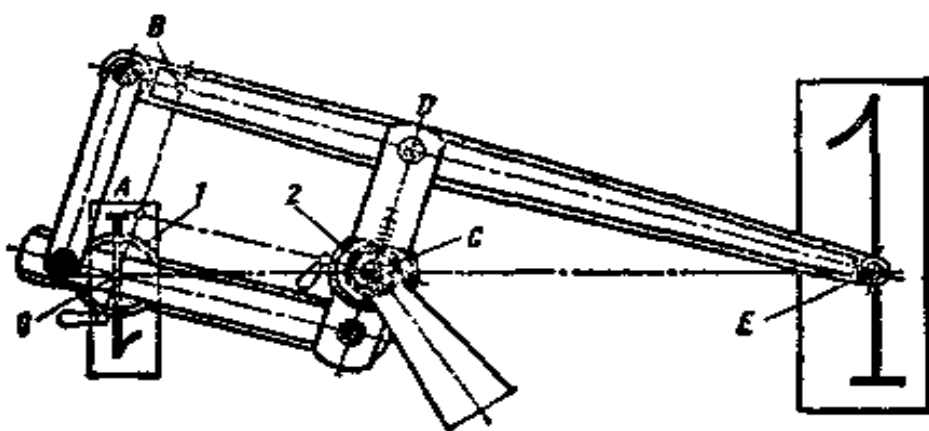


图 10.18

图10.16 用于几何图形和曲线相似变换的仿图器。O点固定时, 相似比 $\frac{OC}{OE} = \frac{OA}{OB} = \text{常数}$ 。C点固定时, 相似比 $CE/CO = AB/AO = \text{常数}$, 但图形将倒转 (见图 10.18)。仿图器常用来缩小图形。

图10.17 用于图形回转并相似变换的仿图器; $\triangle CBE \sim \triangle APB$, 三角形 DBE 绕 D 转过 γ 角后, OA 和 BE 边成平行, 因而

$$\angle DAO = \angle DBE = \angle OCE$$

$$\triangle DAO \sim \triangle DBE \sim \triangle OCE$$

由此
$$\frac{OD}{OE} = \frac{AD}{OC} = \frac{AD}{AB}, \quad \frac{DE}{OD} = \frac{DB}{AD}$$

即
$$\triangle ODE \sim \triangle ADB$$

相似比 $OE/OD = AB/AD$ ，而相似图形转过的角度为 β 。

图10.18 用于相似变换的雕刻机床的放图器。放图器以图10.16的简图为基础，使C点固定。传动比 u 表示O点和E点所描绘的两图形间直线尺寸的比值。通常，探针连接在E点处，刀具连接在O点处，而轴C固定。机床仿图器的传动比

$$u = \frac{OC}{CE}$$

如果固定轴放在A点和E点之间，则得到的图形相对于样板是倒转的。轴C和E点的位置可借刻度尺以及滑块1和2按给定的比例调整。

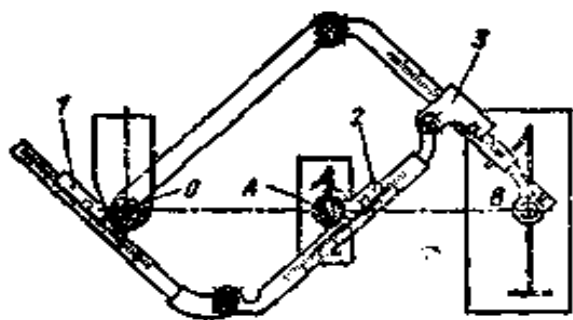


图 10.19

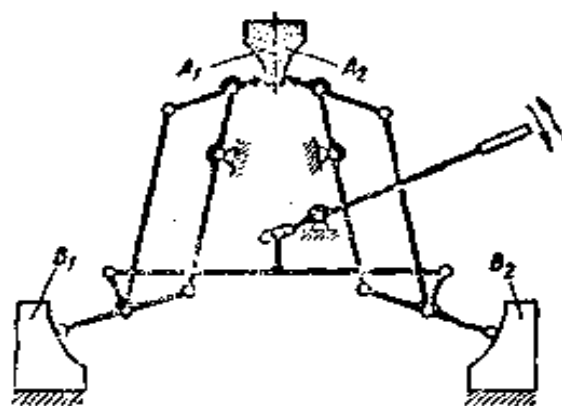


图 10.20

图10.19 仿图器。探针B和刀具A放在轴O的同一边，机构中设有滑块1、2和3，用来调整所需的相似比。

图10.20 用金刚石修正磨齿机砂轮渐开线轮廓的仿形装置。A₁和A₂是被修整砂轮的轮廓，B₁和B₂是靠模板的轮廓，摇动杠杆来进行砂轮的修整。

加法机构

□10.21 滑轮式加法机构。移动绳绳末端来输入加数；

$$x_{z_3} = \frac{1}{2}(x_1 + x_2)$$

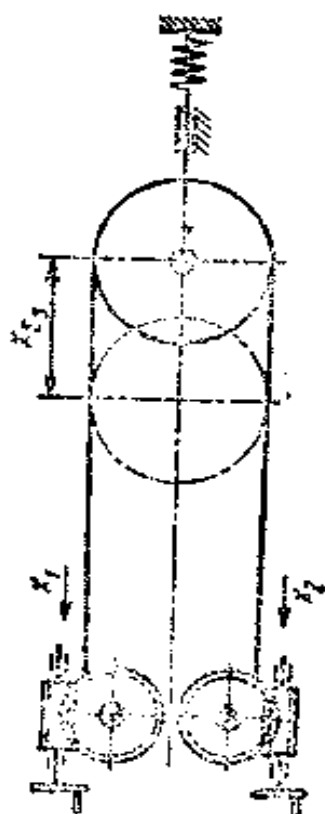


图 10.21

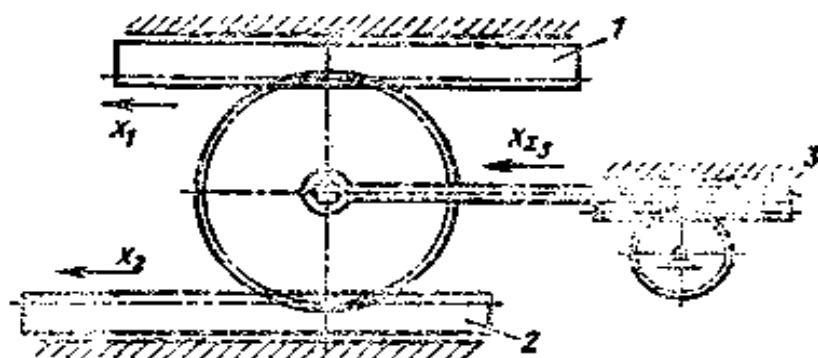


图 10.22

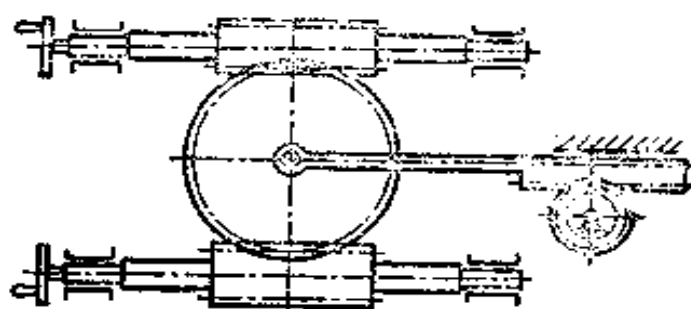


图 10.23

图10.22 有两个齿条的加法机构。中间齿条3的位移等于齿条1和2位移之和的一半；

$$x_{z_3} = \frac{1}{2}(x_1 + x_2)$$

图10.23 有两个蜗杆的加法机构。与图10.22所示机构相似，中间蜗杆3为输入加数。

图10.24 螺母式加法机构。转动手轮和移动蜗杆2时，螺母1得到的总位移

$$x_{z_1} = x_1' + x_2''$$



图 10.24

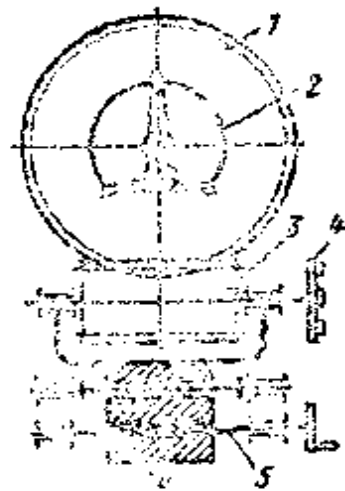


图 10.25

由公式

$$x_2' = \frac{\varphi_2 f}{360^\circ}$$

确定输入刻度盘的分度值，以使机构得到它们之和（ f —螺杆的导程）。

图10.25 蜗杆加法机构。蜗轮1带有传感器2，蜗轮的转动是由两种运动产生的：主位移是由传动卡盘4传来的蜗杆3的转动，校正位移是由螺杆5和螺母6传来的蜗杆和支承一起的轴向移动。

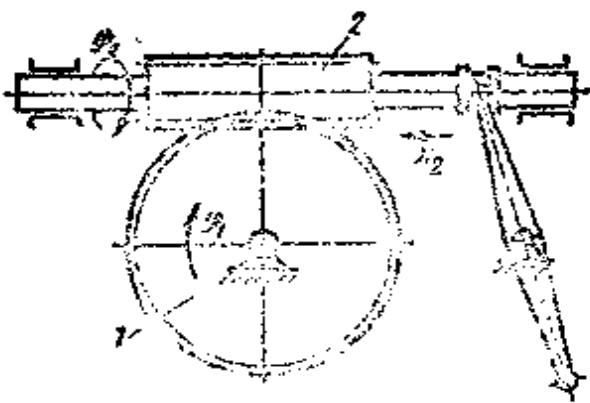


图 10.26

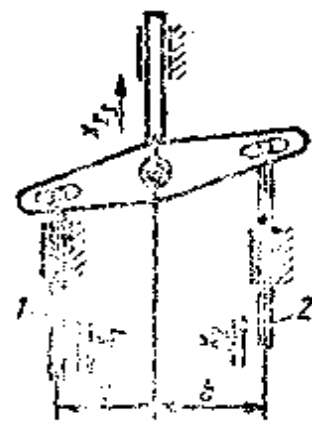


图 10.27

图10.26 蜗杆加法机构。转动蜗杆2并使它沿轴向移动， φ_2 可输入加数。蜗轮1的合成转角

$$\varphi_{z1} = \omega_2 \frac{k}{z} + \frac{x_2}{r_{w1}}$$

式中 k —— 蜗杆头数；
 z —— 蜗轮齿数；
 r_{w1} —— 蜗轮节圆半径。

用作加法机构时，必须有相应分度值的刻度盘。

图10.27 杠杆加法机构。输入的加数大小与杠杆1和2的位移成正比。

$$\frac{x_1 - x_{z3}}{x_2 - x_{z3}} = -\frac{a}{b}$$

或
$$x_{z3} = x_1 \frac{b}{a+b} + x_2 \frac{a}{a+b}$$

如果 $a = b$ ，则合成位移 $x_{z3} = \frac{1}{2}(x_1 + x_2)$ 。 $a \neq b$ 时，输入数值的比例尺应与相应的臂长成反比。

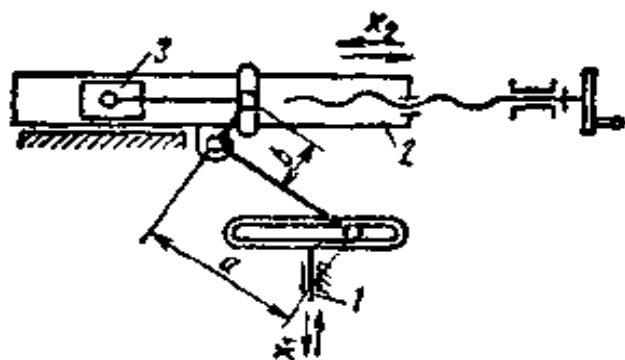


图 10.28

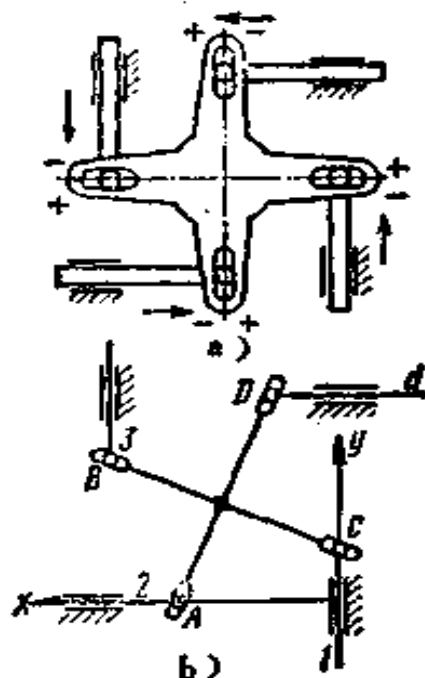


图 10.29

图10.28 有曲拐杠杆的加法机构。转动手柄并通过螺 杆移动框架2，同时移动导杆1，以输入加数。托架3的合成位移为

$$x_{z_2} = x_1 \frac{b}{a} + x_2$$

$a = b$ 时或输入数值用不相同的比例尺 k 时, 机构可成为加法机构, 若 $k_2 = 1$, 则

$$k_1 \frac{b}{a} = 1 \quad \text{即} \quad \frac{k_1}{k_2} = \frac{a}{b}$$

图10.29 三输入端的加法机构。移动三根杆(图10.29 a)可给出三个加数, 直线 AD 的方程式(图10.29 b)。

$$\frac{y - y_d}{y_2 - y_d} = \frac{x - x_d}{x_2 - x_d}$$

直线 CB 的方程式

$$\frac{y - y_1}{y_3 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_3 - x_1}$$

直线 AD 与 CB 垂直的条件:

$$\frac{y_3 - y_1}{x_3 - x_1} \cdot \frac{y_2 - y_d}{x_2 - x_d} = -1$$

由此, 当 $x_1 = y_2 = 0$ 时,

$$x_d = a_1 y_1 + x_2 - a_3 y_3$$

式中 $a_1 = a_3 = \frac{y_d}{x_3} \ominus$

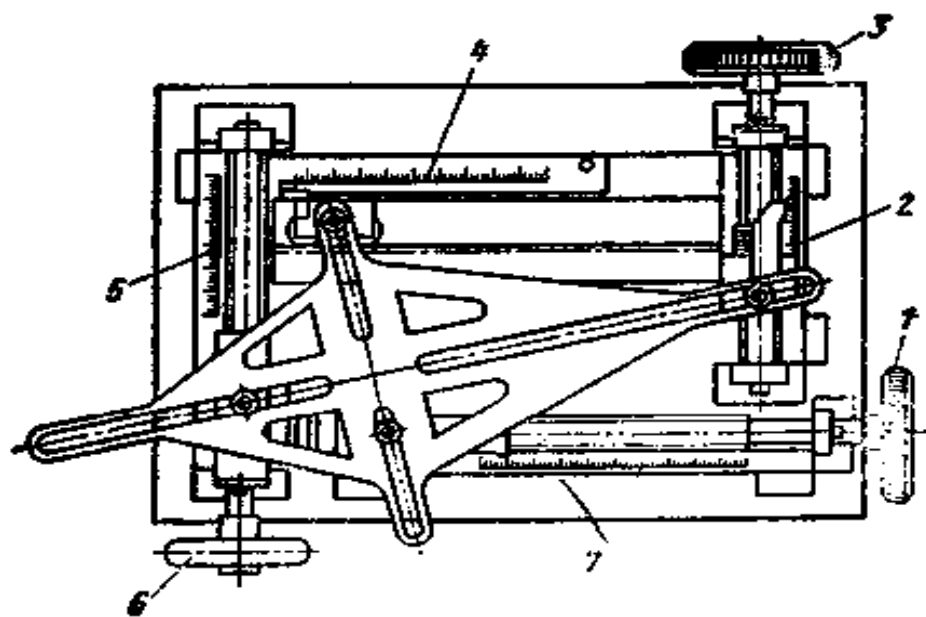


图 10.30

⊖ 原文缺, 系译者所加。

用刻度尺 1、2 和 3 的刻度可得到它们的和

$$d = b_1 + b_2 + b_3$$

图10.30 有三个输入端的加法机构，其简图见图 10.29。转动与螺杆相连的手柄轮 1、3 和 6，使螺母运动，输入加数。各螺母的位移值从刻度尺 7、2 和 5 上读出，其和从刻度尺 4 上读出。

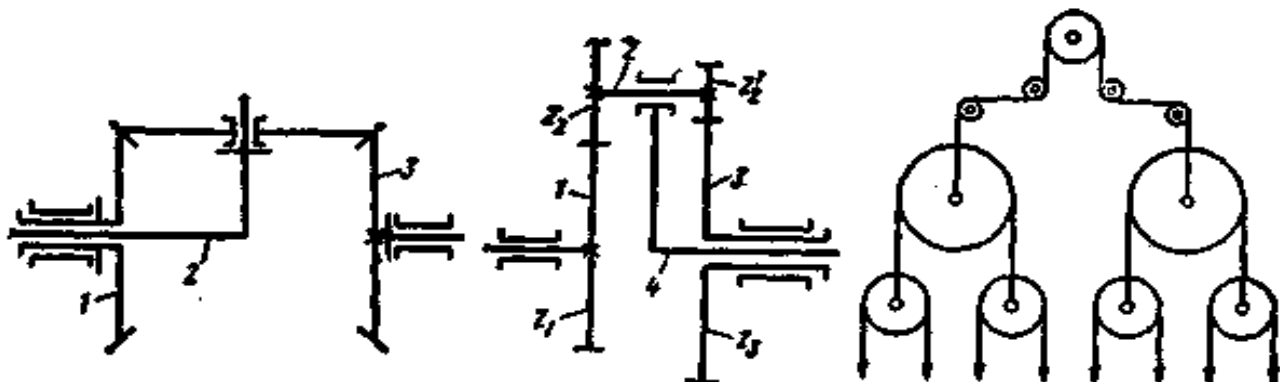


图 10.31

图 10.32

图 10.33

图10.31 锥齿轮加法机构。转臂 2 的转角

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_1 + \varphi_3}{2}$$

加数与齿轮 1 和 3 的转角成正比。

图10.32 圆柱齿轮加法机构。这一类机构可由图 3.92~3.98 中所示的任一个运动简图作成。数轮 1、3 和 4 中任何二个转动时都能输入加数。加法机构须按下式校定刻度尺

$$n_1 = u_{13}n_3 + n_4(1 - u_{13}) \ominus$$

$$n_3 = \frac{1}{u_{13}}n_1 - \frac{1 - u_{13}}{u_{13}}n_4$$

$$n_4 = \frac{n_1}{1 - u_{13}} + \frac{u_{13}}{u_{13} - 1}n_3$$

构件 4 为转臂；2 为行星轮。

⊖ 式中 u_{13} 为相对于转臂 4 是定轴轮系时，齿轮 1 和 3 的传动比，或标为“ u_{13}^4 ”

$$u_{13}^4 = \frac{z_3 z_2}{z_1 z_2}$$

图10.33 有任意个输入端的滑轮式加法机构。输入的被加数数目 n 按下式确定

$$n = 2^k$$

式中 k ——串接的加法机构数目；

$k = \lg n / \lg 2$ ，就是说 n 不能为任意数而应按几何级数变化。

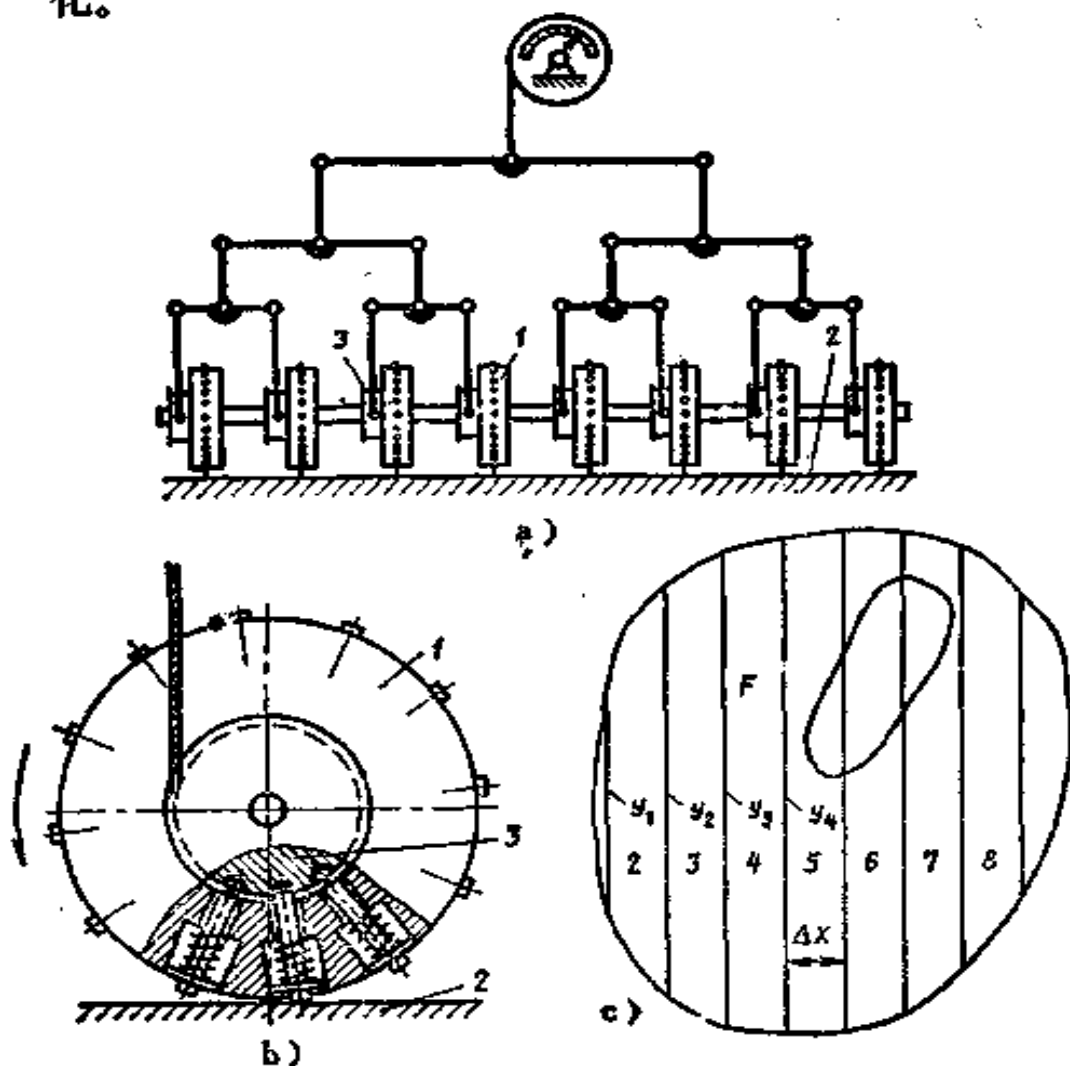


图 10.34

图10.34 测量面积的机构。如果被测量的面积分成宽为 Δx 的许多长条 (图 10.34 c)，那么面积 $F = \Delta x \sum_{i=1}^k m_i$ ， m_i —在被测面积上长为 y_i 的长条中的步距数。

在测量面积的机构中，以相等的间隔安装了许多轮子 1，轮

子上有若干个径向分布的柱杆，当柱杆沉入圆盘 3 的孔中时，轮 1 和圆盘 3 接合（图 10.34 a 和 b）。当测量放在活动工作台 2 上的皮革（或模板）的面积时，若轮子下面有皮革（或模板），则圆盘 3 始终和轮 1 接合，所以圆盘 3 转过的角度与在轮子下通过的长条的长度成正比。每一个盘 3 都连有滑轮，在滑轮上绕有绳子，绳子的另一端固定在加法机构的杠杆上。指针转过的角度与各滑轮转过角度的总和成正比，即与各长条长度之和成正比。刻度盘可按前述公式校准。

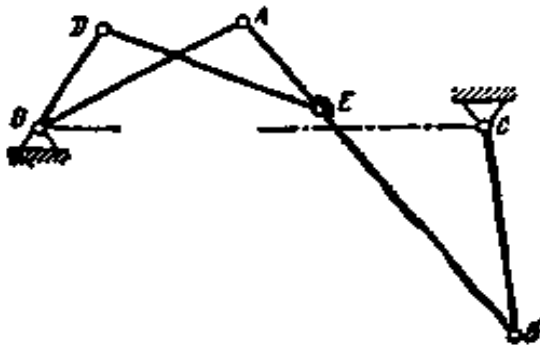


图 10.35

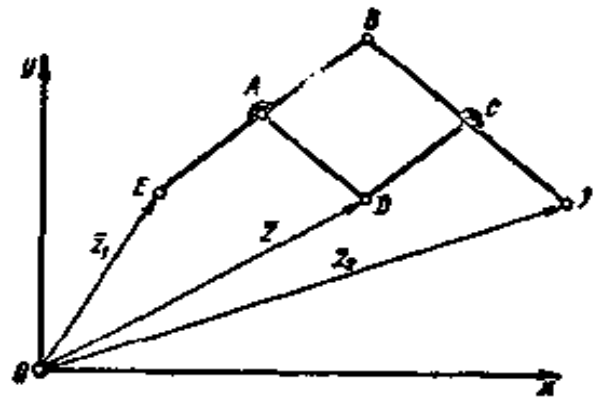


图 10.36

图10.35 倍增器。机构由两个相似的反平行四边形 $OABC$ 和 $ODEA$ 组成，其中第一个四边形的短杆等于第二个四边形的长杆。机构用于构成倍角 $\angle DOC = 2\angle AOC$ 。相似反平行四边形的数目与同样大小的被加角的数目相当。

图10.36 用仿图器作矢量的图解合成。如果仿图器相似比等于 2，将它的 E 点和 J 点分别与变矢量 \bar{z}_1 和 \bar{z}_2 的末端连接，那么 D 点就是相应的合成矢量的末端；这时

$$\bar{z} = \frac{1}{2} (\bar{z}_1 + \bar{z}_2)$$

乘法机构

图10.37 固定比例尺乘法机构。当导轨 2 移动 x_2 和构件 1 移动 x_1 时，乘法机构（图 10.37 a）的托架 3 得到位移 y 。根

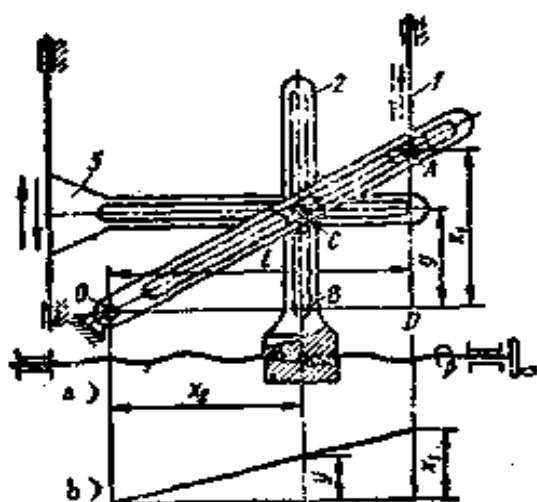


图 10.37

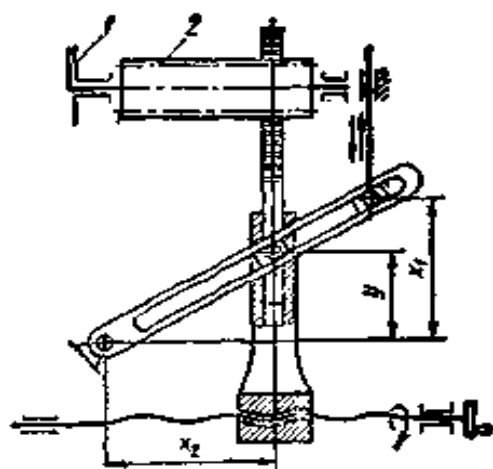


图 10.38

据三角形 OCB 和 OAD 相似，得

$$y = \frac{1}{l} x_1 x_2$$

即位移 y 与 x_1 、 x_2 的乘积成正比（图 10.37，b）。

图10.38 固定比例尺乘法机构。它不同于图 10.37 所示的机构。与位移 x_1 和 x_2 的乘积成正比的位移 y 传给宽齿轮 2，并按刻度盘 1 读出读数。

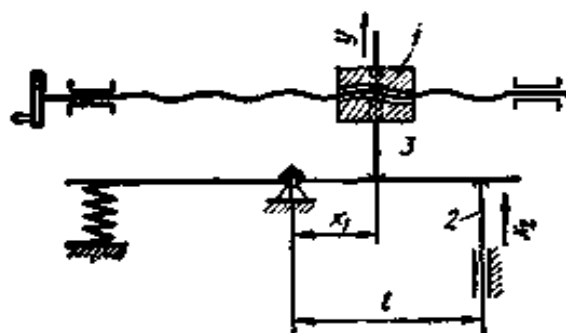


图 10.39

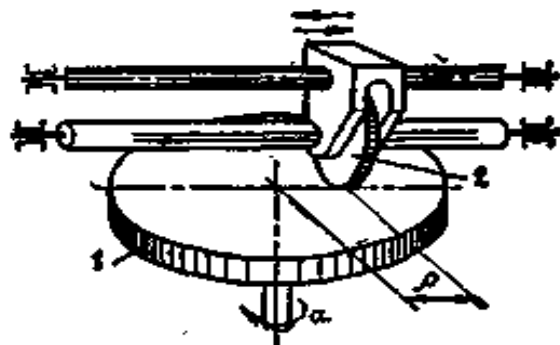


图 10.40

图10.39 杠杆式乘法机构。输入的乘数与螺母 1 和杆件 2 的位移成正比。杆 3 在螺母 1 的铅垂孔内，它的位移与 x_1 和 x_2 的乘积成正比，

$$y = \frac{x_1 x_2}{l}$$

而与被乘数和被乘数的输入顺序没有关系。

图10.40 摩擦式乘法机构。引入的乘数和被乘数与滚轮中间平面的位置 ρ (自圆盘 1 的中心算起) 和圆盘的转角 α 成正比。滚轮 2 的转角

$$\mu = \frac{\rho \alpha}{r}$$

这就是说, μ 与 ρ 和 α 的乘积成正比。乘数及被乘数的输入顺序是一定的, 应首先改变 ρ , 然后变动 α (r — 滚轮半径)。

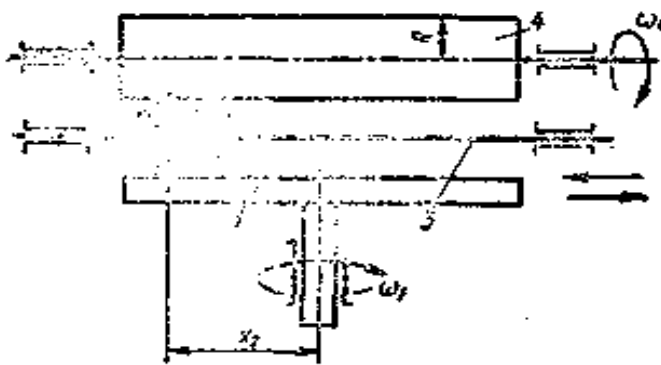


图 10.41

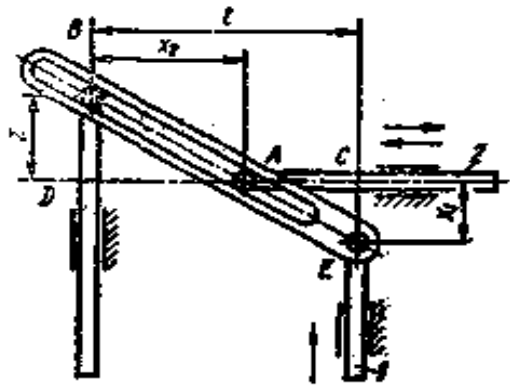


图 10.42

图10.41 摩擦式乘法机构。以托架 2-2' 到构件 1 的转动轴线间的距离 x_2 作为由构件 3 引入的一个乘数, 以角速度 ω_1 作为由构件 1 引入的另一个乘数。

它们的乘积与 ω_2 成正比,

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 x_2}{R}$$

连乘可连续进行。

图10.42 Z形乘法机构。移动杆 1 和 2 输入乘数和被乘数, 根据三角形 DBA 和 CEA 相似,

$$z = \frac{x_1 x_2}{l - x_2}$$

设

$$u = \frac{x_2}{l - x_2}$$

得到 $z = x_1 u$ 。机构对 u 应当有不均匀的刻度尺。这个机构用于求复合函数和简单乘数的乘积，它比其他各种型式的机构有更高的精确度。

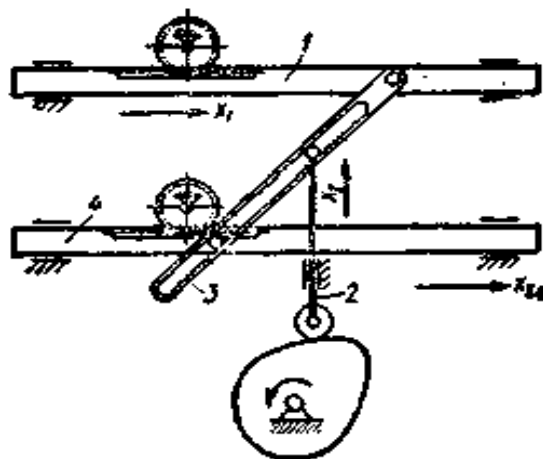


图 10.43

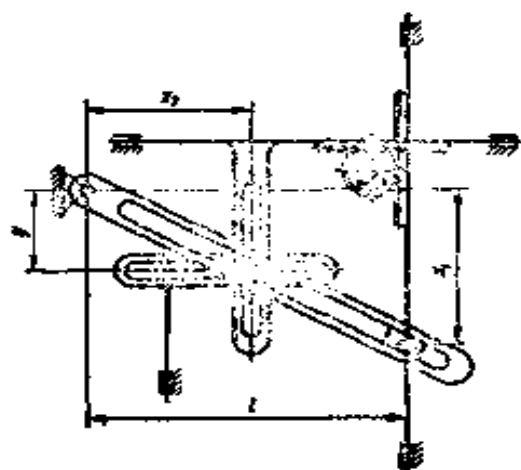


图 10.44

图10.43 组合式乘法机构。它由Z形机构（参阅图10.42，它由构件1、3、4组成）和凸轮机构组成。当乘数或被乘数（ u ）是 V 的复合函数 $u = f(V)$ 时，应用这种机构。由前述（图10.42），推杆2的位移

$$x_2 = l \frac{u}{1+u} = l \frac{f(V)}{1+f(V)}$$

按上式计算凸轮轮廓。滑块4的位移

$$x_{z4} = \frac{x_1 x_2}{l - x_2} = x_1 f(V)$$

输入 x_1 和 V 的刻度盘是均匀的刻度。

图10.44 平方机构。如果在图10.37所示机构中，使杆1和杆2发生联系，即使 $x_1 = x_2$ ，则 $y = x^2 / l$ 。机构还可用来开平方，如给定 y ，算出 $x = \sqrt{ly}$ 。

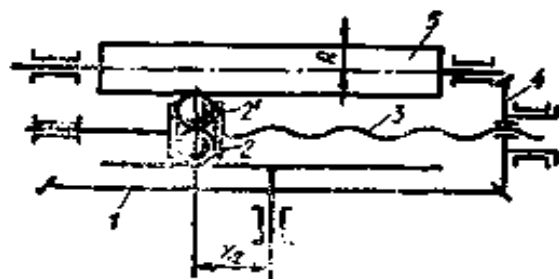


图 10.45

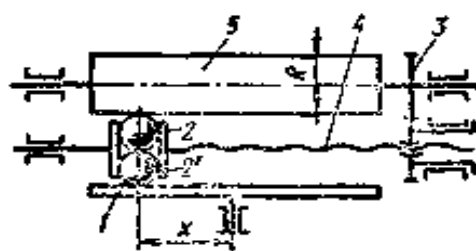


图 10.46

图10.45 摩擦式平方机构。将轮1的转角和托架的中间滚子2和2'的位移 x_2 之间用齿轮传动1-4和螺杆3建立起联系,可得到鼓轮5的转角 φ_5 ,它与 φ_1^2 成正比。

$$x_2 = \frac{t}{2\pi} \frac{z_1}{z_4} \varphi_1 = k\varphi_1 \ominus$$

$$d\varphi_5 = (x_2 + dx) \frac{d\varphi_1}{R} \approx \frac{x_2 d\varphi_1}{R}$$

$$\varphi_5 = \frac{t}{4\pi R} \frac{z_1}{z_4} \varphi_1^2 = k_1 \varphi_1^2 \ominus$$

式中 t —— 螺杆导程 \ominus ;

z_1 和 z_4 —— 齿轮1和4的齿数。

图10.46 对数和指数函数机构。用螺杆4和齿轮传动3使托架的中间滚子2和2'的位移与鼓轮5的转角成正比。如果给定鼓轮的转角,则

$$\varphi_1 - \varphi_{10} = \frac{1}{C} \ln \frac{C(\varphi_5 - \varphi_{50}) + C'}{C'}$$

式中 C 和 C' —— 随仪器参数而定的常数。

如果给定圆盘1的转角,则鼓轮5的转角是自变量 ϕ_1 的指数函数。

三角函数机构

图10.47 正弦机构。以斜切面鼓轮的转角 γ 为给定的自变量。杆1的位移 y 与 $\sin \gamma$ 成正比:

$$y = R \operatorname{tg} \beta \sin \gamma$$

式中 $R \operatorname{tg} \beta$ —— 比例系数。

图10.48 正弦机构。由上面的刻度盘得到曲柄转角 φ 的读数。下面的刻度盘用作 $\sin \varphi$ 的读数盘。

$$\ominus \text{ 原文误为 } x_2 = \varphi_1 \frac{z_1}{z_4} t = k\varphi_1; \quad \varphi_5 = \frac{\varphi_1^2}{2} \frac{z_1}{z_4} \frac{t}{R} = k_1 \varphi_1^2.$$

\ominus 原文 t 为螺杆的螺距,因为未指出螺纹头数,所以这里的 t 应该为螺杆的导程。

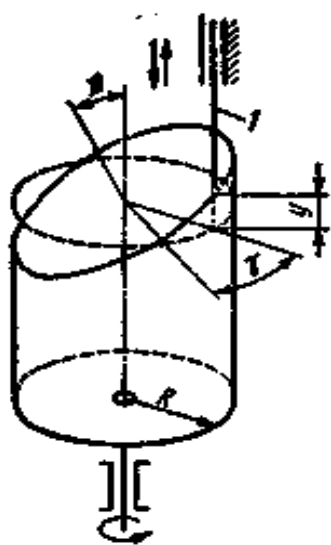


图 10.47

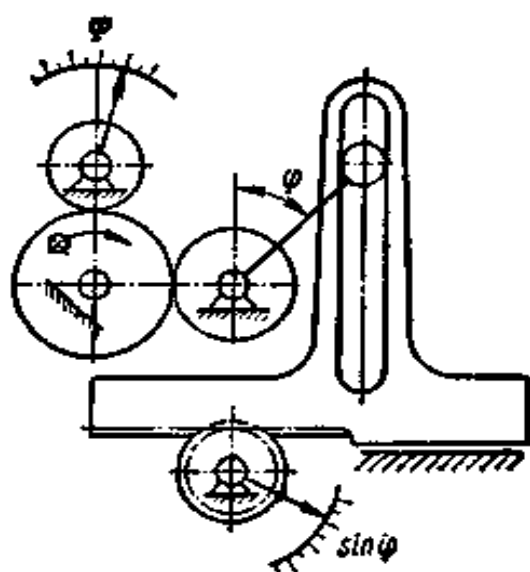


图 10.48

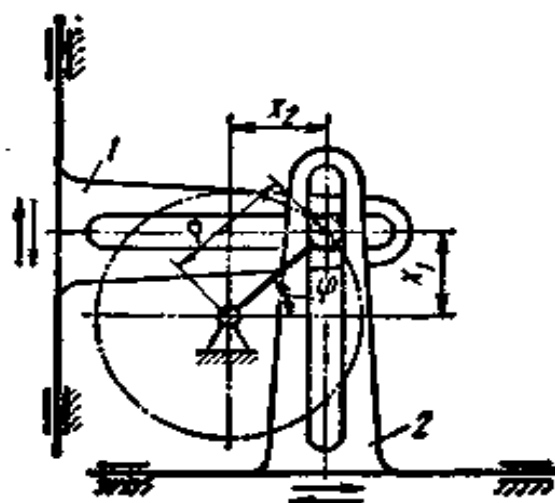


图 10.49

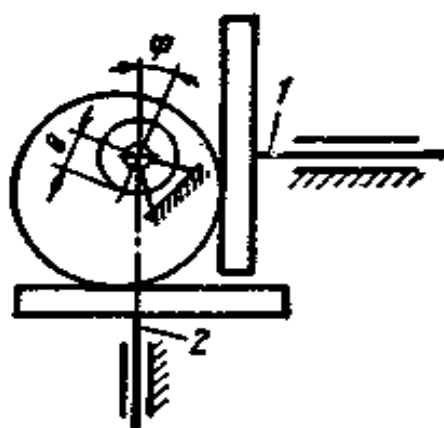


图 10.50

图10.49 余弦机构。滑块2的位移 x_2 与 $\cos \varphi$ 成正比； $x_2 = \rho \cos \varphi$ ，而滑块1的位移 x_1 与 $\sin \varphi$ 成正比； $x_1 = \rho \sin \varphi$ 。

图10.50 获得正弦函数和余弦函数的机构。平底推杆1和2沿两个互相垂直的方向移动。推杆1的位移与 $e \sin x$ 成正比，推杆2的位移与 $e \cos x$ 成比例。自变量 x 用偏心轮的转角 φ 给出。

图10.51 正弦机构。绕固定轴线转动的圆盘1上固定一个椭圆柱2，椭圆柱2在垂直于转动轴的截面内是一个圆。将支承推

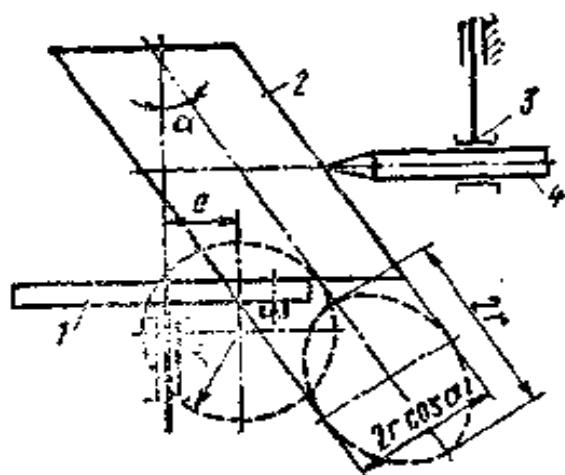


图 10.51

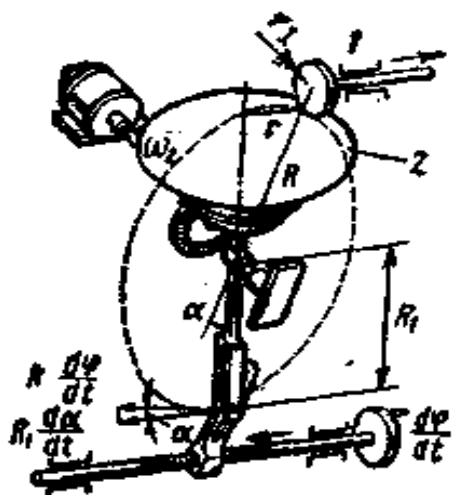


图 10.52

杆4的托架3上下移动，可改变正弦曲线的振幅 e ，这条正弦曲线描绘了推杆4的位移规律。这个简图是由图10.50发展来的。

图10.52为得到积分函数的正弦机构。恒速电动机通过犁状摩擦轮，带动从动滚轮1。球的可变小圆半径 r 等于 $R \sin \alpha$ ，因而从动轴的角速度与 $\sin \alpha$ 成正比： $\omega_1 = \frac{\omega_2 R \sin \alpha}{r_1}$ （ r_1 —滚轮1的半径）。犁状摩擦轮轴的轴线转动是用正弦机构（在图的下部表示）来带动的，若正弦机构滑块的移动速度为 $k \frac{d\varphi}{dt}$ （式中 k ——常数； $\frac{d\varphi}{dt}$ ——输入角速度），就可得到滚轮1的角速度，它与被输入参数的积分函数 φ 成比例，由图知：

$$R_1 \frac{d\alpha}{dt} \cos \alpha = k \frac{d\varphi}{dt}$$

$$\text{或} \quad R_1 (\sin \alpha - \sin \alpha_0) = k (\varphi - \varphi_0)$$

由此求得 $\sin \alpha$ ，可得到

$$\omega_1 = \frac{k R \omega_2}{R_1 r_1} \varphi + \left(\sin \alpha_0 - \frac{k \varphi_0}{R_1} \right) \frac{\omega_2 R}{r_1}$$

上式表明， ω_1 是 φ 的线性函数。在特殊情况下，括号内的部分等于零，这时 φ 与 ω_1 成正比。

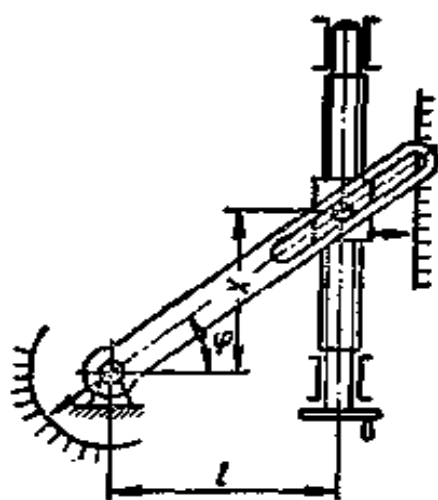


图 10.53

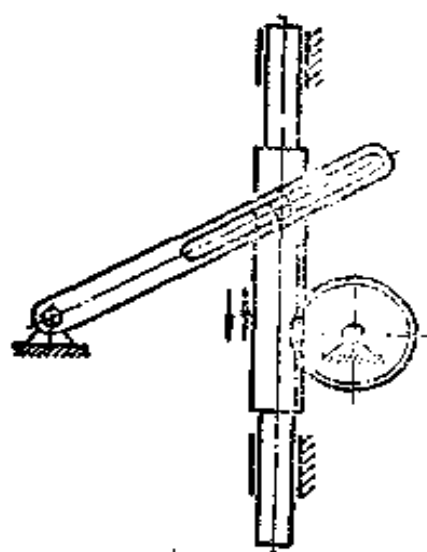


图 10.54

图10.53 用机械方法按给定角度作正切或按给定正切 $\text{tg}\varphi = x/l$ 求角度的正切机构。

图10.54 用机械方法在圆刻度盘上算出角度正切的正切机构。

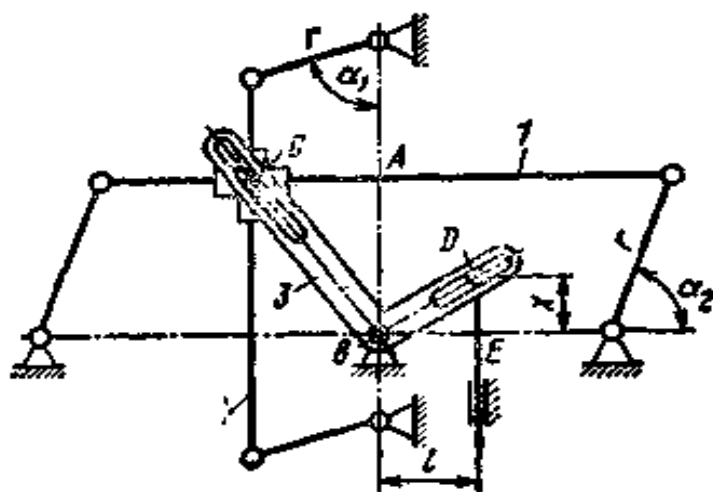


图 10.55

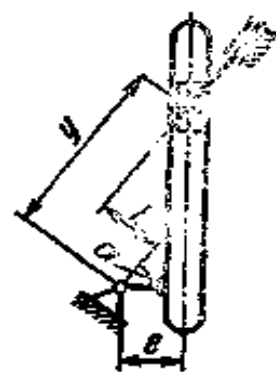


图 10.56

图10.55 可以重现或解关系式 $\sin\alpha_1/\sin\alpha_2$ 或 $\cos\alpha_1/\cos\alpha_2$ 的组合机构。在机构中，铰链平行四边形机构的连杆1和2，与活动的十字形滑块相连，滑块上有指销C，指销插入曲臂（连杆）杠杆S的槽中。根据三角形CEA和DBE相似，可得

$$\frac{x}{l} = \frac{CA}{AB} = \frac{r \sin \alpha_1}{r \sin \alpha_2}$$

$$x = l \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}$$

由于运动副中有间隙，机构可能有误差，并且所求关系式 $\sin \alpha_1 / \sin \alpha_2$ 的范围也有限制。

图10.56 重现函数 $y = e / \cos \alpha + b \operatorname{tg} \alpha$ 的组合机构。 $b = 0$ 时，机构中位移 y 与正割成正比。 $e = 0$ 时，变为图 10.54 所示的正切机构。

测面积仪、积分仪、谐波分析仪

图10.57 面积仪——测量面积的仪器。杠杆 1 的尖端 A (图 10.57 a) 固定；针尖 B 沿被测面积的轮廓绕行。在计数轮 2 上得出面积的读数。面积读数的比例尺随臂长 BC 的增减而变。图 10.57 b) 上画的是仪器的全貌图，图 10.57 c) 是带游标的计数机构。当被测面积放在半径为 r 的圆外面时，被测的面积

$$F = lr(\beta_1 - \beta_0)$$

式中 l —— BC 的臂长；

r —— 滚轮半径；

β_0 和 β_1 —— 由游标尺读出的滚轮初转角和末转角。

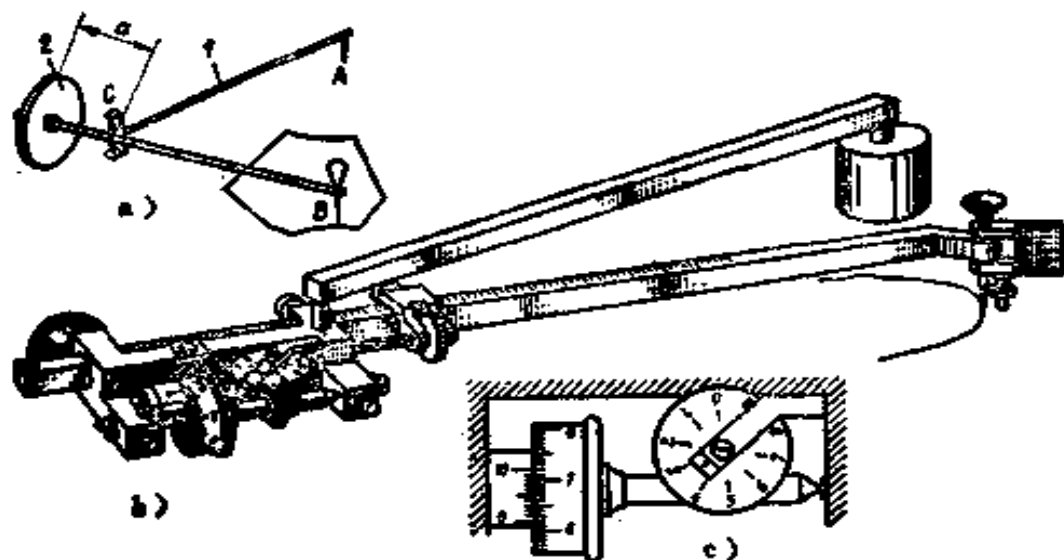


图 10.57

在臂长 l 改变时, 面积仪的比例尺随之而变。如被测面积围住以杠杆 1 为半径的圆面积, 则

$$F = lr(\beta_1 - \beta_0) + \left(al + \frac{l^2}{2} \right) 2\pi + \pi l^2 c$$

式中 a —— 在 BC 延长线上, 由 C 点到滚轮面中间的距离[⊖]。

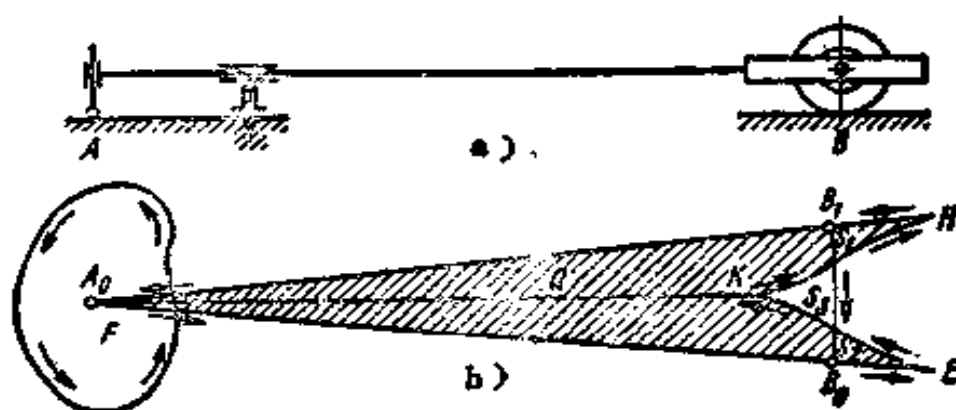


图 10.58

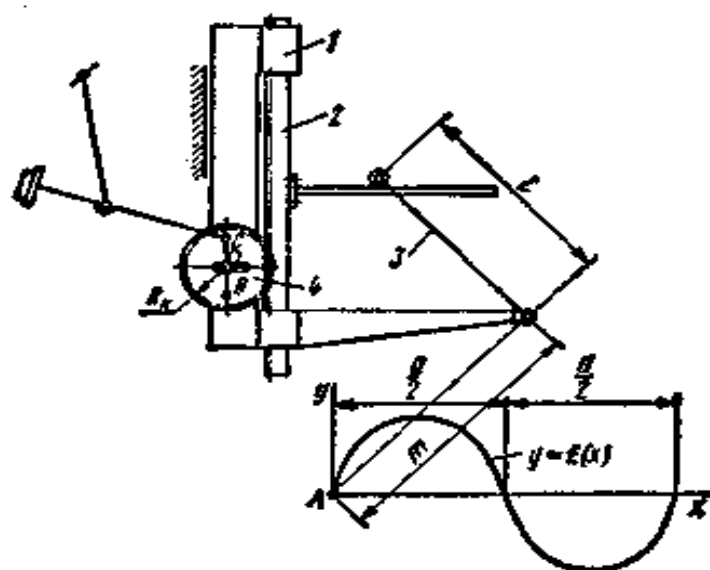


图 10.59

图10.58 斧式面积仪。用销钉 A (图 10.58 a) 绕行被测面积的周边, 这时由于滚轮具有刃口 (刃口通过 A 点), B 点描绘出追随的曲线 HKE (图 10.58 b)。 AB 线描绘的面积为 Q 。

⊖ 原文缺, 系译者所加。

$$Q = F - (S_1 + S_2 - S_3)$$

选择圆弧 B_0B_1 的位置使 $S_1 + S_2 - S_3 = 0$ ，这时 A_0 点将位于面积 F 的重心附近。那么，

$$Q = F = \frac{1}{2} l_{\text{弧} B_0B_1} l_{A_0}$$

图10.59 马杰尔 (Мадер) 谐波分析仪。在分析仪中，机构用于把分解为三角级数的周期函数 $f(x)$ 和 $\sin k \frac{2\pi}{a} x$ 或 $\cos k \frac{2\pi}{a} x$ 相乘。周期曲线可分解成 \sin 和 \cos 的级数，为确定 \sin 和 \cos 的系数必须求得上述乘积；用面积仪来测量 $\int f(x) d \left(\sin k \frac{2\pi}{a} x \right)$ 。

仪器由以下各部分组成：在导轨中移动的托架 1；角形杠杆 3 和由角形杠杆带动的齿条 2；与齿条啮合的配换齿轮 4。面积仪的针尖装在齿轮 4 的 C 点或 B 点。用针尖 A 在一个周期的范围内绕行被分解为傅里叶级数的曲线 $f(x)$ ，并使针尖在绕行曲线以后沿 x 轴回到起始位置，这时装在 C 点或 B 点的面积仪的针尖描绘出一条封闭曲线。面积仪的计数轮指示出面积为

$$F_c = \frac{2\pi r k}{a} \int_0^a f(x) \cos\left(\frac{k2\pi}{a} x\right) dx = \pi r k A_k$$

和
$$F_s = \frac{2\pi r k}{a} \int_0^a f(x) \sin\left(\frac{k2\pi}{a} x\right) dx = \pi r k B_k$$

式中 $\frac{2\pi k}{a} = \frac{l}{mR_k}$ ；

R_k ——确定 k 次谐波的配换齿轮的半径；

m ——可变的臂长；

l ——角形杠杆的另一个臂长。

对于 k 次谐波

$$R_k = \frac{I a}{2\pi k m} \ominus$$

式中 A_k 和 B_k —— 傅里叶级数的系数，

r —— 分析仪中配换齿轮上 B 、 C 点所在圆的半径。⊖

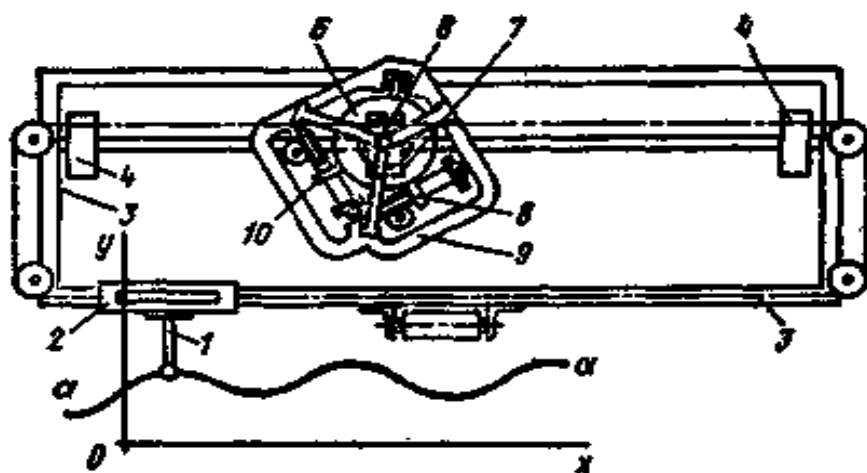


图 10.60

图10.60 用以确定傅里叶级数的谐波分析仪。用销子1在一个周期范围内绕行曲线 $\alpha-\alpha$ 。导板2在 x 轴方向相对于框架3移动，同时和框架一起在 y 轴方向移动。导板2相对于框架的移动，由银丝绳和圆盘6传给积分器9的轴，使之转过角度 $\gamma = nx$ 。

框架3-3运动时，滚轮4-4的轴转动，利用圆盘7和玻璃球5把运动传给测量轮8和10。轮8和10的轴线互相垂直，8和10的转角与 $\sin x dx$ 和 $\cos x dx$ 成正比。

测量轮8和10的示数将相应于

$$a_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} y \sin(nx) dx$$

$$a_2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} y \cos(nx) dx$$

仪器通常带有几个积分器，以确定几个不同次的谐波。

⊖ 原文误为 $R_k = \frac{I}{2\pi k}$ 。

⊙ 原文误为：“面积仅滚轮的半径”。

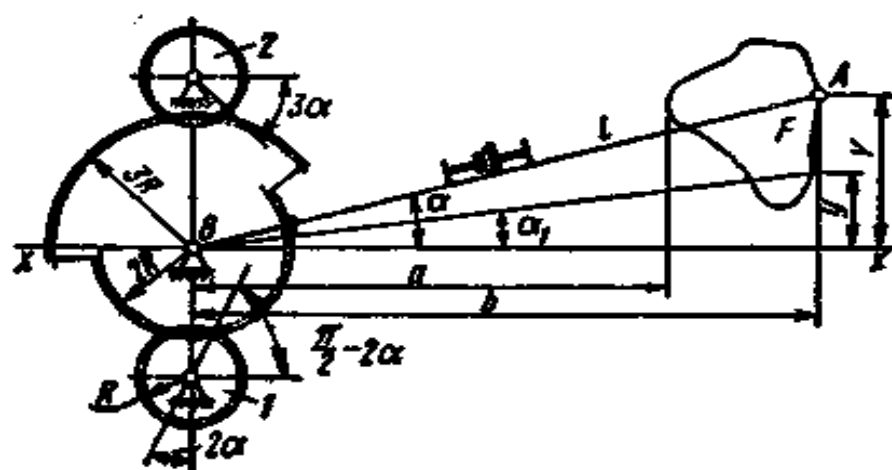


图 10.61

图10.61 确定静力矩和图形对于轴线 $x-x$ 的惯性矩的积分仪。面积 F 对于轴 x 的静力矩

$$M = \int_a^b \frac{Y+y}{2} (Y-y) dx = \frac{1}{2} \int_a^b (Y^2 - y^2) dx$$

又知 $Y = l \sin \alpha$ 和 $y = l \sin \alpha_1$, 代入上式后得到

$$\begin{aligned} M &= \frac{1}{4} l^2 \int_a^b (1 - \cos 2\alpha) dx = \frac{1}{4} l^2 \int_a^b (1 - \cos 2\alpha_1) dx \\ &= \frac{1}{4} l^2 \int_a^b \sin \left(\frac{\pi}{2} - 2\alpha \right) dx \\ &\quad + \frac{1}{4} l^2 \int_a^b \sin \left(\frac{\pi}{2} - 2\alpha_1 \right) dx \end{aligned}$$

图形 F 对于 x 轴的惯性矩为

$$J = \frac{1}{3} \int_a^b (Y^3 - y^3) dx$$

当 $Y = l \sin \alpha$ 和 $y = l \sin \alpha_1$ 时, 上式变为

$$J = \frac{l^3}{4} F - \frac{l^3}{12} \left[\int_a^b \sin 3\alpha dx - \int_a^b \sin 3\alpha_1 dx \right]$$

积分器有两个半径为 R 的齿轮 1 和 2, 它们分别和半径为

$2R$ 和 $3R$ 的扇形齿轮啮合。如果杆 AB 和 x 轴间夹角为 α ，则轮 1 和 x 轴的交角为 $\frac{\pi}{2} - 2\alpha$ ，因而当用针尖 A 沿图形轮廓绕行时，轮 1 的转角与 $\int_a^b \sin\left(\frac{\pi}{2} - 2\alpha\right) dx$ 成正比，而计数轮 2 的转角则与 $\int_a^b \sin 3\alpha dx$ 成正比。

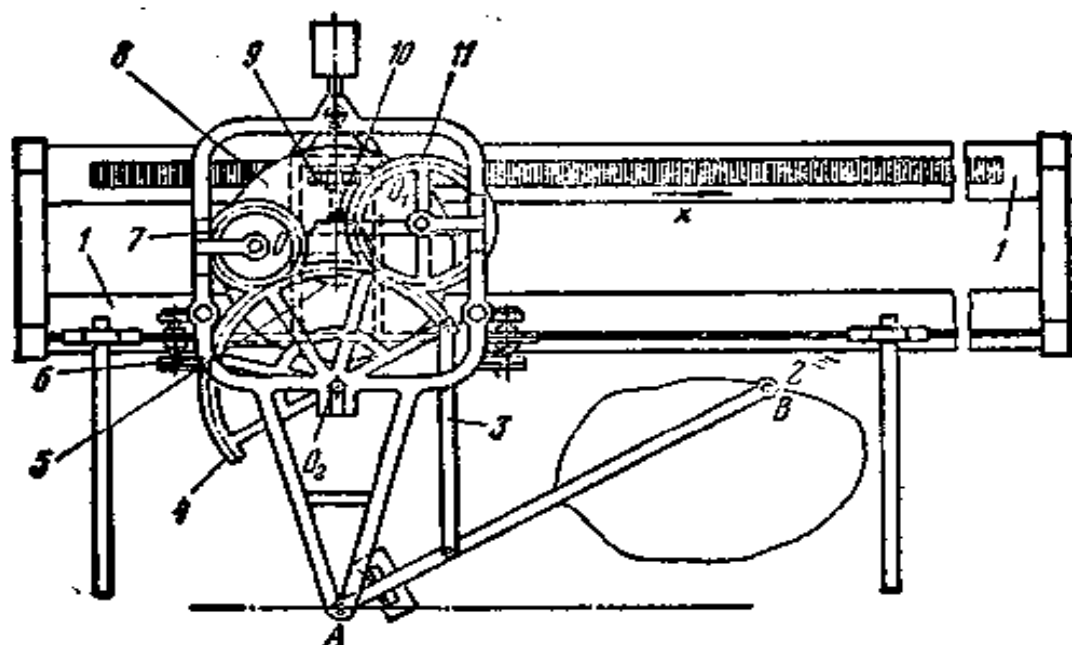


图 10.62

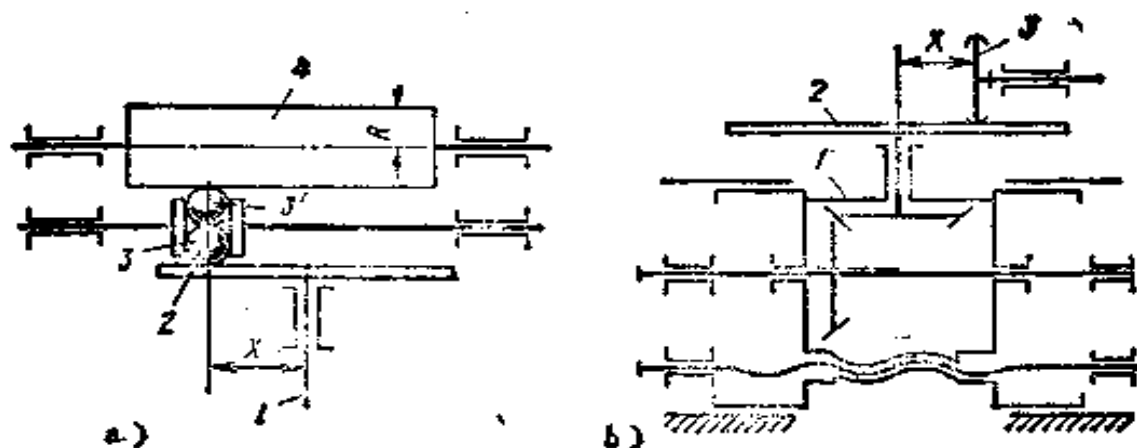


图 10.63

图10.62 确定图形静力矩和惯性矩的积分仪。作用原理和图10.61所示积分仪相同。框架6沿支架1移动。框架6移动时，沿齿条滚转的齿轮9通过锥齿轮10和5使圆盘8转动，8的转角与位移 x 成正比。计数轮4、11和7与圆盘8接合，计数轮的轴分别固定在框架6的 O_2 、 O_1 和 O 点，各轮的半径比为3:2:1。最大的齿轮4用拉杆3和杠杆 AB 连接，并形成平行四边形。用销子2绕行曲线轮廓时，各计数轮的示数将分别与面积、面积的静力矩和惯性矩成正比。

图10.63 积分仪的简图。如果装在轴1上的圆盘2、滚子3和3'以及鼓轮4之间(图10.63 a)没有滑动，则

$$\omega_4 = \frac{1}{R} x \omega_2 \quad \text{或} \quad \varphi_4 - \varphi_{04} = \frac{1}{R} \int_{\varphi_{02}}^{\varphi_2} x d\varphi_2$$

若 $x = f(\varphi_2)$ ，则鼓轮4的转角 φ 将与函数 $f(\varphi_2)$ 的积分成正比

$$\varphi = \varphi_4 - \varphi_{04} = \frac{1}{R} \int_{\varphi_{02}}^{\varphi_2} f(\varphi_2) d\varphi_2$$

图10.63 b所示是一种变型的积分仪简图。其中，滚子3和3'并不沿轴向移动，而是圆盘2转动并和箱体1一起移动。

图10.64 求一阶导函数的摩擦机构 \ominus 。被输入的函数为 φ_1 ，而它的一阶导数 $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1$ ， ω_1 是盘1的恒值角速度。当一对传动比为 μ 的齿轮（其中一个与差速器4的转臂相固结）转动时，滚子2和2'沿螺杆3的轴线移动，同时通过滚子2和2'使鼓轮5运动。若 $\omega \neq -\omega_1$ ，则转臂以角速度 $\frac{1}{2}(\omega + \omega_1)$ 转动，而滚子2和2'沿平行于螺杆3的轴线移动，速度为

\ominus 原文说明中，前半段系按 ω 和 ω_1 是反向转动时的情况，后半段则按 ω 和 ω_1 同向转动时的情况叙述的。译时作了统一，修改了公式中的正、负号，现按原图所示，设开始时 ω 和 ω_1 同向转动，并指出，机构中的螺杆为左旋螺杆。

$\omin�$ 这里的 μ 是指差速器4的转臂与螺杆3的角速度比。

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{u}{2} (\omega + \omega_1) \frac{h}{2\pi}$$

式中 h —— 螺杆 3 (左旋) 的导程;

$\omega = \omega_0 \rho / R$ —— 鼓轮的角速度。

$$\text{由此 } \rho = \frac{R}{\omega_0} \left(-\omega_1 + \frac{4\pi}{hu} \frac{d\rho}{dt} \right) = -k_1 \omega_1 + k_2 \frac{d\rho}{dt}$$

若 $\frac{d\rho}{dt}$ 的系数很小, 则可按 ρ 的大小来判断导数 $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1$ 的值。若 $\omega_1 = \text{常数}$, 则经过一段时间间隔后, 第二项加数变为零, 这时差速器的两中心轮反向转动。也可设置随动系统, 通过伺服电机使螺杆转动, 以代替差速器。

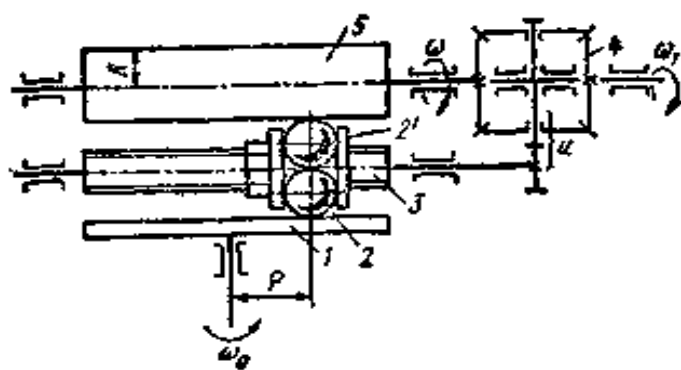


图 10.64

转动。也可设置随动系统, 通过伺服电机使螺杆转动, 以代替差速器。

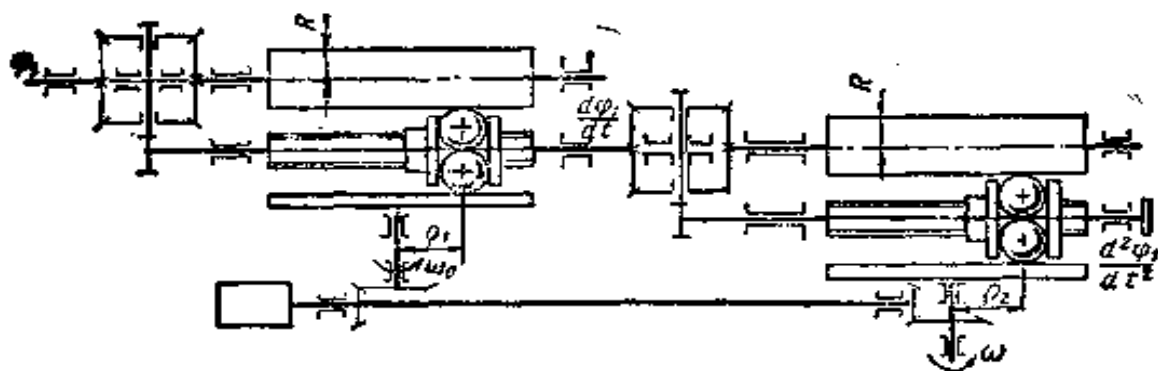


图 10.65

图10.65 求二阶导数的机构[⊖]。两个图 10.64 的微分机构, 能构成这样的机构, 它能重演与输入函数的二阶导数成正比的位移 ρ_2 。

[⊖] 由于图示结构中 ω_1 与 ω 转向相反, 故两根螺杆的螺纹旋向亦应相反。

由于 $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_0 \rho_1 / R$, 故可得到

$$\frac{d^2\varphi_1}{dt^2} = \frac{\omega_0}{R} \frac{d\rho_1}{dt}$$

因此, 移动第一个机构的滚子托架的螺杆角速度与 $d\rho_1/dt$ 成正比, 即 $\omega_2 = \frac{2\pi}{h} \frac{d\rho_1}{dt} = \frac{2\pi R}{\omega_0 h} \frac{d^2\varphi_1}{dt^2}$, 并且等于输入第二个微分机构的角速度。

当输入构件的角位移和鼓轮的角位移刚变为不相等时, 随动机构就立刻使两个摩擦机构的滚子托架移动。

如以输入抛物线函数为例。这时, 第一个微分机构螺杆以等速转动, 第二个微分机构的螺杆则不动。

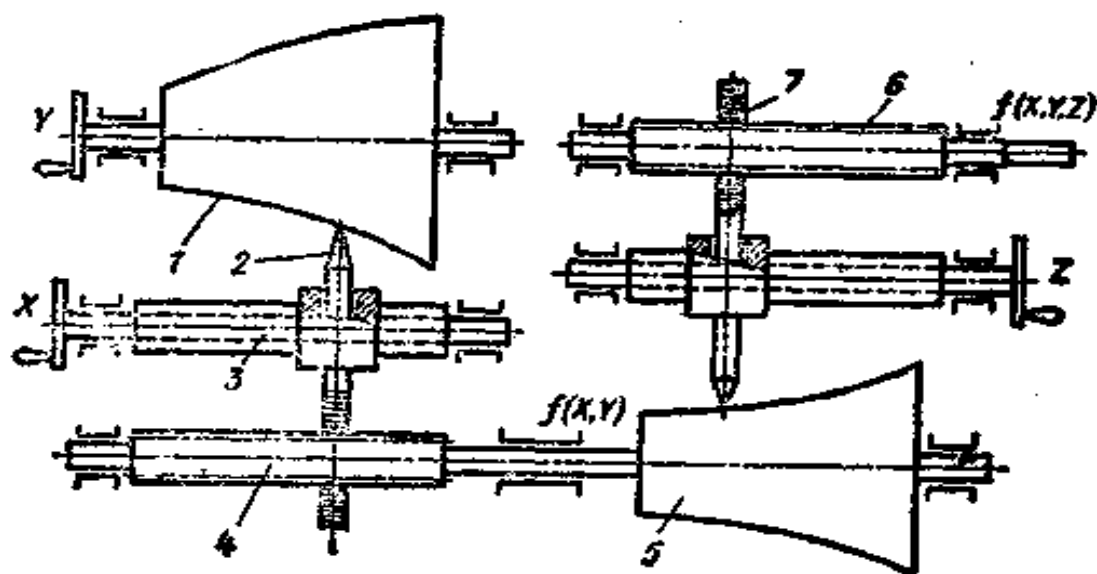


图 10.66

图10.66 求出三元函数的机构。劈锥1的表面反映两个变量 x 和 y 的函数: $x_1 = kx$ —推杆2沿螺杆3的轴向位移, 它与引入螺杆的变量 x 成正比; y —与劈锥的转角成正比。用推杆上的齿条和齿轮4将 $f(x, y)$ 变为第二个劈锥5的转角。劈锥5的表面反映函数 $f(x, y, z)$ 。给定 x 、 y 和 z 时, 可按推杆7的位移或齿轮6的转角读出所求的函数。

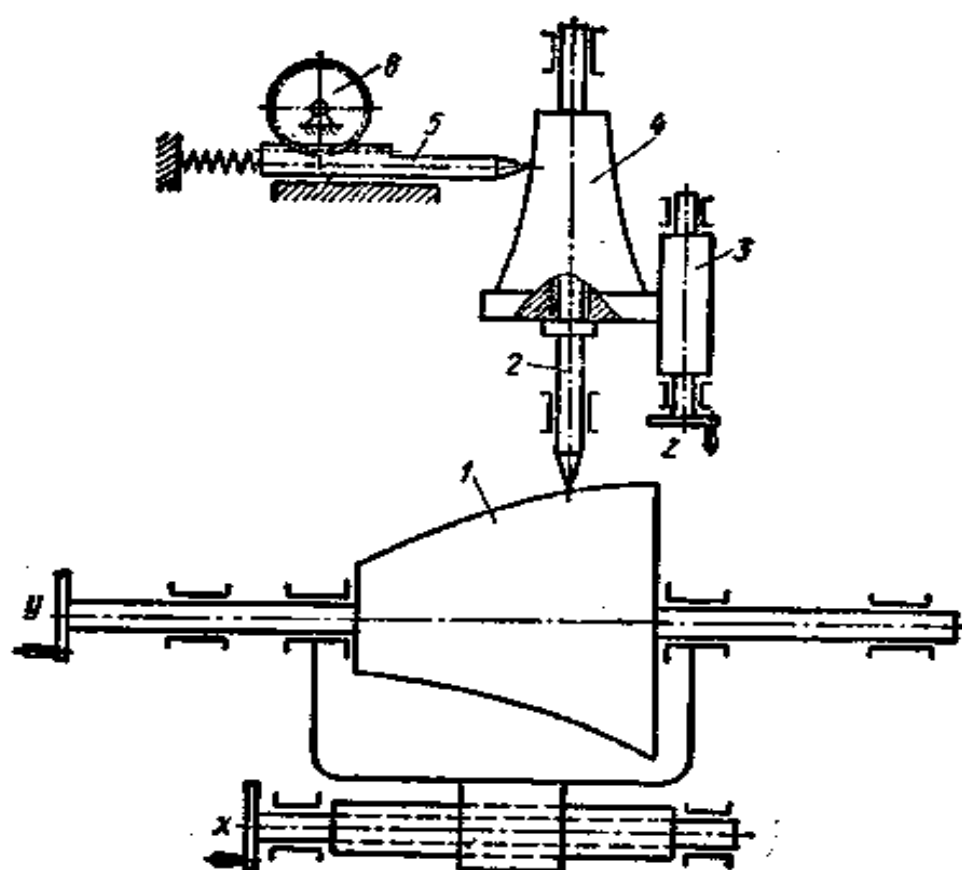


图 10.67

图10.67 求出三元函数的机构（图 10.66 的另一方案）。劈锥 1 的推杆 2 重演两个变量 x 和 y 的函数。推杆 2 使自由地安装在推杆上的劈锥 4 实现纵向移动，由摩擦轴 3 转动劈锥而给出第三个变量 z 。用带齿条的推杆 5 取得三元函数并传递给齿轮 6。

仪器机构

图10.68 摆式天平。钢带的一端固定在天平座 1 上，另一端跟扇形轮 3 固定，扇形轮上带有砝码 4。扇形轮 2 和 3 作成一体，而两者圆弧半径不等。用钢带把扇形轮 2 和主横梁 6 连接起来，横梁 6 和天平盘连接，且和齿条 5 固定在一起，齿条 5 带动装有指针 7 的齿轮转动。称量时，横梁 6 传力给扇形齿轮 2，使扇形齿轮 2 转动直到砝码 4 的重力矩与被称量物的重力矩平衡时为止

图10.69 定子轴承上摆动的平衡发电机。在测量被测对象的功率时，可测定定子的转矩。定子的转矩和转子的转矩近似相等。例如用砝码 P 加在力臂为 l 的秤盘上，使定子平衡，就可测定被测对象的转矩和功率。

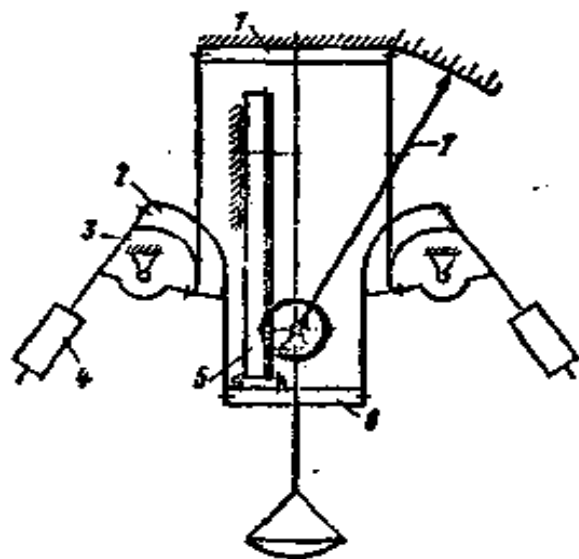


图 10.68

图10.70 用来测定高速发动机功率的圆盘式水力制动器。制动轴上固定一个或几个圆盘 3，它和被测试的发动机轴用弹性联轴节 1 连接。壳体 2 装在滚动轴承上。水沿管道 5 进入壳体，被离心力甩向四周，并从管道 6 流出。进入的水量用阀门 4 调节。在制动器轴转动时由于水对圆盘的摩擦，壳体 2 力图圆盘 3 一起转动。

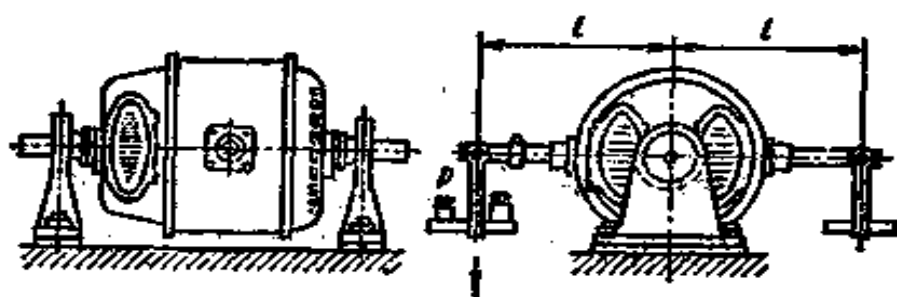


图 10.69

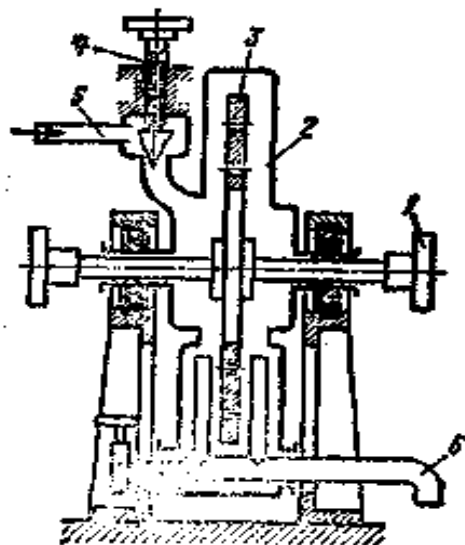


图 10.70

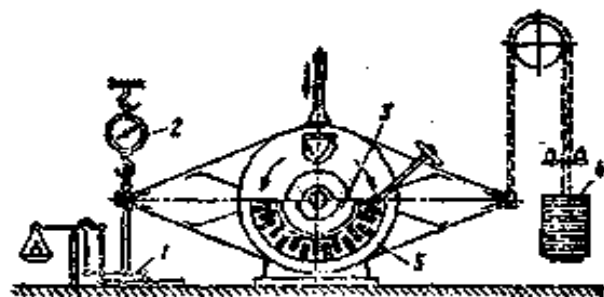


图 10.71

固定在壳体上的秤盘中放平衡法码，以测定制动力矩，从而可得到发动机功率。

图10.71 用于发动机试验的水力制动器。鼓轮3装在制动器轴上，有很多方形销固定在鼓轮表面的圆周上。在方形销之间(宽度方向)布置了同样的装在壳体5上的方形销。转子转动时，水在销子附近形成涡流，产生的阻力矩传到制动器的壳体上。为试验大功率发动机，制动器做出几排销子。用图示的方法之一(十进位天平1，或弹簧测力计2，或法码4)平衡壳体，以确定转矩的大小，从而算出发动机功率。

制动器中的摩擦功率 N_s (马力)

$$N_s = \frac{\pi^4}{75 \times 30^3 \times 5} \frac{\mu \gamma n^3}{g} i (R_2^3 - R_1^3)$$

式中 γ/g —— 水的密度；

μ —— 水对圆盘的摩擦系数；

i —— 方形销的排数；

R_1 和 R_2 —— 圆盘的内半径和外半径。

每小时流经制动器的水量

$$G = \frac{632 N_s}{t_2 - t_1}$$

式中 $t_2 - t_1$ —— 水进入制动器和流出制动器时的温度差。

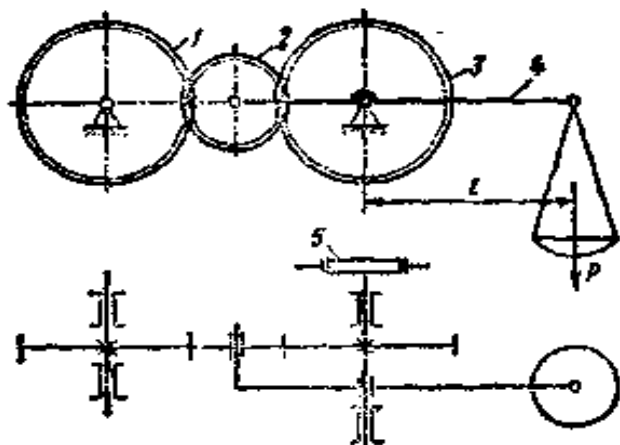


图 10.72

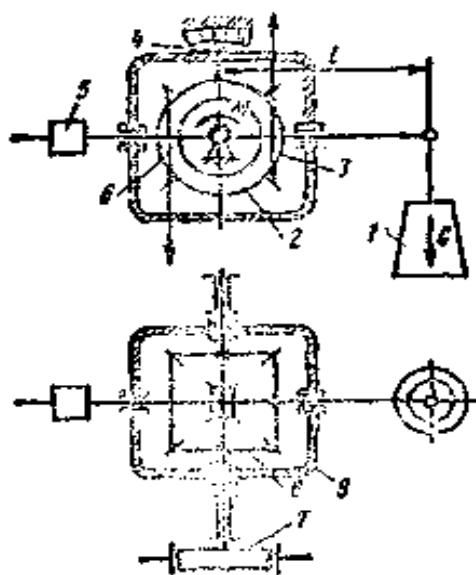


图 10.73

图10.72 圆柱齿轮差动测功器。被测力矩传到齿轮1的轴上，轮1以圆周力 P_{12} 作用到轮2上，轮2同时受到由制动器5经过齿轮3传来的力（圆周力） P_{32} 。轮2轴上受到总的压力等于 $2P_{32}$ ，该力被装在平衡杠杆4上的重物平衡。

按下式确定轴上的力矩 M_1 和功率 N （马力）

$$M_1 = \frac{Plr_{a1}}{2(r_{a2} + r_{a3})} \cdot \frac{1}{\eta} \quad N = \frac{M_1 \omega}{716.2}$$

式中 r_{a1} , r_{a2} 和 r_{a3} ——各齿轮的节圆半径（米）；

η ——测功器效率； l ——力 P 的力臂（米）。

图10.73 锥齿轮测功器。齿轮2由被测对象带动，并使轮3和轮6以及从动轴的轮8转动。轮6和轮3的轴放在可动的箱体9中，反作用力偶力图使箱体转动。闸住制动器7用重物1使箱体9恢复平衡，并用指针4示出。用较小的重物5使带有杆杠的箱体本身达到平衡。

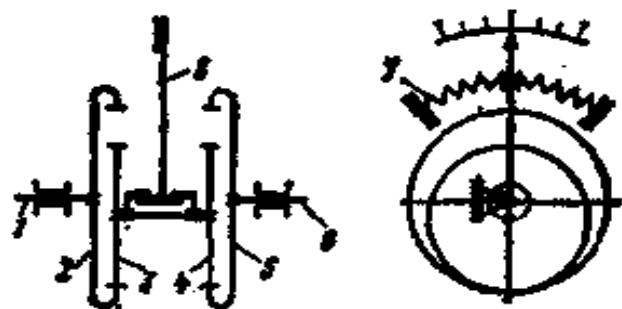


图 10.74

箱体的平衡条件是

$$M \approx \frac{Gl}{2\mu}$$

式中 μ ——测功器的效率。

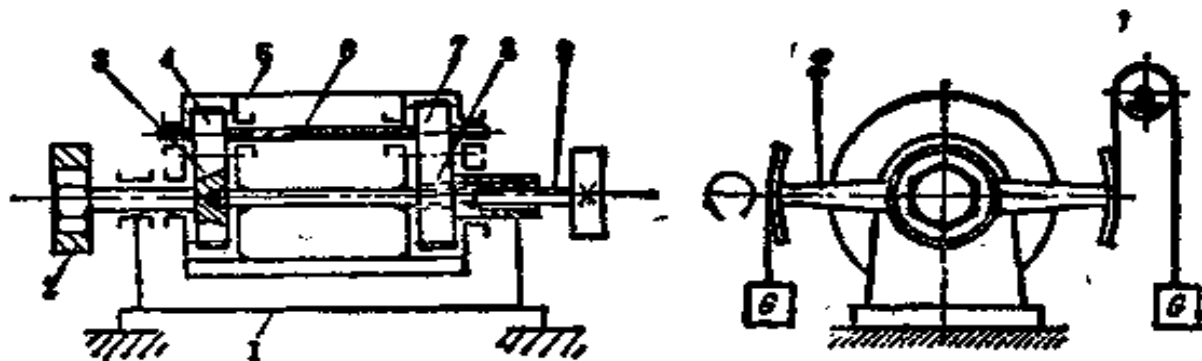


图 10.75

图10.74 差动式制动测功器。内齿轮2装在主动轴1上，内齿轮5装在从动轴6上。行星齿轮3和4支承在带指针的转臂8

上，用弹簧7限制8的转动。从动轴加载时，转臂的指针在固定刻度盘上指示出传动的扭矩。

主动轴上的力矩

$$M_1 = \frac{M_2}{(1 - u_{25}) \eta_{25}}; \quad u_{25} = \frac{z_5 z_3}{z_4 z_2}$$

测功器的灵敏度，随着 u_{25} 接近于 1 而降低。为使转动转臂 8 所需的力矩不大，齿轮传动的传动比 u_{25} 选择在 1 附近，否则弹簧就要做得很“硬”。

图10.75 不用滑动接触的传感器，研究作用在齿轮副轮齿上的力和变形的试验台。齿轮 8 和机架 1 固定地连接在一起。带有摆杆 2 并悬挂重物 G 的齿轮 3 可在机架的轴承中转动。齿轮 4 和 7 固定在扭力轴 6 上，并随托架 5 一起由轴 9 带着转动。用重物调整齿轮上的载荷。

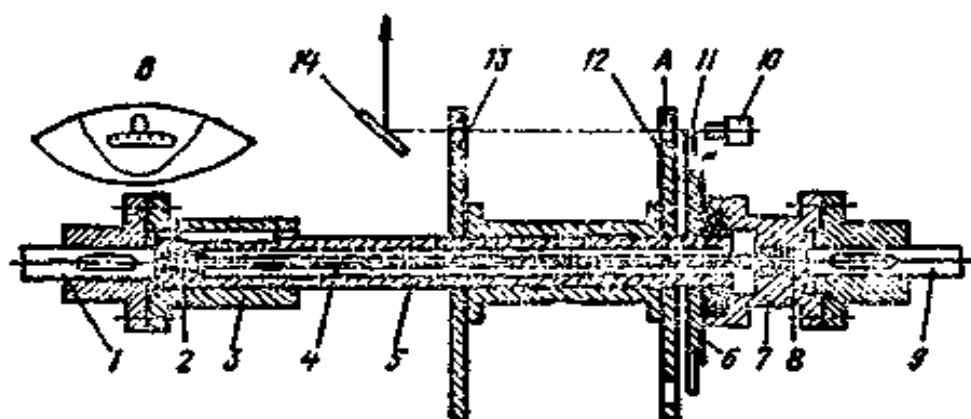


图 10.76

图10.76 旋转的扭力测力计。1和9两根轴的主、从动环间，放有校准过的杆4，利用装在它上面的套管2和8传递转矩。轴1上的半联轴器3和轴5刚性连接，而轴9通过法兰盘7和圆盘6刚性连接。和从动轴固定在一起的盘6上有透明刻度盘11，盘12和13利用空心轴5和主动轴连接。杆4扭转时，盘6相对于盘12和13转动。刻度盘11用灯泡10照明，由镜子14反映出圆盘12的缝隙A，凭视力可看出扭转的角度(见视图B)，它与轴的弹性力矩成正比。

图10.77 有四个质量的离心式转速表。轴1转动时,质量2向外甩开,于是借助构件4、5、6使扇形齿轮7和齿轮8、9、10转动。弹簧3使机构恢复到原始位置。被测量的轴1的角速度 ω 与带指针的齿轮10的转角成正比。

$$\omega = \sqrt{\frac{2C(\varphi - \varphi_0)}{ml^2 \sin^2 \varphi}}$$

式中 C ——弹簧的刚性;
 m ——重物的质量;
 φ_0 —— $\omega = 0$ 时 $A-A$ 轴线的倾斜角。

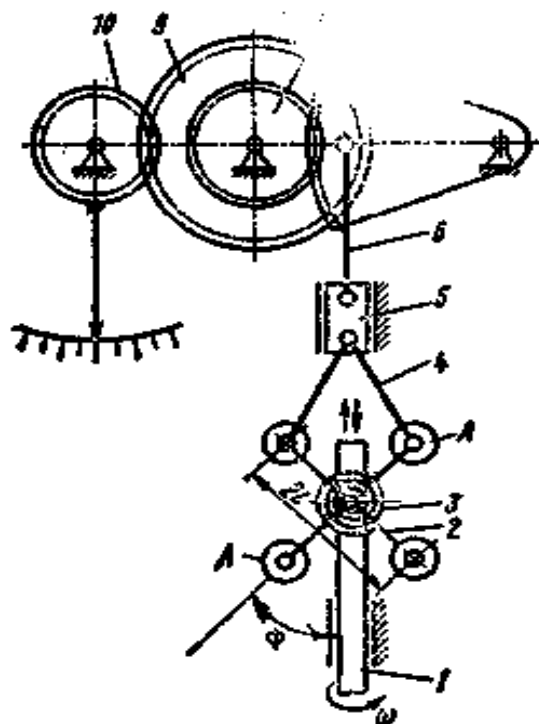


图 10.77

图10.78 离心式转速表。
 惯性质量1做成环形(图10.78

a)。从滑块2到指针A的传动中,由扇形齿轮3带动齿轮4,轮4和指针A连成一体。指针附加有叶轮式空气阻尼器(图10.78 b),它由指针(轮4)轴通过两对齿轮4'、5和6、7带动作快速转动。

