



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106662230 B

(45)授权公告日 2019.08.20

(21)申请号 201480079073.2

(22)申请日 2014.03.18

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 106662230 A

(43)申请公布日 2017.05.10

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2016.11.17

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/US2014/031136 2014.03.18

(87)PCT国际申请的公布数据
W02015/142323 EN 2015.09.24

(73)专利权人 R·R·拉金德兰
地址 美国密歇根州
专利权人 P·普拉桑特·阿尔·拉金德兰

(72)发明人 R·R·拉金德兰

P·普拉桑特·阿尔·拉金德兰

(74)专利代理机构 广州嘉权专利商标事务所有
限公司 44205

代理人 郑勇

(51)Int.Cl.
F16H 37/12(2006.01)

(56)对比文件
US 5440945 A,1995.08.15,
CN 103282694 A,2013.09.04,
FR 2841957 B1,2004.10.15,
CN 1133083 A,1996.10.09,
US 5603240 A,1997.02.18,

审查员 刘宝俊

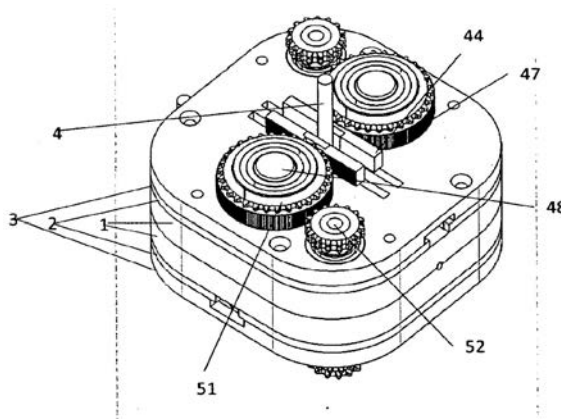
权利要求书3页 说明书16页 附图30页

(54)发明名称

具有不依赖于摩擦的均匀输入到输出速比的
无级变速器

(57)摘要

本发明的主要目的是在输入为均匀和稳定时提供均匀和稳定的输出,具有不依靠摩擦或摩擦系数而传递高转矩的能力。目前市场上许多无级变速器依赖于摩擦,因此缺乏传递高转矩的能力。那些没有依赖摩擦的无级变速器在输入为均匀和稳定的时候没有均匀和稳定的输出。该设计帮助减少总尺寸,并且在经济上有助于大量生产。该设计易于并入任何系统。该设计非常通用,并使用范围能够从轻负荷到重负荷。该设计允许替换现有普通变速器,而需要非常小的修改。该设计提供固定的同轴输入和输出的选择。



1. 一种无级变速器,包括:

至少一个模块,所述模块包括:

(a) 输入盘,其具有长度沿径向延伸的径向槽,所述输入盘设置在 (b) 速比凸轮盘和 (c) 交叉齿条装配体之间;

(b) 速比凸轮盘,包括至少部分地沿非径向方向延伸的非径向槽;

(c) 交叉齿条装配体,包括一个或多个齿条,所述齿条具有垂直于第一槽的纵向轴线的纵向轴线,所述第一槽接收 (d) 曲柄销;

(d) 曲柄销,其中所述曲柄销设置在输入盘的径向槽中、速比凸轮盘的非径向槽中、以及交叉齿条装配体的第一槽中,并且平行于输入盘的纵向轴线延伸;

(e) 一个或多个小齿轮,其安装在一个或多个小齿轮轴上并与相应的一个或多个齿条耦合;以及

(f) 至少一个从动非圆齿轮,其具有可操作地连接至输入盘的功能区和非功能区;

其中,所述至少一个模块布置成使得设置在输入轴上的至少一个主动非圆齿轮围绕纵向轴线以均匀的角速度旋转并且与所述至少一个从动非圆齿轮啮合并驱动所述至少一个从动非圆形齿轮,从而导致输入盘围绕其纵向轴线的非均匀的角速度,其中所述曲柄销使交叉齿条装配体往复移动,其中交叉齿条装配体仅允许沿一个或多个齿条的纵向轴线移动,并且交叉齿条装配体的往复移动使一个或多个小齿轮旋转,并且所述一个或多个小齿轮的旋转周期性地交替方向且被转换成输出齿轮或链轮的单向旋转,其中,当小齿轮沿特定方向旋转时,输出齿轮或链轮由一个或多个小齿轮轴以及单向轴承、棘轮机构、计算机控制的离合器中的至少一个旋转,单向轴承、棘轮机构、计算机控制的离合器中的至少一个使输出齿轮或链轮与小齿轮啮合。