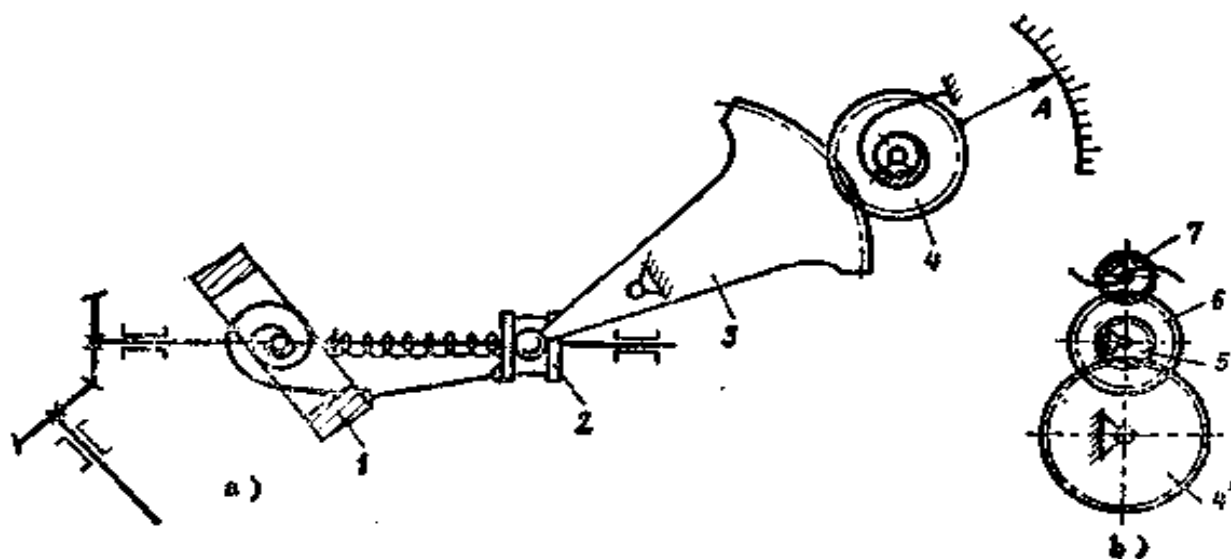


图 10.78

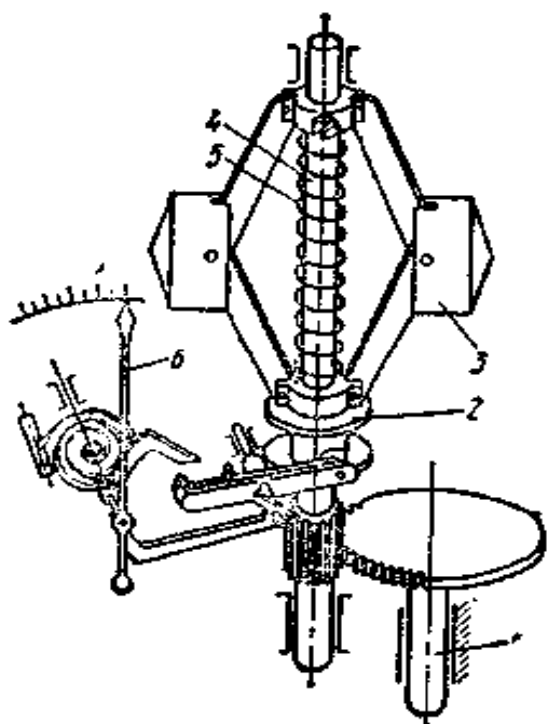


图 10.79

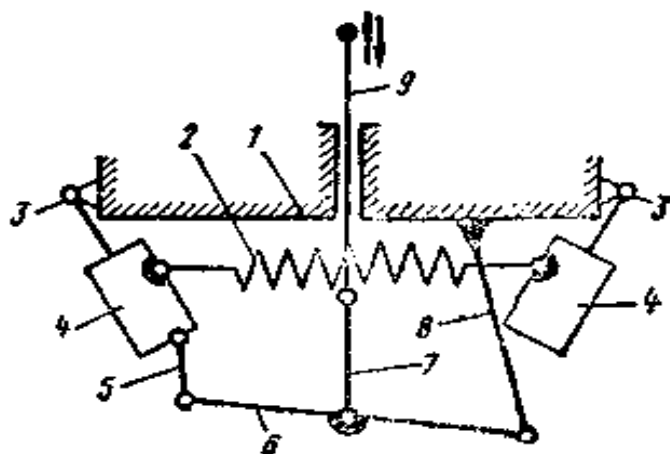


图 10.80

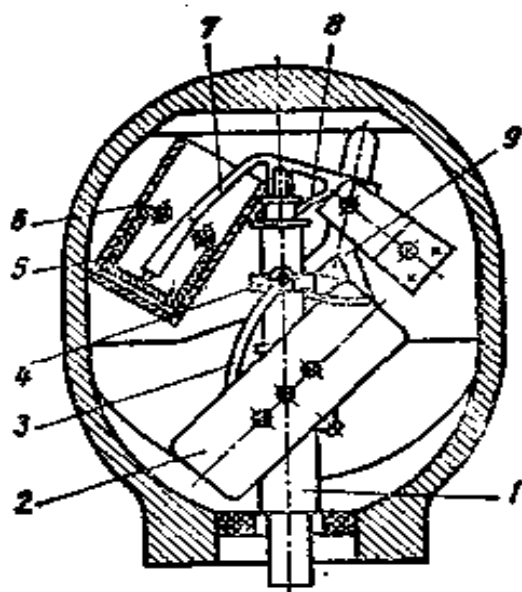


图 10.81

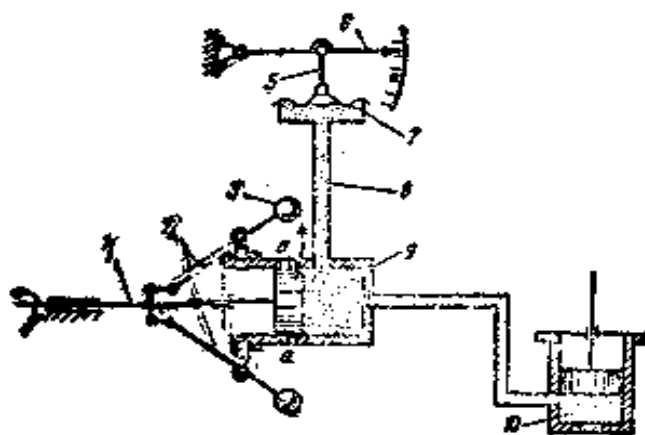


图 10.82

图10.79 《少先队员》转速表。测量转速时，主动轴 1 和所测对象连接，把转动传给垂直轴 4，并通过轴 4 传给重物 3。在角速度增高、重物离开转动轴时，连接器 2 克服复位弹簧 5 的阻力而上升，并使指针 6 转动。整个系统各构件所占据的位置与所测对象的角速度相当。

图10.80 格伊格尔 (Гейгер) 转速自记器。两个惯性质量 4 绕轴 3 摆动，并用弹簧 2 连接，它们由被测轴带着随壳体 1 一起旋转。两惯性质量张开到它们的离心惯性力和拉伸弹簧的弹性力平衡时为止。两惯性质量张开距离的大小用杠杆 5、6、7 传给记录机构的笔尖 9。

图10.81 AT-1 型离心式转速表。发动机轴的转动通过转速表的主动轴传给垂直轴 1。环形质量 2 的转动力图使它变得与转动轴线垂直，并利用杠杆 3 迫使连接器 4 沿轴向移动。和连接器相连的拨杆 8 带动扇形齿轮 9，齿轮 9 和指针相连。空气阻尼器用来消减指针的振动，它由杠杆 7 (它和扇形齿轮 9 相连)、活塞 5 和气缸 6 组成。

图10.82 远距离测量的离心式转速表。传感器和接收器间的联系是用压缩空气来实现的。轴 1 和被测轴连接，轴 1 的末端有在气缸 9 中移动的活塞 4，并和带有重物 3 的杠杆 2 用铰链连接。用泵 10 加压的压缩空气充满气缸 9。管 8 连接传感器和接收器，接收器做成压力表的形式，它是由膜片 7、滑杆 5 和指针 6 以及转数的刻度盘组成。重物的离心惯性力使活塞 4 移动，活塞 4 封住向外排出压缩空气的孔 aa ，当加在活塞上的重物惯性力和压缩空气压力的作用力相等时达到平衡。

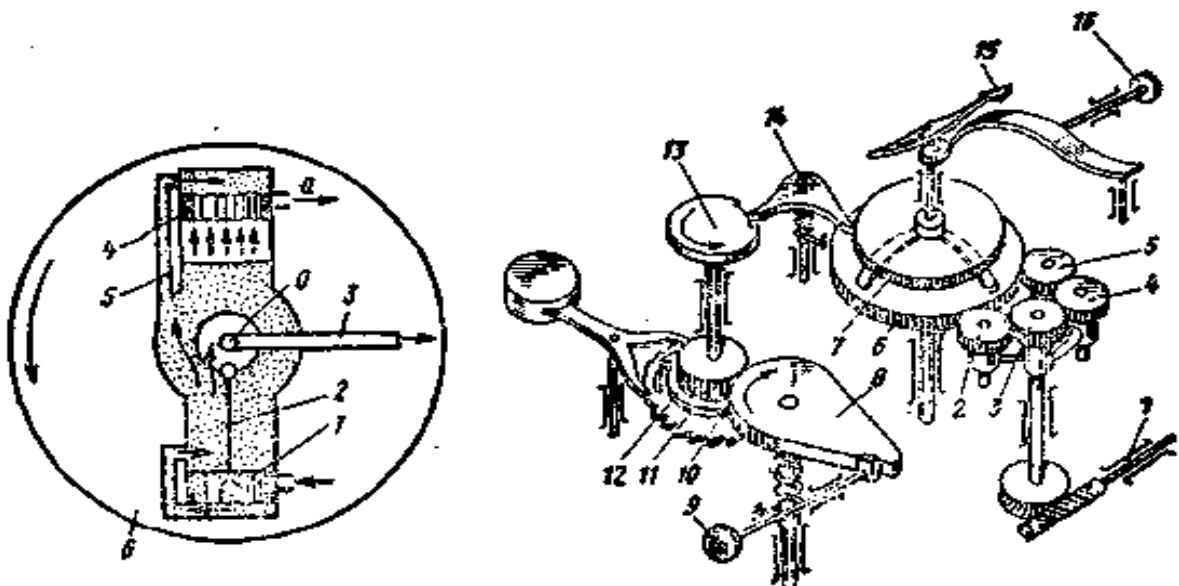


图 10.83

图 10.84

图10.83 阿斯卡尼 (Аскани) 远距离测量的转速表。仪器做成一个绕轴 O 转动的箱体 6。箱体上设有两个气缸。一个气缸中放泵的活塞 1，它与连杆 2 铰接；另一气缸上开有孔 σ ，缸中放有传感器的活塞 4。箱体由被测发动机带动旋转时，被泵加压的空气沿管道 5 进入传感器气缸。空气的压力平衡活塞 4 的离心力。箱体的中心开有出气孔，压缩空气经出气孔沿管道 3 进入接收器。压力表上刻出转速，它与压力成正比。

图10.84 第一钟厂的转数计。轴 1 由被测对象带动。通过蜗杆传动和自动换向机构（经过齿轮 3、2 或 3、4、5）把转动传给轮 6。轮 6 与自由转动的轮 7 间靠摩擦连接，钟表机构通过凸轮盘 13 和掣子 14 控制轮 7 的运动。压下按钮 9 时，上紧弹簧；松开按钮 9 时，被上紧的弹簧带动扇形齿轮 8、齿轮 12 和棘轮盘 11 转动。盘 11 通过掣子和擒纵轮 10 连接，轮 10 和盘 13 装在同一根轴上，盘 13 压住掣子 14 时，释放轮 7。指针 15 与轮 7 间用摩擦连接，并随轮 7 转过一定的角度，在轮 7 转动的时间内（6 秒）内，此转角与轴 1 的转速成正比。用按钮 16 控制杠杆，可将指针调整到零点。

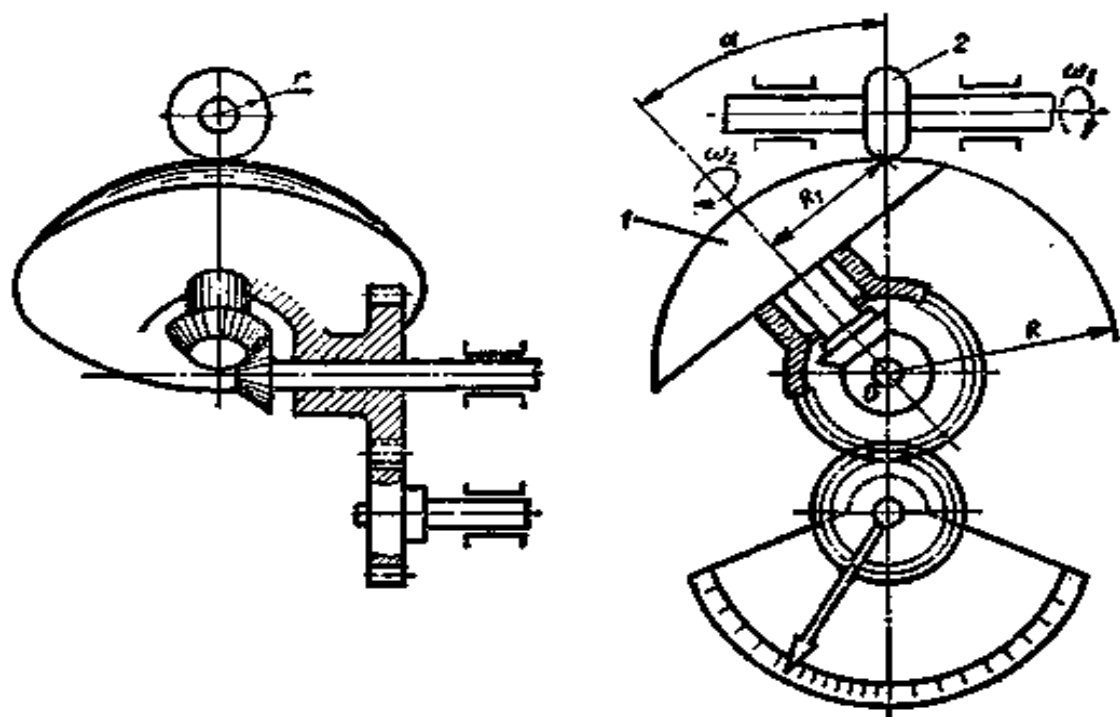


图 10.85

图10.85 带草形摩擦轮的转速表。草形轮1可与本身的转轴一起绕轴O旋转。若使轮2以等角速度 ω_1 旋转，而调整滚轮2贴紧在草形轮上的位置，使轮1的转速 ω_2 与被测转速相当。草形轮的转角 α 与被测对象角速度相当的 ω_2 之间的关系，可由下式确定

$$\sin \alpha = \frac{r}{R \omega_2} \omega_1 = \frac{C}{\omega_2}$$

草形轮的可变半径 $R_1 = R \sin \alpha$ 。转速表的刻度是不均匀的。

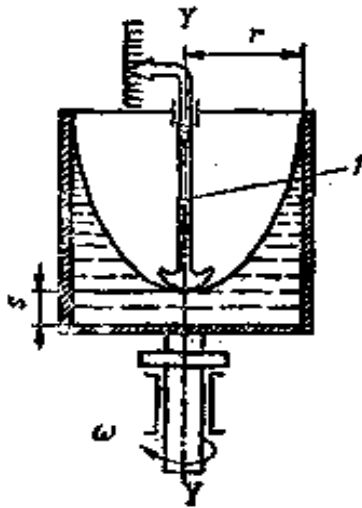


图 10.86

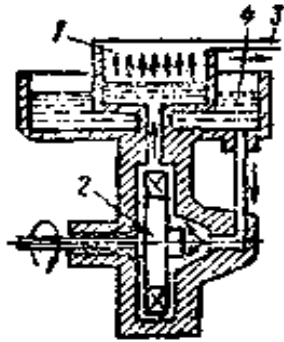


图 10.87

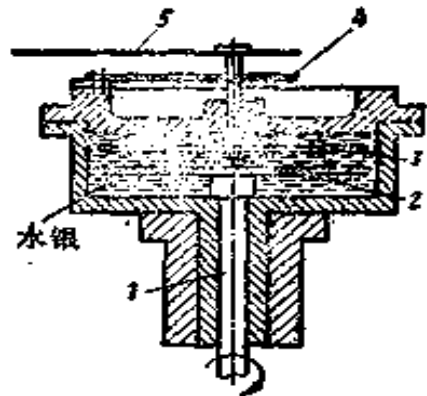


图 10.88

图10.86 浮子式液力转速表。容器绕垂直轴 YY 转动时，浮子 1 下降。

$$S = h - \frac{\omega^2 r^2}{4g} = h - C \omega^2$$

式中 h —— 静止状态下液面的高度。参数 S 可表征轴的角速度大小。

图10.87 远距离测量的液力转速表。叶轮 2 与被测轴连接，它从容器 4 中吸入油，并把液体压入容器 1 中，给容器 1 中的空气以压力，空气沿管道 3 进入压力表（压力表的刻度盘上标出转速）。

图10.88 液力粘滞式转速表。装在主轴 1 上的有孔圆盘 2

放在充满水银的密封容器内。盘2转动时，水银带动轻质盘3，游丝4阻止带有指针5的盘3转动，指针的转角相应于被测对象的转速。

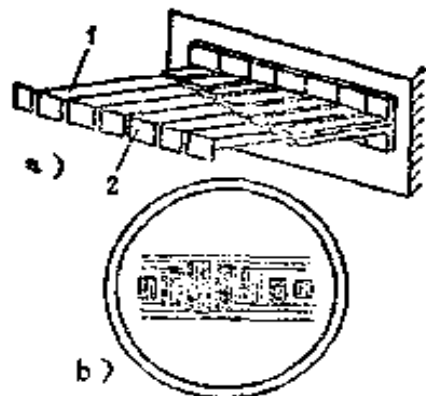


图 10.89

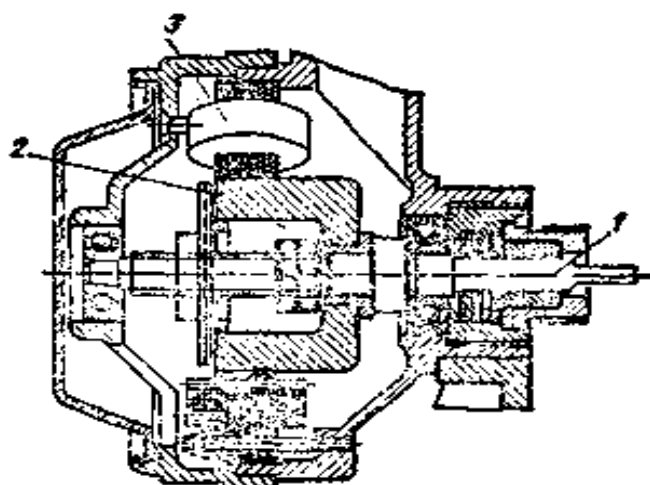


图 10.90

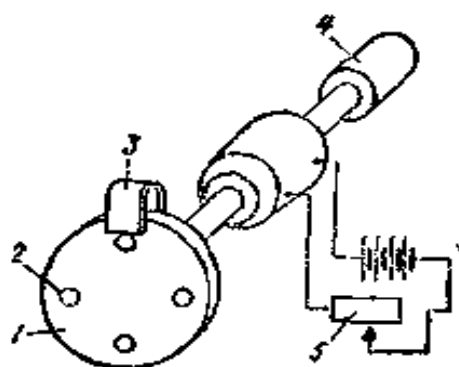


图 10.91

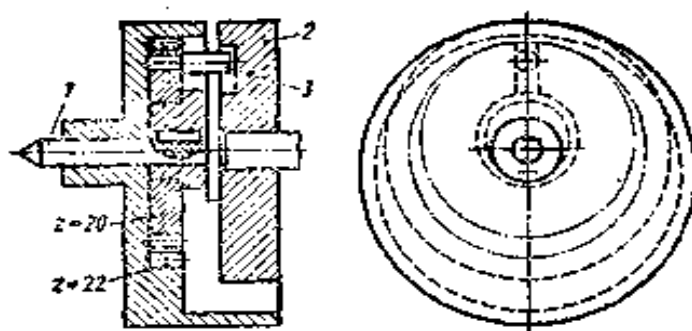


图 10.92

图10.89 振动式转速表。它由很多横截面相同，但伸出长度不同，按频率分档的悬臂弹簧1组成（图10.89 a）。各片弹簧的末端均固定有重物2。每片弹簧下面有电磁铁，由发电机-传感器供给电流。发电机由被测转速的机器带动旋转，把发电机的电流供给电磁铁，而弹簧1就是电磁铁的衔铁。在电流作用下，各弹簧开始以不同的振幅振动（图10.89 b）。在这当中，已知其固有频率与电流频率（也就是被测对象的转速）相当的那根弹簧将有最大的振幅。

图10.90 电气转速表。带有6个极的磁铁2装在轴1上。绕组3固定在定子上。和被试验对象相连的轴转动时产生交变磁场，在绕组3中引起的电动势与轴的角速度成正比。

图10.91 用机械式光开关的频闪观测式转速表。直流电动机上装着具有几个孔眼2的圆盘1。圆盘放在被测试轴和有狭缝的固定遮光板之间。

利用变阻器5调节电动机转速，以及马蹄形磁铁3的电磁制动器的作用（圆盘1在这个磁场内转动），把电机转速调节到和被测对象的转速一致。圆盘的转速可用感应式转速表4确定。

因为只有在缝隙和圆盘上的任一个孔相吻合的瞬间，观测者才能看到被试的轴。故在圆盘和轴的速度相等或成可约数时，被试的轴看起来好像是不动的。

图10.92 转动频率计数器的传动装置。装有偏心轮的主动轴1转一周，计数器的数字轮——一个位数轮2应该转1/10周。为此，应用内齿轮为22齿，外齿轮为20齿的行星齿轮传动，并用指销3传动轮2。机构的传动比为

$$u = \frac{z_{20} - z_{22}}{z_{20}} = -\frac{1}{10}$$

图10.93 气体速度的测量仪。利用气体经过孔流出时，气体压力和速度间的关系 $V = \sqrt{p}$ ，量得压力。为了得到刻度均匀的读数，借助曲线盘，并用挠性绳把浮子的位移传给仪器的指针。

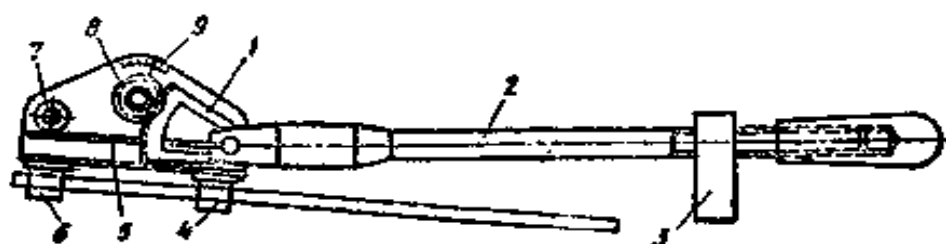


图 10.94

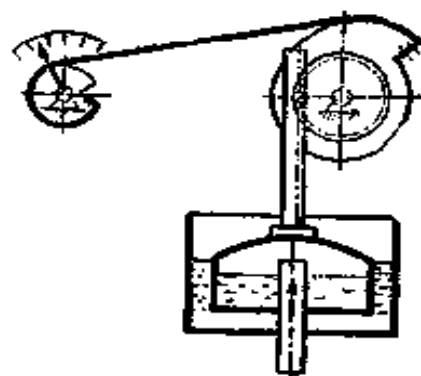


图 10.93

图10.94 测量钢索张力的应变仪。仪器测定的不是安装在仪器上那段钢索的伸长，而是测定钢索沿它的直线方向偏离某一数值（与钢索张力有关）所必需的力。用夹子4和6把仪器固定在钢索上。杠杆2的一端有弹簧5，弹簧抵住滚轮7，用手把支架3贴紧被测钢索。这时，扇形齿轮1带动齿轮8和指针9转动。

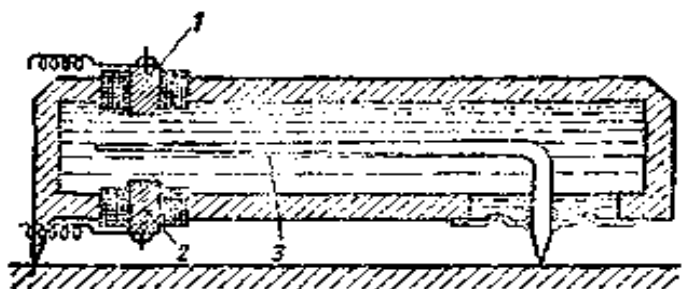


图 10.95

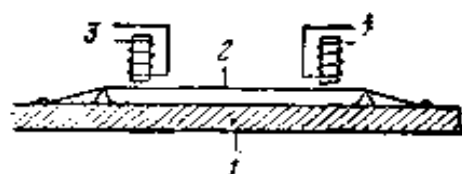


图 10.96

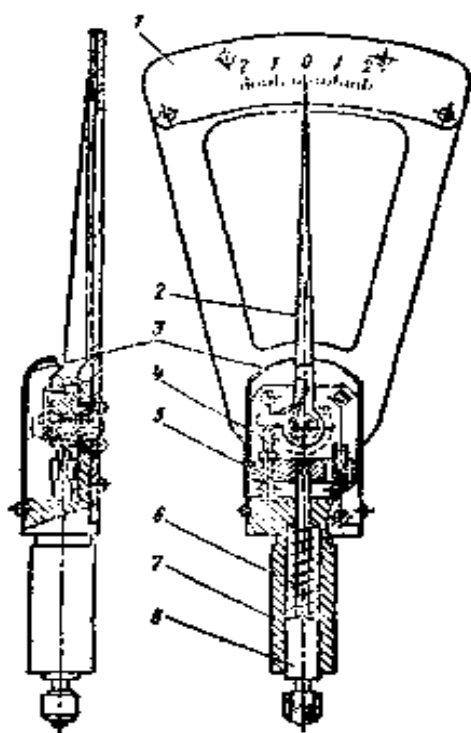


图 10.97

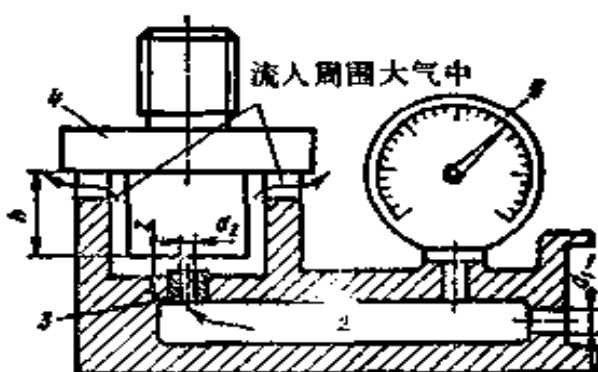


图 10.98

图10.95 利用电解液的应变仪。用舌形件3把电极1和2之间的电解液分开，由试件变形引起舌形件位移，从而改变了电解液的电阻。这种变化可借助于电桥线路用示波器记录下来。

图10.96 弦式应变仪。弦2在试件1上张紧。由发声器激发，使弦达到共振。得到了试件变形前、后的弦的固有频率，就可算出弦的张力变化和变形（3—激振器；4—接收器）。

图10.97 检查锻、铸件尺寸时作粗略测定用的测量表。带有横杆5和销钉4的测量杆8在表壳7的孔中移动。销钉4作用在杠杆2的短臂上，杠杆的长臂（ $u=10$ ）相对于每分度值为0.2毫米的刻度盘1转动。用弹簧6产生测量力；用罩子3保护仪器。测量范围为10毫米。

图10.98 用无接触气动方法检验产品尺寸的仪器简图。恒压力空气由容器1经过标定孔 d_1 ，进入容器2，再经过具有孔 d_2 的喷嘴3进入间隙 z 中。因为间隙 z 和产品4的被测量尺寸 h 有关，故用压力表5监察容器2中的压力，可评定产品尺寸 h 的变化。

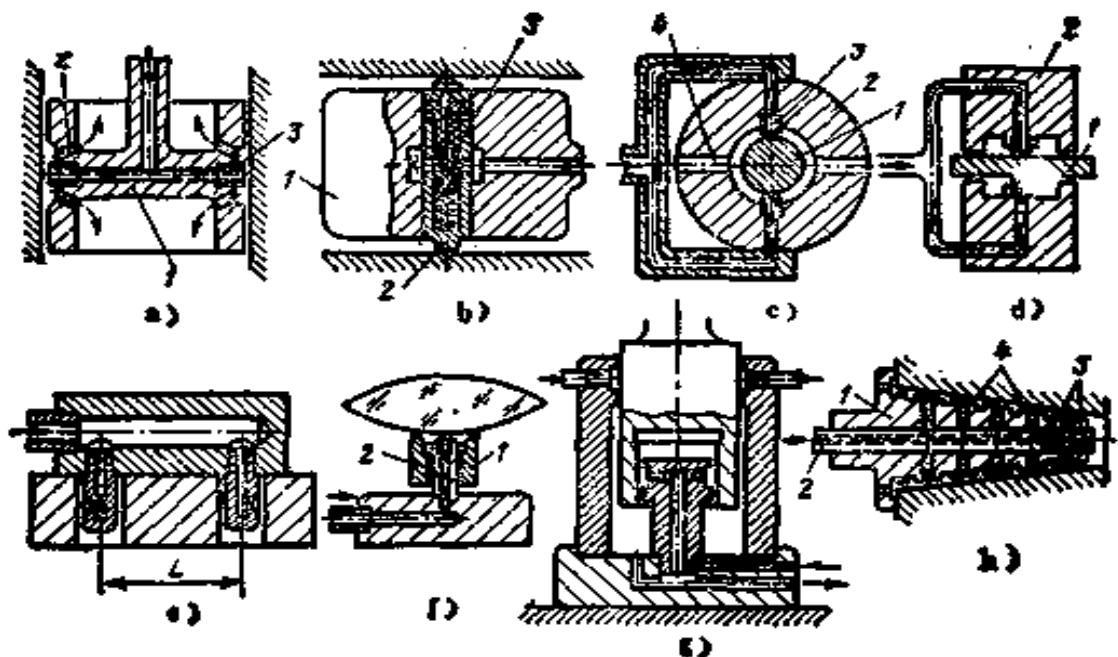


图 10.99

图10.99 用气动方法检验尺寸的塞规：

a) 一用活塞1检验大的孔径。空气通过经校定的喷嘴3，并从孔2中排出；

b) 一用接触法检验孔径。套管 2 压入测试头 1 的壳体中, 套管 2 中带有被弹簧压住的柱塞 3。柱塞的锥面部, 封闭排气孔。用改变柱塞 3 的锥度来调整塞规的灵敏度;

c) 一在壳体 2 的孔中检验圆柱形产品 1。空气沿导管进入喷嘴 3, 并经过孔 4 排出;

d) 一在带有空气出口喷嘴的两个测量头 2 中间检验平面产品 1 的厚度;

e) 一检验孔间距 L ;

f) 一球形表面(光学透镜)的检验。把支承环 1 相对于喷嘴 2 来转动, 以确定球面尺寸的大小;

g) 一同时检验产品的内径和外径;

h) 一在 5 个点上检验锥孔。柱塞 2 在塞规 1 中移动, 柱塞上的孔把空气引导到喷嘴 4 中 (3—密封环)。

图 10.100 浮子式测微计。压缩空气经过稳压器 1 进入锥形玻璃管 2 中 (玻璃管中有轻质的可自由运动的浮子 3), 随后经橡皮软管 4、小室 5、喷嘴 6 而进入喷嘴端面 and 被测零件表面间的间隙 a 中。间隙 a 越大, 单位时间流出的空气量也越多, 浮子 3 就升得越高。当浮子和玻璃管之间的环形截面足够大, 以使压力差可与浮子平衡时, 浮子达到平衡状态, 同时浮子的顶面边缘在刻度尺上指出被测零件的尺寸。

图 10.101 小模数齿轮的综合检测仪。撑架 6 支承在滑座 1 上。正弦尺 7 固定在滑座 1 上, 用重物 (未画出) 将带有指示器的托架 5 的尖端紧贴着正弦尺。标准齿条 2 用弹性悬挂的方法与托架 5 相连, 齿条和被测齿轮 4 啮合。滑座 1 沿自身的导轨运动时 (例如向右), 齿轮 4 被圆盘 3 带着按顺时针方向转动, 齿条

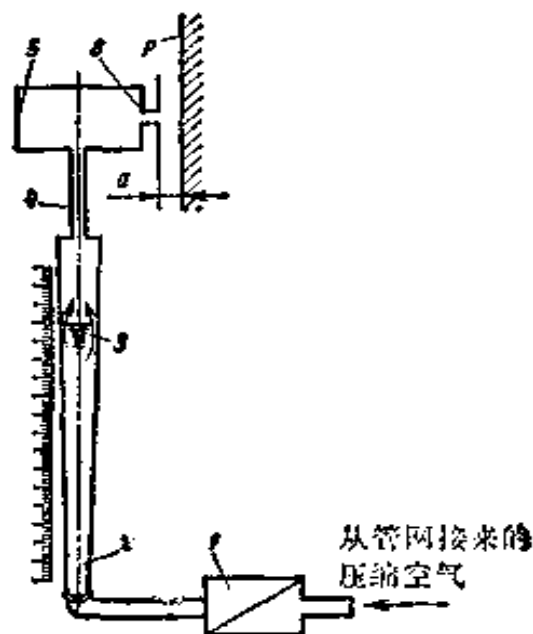


图 10.100

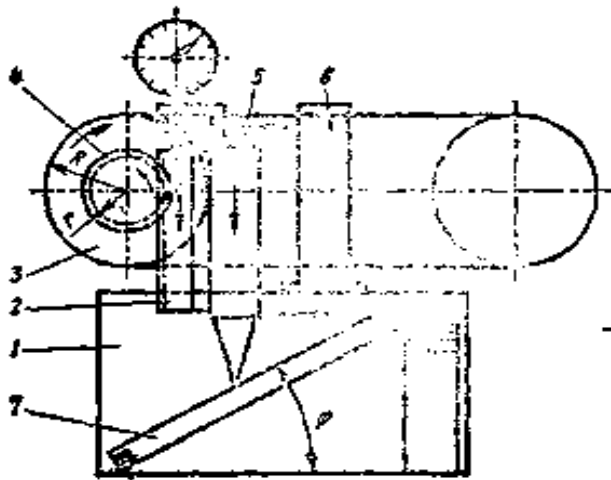


图 10.101

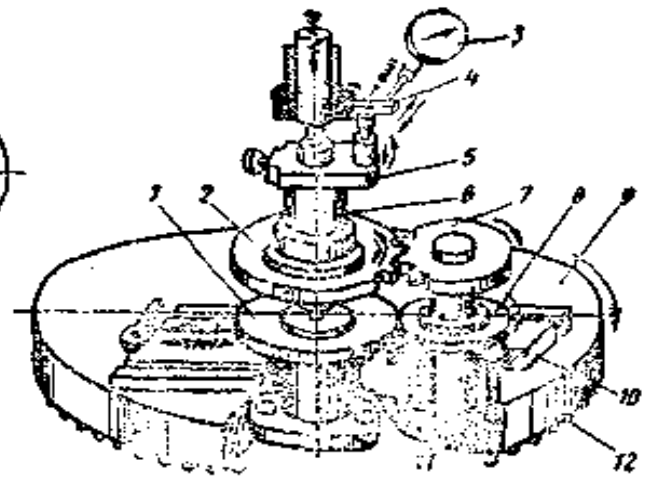


图 10.102

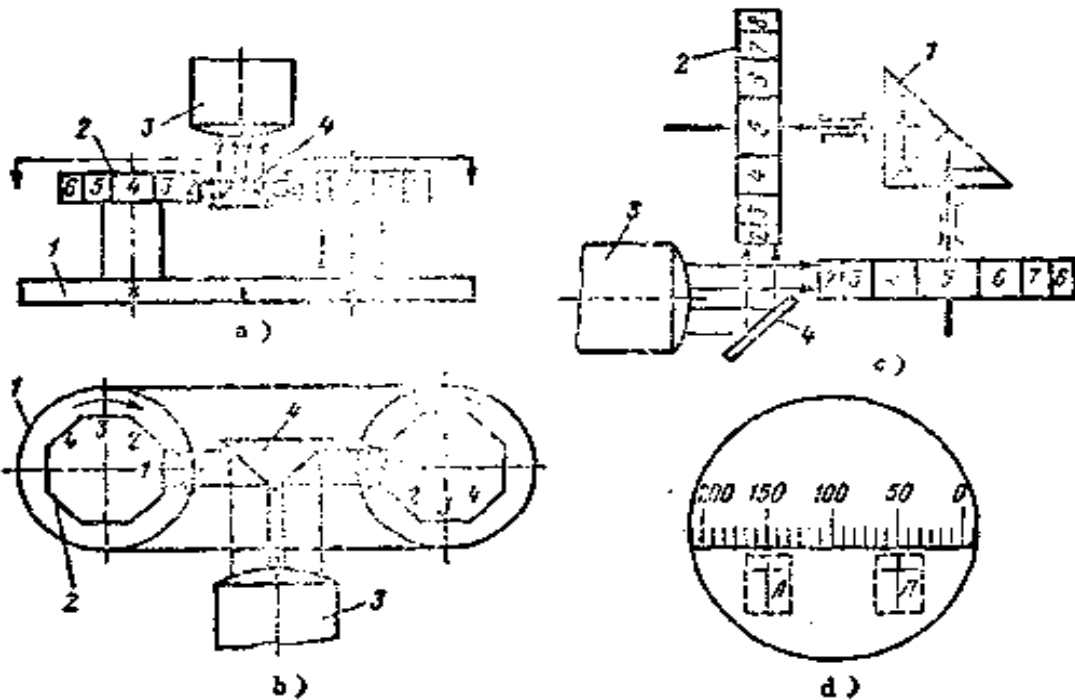


图 10.103

下降，托架 5 也同时下降（尺的倾斜度 $\text{tg}\phi = \frac{r}{R}$ ）。如果齿轮制造得准确，齿条 2 和托架 5 将同步地下降。同时，千分表的指针保持在零点。

图10.102 圆柱齿轮检测仪。圆盘 8 和齿轮 7 刚性地固定在心轴 11 上；支承心轴并有弹簧压住的可动托架 10，安装在带有滚珠支承 12 的转动台 9 上。齿轮 2 装在带有顶针和夹头 5 的心

轴 6 上，扇形盘 8 和齿轮 7 沿固定圆盘 1 和齿轮 2 运转。圆盘 1 和 8 的直径应该与齿轮 2 和 7 的分度圆直径相等。在齿轮运转并且为理想的几何啮合时，千分表 3 没有指出偏差；反之，齿轮 2 的角度偏差将经由夹头 5 通过杠杆 4 传至千分表 3。这仪器可用于一对齿轮的试运转或者试验一个齿轮而用标准齿轮代替第二个齿轮。

图 10.103 借助于所谓自动准直管和两个相等的 n 面玻璃棱柱检验传动比（当 $u = 1$ 时）恒定性的简图。多面棱柱 2 固定在轮（或皮带轮）1 上。一束平行光由准直管 3 射到棱柱 4 上，然后反射到棱柱 2 上，并从它们的面上反射回到准直管的格子板

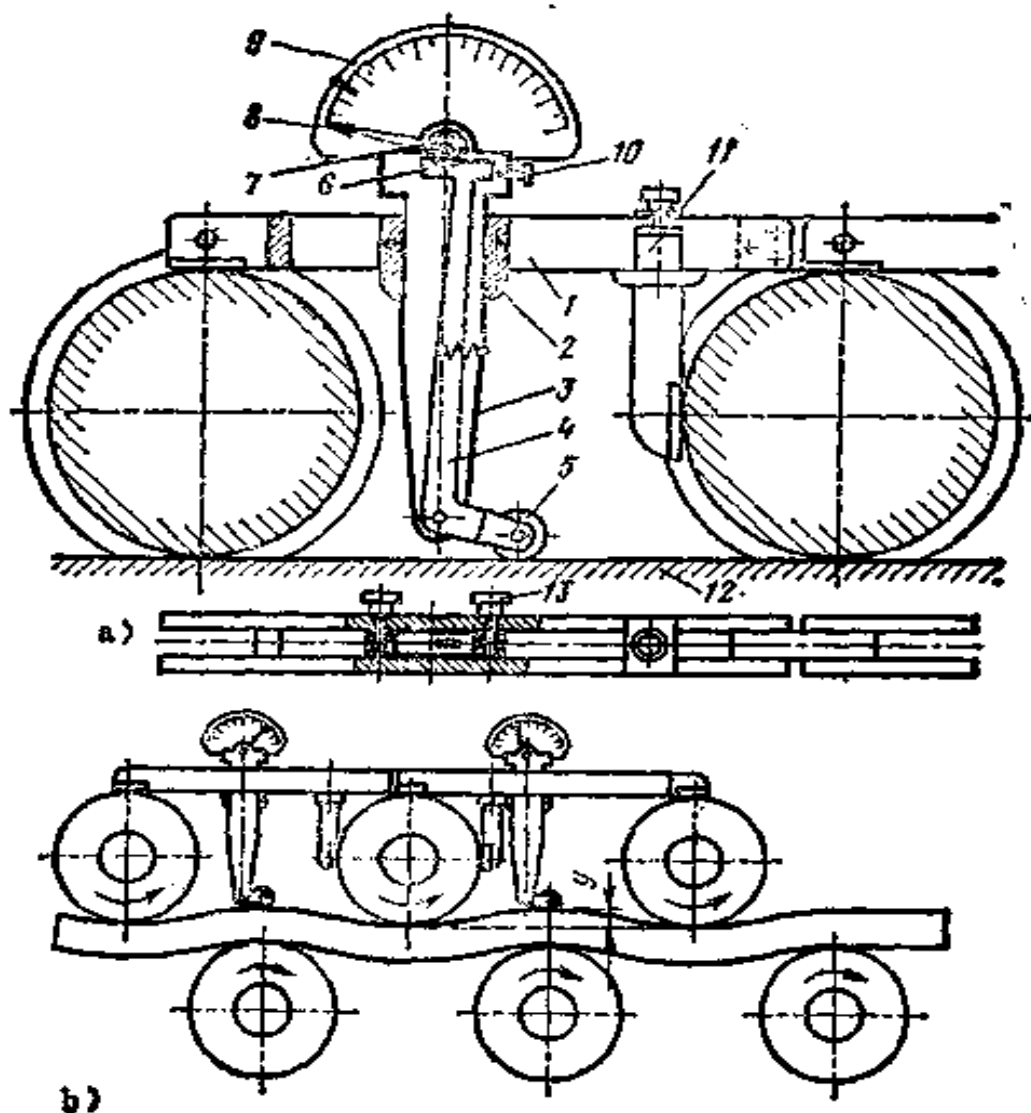


图 10.104

上。反射到管子格子板上的两条移动光带的虚线之间的距离就作为两轴转角之差。

在图 10.103 上, a) $-u = -1$; 轴线平行的情况; b) $-u = +1$ 的情况; c) 一相交轴的情况; d) 一管子的网格; 在 $n = 72$ 时, 标出 $0 - 200'$ 的刻度已足够。

图 10.104 调整辊式矫直机和检测钢轨实际变形的仪器 (在矫直时考虑到辊轴挠度和轴承间隙)。挡块 11 塞在两根直尺 1 之间 (图 10.104 a)。空心柱 3 能在导轨 2 中移动, 空心柱中有双臂杠杆 4, 它的一端支承滚轮 5, 另一端为扇形齿轮 6, 轮 6 带动具有指针 8 的齿轮 7 转动。仪器的刻度盘 9 指出滚轮 5 的垂直位移 y 。梁 12 从下面贴紧在机器的辊子上, 而将仪器的滚轮 5 放下靠在梁 12 上, 这时用螺钉 10 调整仪器的零点。然后, 就在这样的位置上, 用螺钉 13 把空心柱 3 夹紧在两根直尺 1 之间。为了调整机器方便和迅速, 必须规定对每一对上辊子单独放一个仪器 (图 10.104 b), 而各个仪器间则用榫销活节连接起来。

测量非电量的传感器和仪器

图 10.105 用于测量位移的变阻器式传感器的简图;

- a)、b)、c) 一给出平滑线性关系的传感器;
- d) 一小阶梯式骨架型变阻器;
- e)、f) 一大阶梯式变阻器;
- g)、h) 一具有液体“触头”的变阻器;
- i)、j) 一具有某一曲线形和阶梯形骨架的非线性变阻器;
- k) 一各段带有分流器的变阻器;
- l) 一正弦-余弦变阻器;
- m) 一具有某一曲线形滚转触头的变阻器。

传感器的电阻为滑动触头位移 x 的函数, 图 i) 和 j) 上画出了该函数的曲线图。

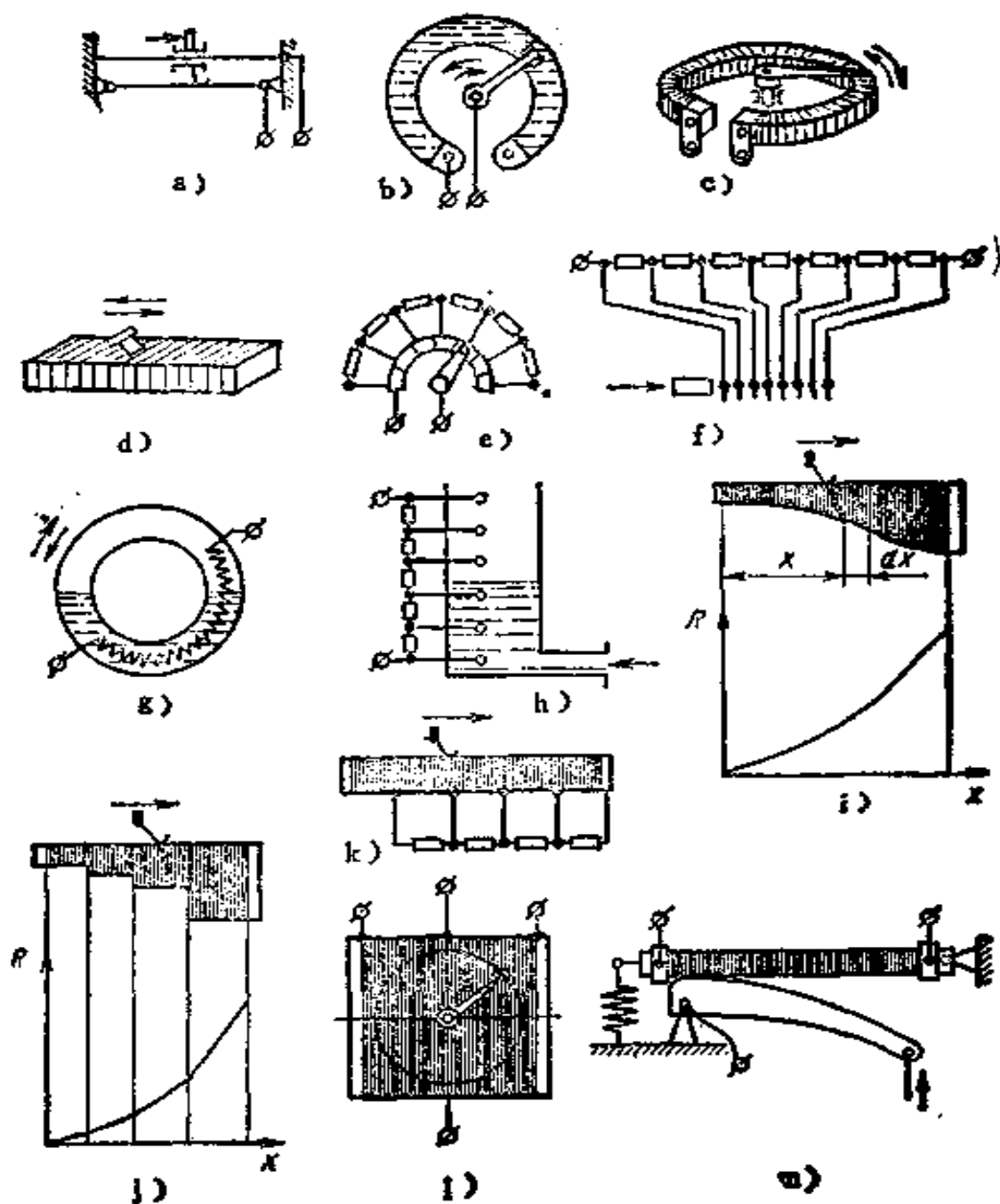


图 10.105

图10.106 用滑线变阻器式传感器来测量的简图，

- a) — 测量滑块行程； b) — 测量弹簧变形，
 c) — 测量压力差； d) — 测量压力；
 e) — 测量转角； f) — 测量力；
 g) — 测量加速度。

图中 k — 滑动触头； o — 接至示波器的输出端。

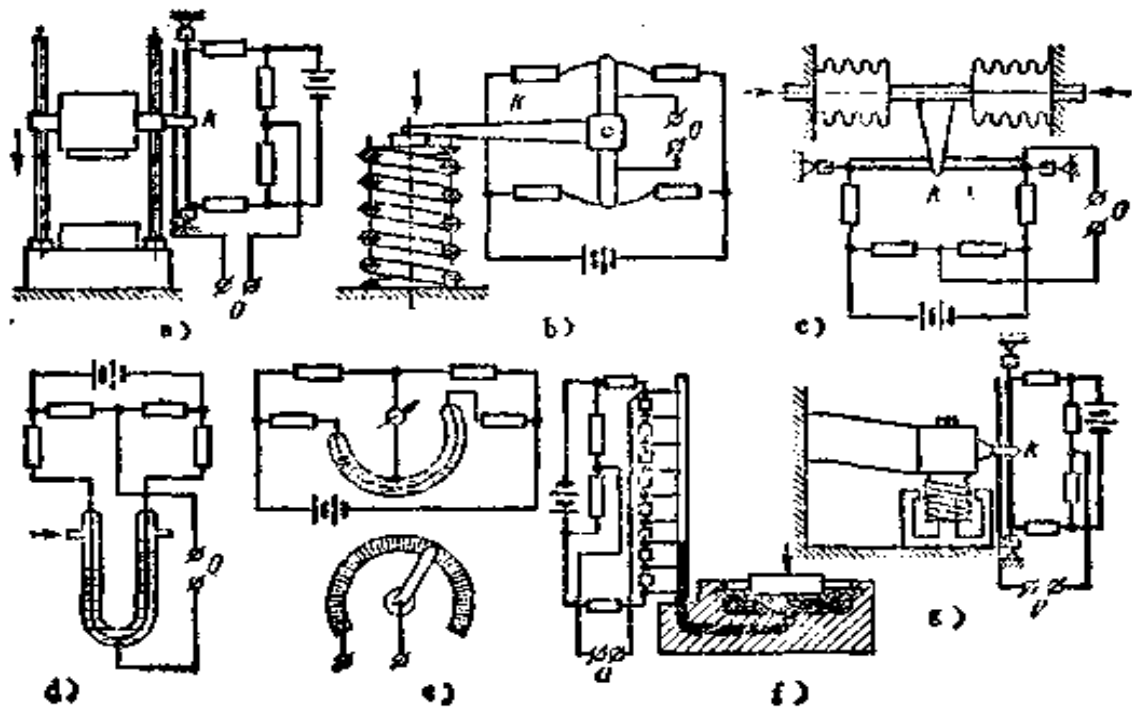


图 10.106

图10.107 测量直线位移的简图。金属丝电阻—滑线变阻器 1 作传感器，和直线运动零件连接的滑动触头 2 沿滑线变阻器滑动，破坏了直流电桥的平衡。借助于指针式仪表 3 或回线 4 的调整，使电桥恢复平衡。 R_1, R_2, R_3, R_4 —电桥各臂的电阻； r —平衡变阻器。

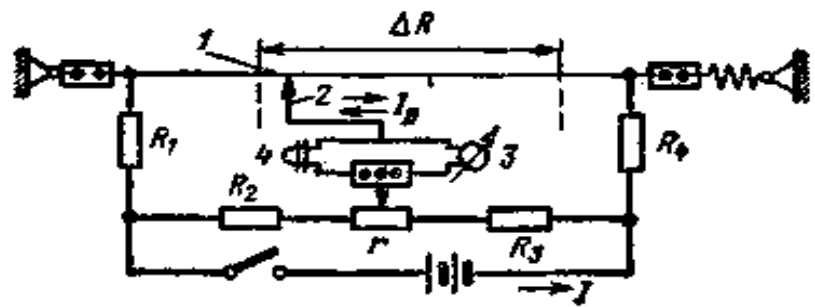


图 10.107

桥臂相等时达到最大的灵敏度。电桥测量对角线中的电流：

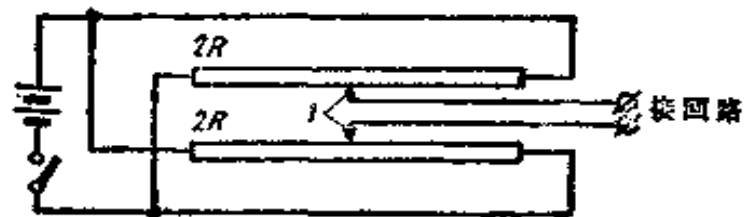


图 10.108

$$I_D = I \frac{\Delta R}{2(R_0 + R) - \frac{(\Delta R)^2}{2R}}$$

$$R = R_1 = R_2 = R_3 = R_4$$

式中 I —— 电源电流；

R_0 —— 测量对角线的电阻。

$R/\Delta R \geq 10$ 时，非线性测量误差不超过 1%。

图10.108 用具有两个滑线变阻器的传感器测量直线位移的线路图。触头 1-1 沿两个滑线变阻器同时滑动。电桥灵敏度比图 10.107 的线路提高一倍，并且没有平衡变阻器。当 $I = \text{常数}$ 时， I_D 与 ΔR 为线性关系，排除了线路的非线性。桥臂电阻可以用较小的阻值。并在电池组的电压值较小时有足够的电源电流 I ；

$$I_D = I \frac{\Delta R}{R_0 + R}$$

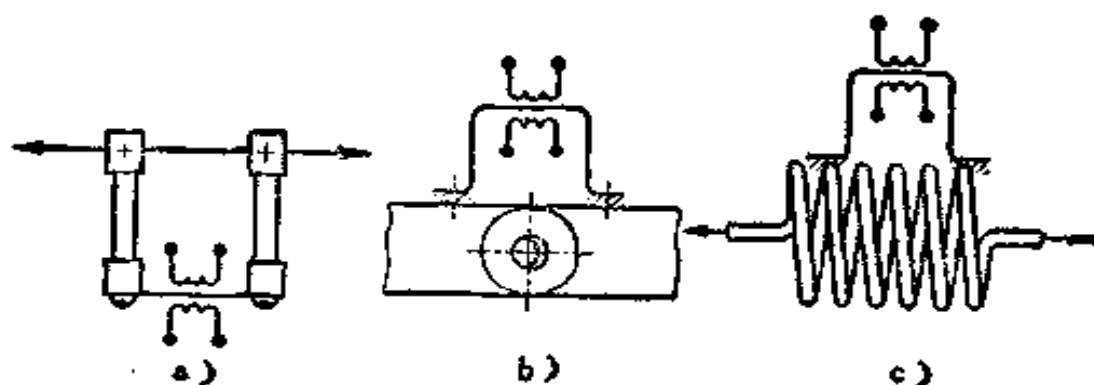


图 10.109

图10.109 借助金属弓形片测量位移的简图：线的伸长（图 10.109 a），铰链中间隙引起的位移（图 10.109 b），弹簧圈的位移（图 10.109 c）。用减小弓形片的高度或增加弓形片支脚和弯角的刚度，能提高测量装置的灵敏度。

图10.110 测量角位移的无接触感应式传感器。轮廓线为阿基米德螺线的平铁心 4，在有 1、2、3 三个线圈的导磁的极靴

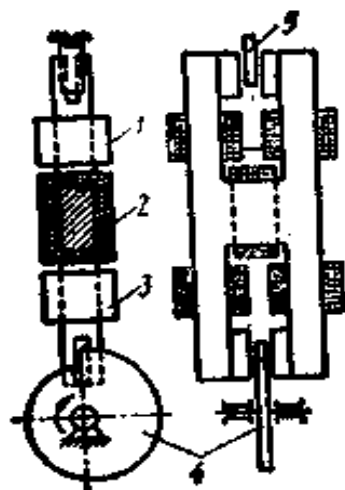


图 10.110

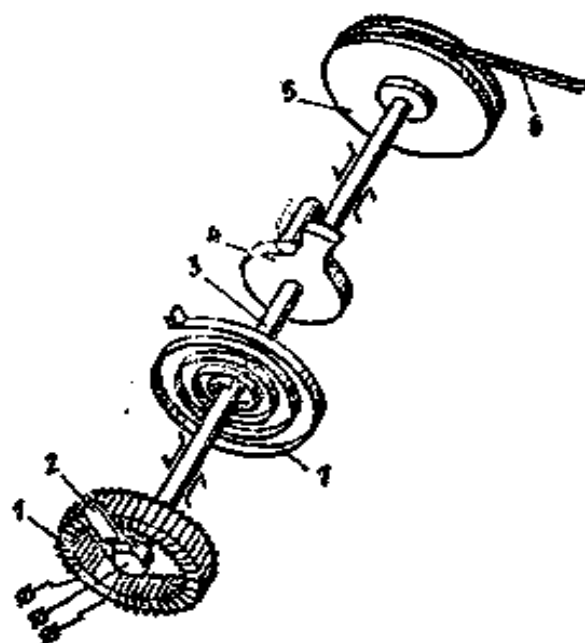


图 10.111

之间转动，引起线圈电感的变化。利用固定铁心 5 使系统的初始磁导变得均匀。两个相同的线圈 1 和 3 靠交流电供给。

图10.111 线位移传感器的简图。被测对象的线位移由绳索 6、滚轮 5 和小轴 3 传给固定变阻器 1 的滑动触头 2。凸耳式行程限制器 4 和复位弹簧 7 固定在轴上。接在桥路内的变阻器阻值的变化用示波器记录下来。

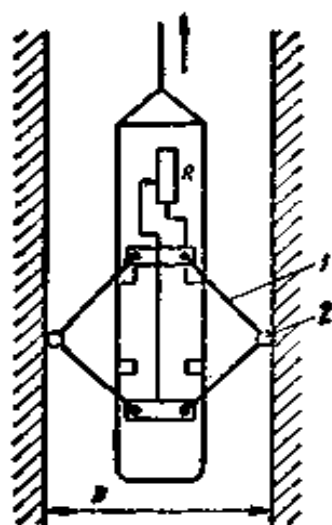


图 10.112

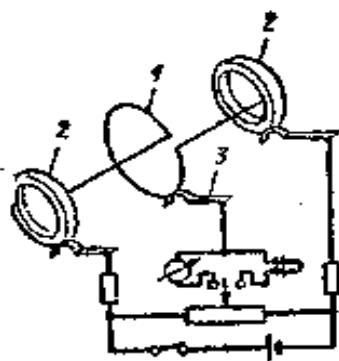


图 10.113

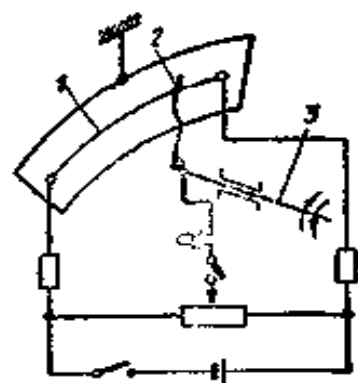


图 10.114

图10.112 检测孔径变化的传感器。当传感器沿孔的轴线移动时，用带有三个滚子探头2（相隔 120° 分布）的三杆成双的菱形状系统1探触孔壁。直径的变化将引起滑线变阻器R的滑动触头移动。被测直径D的范围为100~730毫米。

图10.113 借助于滑线变阻器计量角位移的仪器简图。在测量轴的表面安装一个与轴绝缘的滑线变阻器的电阻丝1，它的两端分别接到二个接触环2上。轴转动时，定触头3沿滑线变阻器滑动，破坏了桥路的平衡。

图10.114 在某角度范围内摆动的被测轴3和滑动触头2刚性连接。触头沿固定滑线变阻器1滑动。触头的位移破坏了桥路平衡，同时，测量对角线中产生了与轴的角位移成正比的电流。

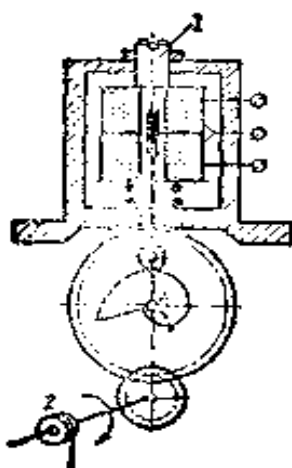


图 10.115

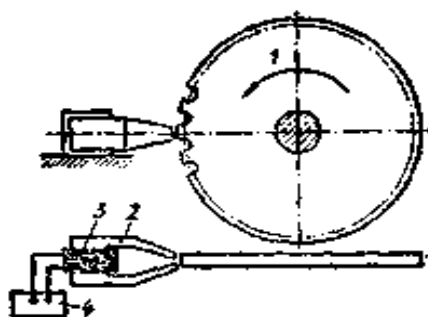


图 10.116

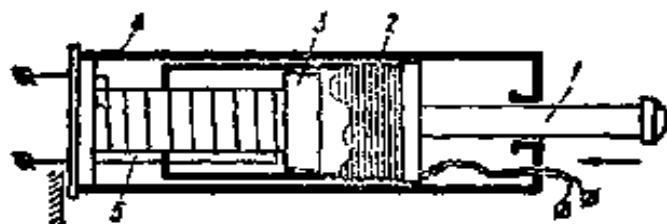


图 10.117

图10.116 为检测高炉中炉料水平面的探针式绞车的转角传感器简图。绞车轴的转动通过联轴节2、齿轮传动和凸轮使电感式传感器的铁心作直移运动。传感器的零点位置用螺钉1调整。凸轮在较大转角范围内，其示数特性是直线性的。

图10.116 记录不均匀转动的传感器简图。传感器是由安装在所测试的轴上带齿圆盘1和固定磁铁2组成的。用示波器4记录线

图 3 中感应出的电流。

当齿槽对着磁铁时，记录的电流曲线通过零线。盘 1 转动不均匀时，这些点之间的距离不同，依此，很容易确定齿相对磁铁的通过时间，从而可确定所测试轴转角的变化规律。

图10.117 采煤机的感应式速度传感器。表面上有绕组的黄铜圆筒 2 与机器中的支撑杆 1 刚性地连接。圆筒在带有绕组 5 的电磁铁心 3 和管 4 之间移动。结果，在绕组 2 中产生电动势，它与支撑杆的速度成正比。

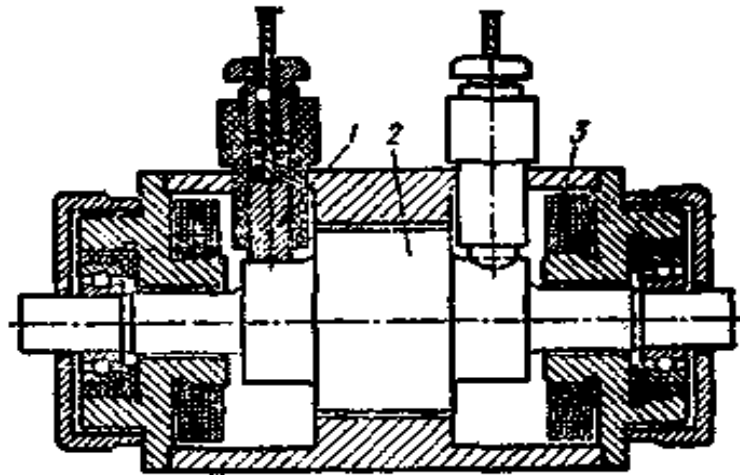


图 10.117

图10.118 测量角速度的传感器（单极机）。纯铁转子 2（装配上与壳体绝缘）在由激磁绕组 3 建立的强磁场中转动。用电刷 1 取得正比于转子角速度的电压。单极电机在灵敏度上不及整流子发电机，它的显著特点是尺寸小、没有脉冲电流、不需要滤波器等。

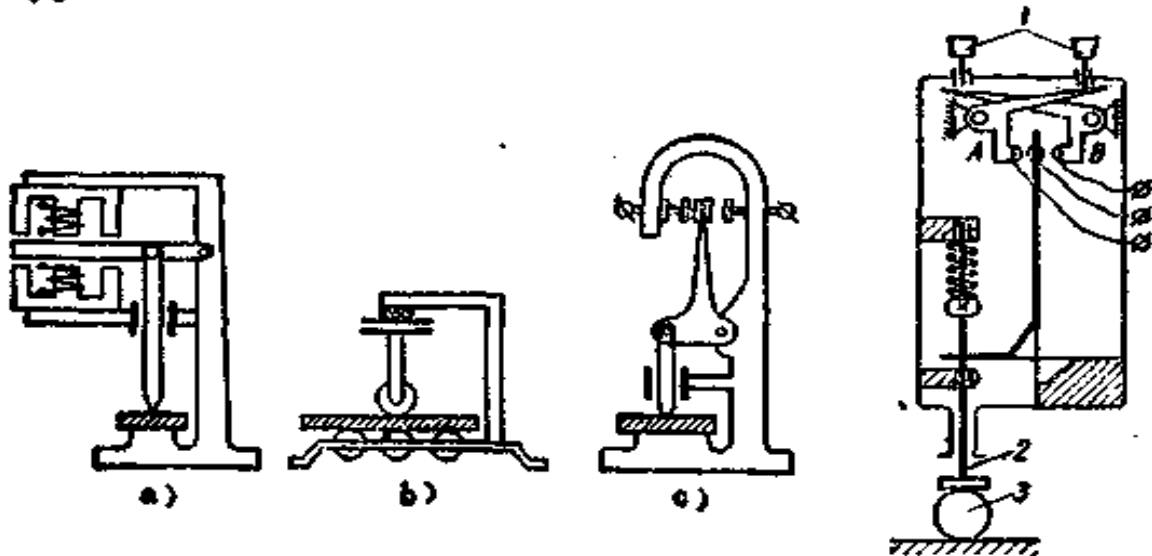


图 10.119

图 10.120

图10.119 检测尺寸的传感器简图:

- a) 一电感应式的;
- b) 一电容式的;
- c) 一厚度继电器。

图10.120 大批量自动检测尺寸的双触点继电器。零件3的尺寸变化(大于3微米)时,测量杆2移动,并和控制信号设备的触头(见图10.123)A或B闭合。用螺钉1将A和B调整在规定的尺寸上。

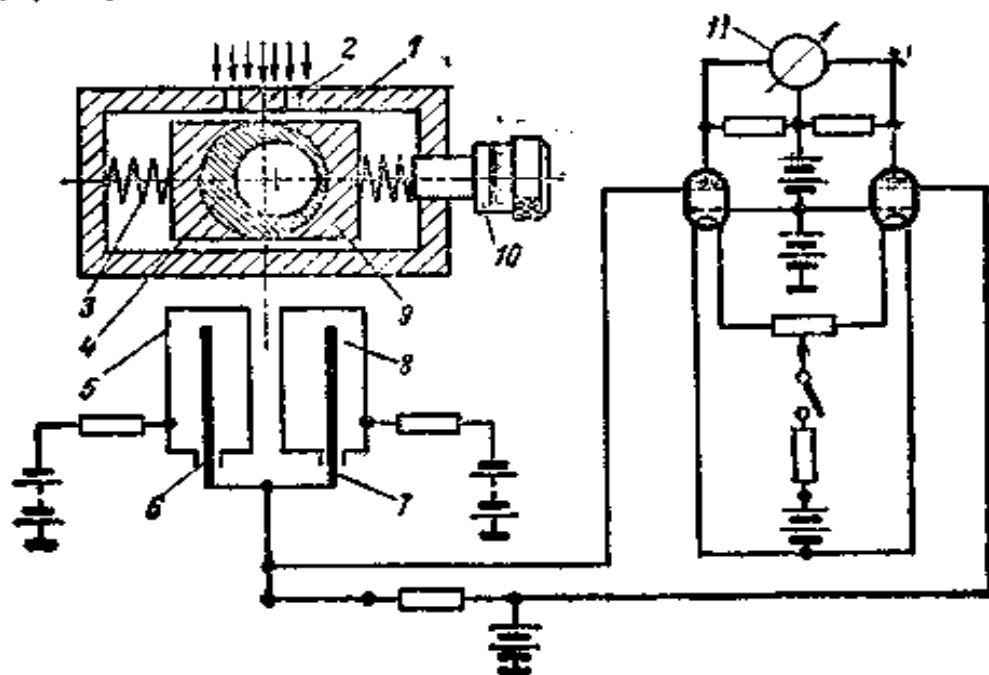


图 10.121

图10.121 测量管壁厚薄差的仪器简图。夹头9和被测试的管4放在壳体1中,借助于测微计螺杆10和弹簧3可以使它们移动。用 γ 射线通过缝隙2和管4照射到暗室5、8上。内电极6和7接到电子管的栅极上。测量之前,将校准器放在夹头9中,并将螺杆10的刻度和仪器11的指针调到零点。管4两边的壁厚不同时,射到暗室5和8中的射线强度将有差异,并且测量

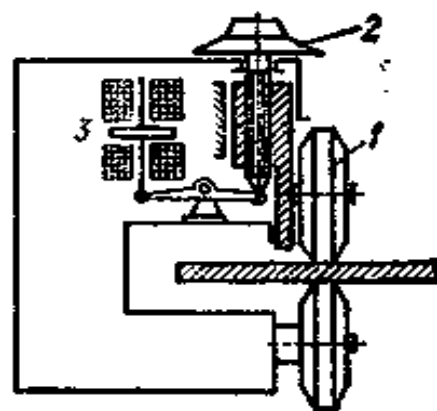


图 10.122

仪的指针偏离零点。若先转动管 4，获得壁厚差值最大的读数，然后用螺杆 10 移动夹头，使仪器 11 的指针回到零点，那么螺杆刻度标出的数值就是管壁厚薄差之半。

图10.122 检测冷轧带厚度的电感式传感器。冷轧带在滚轮之间通过，其厚度偏差用差动传感器 3 记录。在传感器中，衔铁和滚轮中的一个相连，用测微计螺杆 2 进行尺寸调整。对于厚度为 0.1~5.5 毫米的冷轧带，当带速在 8 米/秒以下时，测量的偏差范围为 ±0.1 毫米。

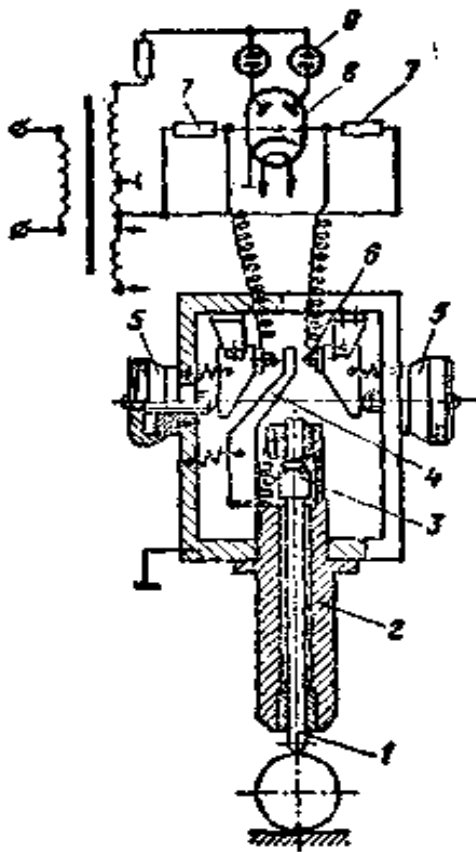


图 10.123

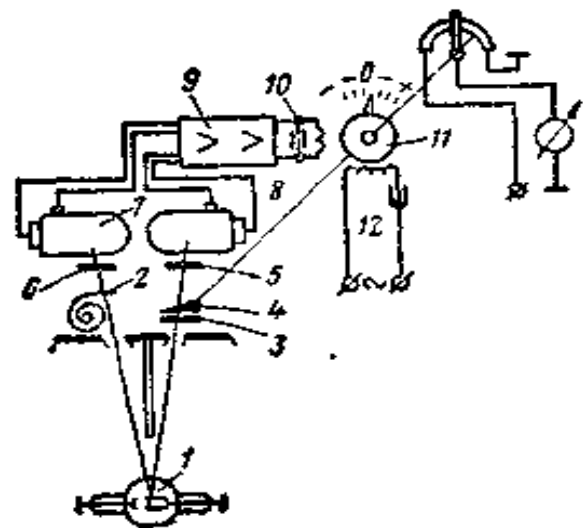


图 10.124

图10.123 按极限值自动检测制品尺寸的测量头。它带有热电子继电器，并给出两个标志的灯光信号。与测量心轴 1 连接的夹头 3 作用到接触杠杆 4 上，杠杆 4 可与工作触头 6 中的一个闭合。用螺钉 5 调整尺寸的允许偏差（见图 10.120）。用氖灯 9 给出光信号，氖灯接在双三极管 8 的阳极电路中。杠杆 4 的位置在中间时，工作触头断路，经电阻 7 给管 8 的栅极以封闭管子的负

偏压；触头 6 中的一个闭合时，双三极管 8 中与此相应的半边的栅极和阴极连通，在正半周期中通过电流，使氖灯发光。

图10.124 用 X 光辐射的方法，无接触自动检测被轧金属厚度的仪器原理图。X 光管 1 的射线向前经过需测厚度的、运动着的带 2，另一路经模板 3 和标准斜楔 4（它们由与带 2 相同的金属制成），随后射到荧光板 5 和 6 上并照准光乘器 7 和 8。测量的厚度很小时，可以不要模板 3。光乘器的光电流在输出端具有 X 光放射的脉冲形式，并且方向彼此相迎。其总光电流用放大器 9 放大，并送到双相电容式电动机 11 的绕组 10。绕组 12 和电容器串接在电路中。绕组中电流振幅的变化与信号振幅的符号有关，电动机转动并使斜楔 4 运动直到线路输出端的电位差等于 0 时为止。

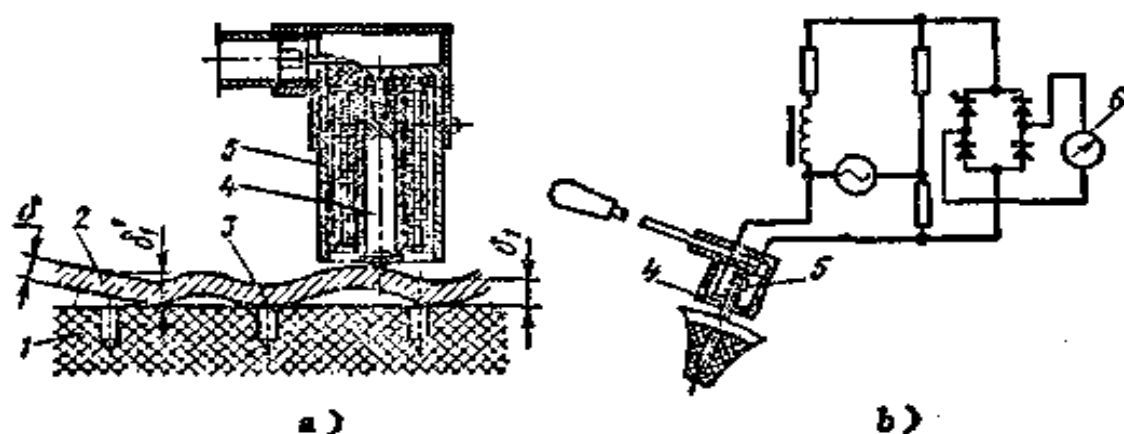


图 10.125

图10.125 测量由零件 1 的表面到覆盖薄板 2 的表面间距离 δ_1 的单线圈感应式传感器（图 10.125 a）。当传感器的钢心 4 和钢的检测杆 3（特意插入非金属零件 1 中）之间的距离 δ_1 变化时，线圈 5 的感抗发生变化，并由微安表 6（图 10.125 b）记录下来。传感器按标准进行校定，则微安计的表盘可以标出能确定零件和覆盖薄板之间间隙的分度值。

图10.126 检测 1、2、3、4 级精度的零件尺寸，以及零件在机床上加工时检测其尺寸的感应式传感器。

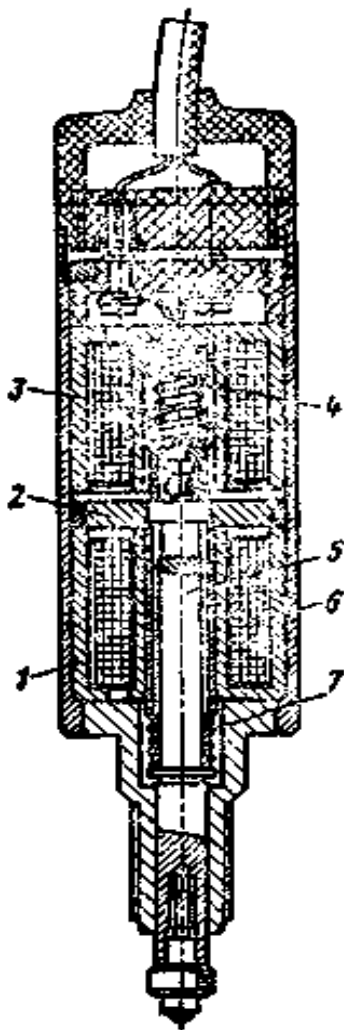


图 10.126

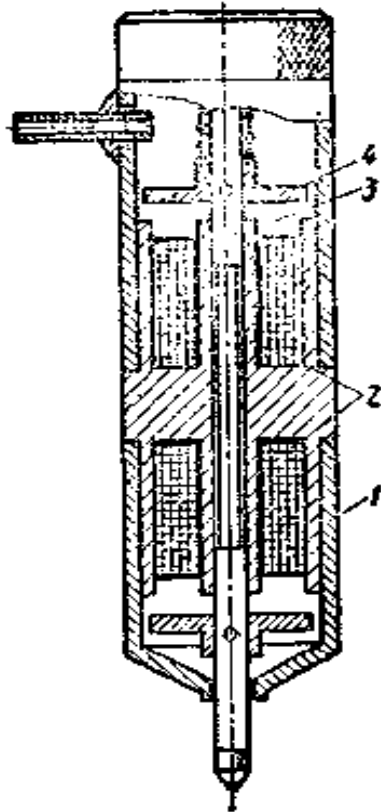


图 10.127

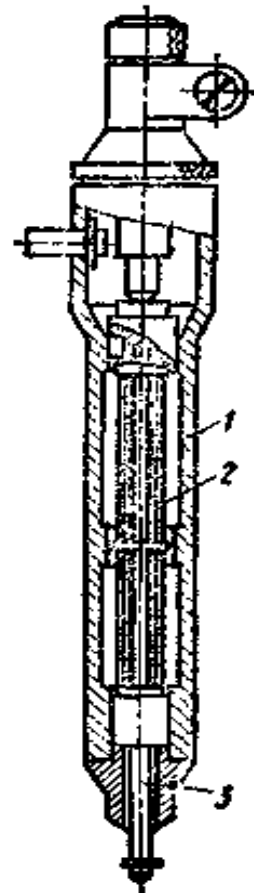


图 10.128

在测量过程中，测量杆 5 的位移使衔铁 2 在导磁体 1、3 之间的位置相应地改变；这时，接入桥路中的线圈 6 的感抗发生变化。按桥路的不平衡情况可判断尺寸的变化。测量力用弹簧 4 产生，自由行程用弹簧 7 保证。

图10.127 感应式传感器。测量过程中，测量杆 3 和固定在它上面的圆盘 4 一起沿铅垂方向移动。这时，线圈 2 的电感相应地变化，使桥路失去平衡。壳体 1 为屏蔽罩。

图10.128 测量的位移在 2-3 毫米以下的感应式传感器。测量过程中，当杆 3 和固定在它上面的线圈 2 一起相对于壳体 1 孔中的凸环移动时，线圈的感抗发生变化，使得测量桥路中的电流发生变化，并用仪器记录下来。

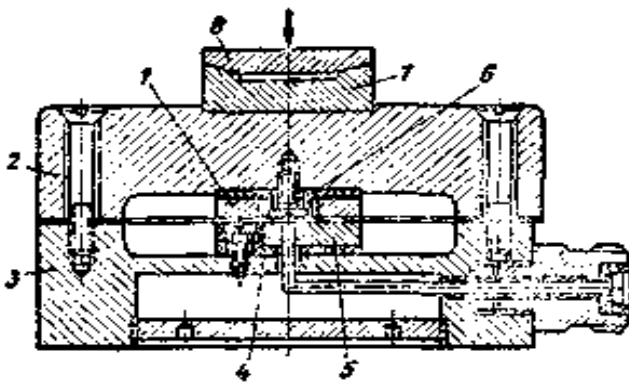


图 10.129

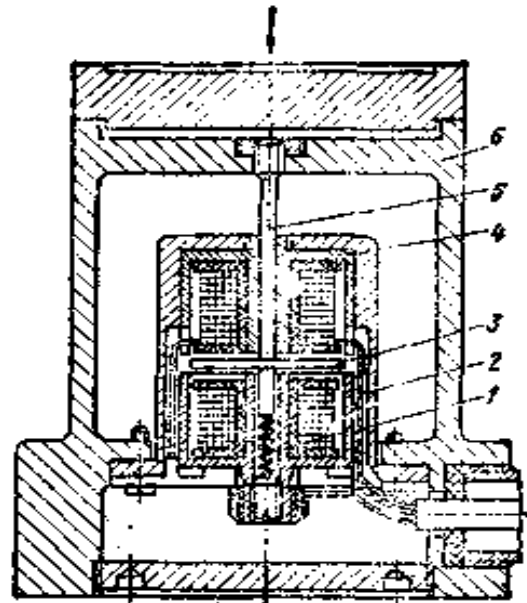


图 10.130

图10.129 用于测量大压力的电容式传感器。电容器的极板5和1装在传感器的壳体3和盖板2上。胶木板4和6使极板和壳体绝缘。加在被试验对象上的荷重，经过加载枢轴8和7，引起传感器壳体的弹性变形以及极板5和1之间空气隙的变化，结果使电容器的电容量发生变化。接入桥路内的传感器破坏了桥路的平衡。按照电桥测量对角线中电流强度的数值来判定压力的大小。

图10.130 测量较大力的差动感应式传感器。衔铁3放在铁心4和2间，衔铁的支柱5支承在传感器壳体6的底上。测量时，传感器的壳体在荷重作用下变形，而移动衔铁。去掉荷重以后，衔铁被弹簧1恢复到初始位置。传感器接在交流桥路中。

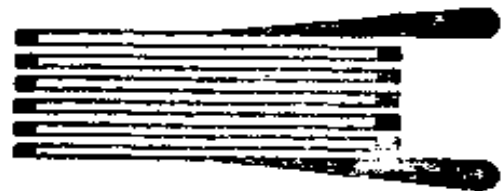


图 10.131

图 10.131 由10微米厚的铜-镍箔做成的应变片。其制造方法是，用耐酸化学物把传感器图印在箔上，然后腐蚀掉未印部分。横向条纹的宽度约比纵向的宽度大4倍，以降低无效部分的

电阻和应变片对于横向变形的敏感性。箔片和被测试零件的接触面积较大，允许有大的电流密度，这可以提高测量仪的灵敏度。

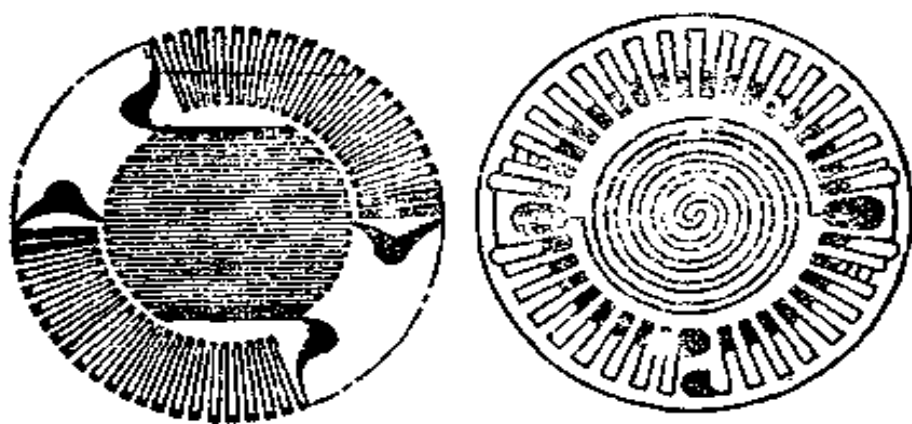


图 10.132

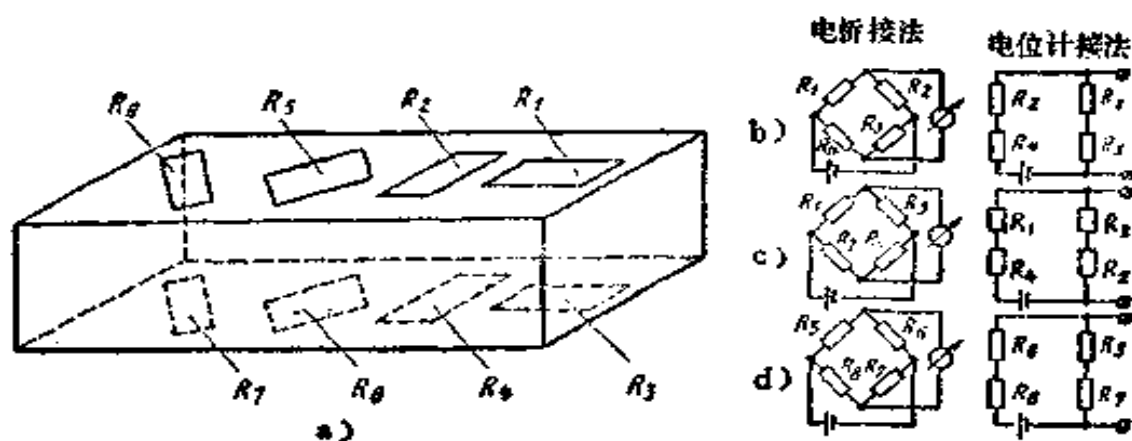


图 10.133

图 10.132 粘在圆形膜片上的薄片式应变片。

图 10.133 为测量各种变形的金属丝传感器在被测试零件上的配置简图（图 10.133 a）及其接线图。测量拉伸和压缩变形时（图 10.133 b）传感器 R_1 贴在被试零件上，同时补偿传感器 R_2 并排地贴在不变形的金属上， R_1 和 R_2 接入相邻的桥臂中；测量弯曲变形时（图 10.133 c），传感器 R_1 和 R_2 接入相邻的桥臂，并贴在被试零件的对面（ R_2 和 R_1 作温度补偿）。这时消除了相等的纵向变形，而电桥的灵敏度则加倍；测量扭转轴的切应力时（图 10.133 d），这样来粘贴传感器 R_3 和 R_4 ，即使它们的轴

线和被试轴的轴线成 45° 角，以达到排除弯曲变形。传感器 5、7 和 6、8 分别接入对面的桥臂，这时弯曲变形被排除而剪切变形相加。

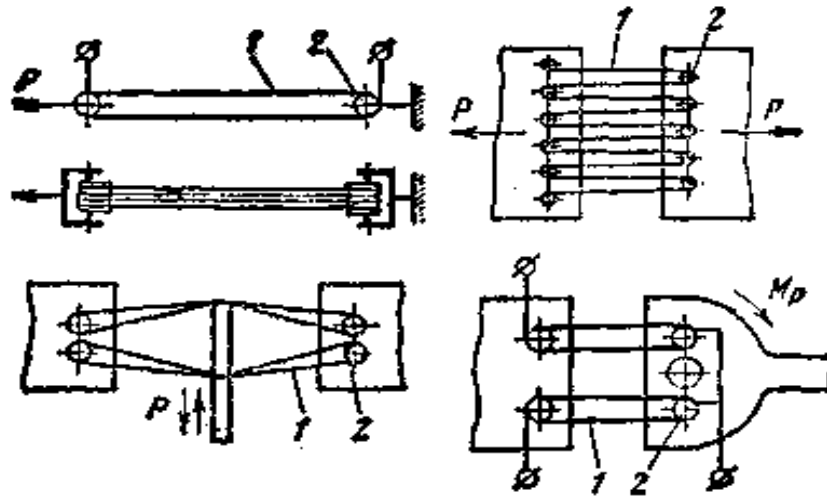


图 10.134

图 10.134 不粘贴的金属丝传感器应用简图。1—金属丝；2—绝缘子； P 和 M_D —变形力和力矩。

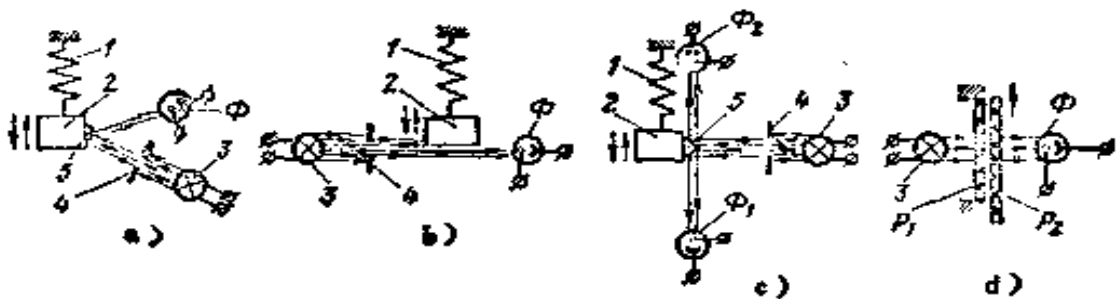


图 10.135

图 10.135 用无惯性光电传感器来获得信号的方法：

- a) — 依靠镜子有效表面的变化改变光线强度；
- b) — 运动的物体作为可动屏障；
- c) — 具有可动棱镜的差动线路图；
- d) — 具有双栅（二个栅）的简图。

图中 1—弹簧；2—惯性质量；3—光源；4—有缝隙的遮光板；5—镜或棱镜； P —栅栏； Φ —光电管。

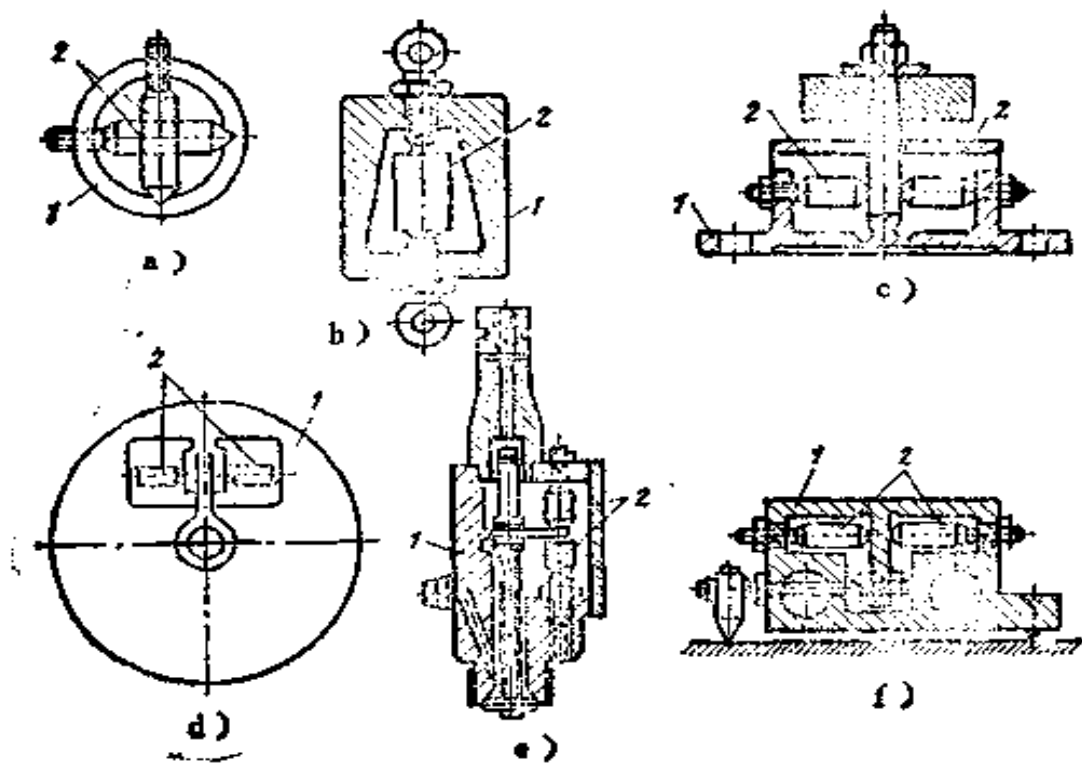


图 10.136

图 10.136 带有石墨棒的传感器简图。

用于测量以下项目：a)、b) — 拉伸力或压缩力；

c) — 加速度；

d) — 扭矩；

e) — 压力；

f) — 小变形；

图中 1—壳体；2—碳棒。

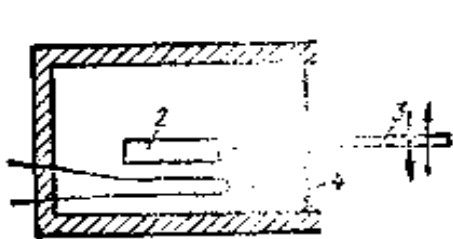


图 10.137

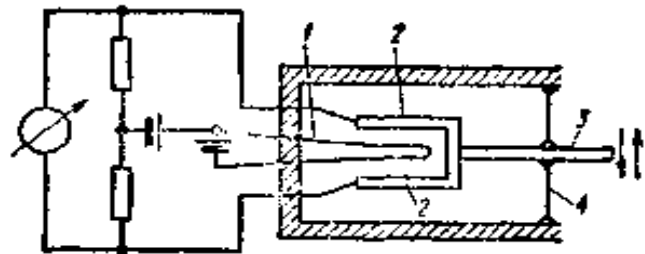


图 10.138

图 10.137 电子-机械传感器。机械振动经过杠杆 3 和经过弹性隔膜 4 (或膜盒) 作用到电子管的阳极 2 上, 阳极 2 和固定阴极 1 间的距离变化使外电路中的阳极电流 I 发生变化,

$$I = 2.34 \times 10^{-6} V^{\frac{3}{2}} \frac{S}{d^2}$$

式中 V ——作用电压；
 S ——电极的有效面积；
 d ——电极之间的距离。

图 10.138 带有双阳极 2 的差动式电子-机械传感器的简图（符号与图 10.137 相同）。当偏移小于或等于两电极之间间隙的 0.1 时，非线性不超过最大偏差的 1%，而灵敏度保证在没有放大时可测量 0.1 微米。

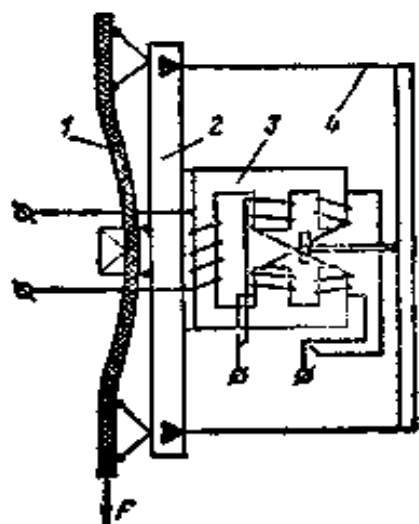


图 10.139

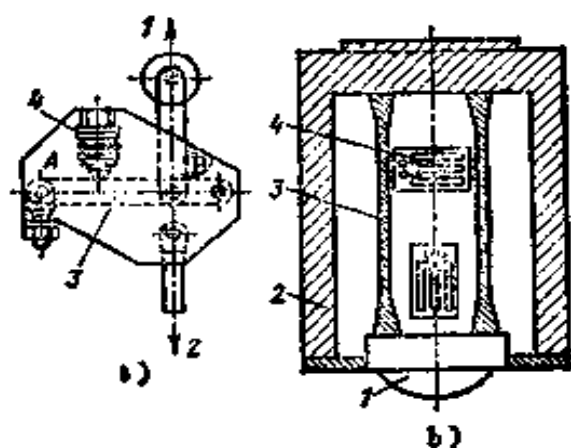


图 10.140

图 10.139 检测钻孔工具质量的传感器。用钻孔工具的重力 F ，拉紧粗绳 1，这时可更换的弹簧 2 被弯曲。因此，感应式传感器的电枢 3 移动。4—板弹簧。

图 10.140 起重运输中采用的测力计。它包括了可给测力计 4 传递沿 1~2 方向的力的杠杆装置（图 10.140 a）。力的大小与杠杆 3 的铰链装在哪一点（A 或 B）有关。应变仪的测力计

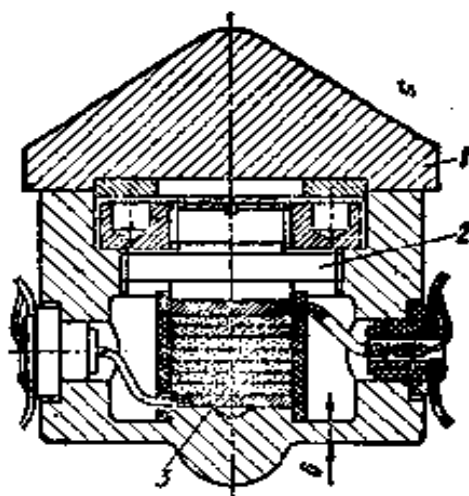


图 10.141

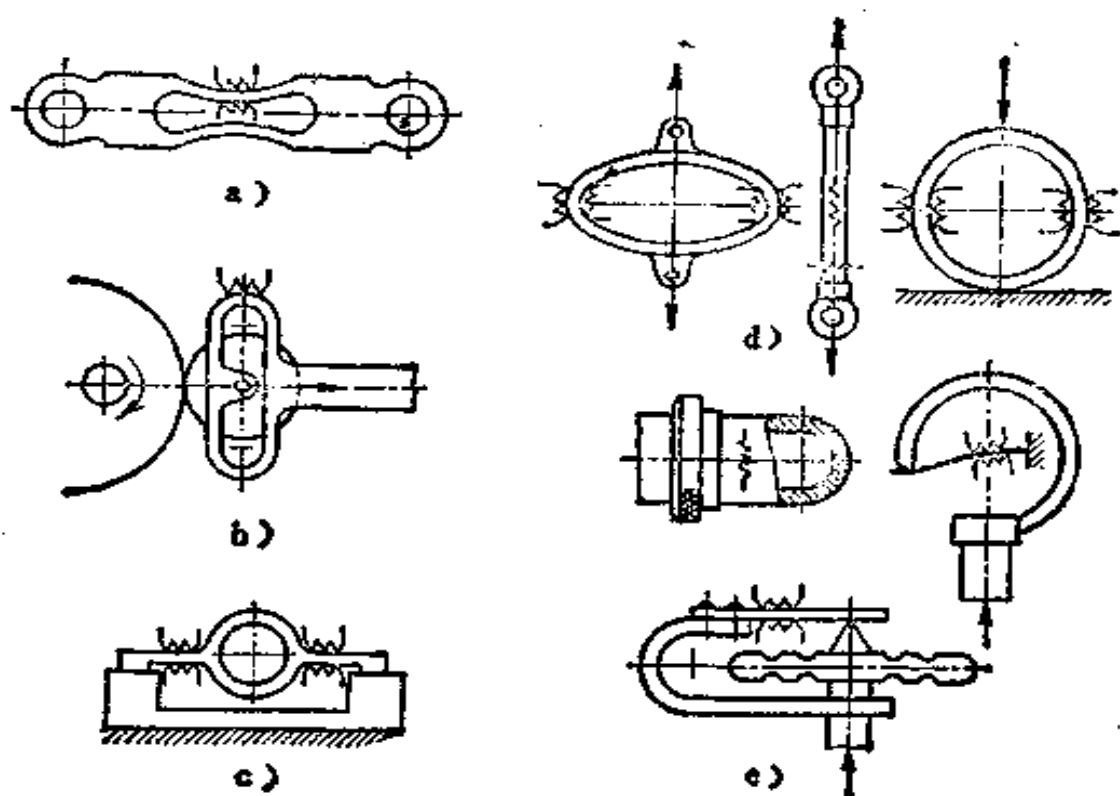


图 10.142

(图 10.140 b) 为粘有应变片 4 的空心圆筒 3, 力经过装在壳体 2 中的支承部分 1 来传递。

图 10.141 具有碳棒的应力传感器。碳棒用螺钉 2 预紧。壳体 1 承受的力, 因壳体上厚为 δ 的壁弯曲而被传给炭棒 3。

图 10.142 几种测力计:

- a) — 测量连杆的;
- b) — 装在凸轮机构推杆中的;
- c) — 装在轴承上的;
- d) — 测量拉伸和压缩力的;
- e) — 测量液体和气体压力的。

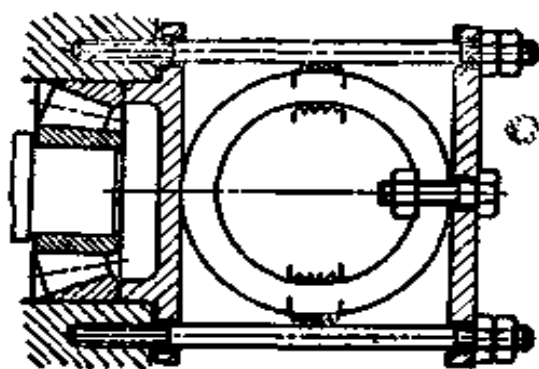


图 10.143

图 10.143 测量减速器轴承上轴向力的测力计简图。把接入桥路中的应变片粘在钢环的内、外表面上, 钢环承受的径向力来

自轴承方面。长双头螺栓用来代替固定轴承盖的螺栓，并固定传感器。

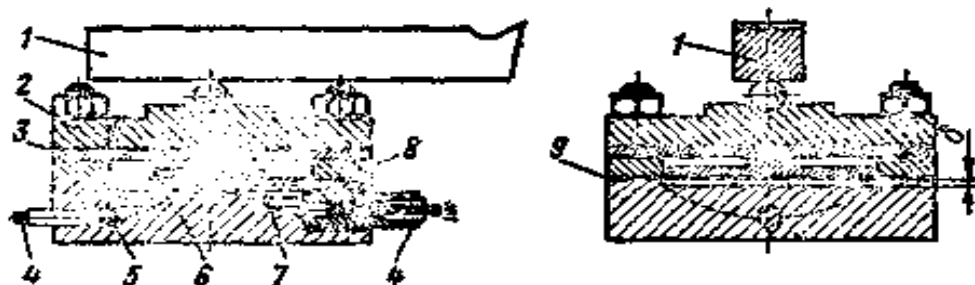


图 10.144

图 10.144 具有液体电阻的测力计。在层压板的壳体 6 中具有棱柱形凸出体的空腔。壳体 6 和盖 2 之间设置钢质隔膜 3、环 8 和橡皮衬垫 9。在衬垫和棱柱体间不大的间隙 8 和棱柱体附近的空间中，装满硝酸铅溶液 7，而把铅电极 5 和接入电桥线路的接线端 4 塞入壳体的侧壁中。由刀具 1 传到隔膜 3 上的力使膜片变形，从而使决定电解液电阻的间隙发生变化，并用示波器记录下来。

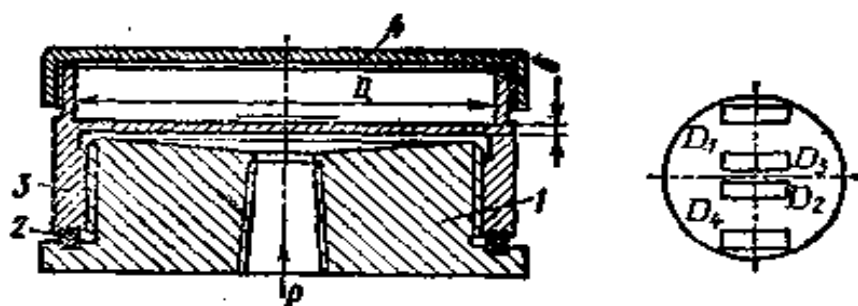


图 10.145

图 10.145 测量液体或气体压力 p 的测力计。在壳体 1 上，拧上用橡皮环 2 密封的隔膜-螺母 3。传感器粘在隔膜的上部，并用盖 4 封闭。由于气体或液体作用到隔膜上，所以影响到传感器 $D_1 \sim D_4$ 。

图 10.146 强力型传感器，用于测量几十吨级力的测力计。用六个金属丝传感器 4 从两面作辐射状粘贴在板 3 上，被测的力

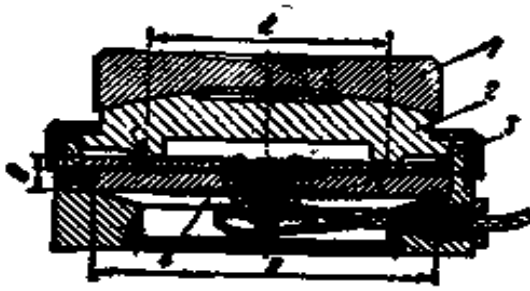


图 10.146

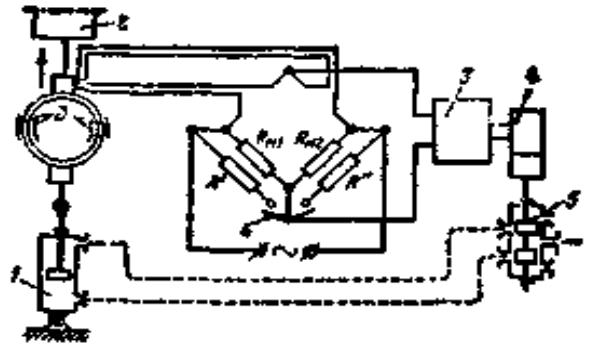


图 10.147

经过具有球面接触的衬垫 1 和 2 传给板 3。电桥测量对角线中的电流为

$$I_D = I \frac{\Delta R}{R} \frac{n}{8}$$

在活动的桥臂数 $n = 4$ 时，依靠电源电流能够加大 I_D 。对于 70 吨力的传感器参数是： $D = 112$ 毫米， $d = 92$ 毫米， $\delta = 12$ 毫米， $r = 6$ 毫米；这时，板 3 中的弯曲应力为 90 公斤力/毫米²。如果传感器的电阻 R 取为 30 欧姆，并且在每一桥臂中并联上三个传感器，那么桥臂的电阻就为 10 欧姆，而且在电桥的电源强有力的情况下，则不需要放大器。应用箔式应变片做成测力计还更有效。

图 10.147 自动程序加载的线路图。液压缸 1 中的液体承受力的作用，经过具有两对张力传感器 D 的环形测力计将力传给被试零件 2，传感器 D 接入电桥的二个臂中。其余的两个桥臂是建立在平衡消除的基础上的第二个支线（它由电阻 R_{M1} 和 R_{M2} 组成），它们构成全套标准的张力计。桥路输出经放大器 3 传到继电器 4，随后传到电磁铁，电磁铁的衔铁和滑阀 5 连接。如果电桥不平衡，那么借助于继电器把输出信号变为滑阀 5 的位移，同时液体开始加到液压缸 1 中去，测力计的环压缩并使传感器改变电阻。这样将继续到电桥平衡、继电器断电和液体停止进入时为止。和滑阀 5 换向的同时，开关 6 接通电阻中之一个，引起反向的电桥的不平衡，这时液体从另一面进入活塞，零件 2 卸载，而开关 6 又变到相反的位置。连续接通某个电阻 R' 或 R'' ，能按给定程序得到阶梯式的负载。

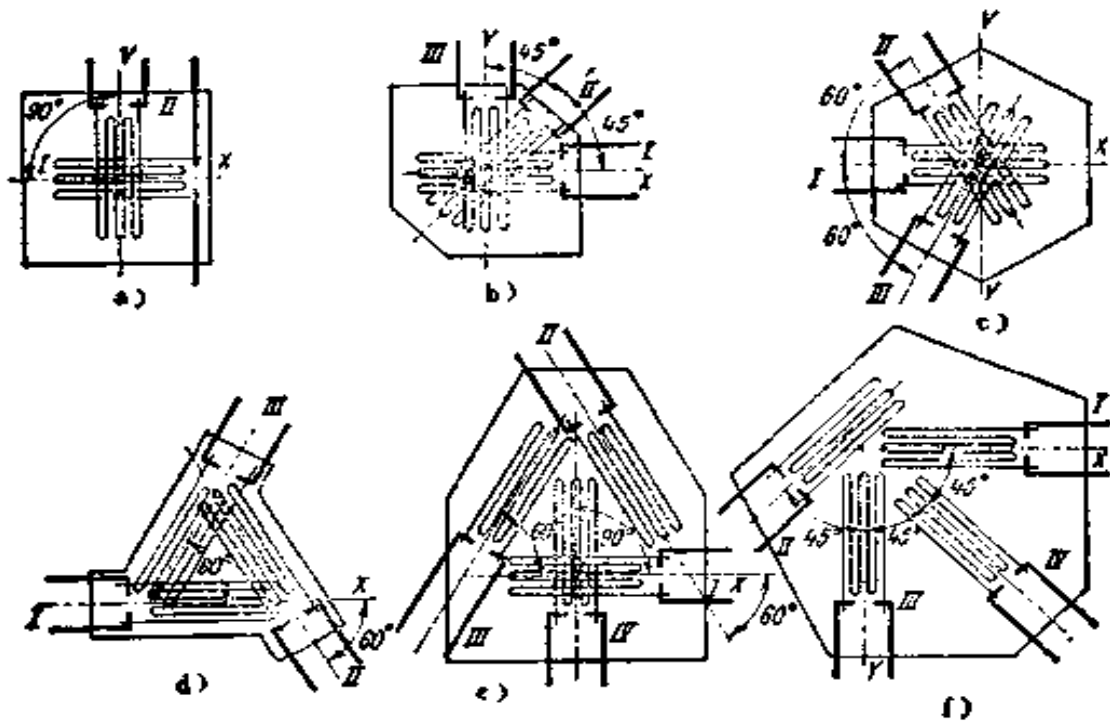


图 10.148

图 10.148 平面应力状态未知的情况下,确定主应力的《插销座》式传感器:

- a) —《两个绕组的插销座》,在已知主变形的方向时采用;
- b) —《45°插销座》;
- c) 和 d) —《60°插销座》,三角形和星形两种;
- e) 和 f) —具有一个附加绕组的四绕组式《插销座》。

对于图 10.148 b) 所示的《插销座》,

$$\sigma_{\min}^{\max} = E \left[\frac{\varepsilon_I + \varepsilon_{II}}{2(1-\mu)} \pm \frac{1}{\sqrt{2(1+\mu)}} \sqrt{(\varepsilon_I - \varepsilon_{II})^2 + (\varepsilon_{II} - \varepsilon_I)^2} \right]$$

对于图 10.148 c) 和 d) 所示的《插销座》,

$$\sigma_{\min}^{\max} = E \left[\frac{\varepsilon_I + \varepsilon_{II} + \varepsilon_{III}}{3(1-\mu)} \pm \frac{\sqrt{2}}{3(1+\mu)} \sqrt{(\varepsilon_I - \varepsilon_{II})^2 + (\varepsilon_{II} - \varepsilon_{III})^2 + (\varepsilon_{III} - \varepsilon_I)^2} \right]$$

对于图 10.148 e) 所给的《插销座》,

$$\sigma_{\min}^{\max} = E \left[\frac{\varepsilon_I + \varepsilon_{IV}}{2(1-\mu)} \pm \frac{1}{1+\mu} \sqrt{\frac{1}{4}(\varepsilon_I - \varepsilon_{IV})^2 + \frac{1}{3}(\varepsilon_{II} - \varepsilon_I)^2} \right]$$

式中 E 和 μ ——弹性模数和泊松比；
 e_i ——沿相应于传感器 I、II、III、IV 轴向的相对变形。

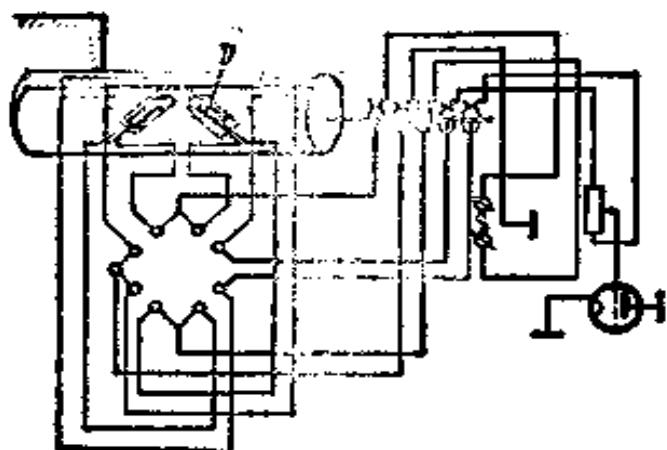


图 10.149

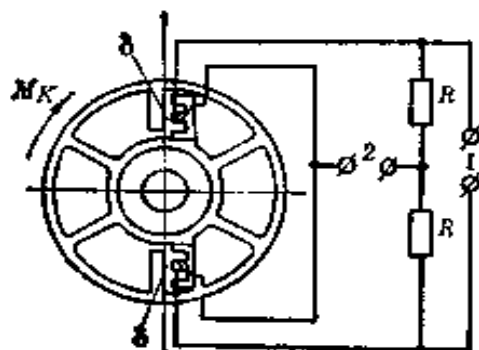


图 10.150

图 10.149 测量扭矩的传感器的接线图。四个传感器 D 组成测量电桥， D 粘在加有扭矩的测量轴上，与轴线成 45° 角并成对地粘在沿轴径向的相对的位置上。

为减小滑动接触的过渡电阻的影响，适当地设有 5 个集流环装置，用以接通平衡电阻的放大器。

图 10.150 记录扭矩的传感器简图。传递扭矩 M_K 时，因为专用带轮轮缘和轮毂间的相对位移改变了感应传感器的间隙 δ 。交流电源接入电路接线端 1，记录仪器接入接线端 2。

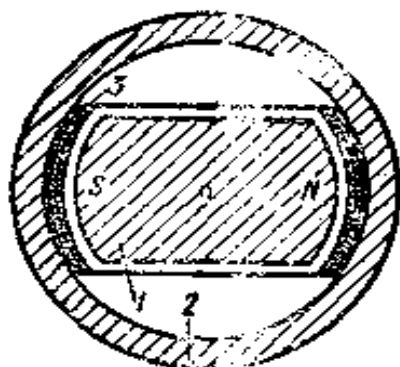


图 10.151

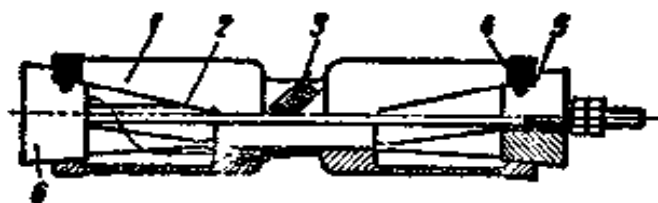


图 10.152

图 10.151 测量扭振的传感器简图。强磁铁 1 和笨磁的壳体 2 用弹簧连接（在图上未示出）。线圈 3 和接收器壳体为机械连

接。如果壳体 2 和线圈 3 一起处在扭振状态，则磁铁 1 由于很大的惯性仍保持静止，因而在线圈中激起电动势，它与转角的导数成正比。

图 10.152 测量主轴和空心轴扭矩的插入式测力计（ЭНИ-МС-金属切削机床实验科学研究所设计）。利用两个可松开的弹性夹头 1 使插头和轴连接起来。夹头是用锥体 5 和 6、锁紧螺钉 4 来使它和收紧的拉杆 2 固定在一起的。

3—金属丝传感器。

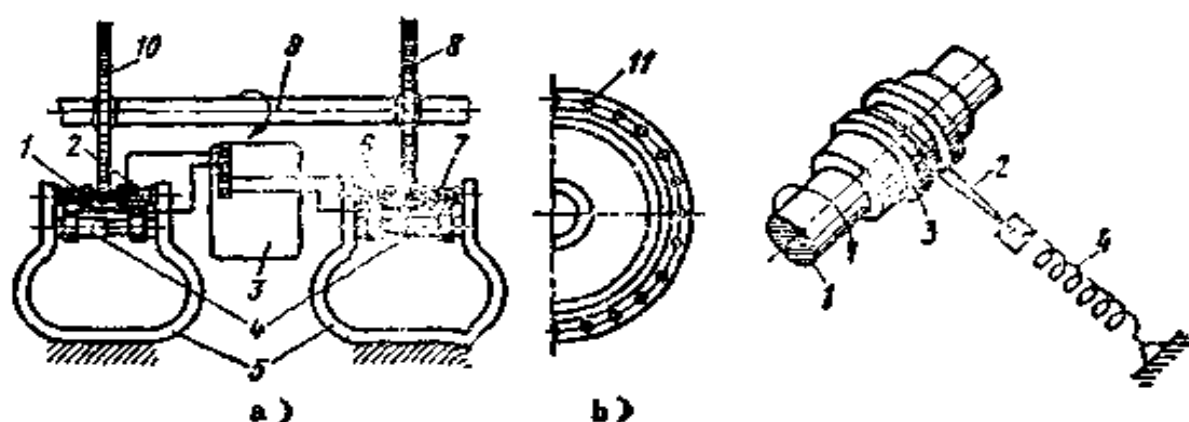


图 10.153

图 10.154

图 10.153 用于研究扭振的电磁式仪器简图。两对线圈 1、2 和 6、7（图 10.153 a）安装在固定的永久磁铁 5 上。钢芯 11（图 10.153 b）固定在和轴 9 一起转动的圆盘 8 和 10 上。当钢芯 11 通过 1、2 和 6、7 两对铁心（图 10.153 a）的端面之间时，便降低磁通的阻力；而当钢芯 11 之间的间隔通过时，阻力增加从而在线圈中感应出周期性变化的电动势。若每一对线圈分别接入同一类型的回线示波器 3，并在磁铁 5 弹性所允许的范围内，用螺母 4 将两磁极调整到其间有一定的间隙，使两对线圈中有相同的电动势，则在轴没有扭振的情况下，得到两根重合的电动势曲线；在有扭振的情况下，两电动势曲线分离。两曲线分离多少，将与扭过的角度成正比。

图 10.154 用金属丝包围的集流装置。为测量转动轴 1 上的

扭矩，安装上与轴绝缘的集流黄铜环 3。环 3 被退火的纯铜丝 2 包围，铜丝用弹簧 4 拉紧。适用于环的圆周速度不超过 1 米/秒的场合。

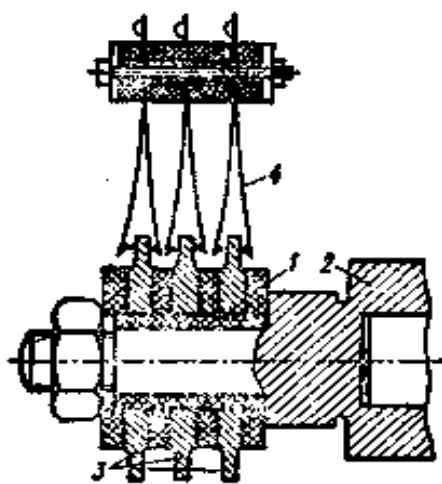


图 10.155

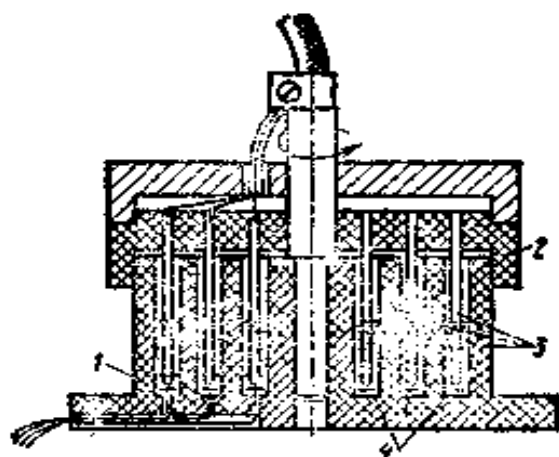


图 10.156

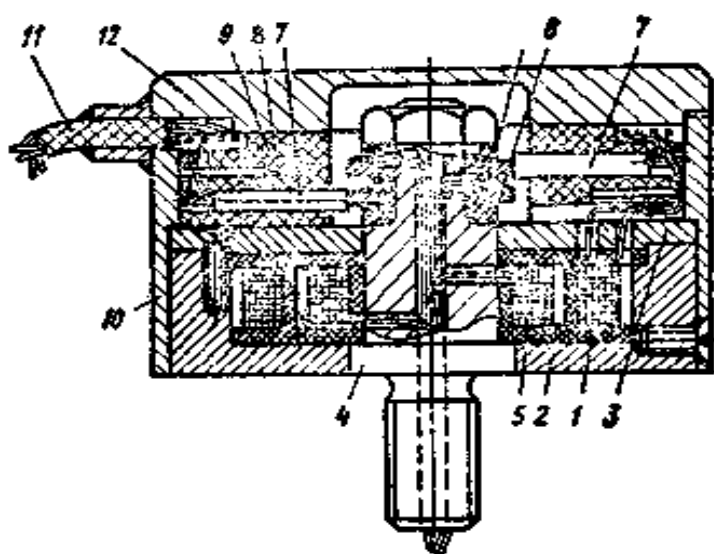


图 10.157

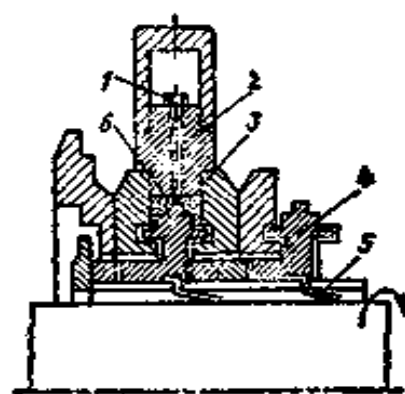


图 10.158

图 10.155 具有银制圆盘的集流装置。胶木管 1 装在加有扭矩的被试轴 2 上。磨光的银制圆盘 3 安装在管 1 上并彼此绝缘。触头用具有银焊的一对弹簧片 4 做成。适用于接触点的圆周速度达 3 米/秒的场合。

图 10.156 水银集流装置。由绝缘材料制成的装置中不动部分 1 中预先用水银充满各环形槽，槽底安放接触片 4。绕垂直轴

线转动并用挠性轴和被试轴连接的可动部分 2，带动金属杆 3，用水银保证可动部分和固定部分之间的接触。该装置的缺点：经过弹性连接传递的力矩是不恒定的；在轴的角速度很大时水银会四处溅出。

图 10.157 具有感应供电的集流器。线圈 1 固定在带有盖子 3 的不动壳体 2 中，由应变装置的发电机供电，并和转动的集流器小轴一起形成磁路。粘在转动零件上的应变片装成的电桥由放在线圈 5 中的次级绕组供电。集流器的触头由银环 6 和黄铜电刷 7 组成，电刷 7 被橡皮圈 8 压紧而橡皮圈 8 则装在夹有胶木管 9 的切口中。集流器放在具有接入端 11 的壳体 10 中，并用盖子 12 盖住。导线经过被测轴和小轴 4 中的轴向孔接到线圈和银环上。

图 10.158 具有水银触头的集流装置。由传感器来的导体 5 焊在铜制的汞齐化的圆环 4 上，环 4 与被试轴一起转动，并和充满空腔 6 的水银保持接触。空腔中的水银用不锈钢制成的环 3 从侧面加以限制，而用具有输出端的固定铜环 2 则从外面封住水银。作为注入水银的附加孔，用栓塞 1 塞住。用带有传感器供电端钮的法兰盘把集流器固定到转动零件上。

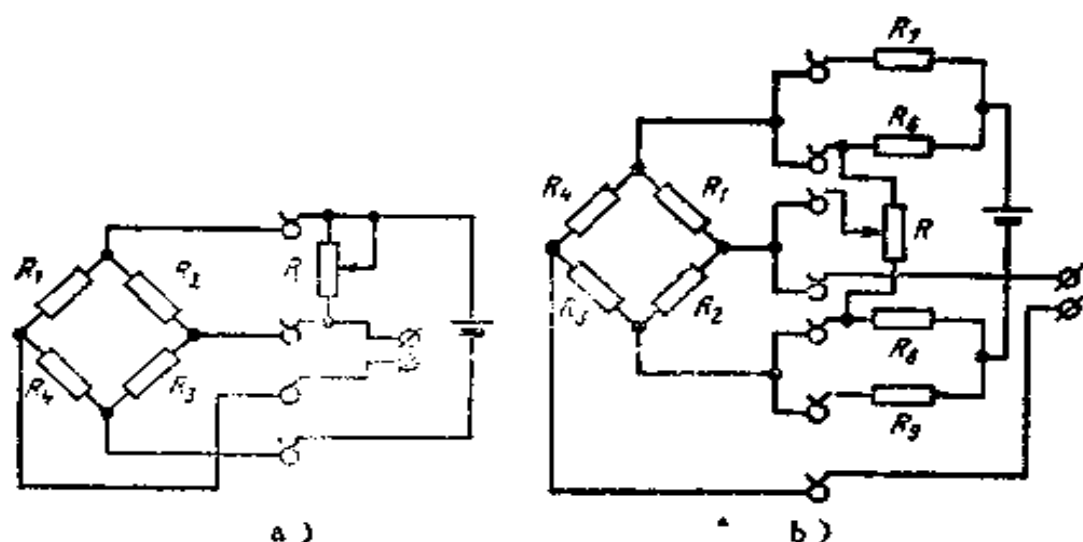


图 10.159

图 10.159 集流装置的电气线路图。图 10.159 a) 上所示的线路中，四个集流环全部接在电桥的对角线上，触头的过渡电阻实际上不影响测量的结果。图 10.159 b) 上给出了增加滑动触头数目的集流线路图。电阻 $R_1 \sim R_4$ 为应变片的电阻 $R_1 \sim R_4$ 相等。该线路对速度不大于 40 米/秒的集流是适宜的。

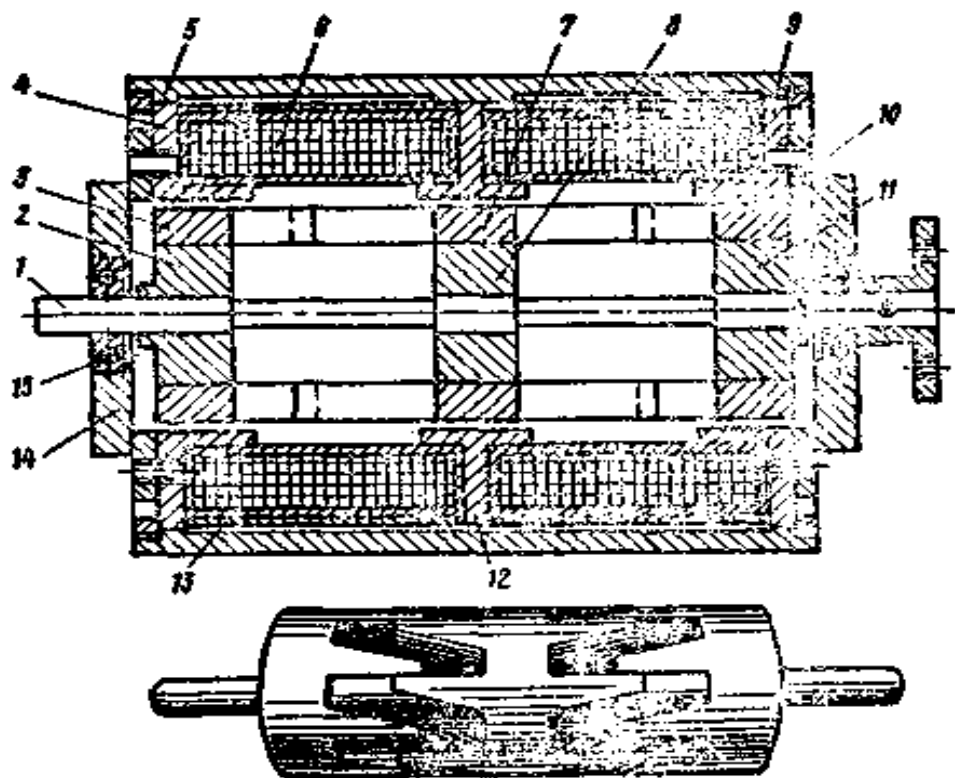


图 10.160

图 10.160 测量扭矩的 ЛПИ 系统无接触装置的传感器。被测试轴和轴 1 连接，轴上装了三个铜环 2-8-11，以支承带齿转子(图下部)的环 3-7-10。轴的支承 15 固定在壳体 5 的端盖 14 中。线圈 6 套在定子的夹板 12-4-9 上，其磁通经过衬套 13 闭合。被测的扭矩使轴扭转时，环 7 一边的两齿之间的间隙减小，而另一边则增大，两齿形成的气隙长度以不同的符号改变，因而也改变了两个线圈的电感。在扭转角等于 $1/2^\circ$ 时，每一线圈的电感为初始电感的 30%。传感器接入电桥线路中，指示器接入电桥的测量对角线中。

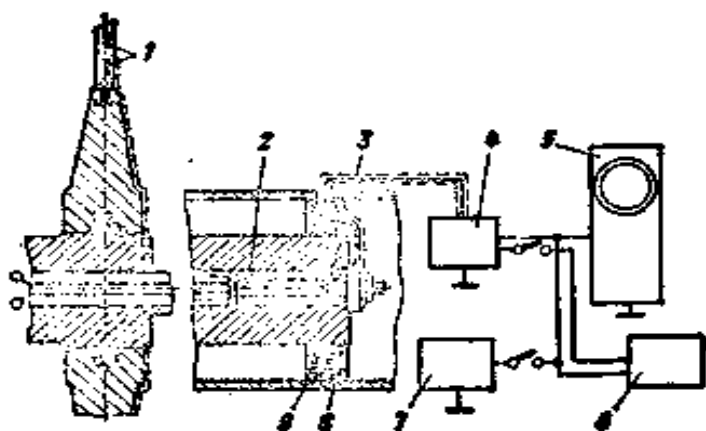


图 10.161

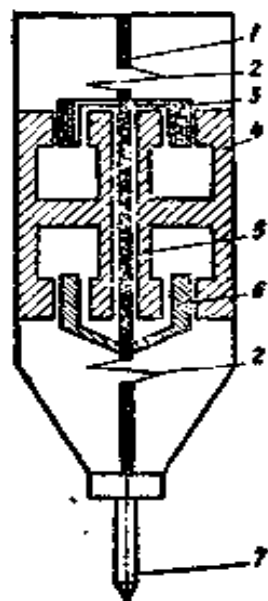


图 10.162

图 10.161 从涡轮机轴上取下传感器示数的无接触方法简图。微型的半导体发射机 2 插入涡轮机轴中，把由叶片振动调制的应变片 1 的信号（频率为 18 兆赫）传到环形天线 9 上，天线 9 和涡轮机轴一起转动。在涡轮机壳体中的绝缘子上装有接收天线 8，天线 8 和接收机 4 间用电缆连接。接收机调到发射机的频率。放大信号传给示波器 5、辉光伏特计 7 和回线示波器 6。和发射机一起装在涡轮机轴中的遥控开关 3（示意）轮流接通所需的应变片的号码。

图 10.162 《电力》工厂的感应式振动探针。轴 1 用弹簧 2 支持，其上装有缓冲器 6 和线圈 3 的骨架。靠在振动物体上的可换连接杆 7，使缓冲器 6 和线圈 3 同时相对于磁铁 5 移动。磁铁 5 放在导磁体 4 中。线圈的电感与被测的振动成正比地变化。

图 10.163 固定式振动探针的简图。柱销 5 支撑在仪器的基座 1 上，用弹簧 2 压到被测试的对象 4 上，并利用和柱销相连的钢笔尖把测试对象的振动曲线记录在运动着的带 3 上。弹簧的压紧力应该超过为测量测试对象加速度的柱销质量惯性力。

图 10.164 手提接触式示振器。被测试轴 1 靠在具有应变片 4 的扁钢 3 上，扁钢 3 的一端固定在支承 2 中，另一端自由地放

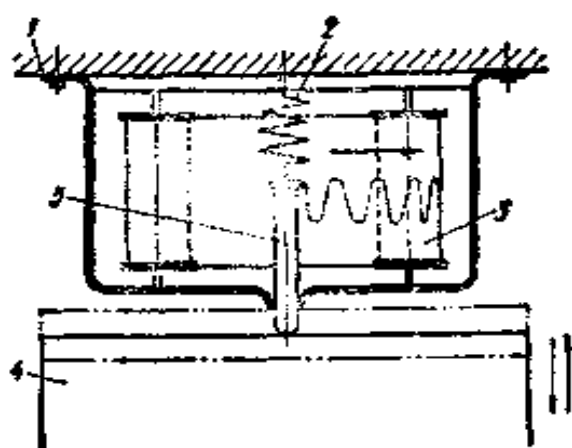


图 10.163

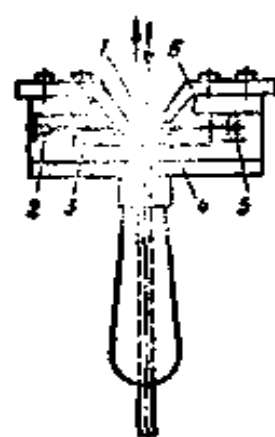


图 10.164

在支承 5 中。当示振器过分地压紧在轴上时，盖板 6 限制扁钢 3 的过载。

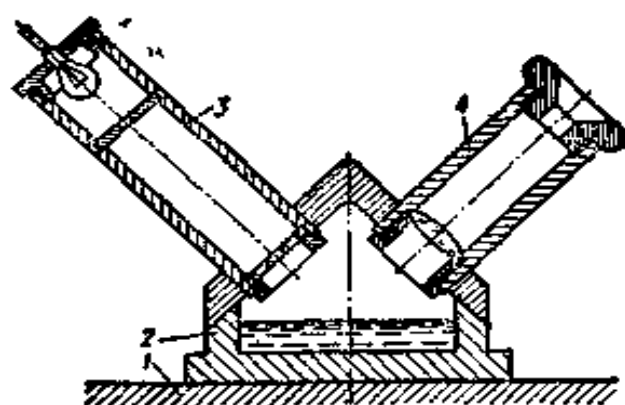


图 10.165

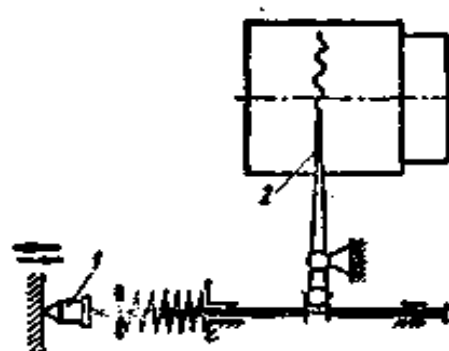


图 10.166

图 10.165 液体振动计。将水银注入壳体 2 中，壳体上带有光源 3 和目镜 4，并装在振动的物体 1 上。通过目镜观察水银的波纹度，可确定振幅为 0.5 微米级别以上的振动。

图 10.166 手提式示振器的简图。顶尖 1 压在被测试对象上使笔尖 2 运动，笔尖 2 便在纸上绘出曲线。同时与电磁铁（由电池组供电）连接的另外一个笔尖（在图上未示出）做出每秒的时间标记。

图 10.167 感应式振动仪。具有支柱 4 的仪器底座 5 装在振动物体上，带着架设在弹簧 3 上的永久磁铁 2 相对于有绕组的塑

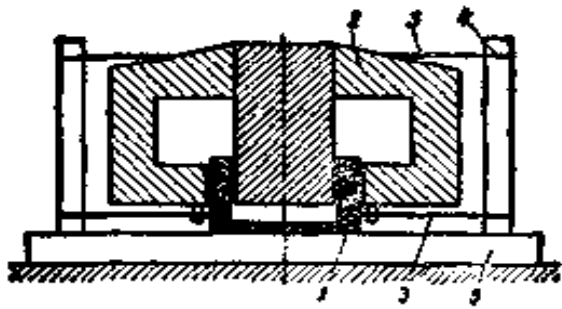


图 10.167

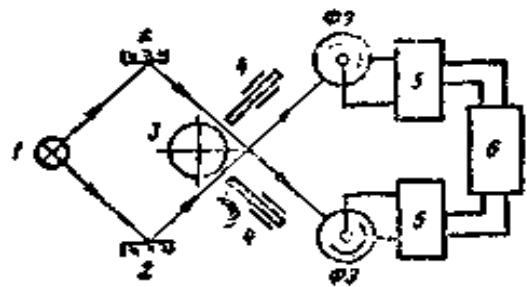


图 10.168

料骨架 1 移动。仪器的优点是固有频率低（低于 1 赫），缺点是尺寸较大。

图 10.168 光电示振器的原理图。由光源 1 射出两条光线，由镜子 2 作直角反射，在被测试轴 3 的母线和移动的屏板 4 边缘之间通过，然后射到光电管的表面上。当轴振动时，轴的母线和屏板边缘之间的光通量数值变化，而引起光电流变化，光电流经放大器 5 放大并用示波器 6 记录下来。

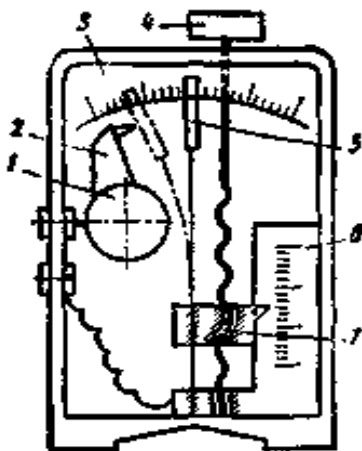


图 10.169

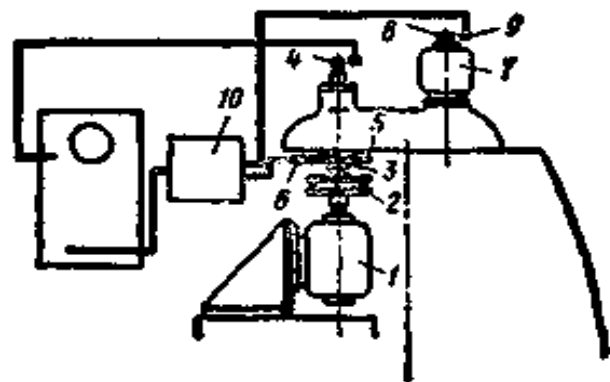


图 10.170

图 10.169 科列斯尼克 (Н. В. Колесник) 谐振式振动计。它用于测量振动的振幅、频率和位相。具有块状物的指示器 5 固定在悬臂片弹簧上，转动旋钮 4 用来调整指示器 5 的固有振动使它和测试对象（仪器装在它上面）产生共振，同时按钮 4 使螺母 7 相对于频率刻度尺 6 移动。从振动器在振幅刻度 3 上面振摆时得到的扇形阴影可以找到振动的振幅。

为测量相位，用旋钮 1（上面带有杠杆 2 的触头）的转角来限定指示器 5 的共振，在接触的瞬时，氖灯接入直流电路，同时，如果在被测试的轴端划上分度线并用氖灯照它。那么由于频闪观测器的效应，将看到轴好像是不动的。在机器的固定部分用线条标注出频闪观测的定向位置。如果对机器的其他部分进行类似的振动测量，那么新的定向的位置确定了被测量振动的相移。做平衡试验时可用这个仪器。

图 10.170 用于研究铣床传动装置动力特性的装置(ЧССР)。用作扭振器的直流电动机 1 的转子装在机床台面的角铁上，并经过附加集流器 4 的扭力计 2 和主轴 3 连接。主轴速度的波动借助于磁盘 5 和磁带录音机头 6 来测量。齿盘 8 装在驱动的电动机 7 的转子上，并带有测量转子振动的感应式传感器 9。由磁带录音机头 6 和传感器 9 来的信号用相位计 10 进行比较，由此可确定传动装置的输入和输出构件间速度的相对波动。

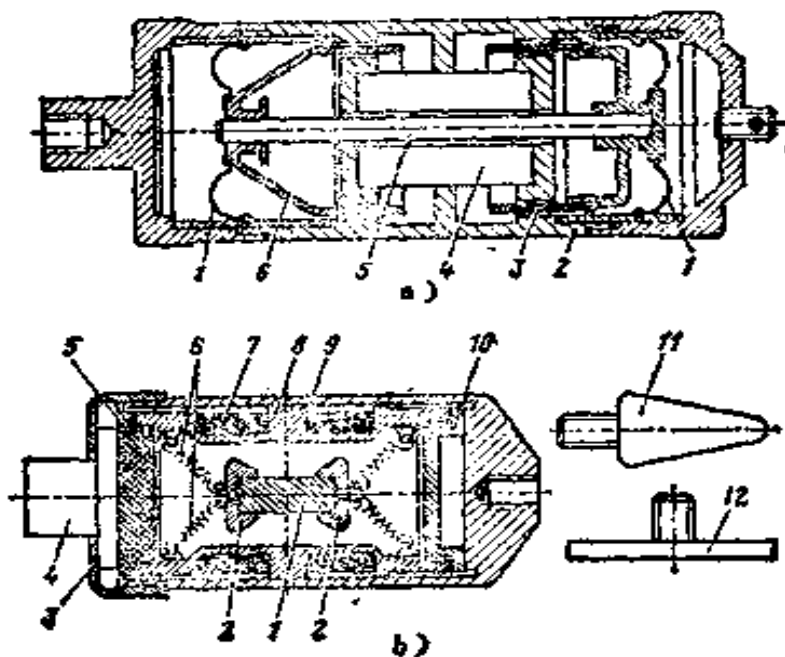


图 10.171

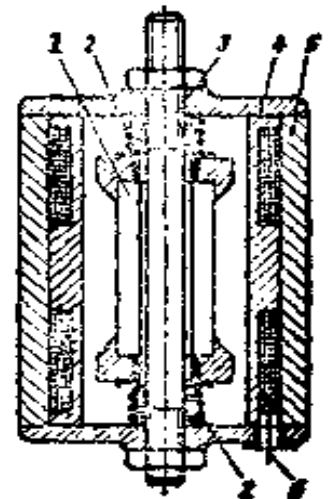


图 10.172

图 10.171 感应式示振器。在连接杆 5 上，线圈 3 和铜制缓冲筒 6 一起架设在弹簧 1 上，并相对于永久磁铁 4 移动。磁铁 4 和仪器的壳体 2 固定在一起（图 10.171 a）。图 10.171 b）所

示振器的结构中，带有磁极靴 2 的永久磁铁 1 用作惯性质量，并用八根弹簧 6 固定在装设线圈 7 的仪器骨架 8 上，用注入骨架中的液体缓冲。端盖 5 具有作为线圈终端引出线的接头 4，用盖 5 和盖 10 将骨架封闭。仪器用拧在钢制屏蔽罩 9 上的端盖 3 封闭。如果仪器用作固定式的，则在壳体中拧入法兰盘 12；如仪器用作手提式的，则拧入接头 11。

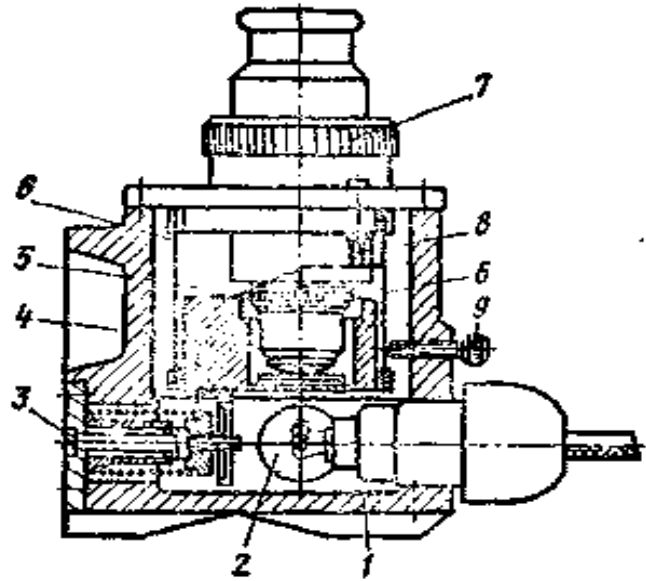


图 10.173

图 10.172 有导向轴的感应式振动计。用弹簧压住磁极靴的磁铁 1，相对于骨架 4 沿轴 3 移动。骨架上有两个相反绕制的绕组。用夹头将壳套 5 固定到振动的物体上。

图 10.173 电感式微振计。悬挂在四个片弹簧 6 上的惯性元件 4 和装在被测试物体上的壳体 1 一起振动。借助带目镜的显微镜 7 观察元件 4 振动的振幅，在显微镜的视野内测量扫过的缝隙宽度，缝隙预先标明在和质量 4 相连且用灯 2 照明的屏幕上。用螺钉 8 按压弹簧 5 实现缓冲。在搬运仪器时用螺钉 9 锁定住质量 4。为了记录垂直分量，松开阻挡止推弹簧的螺钉 3 并把仪器转过 90° 。

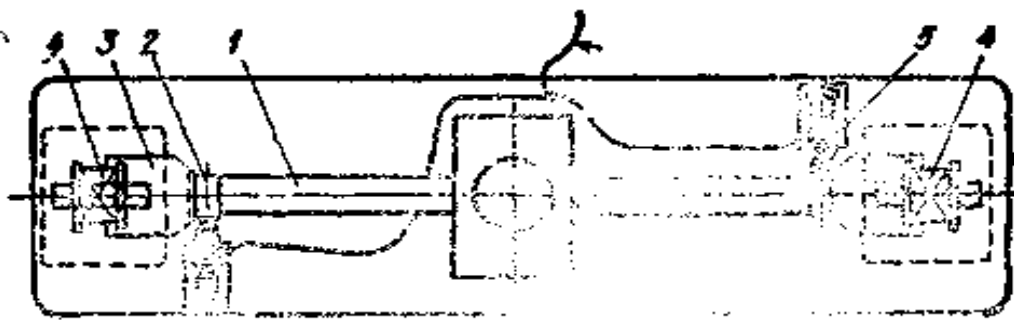


图 10.172

图 10.174 测量铣齿机主轴和工作台扭振的地震式传感器。在反复平衡过的铝硅合金横杆 1 的两端固定着由青铜制的重物 2，并有在线圈 4 的间隙中移动的钢制缓冲板 3。横杆 1 在中间处用十字形弹簧的悬挂方式和底座连接。进入传感器线圈 5 中的铁心固定在重物 2 上，线圈接入电桥线路中，横杆在中间位置时桥路平衡。横杆的振动由机床台面加速度引起的惯性力偶确定。

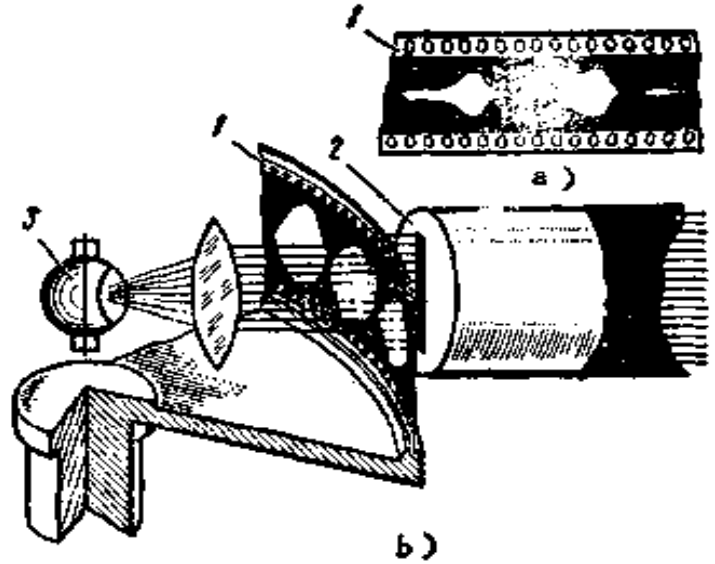


图 10.175

图 10.175 具有给定信号形状的照相法电压发生器。在调速电动机轴上安装着透明的鼓形轮，而在轮上嵌入从大的图上反拍下来的图形 1。图形上表示了所需的电压和时间的关系。当它在照明系统 2 的缝隙前面（图 10.175 b）转过时，按图片模拟的光通量照到光电管 3 上，然后将得到的电压放大，并送到电模拟设备中。

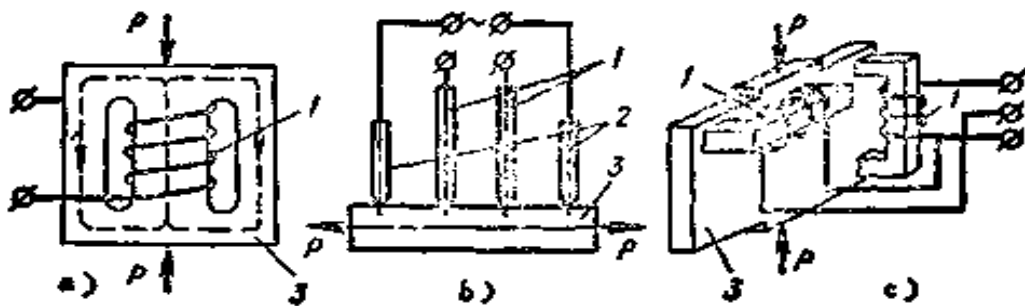


图 10.176

图 10.176 基于材料磁特性变化的磁弹性传感器原理图：

a) 一阻流圈形式的传感器。被测量的压缩力作用在敏感元件 3 上，使它的磁特性改变，由此引起以交流电供电的线圈 1 的阻抗

发生变化，从而转变为输出电参数的变化。

b) 一电阻传感器。交流电利用电极 2 给敏感元件 3 供电，而借助于电极 1 测量电压降。作用力改变了敏感元件 3 的磁导率，因而改变了敏感元件的电阻。

c) 一电桥型的传感器。两个线圈 1 的磁轴互相垂直；敏感元件 3 在力的作用下，其磁特性（及磁阻）在和线圈磁轴一致的两个方向上变化不同。

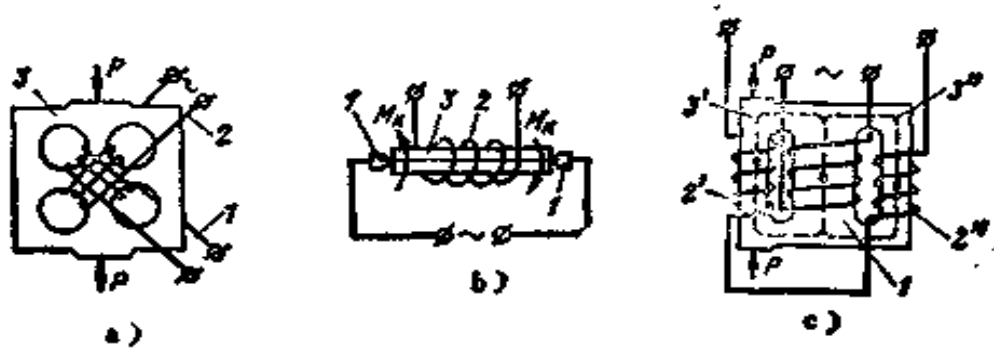


图 10.177

图 10.177 基于材料的磁各向异性变化的磁弹性传感器原理图：

a) 一线圈式磁各向异性的传感器。测量线圈 1 的磁轴配置在与激磁线圈 2 的磁轴垂直的位置。在没有被测负荷和敏感元件 3 的材料完全磁各向同性时，与测量线圈没有磁通交连。在载荷下，敏感元件的磁场成为不对称的，出现了与测量线圈交连的磁通分量，从而在测量线圈中引起电动势，它就是被测力的函数。

b) 一电极-线圈式各向异性传感器。交流电通过敏感元件 3 时，在它的里面产生圆形磁通。在扭转敏感元件时，测量线圈 2 中引起的电动势是作用力矩 M_x 的函数。

c) 一差接-变压器型传感器。激磁线圈 1 的磁通在磁导体 3'' 和 3' 中分为两支，两部分磁导体在被测量载荷作用时具有不同的磁特性。磁导体偏心加载时，线圈 1 与线圈 2'' 和 2' 的互感系数变为不同的数值，在这些线圈中引起的电动势也成为不相等的，因而输出电压呈现为被测力的函数。

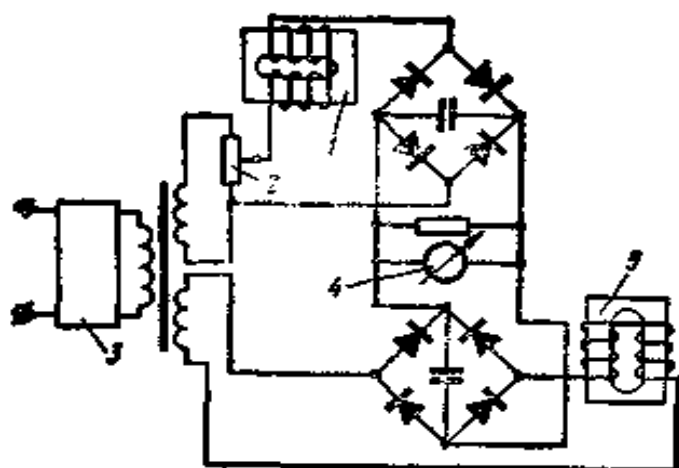


图 10.178

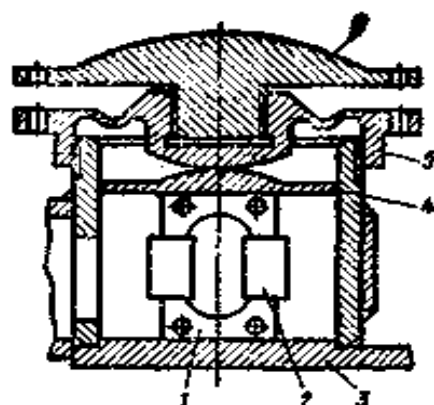


图 10.179

图 10.178 具有阻流圈型磁弹性传感器的测量线路图。线路由稳压器 3 供电。传感器 5 是主动的，传感器 1 是补偿的。用电阻器 2 补偿电桥的初始不平衡信号，这信号是用仪器 4 来测量的。在远距离传递信息时，抗干扰能力低是这个线路图的缺点。

图 10.179 基辅自动化研究所的 DMY 系列磁弹性传感器。敏感元件 1 是由厚度为 0.35 毫米的 $\Theta 41$ 钢片组成矩形叠合件的形式。元件 1 装在壳体 3 的里面，并带有绕组 2。载荷经过被盖子 5 压紧的钢制球形部分 4 传递。传感器的高度用盖螺母 6 调节。

传感器用在箕斗型提升机的防护装置中。

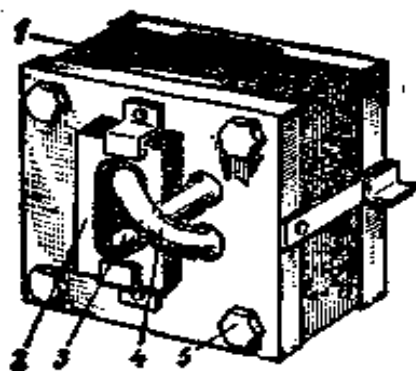


图 10.180

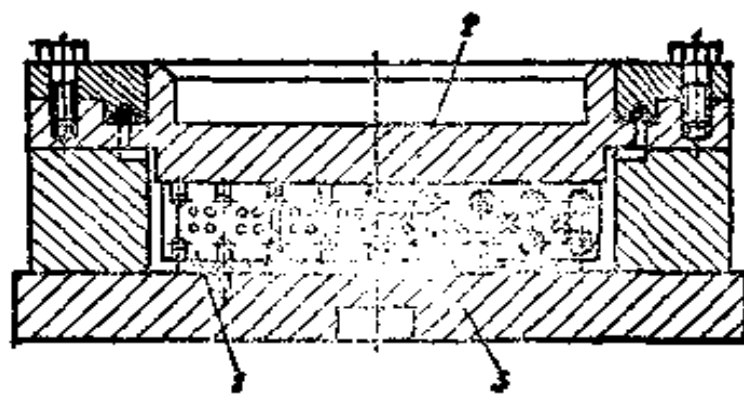


图 10.181

图 10.180 变压器形的磁弹性压力传感器。传感器的敏感元件 1 是带有四个孔的薄板叠合件。沿钢材的纵向和横向冲出的薄板交替叠合，以保证在平行和垂直压缩时叠合件中各向同性。按对角线通过叠合件的孔绕上激磁线圈 3 和测量线圈 4。测量力加在敏感元件的突出部分。移动平衡磁导体 2 可得到不同的转换特性。5—拉紧螺栓。

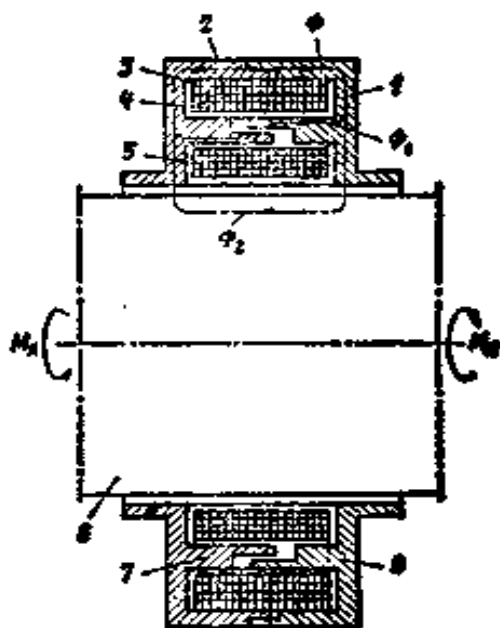


图 10.182

图 10.181 轧制时测量力的磁弹性传感器。轧制力通过大块的盖 2 传到装在厚板 3 上的多组敏感元件 1 上。

图 10.182 苏联地质部的 CKB 磁弹性扭矩传感器。两个环形磁导体 1 和 2 围住作为敏感元件的轴 6。磁导体的突出部分 7 和 8 在传感器里面形成两个腔。在上面的腔中放激磁线圈 3 和测量线圈中的一个 4；在下面的腔中放另一个测量线圈 5，它和 4 反向串接。交流电接入线圈 3 时产生的磁通量 Φ ，分为磁通量 Φ_1 和 Φ_2 两分量。 Φ_1 经过突出部分 7 和 8 及其间的气隙而闭合； Φ_2 则经过磁导体 1 与 2 的环形极、极与敏感元件的最小间隙以及敏感元

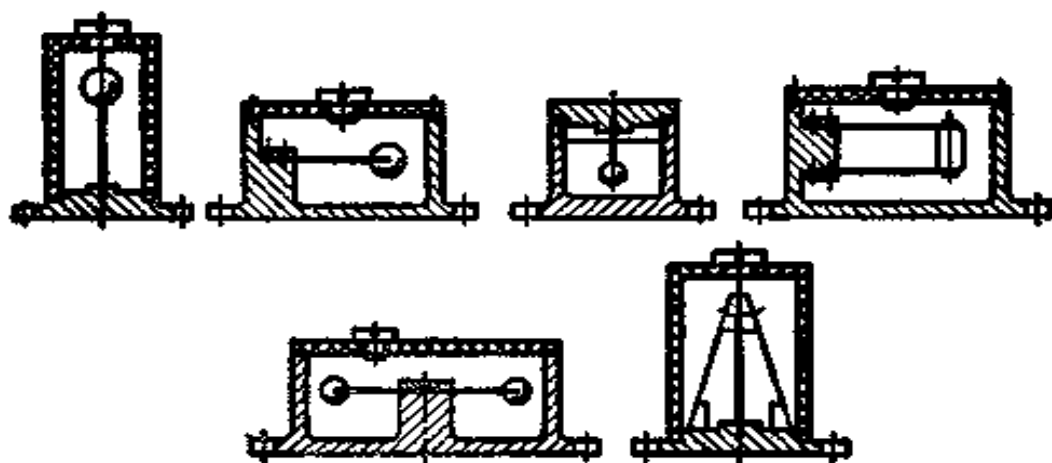


图 10.183

件 6 而闭合。在扭矩 M_x 作用下改变了敏感元件 6 沿轴向的磁阻，因此 Φ_1 和 Φ_2 重新分配，而在线圈 4 和 5 中的电动势的差便是传感器的输出信号。

图 10.183 测量线加速度的传感器简图。它装有贴着传感器的、用青铜做的片簧和不大的钢球或其他形式的重物。传感器的选择决定于被测量过程的高次谐波曲线的频率。传感器的固有频率可以达到 250 赫，所以能记录高次谐波频率不大于 75 赫的加速度。

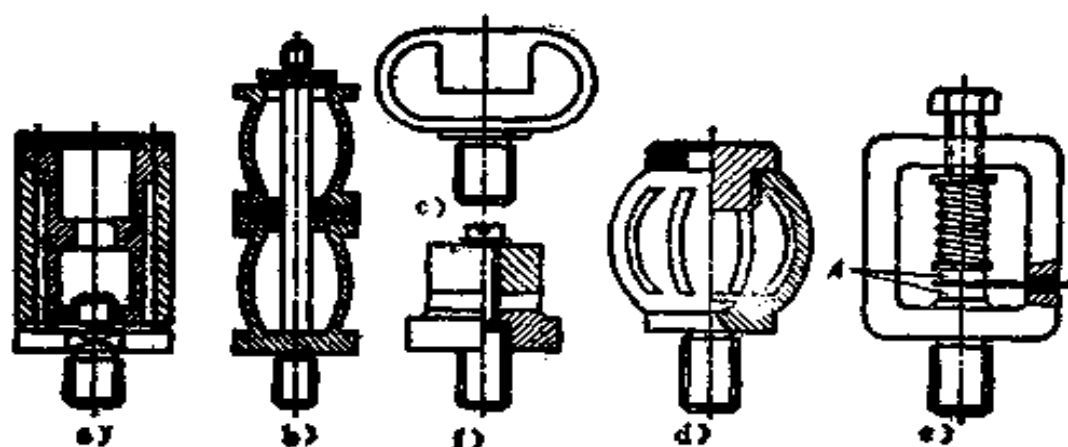


图 10.184

图 10.184 测量撞击加速度的传感器简图：a) 和 b) 一高频传感器，这类传感器的弹性敏感部分受拉伸 (a) 一固有频率 $f_{cos} = 17$ 千赫) 或压缩 (b)；c) 一整体的钢或青铜制长圆形，其中间部分固定有重物，在侧面的内表面或外表面粘有应变片 (f_{cos} 为 5 千赫以下)；d) 一钢或青铜制桶形传感器，在侧表面有一些锯齿槽，重物在上面部分，用直径 45×40 和重量 150 克的青铜做的传感器具有 $f_{cos} = 10$ 千赫；e) 一由压电陶瓷 (钛酸钡) 做敏感元件的传感器。在直径为 10×4 的两个陶瓷圆板 A 之间放有被绝缘的黄铜薄片引出线。弹簧的压力应超过撞击时的惯性力 ($f_{cos} = 20$ 千赫和灵敏度 20 毫伏/ $g \ominus$ 以下)。这传感器缺点是有由壳体和弹簧带来的附加振动；f) 一具有直径为 25×2.5 的陶瓷元件的传感器，重物放在陶瓷元件上用被绝缘的螺钉压紧。

\ominus 单位中的 g 指重力加速度。

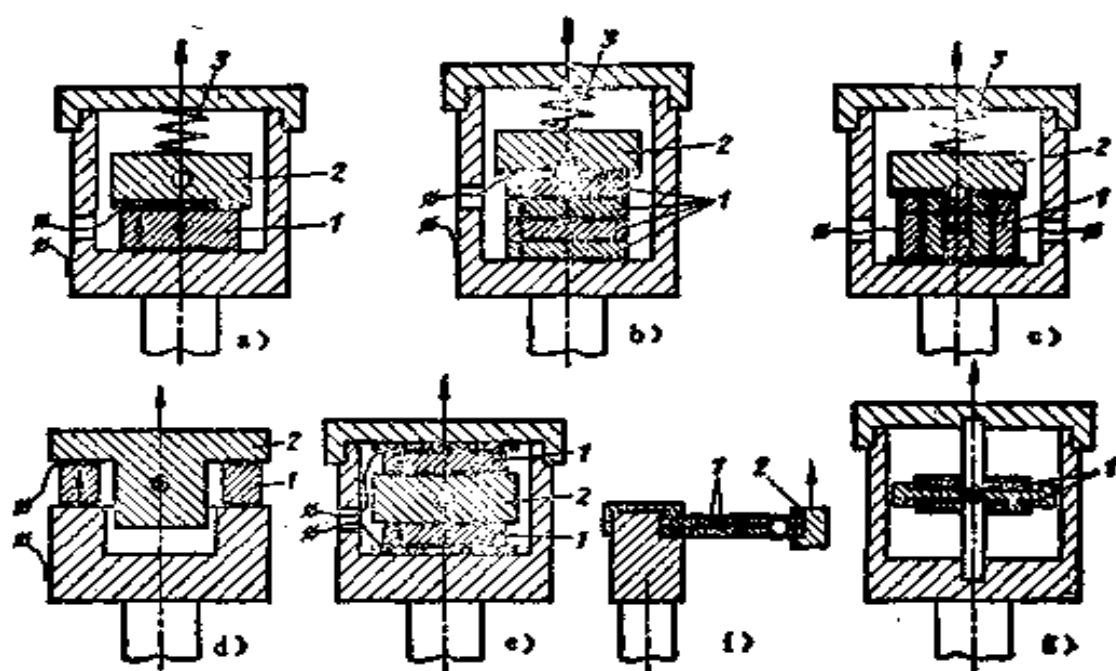


图 10.185

图 10.185 压电传感器的简图：

a) 一压电元件 1 和惯性元件 2 用弹簧 3 压住。非定中心的结构会促使发生寄生灵敏度；

b) 一在电气上串联连接的压电元件的叠片。从传感器上取下的总电压虽有所增大，但同时电容减小而电阻增加，这在测量低频时是不利的。在极板并联时，电容增加但取下的电压则等于一片的电压；

c) 一薄板的叠合件，利用其横向的压电效应；

d) 一环形压电元件，结构是定中心的，其特点是具有良好的特性和强度；

e) 一定中心纵排列传感器。垫圈连接成串联的，其特点是横向灵敏度的互相补偿；

f) 一在弯曲条件下工作并有高灵敏度的双片压电元件的传感器。传感器由两块同样的薄板粘结而成，它们之间衬有金属垫板。双片压电元件的一端被夹住；

g) 一具有在弯曲状态下工作的压电元件的定中心压电传感器，并具有弹性支撑以降低壳体共振频率的影响。

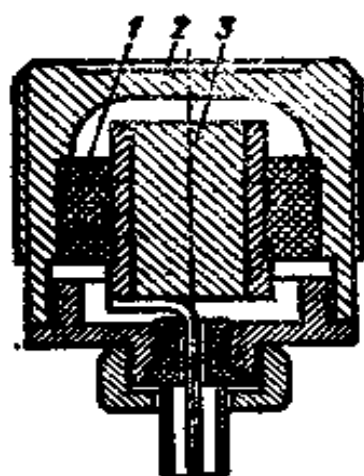


图 10.186

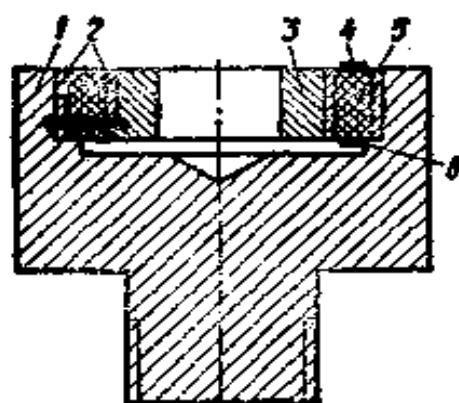


图 10.187

图 10.186 在剪切变形状态下工作的加速度压电传感器。粘有惯性质量 3 的钛酸钡陶瓷环 1 固定在壳体 2 的内表面。测量时 3 的惯性力使环受剪力。陶瓷在剪切变形时，由于压电效应而在其中发生了电荷，电荷可从圆柱表面上取下。传感器对振动的横向分量不敏感。

图 10.187 具有压电元件的振动加速度计。环状压电元件 5 和与之粘结的惯性质量 3 粘装在仪器壳体 1 的镗孔中，而仪器固定在振动物体上。仪器的工作原理，是基于物体振动时产生的力作用于压电元件上而得到的压电效应（4 和 6—输出端，2—粘合处）。

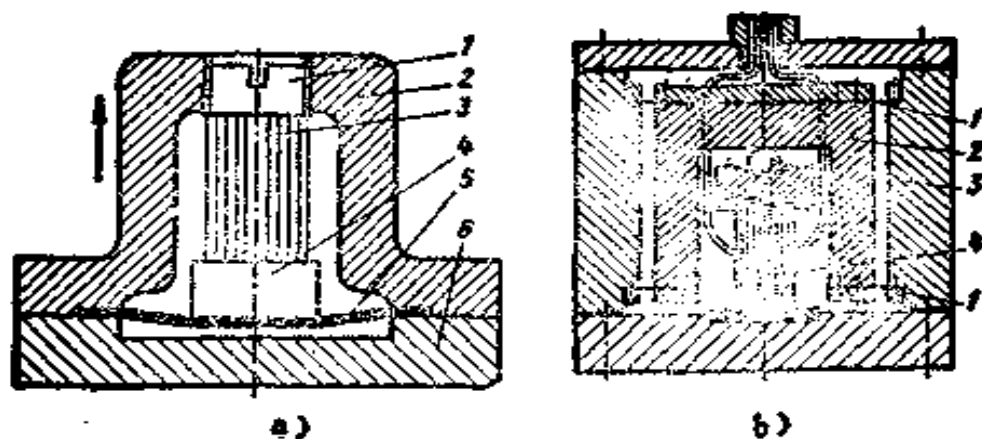


图 10.188

图 10.188 测量结构振动的压电加速计。压电元件（图 10.188 a）是一叠薛格涅特盐（酒石酸钾钠）的薄片 3，它支承在惯性元件 4 上（4 固定在膜片 5 上）并用塞子 1 压住。带有压电元件的仪器示于图 10.188 b）上，其中惯性元件 2 用膜片 1 和壳体 3 相连，并通过滚珠和压电元件 4 铰接，以减少侧向振动的影响。

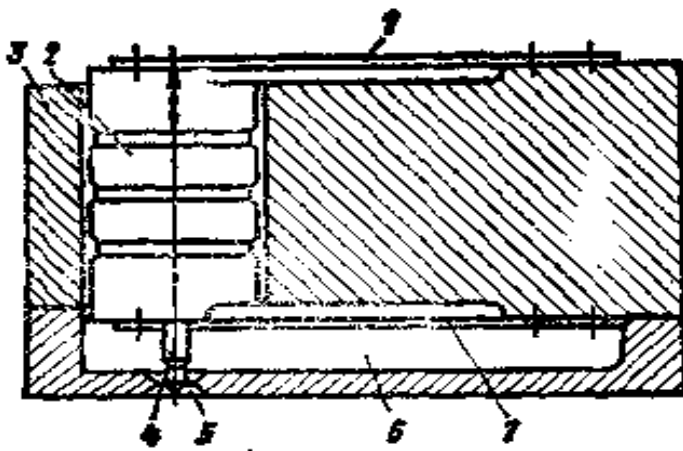


图 10.188

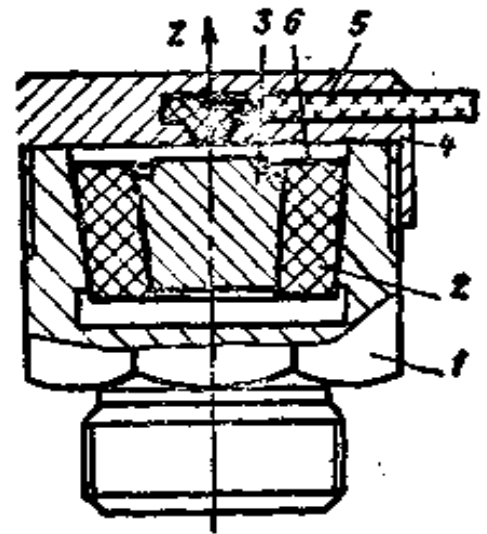


图 10.189

图 10.189 具有空气阻尼和固有频率很小的加速度计。带有杆 4 的活塞 2 架设在壳体 3 中的片弹簧 1 和 7 上，同时又用作惯性质量。加速度计的活塞移动时小室 6 中的压力发生变化，而空气经过排气狭缝 5 排出，狭缝的通道截面取决于惯性质量的位移。在平衡位置上杆 4 几乎完全盖住狭缝 5。质量偏移越大，通道截面也越大，而阻力就越小。该简图模拟粘性阻尼并避免了系统的非线性。

图 10.190 具有锥形惯性元件的加速度压电传感器。空心截锥形的压电元件 2 和惯性元件 3 放在壳体 1 中。压电元件的端面 6 和侧表面具有银质的镀层。用带有电缆线 5 的盖 4 盖住传感器。当加速度沿 z 轴作用到传感器上时，压电元件能测试拉力、压力和剪力。在侧面和端面上的电荷相加。

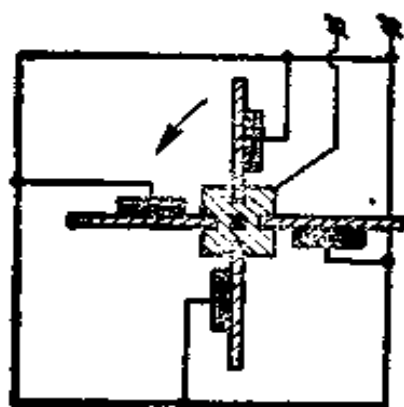


图 10.191

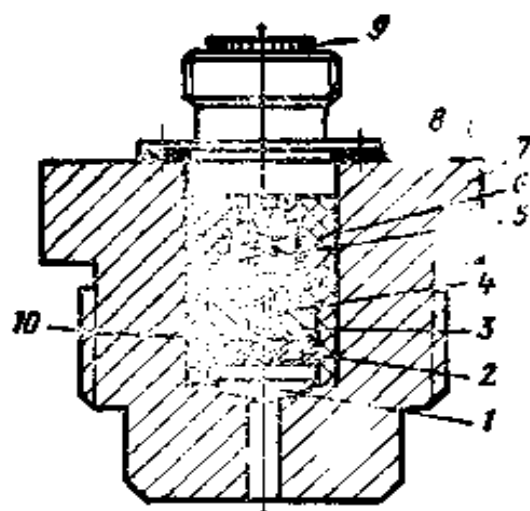


图 10.192

图 10.191 在弹性薄片上具有相同电轴的双晶片压电元件以记录扭振的压电传感器。

图 10.192 单向冲击加速度的压电传感器。由钛酸钡做成的敏感元件 2 支承在钢质球形止推轴颈 1 上。惯性荷重 3 放在壳体 7 内，用弹簧 5 压住并借助于套管 6 绝缘。通过衬垫 10、螺钉 4 和电话插头式的接头 9 从压电传感器上取下电荷。密封衬垫 8 用以补偿间隙和保证密闭性。

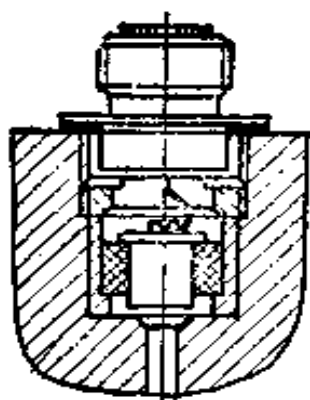


图 10.193

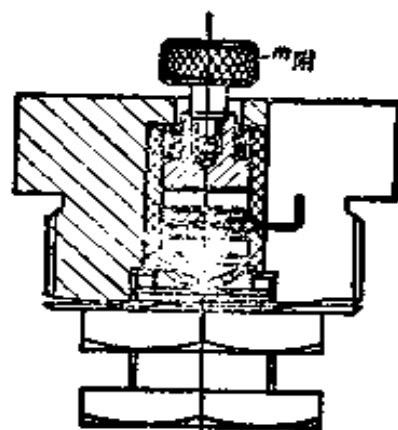


图 10.194

图 10.193 环形压电元件在剪切状态下工作的冲击和振动加速度传感器。压电元件的圆柱表面上涂上金属镀层。

图 10.194 具有附加荷重的压电传感器，它用于确定加速度和静力校准。为了按已知的被研究过程的纵坐标 y_p 确定被测的过载 k ($k = \frac{y_p}{m_{\text{пр}} g \mu_p}$)，必须知道传感器的转化质量 $m_{\text{пр}}$ 和静力校准时的记录比例尺 μ_p 。对于具有一个压电元件和非刚性弹簧的传感器，可用无附加质量 $m_{\text{зот}}$ 的传感器（振幅 y_1 ）和有附加质量的传感器（振幅 y_2 ）记录振幅的方法找到 $m_{\text{пр}}$ ，此时 $m_{\text{пр}} = m_{\text{зот}} \frac{y_1}{y_2 - y_1}$ 。必须采用直流放大器。

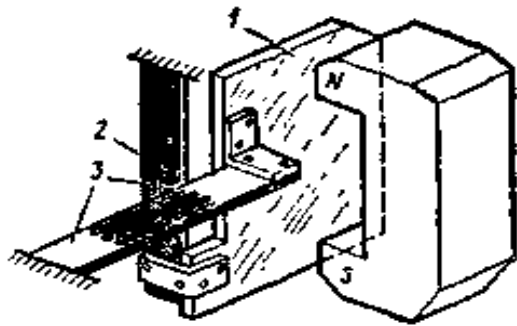


图 10.195

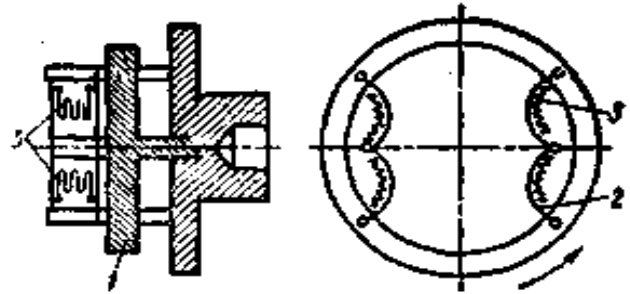


图 10.196

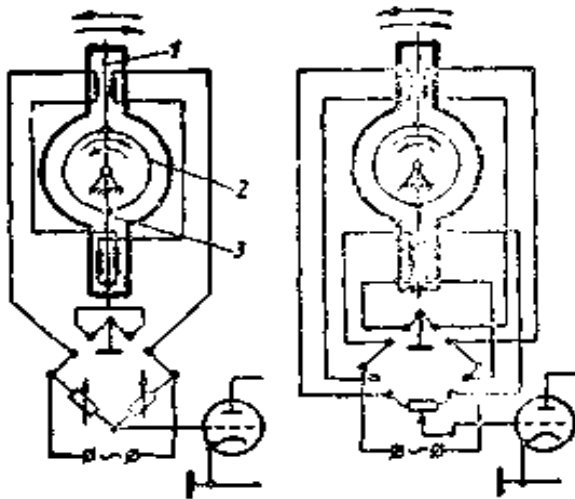


图 10.197

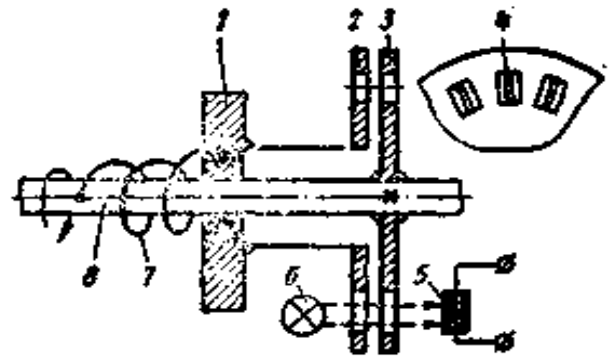


图 10.198

图 10.195 具有地震式质量 1 和十字形弹性《铰链》的加速度传感器。十字形弹性《铰链》由两个钢片簧 3 组成，片簧的两面共粘贴有四个应变片 2。用永久磁铁实现阻尼。被测加速度的可能范围为 $15 g$ 以下。

图 10.196 角加速度传感器。圆盘 1 和轴端以在加速度作用

下弯曲的弹簧 2 弹性连接起来。粘贴在弹簧上的应变片 3 接入桥路中。

图 10.197 测量角加速度的传感器。不大的圆盘 2 在传感器中心的玛瑙轴承上自由转动，盘 2 和两个臂 1 与 3 刚性连接，臂上粘贴应变片。臂的自由端与传感器壳体铰接。传感器不均匀转动时，臂在圆盘的惯性力矩作用下弯曲，并且挠度与 $d\omega/dt$ 成正比。图上给出了测量桥路的二种调谐方案。

图 10.198 角加速度的光电传感器原理图。带有圆盘 2 的飞轮 1 用弹簧 7 和轴 8 连接。由角加速度引起轴 8 扭转的时候，盘 2 相对于盘 3 上的切缝 4 移动，而使灯泡 6 给光电元件 5 的平均照度发生变化；照度将与被测角加速度成正比。

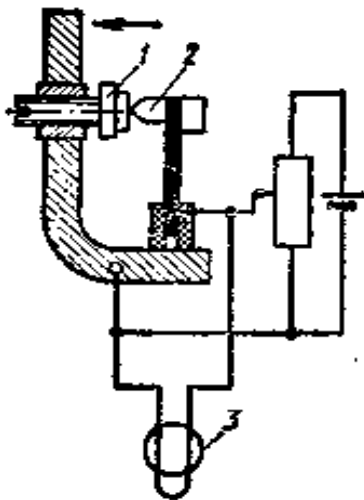


图 10.199

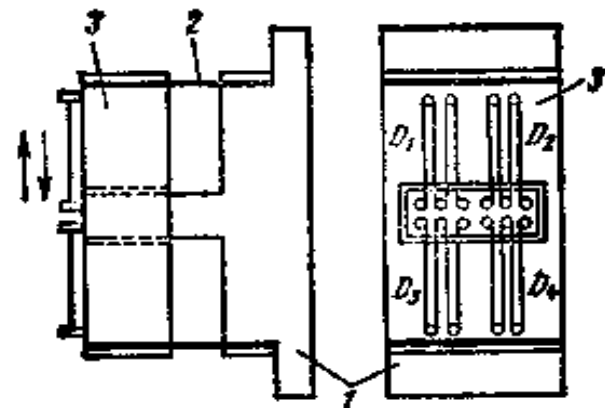


图 10.200

图 10.199 带有可分离触点的电接触式最大加速度计。弹簧触头 2 使电路闭合，直到惯性力超过对触头 1 的压力时为止。在加速度（见箭头）值未小于规定值前，电路断开，示波器的回线 3 处于电压作用下。

图 10.200 高频加速度计传感器。质量 3 固定在壳体 1 中的两根弹簧 2 上。壳体和质量之间有四束张力计的金属丝张紧在绝缘销钉上。被测加速度在 $\pm 40g$ 的范围内时，仪器的固有频率可达到 500 赫。

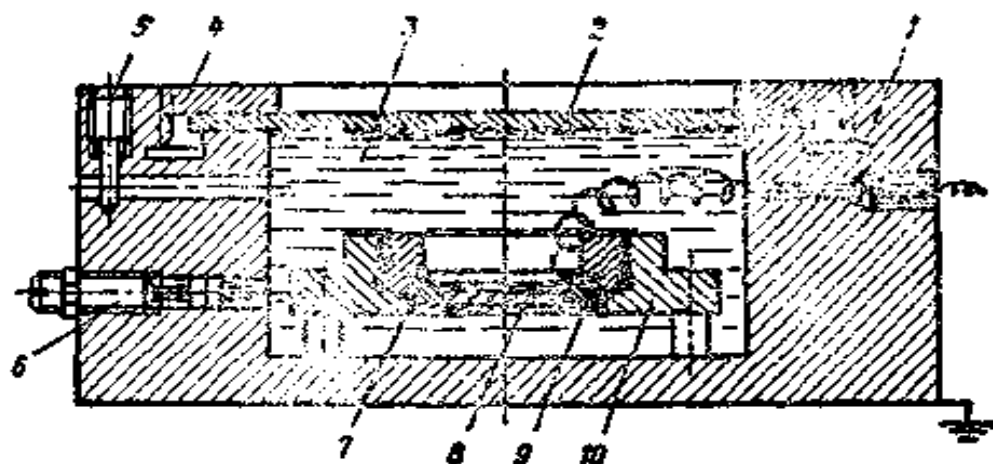


图 10.201

图 10.201 高灵敏度的撞击时力的测量计。压电元件 8 借助于绝缘垫圈 7 和螺母 9 固定在支座 10 上，支座 10 固定在壳体 1 的底部，壳体 1 中充满不导电液体 3，并用弹性元件 2 封闭。弹性元件用磨过端面的螺母 4 压住。活塞式的装置 6 和螺旋塞 5 用于在弹性元件 2 固定以后从箱子中压出残余的空气。撞击质量落在弹性元件上。对于研究障碍物质量的撞击用这个传感器是方便的。

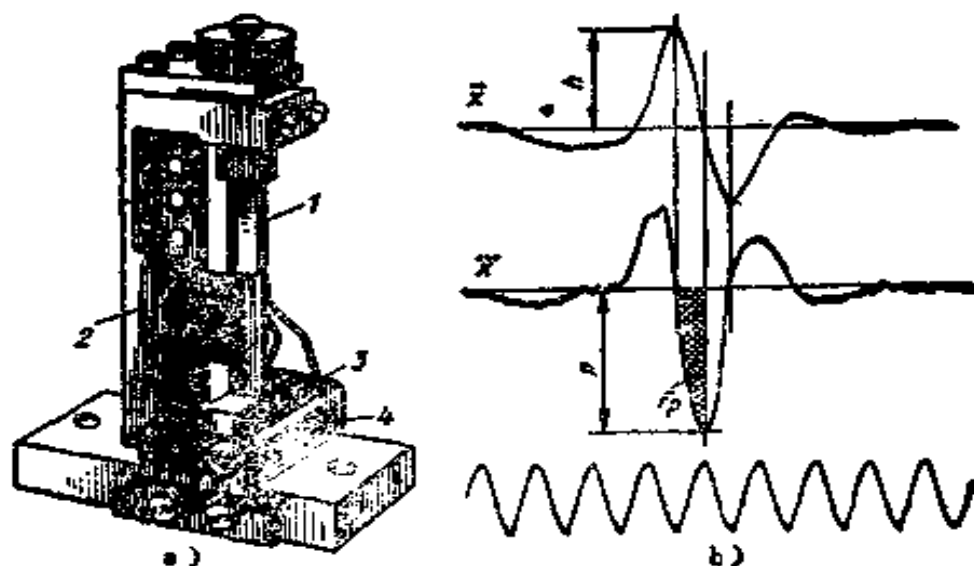


图 10.202

图 10.202 二次加速度传感器。由铍青铜做成的悬臂梁 1 上（图 10.202 a）粘贴金属丝传感器，梁 1 做成等强度梁的形状，

上端夹在硬铝的壳体 2 中。梁的下端安放一个由黄铜做成的惯性元件 3，元件 3 的下部有半径等于梁长的圆柱形表面。在壳体的底部做出圆柱形凹坑。为了梁的阻尼，在惯性元件和壳体之间的间隙中加进一些硅树脂，它还能成为线性加速度 (\ddot{x}) 的传感器。永久磁铁嵌入传感器的惯性元件中，而在底座上固定线圈 4，在线圈中引起的电动势与惯性元件位移的速度成正比。因为惯性元件的位移又与加速度成正比，所以线圈中的电流与 \ddot{x} 成正比。

在图 10.202 b) 上画出了凸轮机构推杆的示波图 \ddot{x} 和 \dot{x} 。比例系数 $k_{\ddot{x}} \left(\frac{\text{米/秒}^2}{\text{毫米}} \right)$ 能按公式 $k_{\ddot{x}} = \frac{k_a h}{k_1 F_p}$ 计算，而数值 $\ddot{x} = p k_{\ddot{x}}$ 。

式中， $k_a \left(\frac{\text{米/秒}^2}{\text{毫米}} \right)$ 和 $k_1 \left(\frac{\text{秒}}{\text{毫米}} \right)$ 是 \ddot{x} 和时间的比例尺，而射线偏差 p (毫米) 和面积 F_p (毫米²) 表示在图上。

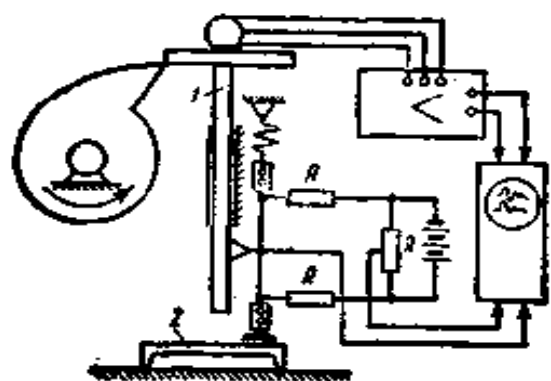


图 10.203

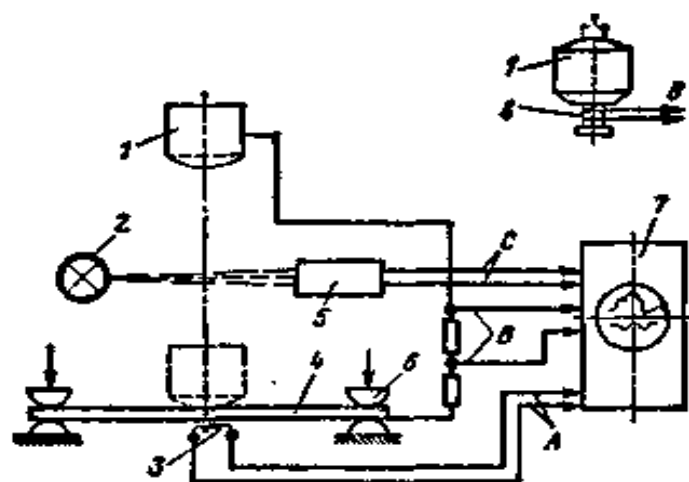


图 10.204

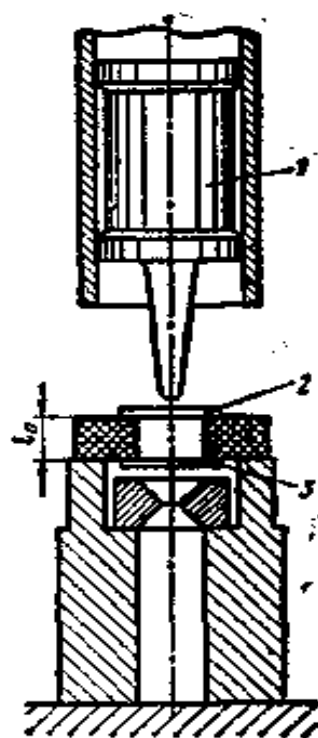


图 10.205

图 10.203 测量撞击参数——撞击加速度和碰撞时间的装置简图。带有加速计的推杆 1 用凸轮提升，并自由地降落在具有确定刚性的梁 2 上。借助于带有机械扫描的阴极示波器进行记录。

图 10.204 记录重物在梁上撞击的简图。落下的重物 1 撞击在贴有应变片 3 的梁 4 上时，触头 6 闭合；与触头闭合的同时，阴极示波器 7 标出梁的变形。和重物 1 相连的传感器 8 用来记录冲击时的力（2—照明器；5—光电管，A 和 B—示波器通路；C—接到同步指示器）。

图 10.205 在撞击校准和带有传感器的装置强制加速时测量碰撞初速度 V_0 的简图。记录加速度的比例尺 $\mu_a = V_0 / \mu_t S_t$ ，其中 μ_t 是时间比例尺，而 S_t 则是由过程的始点到相应于最大加速度的时间 τ 时，在加速度波形图下的面积。为了找到 V_0 ，利用由金属薄片组成的板状接触装置。板 2 和 3 间的距离为 l_0 ，接入由振荡器供电的线路中。当带有传感器的装置 1 触及板 2 时，示波器接通，在板 3 接通时，振荡器输出端分路，同时射线描绘出直线。按振荡器的频率确定行程 l_0 的时间 t_0 ，那时 $V_0 \approx l_0 / t_0$ 。

在撞击校准时可采用交流放大器，其工作的稳定性很容易得到保证。

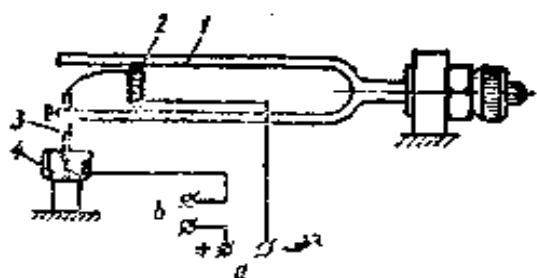


图 10.206

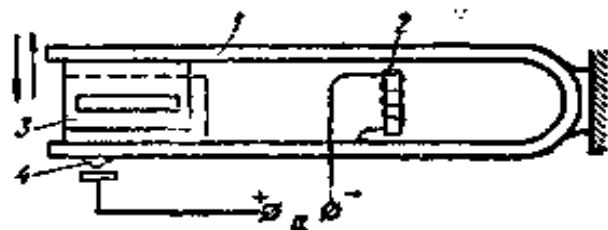


图 10.207

图 10.206 具有水银触头的音叉指示器简图。由电磁铁 2 引起音叉 1 的两个叶片以及固定在下面叶片上铰链的振动，针 3 周期性地接触水银 4，电磁铁线路则时断时通。以时间标记的形式记录波形图。a—供给 4~6 伏的电源接线柱；b—到回线的触头。

图 10.207 音叉开缝式时间指示器简图。利用带有触头式断续器 4 的电磁铁 2 使音叉的叶片振动。当帘片 3 的狭缝重叠时，使投射到胶片上去的光路打开。a—供给 4~6 伏的电源接线柱。

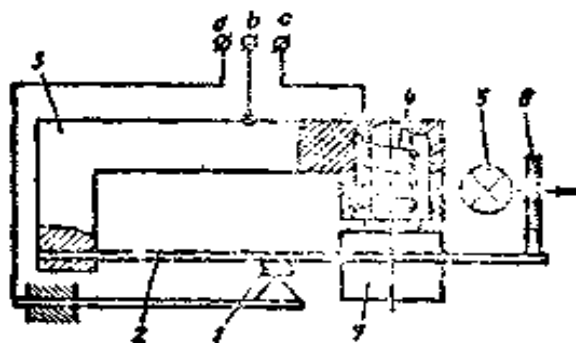


图 10.208

图 10.208 振动的缝隙式时间指示器简图。由艾林瓦尔 (ЭЛИНВАР) 合金 (镍铬钨合金) 制成的板 2 一端固定在支座 3 中，板 2 携带有断续器的触头 1、具有调整荷重 7 的衔铁和具有狭缝的帘片 6，片 6 遮住由灯泡 5 来的光束。直流电 (接线柱 a 和 c) 供给电磁铁 4，吸引与板 2 固定一起的衔铁，以及打开触头 1，同时绕组中电流中断。此时，板 2 由于弹性朝相反方向偏移 (和狭缝一起)，触头 1 闭合，如此周期往复。接线柱 b 用于指示器的起劲。

第11章 振动及冲击作用的机构和机器

在现代高速机器的设计和使用中,需要预测危险振动的发生,并采取消除的措施;但是在某些情况中还要利用振动和冲击,借助于振动和冲击作用的机械,来解决工艺课题。

振动机械和冲击作用机械的应用范围不断扩大,目前已广泛地应用在建筑业、输送技术、矿山工业、铸造生产、机械制造、金属加工及其它工业部门;

在建筑业,有效地利用在振动马达、捣实器、振动打桩、振动压路、混凝土和砖砌体的破坏、沥青混凝土路面的拆除、金属结构的装配、道钉钉入、枕木捣固及其它工作方面;

矿山和矿业方面,在矿山开采、掘进、选矿和装载的振动机中,在振动刨煤机、振动楔、振动泵以及炮眼和井眼的钻进、尾管的压入和拔出中,在破坏矿石和矿藏的风镐中均获得应用。

工业技术中,广泛应用在水平式和垂直式振动输送机、料斗、过滤器、干燥机、振动给料机、离心机、升压机、混合机、捣实机、振动磨及许多其它机械方面。

在机械制造业,振动和冲击已应用在冲模、铆接、压配、清整、镗纹、零件清洗,冲击试验机(建造大型破冰船时)中。在车削和铣切时、钢淬火及向钢锭模浇注金属时,利用振动的研究亦获得成效。

这样,目前所有工业部门、农业生产、建筑、运输、造船、医学和科学实验室,实际上都在不同程度地利用振动技术,其范围仍在无限扩大。借助于振动,可以增加介质密度或提高介质的松散程度,可以改变介质结构或使单个颗粒结成一整体,可以进行细级分离或不同材料的混合,还可以实行铸件和锻件的粗清理或镀铬和抛光的精整。振动可引起人的疾病或相反而具有治疗功效。

振动机之所以有高的效能，是因为它对工质的工艺作用具有高频脉冲的特性，位移虽小但速度和加速度却很大。在工作构件小振幅和高频率振动的影响下，工质常具有特殊的性质：由于有效内摩擦系数减少，工质变成易流动的，从而使移动阻力和工作构件磨损降低。

振动机的理论包括两个紧密相连的问题：工质在振动作用下的特性和振动作用机械的动力学。

结构比较简单的振动机的动力学系统，其工作构件的轨迹、速度和加速度的变化规律，与构件的几何尺寸无关，而取决于机械的动力学参数：质量和弹性元件刚度的大小、驱动产生的激振特性、阻尼因素等等。

振动机的设计和动力学分析，需要建立和求解线性的和非线性的微分方程式。非线性微分方程的求解，常常具有很大困难，目前是借助于电模拟装置获得解答。

当不需要了解每个参数对冲击过程的影响，而一次物理实验的结果可以推广到整个现象时，若决定现象的整个综合值之间存在着函数关系，利用相似理论对冲击作用的电动和气动机械进行计算则是有成效的。描述工作过程的微分方程式，可以作为建立相似准则的基础，而单独试验的范围则由单值性条件决定。

振动器是振动机的重要结构元件，可分为：

a) 机械惯性振动器——依靠不平衡质量（偏心重）的旋转产生旋转的或定向的激振力；有单质量的和多质量的，简单的和自定中心的，激振力及振动频率的大小固定不变的和可调节的；

b) 气压和液压振动器——有不可调的和可调的；

c) 电磁振动器——有单冲程的和双冲程的，共振式和冲击作用式，有采用交流激磁的、整流激磁的、断续直流激磁的以及交流和直流同时作用的；

d) 偏心连杆驱动——对不平衡式，有带起动飞轮的和起动时偏心距能扩大的，有振幅可调的和不可调的。

对低频振动机，采用在低转数时能产生较大激振力的可调式

偏心连杆驱动比较合理。若振动频率提高，只是在共振状态下工作的平衡式振动机中才采用偏心连杆驱动。

在低频振动机中应用惯性振动器，需要增加不平衡质量，而对于高频振动机则又导致轴承过载。在中等振动频率的大型振动机中，惯性振动器难以被其它振动器替代，因为它在外廓尺寸和质量都较小时，仍能产生很大的激振力。由于惯性振动器启动和惯性运转的时间很长，故在给料和准确计量料斗中限制其应用。

电磁驱动是最完善的，它用于高频振动机（给料机、料斗和筛子）。该类型驱动能直接实现往复运动，不需要摩擦付和轴承，能够在—台机中实现多驱动的同歩，并能调节工况。

气压振动器应用于高频振动机特别是在有爆炸危险的情况比较合适，但在多驱动装置中振动器难以同歩工作。

弹性元件和支撑装置对振动机的正常工作有着重要意义，它影响到振动机的寿命、使用可靠性和能容量。弹性元件包括有主振弹簧和隔振弹簧，可分为金属弹性元件（螺旋弹簧、板簧和弹性杆），橡胶金属弹性元件（垫圈、圆柱、圆球和组合件；根据结构形式，可在拉压和剪切下工作），气压弹性元件（由帘布橡胶制壳体组成，其内打进压缩空气）。组合式弹性元件亦获得广泛应用。

支撑装置结构包括有：装在垂直方向（圆振动筛）或作输送导向（振动输送机）的螺旋弹簧，导向作用的板簧和弯成卵形的板簧（惯性振动筛），扭力杆弹性元件以及橡胶金属元件。

振动器和振动防护装置

图11.1 利用离心激振器产生单频激振力的简图：a)、b)、c) —沿圆周旋转的激振力；d)、e)、f) —沿直线方向按正弦规律变化的激振力；g) —沿椭圆旋转的激振力；h) —沿垂直图平面的方向按正弦规律变化的激振力偶；i) —沿圆周旋转的激振力偶；j) —与旋转轴线垂直并位于图平面上按正弦规律变化的激振力偶；k) —沿圆周旋转的激振力偶和激振力。

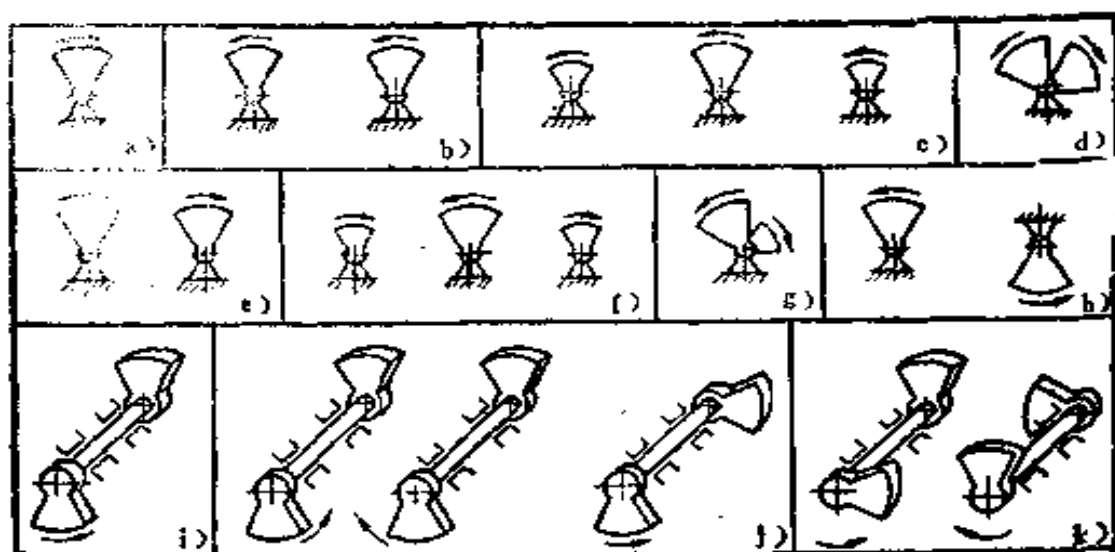


图 11.1

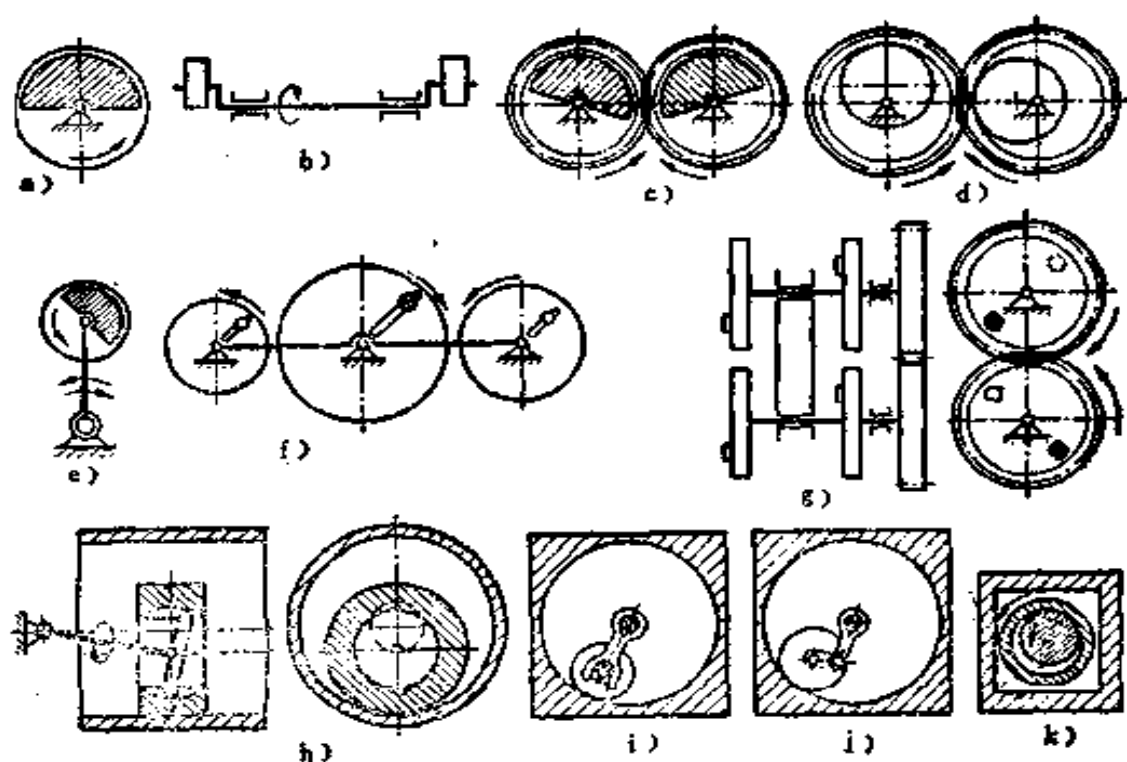


图 11.2

图11.2 离心激振器简图： a)一单不平衡质量的； b)一自定中心的（轴的偏心距等于工作构件的振幅）； c)一定向的； d)一双偏心质量自相平衡（两个偏心相错 90° ）； e)一摆式的； f)一具有三个不平衡质量，并能独立调整位相和偏心以得

到变化的旋转力；g)一双轴四质量定向的，若相邻接的两偏心重交错 90° ，而同一轴上的两偏心重相错 180° ，则可沿垂直方向产生激振力；h)一行星型轮碾式；i)一转臂行星式；j)一带链环的转臂式；k)一带内滚转的行星式。

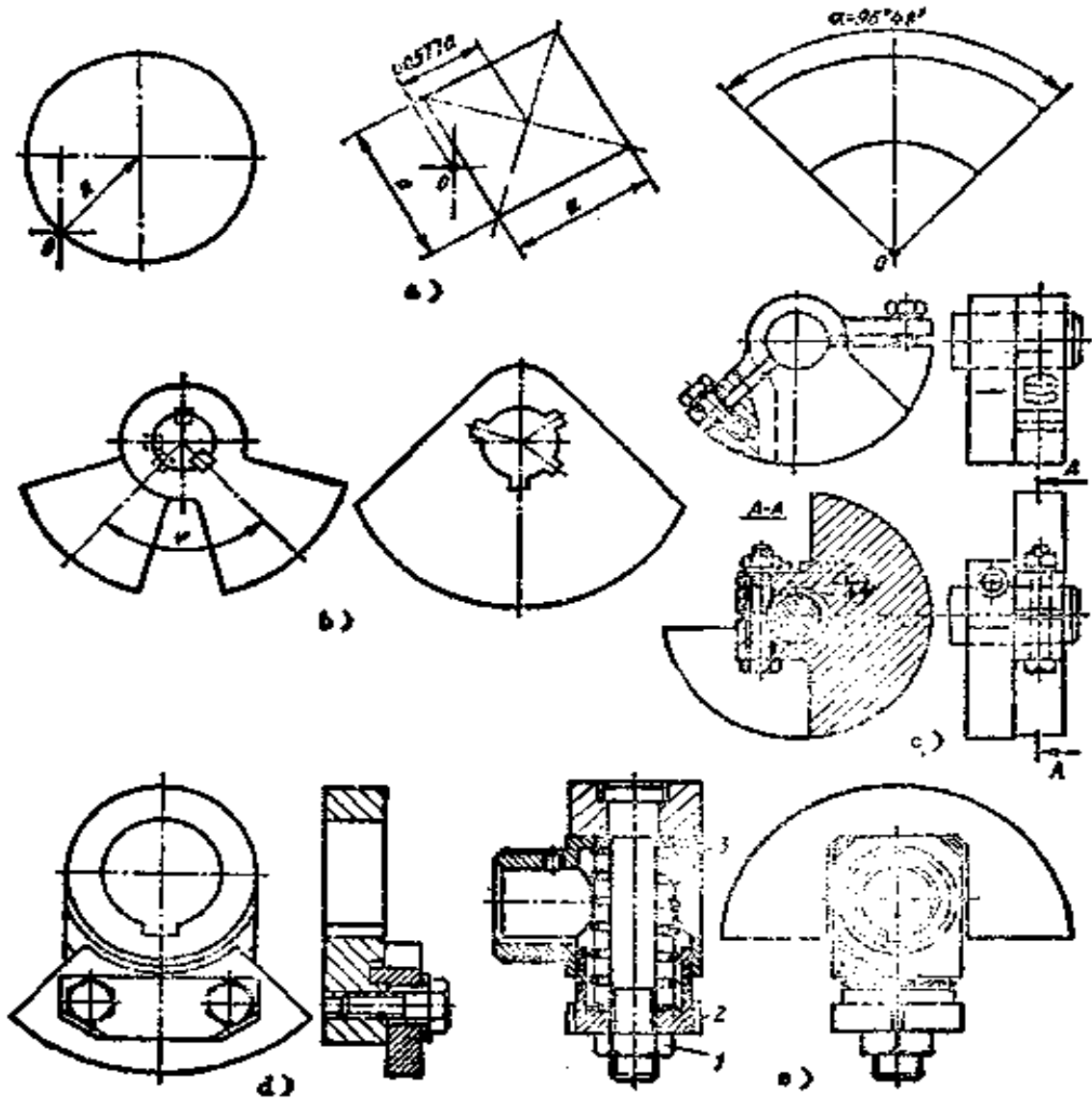


图 11.3

图11.3 偏心块的结构：a)一具有最小惯性矩的偏心块形状，O为旋转轴线；b)一静力矩可以有级调节的伸缩型，由装在偏心重轴上的固定部分和相对固定部分转过角 φ 而停住的可动部分组成；c)一静力矩可平滑调节的伸缩型；d)——利用可拆换重物使静力矩有级调节的；e)一移动式，依靠滑套2与固定螺

母 1 一起移位达到静力矩改变之目的。弹簧 3 应这样选择：在启动通过共振区后，偏心重在离心力作用下克服弹簧力而开始向外移动；停车时，转速逐渐降低，在尚未通过共振区之前的某一转速时，偏心重在弹簧力作用下向内移动。

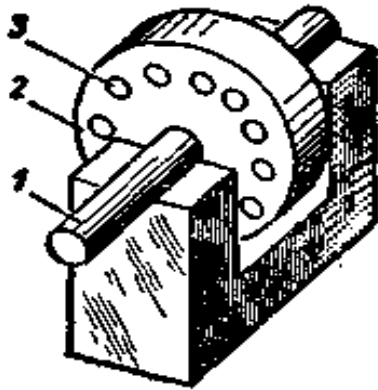


图 11.4

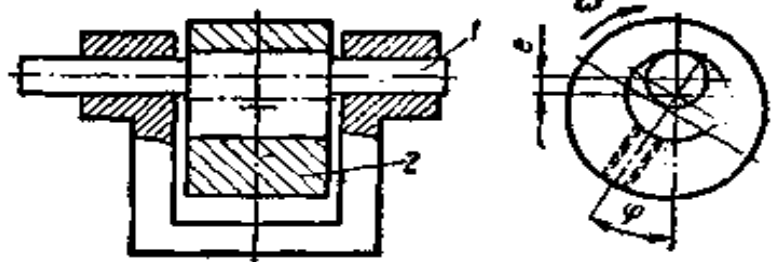


图 11.5

图11.4 可调塞销式振动器简图。圆盘 2 装在振动器轴 1 上，在圆盘 2 的孔中嵌入一个或几个塞销 3。各个塞销产生离心力的结果就是激振力。

图11.5 可调偏心振动器简图。在偏心轴 1 的加粗部分上装有偏心质量 2；如图所示为偏心质量相对偏心轴改变角 φ 的固定情况。激振力 $P = 2m\omega^2 e \cos \frac{\varphi}{2}$ 。

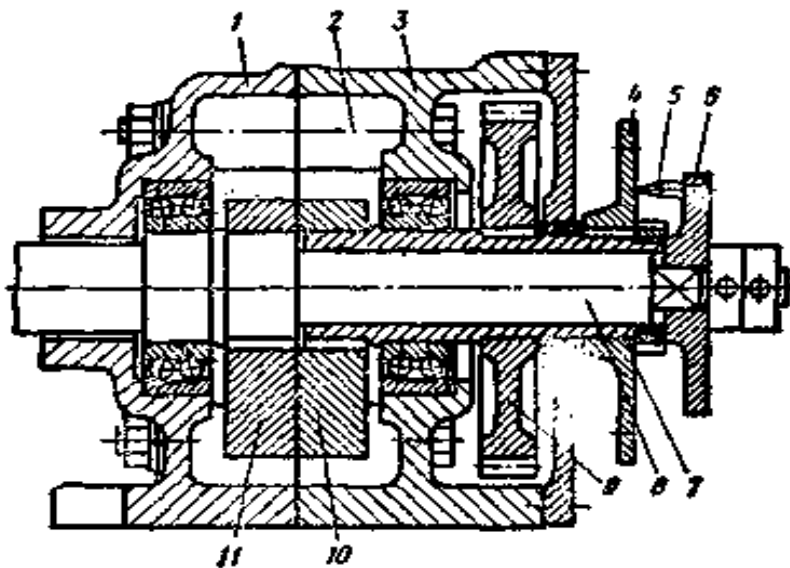


图 11.6

图11.6 可调偏心振动器。两剖分壳体 1 和 3 用螺栓压紧，其内装有由齿轮 9 相连的两根轴 8，轴上固定有偏心重 11 和带有同样偏心重 10 的轴套 7。偏心重 11 可用手柄 6 相对偏心重 10 转动。两偏心重的相互位移可借助于指针 5 按盘 4 上的刻度检查。

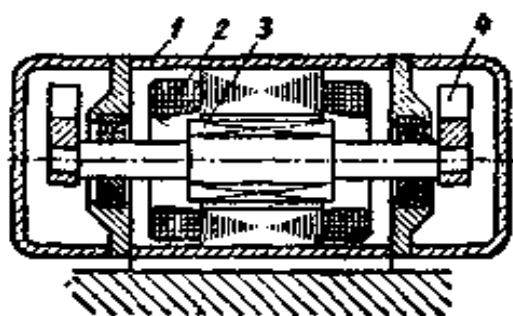


图 11.7

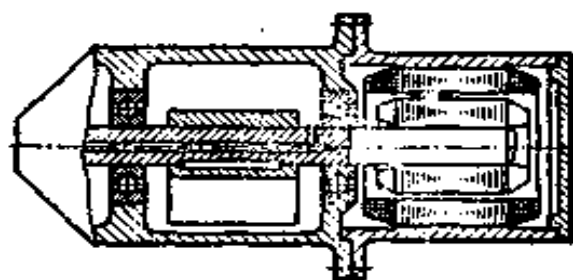


图 11.8

图11.7 具有圆振动的电机振动器简图。在振动器壳体 1 中，装有异步电机的定子 2。转子 3 的悬臂轴上固定有偏心重 4。利用这种型式振动器（IB-24 系列），当振动频率为 2800 次/分时可以产生的激振力达到 3000 公斤力。

图11.8 具有圆振动和转子悬臂配置的振动器简图。这种结构型式便于修理，并能对轴承进行强制润滑，但其装配比较复杂。在 B1-438 振动器的试验中，规定最大激振力为 3500 公斤力（振动频率每分钟 1430 次）。

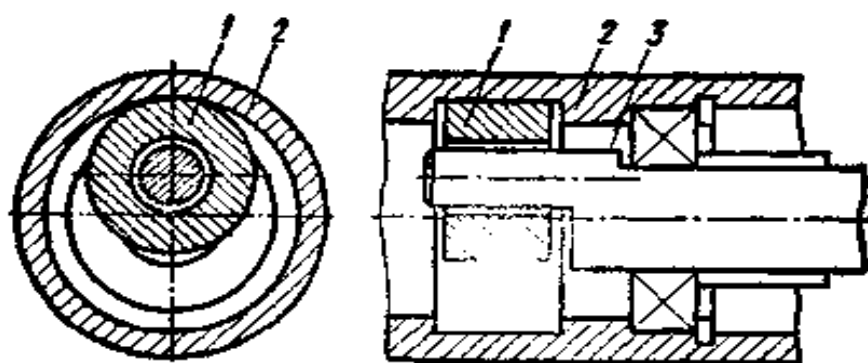


图 11.9

图11.9 转臂型滚轮插入式振动器。在与转臂 3 的驱动轴相连的振动器中，滚轮 1 沿振动器壳体 2 的圆柱形滚道面滚动。

该简图的优点——有可能在壳体中内装高频电动机。

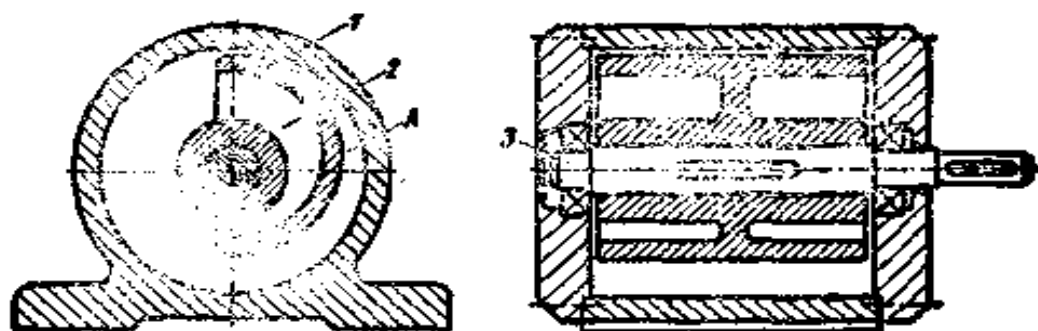


图 11.10

图11.10 机械激振器。外半径变化的不平衡转子2固定在轴3上，并在壳体1中旋转；由于间隙A为圆楔形，则造成跟不平衡重一起移动的高压空气区。该激振器的特点是寿命提高和噪音水平降低。

图11.11 大功率行星式振动器。在壳体1中装有轴齿轮3，带动不平衡环2运动，环2沿壳体1的内表面滚动。该振动器可以在捣实和分离机械的大型振动台中找到其应用。

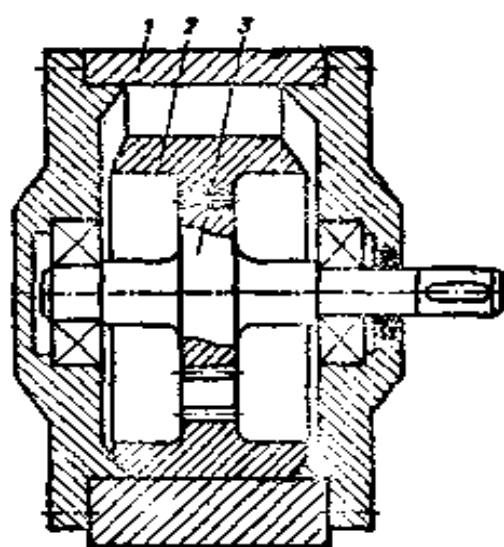


图 11.11

图11.12 导向振动的高频激振器。由传动皮带5带动不平衡重3运动，不平衡重3沿侧盖4的锥孔面和盖2的导路滚动，盖2和盖4与壳体1相连。激振频率

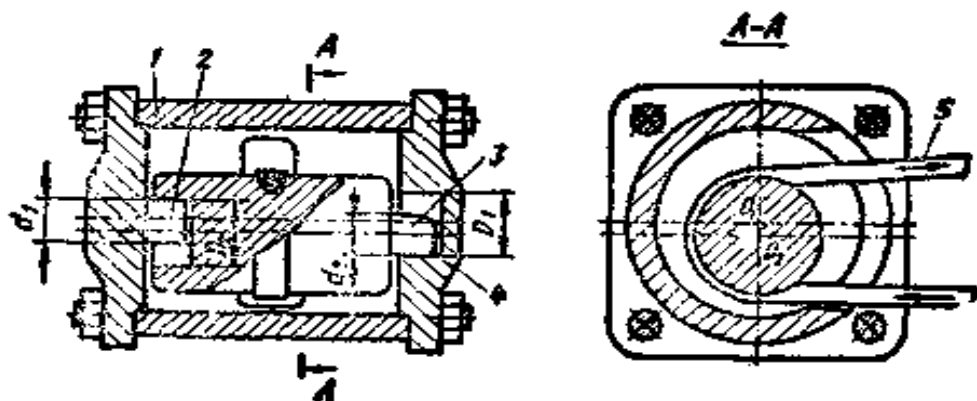


图 11.12

$$\beta = \omega \frac{1}{1 - \frac{d_1}{D_2}} = \frac{1}{\frac{D_1}{d_2} - 1} \omega$$

该激振器用来产生大功率、高频率的振动。

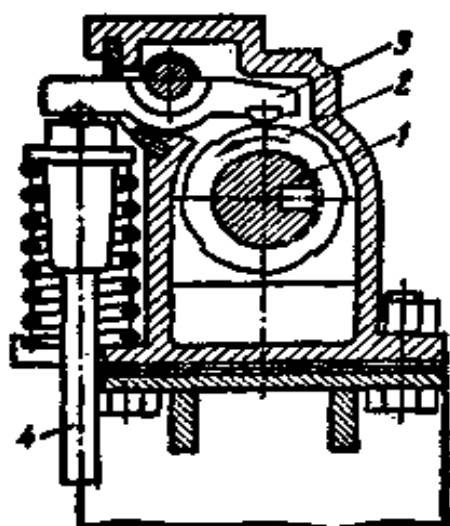


图 11.13

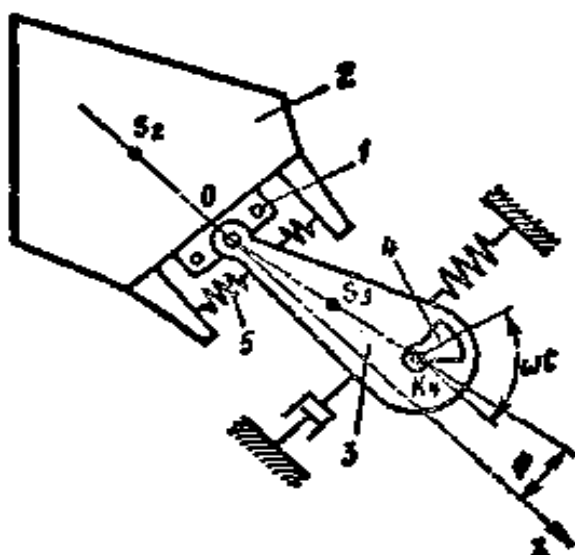


图 11.14

图11.13 凸轮振动器。在由原动机带动的主轴1上，固定有凸轮2，凸轮2通过摆杆3带动作用在工作构件的杆4运动。

图11.14 摆式激振器的原理简图。与振动体2刚性相连的底板1上，悬挂有摆3，摆3上支承有不平衡重4。弹簧5使摆保持与铅垂线一定的夹角。假若遵守下面这个主要条件，系统可近似认为是定心的：物体2的重心 S_2 在摆的中间位置，滚动轴线 O 、摆的重心 S_3 和不平衡重的旋转轴线 K ，位于一条直线上。此时，如果不平衡重4的轴线近似位于物理摆的滚动中心，当摆小角度振动时，则物体2作直线振动：

$$l_{S_3K_4} \approx \frac{J_{S_3}}{m_3 l_{OS_3}}$$

式中 m_3 和 J_{S_3} ——摆的质量和转动惯量。

图11.15 双质量摆式振动器简图。带有不平衡重2的电动机1的壳体，借助于铰链3与横臂4相连，横臂4用铰链5（铰链3和5的轴线互相垂直）与底板6相连，底板6装在振动器的

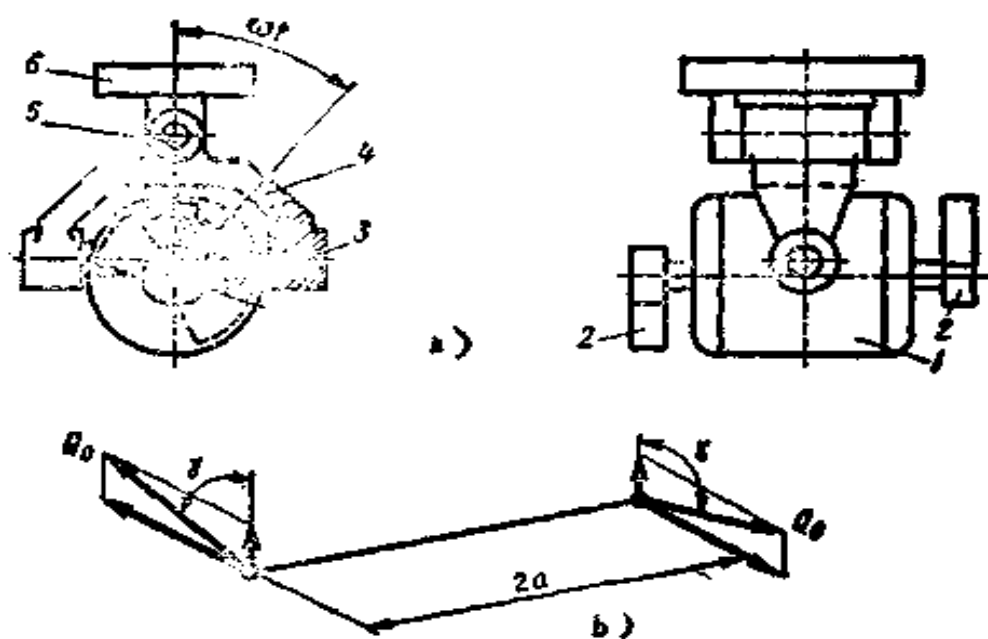


图 11.15

工作构件上（图 11.15 a）。振动器质量的选择，应使不平衡重轴的轴线通过物理摆的滚动中心；物理摆的轴线悬挂在铰链 5 内。这时，离心力的水平分量不传递到底板上。可以容许电动机的重心与铰链 3 的轴线重合，此时力矩矢量的水平分量也不传递到底板上，并且不平衡重轴绕铰链 3 滚动时发生的惯性力矩相平衡。振动漏斗所受的力

$$P = 2Q_0 \cos \gamma \cos \omega t$$

和所受的力矩

$$M = 2Q_0 a \sin \gamma \cos \omega t$$

引起螺旋振动。

图 11.16 双质量摆式振动器结构。双铰横梁 3 通过橡胶衬垫跟振动漏斗连接，横梁 3 上放置电动机，在电动机两伸出轴上装有两个镶嵌有柱销 2 的扇形偏心块 4。其中一个偏心块可以翻转调整并用销钉固定。在起动和停车的情况下，电动机旋转频率 ω 通过一个固有频率而发生共振时的有害摇晃，采用橡胶衬垫和反接制动来减缓。

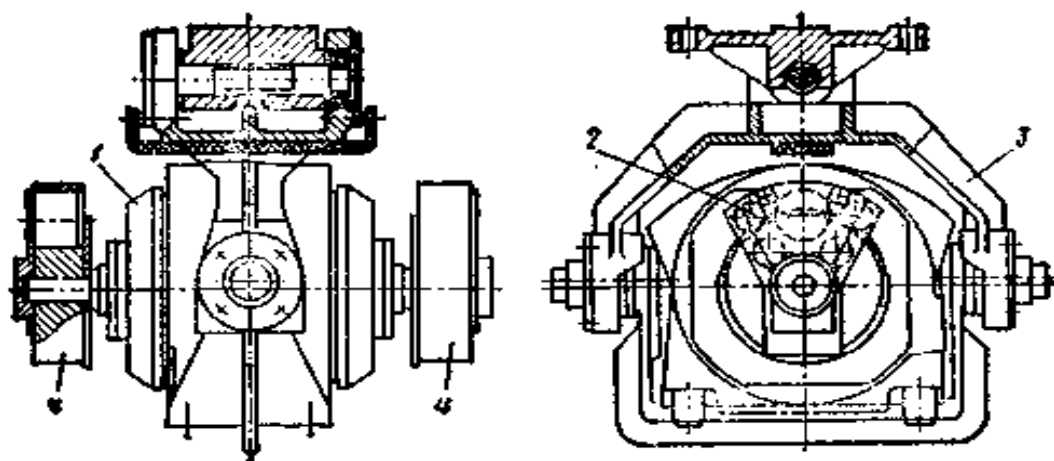


图 11.16

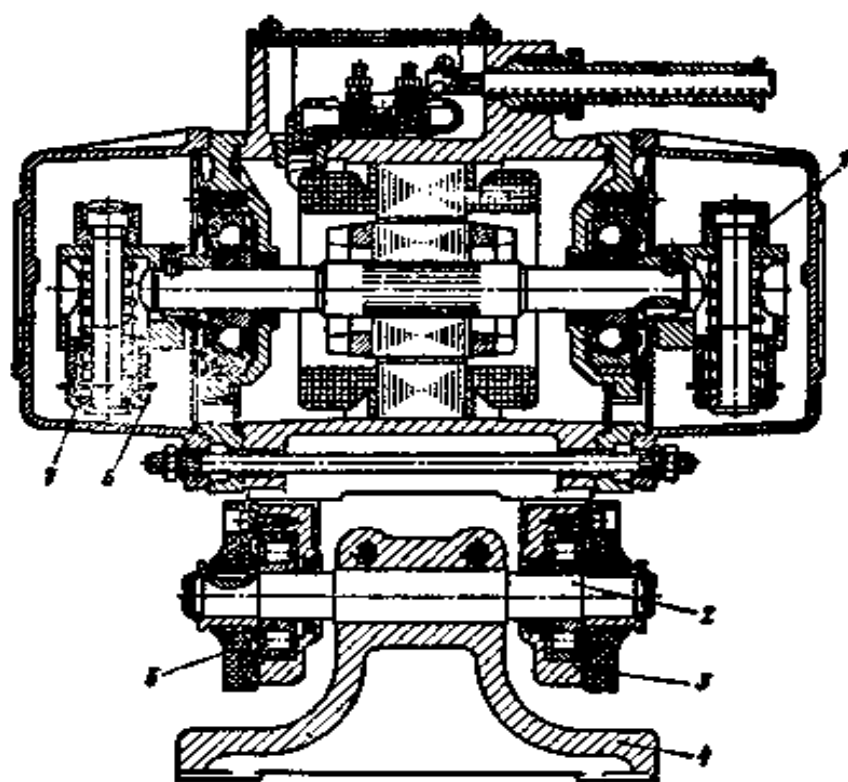


图 11.17

图11.17 摆式振动器结构。振动器轴的悬臂部分上装置弹簧移动式偏心重1。在振动器轴旋转频率达到一定值时，偏心重才向外移到，这就降低了振动器在起动的和停车时共振现象的有害作用。在套筒7槽中的支承环6的配置用以调节激振力的大小。

振动器的壳体用螺栓跟装有摆动心轴的底座 4 上的托架连接。橡胶缓冲器 5 能使振动器围绕心轴 2 实现角振动，并能阻止剧烈颠簸。相对底座 4 转动心轴 2 能使激振力作用线方向在 $\pm 45^\circ$ 范围变化。

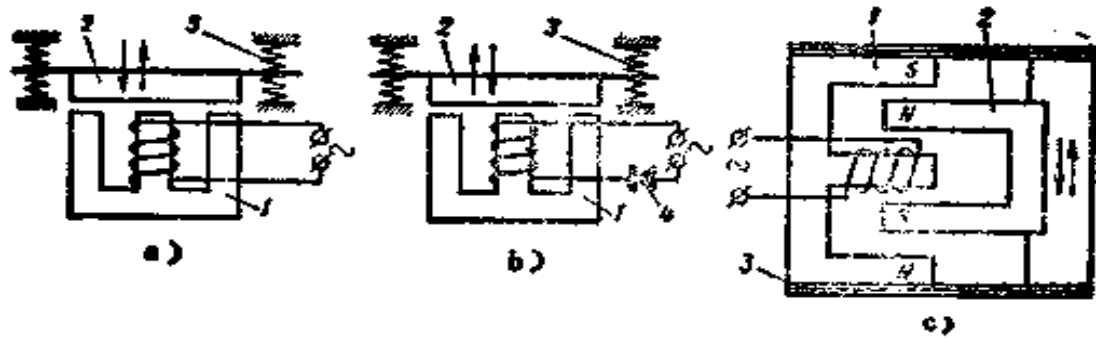


图 11.18

图11.18 普通电磁振动器简图：

a) 一反作用单冲程振动器，由电磁铁 1 的铁芯、衔铁 2、弹性系统 3 组成。振动器的供电频率为 50 赫；

当磁通增加时，衔铁 2 被吸引过去；磁通减少时，衔铁 2 在弹性系统作用下被拉回，因此激振频率等于两倍的供电频率，即每分钟为 6000 振次；

b) 一通过整流器 4 供电的双冲程振动器。衔铁振动频率减少了二分之一，变为每分钟 3000 振次；

c) 一带有永久磁铁的振动器。磁极简图指出存在着两个吸引力和两个排斥力。当无整流器供电时，振动频率等于 3000 次/分。

图11.19 往复运动的单冲程电振马达的电气简图。衔铁 1 固定在跟成叠弹簧板 3 连接的叉座 2 上。供给线圈 5 直流电和交流电，衔铁被铁芯所吸引。当交流和直流叠加时，则产生脉动电流和吸引衔铁的正弦变化力。

图11.20 双冲程电振马达的电气简图。使磁系隔离的两个同样电磁铁铁芯按相反方向装置 \ominus 。电磁牵引力增加。符号跟图 11.19 相同。

\ominus 通称“H型铁芯”。

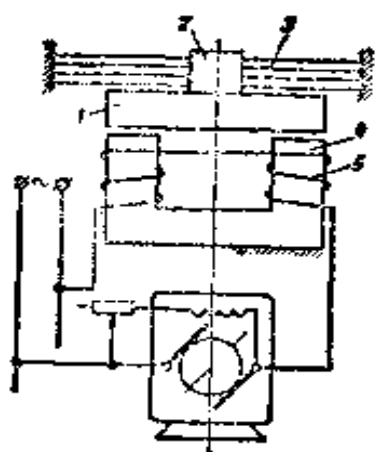


图 11.19

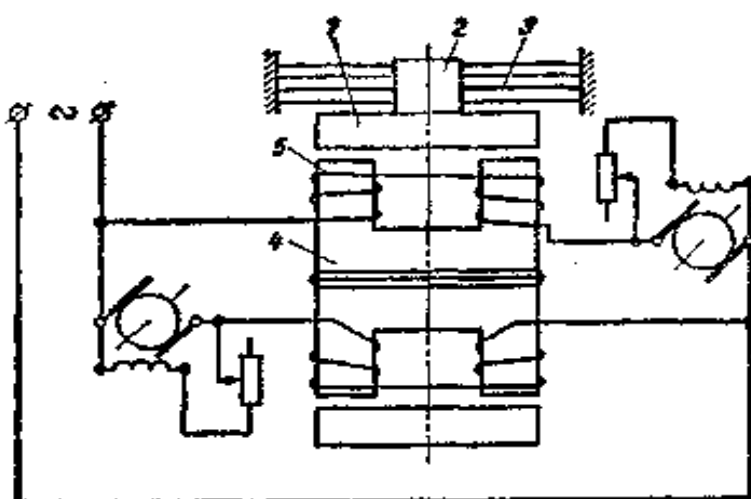


图 11.20

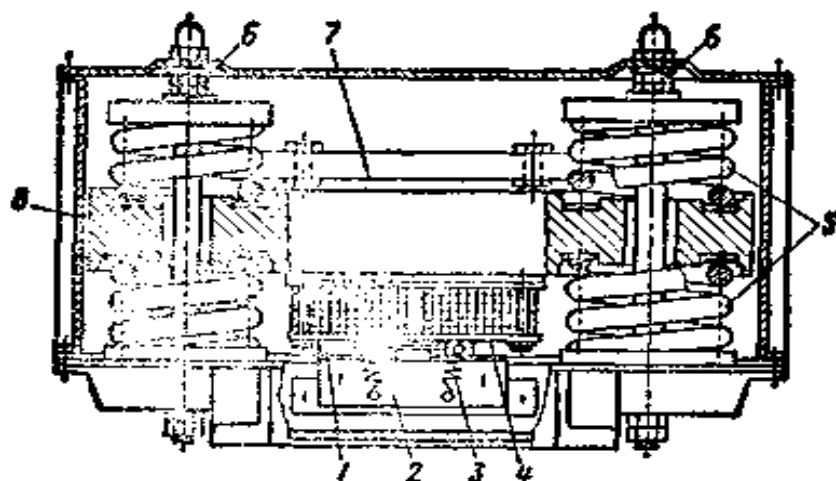


图 11.21

图11.21 电磁振动器。具有线圈4的电磁铁1与衔铁2之间用上下弹簧5连接，上下弹簧5装在支承托架8的两侧。气隙 \ominus 可用螺母6调节。电源经过缠绕成螺旋弹簧状的导线3通入线圈。振动器的调谐借装在固定板上的配重7来实现。

图11.22 应用在仓壁激振结构中的冲击作用电磁振动器。具有衔铁7的壳体1与具有铁芯4和线圈2的支架5，用弹簧3

\ominus 即磁极之间的空隙。

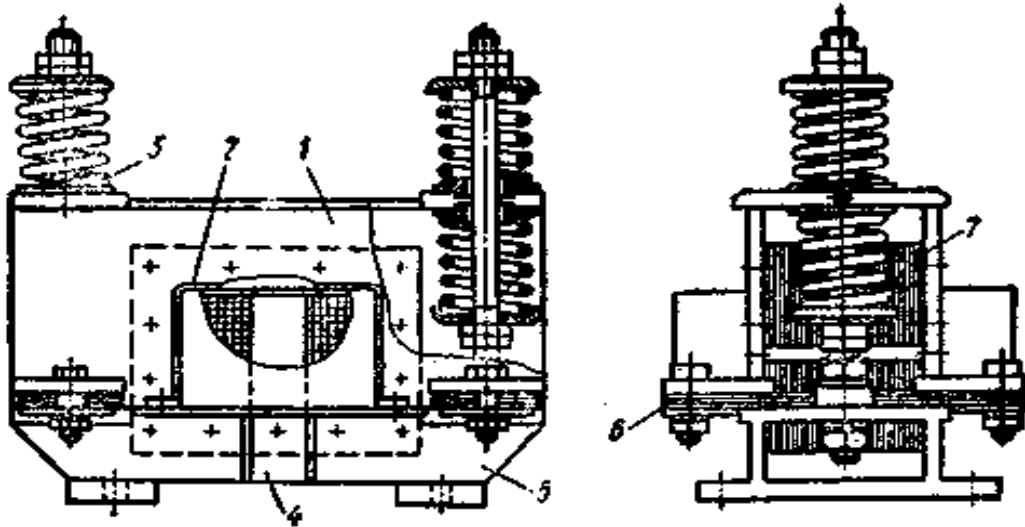


图 11.22

和板簧 6 连接，板簧 6 的中间部分跟支架 5 固定，而端部支承在壳体上。

振幅——到 1.2 毫米，频率——每分钟 3000 振次，消耗功率 900 瓦。

图 11.23 具有弹簧加压的表面振动器。

图 11.24 用于激发扭转振动的振动器（简图 a）。主动中心轮带动两个具有同一偏心质量 m 的齿轮（其布置如图所示）。主动中心轮旋转时，作用在壳体上的激振力矩为

$$M_s = 2F_y a = 2m\omega^2 r a \sin\omega t$$

当装置第二对带偏心重齿轮时，振幅增加一倍。

如果，两个位置相反的偏心块中的一个初始位置变化了，则振动器造成激振力矩和垂直激振力，从而能够激发起螺旋运动。改变偏心距不仅可使激振力和激振力矩的振幅变化，并且可使其相对比值有所变化。该振动器的效能比一般的要高很多。

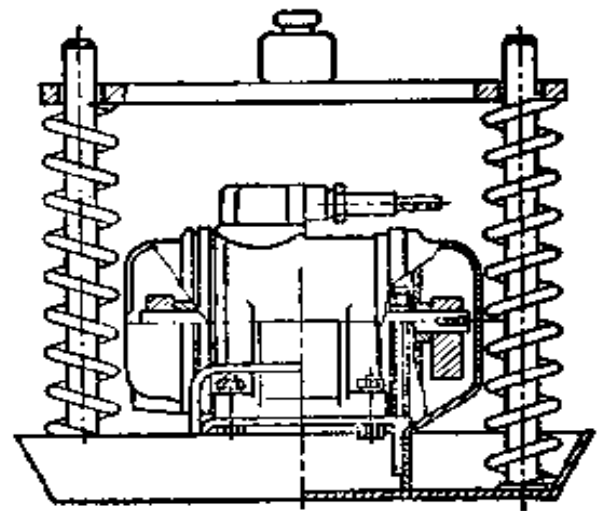


图 11.23

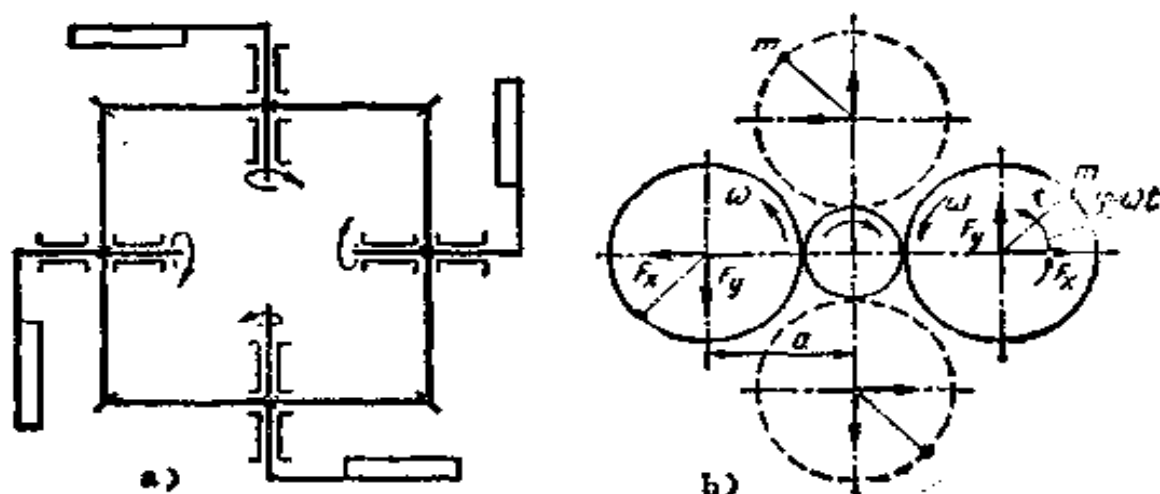


图 11.24

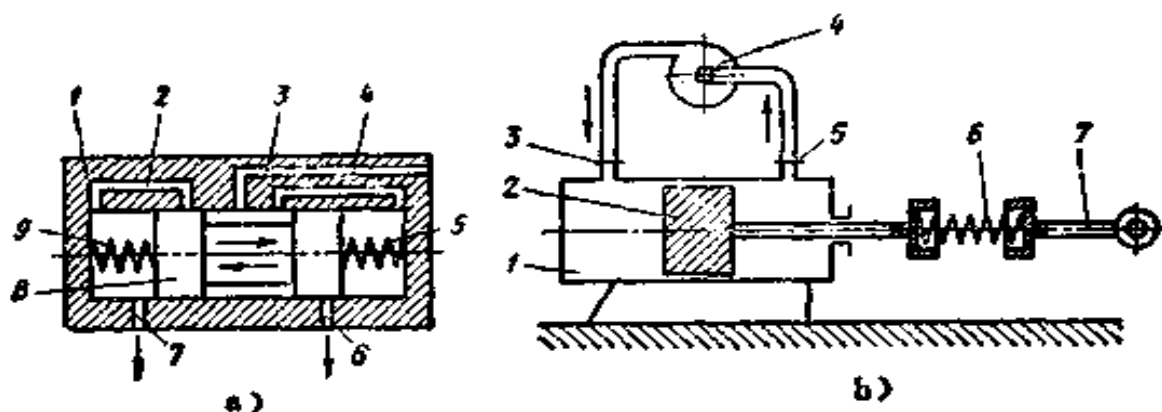


图 11.25

图11.25 活塞式气压和液压振动器简图。气压振动器如图 11.25 a) 所示。从管网来的压缩空气沿通道 3 和 4 进入活塞 8 右部的腔室中，活塞 8 向左移动使弹簧 9 压缩，并将左腔室中的空气通过孔 7 泄入大气中。靠近活塞的左极限位置，孔 7 和通路 4 被封闭，而通路 2 和孔 6 开放；活塞运动是往复的。活塞振动频率（振动机通过气缸 1 传递的激振频率）可借助空气压力和弹簧 5 及 9 刚度的改变来调节。

液压振动器如图 11.25 b) 所示。泵 4 通过管接头 3 周期地将液体压送到液压缸中（并通过管接头 5 将液压缸中的液体排出），

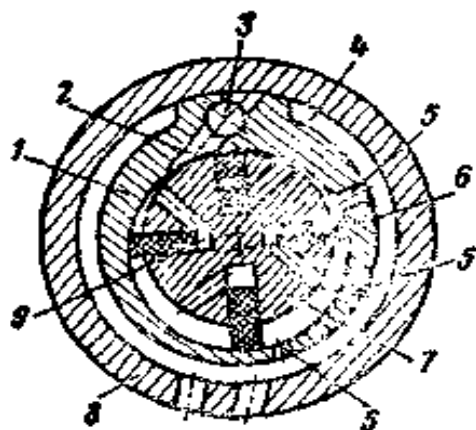


图 11.26

使活塞 2 移动。在活塞 2 的连杆 7 中间处加设弹簧 6，以使系统具有附加的自由度。借助连杆 7 将激振传递给振动机的工作构件；并且通过改变流速来调节频率，通过改变泵的流量来调节振幅。

图11.26 气压转子振动器。在定子 1 的内部，转子 7 对定子轴线偏心旋转。胶板 6 在转子 7 的滑槽 9 中自由移动。压缩空气沿通路 3 通过开口 2 进入气缸中，并使转子反时针向旋转。用过的空气通过开口 5、腔室 4 及壳体 8 的孔中排走。

图11.27 行星型气压振动器。振动器由壳体和气压马达激振器组成，气压马达激振器是个已变化的转子。制成空心状的转子 3 绕不动定子 1 滚转，空心轴带有缝隙，缝隙中嵌入带有切口的夹布胶木叶片 2。在振动器的心轴轴颈上压配有挡板 4。压缩空气沿软管 6 进入心轴的纵向槽中，使叶片压紧在转子上，并通过叶片切口进入到工作室 5 中，

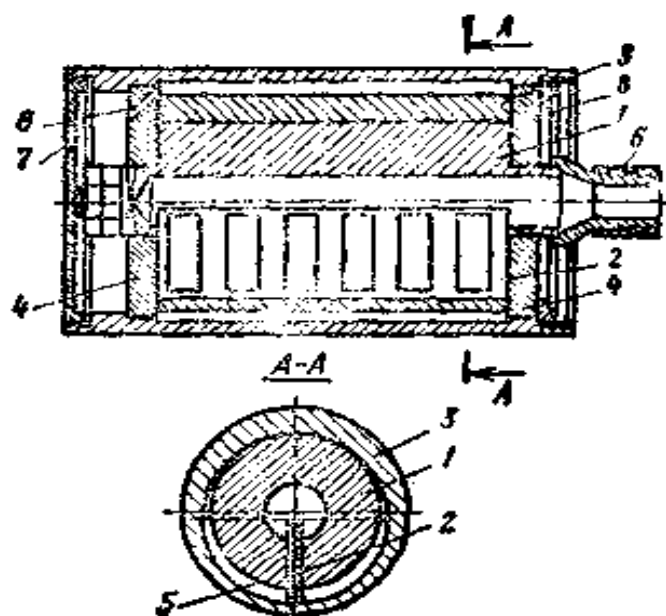


图 11.27

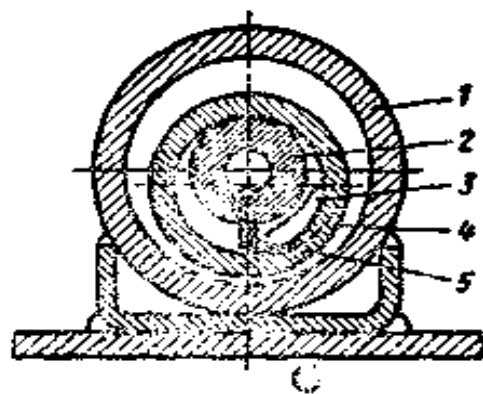


图 11.28

迫使转子绕自身轴线以高的旋转频率作行星滚转。排气通过卸荷孔7、8进行。在转子将孔关闭后直到下次供压缩空气时的一段行程，转子按惯性惰转。结构中没有轴承。该振动器应用在铸造机械中，并且比柱塞型的振动器优越得多。

图 11.28 高频气压马达振动器。在空心轴状的定子2上插有起分隔的叶片5。套筒-滚轮状的转子4用压缩空气带动并绕定子心轴滚转；压缩空气通过心轴中的孔进入气压马达的工作室中。用过的空气通过壳体1的挡板中的空隙排出。

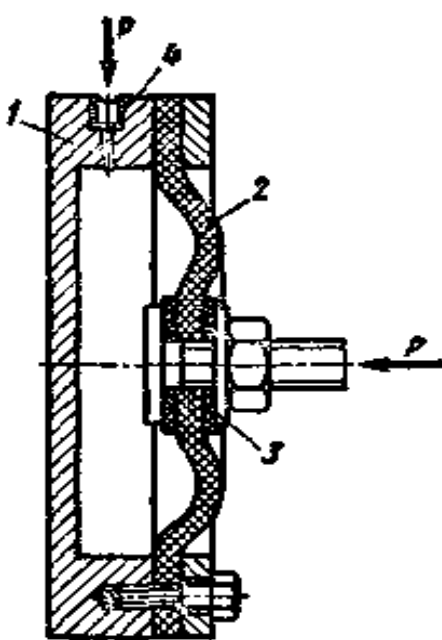


图 11.29

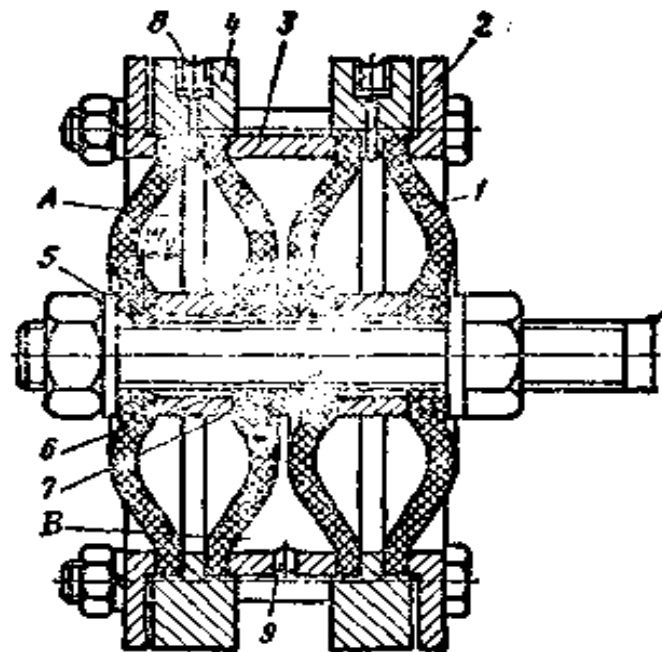


图 11.30

图11.29 用于轻型共振机的带刚性内心的气压弹性连结。在用带刚性内心的柔性橡胶-帘布外壳封闭的杯形钢套中，通过槽4供入压缩空气，引起外壳弯曲。为使内心移位，必须施加力。当选定了有效外壳面积和已知变形挠度时，施加力的大小只决定于工作室中的压力 P 。调节空气压力，就可以在较宽范围内改变连结刚度。

图11.30 分组气压弹性连结。柔性外壳1被机体4与外法兰2、管子3压住。在柔性外壳的内心部分利用装在杆7上的分隔套管

6 和垫圈 5 压紧，杆 7 与振动机的运动部分连接。压缩空气通过孔 8 供入到 A 室中。B 室通过孔 9 与大气连通。

每一组都由两个气压弹性连结（带有弹性元件）组成。弹性元件的组数不受限制。每一组气压弹性连结的刚度为：

$$C = p \left[\frac{\pi r_1^2}{W_0} (1 + \rho)^2 \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(1 + \frac{\rho}{1 + \rho + \rho^2} \right)} \right]$$

式中 p ——气体静压；

W_0 ——柔性外壳心部的凸度；

$$\rho = r_2 / r_1;$$

r_1 和 r_2 ——分别为柔壳外部夹持处和刚性内心的半径。

在给定循环载荷振幅 a 和取 $\rho \approx 0.3$, $W_0 \approx 2.5a$, $r \approx 4W_0$ 的情形，气压弹性连结的刚度（非线性）可近似的按下式求得

$$C = 20.3\pi a p$$

振动作用的机械

图11.31 振动钎，用于稠密钢筋结构中混凝土混合物的插入振捣。在带有端头 5 和轴套 1 的壳体 2（图11.31 a）中，具有

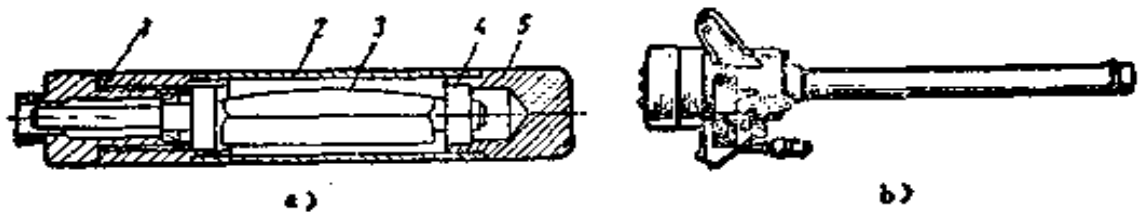


图 11.31

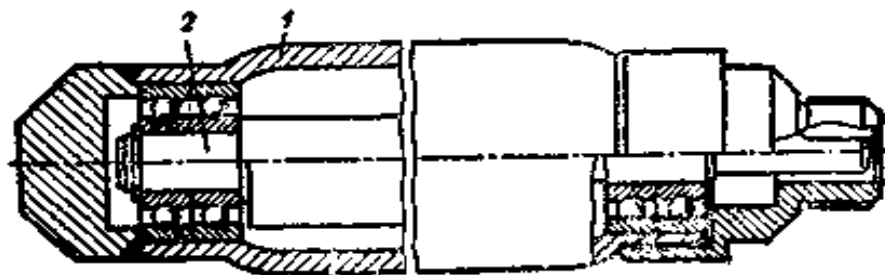


图 11.32

加长形状的偏心质量 3 的轴在轴承 4 中旋转。在杆的上部装有电动机(图 11.31 b)。

在电机和振杆之间不需要隔振器，因为杆端在杆重心附近作摆振动。

图 11.32 振动器的振动棒，应用在混凝土捣实作业时。具有偏心质量的轴 2 装在管状壳体 1 中，轴的尾端传递转动。

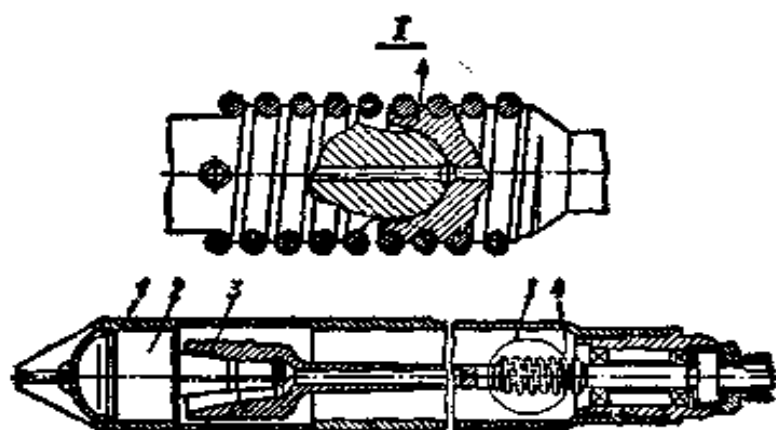


图 11.33

图 11.33 具有行星偏心轮的振动棒。在壳体 1 内装入心头 2，偏心轮 3 沿心头 2 的锥面滚转。偏心轮杆与主轴 4 用球铰连接。

图 11.34 手提插入式振动器(ИВ-60 型)。在内装高频电动机 7-8 的密封壳体 1 中，带偏心重 3 的振动器轴 4 装在轴承 2 中。在壳体上部，杆 11 与下手柄焊在一起。杆由两部分组成，其间用橡胶缓冲器 10 连接。在上手柄 13 底下，装有组合开关 12。振动器内的轴承用液体循环润滑。油从壳体底部沿着倾斜槽 5 被抽吸上来，通过径向孔 6 进入轴承。ИВ-60 型振

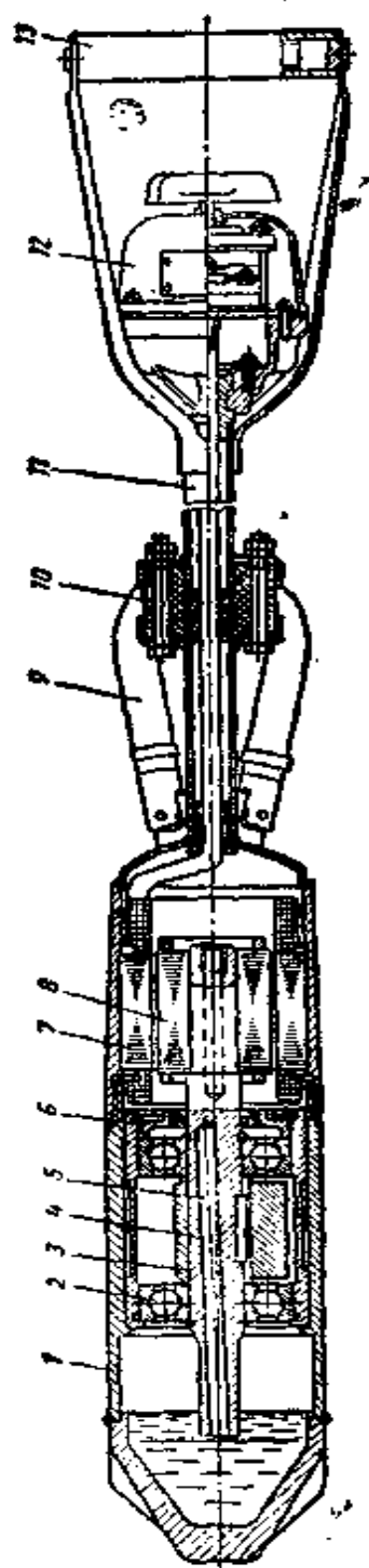


图 11.34

动器，重 29 公斤力，由 1.1 千瓦的电动机产生 5800 振次/分、800 公斤激振力。

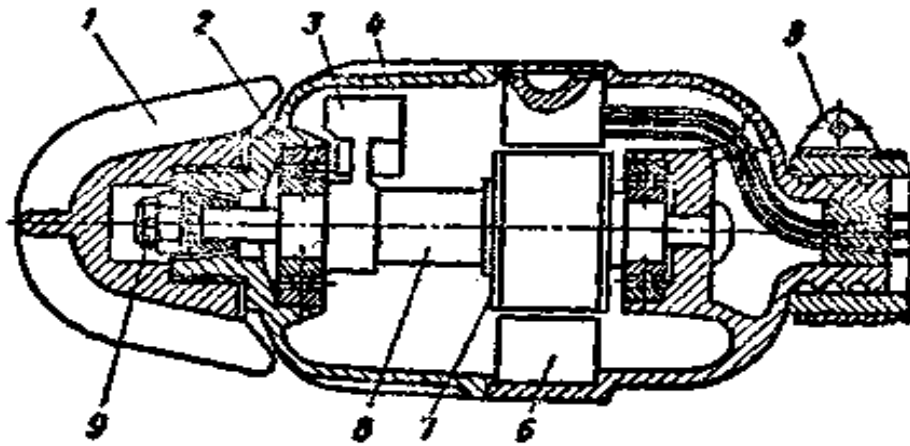


图 11.35

图11.35 振动铲。由电动机的金属机体组成，在转子7的空心轴8上装有偏心块3。机体的剖分部分用螺栓9拉紧。带筋片的端头1旋压在机体上，以防止铲片在工作时松动。铲片的机体用拉紧卡箍5的连接器固定在柱杆上（2—轴承；6—定子）。

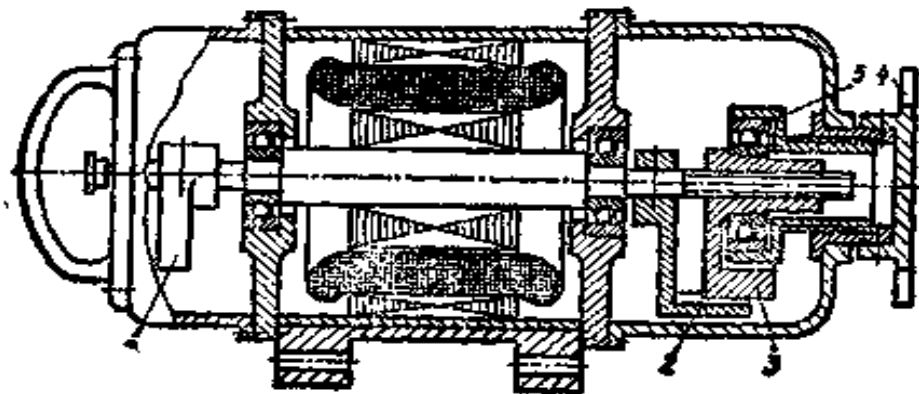


图 11.36

图11.36 具有可调振幅的振动板激振器。电动机转子带有三个偏心块：刚性固定的偏心块1和2、可调偏心块3。转动操纵盘4，联轴器同轴承5一起沿轴线移位，从而引起偏心块3转动，偏心块3装在具有非自锁螺纹的轴上。在偏心块2和3的偏距方向重合时，振动振幅达最大值。

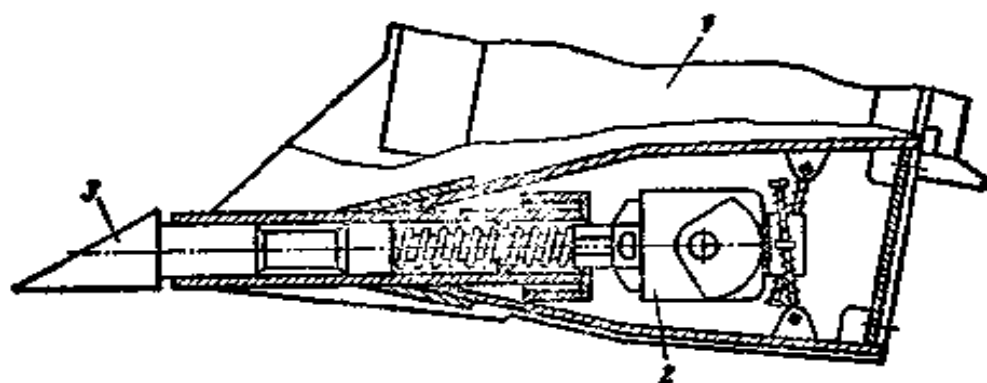


图 11.37

图11.37 带有振动斗齿的铲斗结构简图。可动斗齿3装在普通外形的铲斗中。在可动斗齿上作用有两个定向（沿铲切割方向）激振的振动锤2。在开采小型露天矿时，跟无振动斗齿的铲斗相比较，当铲割厚度几乎为其两倍时，电铲电机需要的功率仍可降低30~50%。

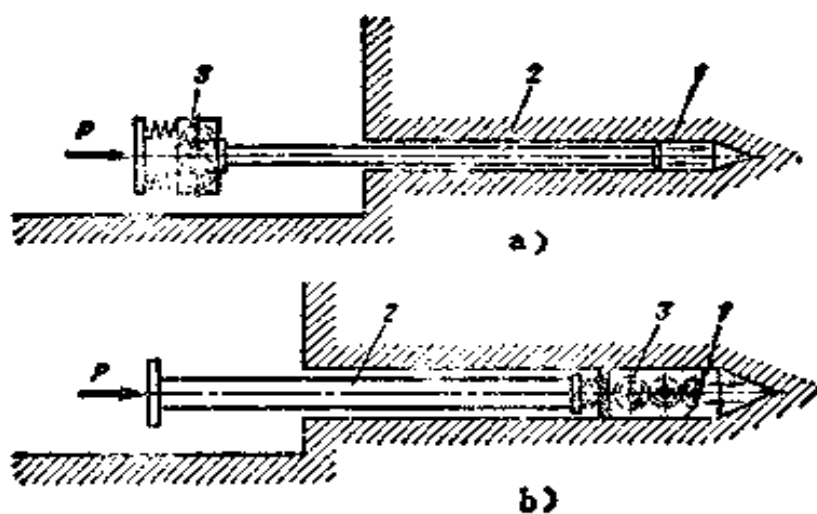


图 11.38

图11.38 在无埋管沟时，采用将土壤穿孔办法来铺设管子的振动机简图。a) 一管2跟端头1和激振器3刚性连接；b) 一端头装到激振器内。

图11.39 仓壁振动器配置简图。

a) 一锥形存仓；在有必要采用两个振动器时，它们要装在

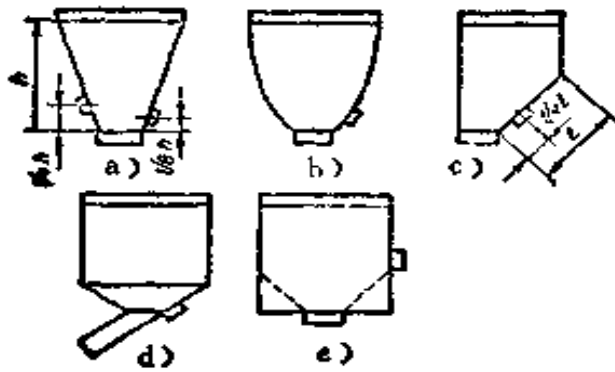


图 11.39

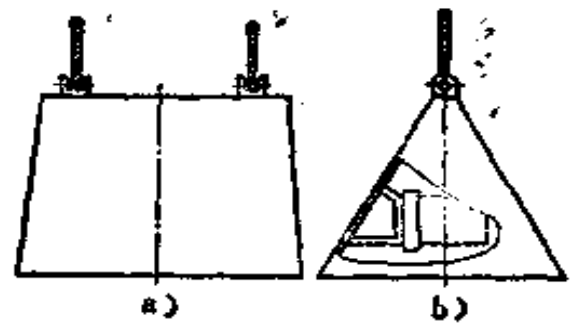


图 11.40

不同的高度上；

b) 一抛物线形存仓；振动器装在靠近出料口处（如图示）；

c) 一具有漏斗形底的矩形存仓；振动器装在倾斜壁板上；

d) 一带有倾斜溜槽的漏斗，振动器装在漏斗下部；

e) 一带有中心出料口的矩形或圆柱形存仓；振动器装在漏斗边缘的侧壁上（在松散物料自然堆角时常形成的地方）。

图11.40 具有电磁激振的仓壁振动器，它装在钢制焊接钟罩内（挂在存仓内的钢绳上）；a) 一装置简图；b) 一带有振动器的钟罩；振动直接作用到物料上，效果很好，并且对存仓支承结构影响不大。

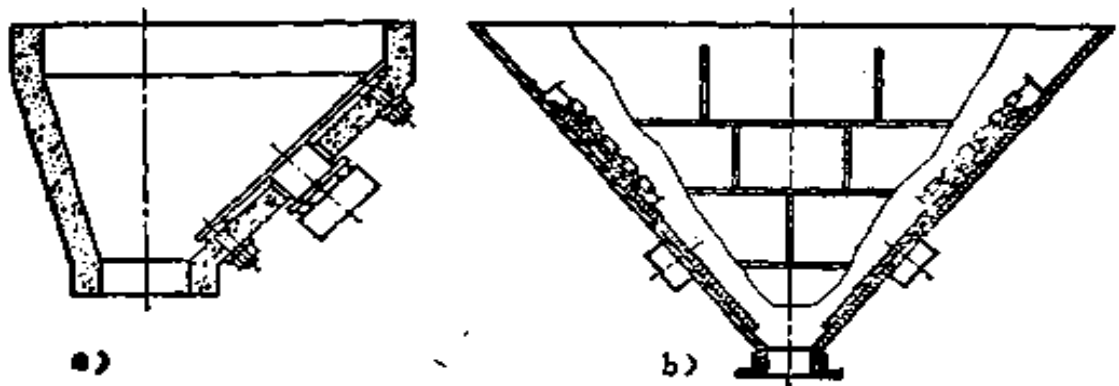


图 11.41

图11.41 带有振动板的存仓激振器配置简图；a) 一装在混凝土存仓上；b) 一装在金属制存仓上；振动器固定在距离出料口为三分之一存仓高度的附近。

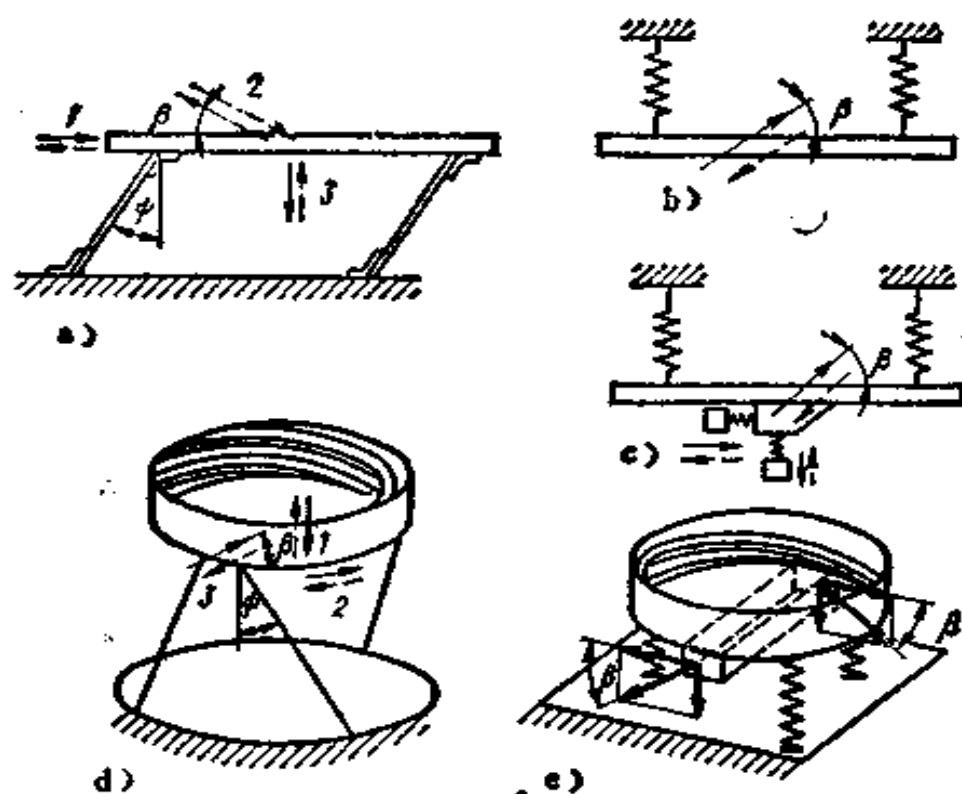


图 11.42

图11.42 在给料机中实现定向振动的原则简图（为使工件沿振动料槽位移，必须保证按抛掷角 β 的振动方向）：

a) 一料槽放置在倾斜的板簧上（ $\psi \leq 15^\circ$ ）。激振的可能方向——沿料槽（1），垂直料槽（3），垂直板簧（2）；

b) 一料槽自由吊挂在圆柱弹簧上。激振的方向——跟料槽成 β 角，这应靠振动器实现；

c) 一带有两个相互垂直的振动器的料槽自由吊挂在弹簧上。调节两个振动器相对的振幅和振动方向，就可得到要求的抛

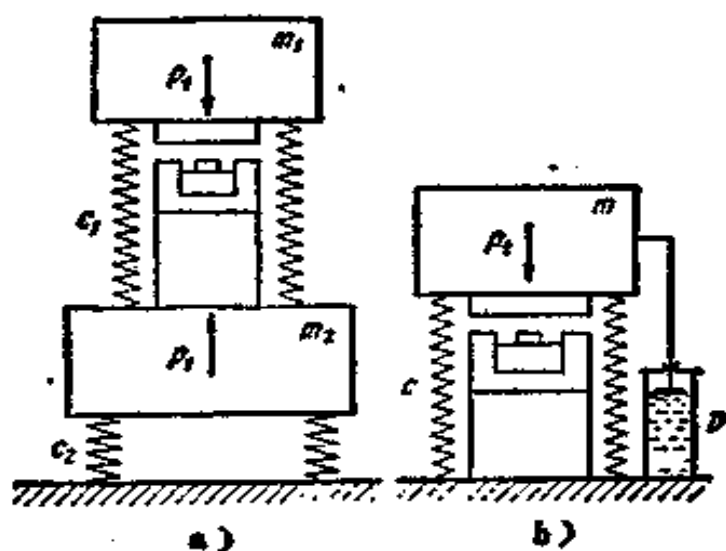


图 11.43

掷角和可逆的输送方向；

d) 一帶有螺旋料槽的存倉料斗放置在傾斜的板簧上。激振的可能方向——垂直的 (1)，扭轉的 (由切線振動器產生) (2)，跟支承板簧垂直 (3)；

e) 一帶有螺旋料槽的存倉料斗放置在圓柱彈簧上，而激振則由一個或幾個振動器實現，料斗產生具有給定提升角的螺旋振動。

圖11.43 振動給料機的计算簡圖 (圖 11.43 a)： m_1 —料斗質量； m_2 —給料機基座質量； C_1 和 C_2 —料斗的彈性支承和隔振彈簧的剛度。在每個質量上分別作用着同相和反相的頻率為 ω 的激振力。由於 $C_2 \ll C_1$ ，故可取 $C_2 = 0$ ，相應求得固有頻率 β 。如果採取像阻尼緩沖器 D 那樣，阻力與速度一次方成正比 (即粘性阻尼模型)，則動力系數

$$K_{\alpha} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + 4\lambda^2 \delta^2}}$$

式中 $\lambda = \omega / \beta$ ； $\delta = h / \beta$ ； $\beta = \sqrt{\frac{C}{m}}$ ；

h —— 振動衰減率。

為了降低阻尼對振動給料機振幅的影響，務使振動給料機調諧到低共振工況上 ($\lambda = \omega / \beta < 1$)，因為增加裝載件的數量時 β 降低，系統向共振點靠近，振幅應增大；但是阻尼的增加卻引起相反的效應。這樣一來，就保證了給料機幾乎在任何裝載下都能穩定地工作。當 $\lambda > 1$ 時，降低 β 和增加 δ 的這兩個因素都引起振幅和輸送量的降低。

圖11.44 帶有磁彈作用測力計的振動漏斗。物料由存倉 1 (圖 11.44 a) 供到裝有振動器 3 的給料機 2 料槽上。此外，在漏斗的框架 4 上，一端用磁彈測力計 5 支承，測力計 5 信號傳到振動給料機的調節器 6 上。在圖 11.44 b) 上，示出測力計簡圖。不動的鐵譜振杆 1 放置在電磁鐵 3 的磁化線圈 2 中，線圈接入交流平衡電橋中 (8—交流電源，6—整流器，7、9——電阻。

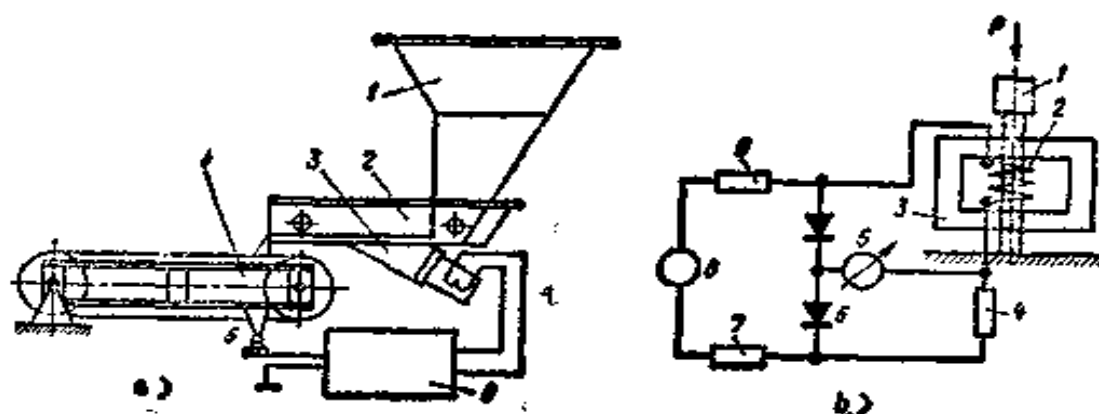


图 11.44

4—均值电阻)。当压杆在载荷 P 作用下，磁阻变化，电桥失去平衡，同时仪器5示出载荷数值。仪器5实际上是无惯性的，其称量误差到0.2%。

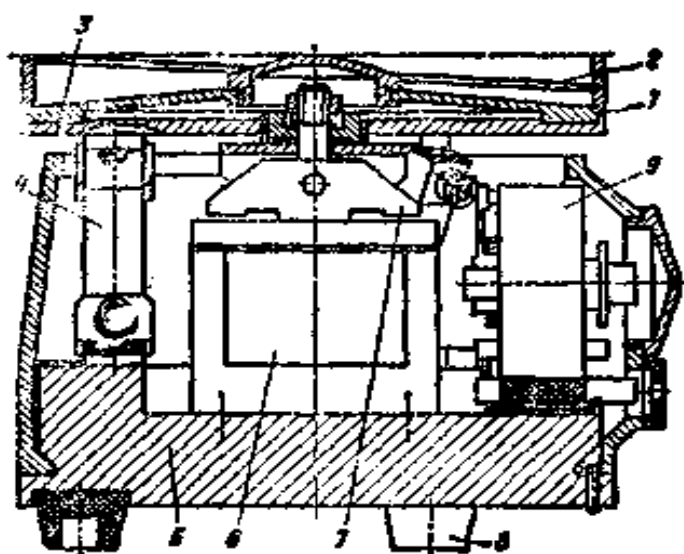


图 11.45

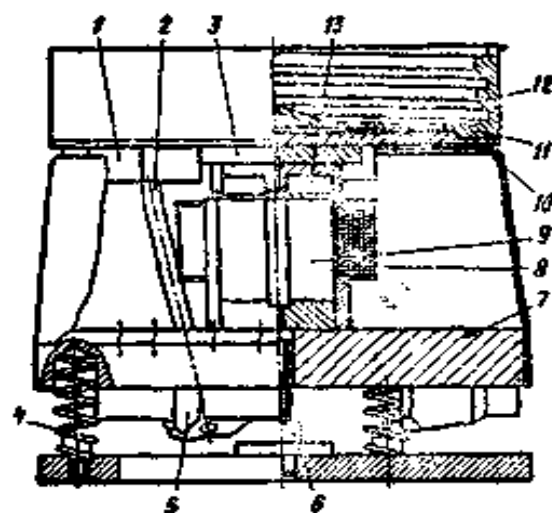


图 11.46

图11.45 具有多层悬挂系统的料仓振动器，适用于小工件的上料。有螺旋料槽2的料斗1的盘底3放置在三个倾斜的叠板弹簧4，同时支承在衔铁7上。在重的基座5中部固定有电磁铁6，基座则用橡胶隔振器8支撑。输送量的调节是通过变阻器9改变供给电流，而调谐则是靠改变叠板弹簧4的板数。

图11.46 料斗悬置在三个斜放弹性杆上的料仓振动器。具有内螺旋槽的料斗 12 与锥体一起装在盘底 10 上，盘底 10 又支承在弹性杆 2 上，弹性杆 2 的上端 1 和下端 5 被固定夹紧。在盘底 10 中部通过铝衬垫 3 与电磁振动器衔铁 13 固定，电磁振动器铁心则由组合平板 9 与线圈 8 组成。给料机的振动防护，是靠装在底板 7 上的三个小刚度的圆柱弹簧 4 来实现。

调节杆 2 的长度，则使垂直于杆固定在底盘处半径方向的水平投影配置均匀。施加在振动器衔铁 13 上的垂直激振力，引起料斗 12 的螺旋振动，从而使位于锥体 11 表面上的工件沿螺旋槽向上提升。

为防止工件磁化，在盘底下面装有铝衬垫 3。为减少给料机在弹簧 4 上的偏振，而在给料机基座中装有带橡胶套筒的定位杆 6。

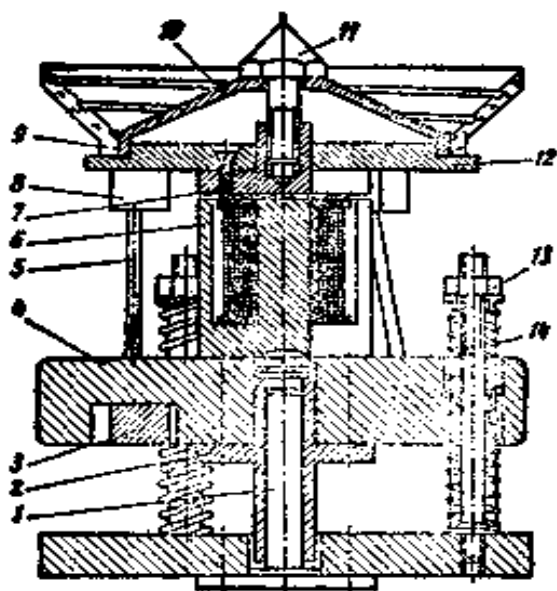


图 11.47

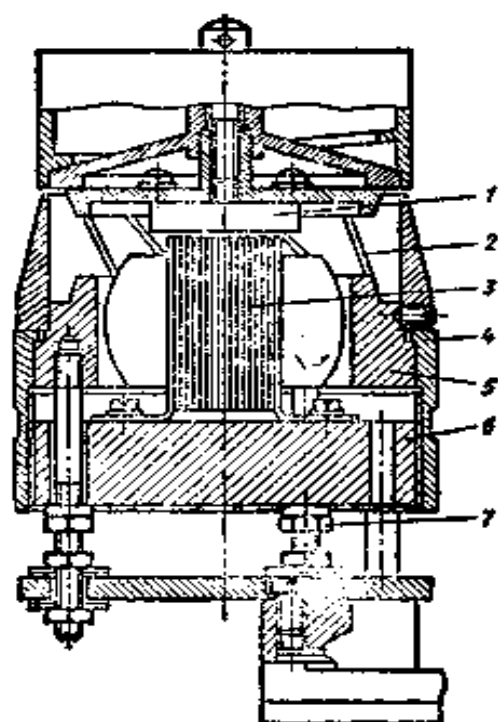


图 11.48

图11.47 用于计数-隔离自动装置中的细小钟表零件料仓振动给料机。可拆换的有机玻璃制料斗 9 和锥盘 10 一起用螺栓 11

与底板 12 固定。料斗 9 的内螺旋槽根据装入的工件形状制出。底板 12 悬置在三个斜放的弹性杆 5 上，弹性杆两端脚 3 和 8 分别固定在平板 4 和底板 12 上。有纵向锯痕的套筒和带线圈的铁心是磁导体。衔铁 7 固定在底板 12 上。振动防护是靠双重弹簧（由螺母 13 来调节）14 来实现。振动给料机的水平稳定性是靠固定在平板 4 上的心轴 1 和套筒 2 来保证。

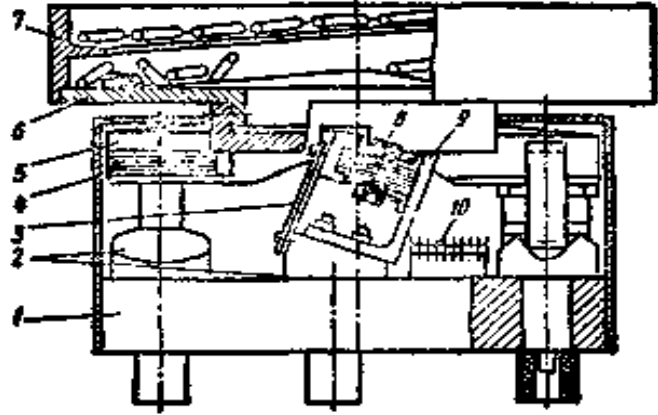


图11.48 能调节

工件运动速度的振动给

图 11.49

料机。给料机的环状异形板 5（其上固定有弹性杆 2）与螺柱 7 相连。带有电磁铁 3 的基座 6 可在螺柱上滑动。若旋转联接器 4，则电磁铁 3 与固定在料斗盘底上的衔铁 1 之间的气隙将改变。气隙愈大，电磁铁吸力愈小，因而工件沿螺旋料槽的位移速度亦变小。

图11.49 激振器斜放的振动给料机。在带有三个支座 2 的平板 1 上，装有三组板簧 3。带有电磁铁 8 的托架 9 装在支座 2 上，而带有衔铁 4 的平板 5 装在板簧 3 上。料斗 7 的盘底 6 固定在平板 5 上。电磁铁通过硒整流器 10 供电。改变电压以及靠托架 9 在支座 2 上移位来改变气隙，均可用来调节振幅。

图11.50 用于装载板形、环形等零件的带有附加料斗的振动给料机（系图 11.46 所示结构的发展）。在装入工件量较多时，为减小料斗尺寸，在料斗上方有一附加料斗 2 固定在可调螺钉上。翻料器 5 用于使沿盘底运动的工件定向（如为竖立位置）。

给料机的振动防护是靠小刚度弹簧缓冲器 1 来达到。振动给料机的偏振则靠心轴 4 和套筒 3 的间隙来限制。

图11.51 带有四质量双轴振动器的振动提升机。带有螺旋

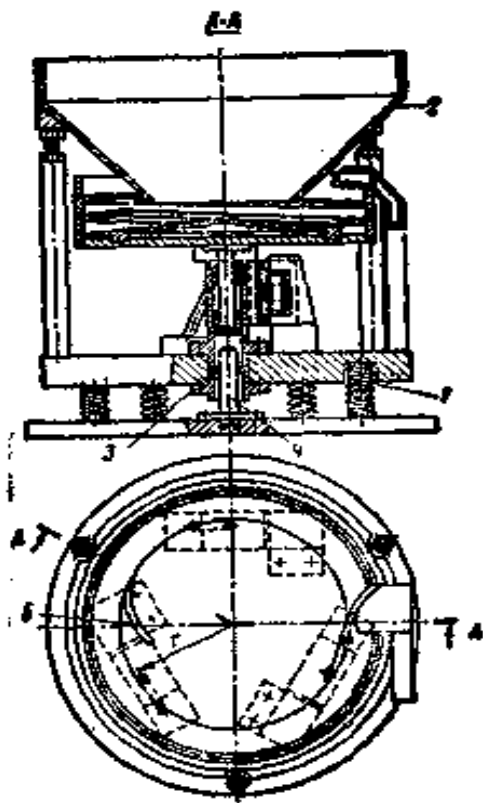


图 11.50

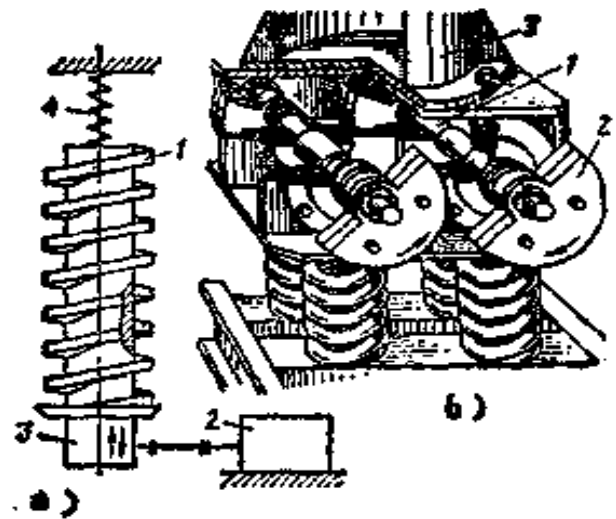


图 11.51

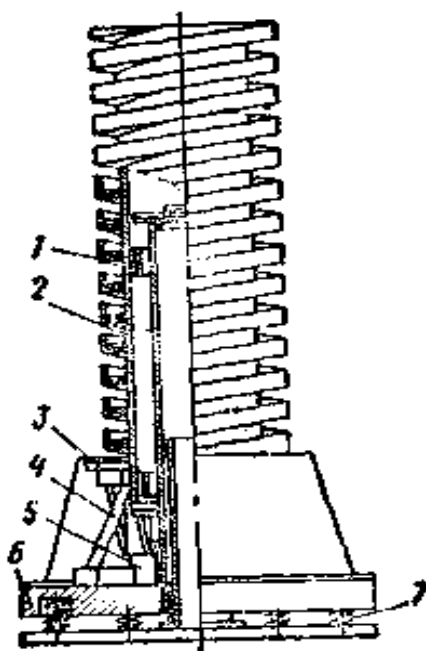


图 11.52

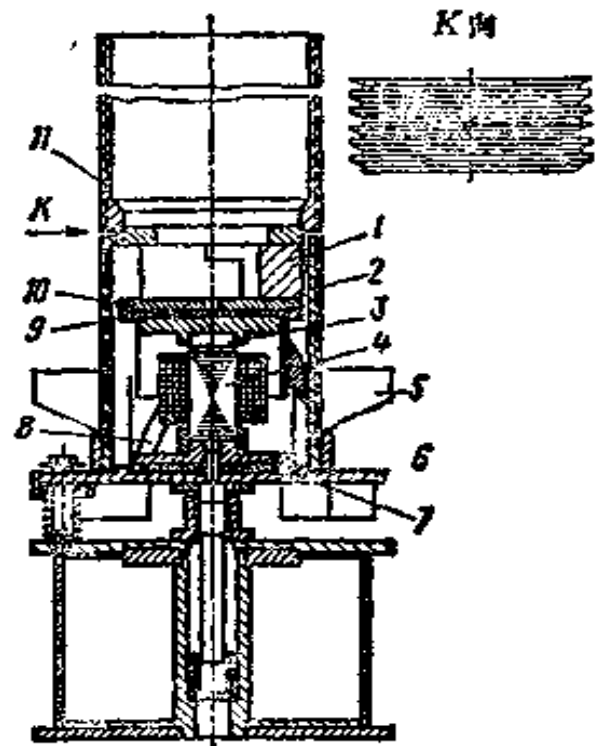


图 11.53

料槽 1 的管体悬置在弹簧 4 上 (图 11.51 a); 在管体下部装有四质量振动器 3, 并由电动机 2 带动。

振动器 (图 11.51 b) 由带有偏心块 2 的两根轴 1 组成, 两轴 1 由电动机通过齿轮传动使其旋转。振动器固定在振动提升机螺旋料槽的管体 3 的基座上。

图11.52 具有切向振动器的振动提升机结构。带有一组螺旋料槽的管体 1 固定在环 3 上, 环 3 支承在三个斜放的弹性杆 4 上。弹性杆下端固定在水板 5 上, 水板 5 上装有使管体激发扭转振动的三个电磁振动器。弹性杆的弯曲振动使料槽产生螺旋振动。在水板 6 内压入立柱 2, 立柱 2 可在防护轴承盖中移动。提升机的振动防护用弹簧 7 来保证。由于沿料槽工作表面衬有橡胶 1 使工件沿料槽运动时的噪音降低。

图11.53 在自动线中用来提升燃油泵针坯的双工作质量振动提升机。支承有料斗 5 和管体 2 的下部水板 6 放在隔振弹簧上。上部水板 10 悬置在斜放的弹性杆 8 上。上管体 11 通过托座 1 跟水板 10 连接。在带有外部螺旋料槽的管体 2 和 11 之间规定有间隙, 该间隙超过上质量和下质量振幅垂直分量之和。两管体接口处是螺旋面并具有如 K 向图所示的嵌接。在下管体内装置带衔铁 3 的中心振动器 4; 衔铁 3 通过防磁衬垫 9 和 7 固定在下水板和上水板上。

为使上下管体料槽传送零件的振幅和速度一致, 上下管体的质量和转动惯量也应选配相同。

图11.54 由双轴振动器 (全苏建筑机械研究所设计) 驱动的垂直式单质量振动输送机。工作构件是管体 1 (图 11.54 a); 在管体 1 外壁焊有螺旋形料槽 2 (升角约 8°)。装在管体上的振动驱动装置 3 为一带有强制机械同步和内装电动机的双轴振动器 (图 11.54 b), 它激发输送机产生螺旋振动。振动防护是靠输送机悬挂在柔性弹性元件上来达到。输送机的生产率 $15 \text{ m}^3/\text{时}$, 提升高度 6 ~ 8 米。

图11.55 共振型双质量垂直螺旋振动输送机简图。机器由



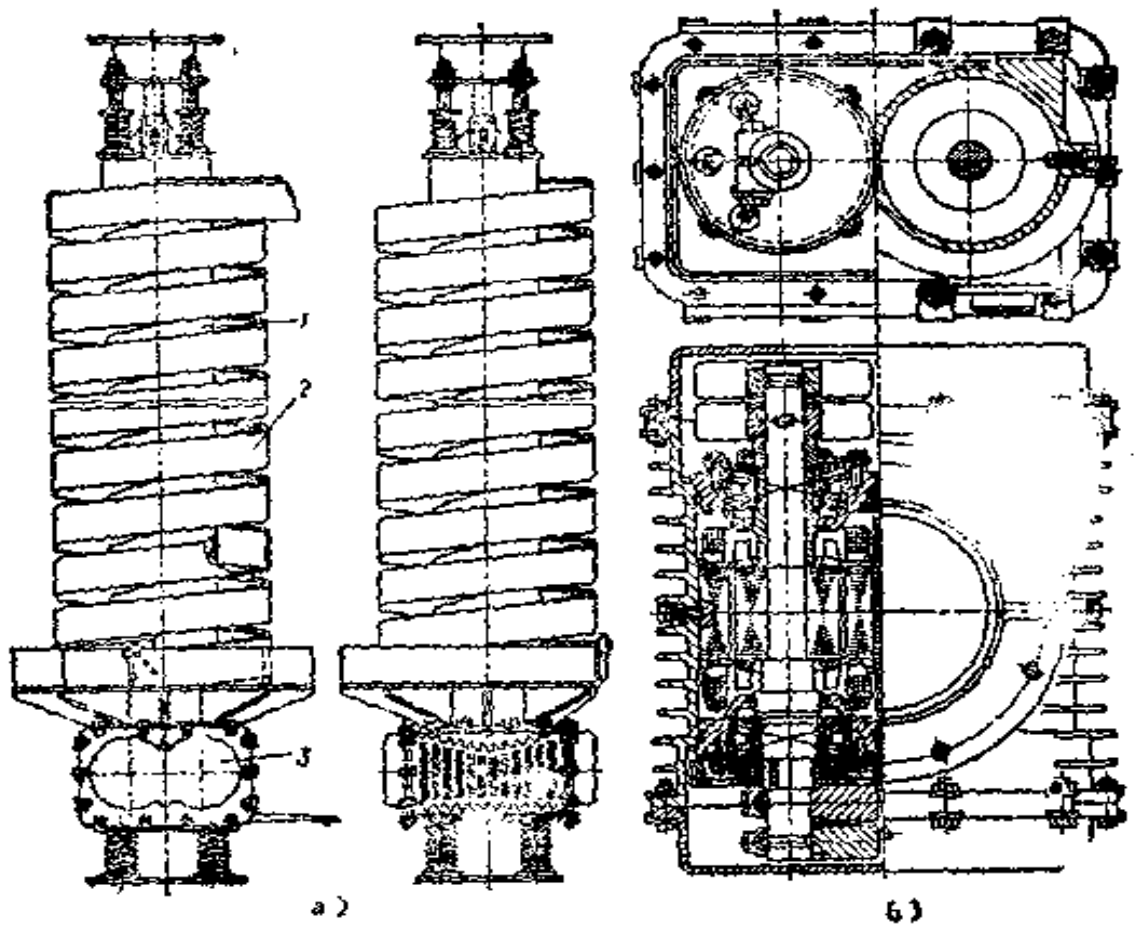
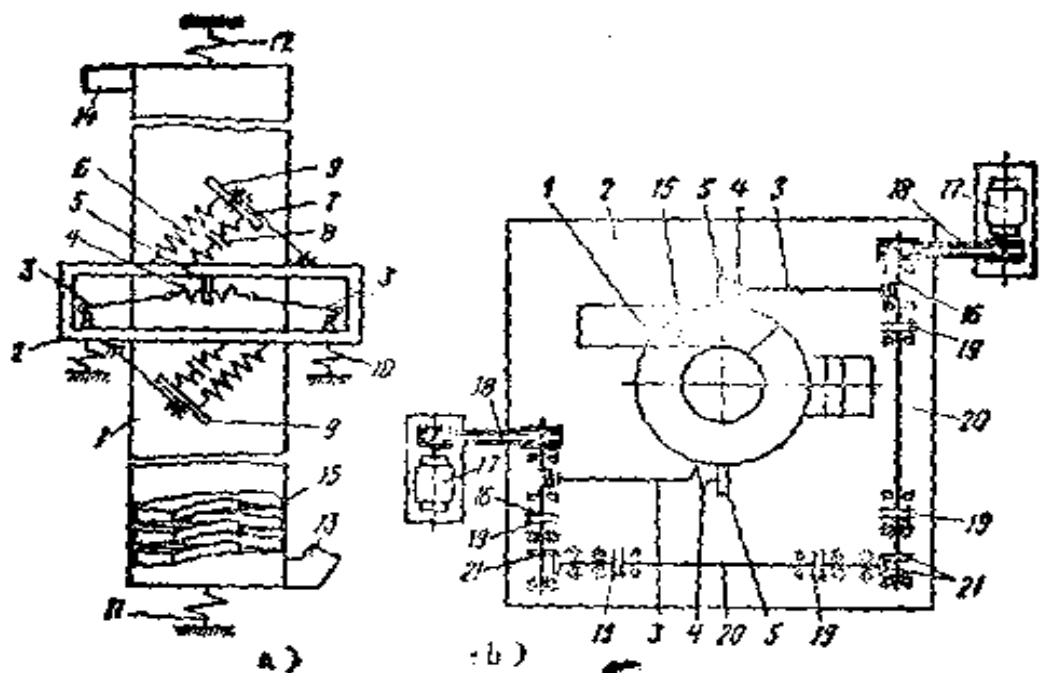


图 11.54



隔振弹簧 11 和 12 上的承载构件和置放在隔振弹簧 10 的平衡框架 2 组成 (图 a)。承载构件为具有螺旋工作表面的管体 1。管体 1 和框架 2 籍助于托架 9 跟由弹簧 6、板簧 7 和橡胶减振器 8 组成的弹性系统相连。输送机的驱动 (图 b) 是由一对装在框架 2 上的偏心机构实现, 偏心机构中的弹性连杆 3 通过橡胶弹簧 4 跟承载构件的支架 5 相连。

驱动装置的偏心轴 16 由电机 17 和皮带传动 18 带动。轴 16 用齿轮 21、轴 20 和联轴器 19 相连, 以达到偏心机构旋转的同步和同相 (13—装料口, 14—卸料口)。

在定常共振工况中, 工作表面 15 的每一点均按螺旋轨迹近似作简谐振动。KBBP1-

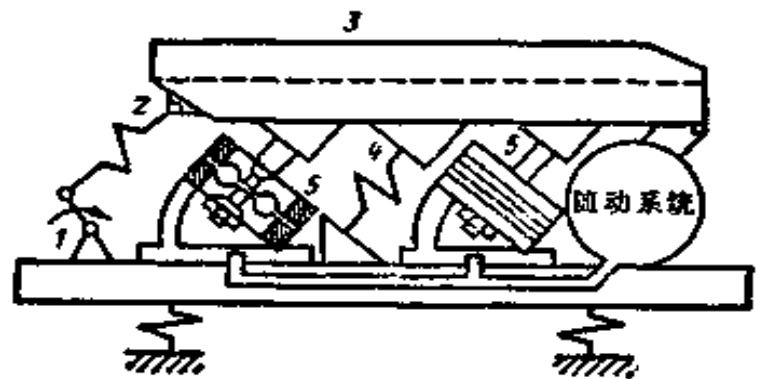


图 11.56

14型振动输送机,

直径 1.4 米, 标称输送高度 14 米, 在振动频率 65~68 弧度/秒时, 松散材料的生产率到 40 米³/时。

图 11.56 具有气弹联结随动刚度的振动输送机简图。由偏心轴 1 通过弹性连杆 2 带动料槽 3 运动, 料槽 3 放置在支承弹簧 4 和分段驱动的气弹联结 5 (其中空气压力由料槽的振幅决定) 上。该机器的特点, 是当折算质量在较宽范围中变化时, 承载构件的振幅具有高的稳定性, 因为随着振幅的变化基本弹性连结刚度将自动改变。

图 11.57 振动冲击筛。筛网 1 的振动由电磁振动器 2 激发 (3—筛网压紧装置)。

图 11.58 简单的双层振动筛。带有筛网 2 的箱体 1 通过板簧 3 支承在框架 4 上 (图 11.58 a)。固定在箱体上的轴承 6 (图 11.58 b) 支承着带有飞轮偏心重 7 的工作轴 5 (振动器)。

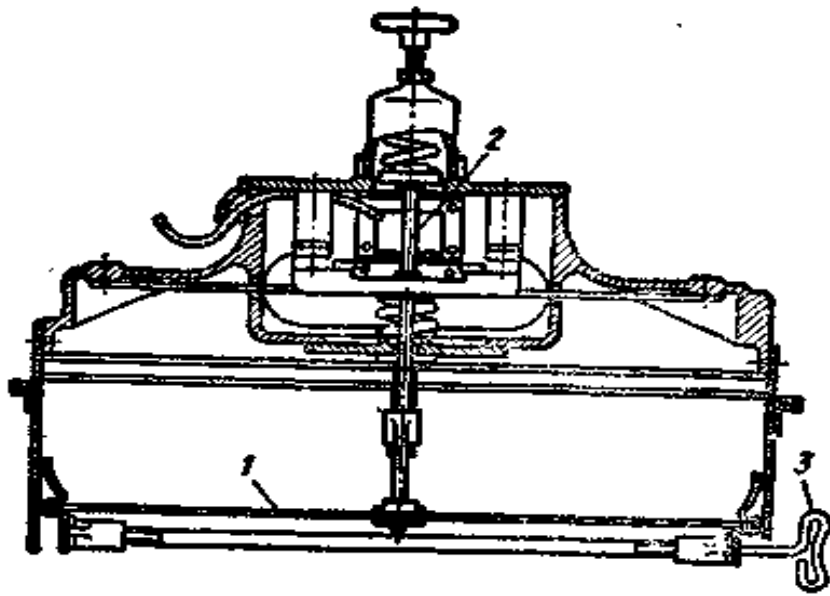


图 11.57

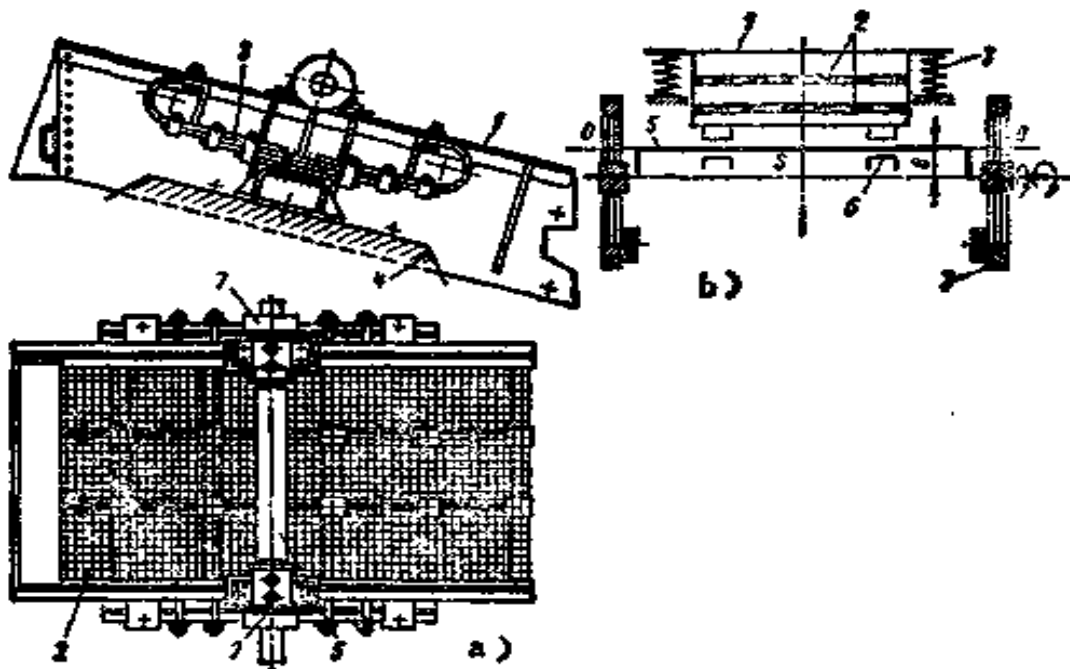


图 11.58

轴由电动机带动。轴线 OO 通过系统的重心 S 。该振动筛的优点——简单，振动对轴承的作用较小；缺点——振幅与负载有关。

图11.59 用于筛出焦粉的振动筛。带有筛网 2 和 3 的倾斜箱体 1 用钢绳 4 和弹簧 5 悬挂在焦炭料仓 11 上。振动筛轴 6 通过皮带轮 8 由电动机 9 和皮带传动 10 带动，该轴在固定于箱体 1

中的带偏心轴套的轴承中旋转。此轴套松套在轴 6 上并由嵌入另一轴套槽中的凸肩带动旋转。后一轴套固定在带偏心重的飞轮 7 的轴 6 上。靠近料仓 11 出料口的指销帘幕 12 保证焦炭均匀流动。

图 11.60 条格振动筛：

a) 一螺旋弹簧支承的双排（单阶梯）条格振动筛；

b) 一双频带气缸支承的四排（三阶梯）条格振动筛；在大块落到条格而产生冲击时轴承和箱体都受到防护。

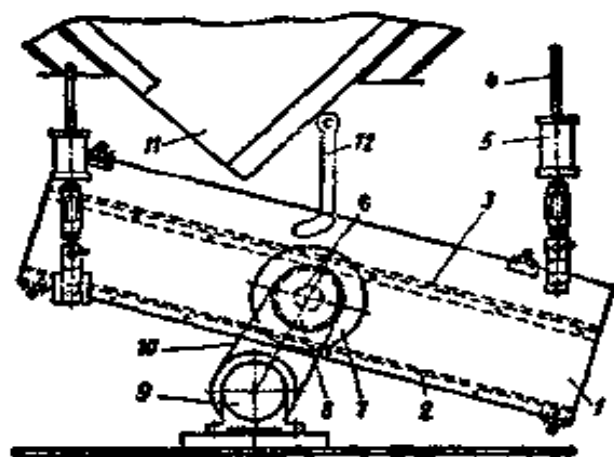


图 11.59

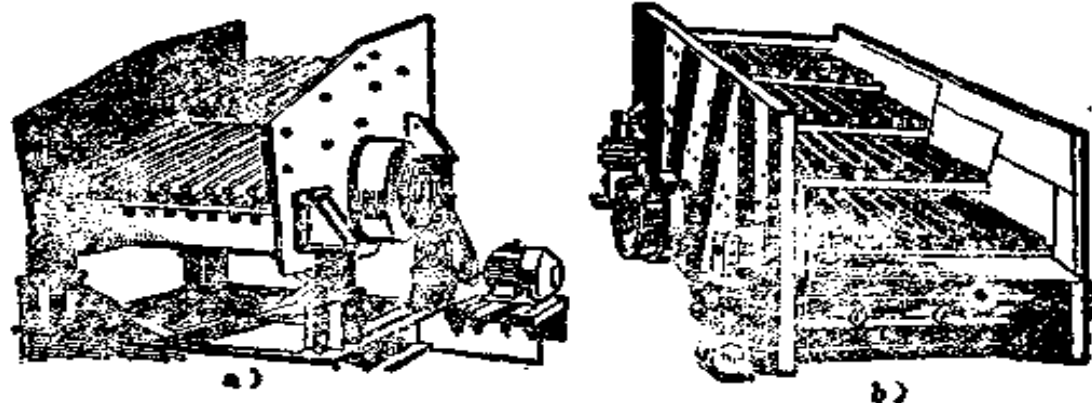


图 11.60

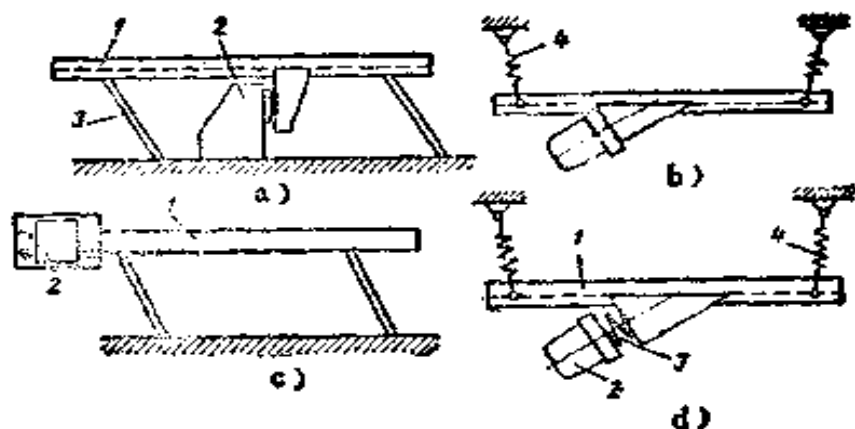


图 11.61

图11.61 振动输送料槽简图。用于将工件从料仓给料机传递到机器工作装置中：

a) 一单质量；由料槽1和支承3组成。振动器2刚性固定在基础上。振动是按支承导向的方法实现，并跟激振力方向无关；

b) 一单质量；具有不影响振动方向的自由悬挂支承4；料槽要求的振动由按抛掷角作用的激振力决定；

c) 一双质量；一个质量用作振动器2，另一个质量作为料槽1；料槽振动方向由倾斜的支承决定；

d) 一双质量；一个质量用作料槽1，另一个质量作为振动器2；两个质量用弹簧3联结；弹簧缓冲器4具有低刚度，以使基础卸载。

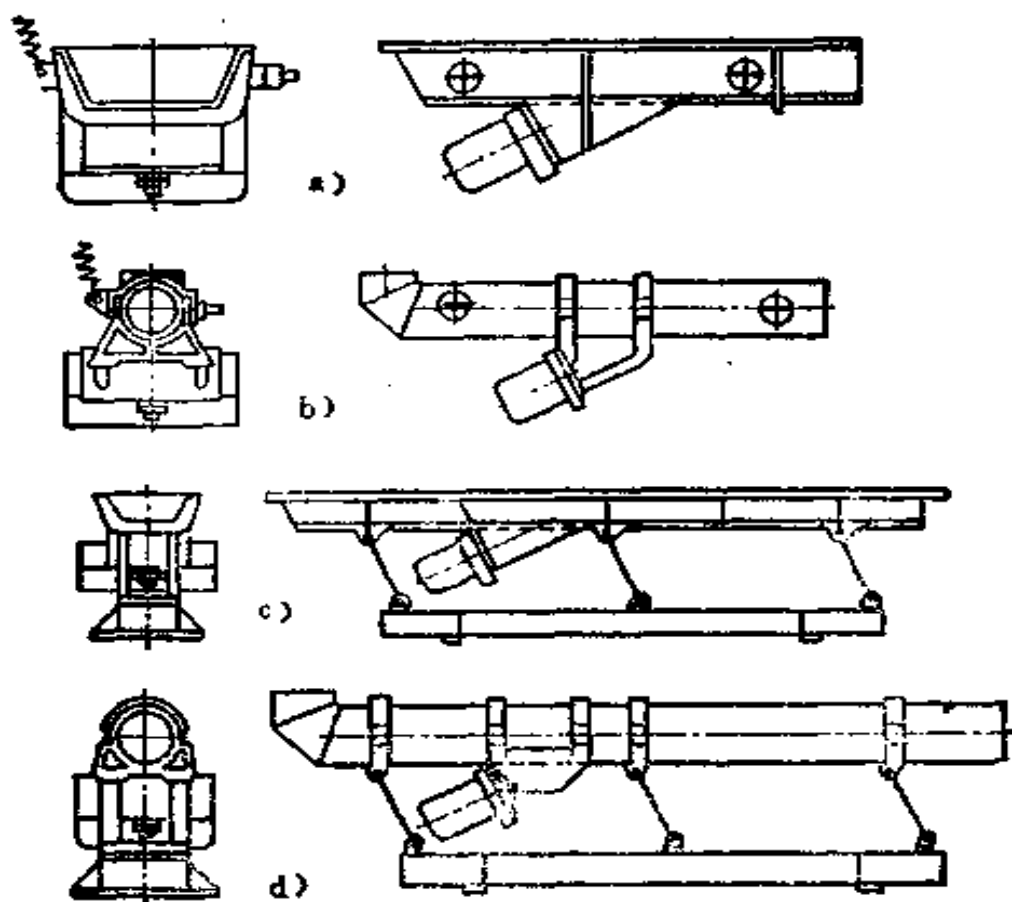


图11.62 振动输送机结构简图。

a) 一料槽，悬挂结构； b) 一料管，悬挂结构； c) 一料槽，支撑结构； d) 一料管，支撑结构。

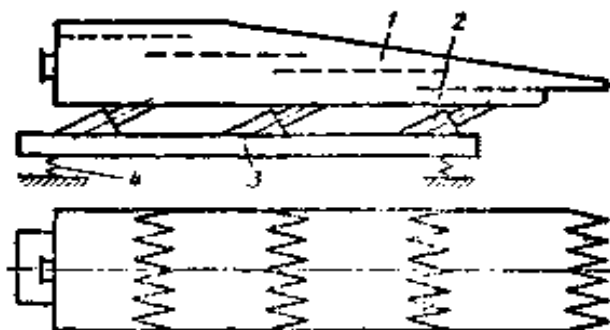


图 11.63

图11.63 振动输送混合机简图。由具有阶梯底板的料槽 1 和装在框架 3 上的电磁振动器 2 组成；框架 3 支承在隔振器 4 上。在每段底板尾端的锯齿形齿使输送的物料颗粒强烈拌合。

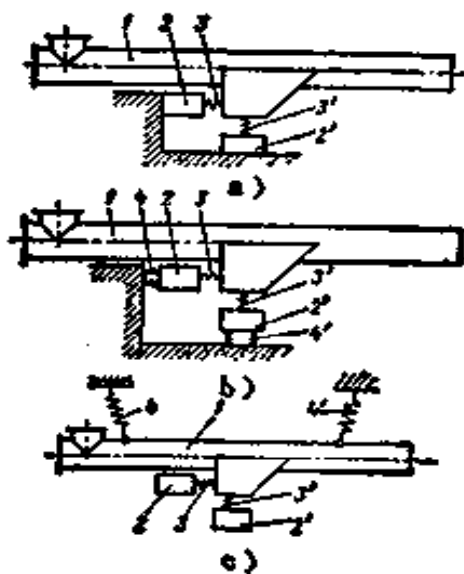


图 11.64

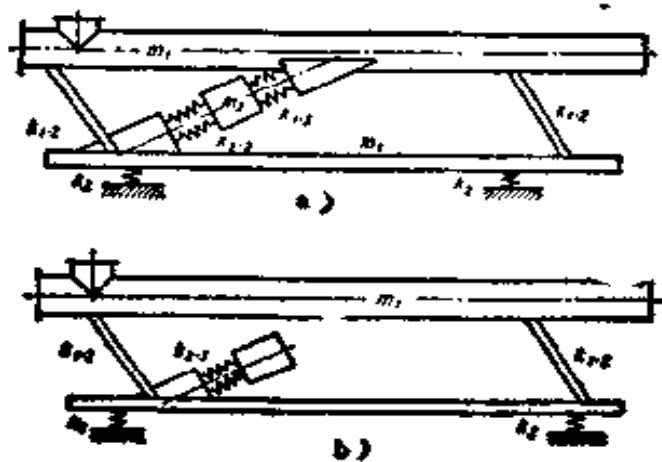


图 11.65

图11.64 可逆振动输送机简图。

a) 和 b) 一支撑结构；
c) 一悬挂结构。

工作构件 1 受两个振动器 2 和 2' 的作用。3 和 3' 为支承弹簧，4 和 4' 为隔振弹簧。振动输送方向的改变，依靠振动器激振力相角的变化。譬如，侧向振动器冲程向右和下部振动器冲程向上，则物料向右输送。

图11.65 三质量振动输送机。a)一具有四个弹簧系统： K_{1-3} 、 K_{2-3} 、 K_{1-2} 、 K_2 ；b)一具有三个弹簧系统： K_{2-3} 、 K_{1-2} 、 K_2 。后者结构简单，但调整复杂。

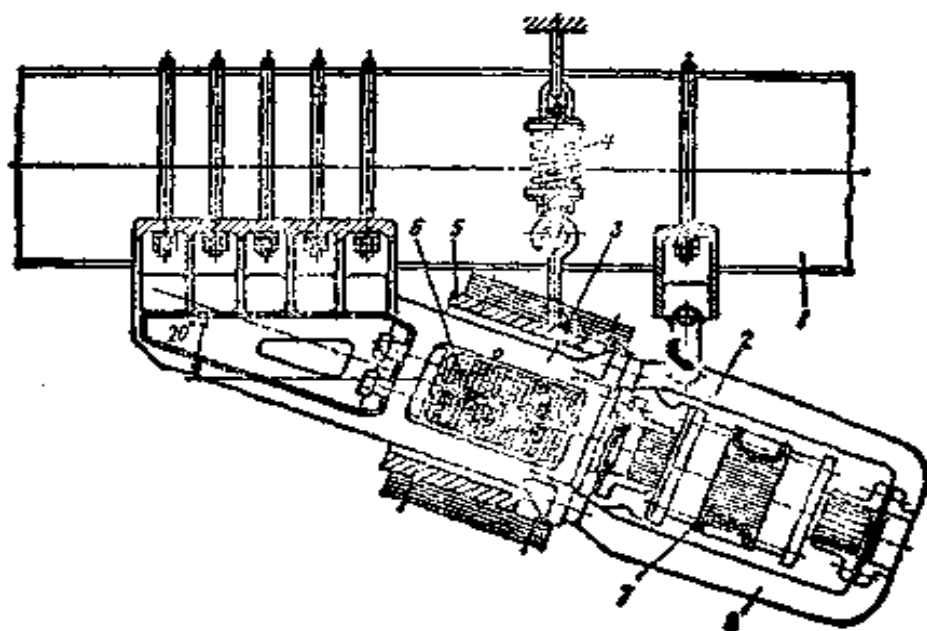


图 11.66

图11.66 Механобр (苏选矿研究设计院) 型料管式振动输送机。电振器 2 通过托架 3 固定在输送管 1 上 (成 20 度夹角)；振动器籍助于弹簧隔振器 4 固定到不动的框架上 (5—振动器壳体；6—弹簧；7—马达振动器；8—夹板)。

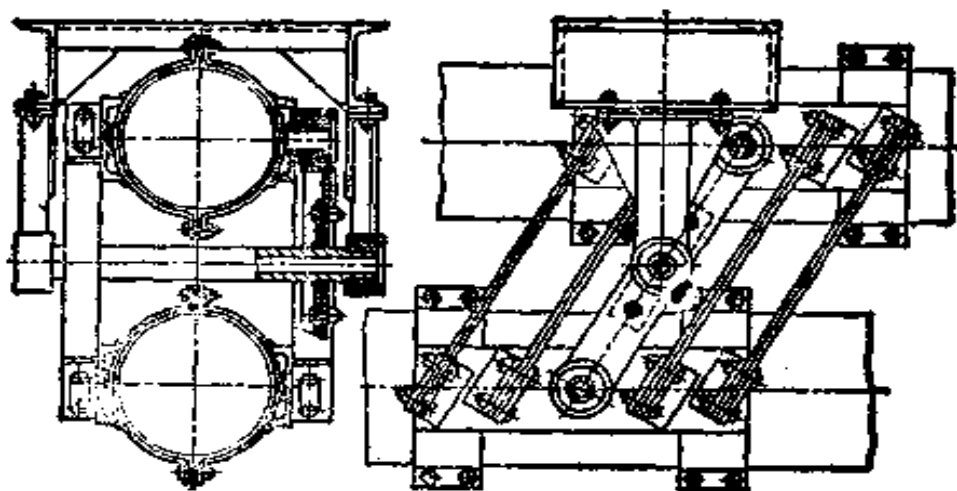


图 11.67

图11.67 双质量平衡式共振输送机支承部件结构；两个承载构件用摇臂铰接。

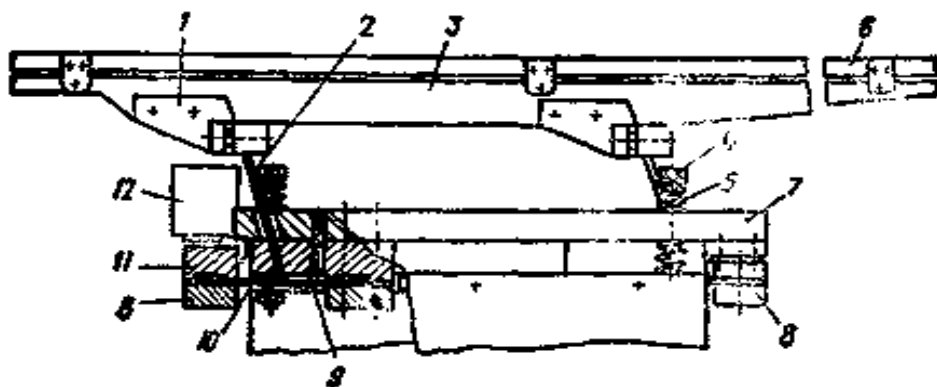


图 11.68

图11.68 带动力减振器的振动输送机。悬挂有四组低刚度弹簧并用螺栓4拉紧的基座上装置托座9。平板弹簧2一端固接在托座中，另一端通过上托座1跟料槽3（用板6遮盖）相连。装在弹簧10上的衔铁11由电磁铁12吸引而振动。弹簧2上的料槽3和弹簧10上的重物8应调整到使其跟振动器谐振，并作为基座7的动力减振器。重物8和衔铁11用橡胶消振。输送机的调谐是靠移动重物8和弹簧10上的衔铁11以及改变弹簧2的长度来实现。

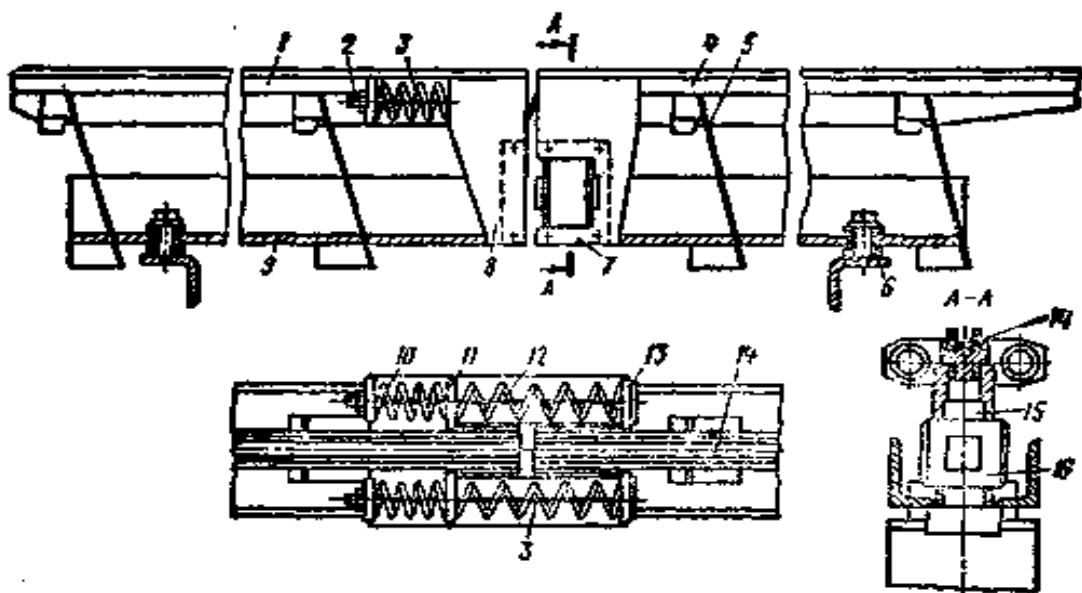


图 11.69

图11.69 双质量振动输送机结构。互相接续的两个料槽1和4悬置在斜放的低刚度板簧5上。衔铁8固定在一个槽体上，而电磁铁7固定在另一个槽体上。槽体1和4被由弹簧10和12、钢杆3及支撑11和13所组成的弹性系统联结。因为两料槽振动相位相反，故除了纵向振动外，还要在垂直方向发生移动，并且弹性系统10~12应具有较大的横向柔度。在衔铁8和电磁铁7（由铁心15跟线圈16组成）之间的气隙用螺栓2调节。料槽底部衬上橡胶14，这时输送零件能倾斜向上到 12° 。为了振动防护，基座9通过橡胶隔振器6固定到支架上。

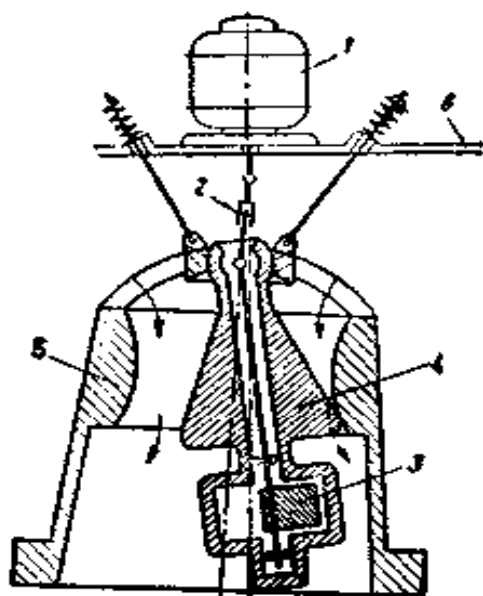


图 11.70

图11.70 惯性圆锥破碎机。由电动机1通过万向节轴2带动偏心重3运动，迫使破碎锥4沿破碎腔体5翻滚；破碎腔体5悬

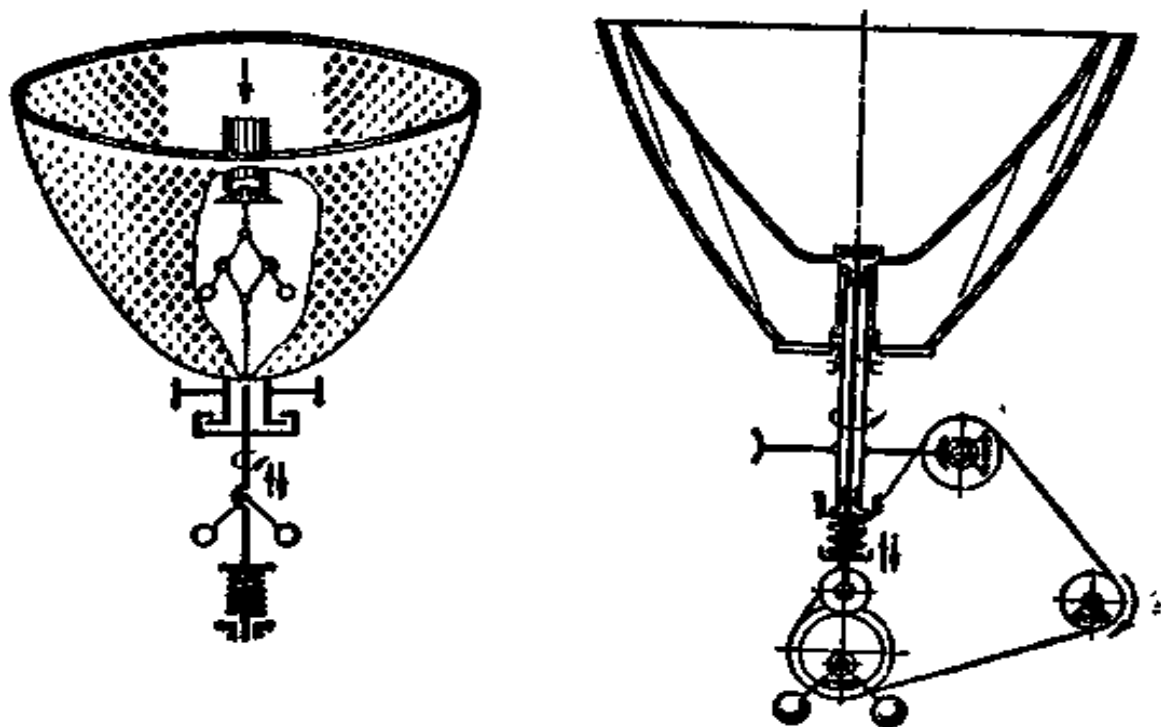


图 11.71

挂在楼板 6 上。破碎机将矿石从块度 150~200 毫米破碎到 3~5 毫米并供料到振动粉磨。

图 11.71 松散物料的离心振动筛选机运动简图(两种方案)。在抛物线形的筛网中部通过管子加入物料。筛网绕立轴轴线旋转并以小振幅(到 2.5 毫米)和高频率(到 1000 次/分)沿立轴轴线振动。被筛选的物料颗粒受惯性力(离心力和简谐振动力)

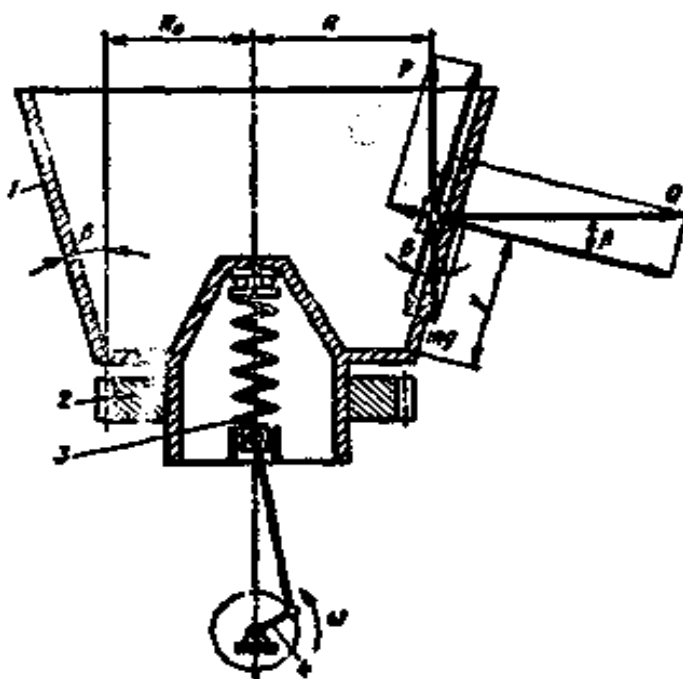


图 11.72

作用而向上位移。细粒级透过筛孔，而粗粒级则通过筛网上端向外溢出。

图 11.72 振动离心机简图。由单独的传动装置带动齿轮 2，使离心机转鼓 1 旋转，同时借助曲柄 4 和弹簧 3（橡胶缓冲器）实现垂直振动。装入转鼓中的湿煤压向冲孔板筛网，通过筛孔将水脱掉；脱水后的干煤经过转鼓上端溢出。煤料向上运动的条件是，物料沿锥鼓母线的切向力大于物料的移动阻力，即

$$P \cos \beta + Q \sin \beta - mg \cos \beta > \mu (Q \cos \beta + mg \sin \beta - P \sin \beta)$$

式中 $P = m\omega_1^2 x$ ——转鼓惯性力；

$Q = m\omega^2 R$ ——离心力；

$R = R_0 + y \sin \beta$ ——变化的半径；

mg ——质点的重力；

$x = r \frac{\beta^2}{\beta^2 - \omega_1^2} \sin \omega_1 t$ ——强迫振动的振幅；

$\beta = \sqrt{\frac{C}{m}}$ ——固有频率；

- C ——缓冲器 3 的刚度，
 m_1 ——锥鼓的质量，
 r 和 ω_1 ——曲柄的半径和角速度，
 ω ——转鼓角速度，
 μ ——静摩擦系数。

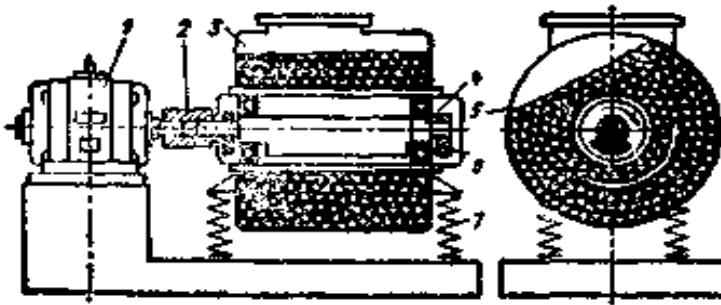


图 11.73

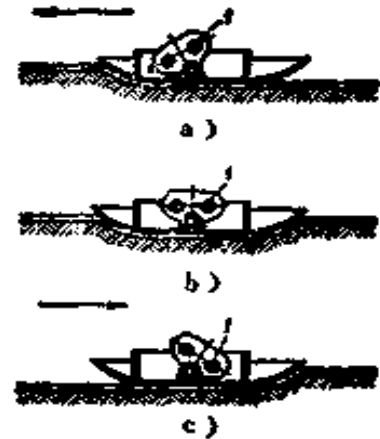


图 11.74

图11.73 带偏心块驱动的振动球磨简图。电动机 1 通过联轴器 2 带动具有偏心块 6 的振动器轴 4，从而使支承在缓冲器 7 上的球磨机发生振动。装入筒体中的研磨体和被磨物料，在筒体振动时受到冲击，物料就被击碎和磨碎。

图11.74 自行移动振动平板的运动简图。在钢制平板上装有振动器。在平板上面弹性悬挂有支架和内燃机，内燃机通过皮带传动带动振动器（图上未画出）。平板向左自行移动时，偏心块按简图 a) 倾斜，工作位置时，按简图 b)；向右移动时，偏心块按简图 c) 倾斜。

Π-491 型振动平板，发动机为 65 马力，振动频率为 1485 次/分，总重为 5 吨。

图11.75 振动冲击压路机机构。

图11.76 带有橡胶金属缓冲器的振动压路机的振动压辊。皮带轮 6 装在具有偏心块的轴 8 上，轴 8 装在轴承 5 中，轴承 5 放在铸造腹板 2 的镗孔中，腹板 2 焊在空心辊筒 1 上。轴承 5 用压盖-轴颈从外面封住（一个是闷盖，另一个是透盖），润滑油通过

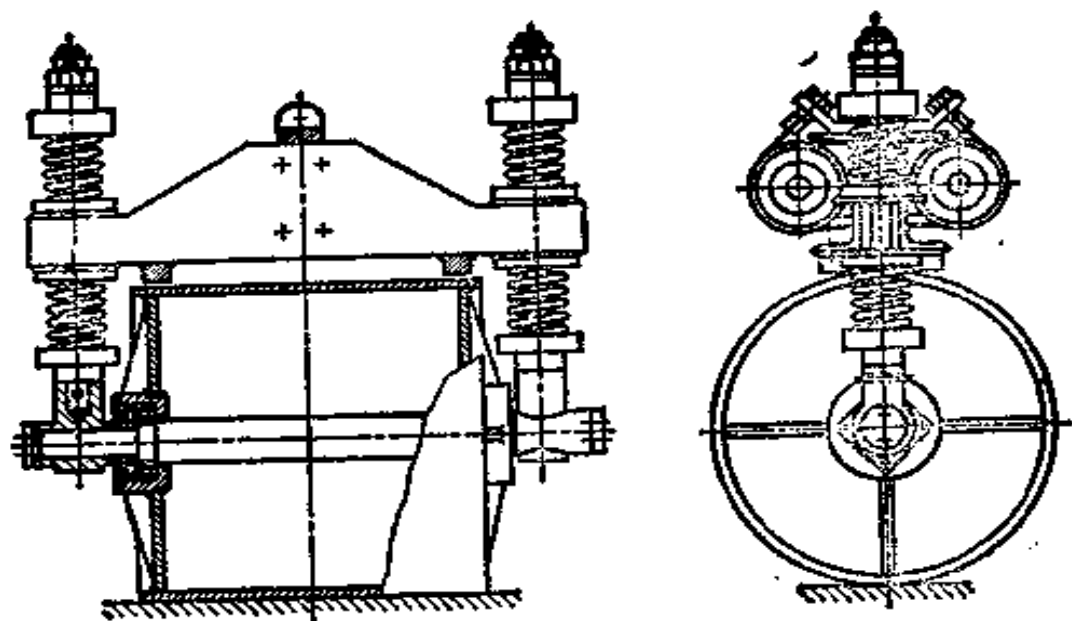


图 11.75

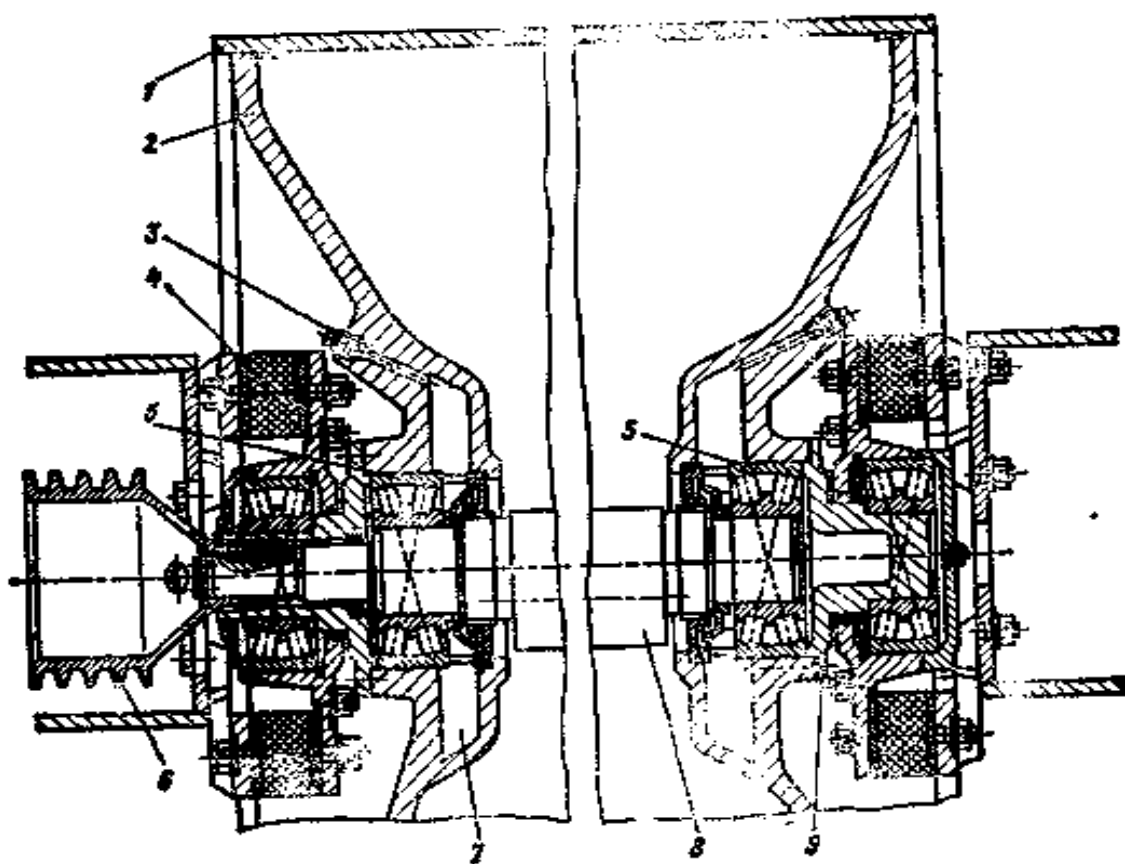


图 11.76

孔 3 注入到储油槽中。压辊用两个支承通过缓冲器 4 放置在框架上，支承的轮毂装在轴承 5 的外座圈上。

Д-631 型压路机振动器，重 12 吨（压辊直径 1800×1800 ），产生的激振力 38 吨（频率为 200 次/分，振幅为 3 毫米）。

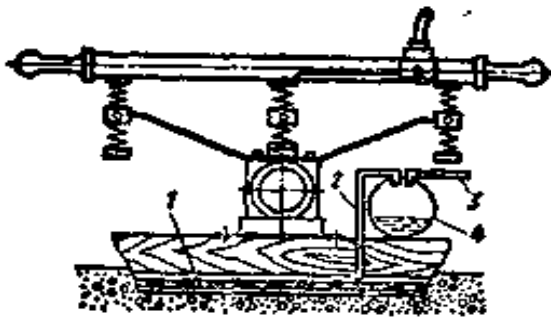


图 11.77

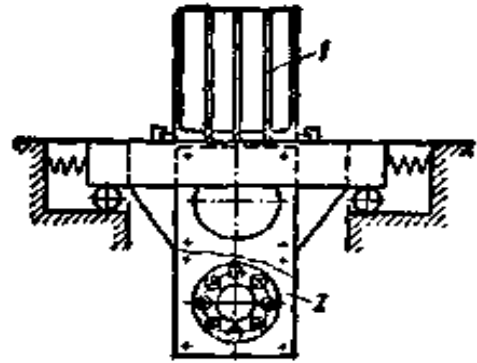


图 11.78

图11.77 用于从混凝土脱水和排气的真空振动机。在振动机的平板下面装有格子箱 1，箱底用帆布包复，箱中室室借助于柔性软管 2、3 和槽 4 跟真空泵相连。捣实过程中，在混凝土组分上面装置有真空-振动机，并同时接通振动器和泵。经过 20~30 秒，振动器关停，而泵再继续工作 2 分钟，之后机器再移到新地方。

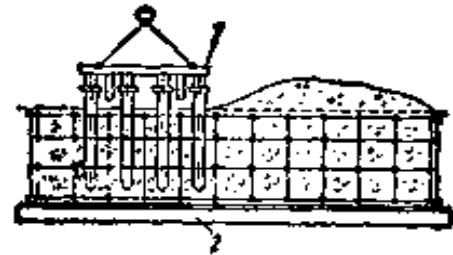


图 11.79

图11.78 具有水平振动的振动台简图；用于成组平板的成型（1—平板模型，2—振动器）。

图11.79 借助成组插入式振动器的大型钢筋混凝土制品成型简图（1—振动器组；2—带钢筋的模型）。

图11.80 钢筋混凝土制品制作简图；

a) — 振动冲压——装有定向作用振动器的振动冲头 1，将混凝土压挤到模型未充满的空间，用于制作筋板和其它形状制品；

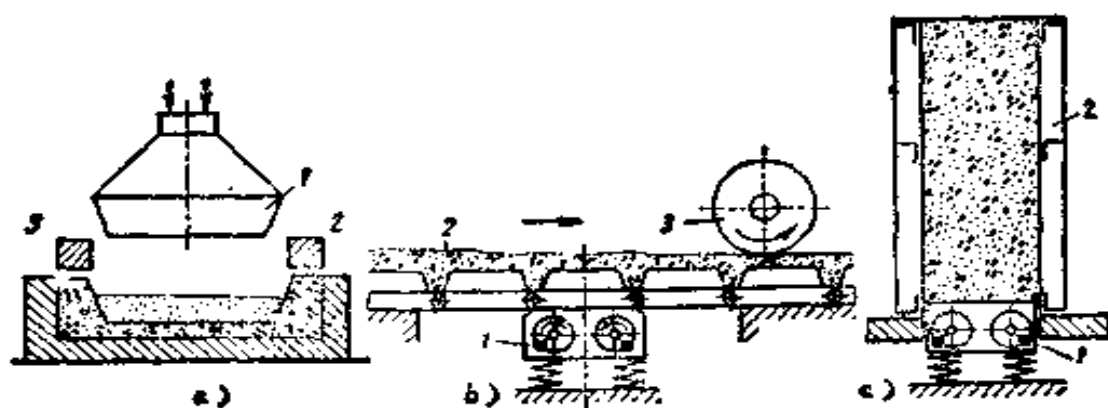


图 11.80

b) — 振动滚压 —— 装有混凝土的链式底板 2，受振动器 1 的作用，并在压辊 3 下面移动；

c) — 振动活塞法 —— 具有垂直方向振动的振动活塞 1，作用在充填模型 2 的混凝土块上。

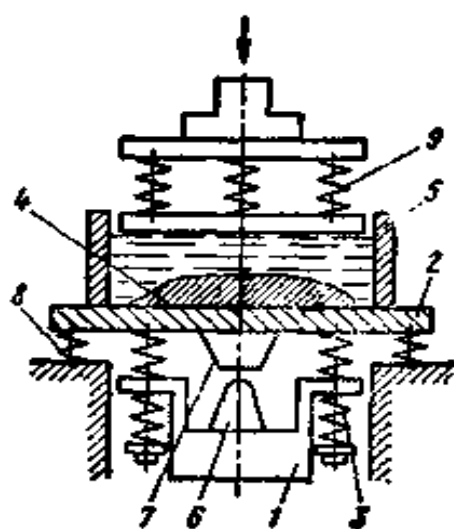


图 11.81

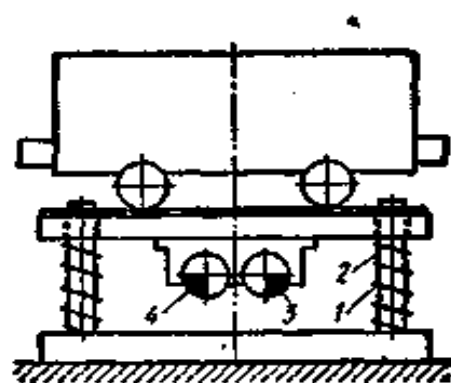


图 11.82

图11.81 用于制作铸型和型心的冲击-振动机。有冲头 6 的振动器 1 悬挂在带滚轮的的工作台 2 下面的弹簧 3 上，弹簧 3 要选配在冲击共振工况下工作。在工作台上固定有模型 4 和砂箱 5；在砂箱 5 中装有成型混料。适当选择冲头和铁砧之间隙（或过盈），冲头将得到周期性冲击。如果预先选定弹性垫层 9 的柔度，

则在冲击和振动作用成型的同时，还可进行压实。弹簧 8 用作振动缓冲。

图 11.82 矿车中装煤的振动填充筒图。矿车停在上部平台上，平台支承在用杆 2 导向的弹簧 1 上。振动器偏心重 3 和 4 的离心惯性力的垂直分量，使平台从而也使矿车产生定向振动。

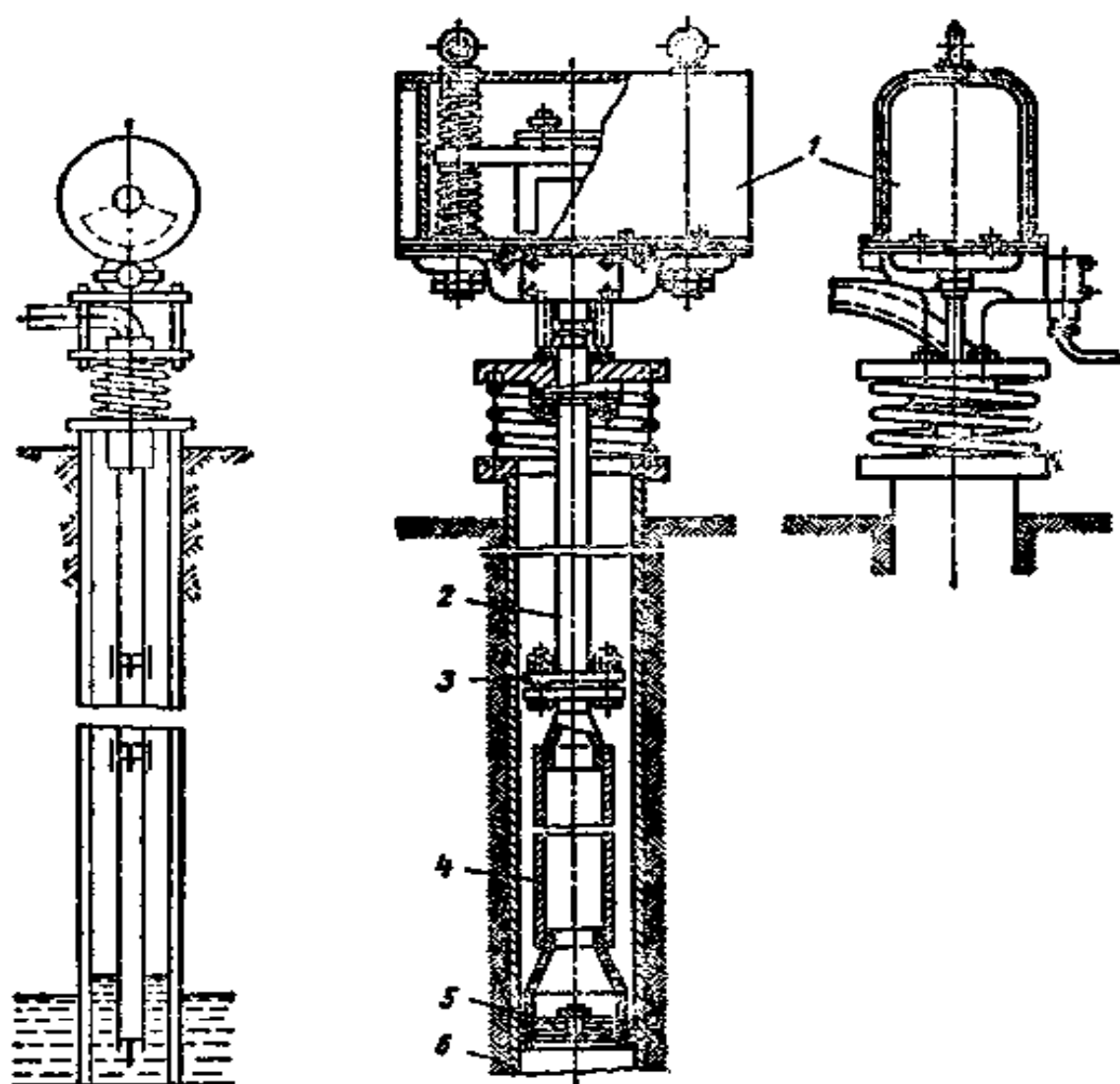


图 11.83

图 11.84

图 11.83 带有摆式激振器的振动泵。在管中有几个阀门（让水只向上通过）。由于水柱的惯性，在阀门下面一段周期地抽空并被从孔中吸进的水充满。

图11.84 带有电磁激振器的提升振动装置BПУ-1简图。在埋入井孔中的套筒6内，装有用法兰连接的管2和4。管4支承着阀5。该装置上部装有电磁激振器1（每分3000振次）。生产率到3米³/时。

振动冲击和冲击作用的机器

图11.85 振动锤简图：a)一弹簧式单轴激振器；b)一弹簧式双轴激振器；c)一无弹簧式；d)一带传动的弹簧式。按简图a)和b)制作的振动锤最有成效。

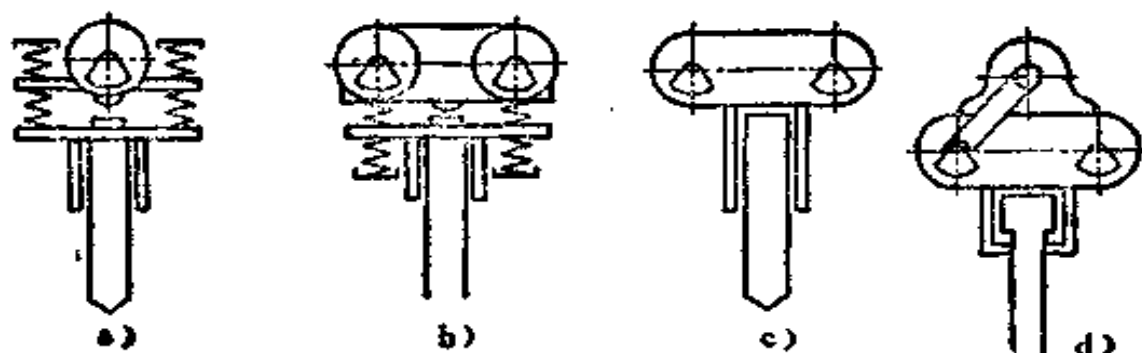


图 11.85

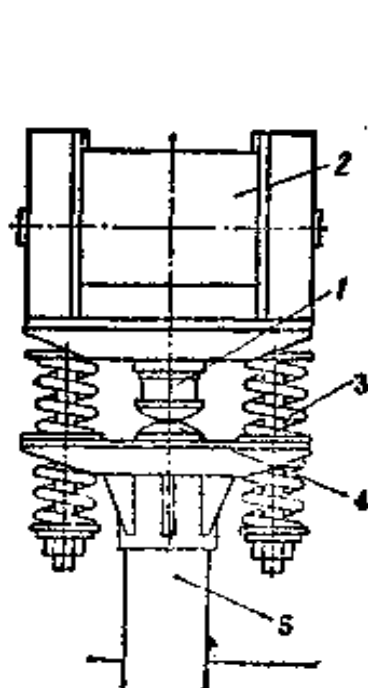


图 11.86

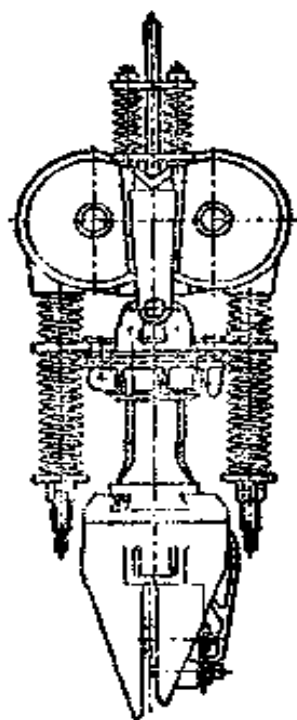


图 11.87

图11.86 有限制器的振动锤简图。带有锤头1的振动器2用弹簧3固定。桩帽4与加载构件5刚性连接。选定弹簧刚度和锤头与桩帽的间隙，就可以确定锤头对桩帽（传递到加载构件）的冲击工况。因为在桩帽上，除了周期地传递弹簧的反力外，还产生垂直激振，因此振动锤同时实现主要的冲击作用和附加的振动作用。

对于一个自由度的振动锤，在限制器不动时，冲击末的速度为

$$V = \frac{M_0}{g} \omega \Phi$$

式中 M_0 ——偏心力矩，其值等于重力与偏心距的乘积，
 ω ——循环频率，
 g ——振动器冲击部分的重力，
 Φ ——速度函数：

$$\Phi = \frac{2}{1-k} \frac{Sf \pm \sqrt{\frac{1+f^2}{(1-\lambda^2)^2} - S^2}}{1+f^2}$$

式中

$$f = \frac{1+k}{1-k} \frac{e \operatorname{tg} \pi \lambda \tau}{\lambda}$$

$$S = \frac{g}{M_0} (x_0 + x_{cr})$$

$\lambda = \beta_{\text{激}}/\omega$ ——固有频率与激振频率之比，

$\tau = T_{\text{冲}}/T_{\text{激}}$ ——冲击周期与激振周期之比，

k ——速度恢复系数；

x_0 ——锤头与顶帽之间的初始间隙（过盈时取正号，有间隙时取负号）；

x_{cr} ——由振动器质量产生的弹簧静挠度。

在给定 S 和 λ 时，振动锤速度可有两个值。实现周期冲击的条件决定于参数 S 、 λ 、 k 、 τ ，并按专门图表选择。对于振动

锤可以推荐下列参数:

τ	λ	S	Φ
1	0.4~0.6	$> -1, < -1$	4
2	0.25~0.3	< -1	2.6
3	0.19~0.22	< -1	2.5
4	0.125~0.17	< -1	2.5

实际上, 限制器是可动的, 应对冲击速度有影响。如果用轻型振动锤加载重型构件, 则振动器的固有频率 β_2 远较加载构件的固有频率 β_1 为小, 即 $\beta_2 \ll \beta_1$,

$$\text{故} \quad \Phi = \frac{1+k}{1-k} \cdot \frac{1}{1+\mu} \cdot \frac{\text{ctg} \pi \lambda \tau}{\lambda}$$

此处

$$\beta_1^2 = \frac{C_1}{Q_1/g}, \quad \beta_2^2 = \frac{C_2}{Q_2/g}, \quad \mu = \frac{Q_2}{Q_1}$$

式中 C_1 和 C_2 ——土壤和弹簧 (将振动器与顶帽相连) 的刚度;
 Q_1 和 Q_2 ——装载构件质量和振动器可动部分质量。

对于在很松软土壤中加载的极限情况, $\beta_2 \gg \beta_1$, 限制器的可动性可以不考虑。

图11.87 用于沉落金属桩的振动锤。由两个互不联结的自行同步的电机定向激振。冲击部分质量到 700 公斤。沉入砂土中的深度可到 14 米, 沉入粘土中的深度可到 7 米。

图11.88 一个电机和在转子两侧各有两个偏心块的定向激振振动锤。在同样的参数和功效时, 该振动锤的质量比图 11.87 所示的几乎减少了二分之一。

图11.89 具有冲击质量的振动锤简图。这里, 冲击不是用振动器, 而是靠装在振动器 2 和桩帽 3 之间并跟弹簧 4 相连的特制质量 1。如果限制器是不动的, 则可得到具有两个自由度的冲击系统。

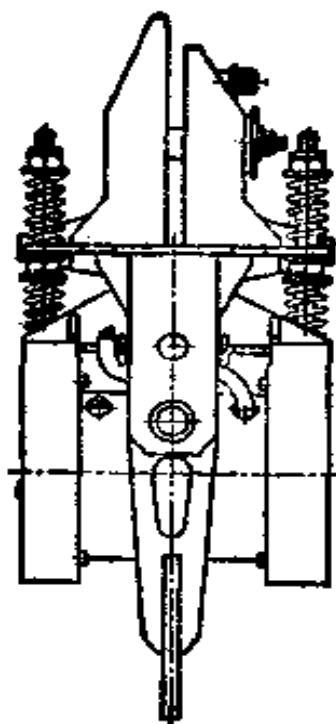


图 11.88

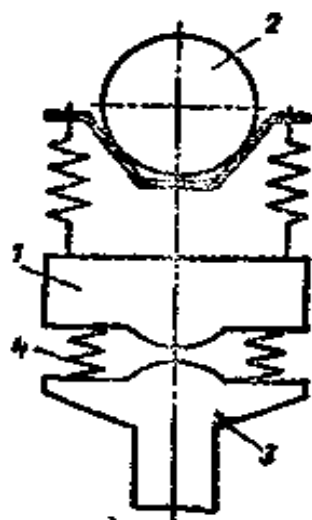


图 11.89

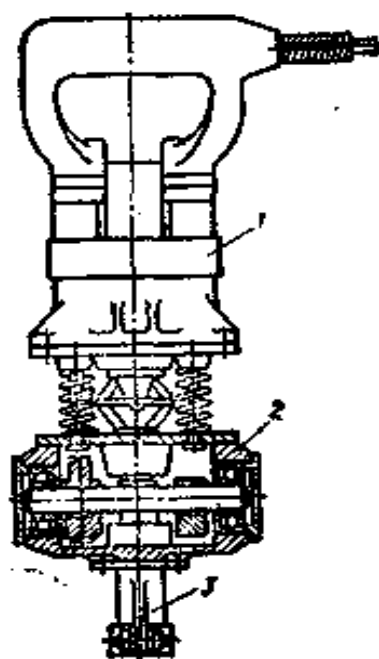


图 11.90

图11.90 振动枕木捣固器,用于在枕木下的夯土。电动机1的壳体上弹性吊挂有偏心振动器2,偏心振动器2的壳体上又固定有夹持器3,夹持器用于夹持实现捣固的工具。

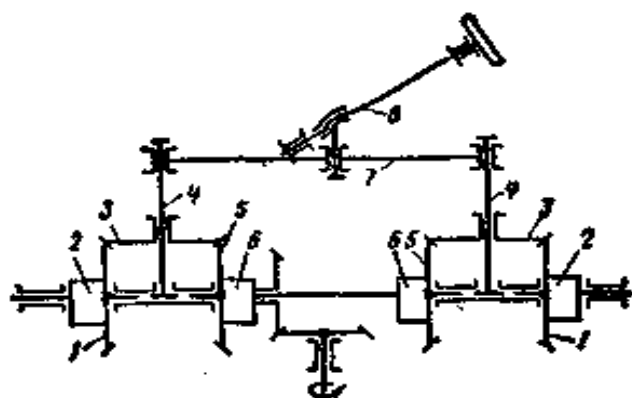


图 11.91

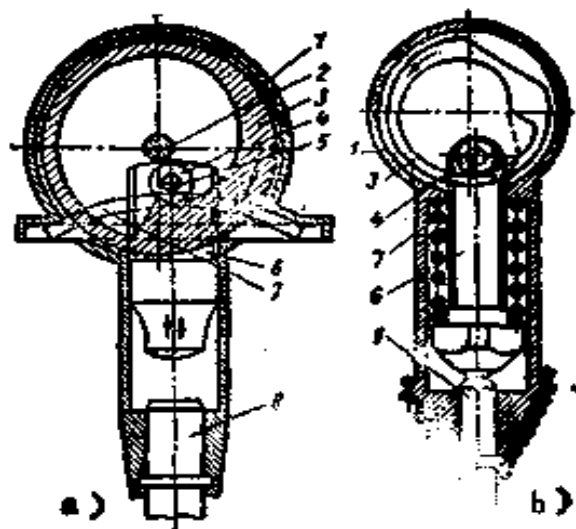


图 11.92

图11.91 用于夯土的振动机运动简图。电动机带动具有偏心重6的齿轮5,并通过活套在轴4上的齿轮3带动有偏心重2的齿轮1旋转。

用手轮转动螺旋 8 时，螺母引导横梁 7，使两个齿轮 3 各在不同方向旋转，从而引起有偏心重的齿轮 5 和 1 的相对位移，并使偏心重离心力的数值和方向改变。

图 11.92 电动锤： a) 一带弹性杆的， b) 一带弹簧的。在壳体 1 中装有带凸轮 3 的传动轴 2，借助凸轮 3 通过滚子 4 和销轴 5 使锤头 6 向上移动，此时弹性杆 7（图 a）或弹簧 7（图 b）积蓄位能。提升到上面位置，锤头脱落，并受杆弹性力作用使锤头冲击工具 8。弹性杆的寿命约为螺旋弹簧的两倍多。该电动锤效率比较高，且重量较轻。

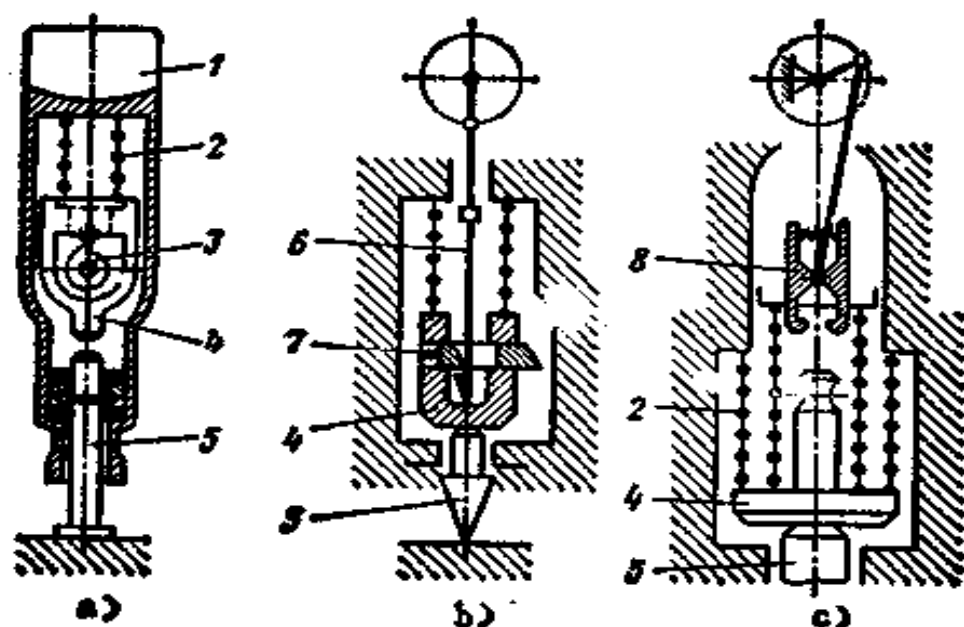


图 11.93

图 11.93 弹簧冲击机构简图。

a) 一利用凸轮提升锤头。在凸轮 3 旋转时，锤头 4 在壳体 1 中向上提升，同时压紧弹簧 2。到上面位置时锤头 4 脱离凸轮并在弹簧作用下向工具 5 冲击。该机构简图的特点是结构简单，但由于凸轮机构磨损和壳体振动的原因限制了它的应用；

b) 一锤头带有夹持装置。在连杆 6 向上运动时，跟掣子 7 相连的锤头 4 也向上移动，同时压紧工作弹簧直到不钩住杆上的凸起部为止（图上未画出）。由于连杆跟锤头脱开的结果，使锤头在

弹簧作用下向工具 5 冲击。杆 6 的锤头在下面位置中又被钩住，

c) 一锤头带有刚性卡子。在空行程工作时，锤头不动。在下面极限位置钳口滑块 8 钩住锤头 4 并且压紧弹簧。到行程末端，在两侧支撑作用下，当滑块接近下极限位置之前锤头被释放出来，并向下冲击工具 5。两个弹簧 2 的交替工作，减少了原动机受载的不均性，并提高了效率。

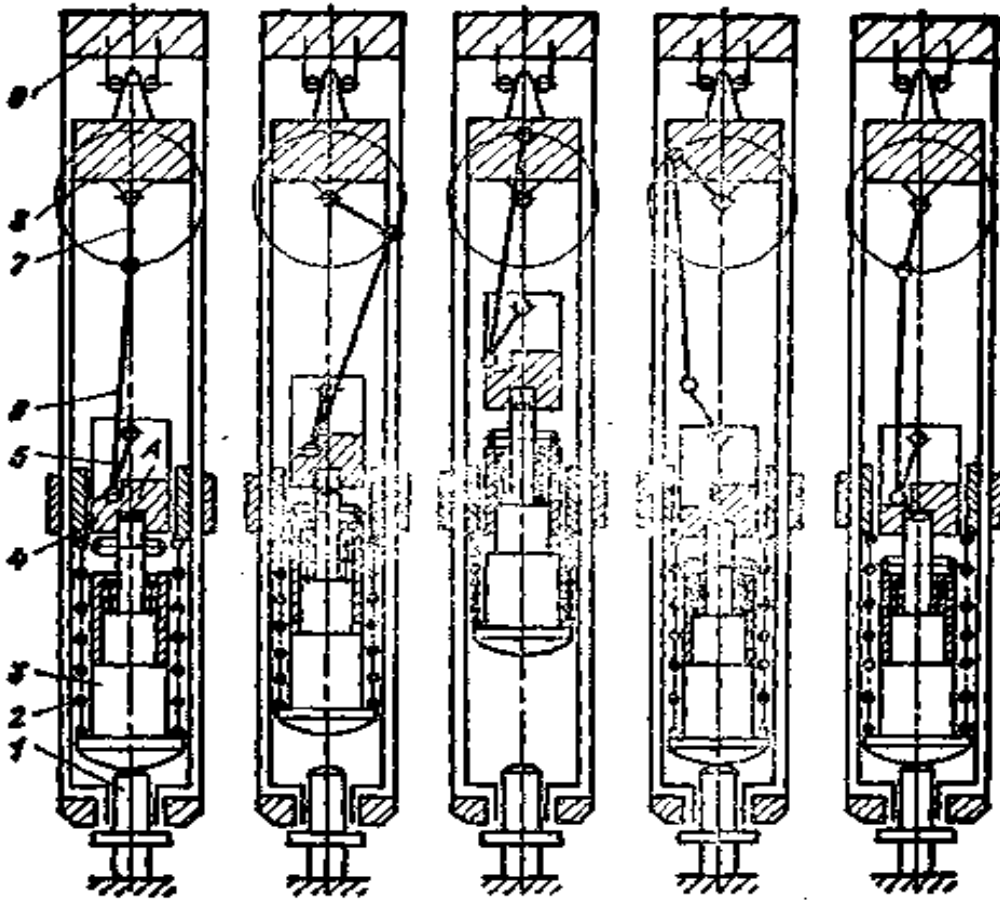


图 11.94

图11.94 锤头机构结构变化的电动弹簧锤简图。电动机通过曲柄 7 和连杆 6 带动拉杆 5 在锤头空行程工况中运动。为了过渡到工作情况，应使壳体 8 通过弹性把柄 9 移向工具 1，此时拉杆 5 卡在滑块 4 上凸台 A 中，致使锤头 3 运动，同时压紧工作弹簧 2。当曲柄转过 180° 时，拉杆 5 跟凸台 A 失去接触，锤头在弹簧力作用下向前冲击工具。曲柄继续旋转带动机构恢复到原始位

置。向下抛掷的瞬间跟支座 A 相对锤头轴线的移位及铰链中的摩擦有关。该电动锤用在建筑安装施工的通用机械上；重量为 5.4 公斤力，电动机功率为 270 瓦，得到的冲击能为 0.9 公斤力·米（频率为 1050 次/分）。

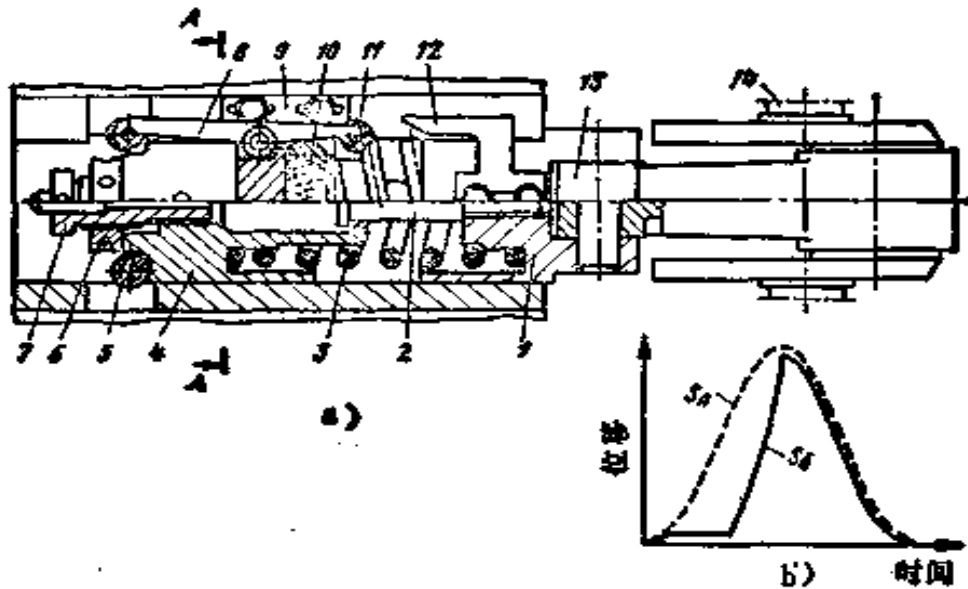


图 11.95

图11.95 有弹性构件的冲击顶锻机构。带有冲座 7 的锤头 4（图 11.95 a）依靠压缩弹簧 3 和曲柄滑块机构 14、13、1 得到运动。在滑块 4 向左运动时，它卡住曲柄滑块机构连杆 2 上的凸肩；当反向运动时，利用杠杆 8（球铰在支座 9 的部件上）上的滚子 5 使滑块 4 停住，因此弹簧处于压紧状态。固定在滑块上的楔铁 12 撞击在用弹簧支撑的滚子 11 上，锤头 4 被释放出，同时弹簧使其加速，从而进行顶锻。

滑块和锤头的位移 S_x 和 S_h 如图 11.95 b) 所示。该机构的优点：顶锻时曲柄轴 14 卸载，冲击能量有调节的可能性，借助螺母 6 和楔铁 12 可对顶锻机构进行微调使其接近自动机循环。

冲击(速度)顶锻的思想是柯热夫尼科夫(С. Н. Кожевников)提出的。

图11.96 冲击作用机械化工具的手柄振动防护装置简图。用手操纵的力 P ，紧压在支架 2 的把柄上，支架 2 通过橡胶衬垫 5

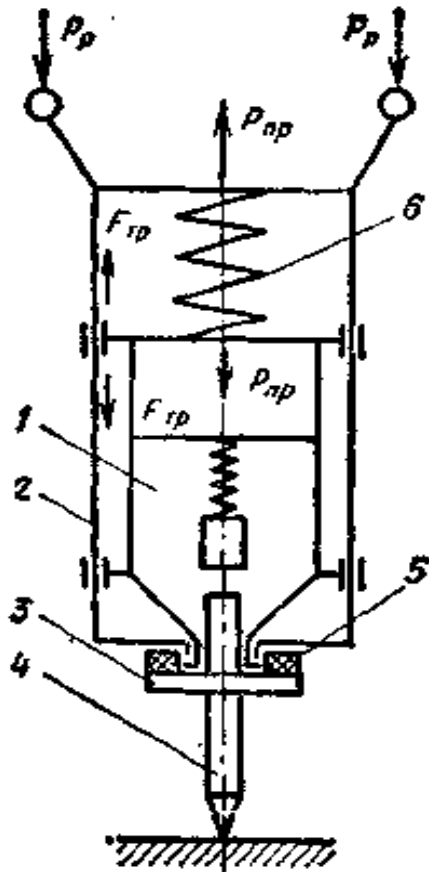


图 11.96

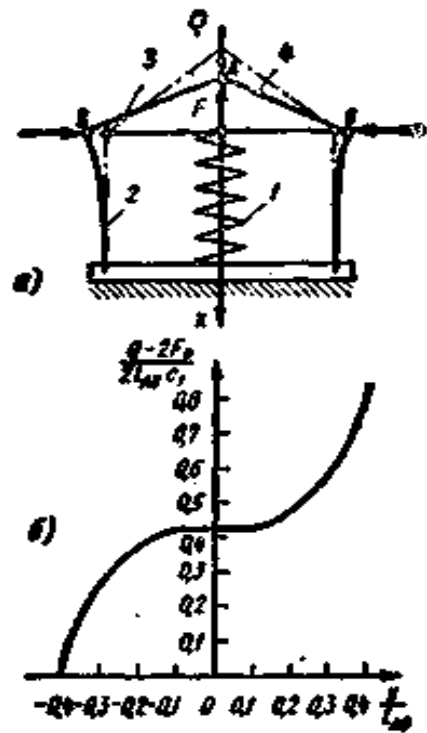


图 11.97

支承在工具 4 的凸肩上。工具 4 的壳体 1 装在支架 2 内并用隔振弹簧 6 压紧，壳体 1 受反作用脉冲向上抬起并压紧弹簧 6；接着，在弹簧 6 作用下壳体降落并冲击工具 4 的凸肩 3。若是弹簧 6 刚度这样选择，使 $P_p > P_{np} + F_{1p}$ ，则支架 2 在锤头冲击期间仍停留不动。因为作用在支架上的合力 $P_p - P_{np} \pm F_{1p}$ 不断地摆动，故实现某一振动。

该简图曾在 $\Theta\Pi\kappa-3$ 型道钉锤（频率 24 赫，冲击能 2 公斤力·米）上进行过试验。该手柄的振动比非隔振的要降低四分之三。

图 11.97 手提式冲击工具的弹性手柄简图。弹性系统（图 11.97 a）由压缩弹簧 1、侧向板簧 2 和用力 Q 使其均衡的两个杆件 3、4 所组成；力 Q 由 A 点的位移 x 确定，其值的无因次形式（初始角 $\alpha_0 = 25^\circ$ ）在图 11.97 b）上给出（ F_0 —弹簧 1 的预紧量； c_1 —弹簧刚度）。该简图能保证给定的压紧力 Q （包括最小刚度时的 $Q = const$ ），

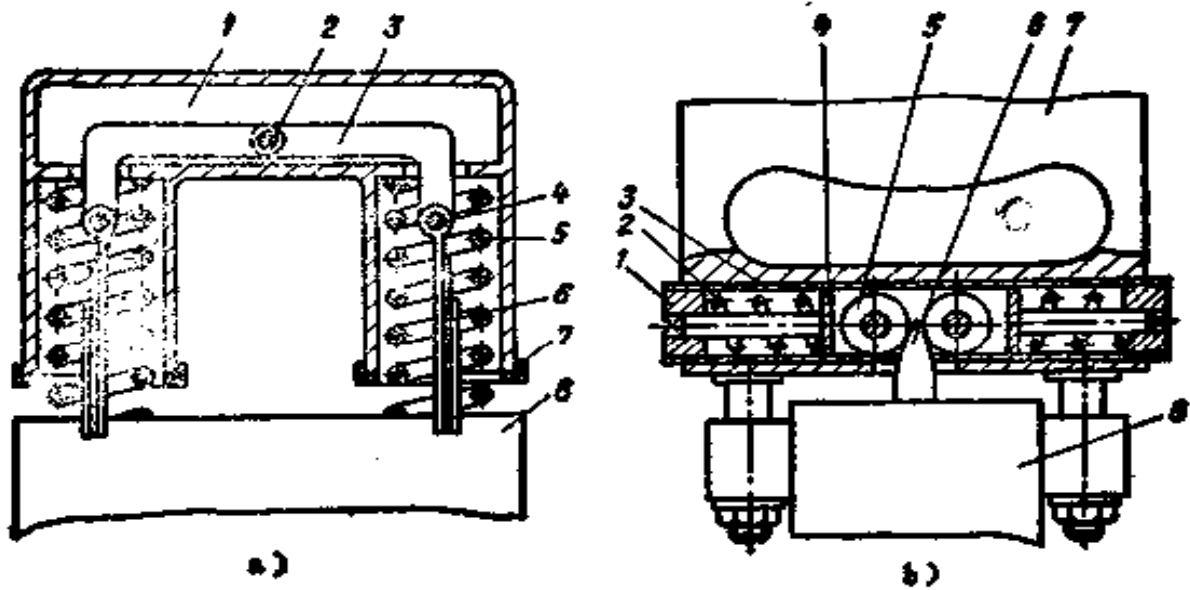


图 11.98

图11.98 具有恒定压紧力的小型弹性手柄结构,用于手提式冲击作用机械的振动防护。

a)一板簧式:在壳体1内装置有橡胶减振器7,在轴2上装有杠杆3,杠杆3的销轴4上悬挂有两个弹簧6,弹簧6跟预压紧弹簧5一起支撑在锤头的壳体8中。适当的选择参数可以得到零刚度,也就是手柄的压紧力恒定而与锤头壳体相对位移无关;

b)一楔铁式:锤头壳体8相对手柄的位移靠楔铁6限制,楔铁6跟滑座4的滚子5接触,滑座4在有弹簧2的壳体3中移动,弹簧2的预压紧量用螺母1调整。选配楔子形状后,就可以得到手柄的任一弹性特性。

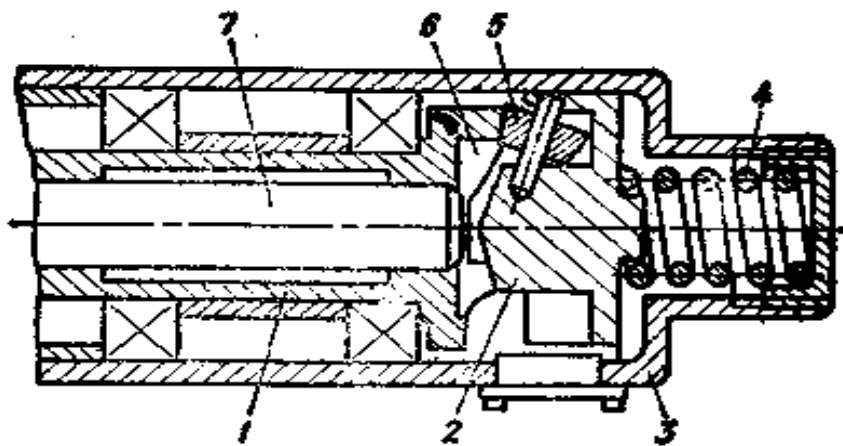


图 11.99

图11.99 旋转冲击钻进机凸轮冲击部件简图。在凸轮盘 1 旋转时，滚子 5 在端面凸轮 6 上滚转并使弹簧 4 压紧，随后跟凸轮脱开，弹簧复位，锤头 2 沿导向壳体 3 滑动并向工具 7 冲击。

凸轮盘的驱动是通过差动机构实现；差动机构是由冲击部件跟钻头进给和旋转的机构相连。

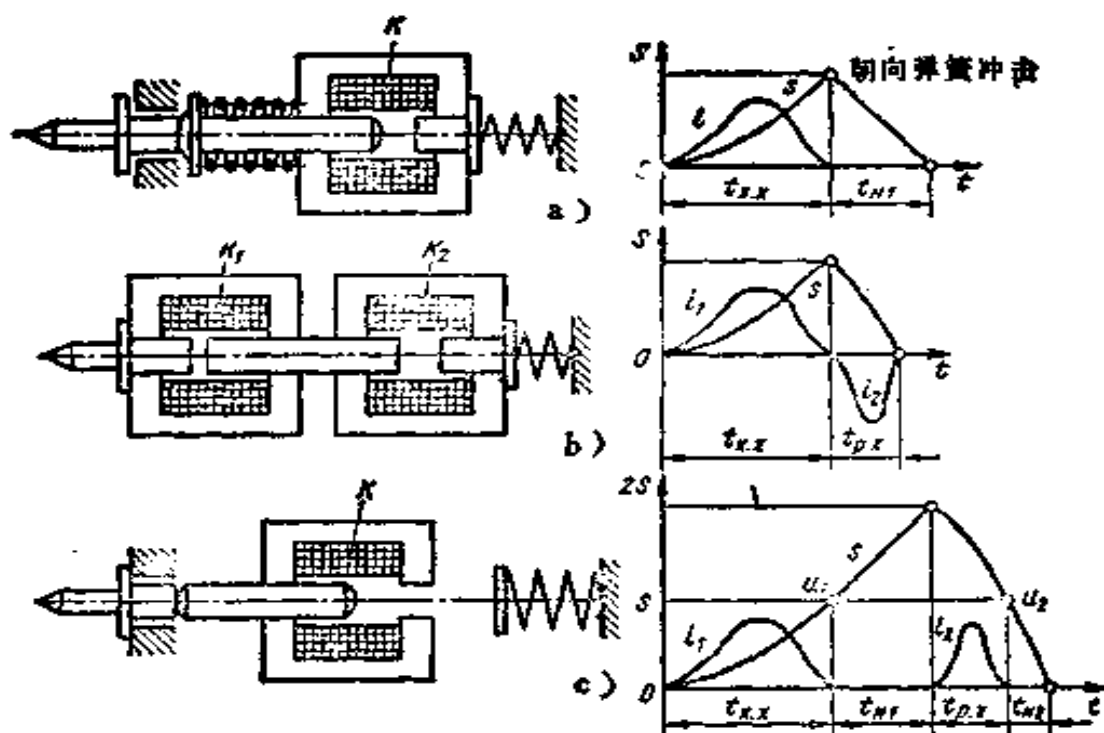


图 11.100

图11.100 电磁锤中锤头获得直线往复运动的方法。

a) 一弹簧式单线圈：锤头在一个方向的位移 S 由线圈 K 产生的电磁力来实现，而在另一个方向的位移则靠弹簧的弹性力；

b) 一双线圈：工作行程是在线圈 K_1 的电磁力和弹簧的弹性力共同作用下实现，而空行程则靠线圈 K_2 的电磁力；

c) 一锤头自由惰行的电磁锤：由线圈 K 电磁力作用，使锤头向弹簧侧移动直到磁力均衡位置为止；也是这个力跟弹簧的弹性力一起作用又使锤头向工具侧冲击。

在 $S(t)$ 和 $i(t)$ 、 t_{H1} 、 t_{H2} 图上，表示出线圈在空行程和工作行程时相应的切断时间。

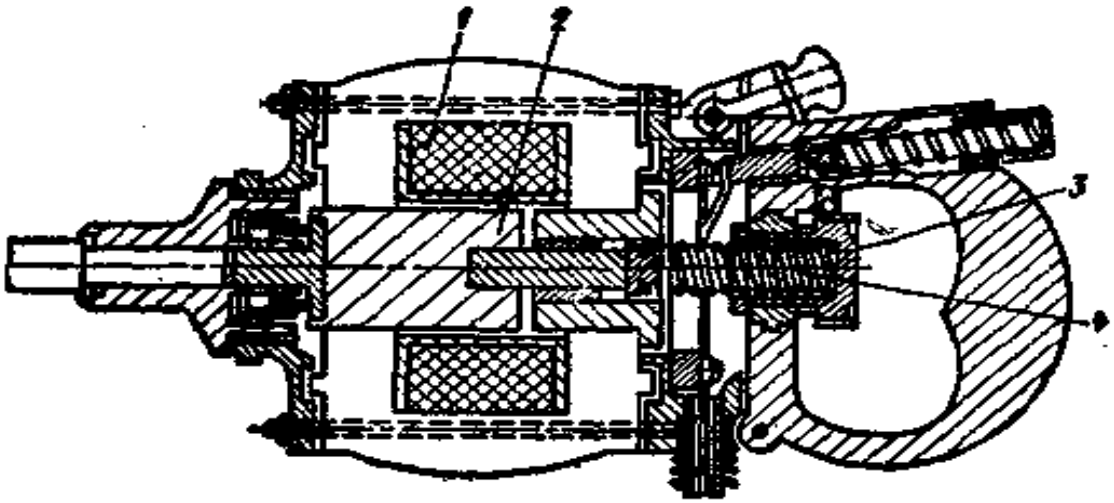


图 11.101

图11.101 无开关和整流器的具有一个线圈的电磁锤。当电流脉冲流过时，线圈1的电磁力克服弹簧4（用螺母3预紧）的弹性力并吸引锤头2；当电流减少时，弹簧的弹性力克服电磁力而推动锤头向工具冲击。交流电一个周期锤头作两次冲击，即每分钟冲击6000次。

该锤效率较低，冲击能量较小。

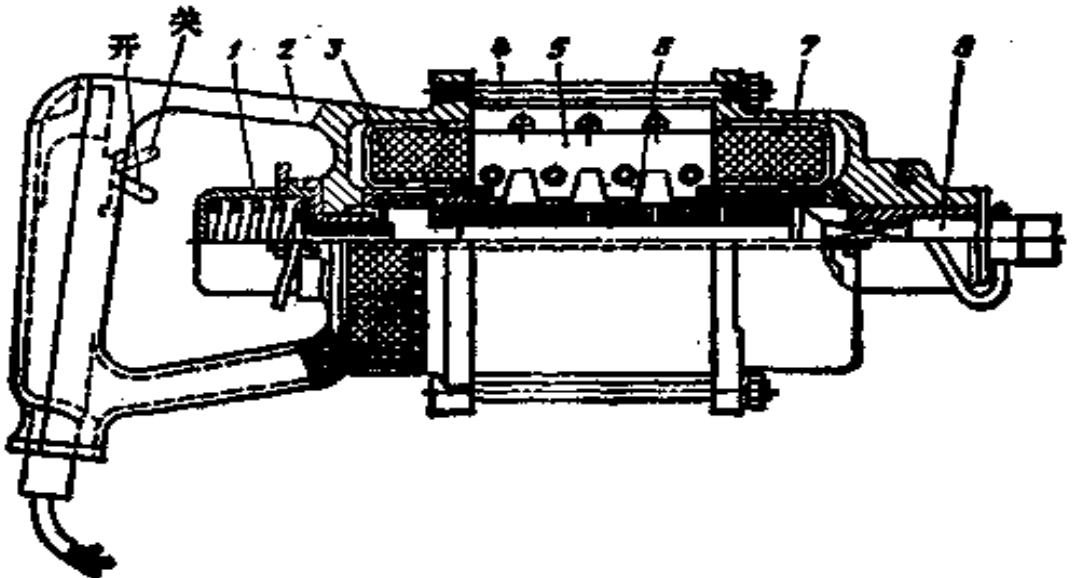


图 11.102

图11.102 共振锤。在线圈3（磁路5）磁通作用下，分层的夹布胶木板制锤头6运动并冲击工具8。弹簧1限制着锤头的反

向行程。锤外壳由用螺栓 4 拉紧的罩体 2 和 7 组成。在靠近磁力均衡的中间位置，当锤头振动频率与通过锤头横截面的线圈磁通频率符合时，发生共振工况。

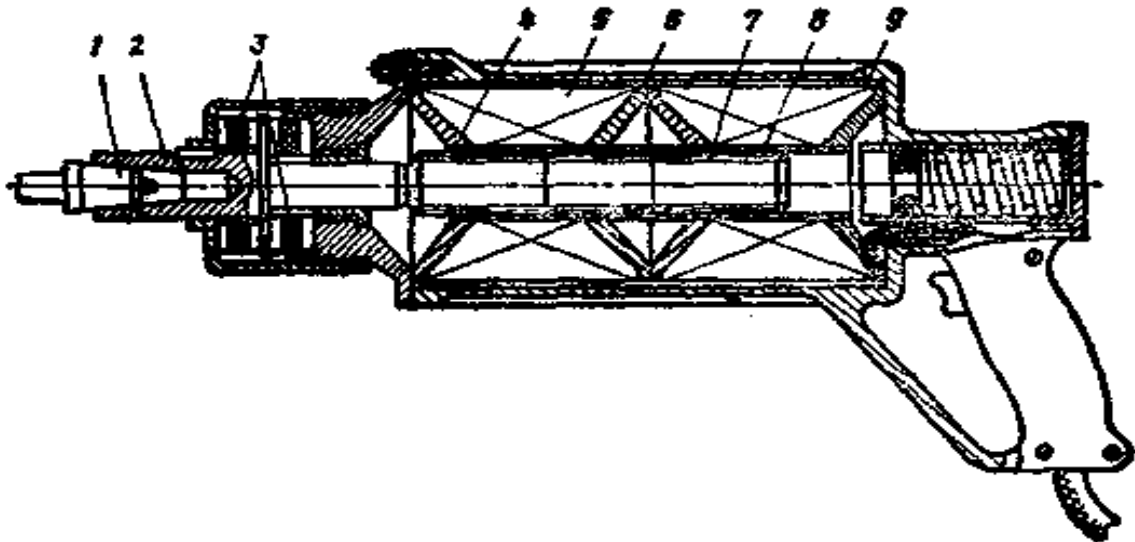


图 11.103

图11.103 MC-20型自由行程锤头的双线圈锤，锤头用抗磁构件分隔。工具 1 固定在套筒 2 中，在套筒轴颈和壳体之间装有可回转的垫圈 3；在不锈钢制构件中部隔开的锤头 7 装在导向管 8 中，导向管也是用不锈钢制并在磁场中移动，造成了带有磁极 4、6 和轭铁 9 的两个线圈 5。在壳体后部中装有减振装置。

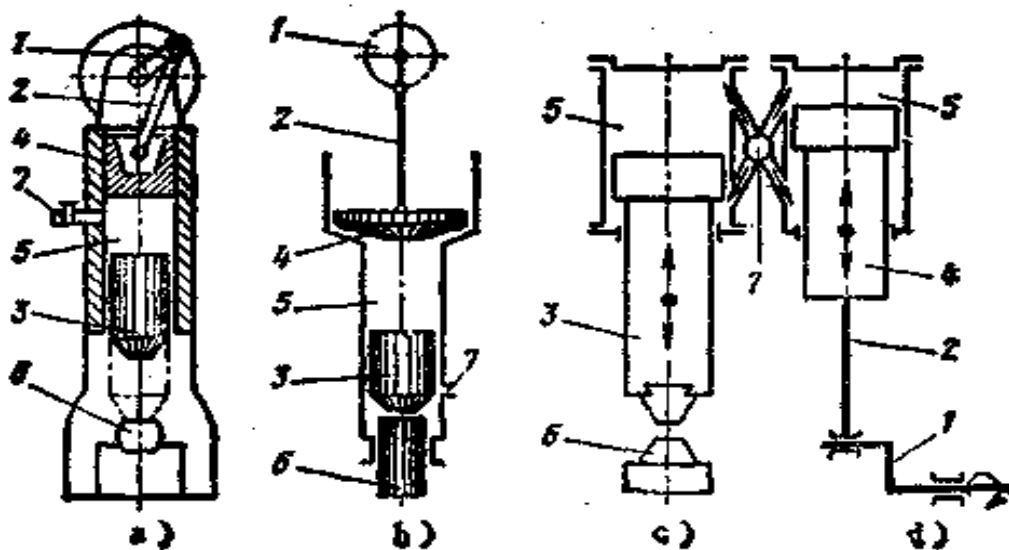


图 11.104

图11.104 电-气冲击作用机械原理简图。

a) 一气动锤；柱塞4由电机通过曲柄连杆机构1、2、4带动，压缩并放气空间5中的空气，由此锤头3时而被吸上时而被压下向工件6冲击。为了补偿漏泄和调节空气由大气通过补偿孔7进入；

b) 一手动锤，工作原理跟简图a)相同；

c) 一具有双重作用的气动锤；

d) 一手动锤，工作原理跟简图c)相同。

对于重型固定式气动锤，其效率比手动气动锤高，但是后者每分钟冲击次数较多，反作用质量利用指标 $k \left(k = \frac{G^*}{G_H} \right)$ 也较高。

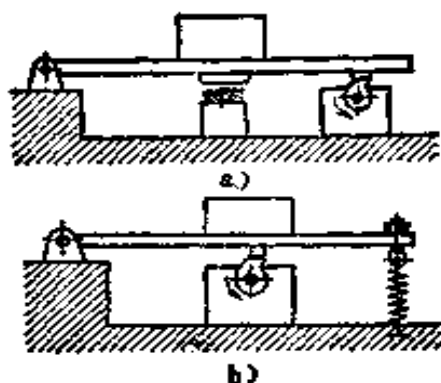


图 11.105

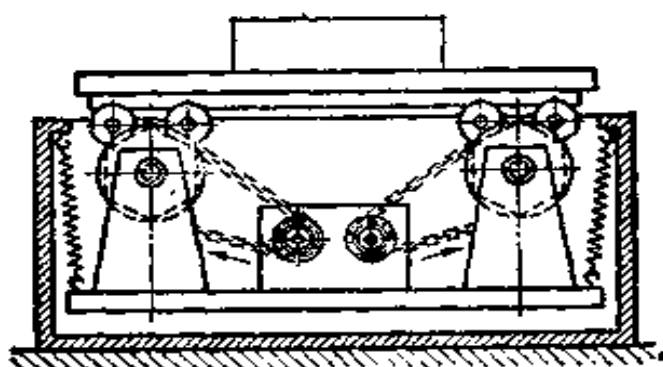


图 11.106

图11.105 用于零件冲击震动试验的机构简图。通过电机带动的凸轮(图11.105 a)使摆杆跟被试验零件一同抬起，并在重力作用下落在固定刚性座的衬垫上；衬垫与高差一起被调整。类似的机构简图但具有弹簧的如图11.105 b)所示。凸轮以高转速旋转时，有弹簧的机构可限制摆杆向上抛起，而在图11.105 a)所示的机构却做不到这点。

图11.106 为造成紊乱冲击震动的机械简图。带有物品的工作平台被两个凸轮连续激振，凸轮由边长不同的多边形盘制成。传动装置跟凸轮装在平衡座板上，平衡座板悬吊在有一定振动特性的邻接缓冲器上。

图11.107 冲击疲劳试验的MY-1型偏心块机械。当壳体2

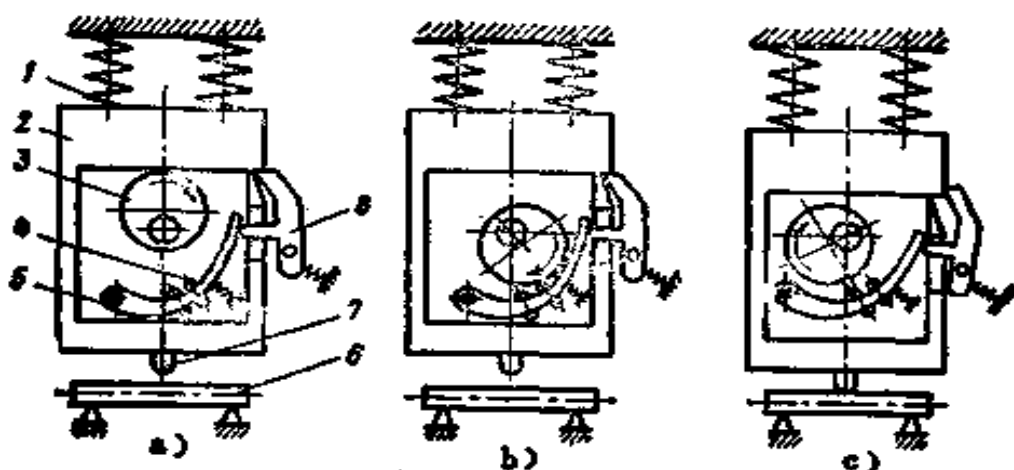


图 11.107

的偏心块 3 旋转时，锤头 7 沿一定的方向移动并压紧弹簧 1，同时掣子齿进入壳体 2 的槽中，使壳体固定（简图 a）；偏心块继续旋转时，偏心块压住调节板 5 上销子 4 的一个，掣子 8 的指销从槽退出（简图 b），壳体 2 迫使向下冲击工件 6（简图 c）。在试件和弹簧 1 的弹性力作用下，壳体 2 被向上抛起。偏心块转到某一角度，壳体 2 与锤头一起被举起，锤头升高并重演下一循环。

机器冲击部分质量是 6 公斤，冲击数是 500~1500 次/分，冲击能是 0~2 公斤力·米。

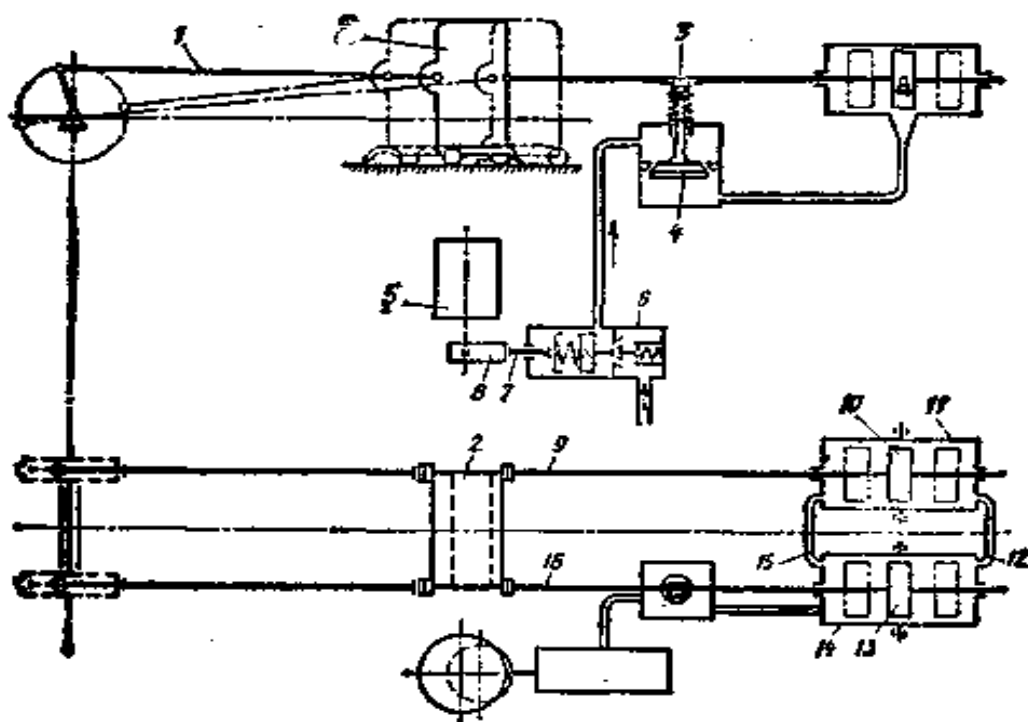


图 11.108

图11.108 用于冷轧管机机座惯性力平衡的气动装置。在气缸11和14中活塞10和13的杆9和16与机座2相连，机座2由连杆1带动。气缸室用管路12和15连通。空气由总管通过减压阀6和由靠模3控制的阀装置4进入气缸中。由于机座的每一个行程数与其确定的惯性力相应，为了平衡机座要求气缸中的空气压力一定，故在装置中应用减压阀6；减压阀6通过凸轮8和推杆7与主传动电机控制器轴相连。这样，在机座上的一侧作用有机座质量惯性力，而另一侧则有相等的惯性力和平衡装置气缸中的反方向空气压力。

消除机构和机械危险振动的措施

图11.109 带有双支悬挂的摆式减振器。在摆块质量2的切槽中插入夹板4，其中开有用于装入带凸肩销轴1的孔，销轴1的直径比孔径小。为了防止销轴从孔内跑出，加有限制器3。减振器装在远离固有振动振型节点的地方时作用最为显著。

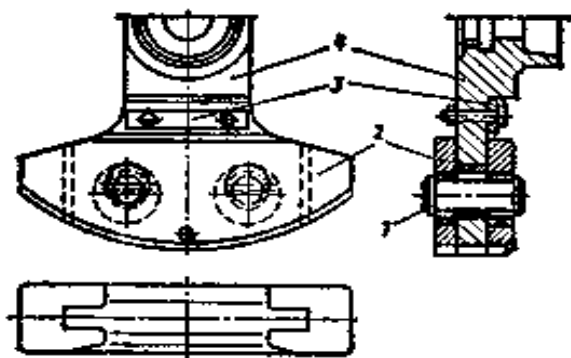


图 11.109

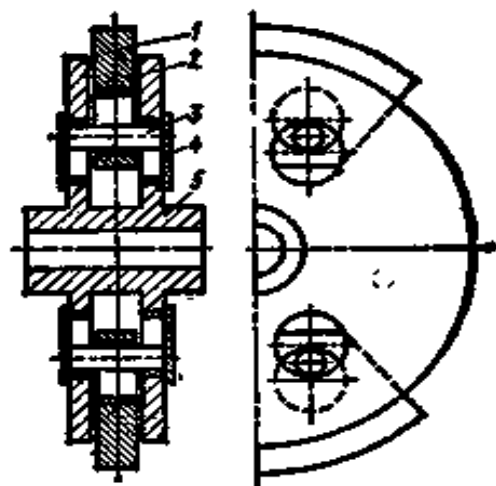


图 11.110

图11.100 带有双支悬挂的摆式减振器。在选定的曲轴截面中，楔入带有两个腹板2的轮毂5；在腹板2之间装有成对的摆块质量1。腹板上开有插入销轴3的孔，销轴轴向位移由压盖4限制住。

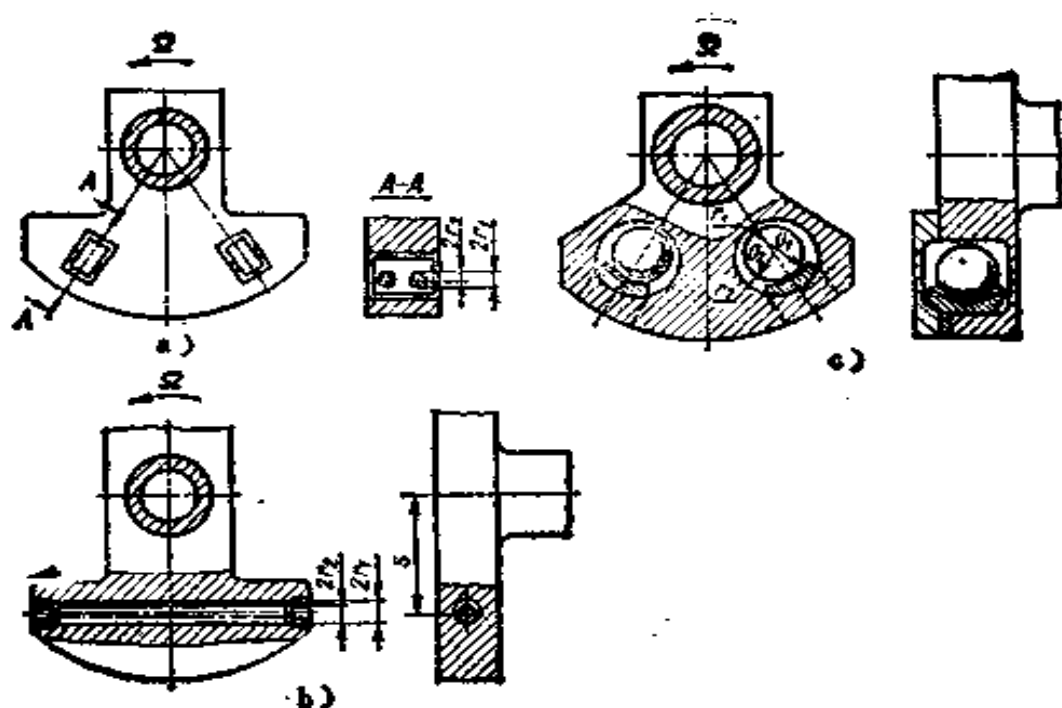


图 11.111

图11.111 曲轴弯曲振动的减振器。a)一双挂摆式；b)一滚摆式；c)一球摆式。

为了改变曲轴的共振频率，对减振器要进行共振调谐。

$$q^2 = \frac{\omega^2}{\Omega^2} = k \frac{S}{r_1 - r_2}$$

式中 ω ——激振频率；

Ω ——系统的定角速度；

对简图 a)， $k = 1$ ；对简图 b)， $k = 2/3$ ；对简图 c)， $k = 5/7$ 。

图11.112 干摩擦减振器。轮毂1刚性压入有扭振的轴上，两个飞轮质量2、3在轮毂上自由旋转。轮毂1的摩擦面跟质量2、3用弹簧4压紧。

当存在扭振时，飞轮的运动由飞轮的惯性力矩 M_i 和减振器最大摩擦力矩 M_f 的比例关系决定。若 $M_i < M_f$ ，飞轮跟轮毂一起旋转；若 $M_i \geq M_f$ ，则飞轮打滑。改变压紧力，可以得到最大的能量耗散。该减振器的缺点是因表面磨损和摩擦系数变化而需经常调整。

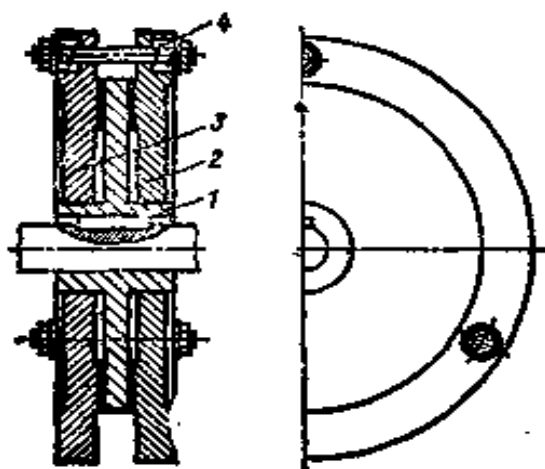


图 11.112

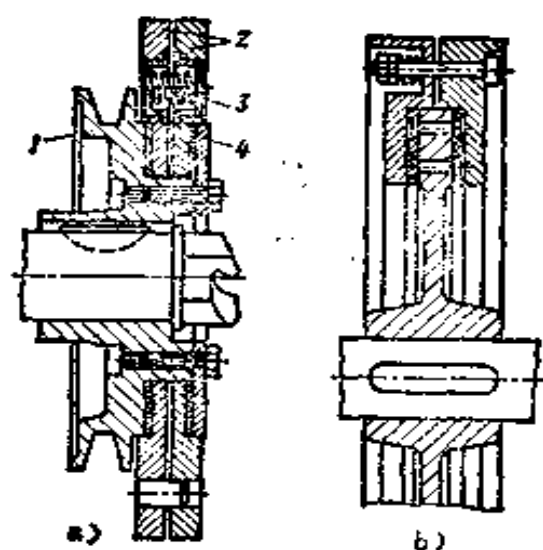


图 11.113

图11.113 汽车发动机的干摩擦减振器。被弹簧3胀紧的飞轮2（图11.113 a）压配在风扇传动带轮1的轮毂上，并用压盖4限制其脱落。对图11.113 b）所示结构，在使用过程中需要调整压紧飞轮的力。

减振器应装在最大振幅处。

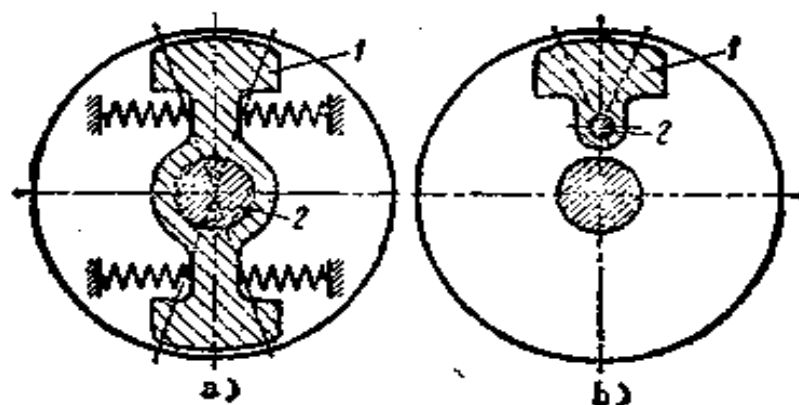


图 11.114

图11.114 扭振吸振器。在弹簧式吸振器（图11.114 a）中，弹性悬挂的飞轮1在轴2尾部上自由旋转。吸振器可以只按一个固定的激振频率调整。在摆式吸振器（图11.114 b）中的离心力跟普通摆的重力相似。如果在确定频率的公式 $\beta = \sqrt{\frac{g}{l}}$ 中，

重力加速度 g 以离心加速度 $r\omega^2$ 代替, 则频率 $\beta = \omega \sqrt{\frac{r}{l}}$ 跟角速度成正比, 因而吸振器是在任何激振频率上自行调谐的。

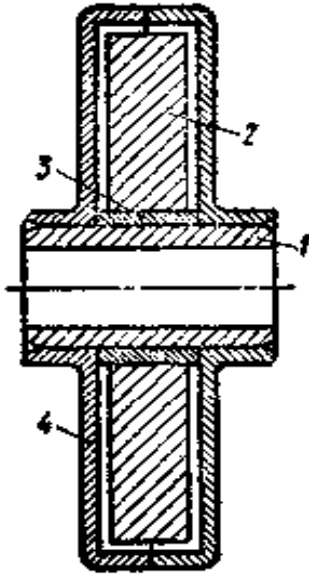


图 11.115

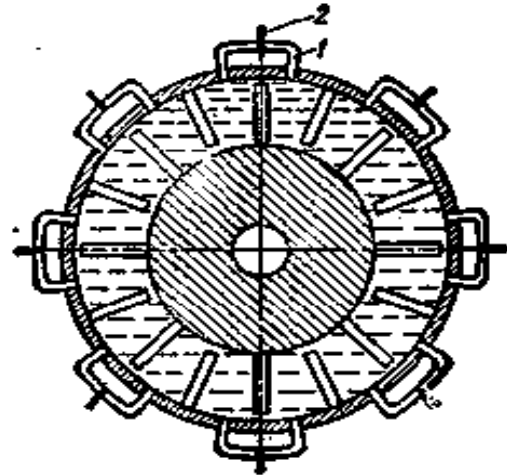


图 11.116

图11.115 液体摩擦吸振器——“液体飞轮”。套筒1压配在有扭振的轴上。飞轮2活套在套筒3上。焊在套筒1上的罩体4与飞轮2之间空隙中, 注有粘度随温度变化较小的液体(硅基油)。飞轮的相对运动引起振动能量的耗散。粘性摩擦由罩体与飞轮之间额定间隙、工作液体的数量和稠度来保证。

当 $C = J_{\max}\omega$ 时的阻尼为最佳阻尼。在具有减振器系统的振动计算中, 采用当量质量 J_{eq} , 属于这些条件: $J_{\text{eq}} = J_{\text{st}} + \frac{J_{\max}}{2}$

式中 J_{st} ——带有罩体的套筒转动惯量;

C ——液体粘度。

该仪器应装在轴上扭振振幅最大处。

图11.116 粘性摩擦减振器。装有粘性液体的分区隔离的腔室成双地用带有节流阀2的管1连接。由于在叶片与飞轮体和轮毂间密封, 所以液体注入是通过管1; 调整节流器2可控制液体注入量, 因而可控制液体摩擦阻力。该结构的缺点是当温度变化时减振器需要调整。

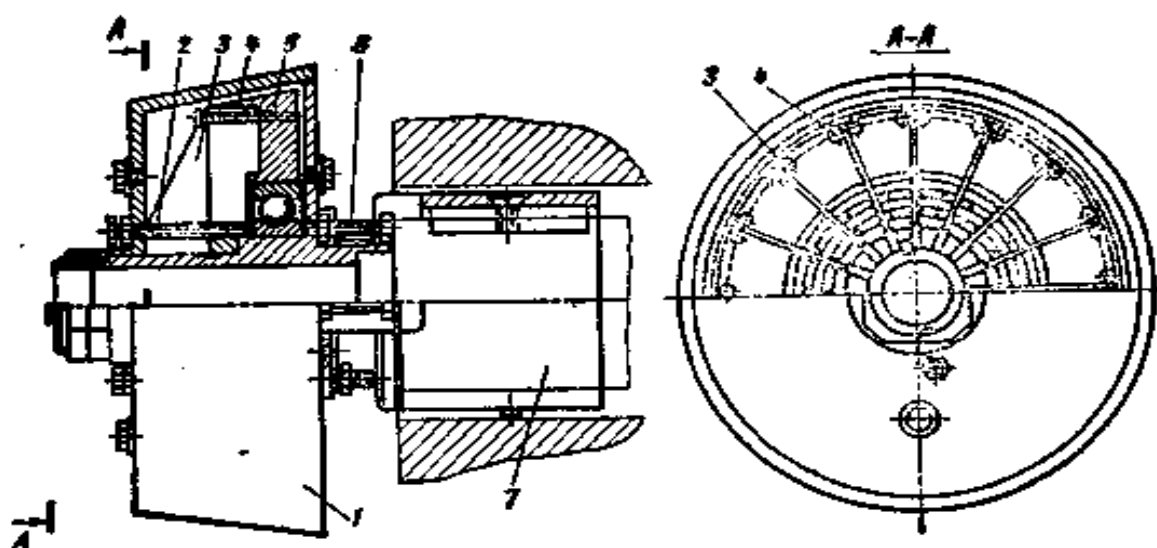


图 11.117

图11.117 有液体阻尼的动力减振器。在装有油的硅铝合金壳体1中，装入压配在轴承上的钢制飞轮5，飞轮5与壳体用平板弹簧3连接，板簧3一端固接在壳体中，另一端嵌入飞轮上（销钉4之间）。阻尼由油的粘度和飞轮与壳体之间隙决定，间隙可用螺栓2和6调节。阻振器对立式铣床在共振条件下的试验指出，振幅可降低 $1/2 \sim 2/3$ 。

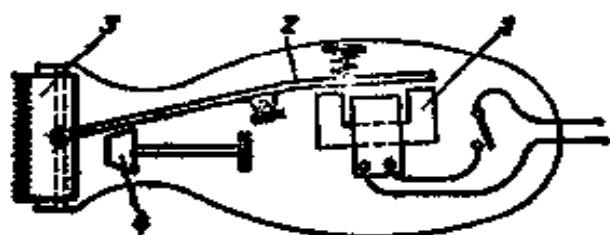


图 11.118

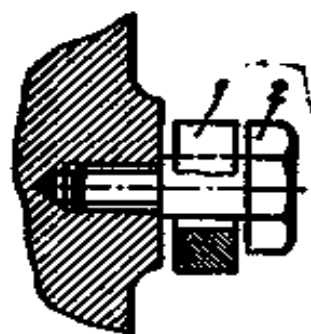


图 11.119

图11.118 剪发机中的减振器。借助电磁铁1（供电频率50赫）和弹簧压紧的摆杆2，使刀刃3作频率100赫的振动。为使壳体的重心和主惯性轴停住不动，壳体应反相振动，这就给理发师手上造成不舒适的感觉。

、动力减振器4调整到100赫，可部分地消除罩体在装设减振

器质量处的振动。振动的全部消除需要装置两个减振器，以使两减振器质量重心的连线垂直刀刃运动方向，而参振（振动由惯性力、反作用力和惯性力矩激发）质量使摆杆-剪刀系统振动。

图11.119 开式冲击减振器。圆环1套在螺栓2上并具有间隙；振动时，圆环1冲击壳体并消耗振动能量。圆环尺寸和间隙大小用经验方法选取。

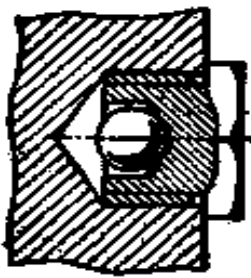


图 11.120

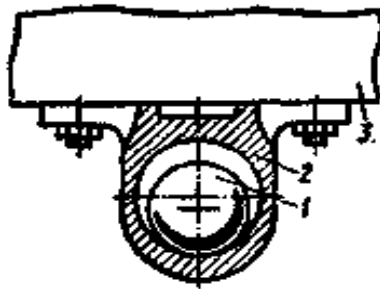


图 11.121

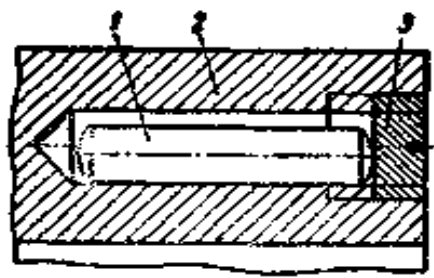


图 11.122

图11.120 闭式冲击减振器。其中滚珠或滚子装在特制的窝中。

图11.121 冲击滚珠减振器。滚珠1装在特制的套圈2中，套圈2固定在参振质量3上。

图11.122 用滚子1作冲击块的减振器。滚子1装在振动体的沉孔中（具有间隙），并用螺塞3封住。

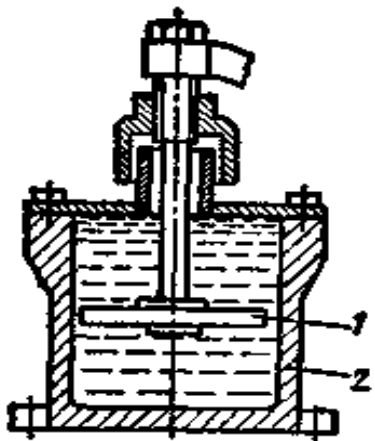


图 11.123

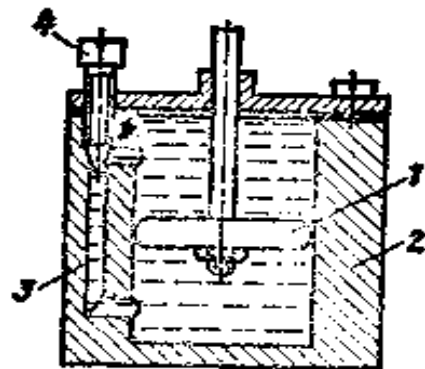


图 11.124

图11.123 自由振动的液体活塞阻振器。当活塞1在油缸2中运动时，液体通过缸壁与活塞之间隙从缸中活塞的一侧流泄到另一侧。经缝隙流泄的阻力使振动消失。阻尼比

$$D = \frac{1.2\pi R^2 \eta l_n}{m\beta\delta^3}$$

式中 R ——活塞半径，
 m 和 β ——可动系统的质量和固有频率，
 δ ——缝隙宽度，
 l_n ——活塞高度，
 η ——工作液体的粘度系数。

图11.124 用毛细管3调节阻尼系数的阻振器（参见图11.123）。毛细管的流通截面用螺旋3调整（1—活塞；2—油缸）。阻尼比

$$D = \frac{\pi^2 R^4}{2m\beta \left[\frac{\pi R \delta^3}{6\eta l_n} + \frac{\pi r^4}{8\eta l_k} \right]}$$

式中 r 和 l_k ——毛细管的半径和长度。

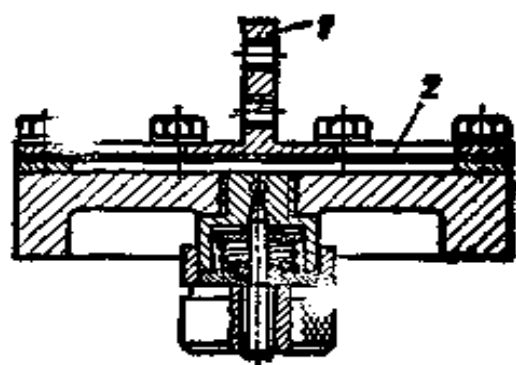


图 11.125

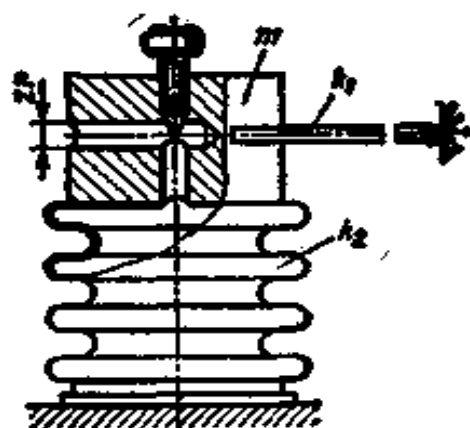


图 11.126

图11.125 有膜片2的空气阻振器。凸耳1用来把阻振器连接在感振构件上。空气阻振器消除了液体阻振器的缺点，因为空气阻振器与振动的环境温度无关。

图11.126 具有波纹节的空气阻振器。带有毛细管(半径 r) 的感振构件质量 m 装设在刚度为 k_2 的波纹节上, 并支撑在刚度为 k_1 的板簧上。

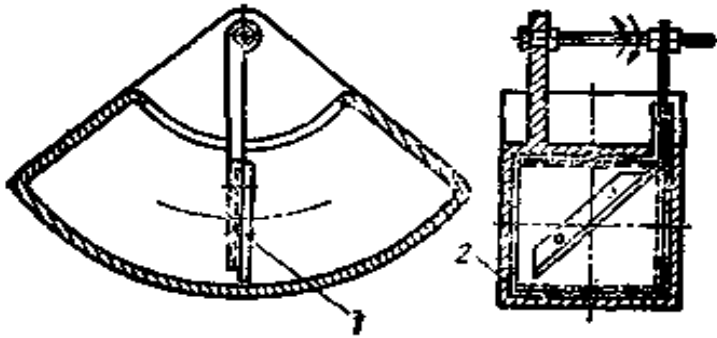


图 11.127

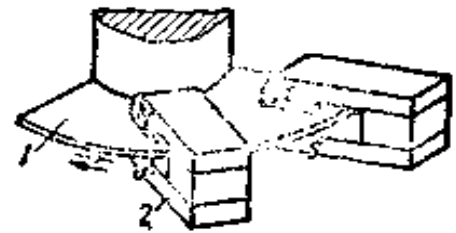


图 11.128

图11.127 空气叶片式阻振器。叶片1与仪器可动部分刚性连接, 并在封闭腔室中自由位移。由于叶片与室壁之间隙很小, 当叶片运动时, 就在叶片两侧产生压力差, 因而产生阻力。保持严格的线性阻尼比较困难。根据经验关系, 阻尼比

$$D \approx \frac{1}{2} \frac{abR}{J\beta} \left(\frac{0.248}{\delta} + 0.169 \right)$$

式中 a 和 b ——叶片的长度和宽度 (厘米);

R ——由轴线到叶片中心的距离;

J ——可动系统的转动惯量;

δ ——间隙, 等于 0.3~1 毫米。

图11.128 电磁阻振器。其工作原理: 金属制扇形板 1 在直流电磁铁 2 的磁场中振动时将产生涡流, 利用涡流与磁场相互作用形成的阻尼来衰减振动。

较小的质量可产生很大的阻尼, 并且阻尼力严格的与可动系统速度成线性关系。

第12章 橡胶件和橡胶金属连接件

近年来,机械的橡胶零件和各种橡胶金属连接的结构,如隔振器、铰链和悬挂、弹性联轴器及减振器等等,取得了广泛的采用。

廿年代所采用的橡胶衬垫,在很多情况下,如高频振动时,对机器未起到有效的保护作用。因而出现了橡胶金属连接,由于橡胶的内摩擦系数很大,所以这种连接在任何振幅时,都具有很好的减振性能。

在现代轻型结构中,由于采用轻合金及高强度合金钢代替了较重的铸铁件,因降低了机器的减振性能,并提高了它对高频振动的敏感性,因此橡胶金属制品的使用就更加必要。

橡胶金属制品用来作为高频振动的消音器、隔音器、代替或补充弹簧的弹性支承件;可做减振器、缓冲-限制器和降低机构构件中动载荷的吸震仪、弹性万向铰链;又可做带局部线位移和角位移的铰链连接的非润滑件,而这种位移消除了摩擦和磨料磨损;还可作为补偿装配不准确及尺寸链误差的元件。

不少情况是橡胶金属连接同时起着一系列的作用。

制作橡胶金属连接时,橡胶固定到金属上的方法具有重要意义。主要采用的方法是热固定法。作法是在硫化胶合过程中,使与金属相接触的橡胶混合物与金属固定。橡胶与金属固定的另一方法,是在高压下借助于黄铜来完成。用硬橡胶与金属固定比一般橡胶好,而一般橡胶固定到硬橡胶上比固定到金属上好,这是借助于树脂胶等来完成的。

在计算橡胶和橡胶金属连接件时,应该了解它们的特点。指出其中几点:

1. 橡胶金属隔振器在相对压缩变形低于50%的情况下工作,因此利用虎克定律可以给出第一级近似的结果。



2. 橡胶隔振器的弹性,实际上取决于橡胶元件的形状和金属零件的结构、金属零件固定到附件上的形式及橡胶自由形变的可能性。已知的情况是,橡胶元件的厚度增加两倍,则其柔度增加四倍,因为元件厚度影响到橡胶自由侧表面的膨胀条件。

3. 橡胶隔振器的非线性刚度取决于振动时的变形速度。因此,不应按静弹性模数 E_0 计算,而应按模数 $E_{\dot{\epsilon}}$ 计算。 $E_{\dot{\epsilon}}/E_0$ 之比的变化决定于橡胶的硬度、振动频率和振幅。

4. 用橡胶金属隔振器隔振了的物体,在有限的位移中具有六个自由度。因此,隔振器的计算首先是对六种可能变形中的每一种及它们的可能组合、单个隔振器——如垫圈、衬套、圆锥体等等做出特性曲线。

5. 橡胶金属连接的寿命实际上决定于固定到金属上的橡胶表面形状及橡胶元件的形状,它们的选择应根据其变形的状态。

目前,橡胶金属连接广泛应用于飞机和汽车制造业中,以及在矿山机械、冶金机械与农业机械中,它们的工作条件是动载荷大、尘土多。这种连接能带来实质性的好处,如降低磨料的磨损,减少噪声和降低动载荷。在冶金和矿山工业中采用大量的振动作用的机器和机构,它们经常出现弹簧、板簧及其它弹性元件的断裂。装在烧结厂上层的混合圆筒成了破坏需要保护的钢筋混凝土楼板的振源。在很多冶金和小五金工厂中存在强烈的噪声,它们来源于钢坯和滚道的碰撞(或出自冷顶锻,特别是自动制钉机),由于有害于生理的作用,使人的劳动变得很沉重。

跟噪声、零件磨料磨损及动力过载做斗争,对冶金厂来说是个特殊问题,在这方面橡胶金属连接会带来很大的好处。

很明显,在所有工业部门中广泛采用橡胶和橡胶金属制品的零件是技术进步的途径之一。

图12.1 橡胶金属支承(正确的)结构。为了防止在橡胶中出现应力集中源,在橡胶固定表面上的金属附件不应有孔口和小槽以及凸台、尖角。在载荷下,橡胶不应超出支承板的边缘。

图12.2 受压橡胶金属件设计不合理之例。与橡胶接触的附

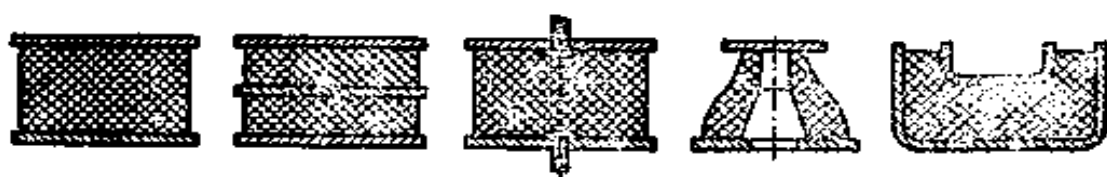


图 12.1



图 12.2

件有尖角和凸台以及直角孔，这些都是产生应力集中的原因。

图12.3 金属件与受拉橡胶连接表面之形状决定橡胶中应力的分布特性：a) —不合理的；b) —表面连接的合理形状。如图所示，为降低橡胶中的应力，橡胶连接形状与其外形应有适当的组合。

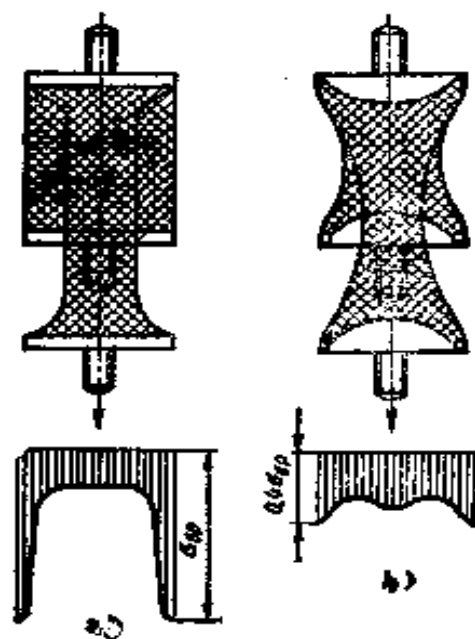


图 12.3

图12.4 受压的橡胶金属隔振器：a) —圆柱实心形；b) —截圆锥形；c) —带孔的；d) —装配形。

轴向孔的存在提高了隔振器的弹性，改善了导热性。装配形隔振器的特点是有高的纵向稳定性，而其刚度在连接新元件后易改变。

图12.5 处于无载和有载状态的有直角孔和椭圆孔的橡胶隔振器。椭圆孔更可取。

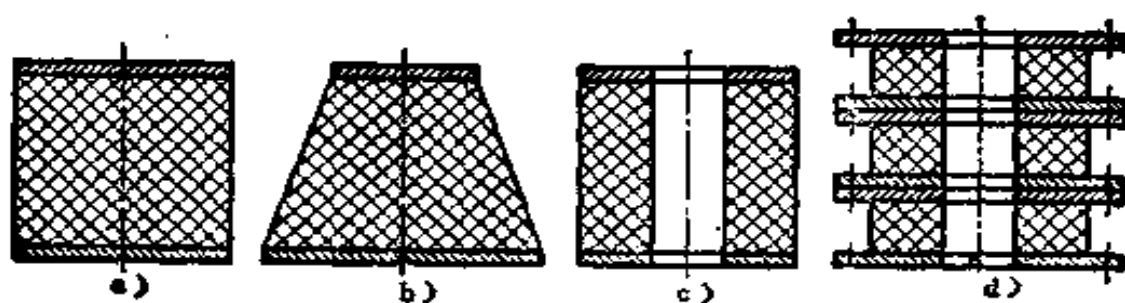


图 12.4



图 12.5

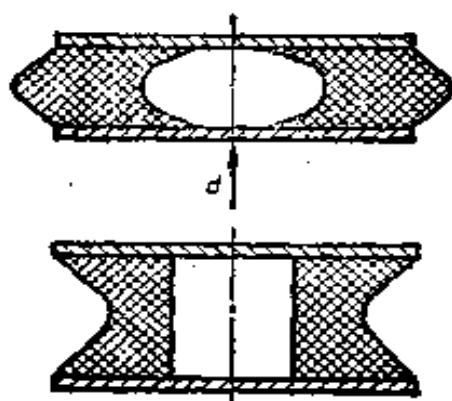


图 12.6

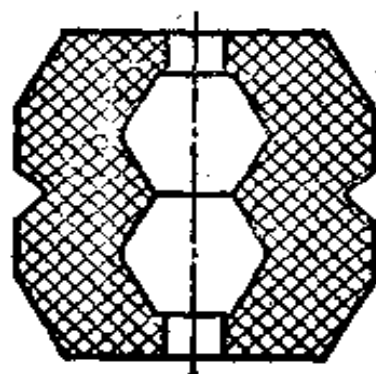


图 12.7

图12.6 用于吸收偶然冲击载荷的隔振器是带圆锥形自由表面和腔室装满沥青的直角截面。很大一部分冲击能量是借助于填料的位移来吸收的。在载荷下，隔振器呈图示状态。

图12.7 用于装在具有垂直和水平振动的设备的空心隔振器。隔振器的横向刚度远小于纵向的，一般用作无基础装置时的弹性支承。

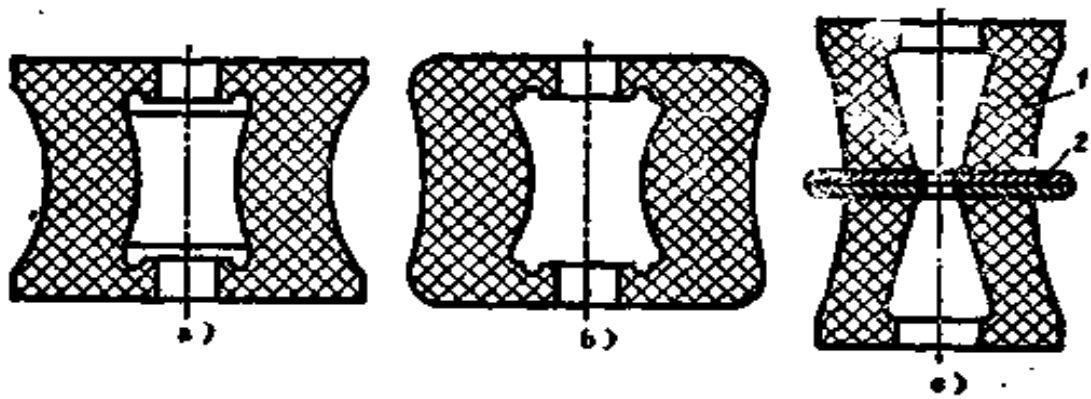


图 12.8



图 12.9

图12.8 用于装在具有明显垂直振动的装置的空心隔振器。图 12.8 a) 和 b) 所示的隔振器, 区别在于其橡胶元件的内外形状。在橡胶锥 1 (图12.8 c) 之间设置金属板 2 时, 隔振器的刚度可能提高。这些隔振器的特点在于其刚度的非线性特性较弱。

图12.9 靠橡胶元件内部规定空腔来减小刚度的仪表振动防护用隔振器。

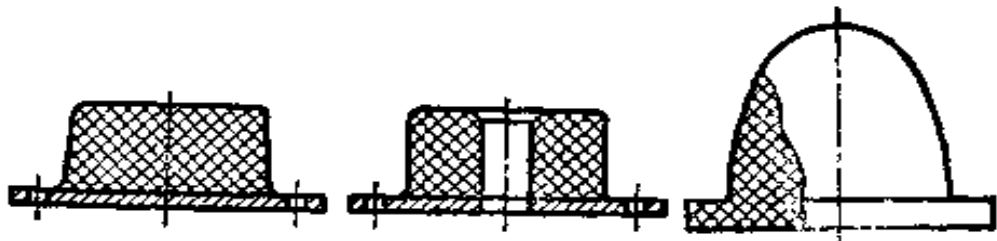


图 12.10

图12.10 橡胶缓冲器结构。呈圆盘或垫圈状的橡胶元件, 硫化胶合到固定用的金属板上。实心橡胶缓冲器制有凸肩, 它用引挂环压紧到支承面上。

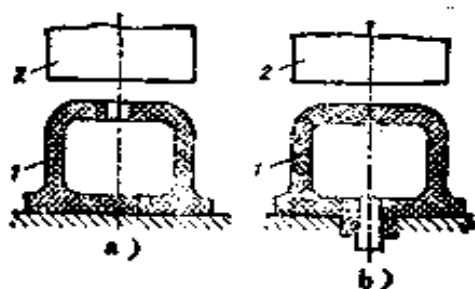


图 12.11

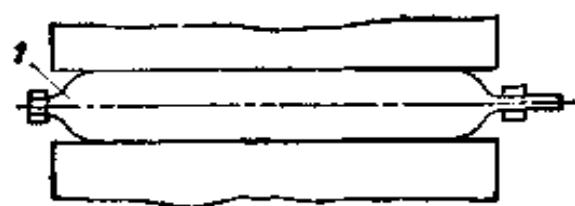


图 12.12

图12.11 带有显著非线性刚度特性的气体缓冲器。对准做成带孔橡胶室的缓冲器1，用支承2给以冲击，则孔闭合，被压入室里的空气形成必要的弹力（图12.11 a）。图12.11 b）所示缓冲器，则预先向腔室里供入压力气体，从而增大了系统的刚度。在机器运行过程中，实际上不可能调整该缓冲器的刚度。

图12.12 橡胶帘布制封闭气包式气枕座1，其所供空气压力可调。用于码头上的千斤顶机构和防冲击装置中，也可用于矿井坑道的加固及其它类似情况中。

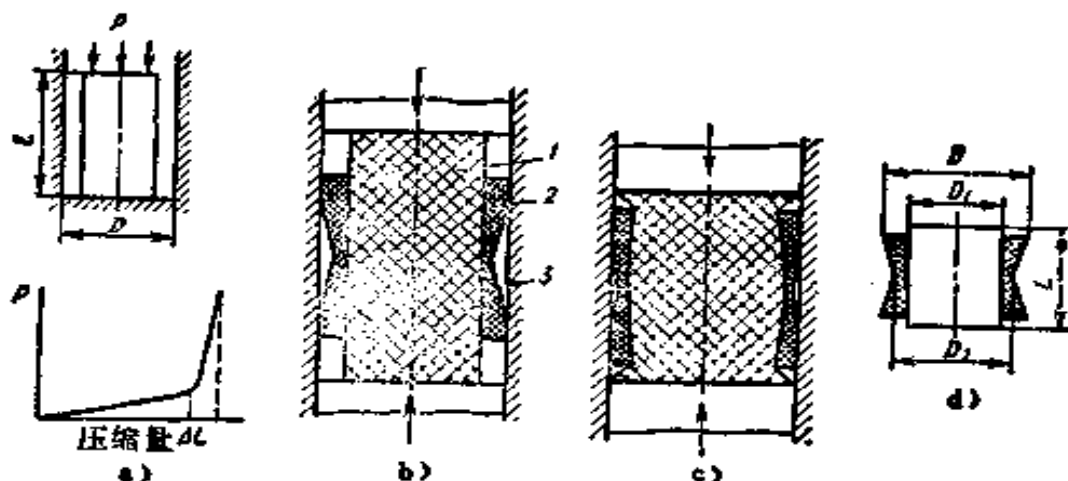


图 12.13

图12.13 飞机雷达用弹性支座简图。受压橡胶缓冲器的特性，从它和壳体贴合的瞬间起，急剧变化（图12.13 a）。

如果在缓冲器1上装个靠在壳3（图12.13 b）壁上的V型橡胶圈2，则刚度特性偏离折线，缓冲器将很好地承受冲击载荷。受载状态的缓冲器示于图12.13 c）上。缓冲器的刚度

$C = \frac{\pi D_1^2 E}{L}$ (图 12.13 d)。推荐 $D_1 = 0.7 D$; $D_2 = 1.12 D_1$ 。E—橡胶的弹性模数。

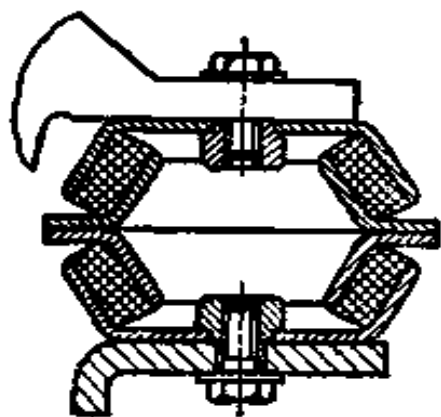


图 12.14



图 12.15



图 12.16

图12.14 两个串联安装的圆锥形橡胶金属缓冲器,大大降低被隔振机械的垂直振动固有频率。

图12.15 受剪和受压的板式橡胶金属支承,其特点是,其减振能力很大。在非受载状态,橡胶垫的侧面呈凹形;在承载状态,凹形曲率减小;而超载时,可能改变符号。

图12.16 由板式支承(见图 12.15)组成的重型橡胶金属支承,呈楔形面。

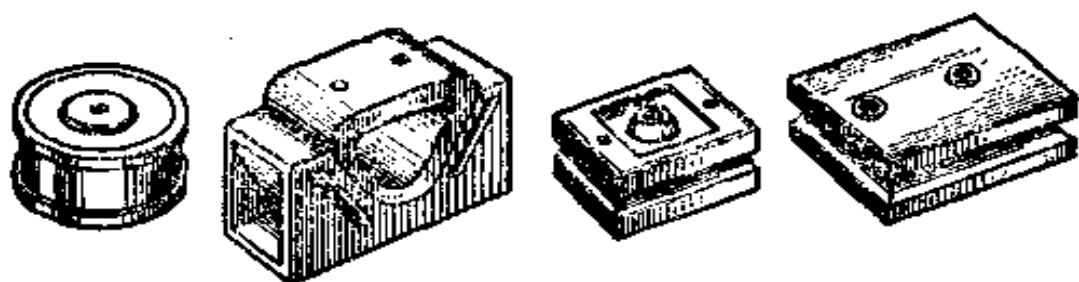


图 12.17

图12.17 弹性橡胶金属支承的不同形式:平板型、圆柱型、V型和组合型。

图12.18 受压橡胶金属支承,在横向变形受限制,并能防油防尘。

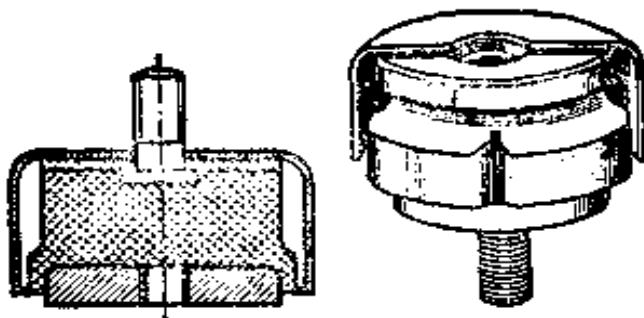


图 12.18

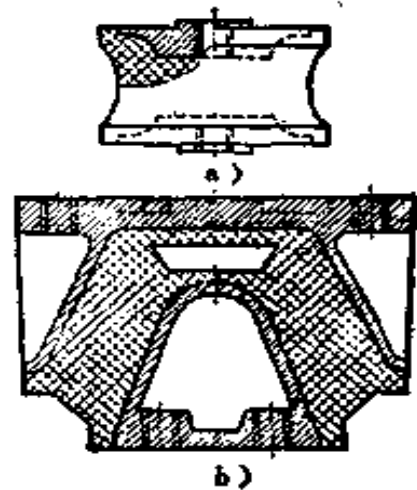


图 12.19

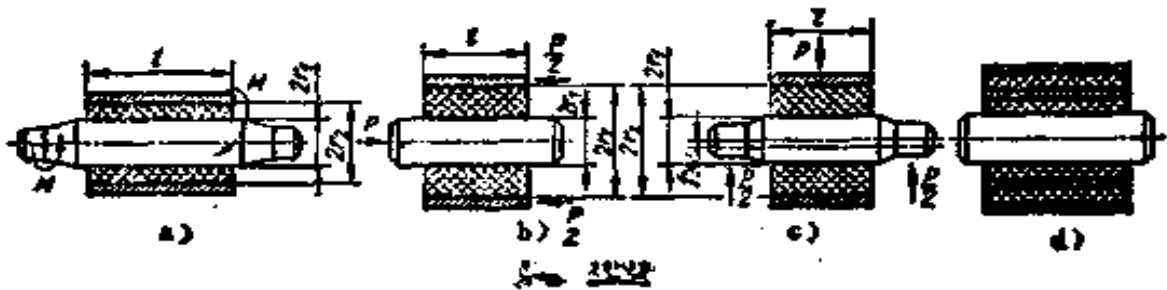


图 12.20

图 12.19 橡胶金属支承。a) 一橡胶元件具有凹形侧面；
b) 一楔形。

图 12.20 做成可拆式连接的橡胶金属铰链（元件之间的连接用压挤法或压缩带切口环套的方法来实现）；或做成不可拆式连接（用联合硫化法使橡胶与金属连接）。

铰链橡胶元件承受扭转（图 12.20 a）；

在橡胶衬套中最大的切应力 $\tau_{max} = \frac{M}{2\pi r_1^2 l}$ ；同轴扭转时铰链的刚度 $C = \frac{4\pi G l r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$ 。

橡胶元件受轴向剪切（图 12.20 b）；当衬套的厚度比较小时，即 $(r_2 - r_1) < l$ ，则最大的切应力和轴向刚度可按下式计算

$$\tau_{max} = \frac{P}{2\pi r_1 l}, \quad C = \frac{2\pi G l}{l \ln \frac{r_2}{r_1}}$$

橡胶金属铰链承受径向力 (图 12.20 c)；

$$\text{当 } \frac{l}{r_1 + r_2} > 6 \text{ 时, 铰链的径向刚度 } C = \frac{3}{2} \pi G l \left(\frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \right)^2。$$

带双层橡胶衬套的铰链 (图 12.20 d)；由于铰链的径向刚度与橡胶元件厚度的立方成反比，如用金属衬套将它分割，则与两倍厚的单铰链相比，可得到增四倍的径向刚度。同轴扭转时两个铰链的刚度相互间区别很小。

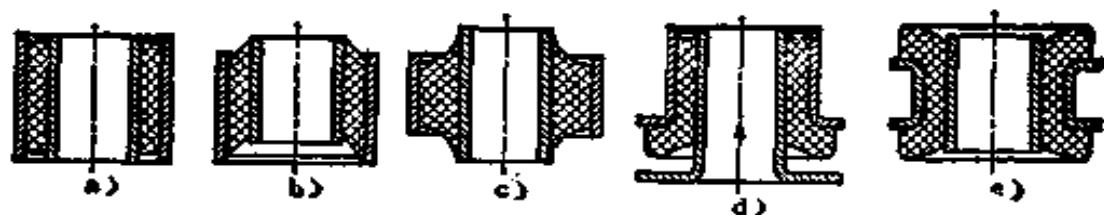


图 12.21

图12.21 橡胶金属衬套-隔振器。 a) 一带凸形端； b) 、 c) 一带圆锥端和双曲线端； d) 、 e) 一带台肩。

如果衬套不是固定到附件上，而是压配的，则衬套 a 端做成凸形。当单面轴向载荷作用时，衬套 b 能在剪切作用下，降低拉伸应力。在轴向剪切时，衬套 c 的特点是所有点上的应力相等。衬套 d 和 e 是从台肩支承到接合件后，其刚度大大增加，并且是变化的特性。

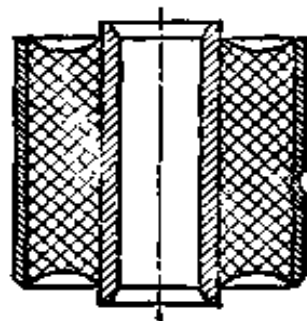


图 12.22

图12.22 允许平行和轴向位移的橡胶金属衬套，也同样允许内金属衬套相对外套有小的转动。轴向的连接刚度比径向的小很多。对尺寸为 18×40 、 $l = 42$ 的衬套，允许衬套轴线的偏角为 3° 以下、扭矩 2.5 公斤力米时的转角可到 13° 、用 400 公斤力的平行位移可到 0.6 毫米、用 110 公斤力的轴向位移可到 2.1 毫米。应用于缓冲冲击载荷间隙变号时减少噪声以及减少在灰尘环境中工作的零件磨损和补偿安装误差等等。

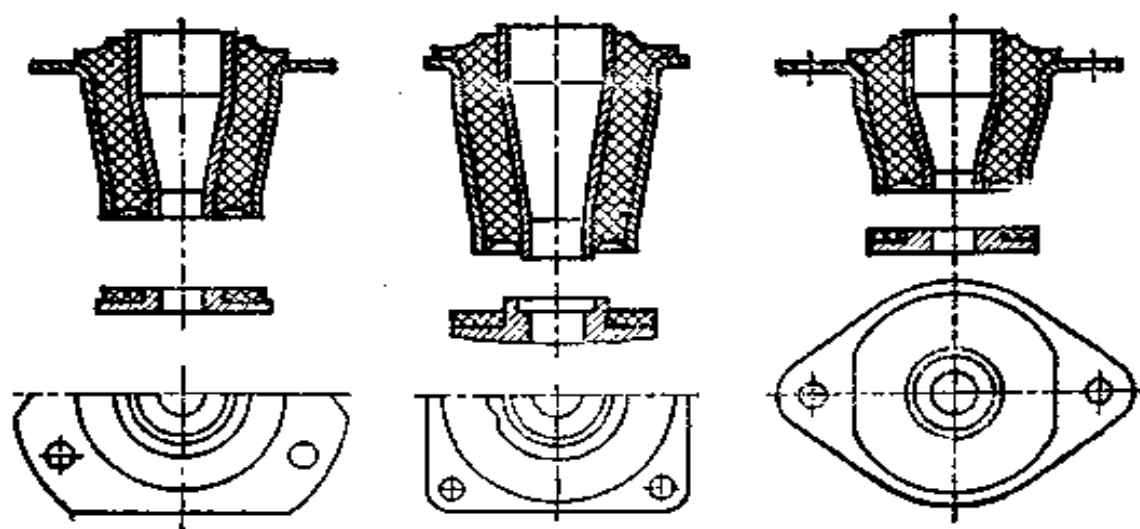


图 12.23

图12.23 橡胶金属衬套以不同的法兰结构来承受径向和轴向载荷。必要时，衬套可以装上辅助用薄片——限制器。轴向力在橡胶中引起压缩和剪切，而径向力只引起压缩。

图12.24 多层金属橡胶衬套(参见图 12.23)。

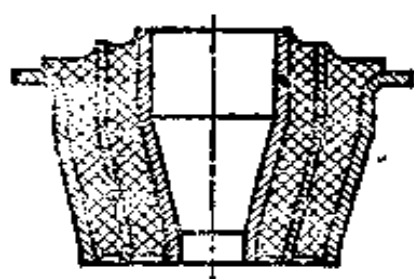


图 12.24

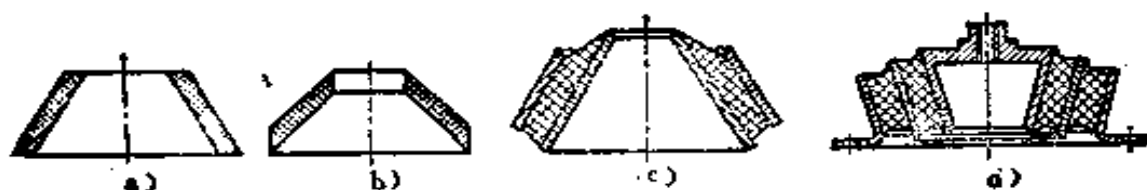


图 12.25

图12.25 橡胶金属圆锥形隔振器。圆锥橡胶元件一般作成等厚壁：a) 一平面橡胶端；b) 一圆柱形橡胶端；c) 一带附件的单层隔振器，锥形端橡胶应力是均匀的；d) 一双层隔振器，锥体带有硫化附件。

图12.26 用于消极隔振和消除噪音的高弹性橡胶金属支承。

图12.27 承受相反方向轴向力作用的橡胶衬套。

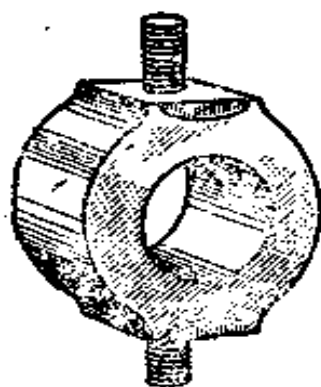


图 12.26

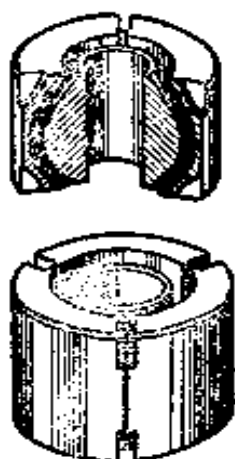


图 12.27

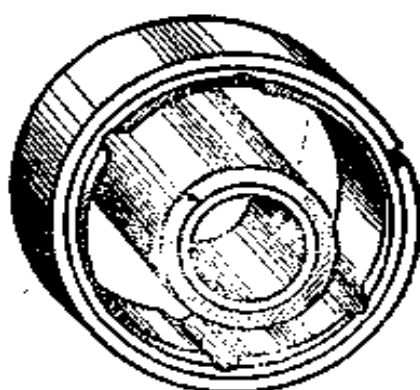


图 12.28

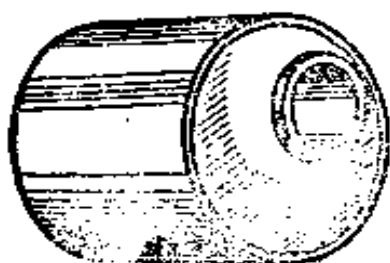
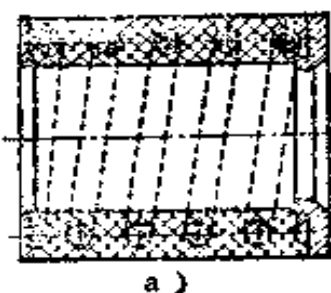
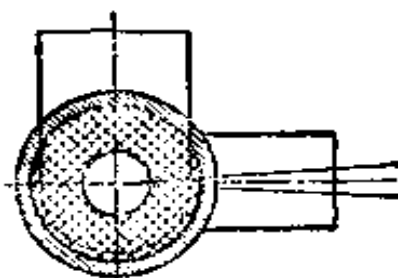


图 12.29

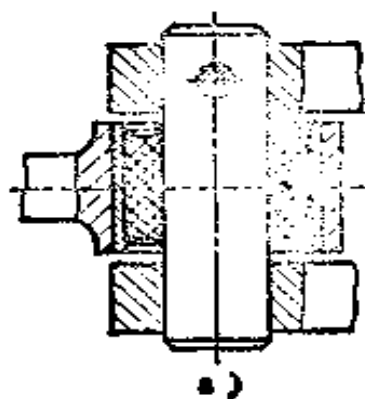


a)

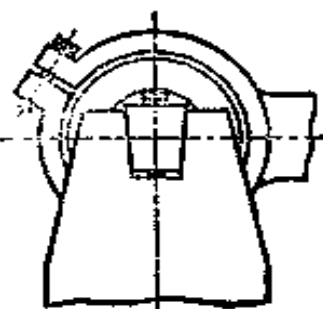
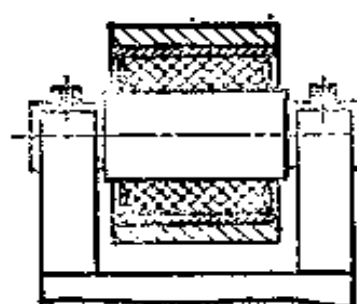


b)

图 12.30



a)



b)

图 12.31

图12.28 允许有限转动的橡胶金属衬套,其特点是在一个方向柔度很小,而在其垂直方向则很大。

图12.29 小汽车前端弹簧悬挂结构用的橡胶金属偏心衬套-隔振器。

图12.30 用钢制弹簧作骨架的橡胶金属衬套 (图12.30 a)

及用它做弹性铰链的简图（图12.30 b）。该衬套在轴向的刚度小，在径向较大。

图12.31 带销轴的橡胶隔振衬套用作附件的内部零件。在位移较小时，衬套起无摩擦件弹性铰链的作用。图 12.31 a) 示出销轴与其偶合件用销钉的固定连接，图 12.31 b) ——用楔子的固定连接。



图 12.32

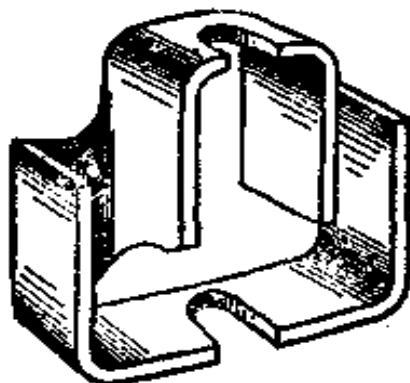


图 12.33

图12.32 弹性橡胶金属托架。

图12.33 双U形橡胶金属支承，它允许有垂直和水平方向的位移以及绕垂直轴的有限转动。可以用来安装譬如离心机，这时转子由于物料装载不均匀和不确定而要求平衡的问题就不存在了。

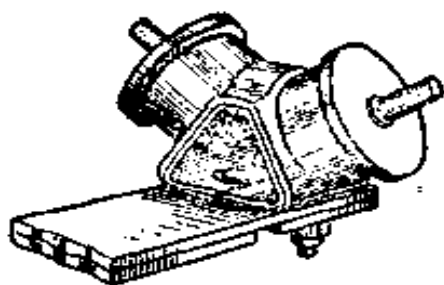


图 12.34

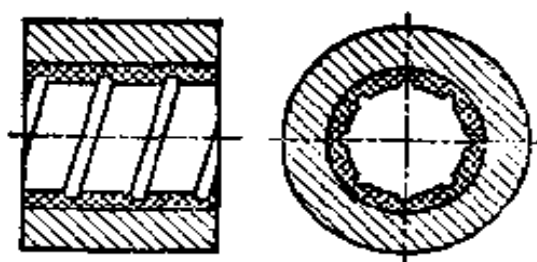


图 12.35

图12.34 带两个有倾角衬垫的复合式楔形橡胶金属隔振器，用于小汽车后端弹簧悬挂的结构中。支承具有六个自由度，一般用作降低噪声和激振方向不定时机器的振动防护。

图12.35 橡胶金属轴承。橡胶轴套具有用水冷却和润滑的螺旋槽。槽的尺寸和形状取决于工作条件、橡胶的硬度及轴套的厚度，并用试验法选择。槽数决定于轴径和单位载荷，一般为四的倍数（8、12、16、24、32、36）。在水轮机制造中，当轴径为1500毫米时，槽数取为32、36。在圆周速度大时采用更为有效。

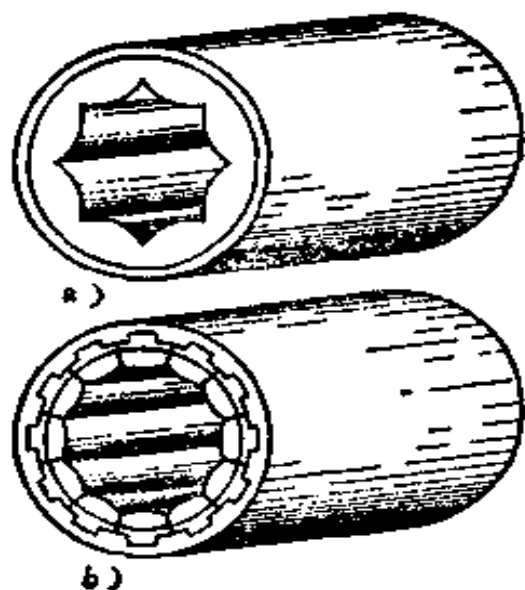


图 12.36

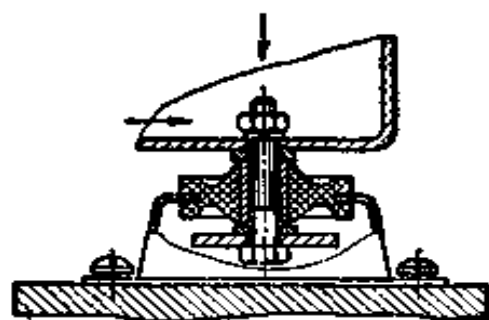


图 12.37

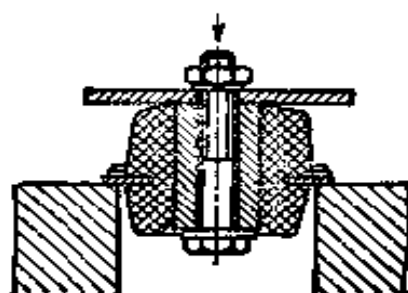


图 12.38

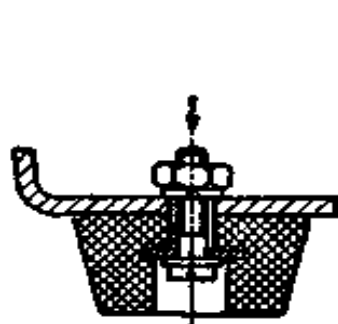


图 12.39

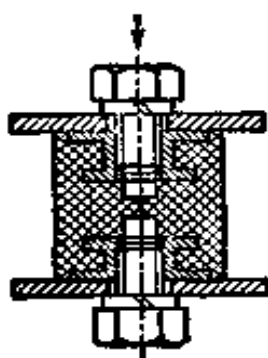


图 12.40

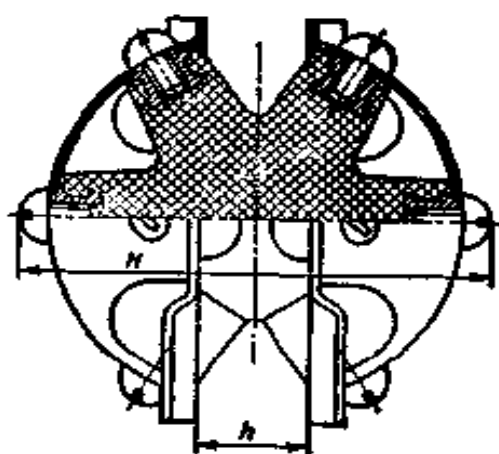


图 12.41

图12.36 用于小功率水轮机上的橡胶金属轴承套：a) 一在黄铜衬套表面加上硫化橡胶套，沿其圆周有弓形凸起。弓形间的

凹进处形成槽。润滑和冷却用水流经此槽；b) 一燕尾形嵌接的装配式橡胶金属套。由于它们加工复杂而应用较少。

图12.37 仪器消极隔振用的盘式橡胶金属隔振器的结构。它的刚度在水平方向约为垂直方向的两倍。隔振器的振动强度很小。

图12.38 带加强橡胶元件的橡胶金属隔振器。

图12.39 支承式橡胶金属隔振器。

图12.40 小型橡胶金属杆式隔振器。

图12.41 喷嘴式橡胶金属隔振器。其刚度在垂直和水平方向一样。隔振器的额定载荷：拉伸——8公斤力，压缩——10公斤力，剪切——6公斤力，尺寸—— $H = 52$ 毫米及 $h = 14$ 毫米。

标准温度时，保证振动防护：振幅小于1毫米时，激振频率为15~20赫。

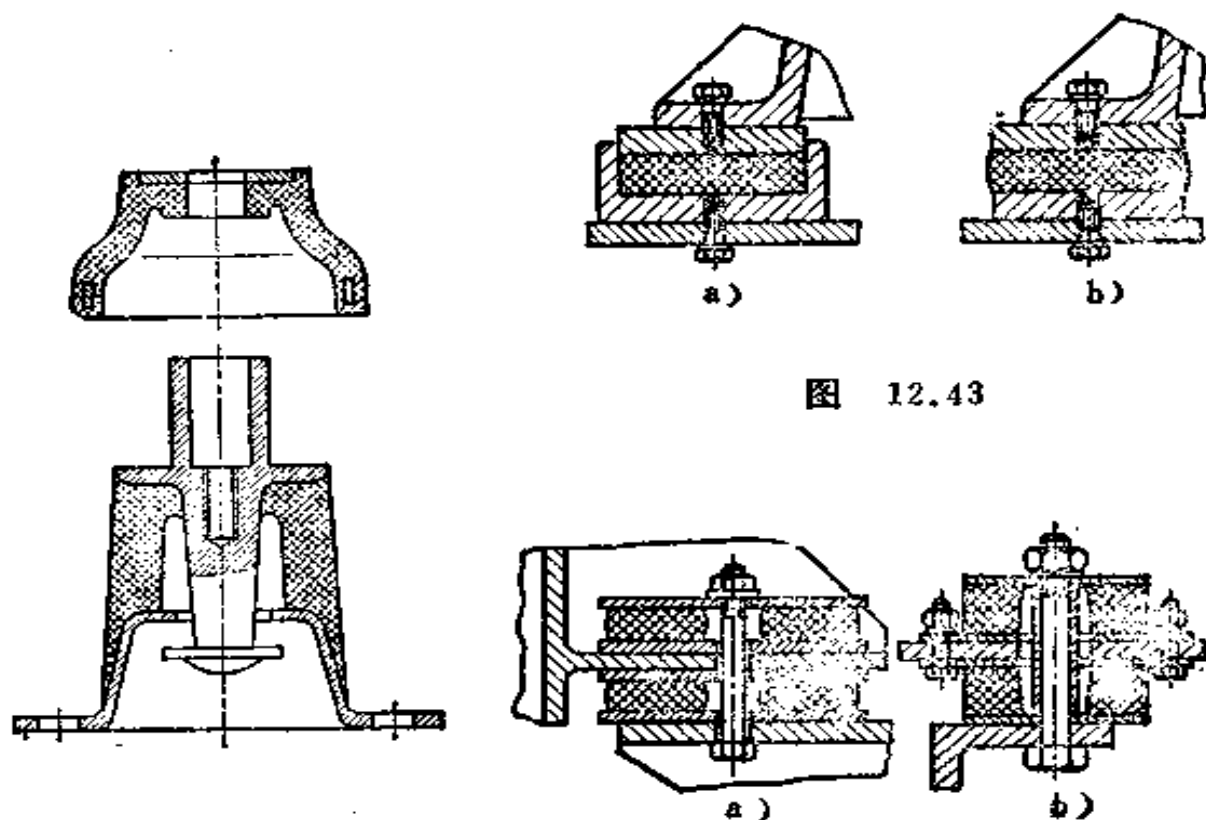


图 12.42

图 12.44

图12.42 承受拉伸、压缩和剪切作用的橡胶金属支承备有在拉伸冲击下的限制器。

图12.43 橡胶金属支承的结构。a) 一不合理的弹性支承

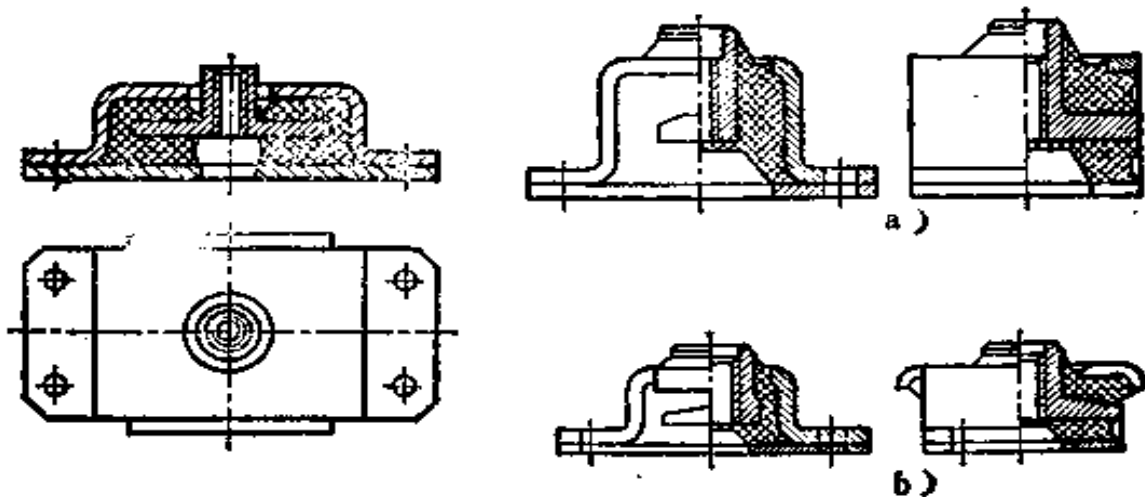


图 12.45

图 12.46

结构例。橡胶元件受到金属外壳的限制，受载时形状不变化，因此它的隔振能力为零；b)一正确的支承结构例。

图12.44 用于变号载荷的预压紧橡胶金属支承的结构，其中两个橡胶元件受压；a)一橡胶元件的压紧不受限制；b)一压紧由规定尺寸的衬套所限制。

图12.45 用于重型发动机的橡胶金属隔振器的结构。内部附件是带支承法兰的有光滑轮廓的冲压件。外部附件留有孔，以便往支架上固定。

图12.46 船用耐油橡胶金属隔振器的两种形式——无挡板式（图 12.46 a）和有挡板式（图 12.46 b）。当橡胶元件破坏时，能够防止金属件腐蚀和隔振器从基础上撕脱。

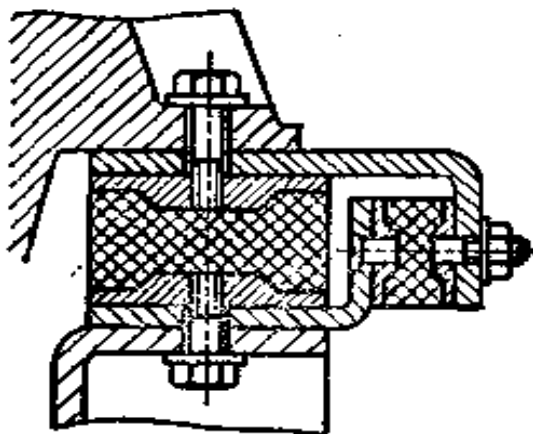


图 12.47

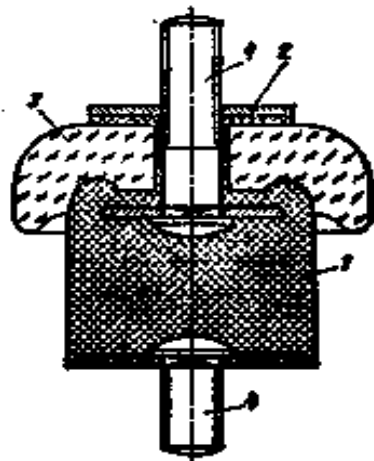


图 12.48

图12.47 带侧面缓冲的橡胶金属支承结构。

图12.43 弹性橡胶金属瓷制绝缘器, 在这里成功地利用了橡胶的绝缘特性。排除了由于绝缘器表面潮湿和有灰尘而漏电的现象: 1—橡胶元件; 2—金属元件; 3—瓷盘; 4—固定绝缘器用的螺钉。

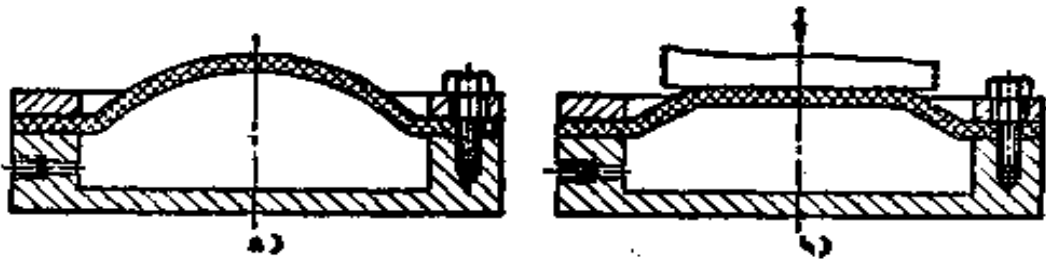


图 12.49

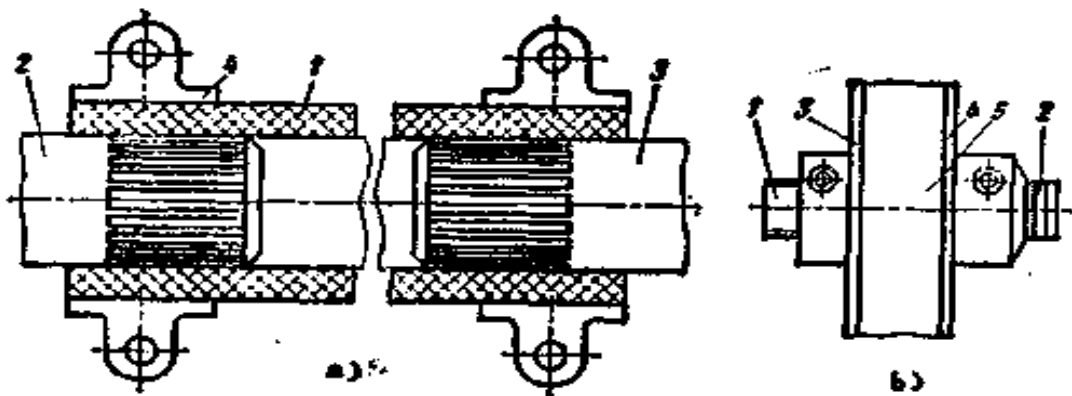


图 12.50

图12.49 带橡胶外壳的气动弹性连结, 允许在机器运行中调整其刚度: a) —在用移动挡铁使外壳变形前, 无固定中心; b) —用挡铁后同样如此。挡铁接触到外壳和从外壳离开, 伴随着的是橡胶的摩擦和发热, 从而使其很快失效。应用在偶然加载或不常加载时。

图12.50 带橡胶元件的弹性轴系: a) —轴2和3 (带搭板), 借助于橡胶管1尾部连接, 该管的端部由夹子4拉紧; b) —轴1和2的端部装有钢制圆盘3和4, 在其端面硫化上橡胶圆盘5。

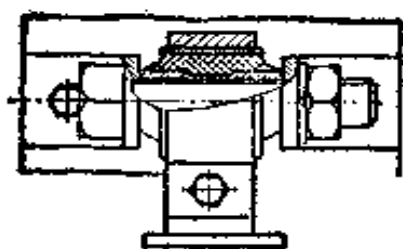


图 12.51

图12.51 轴套用于悬挂铰链的实例。

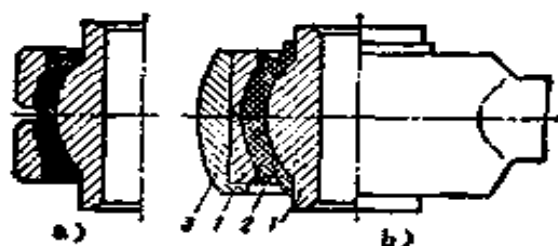


图 12.52

图12.52 由球形金属件 1 组成的橡胶金属球形铰链, 在金属件间带有硫化橡胶层 2, 其厚度限制角位移。铰链允许较大的径向载荷。在图 12.52 a) 上示出装配前的铰链; 图 12.52 b) 上示出是顺导向槽压入到金属环之后, 由此橡胶得到预紧 (3—连杆头)。

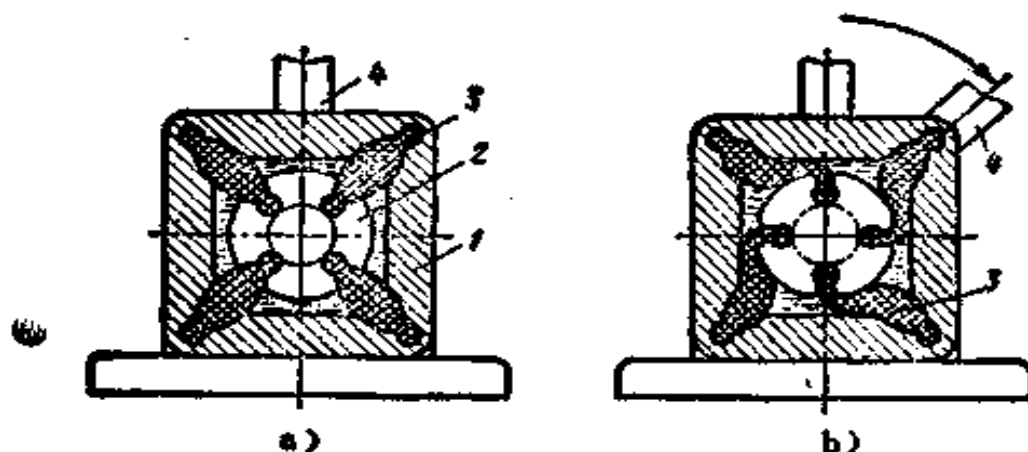


图 12.53

图12.53 为消除带有陡震和冲击的非定常振动的复合式隔振器。壳体 1 (图 12.53 a) 借助于橡胶垫块 3 与转子 2 相连。当用杠杆 4 (图 12.53 b) 转动转子时, 垫块变形, 其刚度增加。隔振器减振能力的提高取决于通过节流孔的油的粘度。

图12.54 有非线性刚度特性的锥形橡胶金属隔振器。在具有环形槽的橡胶元件 1 上用硫化连结金属衬套 2 和板 3。

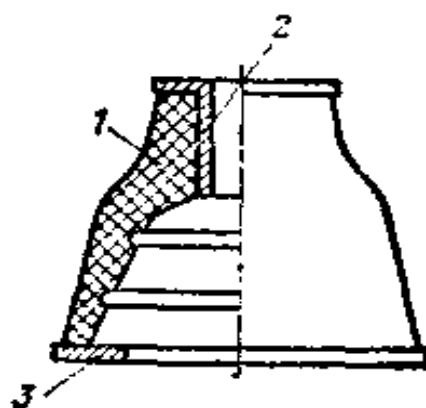


图 12.54

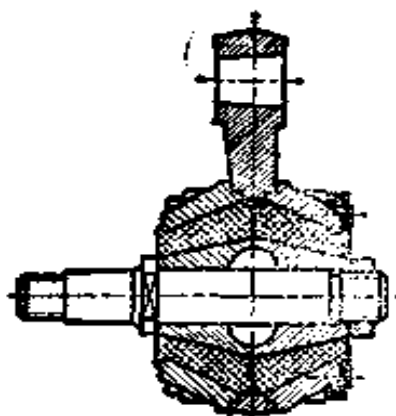


图 12.55

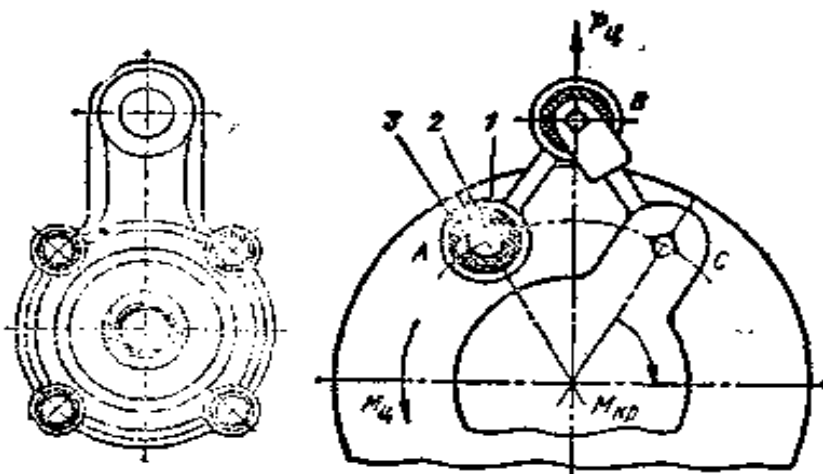


图 12.56

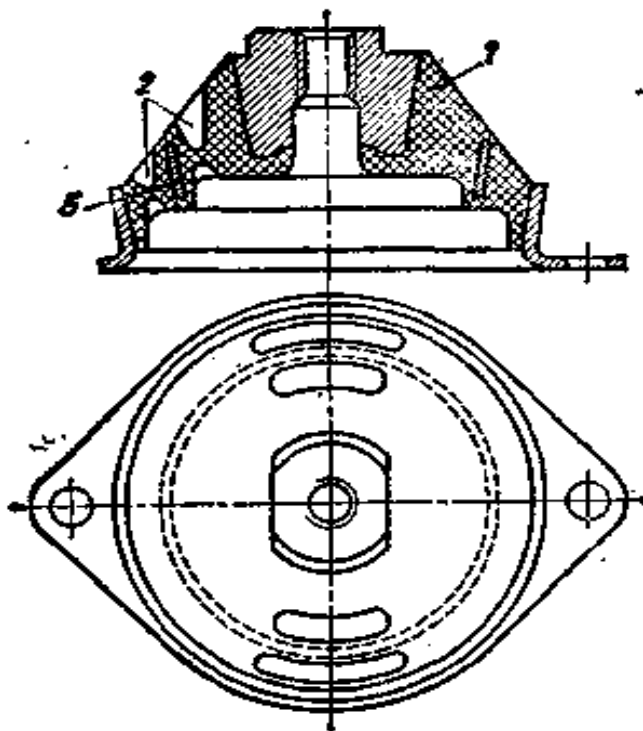


图 12.57

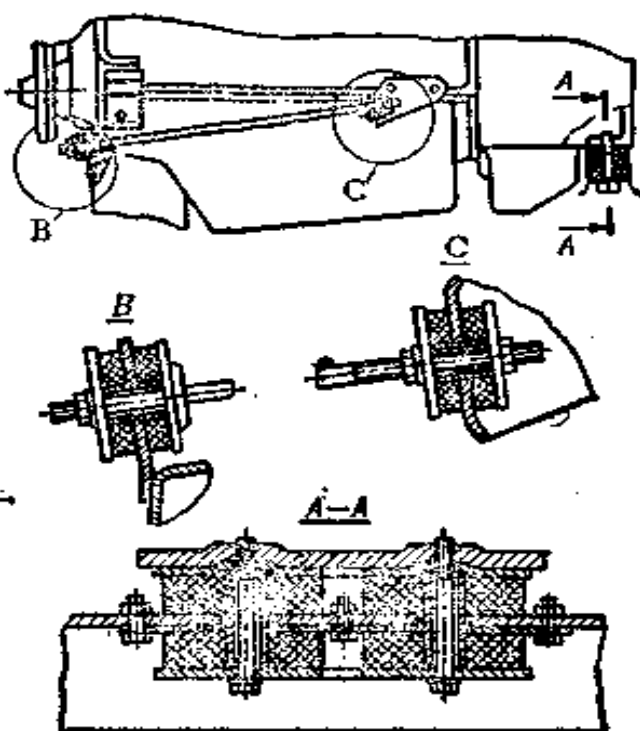


图 12.58

图12.55 载重汽车后桥悬挂用的带双锥的橡胶金属铰链。它的特点是在径向的刚度大，在轴向容易变形，允许较大的偏扭角和较小的倾斜角。

图12.56 带橡胶金属铰链的离心式联轴器简图。它能在轴的不同心度很大时，保证联结件的可靠工作。选择粘贴（硫化）在套环1和铰链轴2上的橡胶衬套3的扭曲值时，可以改变联轴器

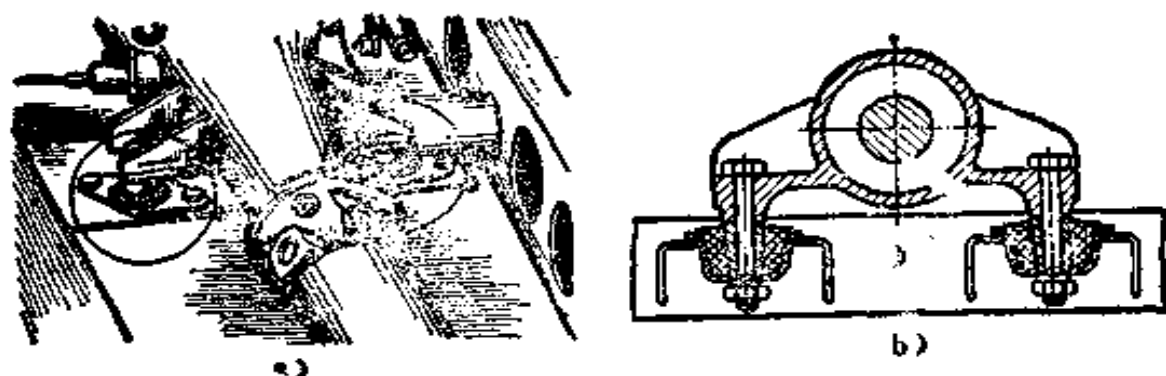


图 12.59

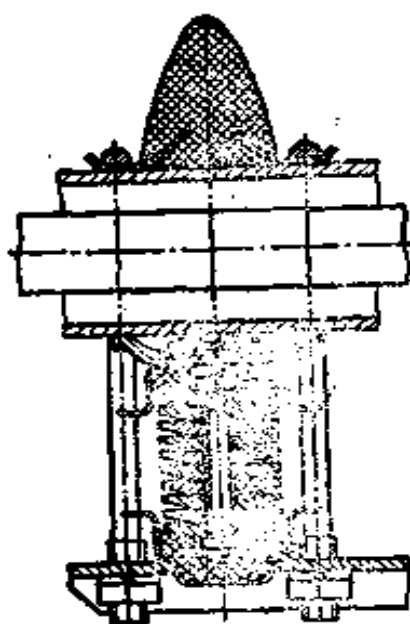


图 12.60

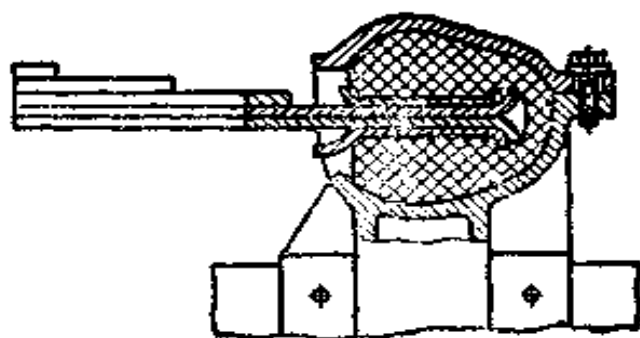


图 12.61

的柔性。开动时，扭矩只取决于铰链的弹性力，然后随转速的增加，出现了构件的离心力 P_u ，铰链卸载，在稳态工况下，所传递的力矩 M_{kr} 被离心力力矩 M_u 和铰链 A 和 B 的弹性力矩 M_m 所平衡。

图12.57 轻型汽车发动机用橡胶金属隔振器的结构。大厚度橡胶元件 1 带有缺口 2 和中间环 3，它能承受剪切和压缩，并能降低噪声。切口 2 可在所希望的方向上降低隔振器的刚度。

图12.58 M-20型汽车发动机悬挂在三个橡胶金属隔振器的部件结构，其中两个前面的（部件 B 和 C ）倾斜装配着，后面的部件（见剖面 $A-A$ ）是水平的。

图12.59 橡胶金属支承用作汽车发动机的弹性摇臂悬挂的

实例： a) 一外形； b) 一支承结构部分剖面。

图12.60 板簧固定到带橡胶缓冲-限制器的 M-20 型汽车后桥上的部件结构。

图12.61 ЯА3-200 型汽车前板簧端部用球形橡胶接头固定的部件结构。

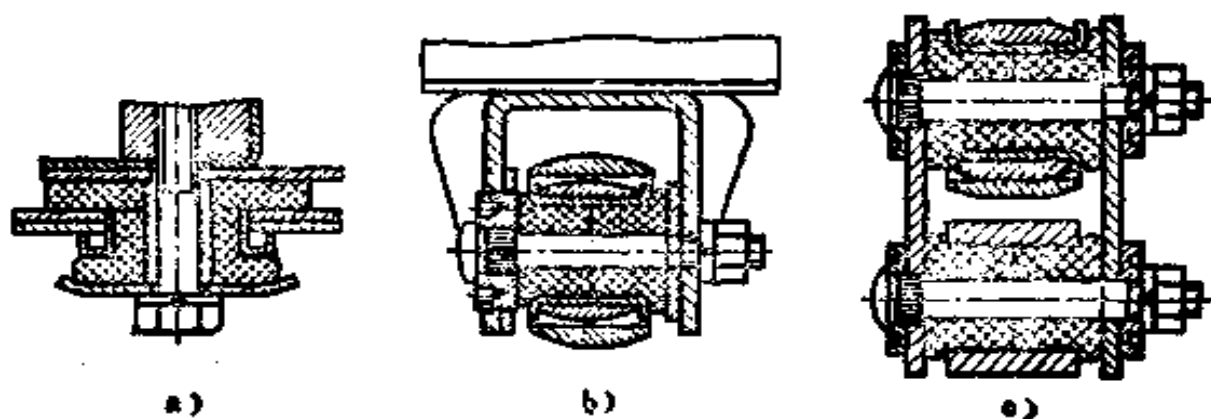
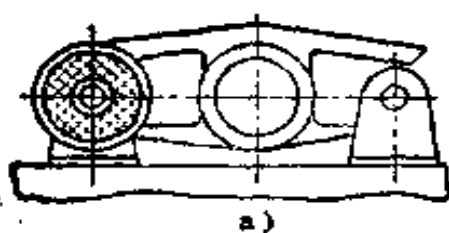
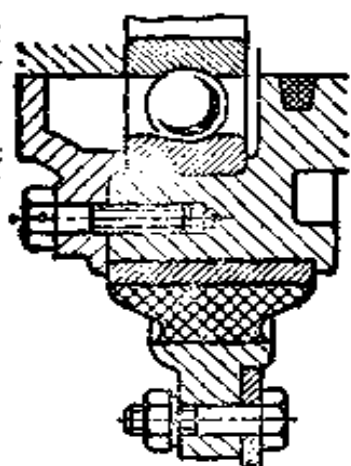


图 12.62



a)



b)

图 12.63

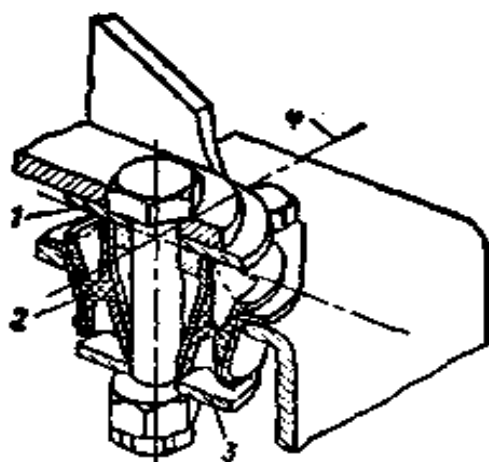


图 12.64

图12.62 隔振套筒固定在 M-20 型汽车的悬挂部件中： a) 一前悬挂部件； b) 一板簧端部的固定； c) 一板簧固定在耳环上。

图12.63 用在汽车万向轴中间支承结构中的橡胶金属铰链：
a) 一由两个橡胶套支承的平衡摇臂； b) 一支承万向轴的滚珠轴承与壳体一起装在套中，此套是橡胶金属铰链的一部分，它用其外法兰固定在支架上。

图12.64 带侧切口和限制器 1 和 3 的发动机锥形橡胶金属支承 2 剖切。当冲击时，切口和限制器就起作用。橡胶元件的特点是水平方向的刚度大，相比之下，垂直方向的刚度就小，这就使悬架具有很好的缓冲性能。轴线 4 平行于发动机的纵轴。

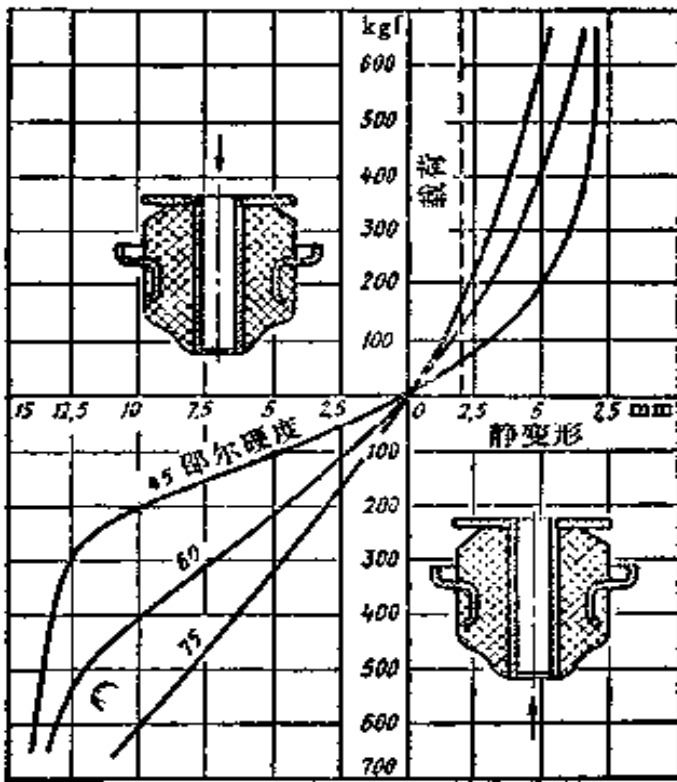


图 12.65

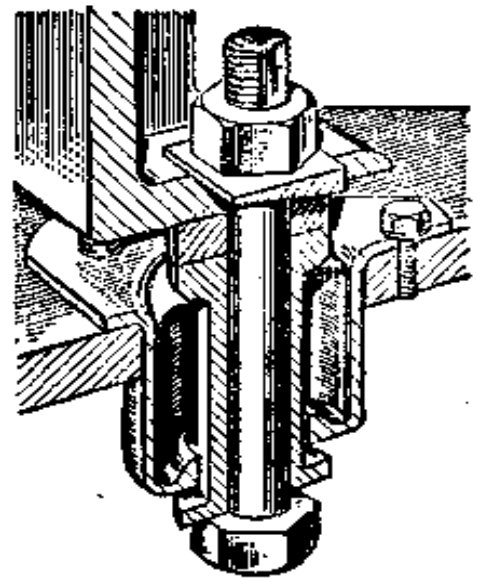


图 12.66

图12.65 用于汽车驾驶室的橡胶金属隔振器的结构和特性。作成带限制器的大弹性轴衬型隔振器，具有准折线刚度特性，它能使被隔振物体防冲击。

图中示出橡胶隔振器的弹性特性，其硬度按邵氏为45、60、75。

图12.66 套筒式橡胶金属连接件。这种结构主要用于重型冲压机、高速发动机等机器上，用以隔振。

图12.67 电车车厢（车架部分）发动机 2 的弹性悬挂结构简图，它借助于两个同心并预拉紧的圆锥式橡胶金属元件。图12.67

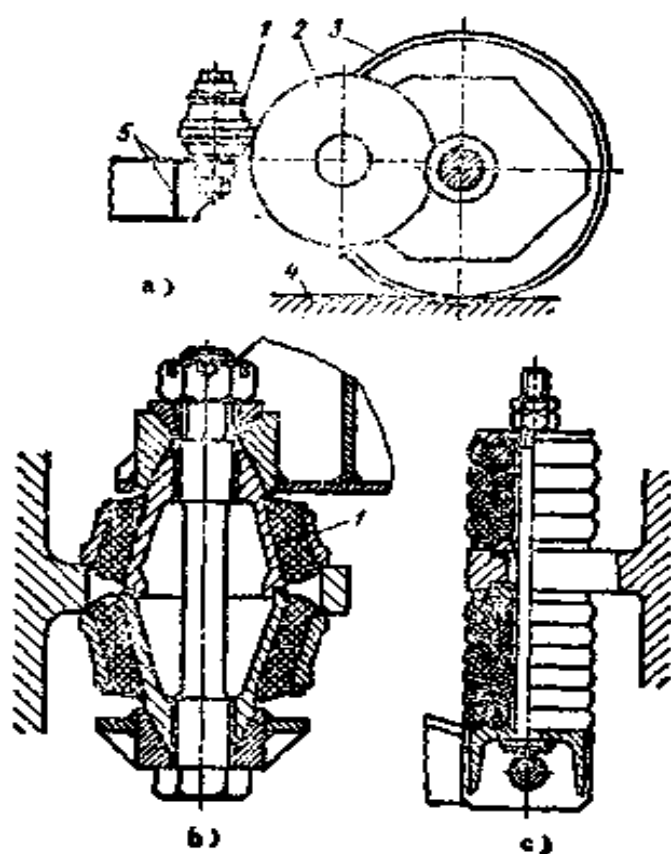


图 12.67

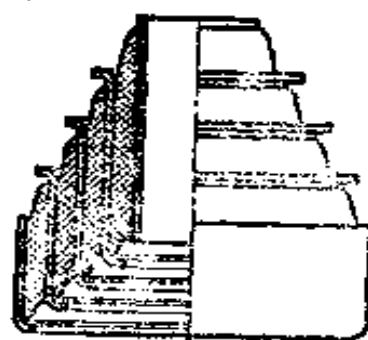


图 12.68

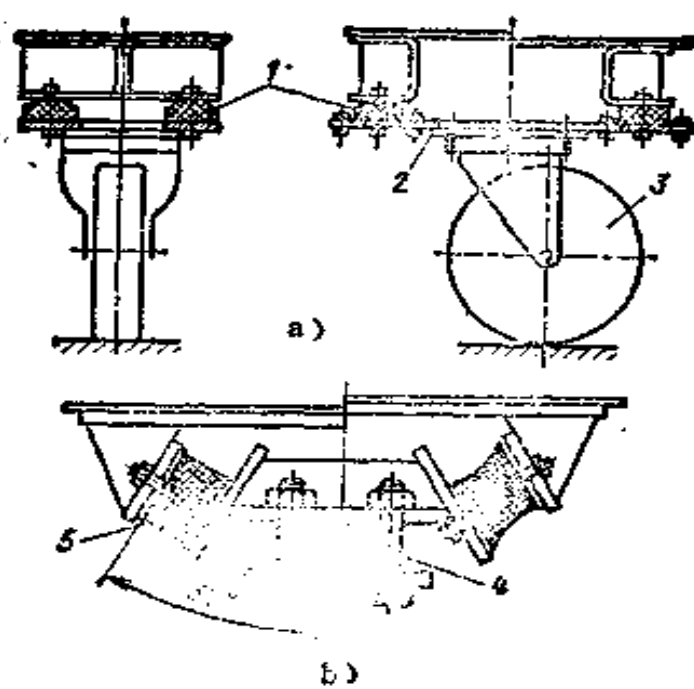


图 12.69

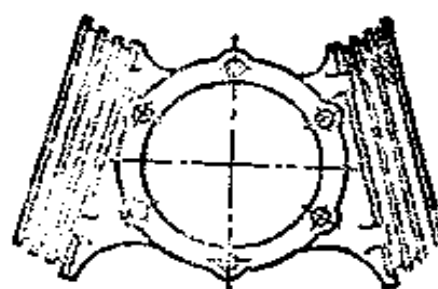


图 12.70

a); 3—车轮; 4—轨道; 5—车架。在图 12.67 b) 上示出隔振器的剖面; 在图 12.67 c) 上示出由环形橡胶元件组成的悬挂方案; 在改变环数和橡胶硬度时悬挂的刚度可以改变。与图 12.67 b) 所示之隔振器相反, 弹性悬挂不能承受水平载荷。

图12.68 电车的橡胶金属隔振器结构。隔振器橡胶套的长度随其直径的减小而增加, 保证了橡胶不同层中的剪应力相同。附件的薄衬套和隔振器的圆锥形体给橡胶金属连接以稳定性, 并几乎消除了橡胶的弯曲。

图12.69 用于手推车的橡胶金属悬架。轮子 3 (图 12.69 a) 由四个隔振器 1 支承, 它们位于车架 2 的每个角上。

推车双轮轴 4 (图 12.69 b) 由倾斜装置的隔振器 5 支承。悬架的纵向刚度大于横向的; 悬架的特点是载重量大, 允许很大的垂直挠度和在水平面对冲击有好的缓冲作用。

图12.70 铁路机车车辆轴箱的三排板式橡胶金属隔振器, 是由串连的板式隔振器组成。

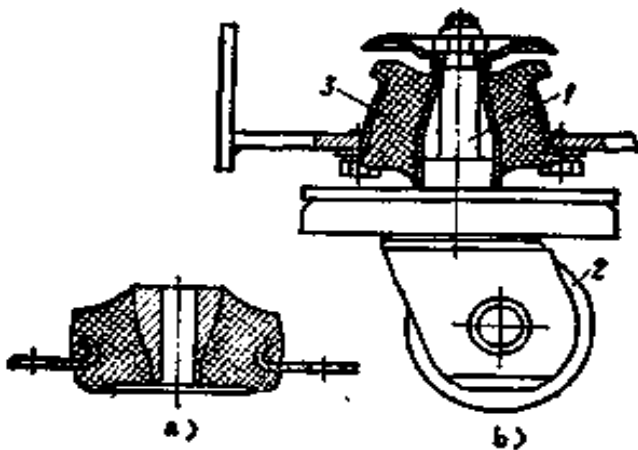


图 12.71

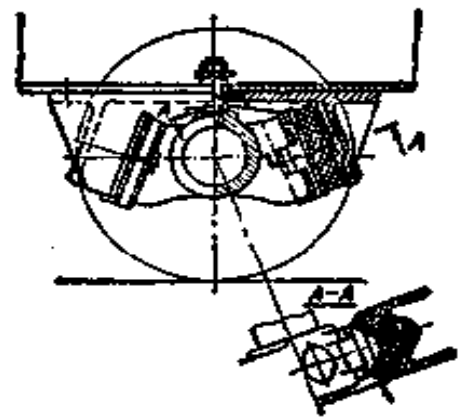


图 12.72

图12.71 电动小车非驱动轮轴用的橡胶金属隔振器。轮 2 的回转轴 1 (见图 12.71 b), 借助于橡胶金属隔振器 3 固定在悬架上。该隔振器具有较大载重量并在水平面的各方向刚度相同, 垂直方向上的刚度小。在图 12.71 a) 上示出隔振器的另一方案。

图12.72 能承受各方向载荷的矿车轮轴的人字形橡胶金属悬架。

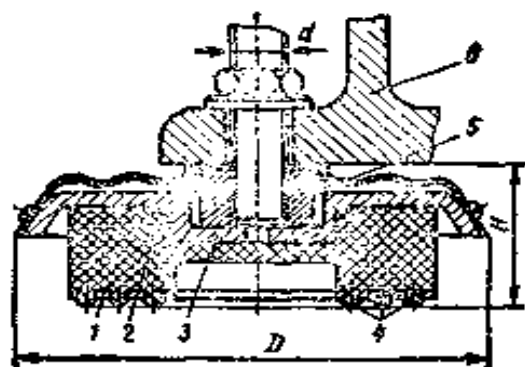


图 12.73

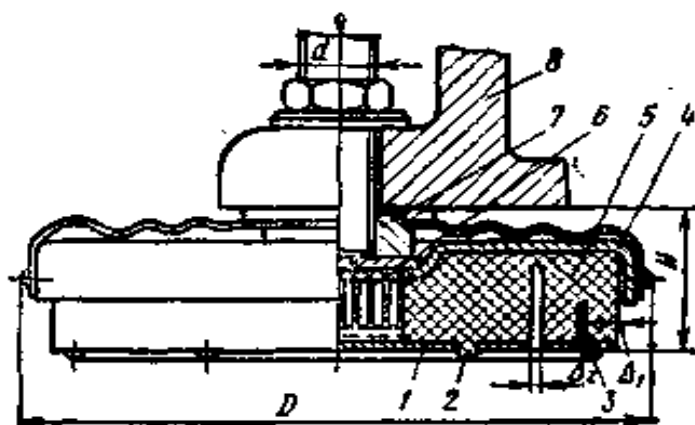


图 12.74

图12.73 OB-30型隔振橡胶金属支座。质量10~15吨以下的所安装机械的刚性机座6通过安装高度(自8到25毫米)的调节器5和隔振器的上盖3支靠在耐油橡胶制的橡胶元件2上,该元件在底部有盖1和环形摩擦凸缘4,它能保证与地面有好的附着性。在OB-30支座上,可进行多种型式机械设备的无基础安装,如金属切削机床,曲柄压力机等等。支座的使用期限不小于10年。

支座的尺寸: $D = 105 \sim 180$ 毫米, $H = 43 \sim 50$ 毫米, $d = M12 \sim M20$ 。

当载荷在5000公斤力以下时,垂直振动固有频率 $f_s \geq 11$ 赫,振动减幅率 $\delta = 0.6 \sim 0.7$ 。垂直刚度比纵向刚度大1.5~3.0倍。

图12.74 金属切削机床科学研究所(ЭНИМС)设计的OB-31型等频隔振橡胶金属支座,支座中刚度与载荷成正比增加。机座8方面来的压缩载荷通过高度调整器7加到带摩擦凸块2的上底4和下底1上。在它们之间装着带内切口(缝隙 Δ_1)和刚性筋3的橡胶弹性元件5。随压缩载荷的增加,橡胶膨胀,缝隙 Δ_1 和 Δ_2 消失,从而支座的刚度增加。减振性能的提高是依靠液体摩擦减振器6来达到。支座的尺寸: $D = 155$ 毫米, $H = 44 \sim 50$ 毫米, $d = M16$ 。为了安装很多机床和锻压机械,采用一种支座型号尺寸。支座固有频率 f_s 的稳定率在 $P_{max}/P_{min} = 15 \sim 25$ 范围中达到由

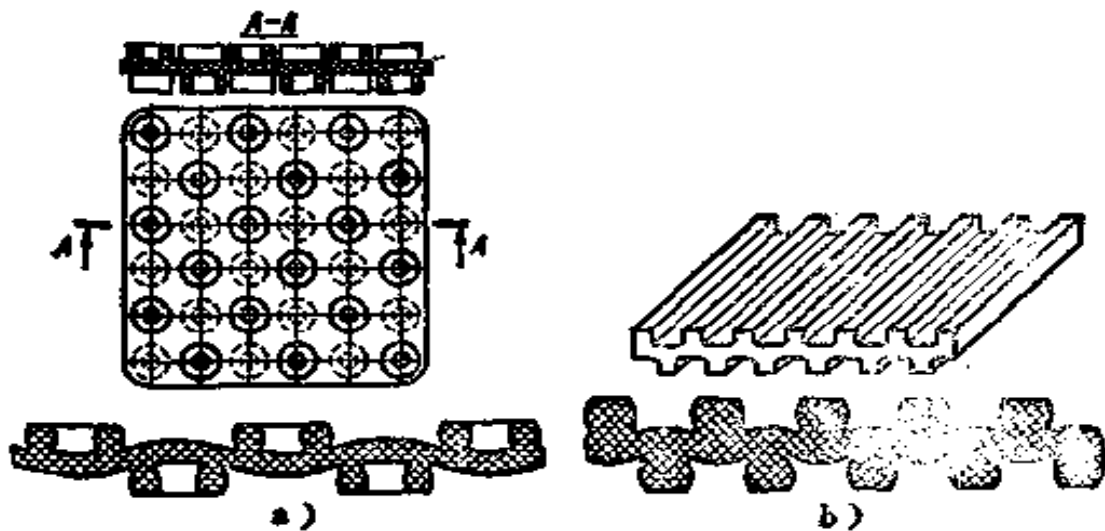


图 12.75

10%到20%，振动减缩 $\delta = 0.5 \sim 0.7$ ， $f_z = \pm 20$ 赫， $P = 250 \sim 4000$ 公斤力，这时垂直刚度比横向刚度约大两倍半。

图12.75 KB-1型(图a)和KB-2型(图b)隔振橡胶脚垫用于在钢筋混凝土基础块上安装底座刚度不足的高频机床，锻锤和其它带激剧往复运动部件的锻压机械。混凝土块安装在盖有防水纸和屋面铁片的橡胶垫上。对于KB-1来说，垂直方向的刚度比纵向的大0.85~1.5倍，而对KB-2大1~1.7倍。橡胶脚垫KB-1的自振频率 $f_z \geq 11$ 赫，如将橡胶脚垫叠成 n 层，则 f_z 减小到 $1/\sqrt{n}$ 。

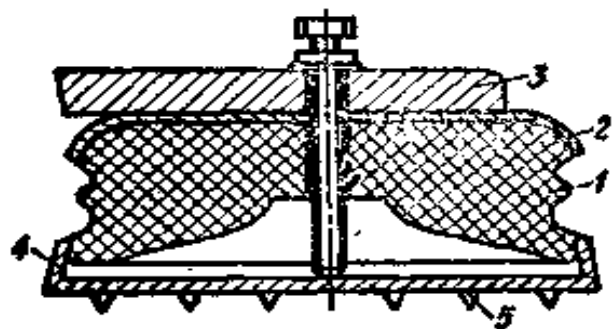


图 12.76

图12.76 带非线性刚度特性的橡胶金属隔振器，用来安装振动频谱很宽的设备。硫化到金属环2和4上的橡胶元件1具有环形槽，它们在载荷作用下相互靠拢，同时增加了刚度。下环4具有防滑用的凸块5，在上环2上装有机器的基础平板3。

图12.77 等频阻尼隔振器。采用带非线性刚度的螺旋圆锥弹簧作为弹性元件。阻尼元件用的是橡胶胎2，它支靠在具有校准孔

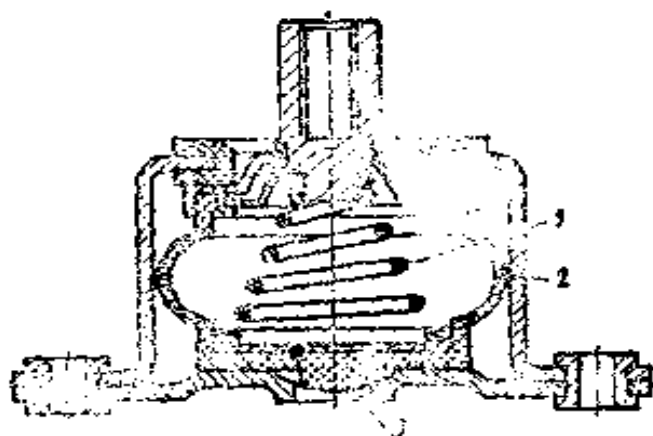


图 12.77

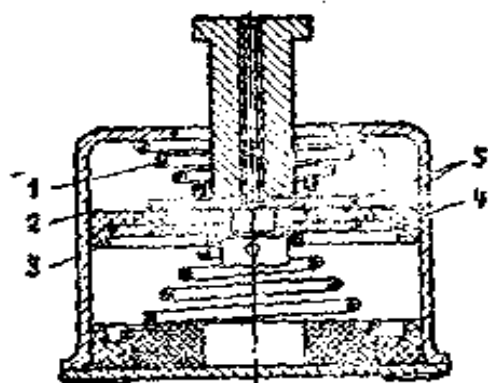


图 12.78

的法兰上。振动质量的变化不能改变系统的固有频率。振动过程中阻尼的形成，是靠空气通过孔3时的摩擦，改变孔3的尺寸可以调节阻尼的程度。工作温度范围从 $-60\sim+70^{\circ}\text{C}$ 。

图12.78 带摩擦阻尼的等频隔振器，其中两个预拉紧的锥形弹簧1作为弹性元件。阻尼是靠橡胶隔膜3和壳体2内壁的摩擦而得到，隔膜被弹簧4撑开并紧压在内壁上。水平振动时，阻尼则靠钢垫圈5和隔膜表面的摩擦。

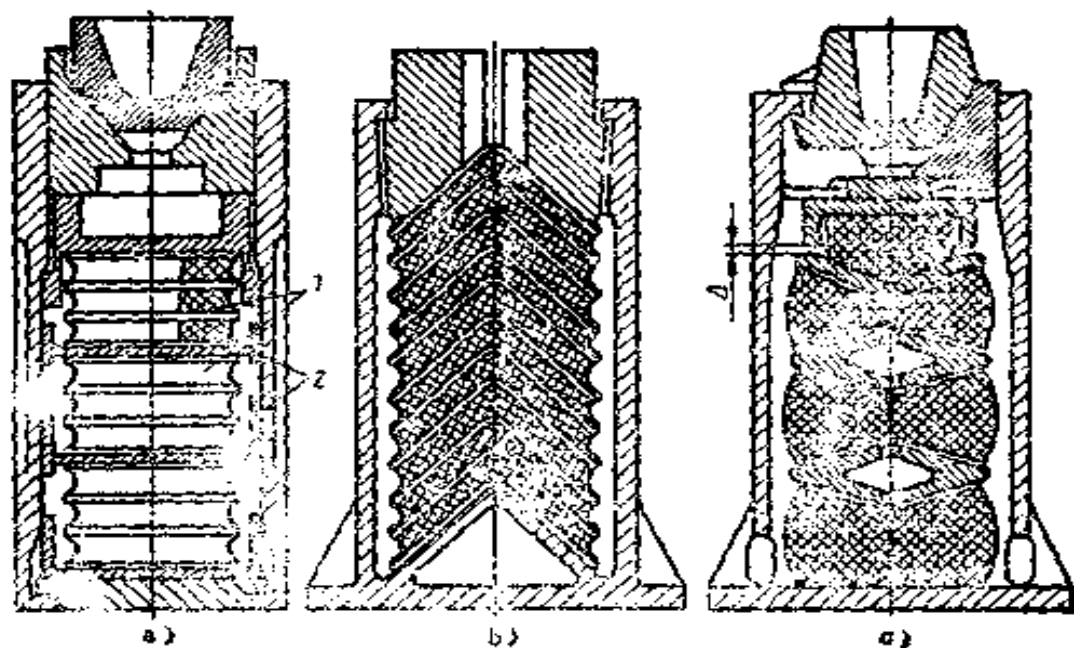


图 12.79

图 12.79 橡胶摩擦式压缩隔振器是由一组橡胶金属元件组成：
 a) — 为了防止橡胶元件 1 膨胀装设了导向板 2；
 b) — 橡胶元件是这样选择的，使总体不致鼓出，而元件又可靠地固定；
 c) — 上部橡胶金属元件的尺寸缩小，这就降低了起动阻力，选择适宜的间隙 Δ 后，隔振器的刚度将有提高。

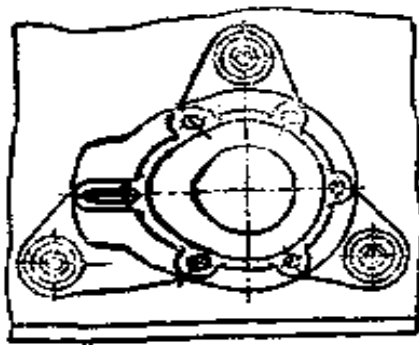


图 12.80

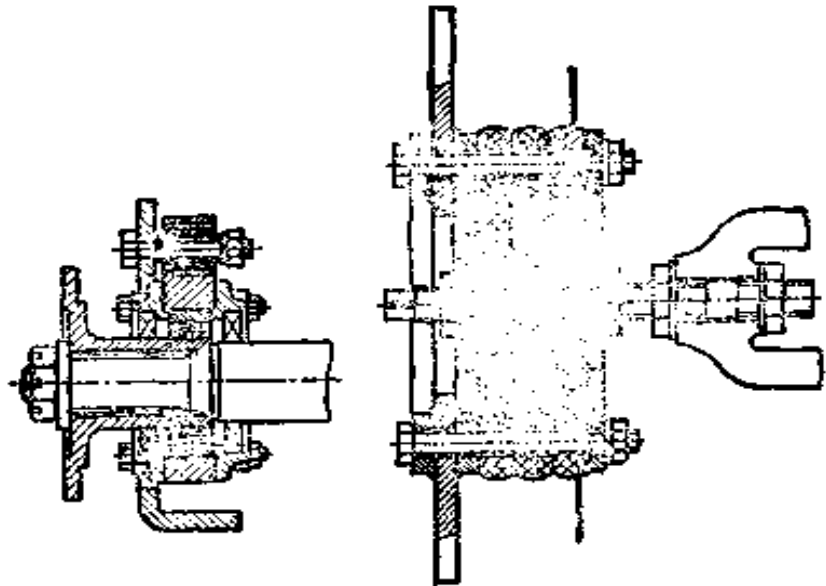


图 12.81

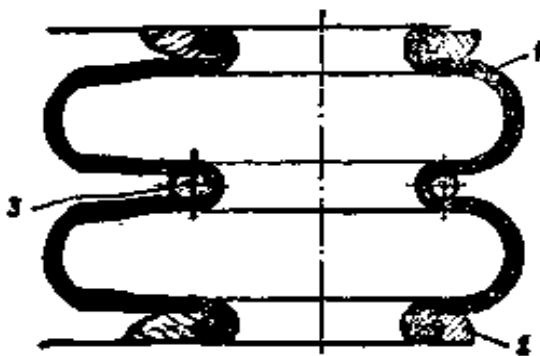


图 12.82

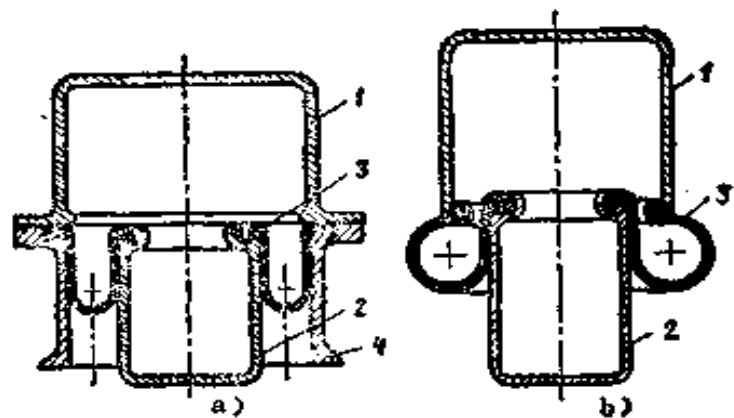


图 12.83

图 12.80 安装轴承座时，采用橡胶金属衬套的实例，目的是补偿安装孔的误差和使轴承隔振。

图 12.81 驱动用弹性连结。垫圈式的橡胶元件是按薄膜原理工作的，在振动机械中用以连接带振动质量的驱动连杆（如偏心连杆）。

图12.82 气囊式气压弹性元件。气囊内侧是由固定在盖 2 上的波形分段橡胶外壳和连接器 3 组成,并充入带初压的气体。用改变腔内气体的压力的方法来调节承载力。优点是刚度小和承载能力较大,广泛用作振动机械的隔振器和汽车的悬挂。刚度特性带有弱非线性。

图12.83 隔膜型气压弹性元件。在盖 2 和柱塞 1 间放置橡胶隔膜 3,它在载荷作用下,沿导轨 4 翻滚(图 12.83 a)或者若无导轨,则在空气压力下,变成另一种形状(图 12.83 b)。应用范围和图 12.82 所示的元件相同。允许倾斜和不要求准确安装。

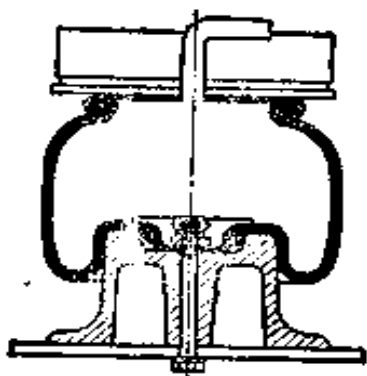


图 12.84

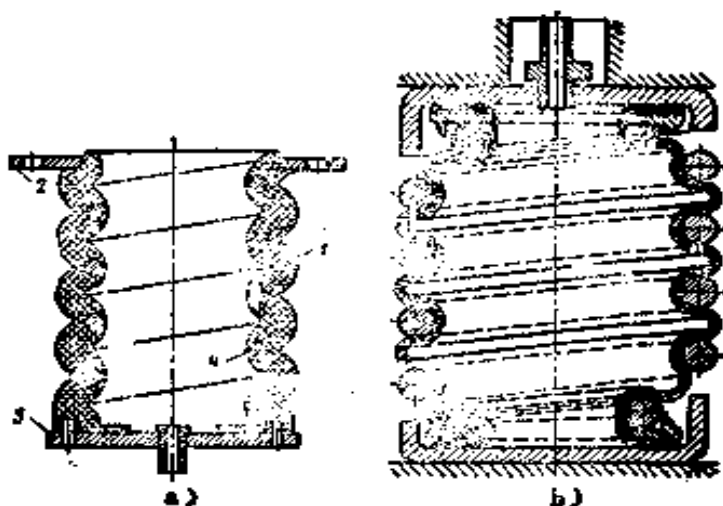


图 12.85

图12.84 管套式气压弹性连结,在载荷的作用下,护套以很小的挠曲半径翻滚。其特点是刚度特性带有弱非线性。

图12.85 橡胶金属弹性元件。橡胶弹簧 1 固定到金属法兰 2、3 和橡胶-帘芯气压元件 4 (简图 a) 上。橡胶弹簧在载荷的作用下,其刚度不变,而气压元件的刚度以及承载量自行调节。橡胶弹簧可以用钢制件代替(简图 b)。

图12.86 借助于橡胶元件实现轴的挠性连接,允许轴线的有限偏移、轴向伸缩和相互偏转。

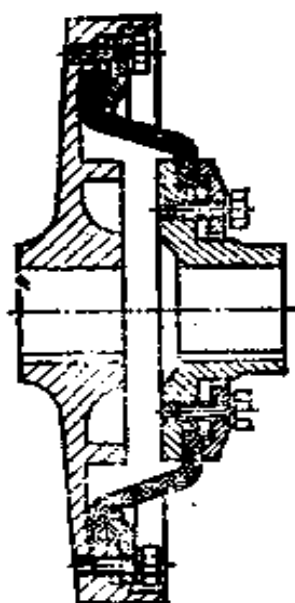


图 12.86

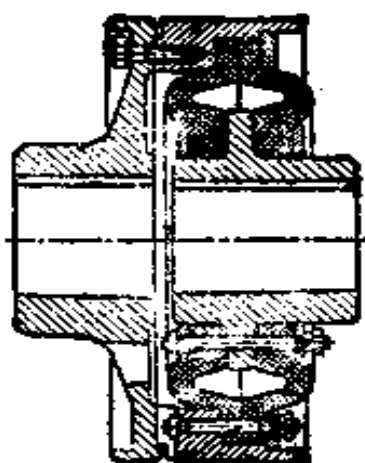


图 12.87

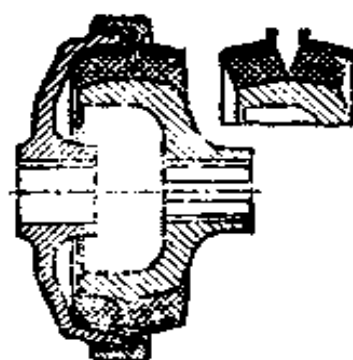


图 12.88

图12.87 带橡胶元件的联轴器，允许轴的相对转角到 15° 、角位移到 4° 、径向位移到 6 毫米、轴向位移到 8 毫米。联轴器勿需卸下弹簧元件，即可拆开。

图12.88 带球状弓形的弹性橡胶金属联轴器。在连接外面球状金属部分时（参见图右部），造成橡胶元件的预过盈。在橡胶层足够厚时，侧偏扭和倾斜角之和达 $\pm 30^\circ$ 。既使在高速下，也不要求联轴器的两半对中。

图12.89 三种结构型式的橡胶金属联轴器，其特点是在外形尺寸较小时，具有很高的弹性性能。联轴器的性能，在很大程度上取决于弹性元件的形状。

在正常转矩时，联轴器允许：半联轴器的相对转角为 $6^\circ \sim 8^\circ$ ，轴的倾斜角为 $3^\circ \sim 5^\circ$ ，径向位移 5 毫米以上。

图12.90 带橡胶金属元件的联轴器，是在必须补偿角位移和径向位移以及降低噪声时用于重型工作制。在一个半联轴器多槽形的侧面，硫化着橡胶。该联轴器安装简单而且方便。

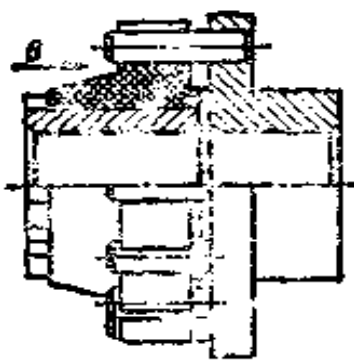
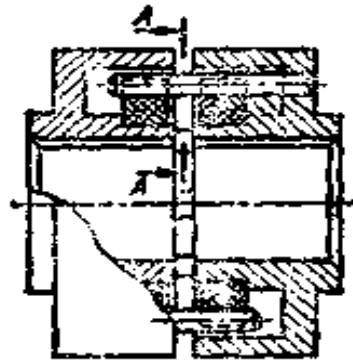
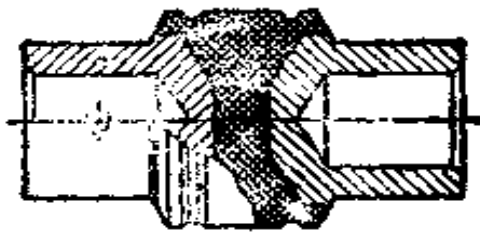


图 12.89

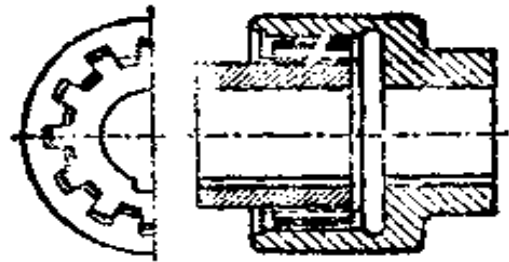


图 12.90

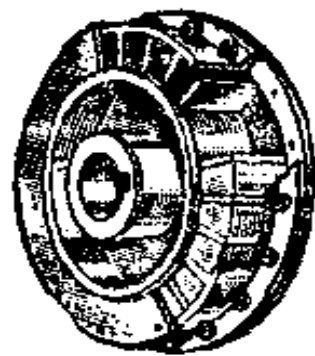


图 12.91

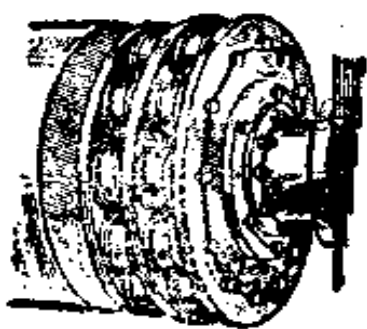


图 12.92

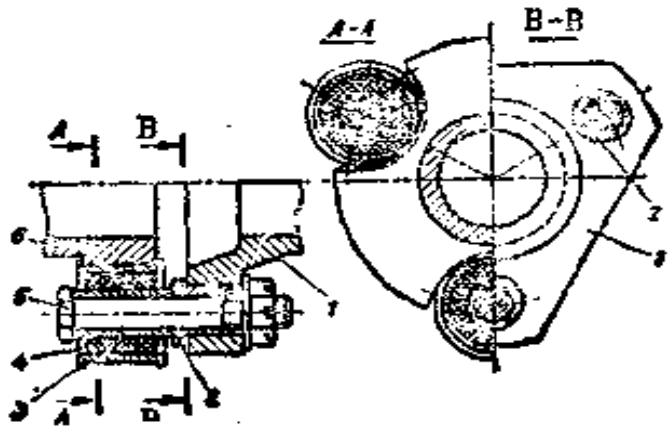


图 12.93

图12.91 用于传递大功率（到1000马力）的带橡胶元件的联轴器。在冲击和载荷激烈变化下，以及灰尘多时应用，不怕潮湿和油，勿需润滑。

图12.92 用于船舶传动中的带有许多橡胶金属元件的弹性联轴器。橡胶元件硫化到金属盘上，因此该联轴器的弹性远高于柱销式联轴器。

联轴器能够很好地滤去由于内燃发动机和类似机械工作而产生的高频振动。

图12.93 弹性联轴器。在半联轴器1的偏心套2上固定着带弹性套4的销轴5。偏心套2能调节弹性套4的初变形。弹性套4装入钢套3内，钢套3放置于半联轴器6的半圆槽中，半圆槽的曲率半径大于钢套的半径。在载荷下传递转动时，弹性套变形，因此钢套在半联轴器6的半圆槽中翻滾，致使力的作用臂改变，联轴器的弹性特性带有非线性，这就促进了扭转振动的消滅。

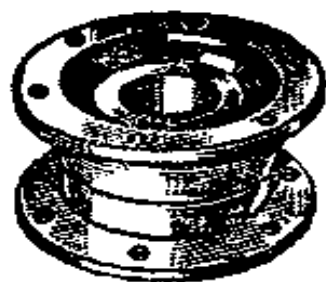


图 12.94

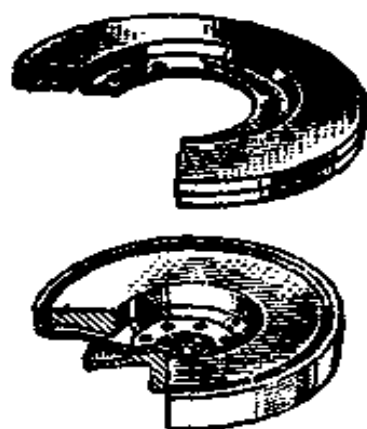


图 12.95

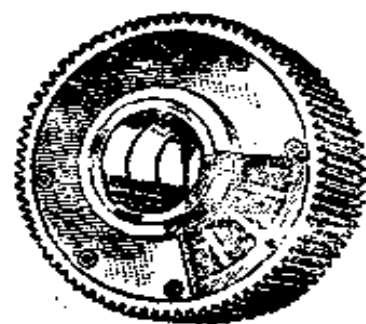


图 12.96

图12.94 传动用弹性联轴器-缓冲器，由双圆锥体以及硫化到它上面的橡胶衬垫组成。外形尺寸较小，但能传递大转矩。外形尺寸为 $\phi 220 \times 155$ 毫米的联轴器传递轴向力2000公斤力和转矩180公斤方米。

图12.95 薄壁圆盘式扭转振动的橡胶金属减振器，与应该减的轴端和带成形橡胶垫的实体盘连接。

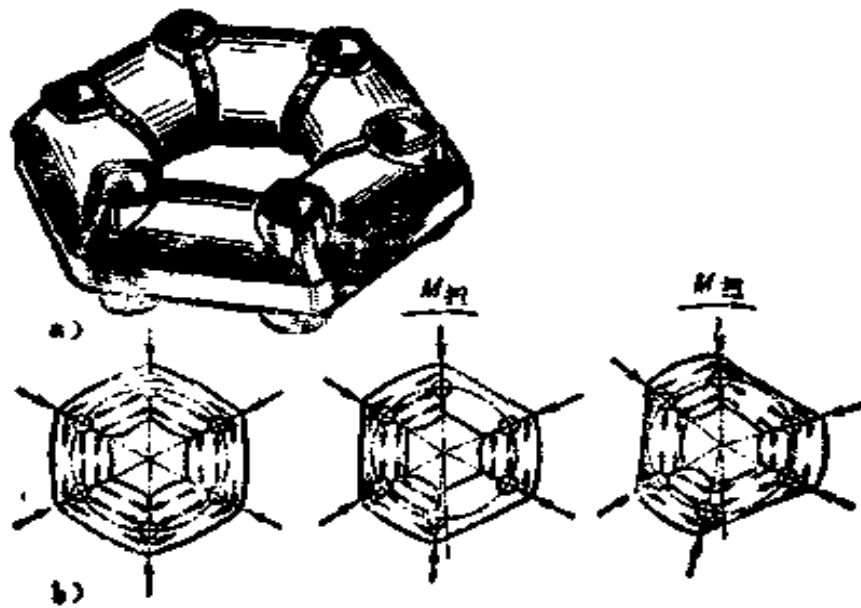


图 12.97

该装置的减振能力，取决于橡胶的质量和种类。

图12.96 用于传递冲击载荷的在轮毂和轮缘间带有橡胶元件的“无声”小齿轮。在这里毋需采用专门的弹性联轴节。

图12.97 “Готцеверке”公司（西德）的橡胶金属万向联轴节，用于连接交叉轴，具有高的减振能力，允许交叉角变化，平行和轴向位移。借助于金属箍使联轴节受有预应力，橡胶元件（图12.97 a）带有6个硫化衬套，由驱动轴和从动轴的拨盘向铰链孔中交替插入3个塞销。

六角形元件在传递转矩 $M_{кр}$ 时，能够隔一个加载，部分地或完全地卸载，由此，受有预压缩的元件就是拉伸形状（图12.97 b）。

图12.98 橡胶金属万向联轴节（参见图12.97）一定形式的变形和载荷间的关系：a）—传递扭矩（ $M_{кр}$ ）；b）—力 $P_{引}$ 引起的轴向位移（ f ）；c）—由于弯矩 $M_{изг}$ 的作用产生的角位移 $\alpha_{изг}$ ；d）—在力 $P_{引}$ 的作用下，轴的平行位移（ y ）。

联轴节具有硬特性，偏扭角在 $8^\circ \sim 12^\circ$ 间变化，轴向位移一达到12毫米，交叉角为 $6^\circ \sim 12^\circ$ 。在几个联轴节串接时，转动轴线可能翻转 180° 。在有冲击载荷作用时，大尺寸联轴节允许传递转

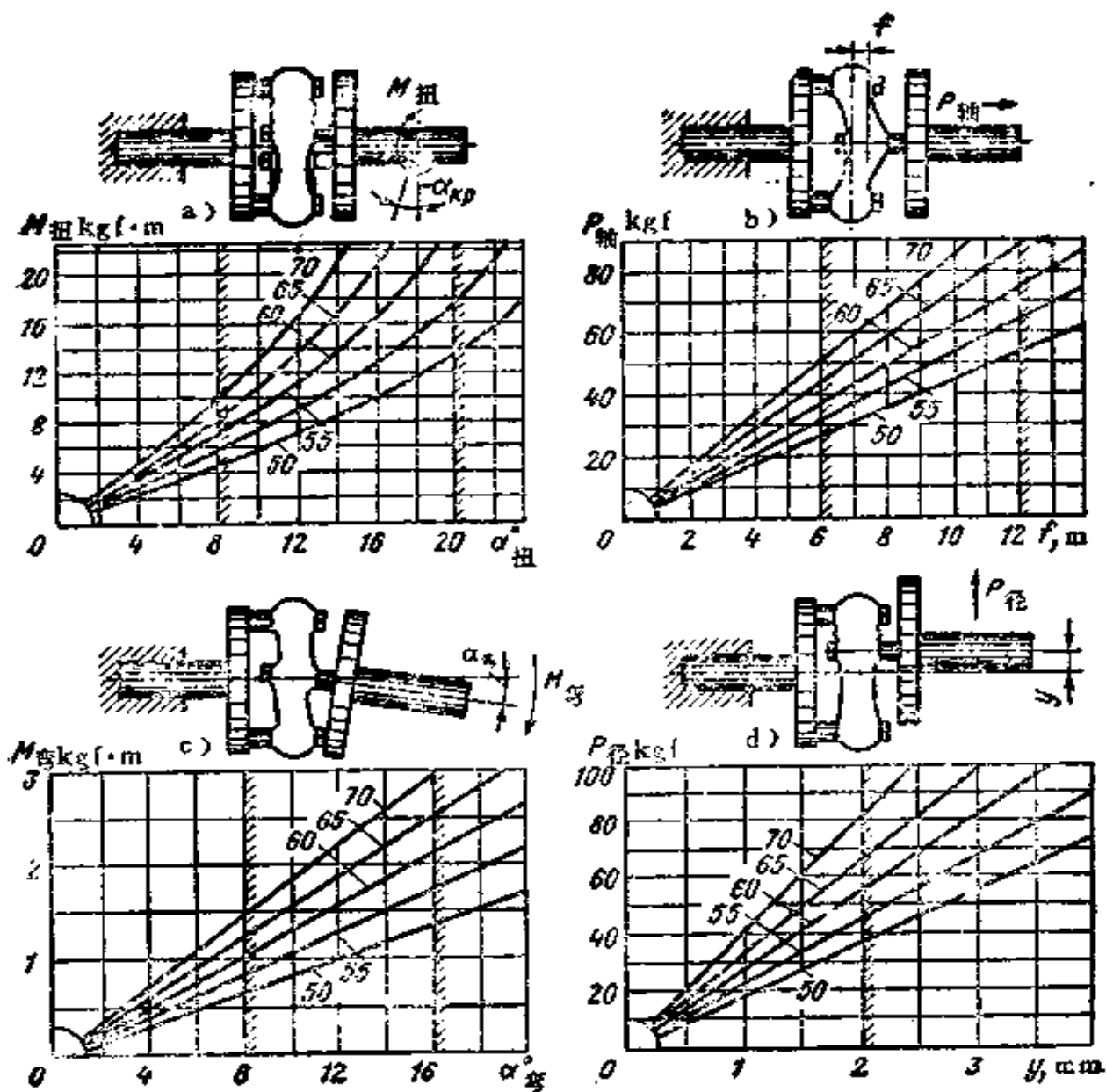


图 12.98

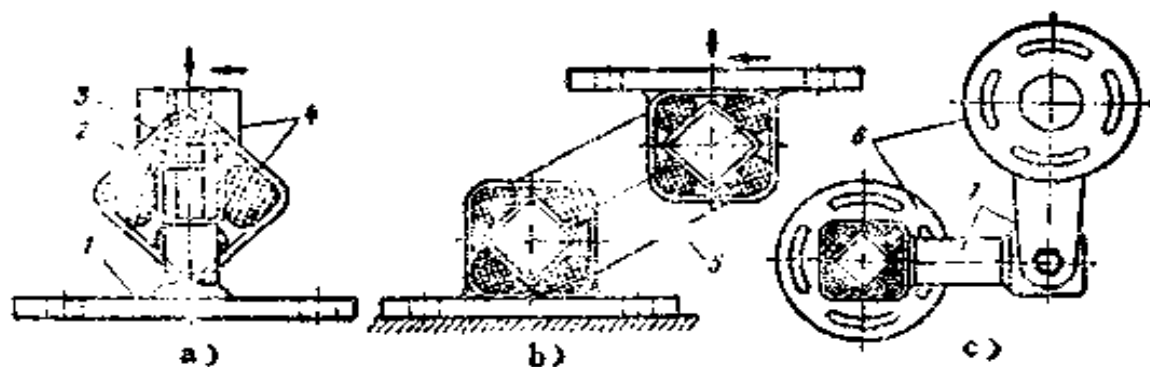


图 12.99

矩达 600 公斤力米。

图中所列的联轴节特性，系对邵氏硬度 50~70 的橡胶而给出的。

图12.99 橡胶金属吸振器。橡胶元件在工作中基本受压的情形（图12.99 a），在固定于支脚 1 上的正方中空内心 2 与方形环 3 之间，装有四个预压的橡胶垫块 4，其中两个受压，两个受剪。全部橡胶元件同时受剪的情形（图12.99 b），两个吸振器的方形内心应由刚性构件 5 连接。在橡胶元件受组合载荷作用时（图12.99 c），其内心应固定到法兰 6 上，这时，两环之间由构件 7 通过铰链连接。

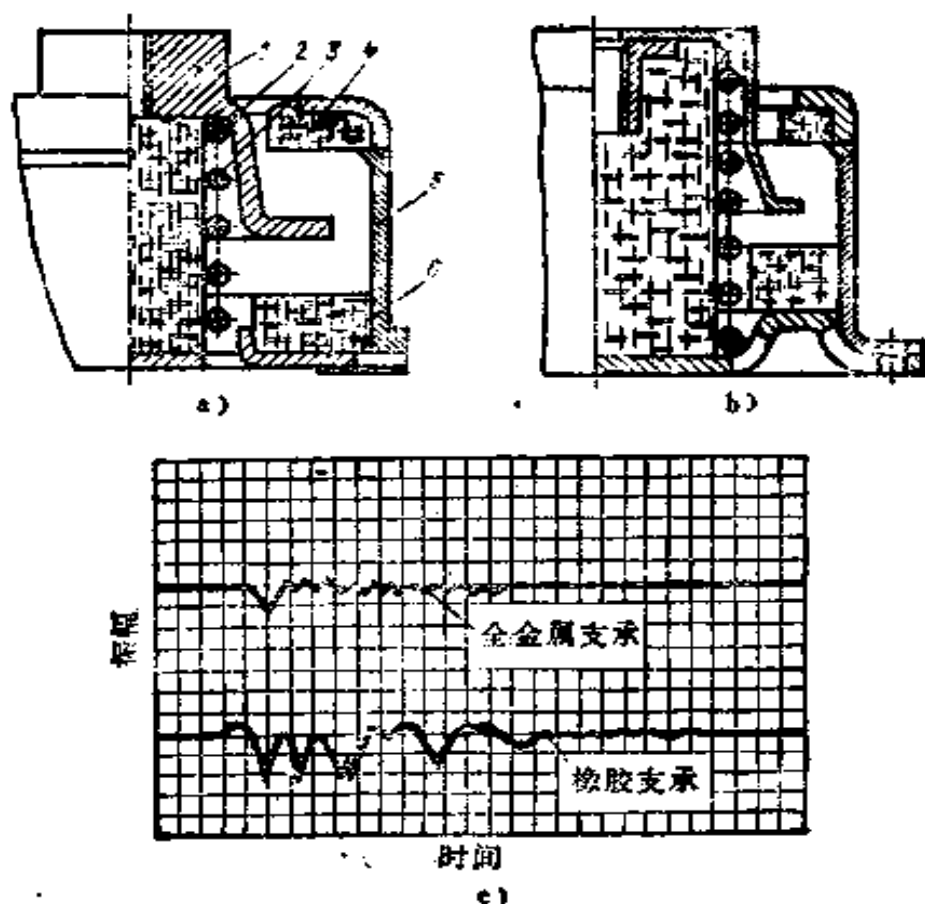


图 12.100

图12.100 用于保护在恶劣气候和有冲击条件下工作的设备的全金属隔振器。衬套 1（图 12.100 a）支撑在弹簧 3 和由不

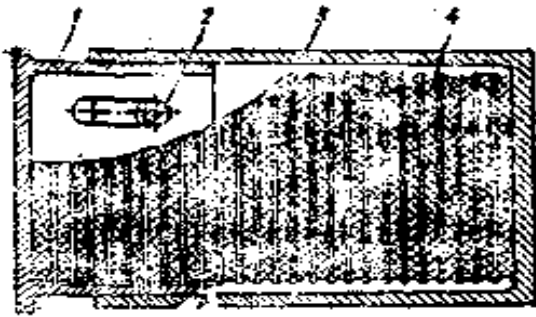


图 12.101

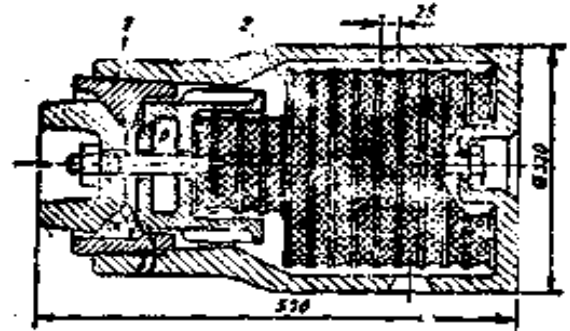


图 12.102

锈钢丝网制成的减振垫块 2 上。在壳体 5 中有辅助缓冲垫块 4 和 6，用来限制行程和减缓冲击。在图 12.100 b) 上示出隔振器的另一结构形式；而图 12.100 c) 列出全金属隔振器与橡胶隔振器的减振特性之比较。

图 12.101 铁路车厢用试验型减振器的结构，一组 (26 个) 橡胶金属元件 4 置于壳体 3 和压盖 1 之间，压盖 1 的工作运动由螺钉 2 导向。

图 12.102 试验型自动联结器的橡胶摩擦减振器的结构，它是由一组摩擦楔 1 和一套橡胶金属元件 2 组成。在使用橡胶数量较少条件下，摩擦件的存在保证了对冲击作用的高阻力。预压紧力——200 公斤力。全压缩时 (70 毫米) 的最大阻力——150 吨力 ($\alpha = 45^\circ$, $\beta = 11^\circ$, $\gamma = 2^\circ$)。

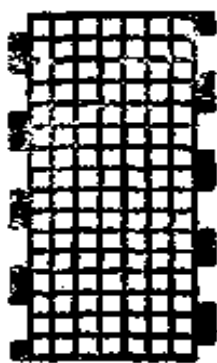


图 12.103

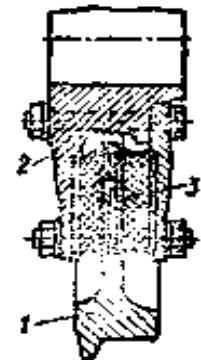


图 12.104

图 12.103 用于振动筛的橡胶筛网，其特点是抗磨损能力高、噪声低、结构简单。承载量的增加系靠采用下部硬橡胶层和上部

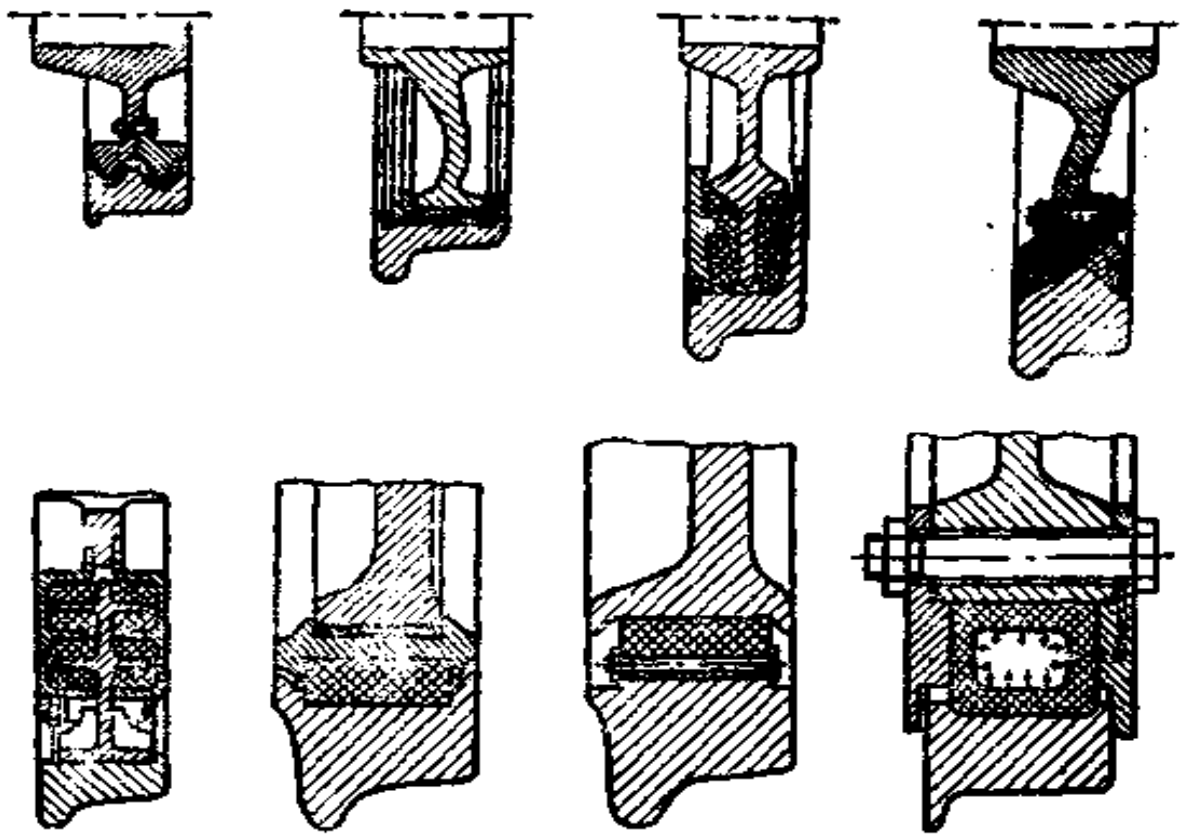


图 12.105

高减振性的软橡胶层的双层结构。在筛分时筛网自由面的振动促使筛网清洁，这就能处理粘性和潮湿物料。为了筛分大块物料，应采用带橡胶覆盖层的钢条。

图12.104 带橡胶隔振器的电车轮结构。在轮毂2和带腹板1的轮圈间，装置着八对橡胶盘式减振器3。该结构可使轮缘的磨损减少，行驶柔和，结合处冲击减弱，噪声降低。

图12.105 电车车厢隔振车轮的各种结构形式。

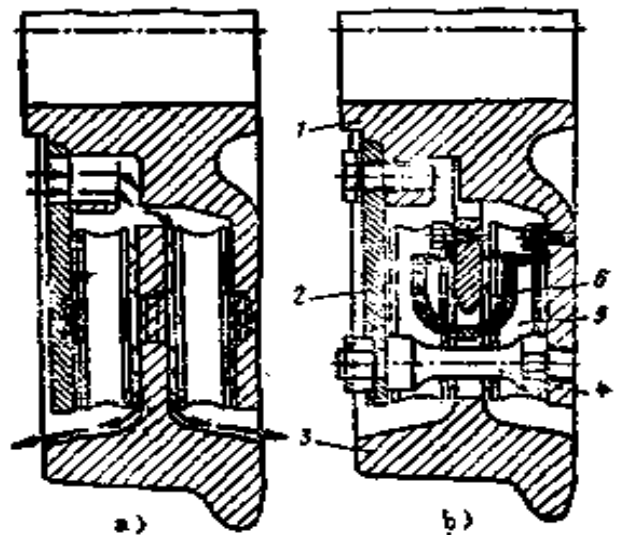


图 12.106

图12.106 内燃机车车轮的结构：a—通风示意图；b—剖面图；1—轮毂；2—压紧盘；3—带腹板的轮圈；4—支撑螺栓；5—橡胶金属隔振器；6—电缆。

第13章 自动机的供料机构

供料机构属于专用机构，按所采用的分类分为两组。属于第一组的是加工成件的半成品的自动机中采用的机构，属于第二组的是处理散粒体和液体的自动机中所采用的机构。

第一组机构分为：

- 自动机的供给棒料和板料的机构；
- 盘式和转子式供料机构；
- 坯件定向机构；
- 截断器；
- 料斗供料机构；
- 存仓供料机构；
- 输送和辅助装置；
- 产品检验和分选装置。

第二组机构分为：

- 料斗；
- 给料机；
- 散粒体用容积式和重量式供料漏斗；
- 液体用容积式供料漏斗。

棒料和板料自动供料机构

图13.1 棒料供料机构。

a) 一杠杆式：弹性夹头 5 和停止器 4 装在沿着导轨 2 往复运动的滑块 3 上。当滑块 3 向右移动时，夹头 5 抓住棒料 1，并和它一起移动。当滑块向左移动时，棒料不动；

b) 一滚珠式：装在卡头 2 中的弹性夹头 3 有三个径向孔，孔中自由地装着滚珠。当卡头 2 向右移动时，滚珠被楔住，棒料

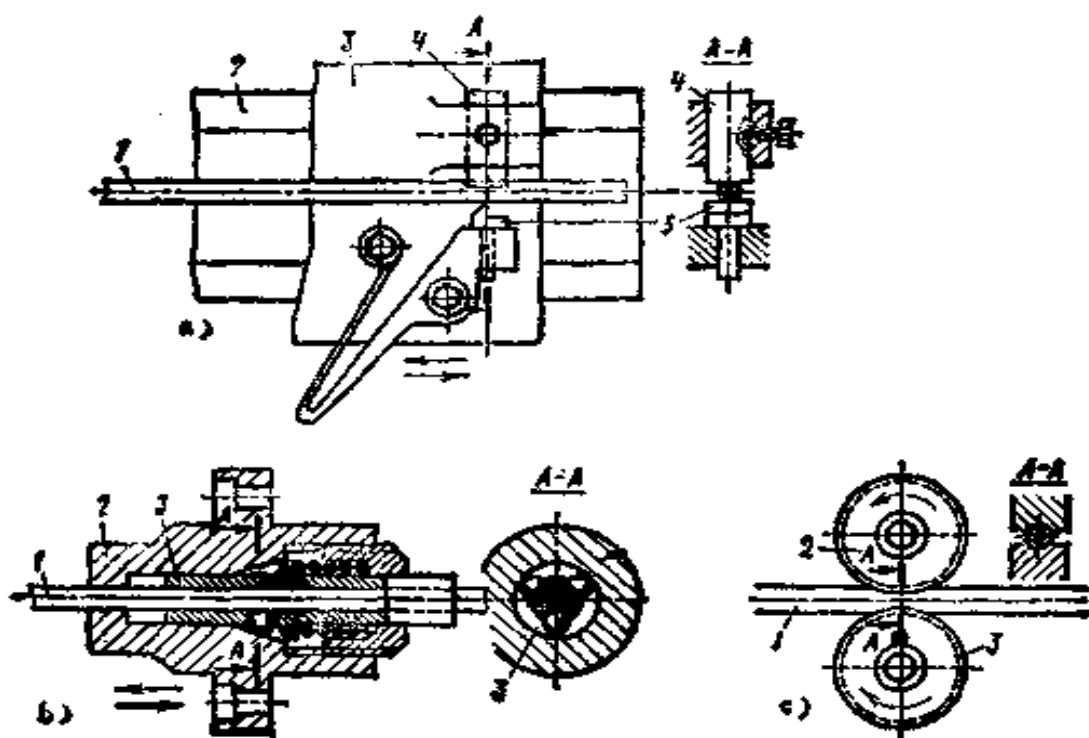


图 13.1

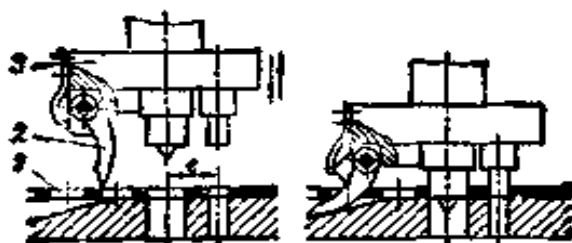


图 13.2

1 移动。卡头左移时，杆件不动；

c) 一滚子式：棒料 1 由转动的滚子 2 和 3 移动。其中一个滚子的支承是用弹簧压紧的。

图13.2 冲压连续作用时，供给板料 1 的机构。冲模 3 向下运动时，棘爪 2 使板料 1 移动距离 t 一两个冲头间的距离。

盘式和转子式供料机构

图13.3 盘式供料器。坯件 3 位于盘 1 的下部，并堆集在轮圈内缘的槽 2 中。在高于水平轴线的位置，坯件被挡板 4 挡住。



图 13.3

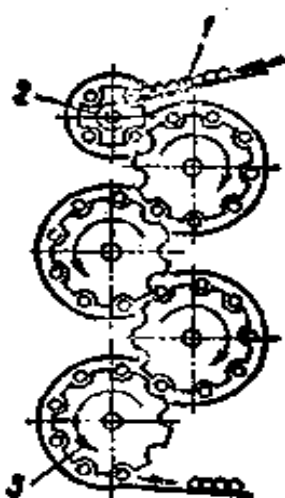


图 13.4

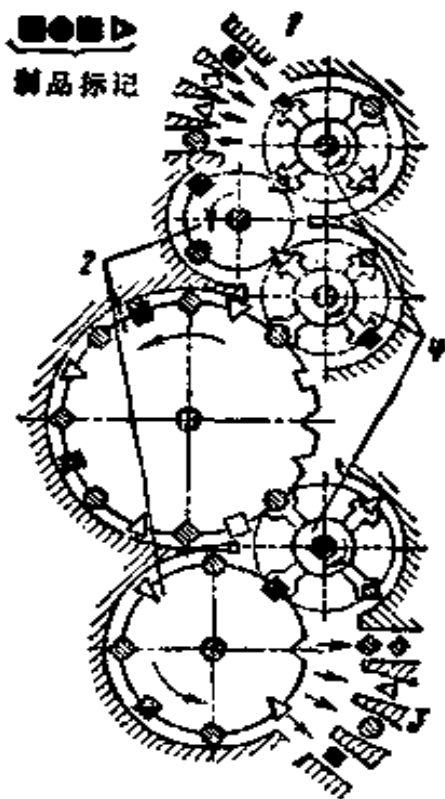


图 13.5

挡板上的槽用于接受坯件。

图13.4 几个转子组成的供料器。坯件 1 沿着复杂路线顺序由转子 2 输送到转子 3。在每个转子上均可完成工艺过程。

图13.5 在加工不同种类制品时转子供料器的结构简图。在点 1 处装料，在点 3 处卸料，4—输送转子，2—工作转子。

坯料定向机构

图13.6 控制沿水平管道运输的帽料 1 位置正确性的装置。

图13.7 控制沿管道 1 运输的帽状坯件 2 位置正确性的装置。在图 13.7 a) 上示出底部向下运行的帽料之位置；在图

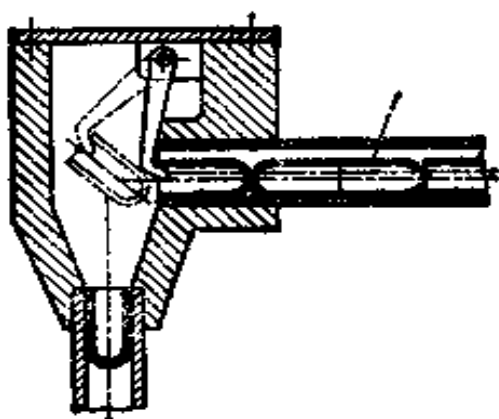


图 13.6

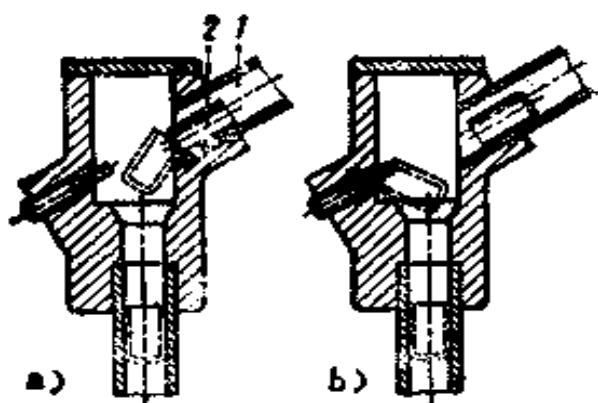


图 13.7

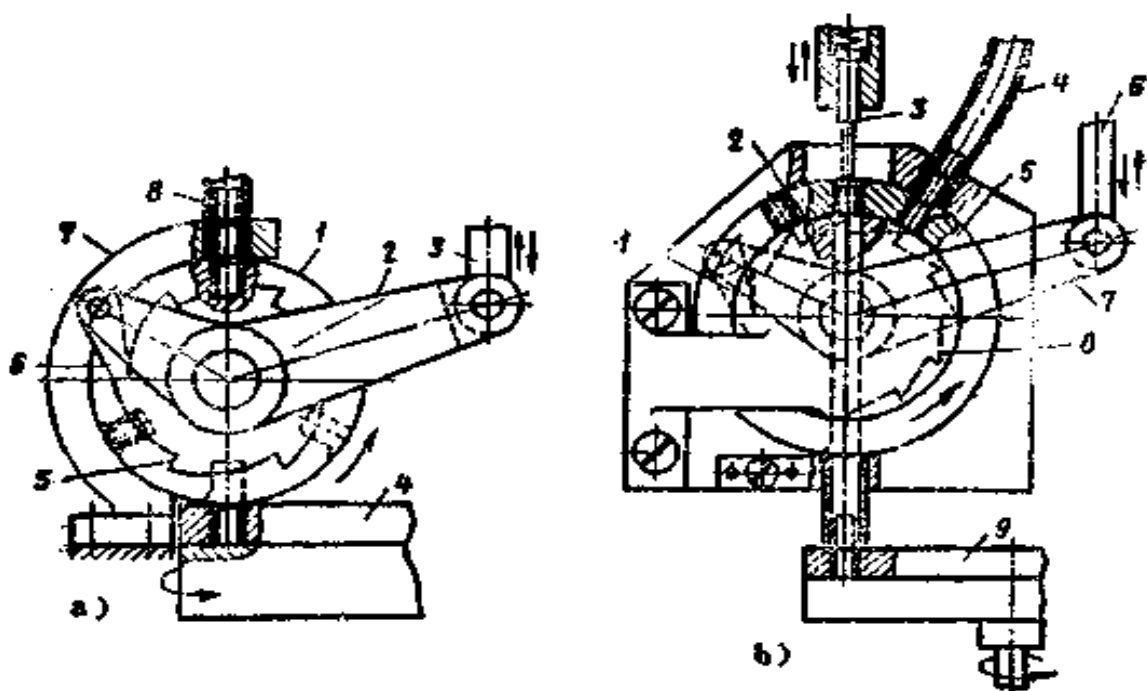


图 13.8

13.7 b) 上——底部向上。

图13.8 模压前帽料的传送和翻转机构。在压力机工作滑块的每个行程中，从料斗（图 13.8 a）的管子 8 中，帽料以底在下被送出，落到盘子 1 的径向槽中，盘 1 借助于拉杆 3、杠杆 2、棘爪 6 和六齿棘轮 5，转 $1/6$ 圈。棘轮活套在轴上，并通过摩擦离合器（图上未画出）使盘 1 转动。

帽料传到转换盘 4 上时，底在上。挡板 7 防备帽料脱落。

在图 13.8 b) 上示出帽料装料和定向用的装置。帽料从料斗中通过管路 4 进入 12 位环形供料器 5, 供料器 5 借助于棘轮机构 1、6、7、8 进行间歇旋转。这里, 由板弹簧将帽料压到侧座 (图上未画出) 壁上, 以防止帽料因重力作用而脱落。

帽料的定向位置是底在上时, 用顶杆 3 撞到装有六个坯件的固定缸 2 的孔中, 继而到转换盘 9 的孔眼中。如果帽料定向位置为底在下, 则顶杆 3 碰不到帽料的底, 帽料和供料器环 5 一起转半圈, 并在推动帽料流时, 帽料以底在上落入盘 9 中。

供料器环 5 和棘轮 8 用摩擦联结器相连。

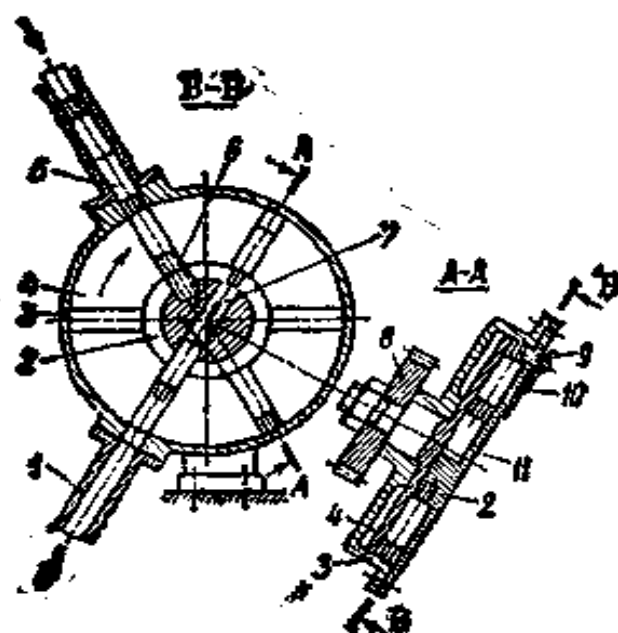


图 13.9

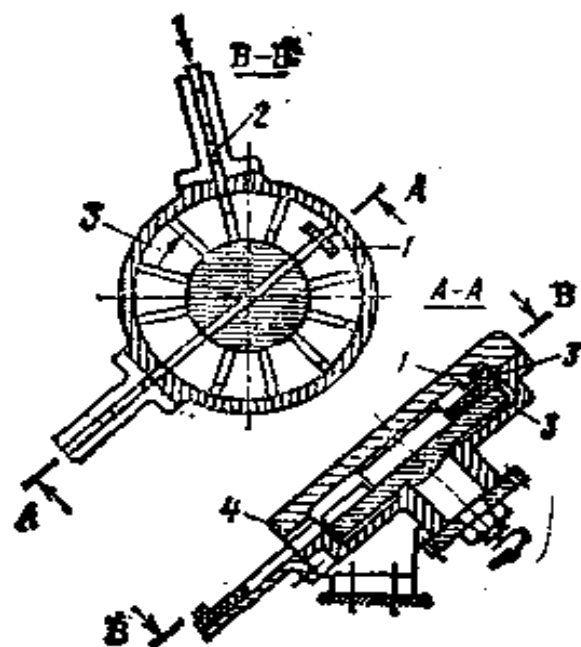


图 13.10

图13.9 工件定向机构。在壳体3中装有带环形槽2的固定盘11, 盘11偶而由棘轮8和盘4带动。在盘11中有顶料杆6和由弹簧10支撑的销9, 柱销9与顶料杆6相距一个角行程。如果工件5从料斗正确地引入(即细端在前), 开始接触到顶料杆6, 而后细端下降到环形槽2中。在下一个位置, 当盘4转动 60° 时, 接触不到柱销9, 而滑过径向槽7至通向床台的管路1里。如果工件不正确地掉入盘4的槽中, 则它由弹性柱销9支承住, 使之

不从上落到径向槽中。盘4转动180°后，工件自由地通过管路。

图13.10 勾状平面工件的装料和定向机构。如果工件2从料斗中不正确地落到倾斜放置着的转盘3上（勾端向着大直径处），则顶盖4的凸台1防止工件从上面落入顶盖的突出的圆柱部分的径向槽中，继而又到溜槽中。盘3从检验位置转动180°后，停留的零件自由地通过溜槽。

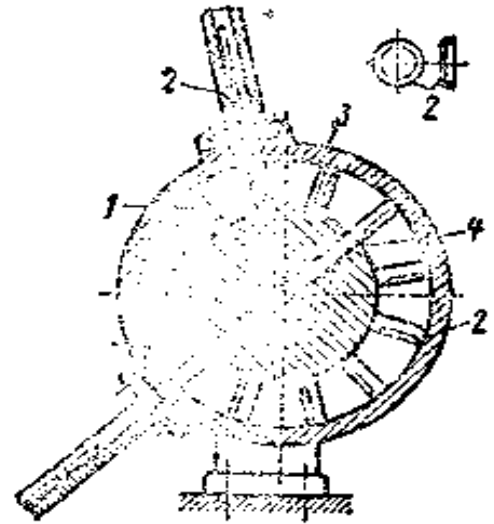


图 13.11

图13.11 帽盖状工件的装料和定向机构。工件2从料斗进入转动式带凸台1的组合盘的槽中。如果工件落入槽中时底在右边（如所要求的那样），则立即沿径向槽4落向机械处；如果底在左边，则工件2与盘3一起相对于检验位置转过180°，并于下面位置以底向右的定向落入溜槽中。

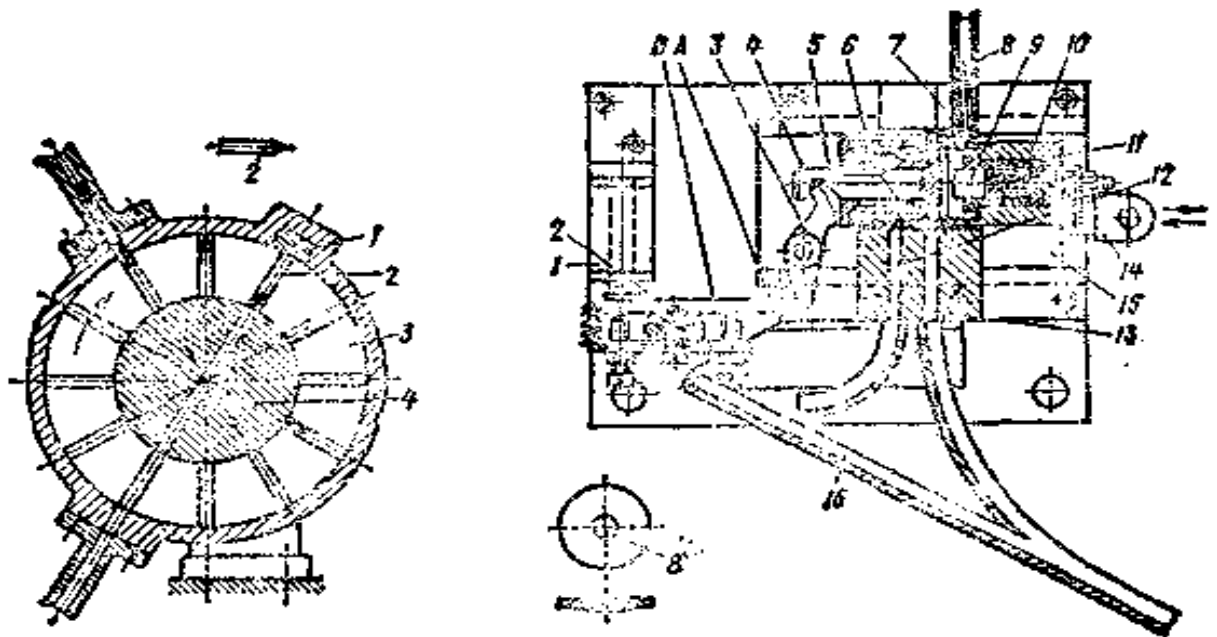


图 13.12

图 13.13

图13.12 用磁铁定向的机构。在机构的壳体中装入磁铁1。定向不正确的工件2(尖头向下),由磁铁控制住,只有在转动盘3的下方位置时,才可能落到机器的溜槽中。定向正确的工件(尖头向上),不由磁铁控制,从上面沿径向槽4坠下。转动盘3和带槽4的零件是由非磁性材料制成。

图13.13 模锻压力机的加料和坯件定向的机构。滑块15(其头部14与连杆连接)作往复运动,并能在一定点上停住。在滑块上固定有:带夹布塑料套筒11的杯形件10,在套筒11内装有带弹簧的柱塞9及带撞杆4的杯形件6,在撞杆切口中插有挡销3,它可相对滑块15翻转。当滑块向右运动时,固定支座7使撞杆4停止;而当杯形件6的端部与撞杆4的加厚部分相碰时,滑块停住。如果坯料8从溜槽落到撞杆4和杯形件10之间的空间,凹面向左,则当滑块向左运动时,弹簧销5将坯件压向柱塞9,这时电磁铁1的电路接通,其衔铁2的凸台A脱离挡销3的路径。

接着,挡销3随着滑块15移动时,与凸台B相遇并绕轴线翻转,向左松开撞杆4,这时,坯件落入沟槽12,继而进入溜槽16,正如要求的那样,凹面向上。坯件刚一跑动,电磁铁即断路,当滑块返回原位时,挡销3放开衔铁2。

如果坯件从溜槽中出来是凹面向右,则柱塞9不碰到坯料,电磁铁的电路不接通,挡销3遇到凸台A时,在沟槽13上面放开凸台,由此,坯料落到溜槽16上,凹面向上。可见,全部坯件将定向为凹面向上。

图13.14 坯件平行转移和定向的机构。转移机构的头部7以弹性抓钩1和3支承坯件4,并借助于连杆16实现翻转和从心轴2向心轴5转移坯件。在头部运动过程中,坯件的定向是利用固定式圆锥扇形齿轮8(与齿轮10相啮合)来实现。U形法兰11固定在齿轮10的轮毂上,而杠杆13固定在轴9上;法兰11和杠杆13互相由弹簧14连接。可调限制器15和12是用于停止头部7和轴9的,同时也把坯件4停止在所要求的位置上。

将心轴2中的坯件车倒角后,推杆6将它推到抓钩1和3中,

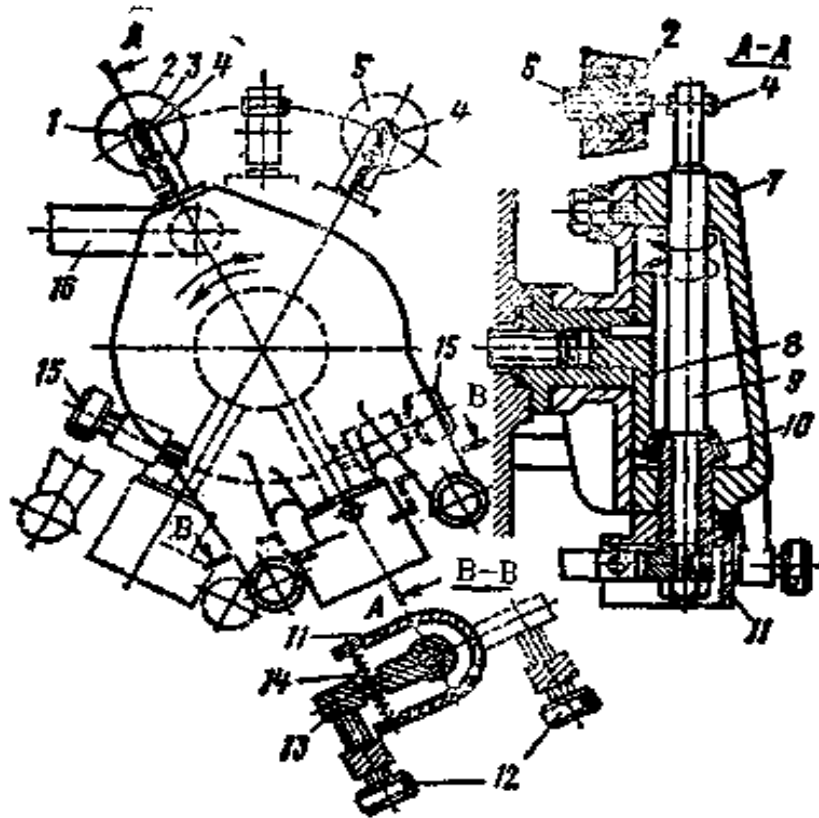


图 13.14

头部7开始转动，在此间，轴9转180°。头部转动完毕时，另一推杆将坯件推到心轴5的抓钩里，在这里从另一面对坯件进行加工。

机构用于机床，以进行模压盖的加工。

图13.15 对具有U形钉和滚子形坯件的定向机构。U形钉坯件的强制定向是在直立槽 (图13.15 a) 中实现的。两推杆1和2交替在水平方向移动。当坯件3处在不正确位置 (点划线) 时，推杆在自己的行程上碰到U形钉的壁，将它翻转到所要求的位置。

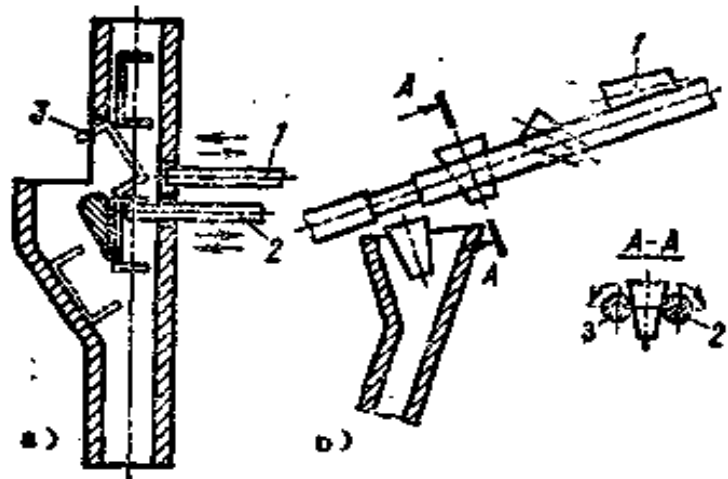


图 13.15

当坯件3处在不正确位置 (点划线) 时，推杆在自己的行程上碰到U形钉的壁，将它翻转到所要求的位置。

在图 13.15 b) 上示出具有圆锥滚子形的坯件的定向和分选机构。坯件 1 进入两个反向回转的小轴 3 和 2 中间，这时正是圆锥顶向下的位置。两个小轴位于溜槽上面的部分具有环槽，滚子在这二环槽间掉落到溜槽里。

坯件的尺寸如小于必需的，则在高于环槽的位置处落下；如尺寸较大，就在低于环槽的位置处落下。

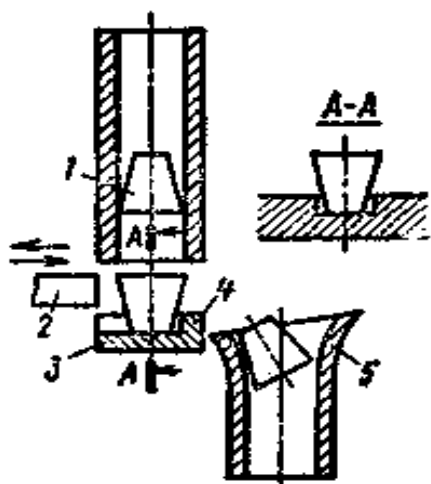


图 13.16

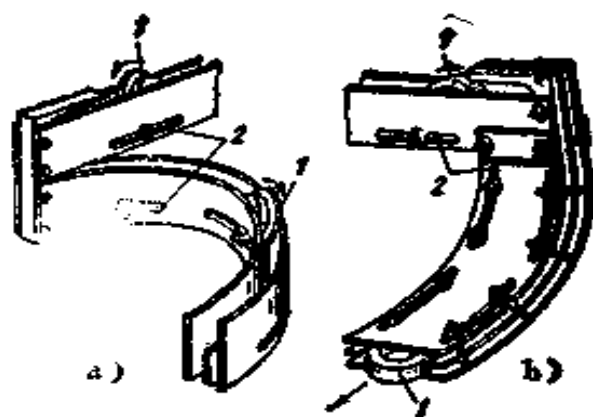


图 13.17

图13.16 圆锥形坯件定向机构。在机构的平台 3 上有一个带挡板 4 的槽，槽宽与坯件 1 的小直径对应。

从料斗进入的坯件（以圆锥顶向下）落到槽中，利用推杆 2 将其抛到管子 5 中，并翻转 180° 。

若进到平台 3 上的坯件其圆锥顶向上，则尚未落到槽中，就被推杆抛到同样位置上。

图13.17 工件在料槽里输送时，改变定向的简图。

图 13.17 a) 示出在料槽 2 内输送阶梯形零件 1 的装置。图 13.17 b) 是用于平滑环形件的。

截 断 器[⊖]

图13.18 往复运动式截断器。供料器 3 于沿导路 2 完成往复运动时，在一个往复行程中将一个坯件 1 送到槽中。

⊖ 又称隔料器或单件控制器。

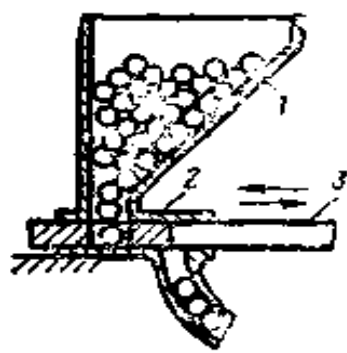


图 13.18

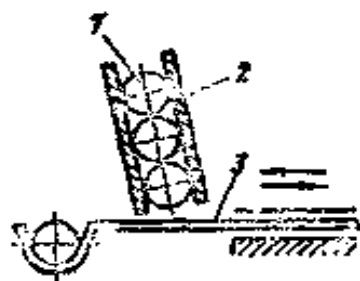


图 13.19

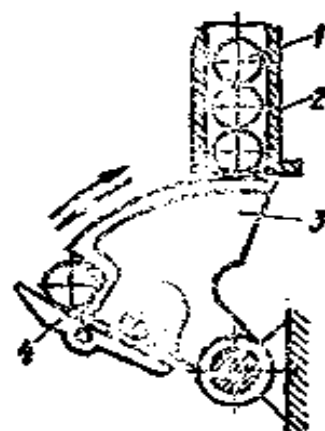


图 13.20

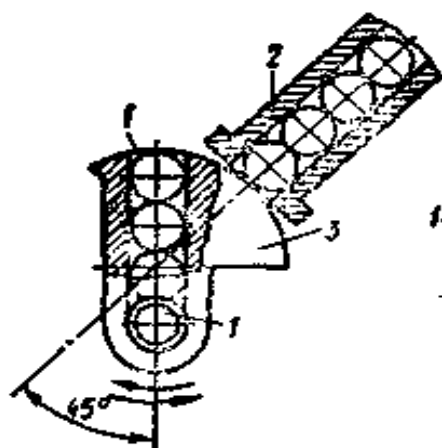


图 13.21

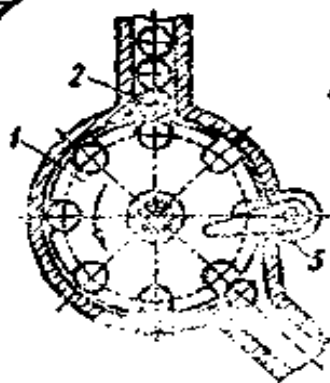


图 13.22

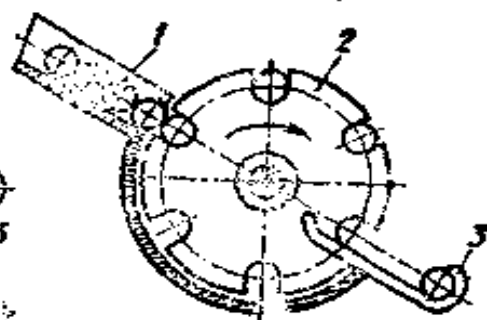


图 13.23

图13.19 往复运动式截断器。坯件1从存仓2进入供料器3，继而由推杆将它们送到机床上；其数量可由供料器的行程数目来调节。供料器的上平台遮住存仓口。

图13.20 摆动式供料器的截断器。在供料器3的右极端位置，坯件1从存仓2送至接受部分，并由在弹簧的作用下的杠杆4来控制。在供料器的左极端位置，坯件被推出并送至加工点。

图13.21 摆动运动式供料器的截断器。在这个机构中推杆连续工作，而坯件要四个一组送往机床，两组之间有停歇。图中所示位置，四个坯件1通过供料器3下部的孔被连续推出。当供料器顺时针转过 45° 时，位于存仓2中的坯件，按组顺序装满。

图13.22 转盘式截断器。沿转盘1的圆周作出成型槽，坯件

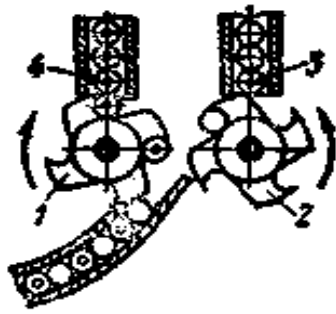


图 13.24

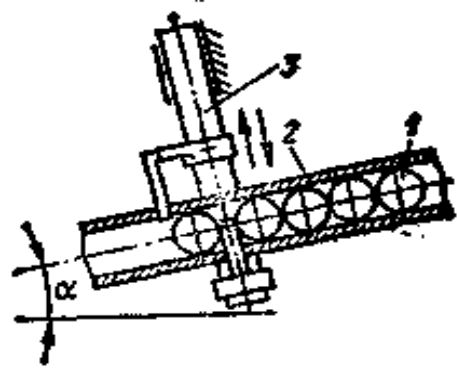


图 13.25

2 从存仓送到这里。挡板 3 把被卡住的坯件推出。

图13.23 转盘式截断器。利用旋转的盘 2 把坯件 1 从存仓送到溜槽 3，再推出。

图13.24 转动式双星轮截断器。星盘 1 和 2 轮流地从两个存仓取来不同的坯件 3 和 4 供入一个槽中。

图13.25 往复运动式截断器。带有坯件 1 的料槽 2 与水平成 α 角放置。截断器 3 在每一往复行程中放出一个坯件，它在重力作用下滚到加工点。

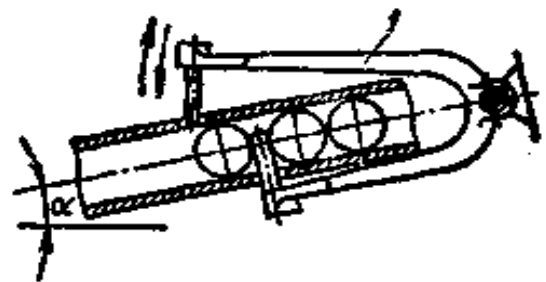


图 13.26

图13.26 摆动式截断器。机构的工作原理和图 13.25 中的机构一样。截断器的铰链 1 位于料槽断面范围之外。

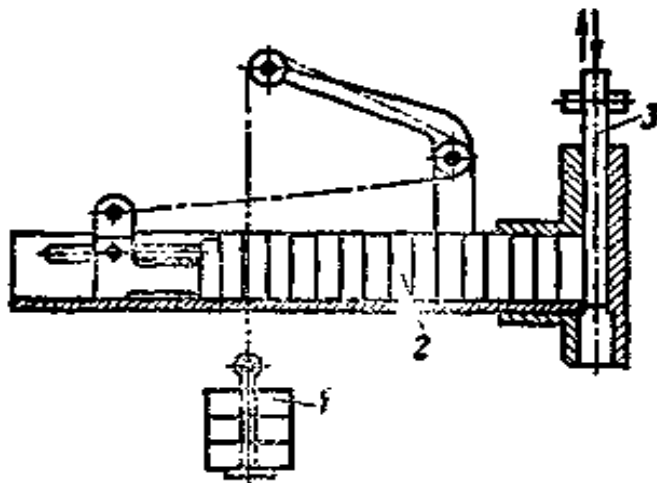


图 13.27

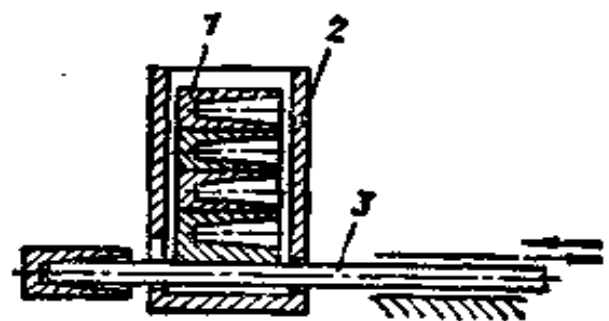


图 13.28

图13.27 用于在水平料槽中输送大型坯件的截断器。坯件 2 和水平导路间的摩擦力由重锤 1 克服。截断器 3 当向下运动时推出坯件。

图13.28 帽状坯件用的截断器。在截断器 3 从右向左运动时，将位于垂直导路 2 中的坯件 1 送至加工点。

料斗式供料机构

图13.29 有盘式供料器的斗式料仓。在供料器（图13.29 a）的转盘 1 上堆放着坯件 2，坯件在转盘下面位置逐一地抛落到槽中，并通过料斗的孔由推杆送到机床上。

在图 13.29 b）中示出的这种有盘式供料器的斗式料仓，排除了拱的形成。料斗有一个大出口，被供料器 1 遮住。供料器转动时，坯件 2 由于运动阻止了拱的形成。

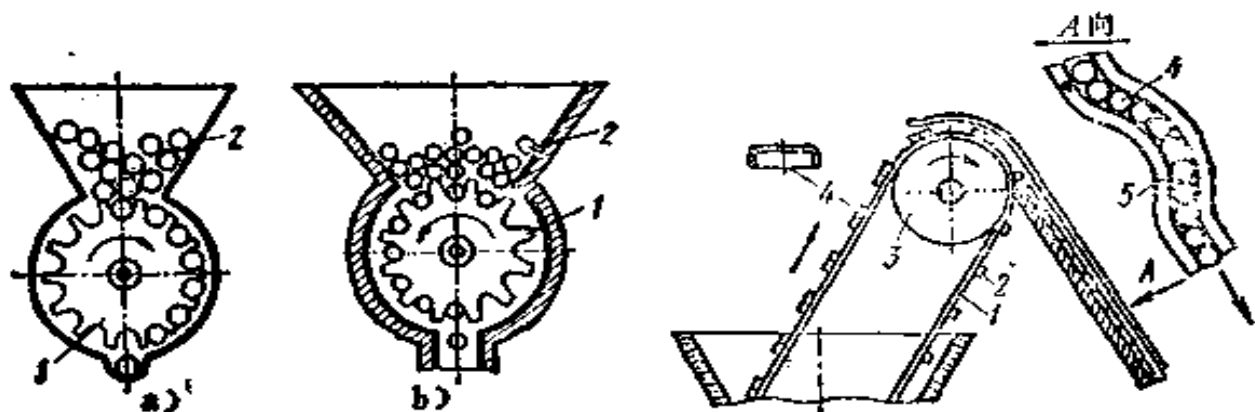


图 13.29

图 13.30

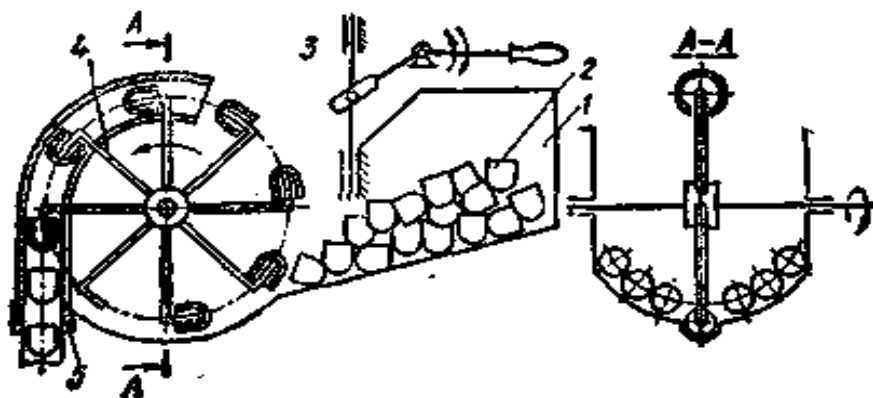


图 13.31

图13.30 用带销卡的柔性带制成的供料器。自身固定有销子2的皮带1由带轮3传动。在料斗的下部安置有第二个带轮，销子2卡住坯件4，并将它们通过接收器送至料槽5上。

图13.31 坯件定向的切线耙式加料装置。转动的挂勾4抓住坯件2，并将它送进导向管槽5，闸板3调节坯件从料斗1送出的数量。

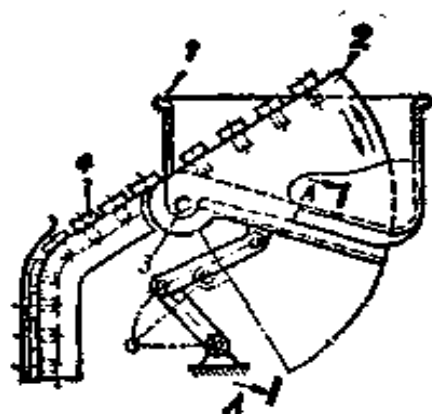


图 13.32

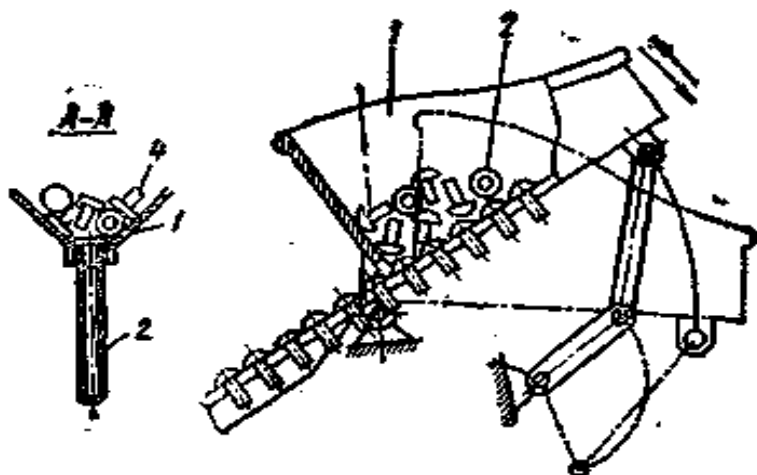


图 13.33

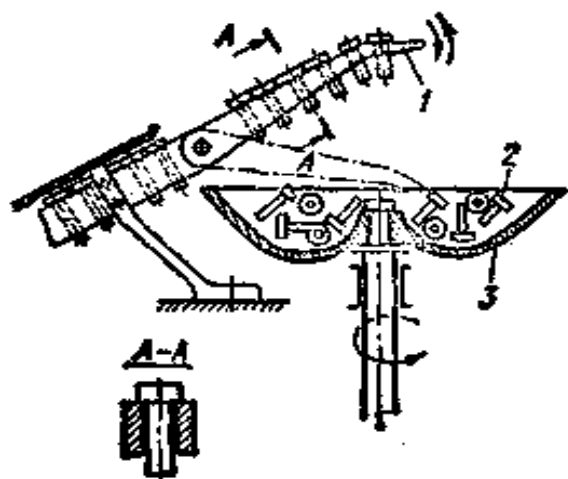


图 13.34

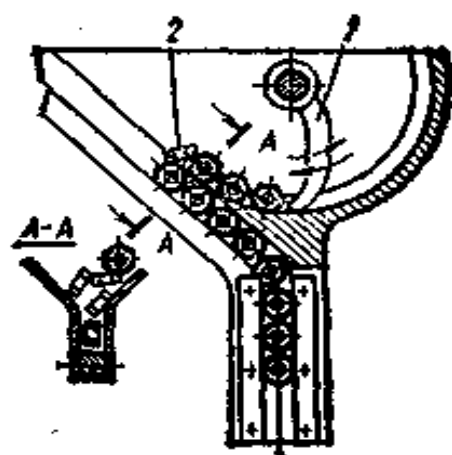


图 13.35

图13.32 摇杆式供料器。在固定料斗1的斜底里有缺口，在缺口内杠杆2绕轴3摇动。杠杆2由两个平行放置的薄板制成，这两个薄板之间的空隙等于坯件4的小头直径。

图13.33 摆动料斗供料器。摆动料斗1使装在它里面的坯件2翻滚，由此造成坯件的杆身掉落入底缝中的可能性。在料斗的

上面位置，由缝隙导向的坯件沿斜面向下移动，送到接受槽中。

图13.34 转台式供料器。摆动杠杆1端部是由两个平行安置的薄板制成，它在下面位置与装满坯件2的转台3的底部相接触。一些与杠杆相遇的坯件，以其细端进入薄板间的空隙，头部支靠在两薄板上。在杠杆1的上部位置，坯件在重力作用下向接受槽移动。

图13.35 用于棱柱状六边形坯件的供料器。杠杆1的摆动使六边形坯件2移动以达到相应的位置，并堆积到供料器的导路上。

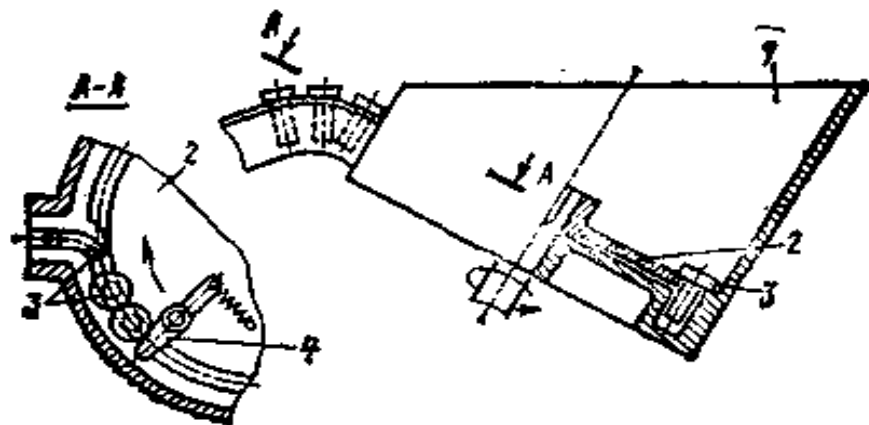


图 13.36

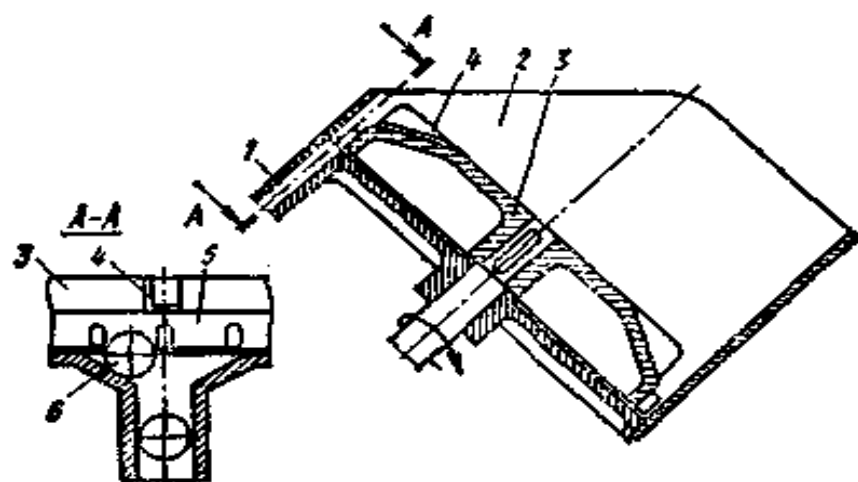


图 13.37

图13.36 转盘式供料器。带转盘2的料斗1安装成与垂线成一定角度。沿料斗底的周边有槽，当坯件3占据图上所示的位置时，它们在棘爪4的作用下，自由地在槽中移动。在供料器的上部，坯件移向接受槽。

图13.37 圆片与垫圈用供料器。在有斜底的料斗壳体中，带隔板4和凹座5（截面A-A）的碟形圆盘3转动着。圆盘3的倾斜位置能使被输送的垫圈6在筋板的凹座中定位。圆盘转动时，垫圈向上移动，并沿着斜面被推到接受槽中，然后沿料槽到供料器中。

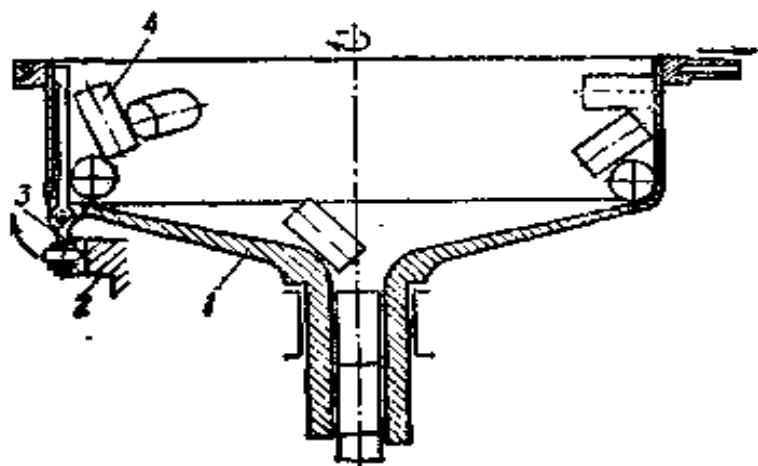


图 13.38

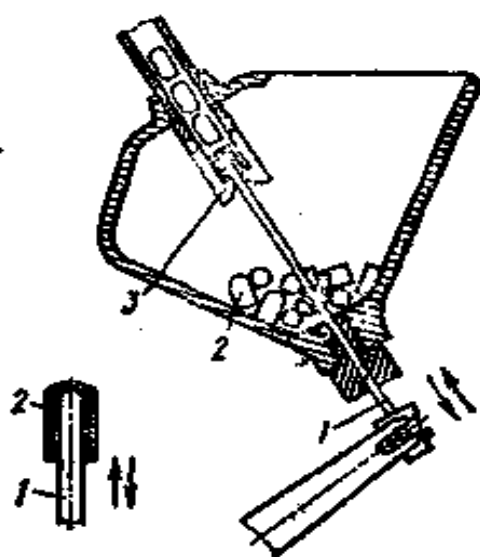


图 13.39

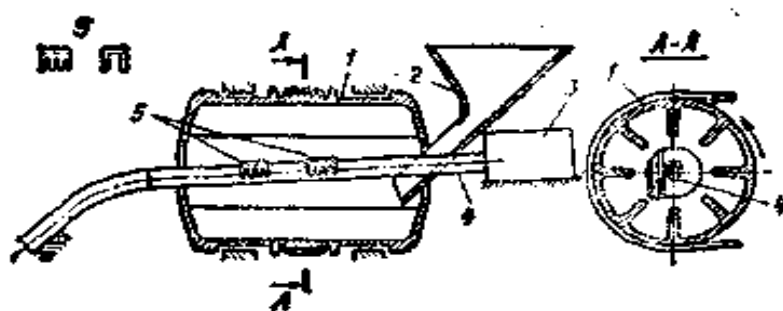


图 13.40

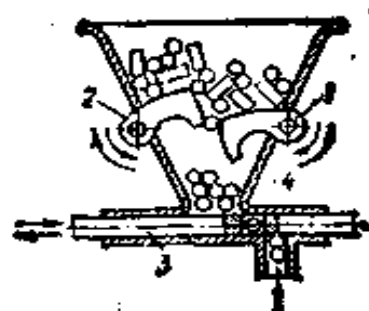


图 13.41

图13.38 圆柱形坯件用的供料器。料斗1以这样的速度转动，在此速度下，坯件移离中心，并在离心力作用下，将其压到

料斗的侧壁上。固定在料斗上的杠杆 3 在遇到不动凸轮 2 时，将坯件推向中心，其中一部分落到垂直安装的接受槽的孔中

图13.39 帽状坯件用的供料器。杆 1 作往复运动。被杆向上托住底部的坯件 2 进入带弹簧咬口 3 的接受管中。

图13.40 复杂形状坯件的抓取和定向机构。经由漏斗 2 向由皮带传动带动的筒式料斗 1 送入“Π”字型坯件。当带有筋板的圆筒转动时，坯件落到与振动器 3 连接（从右面）的斜刀刃 4 上。

图13.41 摇杆式供料器。摇杆 1 和 2 同步摇动，并将短柱式坯件 4 以定向位置送至推杆 3 处。

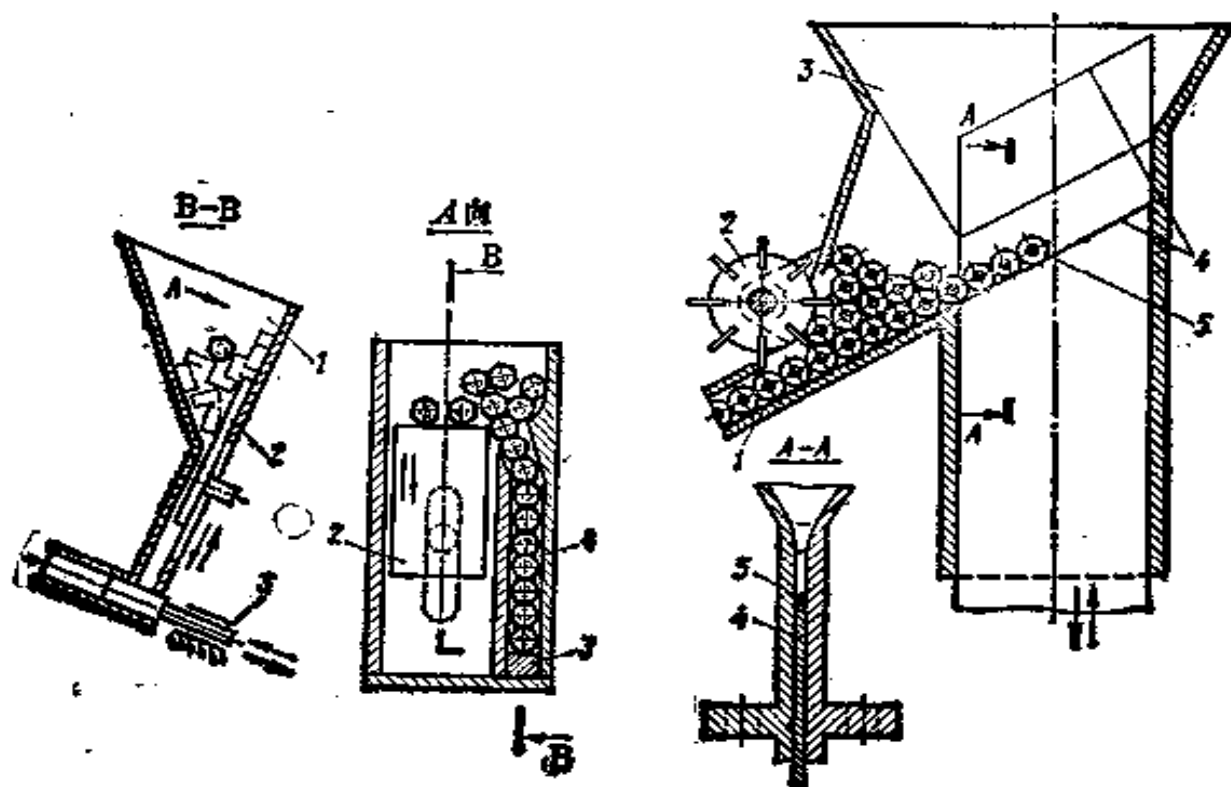


图 13.42

图 13.43

图13.42 螺纹切制机床用的加料装置。装到料斗 1 中的螺母，借助于往复运动的挡板 2 被移进沟槽 4 中。从沟槽 4 由推杆 3 将螺母送向丝锥。

图13.43 圆形薄坯件用的供料器。由曲柄连杆机构带动的滑板 4 在有上斜面的槽中移动；坯件 5 从料斗 3 掉落到这里。滑板

下降时，坯件落到斜槽 1 中。坯件的均匀供给，由带弹性叶片的转轮 2 来调节。

图 13.44 周期作用的供料器。

转盘 2 (图 13.44 a) 具有 12 个径向槽。槽的尺寸对应于平面坯件 6 的尺寸。借助于带曲柄 3 的 12 个槽的槽轮机构 5，而使盘 2 在转动中时而停歇。停歇时，盘

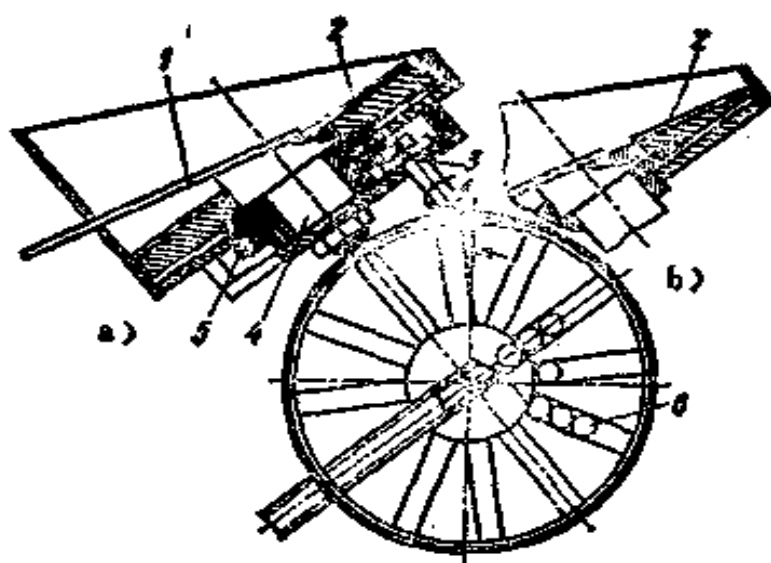


图 13.44

2 的槽跟固定轴 4 的端部凸台及料槽 1 重合。

为改善坯件下滑的条件，盘 2 做成圆锥形 (图 13.44 b)。

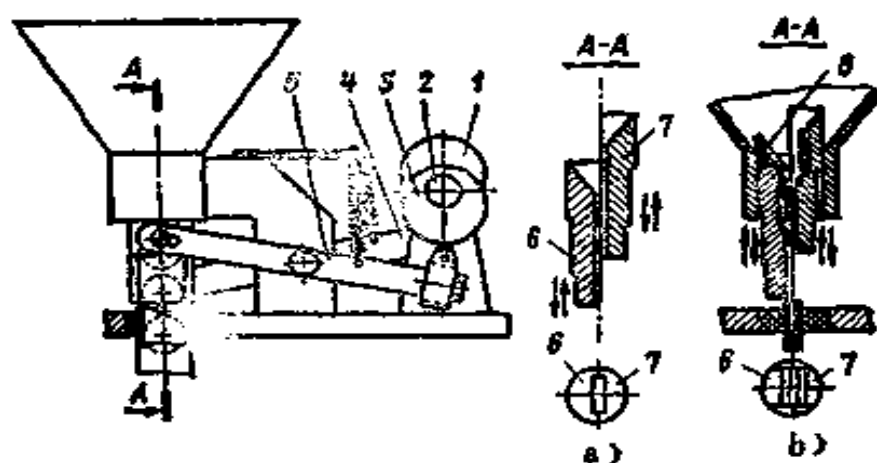


图 13.45

图 13.45 带有往复运动截断器的料斗。用于平面坯件 8 的截断器 6 和 7，由具有轴 2 和偏心块 1 及 3 的凸轮机构的杠杆 4 和 5 驱动。偏心块的相位差为 180° 。为了提高在上部的生产率，将轴瓦 (图 13.45 b) 对应坯料的尺寸予以加深。

图 13.46 带摆动扇形板的料斗。由摆动扇形板 2 将坯件 4

从料斗 1 送到槽 3。当扇形板在下面位置时坯件落入其槽中，一部分是当向上提升时落入。当扇形板槽底和料槽 3 的底对齐时，坯件向下移动。

图 13.47 旋转叶轮式料斗。盘状、垫片状和螺母状等平面坯件，由在轴 3 上转动的叶轮 2 送进加料槽 5。当槽 5 的左下部未加载时，棘爪 4 防止坯件从它的上部脱出。弹簧 ϵ 固定棘爪。

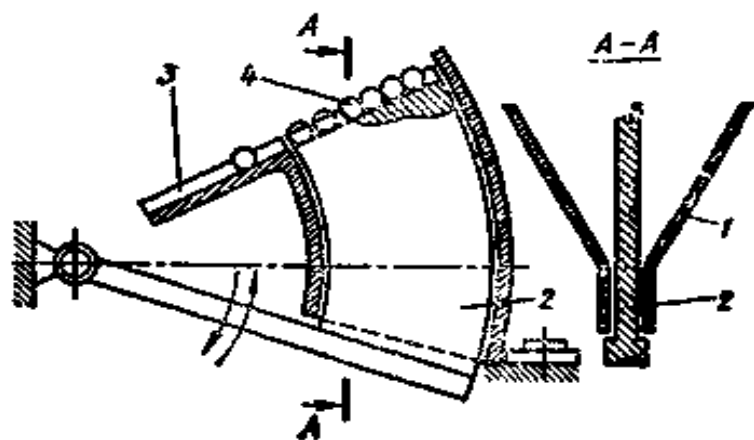


图 13.46

图 13.48 用于将圆形坯件输送到分选机构去的料斗。坯件 2 装入带转动式圆锥形底 4 的料斗盘 1，它们掉入环形槽 3，并由摩擦方输送到分选机构中去。

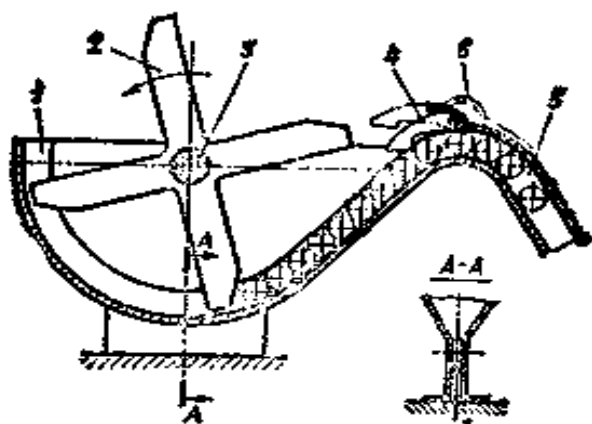


图 13.47

图 13.49 箱式料斗。固定到斜圆盘 3 上的筋条 2 组成料箱 5。当盘 3 按箭头方向转动时，装到料斗外壳 1 的坯件掉入料箱 5，并通过隔板 4 的孔落到斜槽 6 中。在图 13.49 b) 中示出用于链节的料箱形状。

图 13.50 供给长杆件用的加料装置。从装有振动器 2 的料斗 1，杆 3 进入六角车床箱体 4 的槽中。箱体 4 周期地转动。在 A 位置杆件由夹板（图中未画出）支撑住并在其上钻孔，在 B 位置杆件从槽中落到吊斗里。

图 13.51 用于圆柱形坯件的供料器。滑块 3（有保证在极限

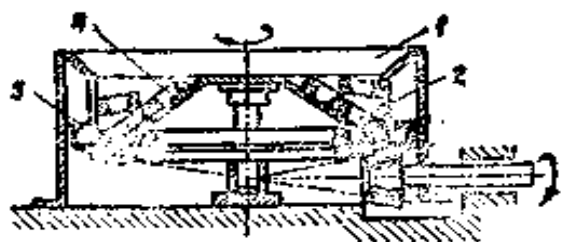


图 13.48 (原书误为图13.49)

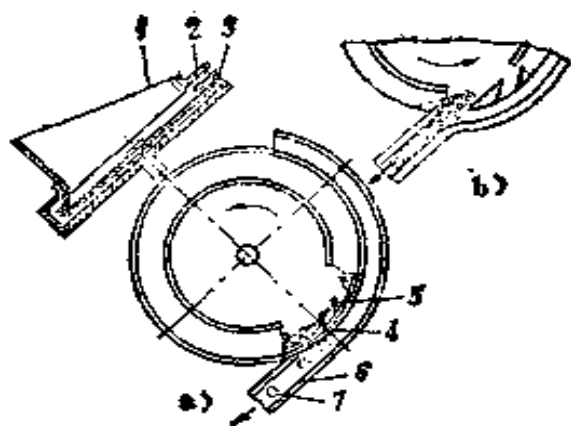
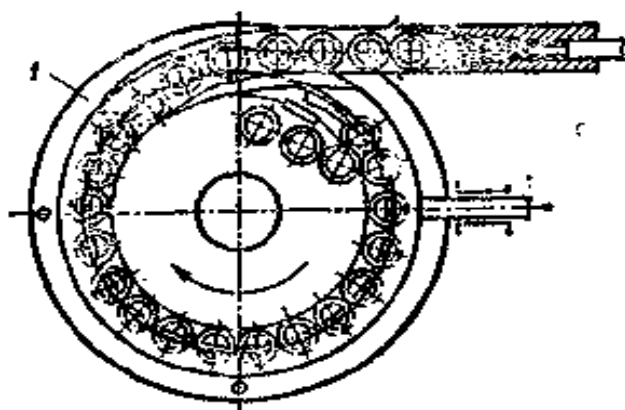


图 13.49 (原书误为图13.48)

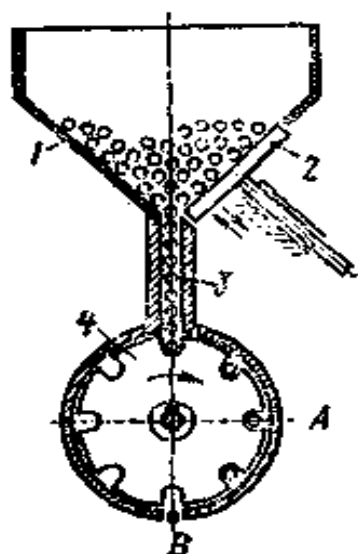


图 13.50

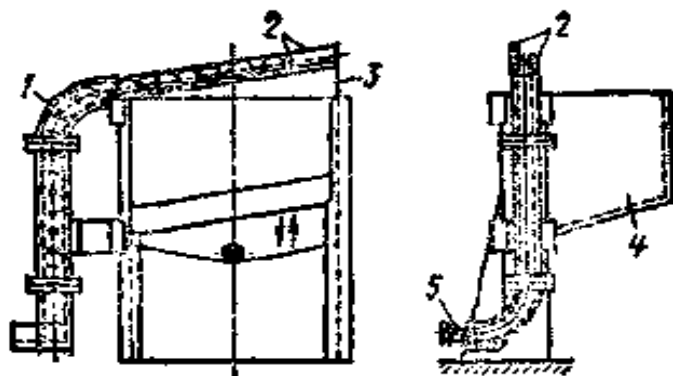


图 13.51

位置停歇的驱动装置) 在装有坯件的固定料斗 4 里运动, 它支撑着两个不同高度的钢板 2, 钢板形成托架。在滑块的上方位置, 坯件 5 滑进管路 1。

存仓式供料机构

图13.52 运送圆形或近似圆形零件用的管式存仓, 零件是顺

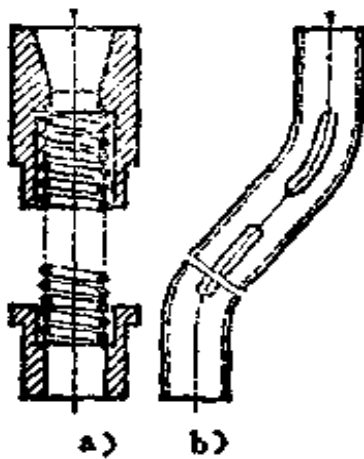


图 13.52

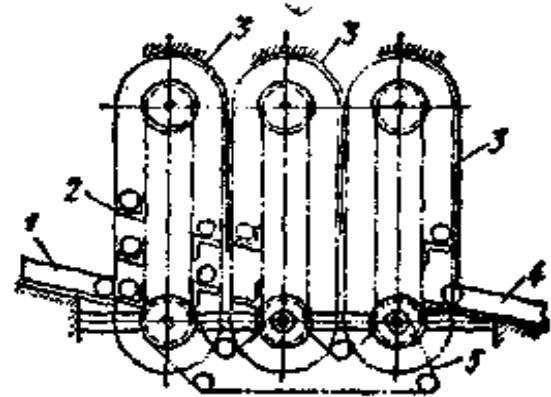


图 13.53

着它的转轴方向输送的； a) —螺旋式管道； b) —带观察孔的刚性管道。

图13.53 带存放坯件的垂直式提升机的直线存仓筒图。坯件沿接受槽 1 进入提升机的支承装置 2，再通过外壳 3 上的孔传送到下一提升机上去。末端提升机将坯件传给出料槽 4。各提升机由一个链传动 5 带动而同步工作。

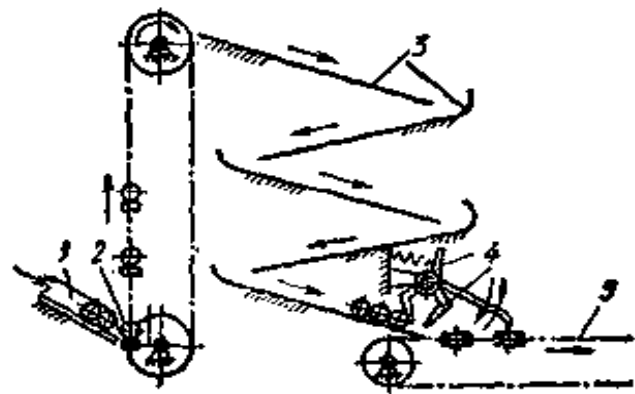


图 13.54

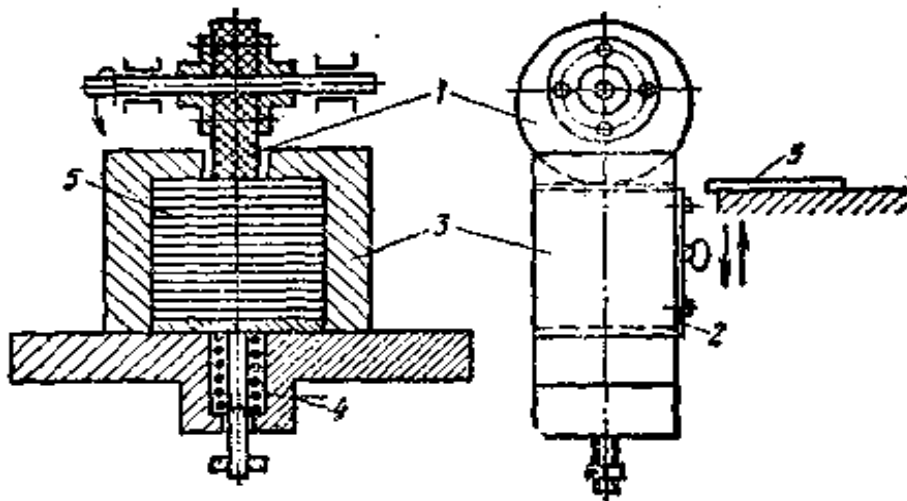


图 13.55

图13.54 矿井用存仓。坯件 2 沿接受槽 1 进到提升机的支承装置上，再传送到贮存器的斜面 3 上。截断器 4 将坯件拨给输送带 5。

图13.55 用于薄板坯件的摩擦式供料器简图。转盘 1 由毛毡或橡胶制成，并偏心地装在轴上，由摩擦力将上面的零件 5 从贮存器 3 的板堆上送出。弹簧 4 保持板堆与上支架靠紧。闸板 2 调整坯件出口缝隙的高度。供料器用于半自动装置。

输送及辅助装置

图13.56 将零件从一个输送机上自动转送到带式或板式输送机上。悬挂在输送机 1 吊钩 4 上的零件 3 自动转送到带式输送机 2 上。带式输送机的速度 v_2 应比输送机的速度 v_1 大 30~40%。

图13.57 用于将制品运到伊诺契金 (Иночкин) 的机床线上的抓钩输送机。抓钩 2 与输送机的链条 1 铰链连接。在链条的承载边抓钩垂直于链条地安装着，并支承所输送的制品 3，在链条

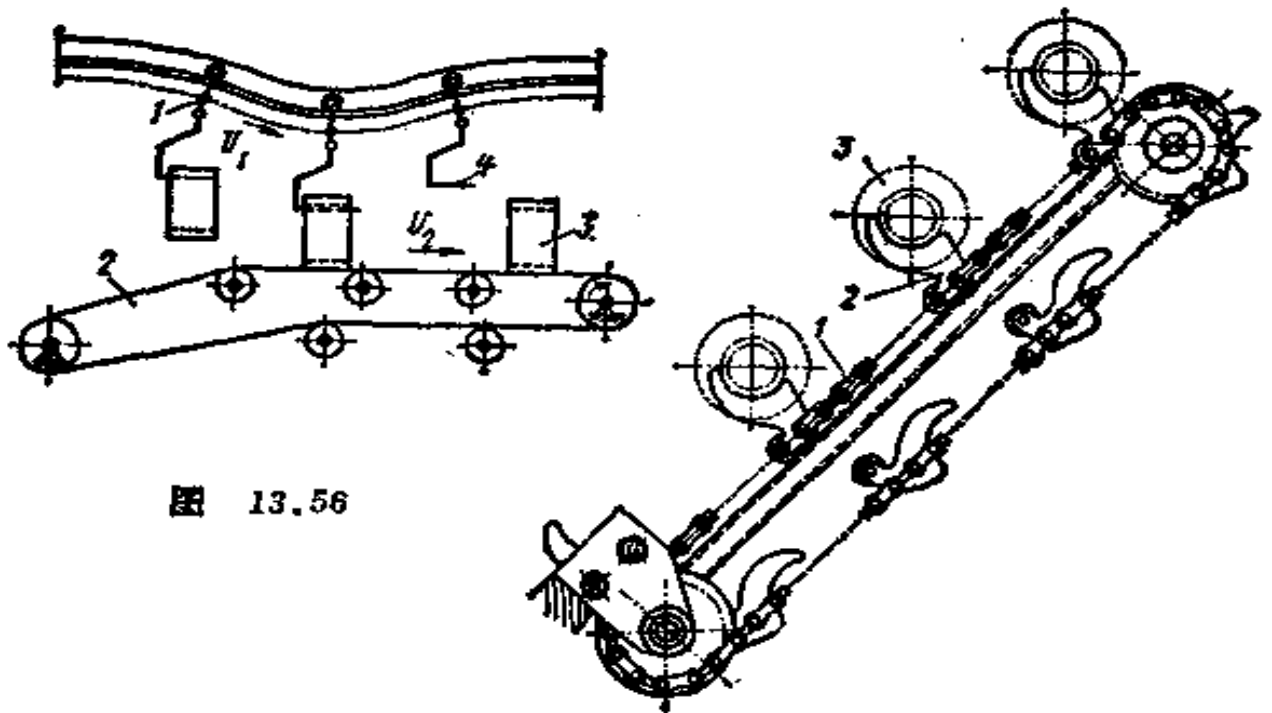


图 13.56

图 13.57

的非承载边，抓钩平行于链条地安装着。

图13.58 由两种转辊（圆柱2和圆锥1）组成的输送圆形坯件用的装置。两个转辊的上边母线配置得平行于水平面。坯件3的移动，由摩擦力的分力来完成，而这种分力是由圆周速度差引起的。

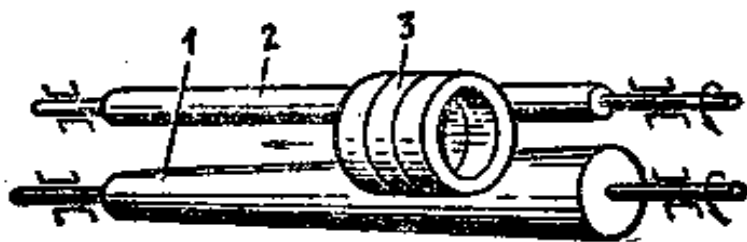


图 13.58

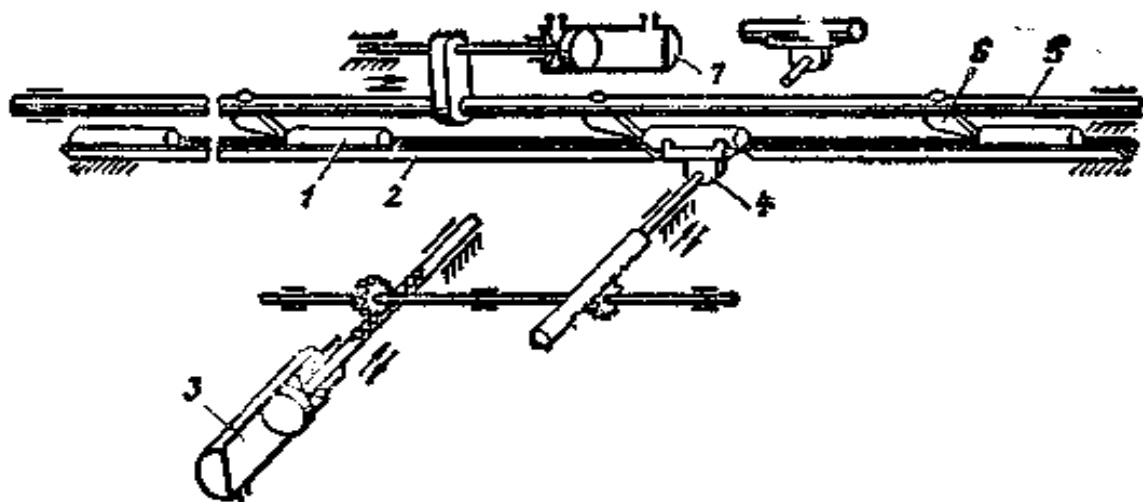


图 13.59

图13.59 输送圆形坯件用的步进式输送机简图。坯件1借助于带弹性棘爪6的柱杆5沿料槽2输送。柱杆5由液压缸7获得往复运动。在卸载处安装带有公共传动的若干供料器4，该传动由油缸3和一些齿轮-齿条传动组成。

图13.60 在倾斜槽中运送齿轮。窄齿轮1(图13.60a)以十字交叉的形式进行输送。

宽齿轮3(图13.60b)在料槽中运送时，互相不接触，该槽带有不平衡凸轮1，它能绕轴2转动。

当在凸轮1上有齿轮时，凸轮的位置会阻止下一个齿轮的移动。

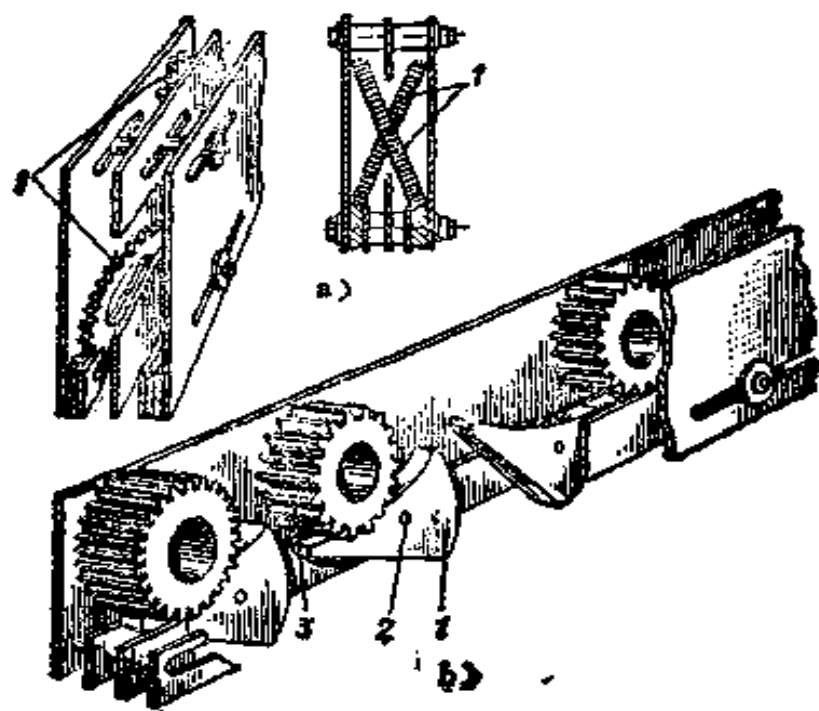


图 13.60

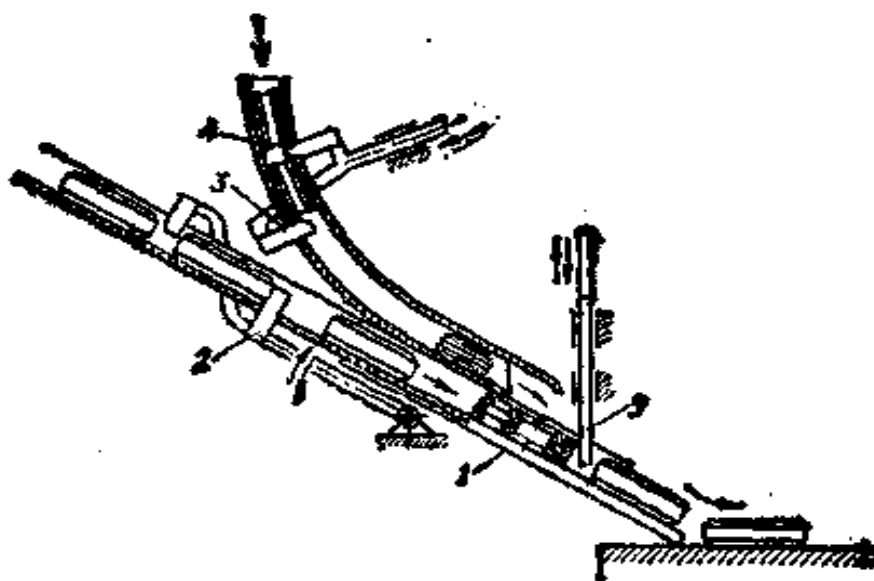


图 13.61

图13.61 用于轴承圈配套的机构。沿料槽 1 送来外圈，沿料槽 4 送来内圈。由截断器 2 和 3 实现座圈的连续供给。当提起闸板 5，则需要配套的圈进到热处理炉子。

图13.62 磁铁型抓取机构。用装在运输带上的永久磁铁 3，从料斗里将坯件取出。在固定磁铁位置被吸引到运输带上的坯

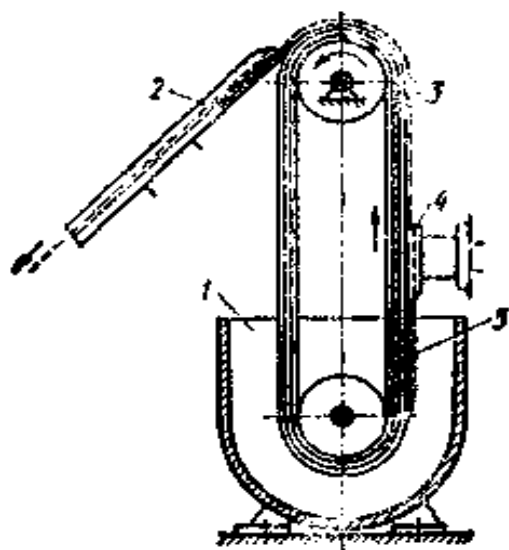


图 13.62

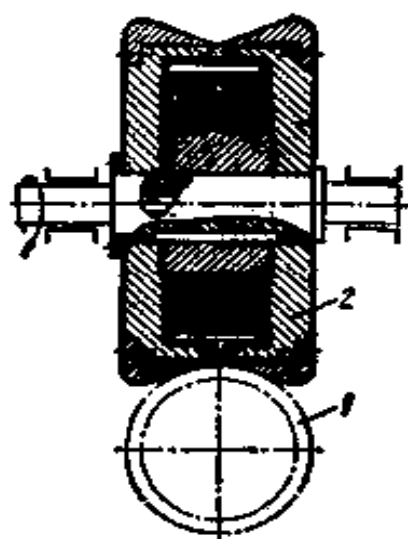


图 13.63

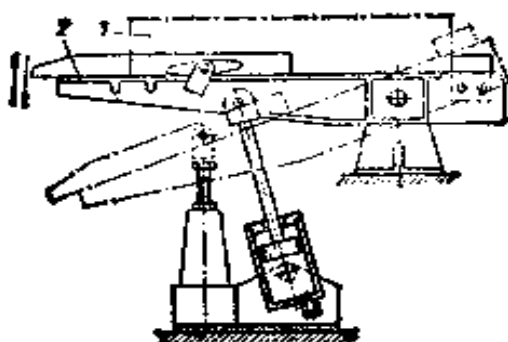


图 13.64

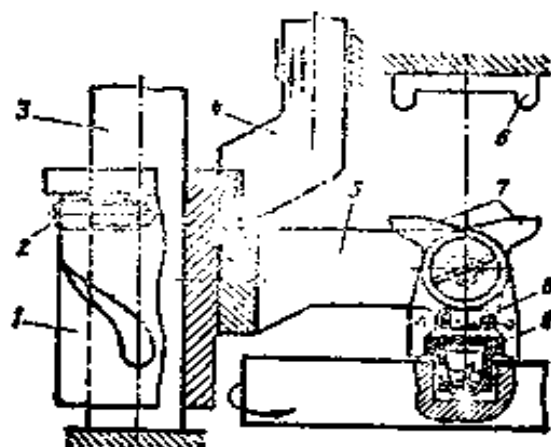


图 13.65

件 5 由拨料机 4 进行校正，并由非磁性材料制成的、位于该装置上部的料槽 2，将离开的坏件带走。

图13.63 电磁滚。用于在炉式管焊接的连续轧机中在滚子 2 的底面输送管子 1，也用于从电解涂层池里提取管子，等等。

图13.64 摆动式输送机。由摆动台 2 将坏件 1 从输送机上间歇地送到机床上的加料位置。摆动台由气力传动驱动。

图13.65 用于从转换盘的凹穴里取出安全器的装置。与压力机滑块相连的托架 4，使具有螺纹槽的套筒 1 产生相对于柱 3 的运动。由于固定在柱子上的销子 2 的作用，套筒 1 在轴向位移时

发生旋转。在套筒上固定着托架 5，其上通过铰链固定着有弹簧控制的抓取器 7。

当滑块靠近下极端位置下滑时，抓取器夹住安全器 9，滑块开始提升时，安全器被从槽中提出，然后杠杆旋转，而当抓取器与固定挡块 6 相遇时，安全器被放开，并落到槽中。抓取器相对安全器的定心，由柱销 8 完成。

制品检验和分选的装置

图13.66 用作管子分选的转鼓。跟水平面安装成某一 α 角
的两个鼓筒 4 与 5，以同样的速度转动，用于长、短管的分选
(1—长管；2—短管；3—内鼓的孔；B—用于使长管更快地
移到槽上的螺旋)。

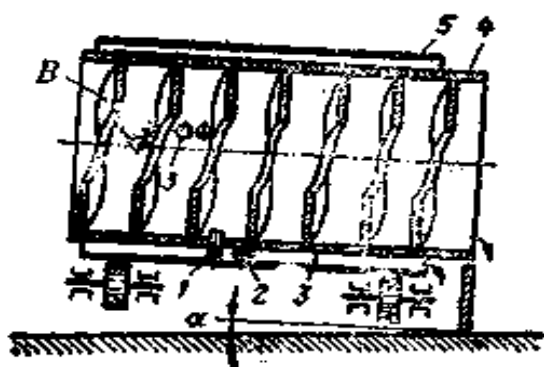


图 13.66

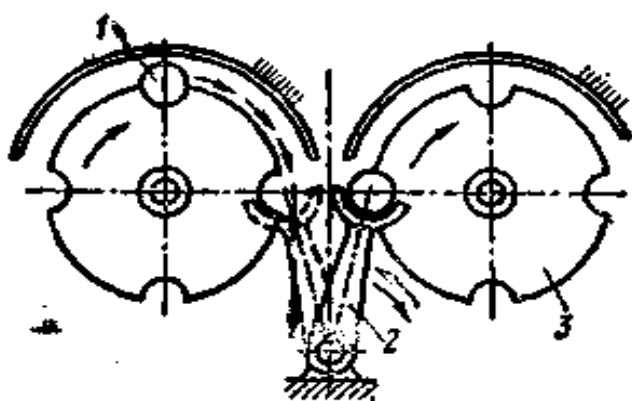


图 13.67

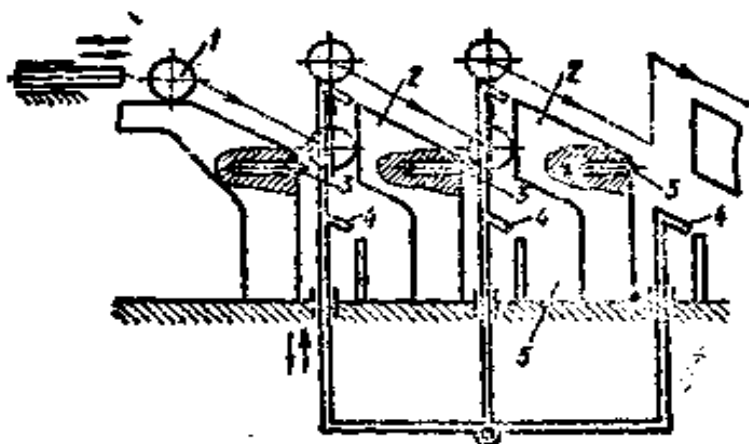


图 13.68

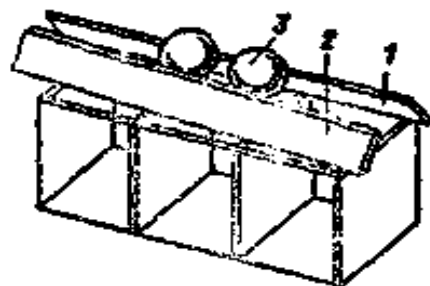


图 13.69

图13.67 自动检验制品尺寸时用的输送装置简图。当制品 1 的尺寸不合通时（测量这种尺寸的仪器在图中未画出），叉 2 被置于下落轨迹的右侧，报废的制品落到料槽中，合格制品在此情况下被置于左面的叉子抓住，再送到盘 3 上，继而进入第二个料槽。

图13.68 制品沿折线运动的输送测量装置。推杆 4 在作往复运动时，将制品 1 提高到下一个测量位置的倾斜面 2 上；制品或者通过测量卡爪 3 之间，经通道 5 掉落到斜槽上，或者运送到下面的位置上去。前后的测量卡爪间的距离（经调整）一个比一个大。

图13.69 用于输送和按尺寸将滚珠分选的装置。滚珠 3 沿着两个互相倾斜成某个角度安装的直尺 1 和 2 滚动，同时从两尺之间落到相应的槽中。

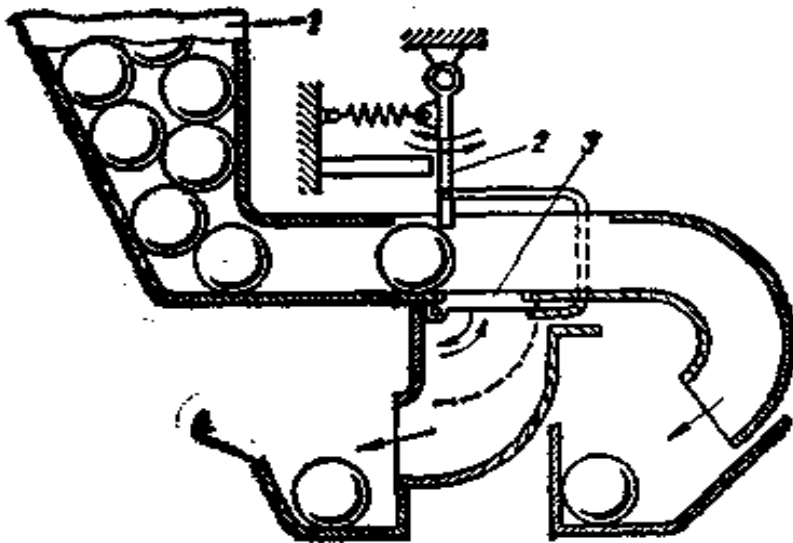


图 13.70

图13.70 用于将轴承滚珠分选并送到输送机上的自动仪器。从料斗 1 进到输送机上的滚珠，如果其尺寸大于所要求的，就卡在闸门 2 处，打开以弹簧控制的窗口 3，落到报废品箱 4 中。

图13.71 用于将制品按高度分选的装置。置于星轮 1 上的制品 2 由挡块 3、4 和 5 抛送，挡块与星轮面间的距离逐渐减小。

图13.72 带有按长度分选针的量规之输送装置。从料斗将针

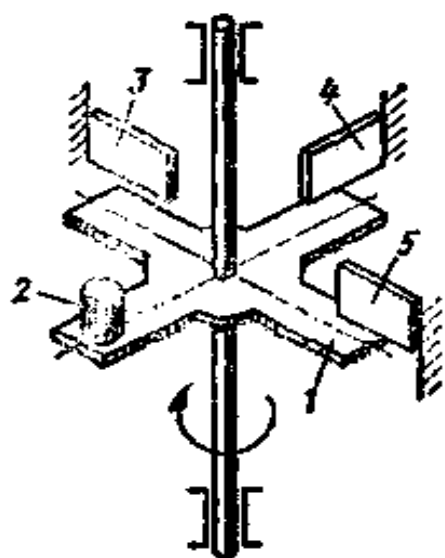


图 13.71

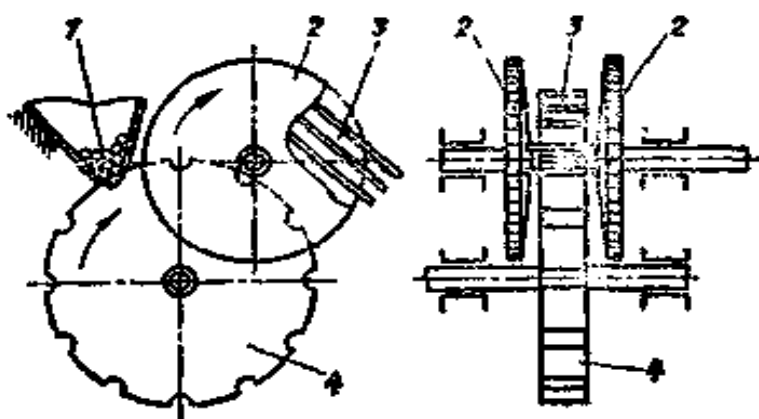


图 13.72

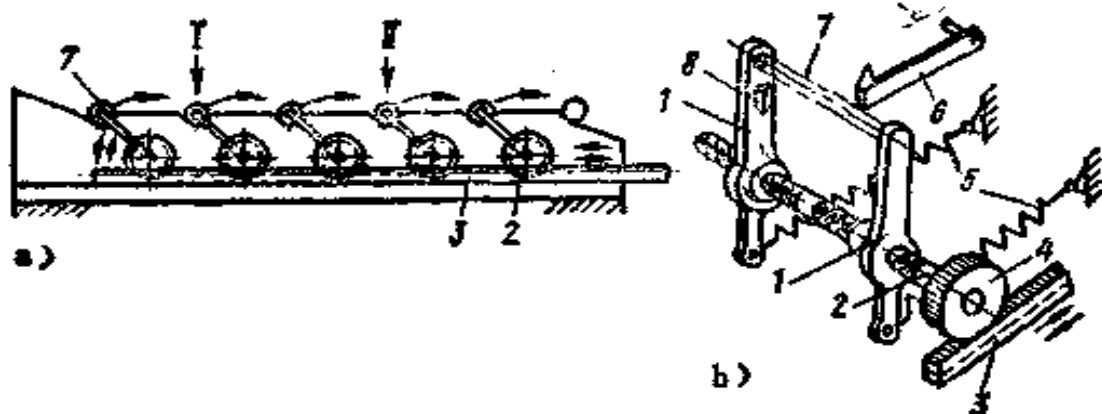


图 13.73

1 送到运输盘 4 的槽中，盘在量规的两个圆锥盘 2 之间转动。决定于针的长度，在离量规转轴的不同距离上，针楔入两盘之间，因此，每个间隔的小槽中填满一定尺寸的针。

图13.73 自动检验制品尺寸的输送装置。被检验的制品，从位置 I 向位置 II 等处（图 13.73 a）的输送由抓取器 1 来完成。这些抓取器在绕轴 2 的轴线（图 13.73 b）摆动时，抓住制品的两头。齿条 3 和齿轮 4 相啮合（图 13.73 a 与 b）并作往复运动，而齿轮 4 与轴 2 固接。

弹簧 5 阻碍着抓取器 1（图 13.73 b）顺时针旋转。因此，

当齿轮 4 顺时针向转动时，起初抓取器在轴 2 上沿着左、右螺纹逐渐靠近，直到制品为足够大的力所压紧，然后带着制品 7 转动。

在反时针旋转时，抓取器 1 由活销 6 阻止发生运动，因为活销咬住凸块 8。齿轮 4 转某一个角后，抓取器分开，松开产品，并在活销 6 脱开时恢复原来的位置。

给料机

图13.74 带排除金属夹杂物装置的给料机。散粒体 2 从料斗 1 运到平台 3 上，并由链条 4 沿箭头 A 的方向输送。在平台边上，放置有电磁铁 9，当金属夹杂物通过它的磁场时，影响到控制电磁铁 8 的电子装置的工作。电磁铁 8 在短时间内打开平台 5 的闸门 6，带有少量物料的金属零件落进匣 7 中。

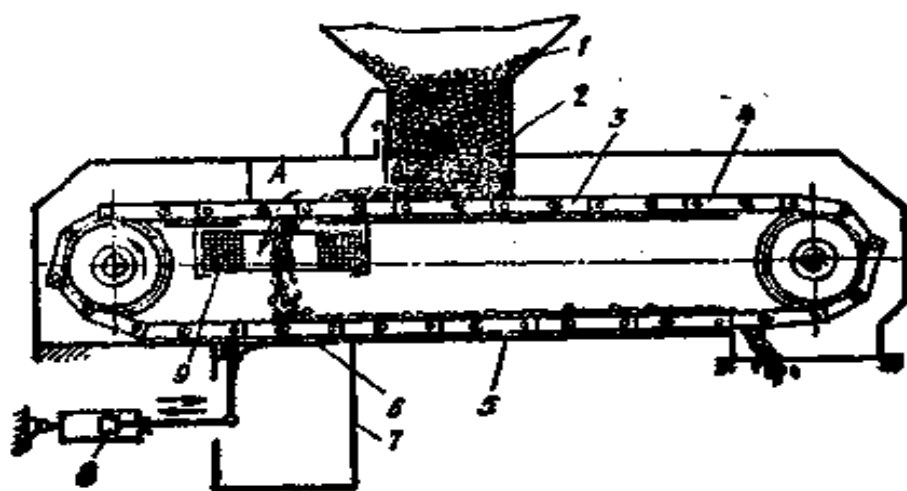


图 13.74

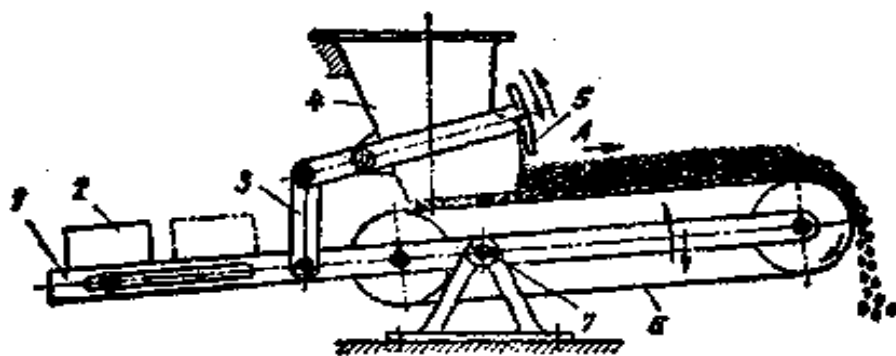


图 13.75

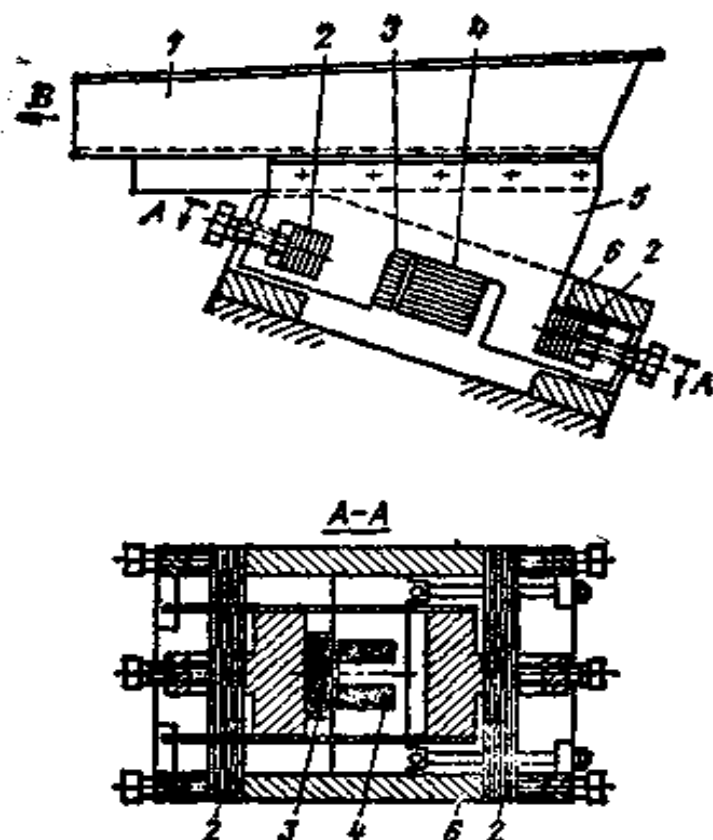


图 13.76

图13.75 能自动调节生产率的给料机。给料机装在支架1上，此架以铰链7为支点起着摆动秤杆的作用。位于皮带6上的物料由配重2平衡。闸门的杠杆与固定料斗4铰链连接，并借助于连杆3与供料器支架可动地连接。如果向皮带上供料的量多于所需要的，则支架1顺时针转动。这样，闸门5就关小料斗的出口反之，则开大。配重2在架子上的位置决定着给料机的生产率。

图13.76 用于散粒体的电磁振动给料机。在重型金属座板6的孔中装有几组板簧2，它们借助于侧板5和料槽1相连。电磁铁的衔铁3固定在料槽上，而电磁铁线圈4则被固定在座板6上当电磁铁通电，衔铁和料槽1以一定倾斜角向右移动，同时压紧板簧2；这时，所运物料不跟随这种运动。电磁铁断路时，在板簧2的作用下，料槽1恢复原位，将物料向箭头B的方向输送。

图13.77 用于松散性差的粉状物料的气压振动式给料机。斗1和料槽2借助于两个板簧4固定在支架6上。气压振动器5

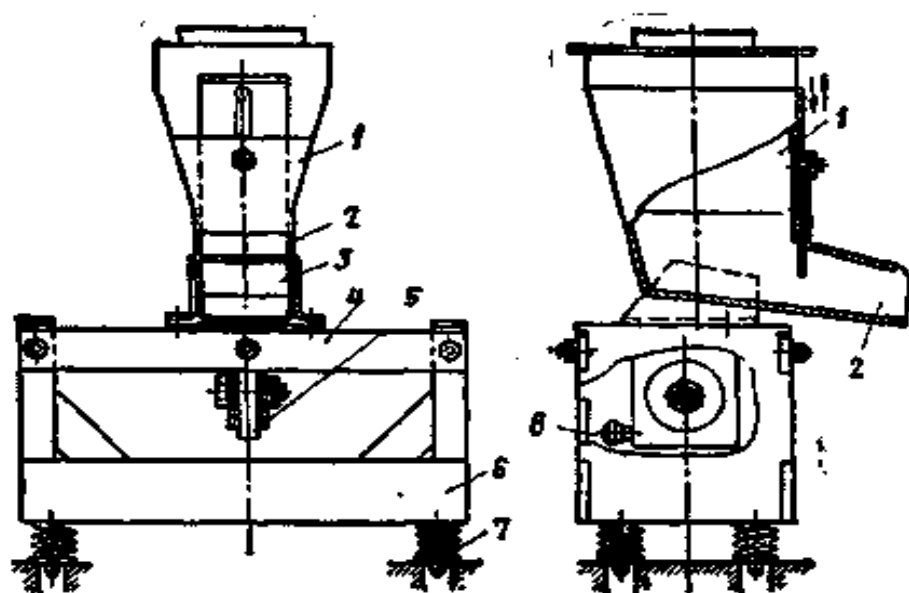


图 13.77

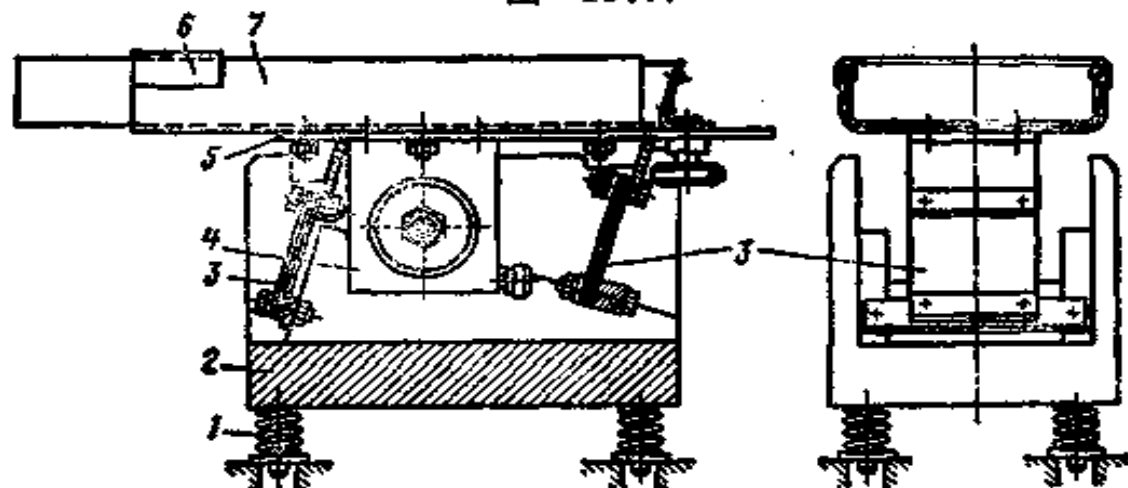


图 13.78

激发料斗振动。经过管接头 8 压缩空气被送至振动器。隔振器 7 用作支架 6 的支承。用调节出口大小、料斗的振动频率和振幅等办法，调节给料机的生产率。

图13.78 装在铸造架体 2 上用于散粒体的槽式气压振动给料机；架体位于四个隔振器 1 上。带振动器 4 的座板 5，由两个板簧 3 固定在架体 2 上。物料顺料槽 7 输送，而且可使接受槽 6 沿槽 7 移动和固定

图13.79 用于散粒体的圆盘给料机。生产率决定于平台 3 的转动频率 料筒 1 的位置（旋转螺旋 2 可将料筒安置在给定的高度）和刮板 4 的位置。

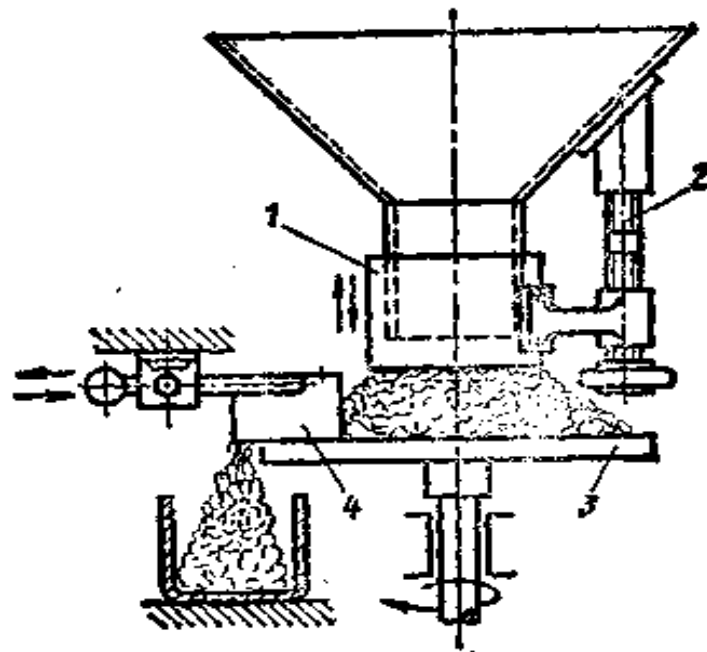


图 13.79

供料漏斗

图13.80 压紧散粒体的供料漏斗简图。绕料斗轴1转动的管套5在将物料送给下模孔3中时停住，然后移到一旁(2—冲头；4—顶出器，其位置取决于剂量)。

图13.81 散粒体的供料漏斗。供料漏斗箱由4和2两部分组成，并由气压驱动装置1得到往复运动；转动与齿条啮合的齿轮5，使部分2发生相对于部分4的位移以调节从料斗3中所接受的漏斗容积。

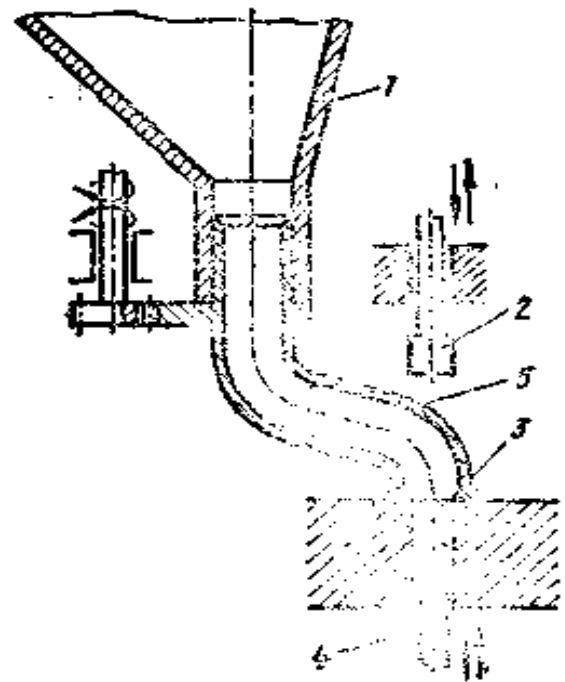


图 13.81

图13.82 料斗式供料漏斗。一个位于另一个上面的双料斗1和2的闸门，由气缸4和3带动；气缸4和3是联动的，即一个

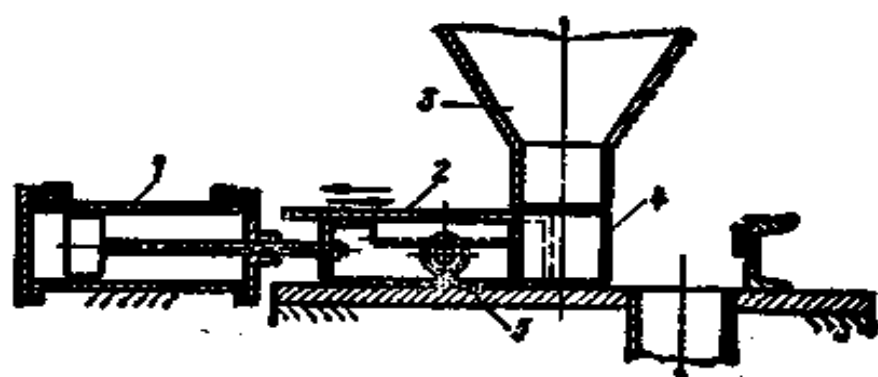


图 13.81

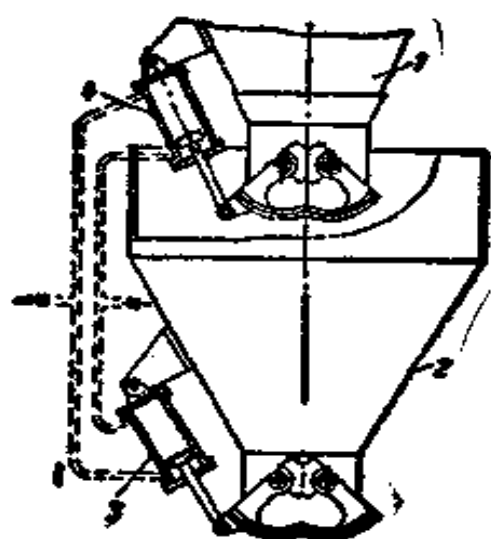


图 13.82

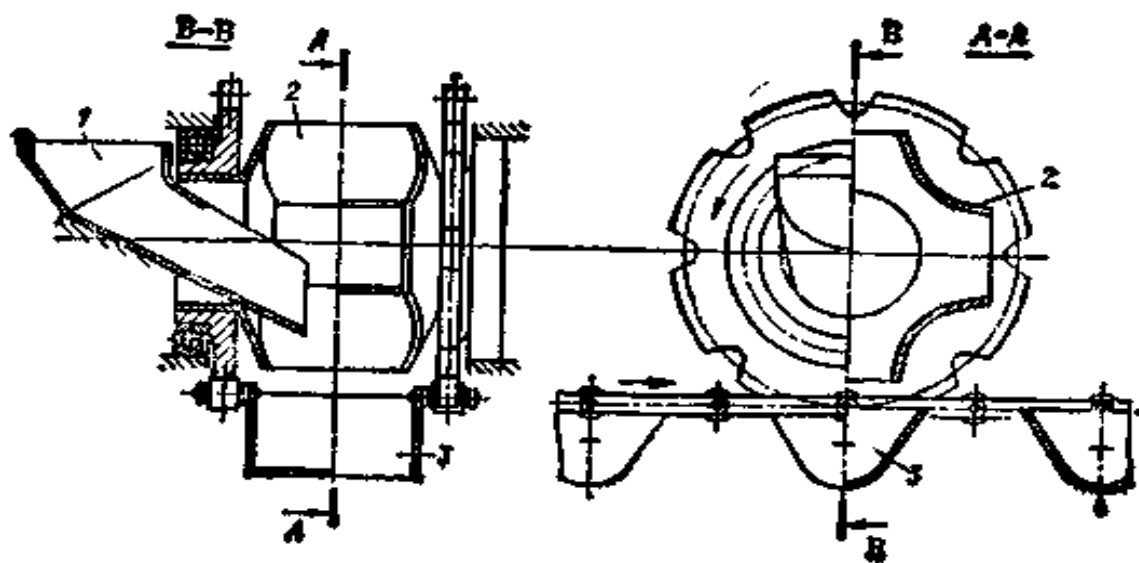


图 13.83

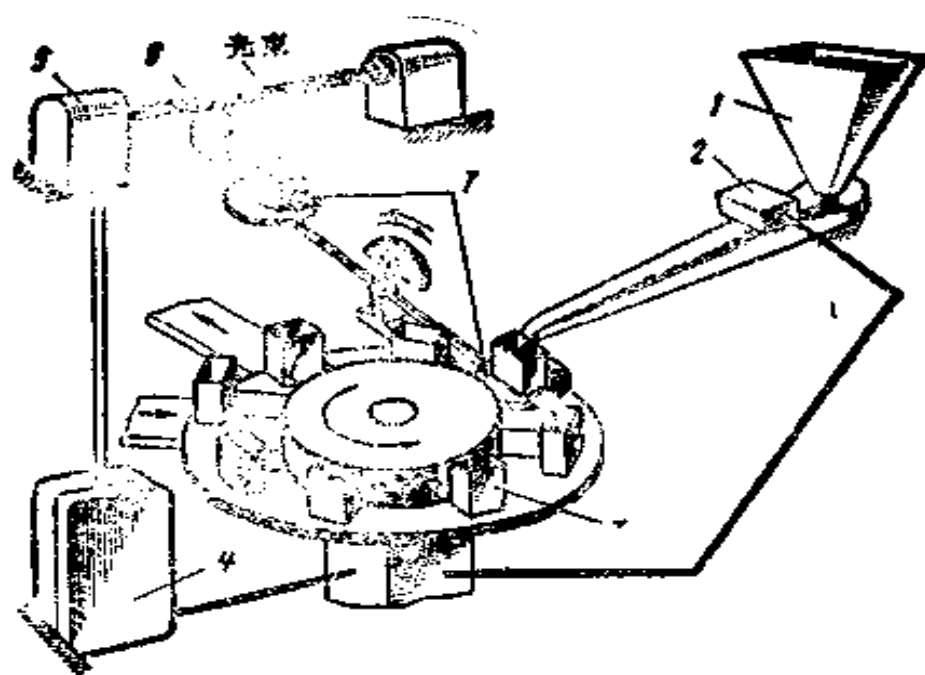


图 13.84

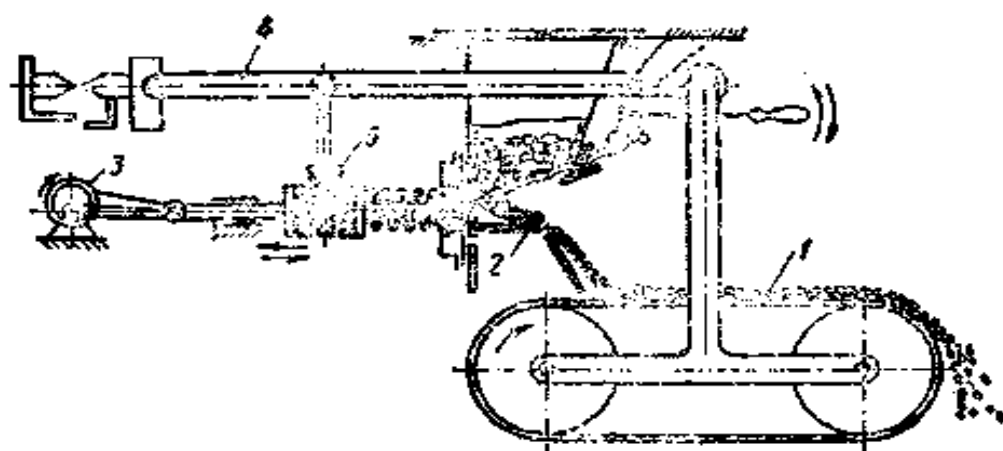


图 13.85

打开、另一个关上。

图13.83 旋转式装料分配鼓。散粒体由料斗经过料槽 1 供入鼓 2，再成份地充入链式输送器的斗 3 中。

图13.84 借助于光电管自动控制的重量式供料漏斗。由转台将空盒 3 送到称量盘 7 上，并由振动给料机 2 从料斗 1 将其装满散粒状物料。

当达到重量平衡，旗形遮挡板 6 遮住作用到光电管 5 上的光

束，由于光电继电器 4 作用而停止供料。

图13.85 带式重量供料漏斗。漏斗的生产率可同时由运输带速度及给料机的供给量进行调节，范围为 9.0~900 公斤/时。供料漏斗的传动(图中未画出)，包括变速器和计量仪，后者显示出运输带 1 在任何速度下走过的长度米数。

带有偏心 3 的振动给料机，由总传动带动。

给料机的生产率，由改变槽 2 位移的大小进行调节。这种位移借助于和称量器杆相连的橡胶楔 5 进行。譬如，当带上物料的质量很小时，带有楔的秤杆下降，槽的开度增长，供料漏斗的生产率增加。

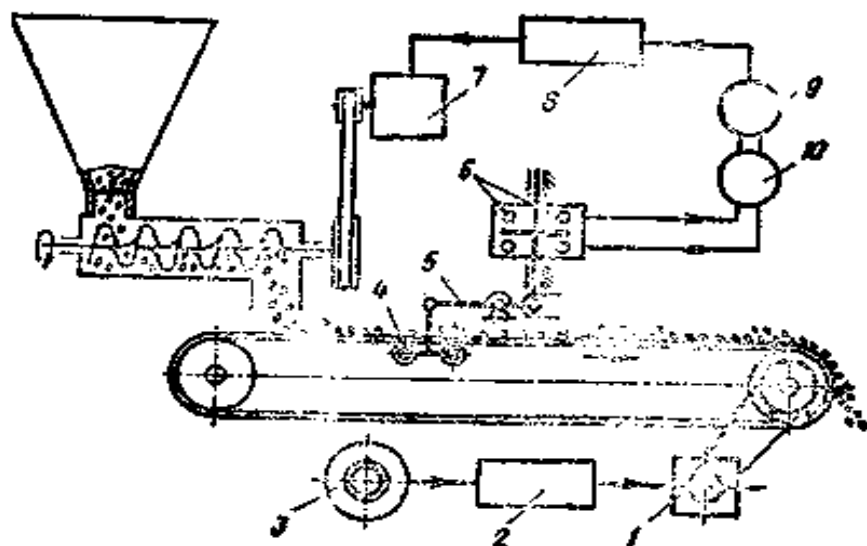


图 13.86

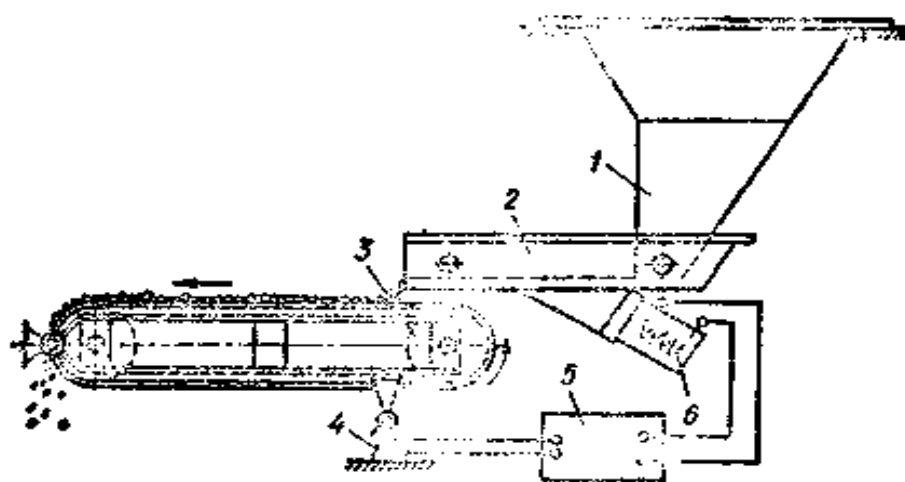


图 13.87

图13.86 带式重量供料漏斗简图。供料漏斗的生产率在 10吨/时 以下,可同时由改变带速和螺旋供料器的供给量进行调节。秤量器称台4与秤杆5相连,通过此秤杆,连接上、下触头6;这时借助由速度操纵装置9的电动机10及速度调节器8来改变物料输送螺旋驱动电动机7的转速。

操纵轮3通过控制台2调节输送机传动用电动机1的转速。

图13.87 带弹性磁传感器的重量式供料漏斗简图。物料从料斗1由带振动发生器的电磁振动给料机2送到带式重量输送机3上。输送机的一个支点(卸料那侧)固定不动并与架子铰接。第二个支点安装在弹性磁传感器4上,借助于此传感器通过调节器5对振动发生器并从而相应地对输送量进行控制。

液体用供料漏斗

图13.88 液面自动调节器。在贮器1中液体的水平面由浮子2调节,它固定在阀门3机构的杠杆上。贮器1中液面上升时,浮子2提升,并通过杠杆系统将阀门3下移,挡住进口。

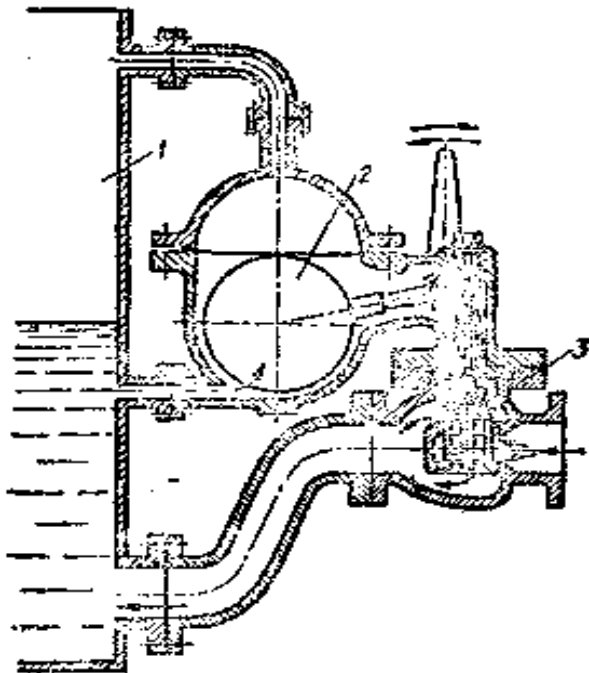


图 13.88

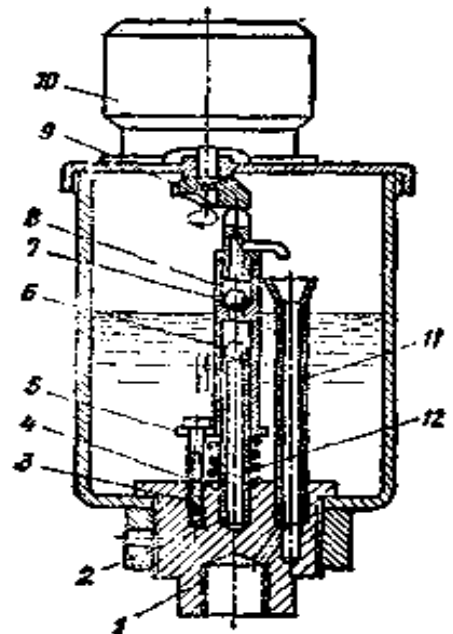


图 13.89

图13.89 液体润滑油漏斗。固定安装在管接头1中的活塞2的中心孔由阀6盖住并通过径向孔4跟贮油器相联系。缸8的工作腔由阀7盖住。泵缸8借助旋转凸轮9（由电动机10带动）及压缩弹簧12作往复运动。导向板5和螺钉3阻止油缸转动，并限制它沿垂直方向向上的移动。

润滑油从缸8的腔送到管子11，然后到轴承的润滑面。

供油量用转动螺钉3的方法调节。

图13.90 带测量容器和滑阀开关的溢流装置。测量容器1，装在带溢流液体的贮器2中，并在凸轮机构的作用下，周期性地垂直移动一个距离 H 。在容器1的最低位置，它就开始充满，这样，罩6的孔4被导向套8遮盖住。在容器1的最上端位置，孔4和套3中的孔重合，液体沿管子5流进运送瓶。

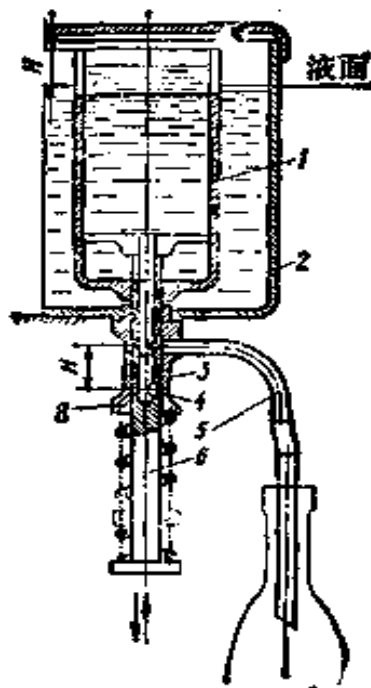


图 13.90