2. 根据权利要求1所述的无级变速器,其中,所述速比凸轮盘和输入盘定位成彼此相邻且同轴,并且能够通过控制机构控制同步或非同步地旋转,且当旋转时,曲柄销的纵向轴线与输入盘的纵向轴线保持恒定的距离,且当非同步旋转时,通过速比变化机构改变从曲柄销的纵向轴线到输入盘的纵向轴线的距离。

3. 根据权利要求2所述的无级变速器,其中,所述控制机构包括第一对锥齿轮,其包括:第一主动锥齿轮和具有不同节圆直径的第一从动锥齿轮,其中,第一主动锥齿轮同轴地连接到输入盘,并且第一从动锥齿轮同轴连接到主动直齿轮,主动直齿轮继而旋转一相同的从动直齿轮,所述从动直齿轮与所述主动直齿轮通过使用垫片以设定的距离隔开,并且从动直齿轮同轴连接到第二对锥齿轮的第二主动锥齿轮,使第二对锥齿轮的第二从动锥齿轮旋转,其中,第一主动锥齿轮与第二从动锥齿轮相同,第一从动锥齿轮与第二主动锥齿轮相同,第二从动锥齿轮同轴连接到速比凸轮盘;当主动直齿轮和从动直齿轮的纵向轴线之间没有相对运动时,输入盘和速比凸轮盘同步旋转,且当主动直齿轮和从动直齿轮的纵向轴线之间存在相对运动时,输入盘和速比凸轮盘非同步旋转,这种非同步旋转,通过速比变化机构,改变输入盘的纵向轴线和曲柄销的纵向轴线之间的距离,继而改变交叉齿条装配体的线位移。

4. 根据权利要求3所述的无级变速器,其中,在主动直齿轮的纵向轴线与第一从动锥齿轮的纵向轴线的交叉处设置有万向接头,或者在从动直齿轮的纵向轴线与第二主动锥齿轮的纵向轴线的交叉处设置有万向接头,或者同时在上述两个交叉处 上放置有万向接头。

5. 根据权利要求2所述的无级变速器,其中,控制机构包括螺旋槽套圈,其同轴附接至所述输入盘,并且所述速比凸轮盘限定具有匹配所述螺旋槽套圈的形状的孔并且与所述螺旋槽套圈同轴设置,使得所述速比凸轮和所述输入盘相隔一距离,当分开所述速比凸轮盘和所述输入盘的距离保持恒定时,所述速比凸轮盘和所述输入盘同步旋转,当该距离被更改时,所述输入盘和所述速比凸轮盘不同步旋转,并且速比凸轮盘和输入盘的非同步旋转用于通过速比变化机构改变曲柄销的纵向轴线与输入盘的纵向轴线之间的距离。

6. 根据权利要求2所述的无级变速器,其中,所述输入盘和速比凸轮盘其周边具有相同的节曲线的齿轮轮廓,并且控制机构包括两组轴向连接成对的中间圆齿轮,其中,每对中间圆齿轮中的两个齿轮具有不同的节曲线,每对中间圆齿轮中的一个齿轮具有相同的节曲线,两组轴向连接成对的中间圆齿轮的轴线平行于输入盘的纵向轴线和速比凸轮盘的纵向轴线,间隔使得其中一组的一个齿轮配置为与输入盘径向啮合,另一组的具有相同的节曲线的一个齿轮配置为与速比凸轮盘径向啮合,并且两对齿轮中具有相同节曲线的另一个齿轮配置为与另一个公共的中间圆齿轮径向啮合,所述公共的中间圆齿轮与输入盘和速比凸轮盘同轴,并且其中轴向连接的中间圆齿轮限制为仅沿与输入盘的纵向轴线恒定距离的路径移动,并且在此移动期间,输入盘与速比凸轮盘非同步旋转,速比凸轮盘和输入盘的这种非同步旋转用于通过速比变化机构改变曲柄销的纵向轴线和输入盘的纵向轴线之间的距离。

7. 根据权利要求2所述的无级变速器,其中,所述速比变化机构包括:曲柄销、速比凸轮盘和输入盘,其中所述曲柄销设置在输入盘的径向槽和速比凸轮盘的非径向槽中,使得输入盘和速比凸轮盘之间的相对角速度使曲柄销沿径向槽径向移动,改变输入盘的纵向轴线与曲柄销的纵向轴线之间的距离。

8. 根据权利要求1所述的无级变速器,还包括多个模块,其中,所述多个模块定向成使得所述至少一个从动非圆齿轮的功能区与所述主动非圆齿轮的功能区接触;并且所述至少一个从动非圆齿轮的功能区与另一个从动非圆齿轮的功能区重叠啮合,使得在输入盘于按顺序连续啮合的从动非圆齿轮之间完全旋转期间,主动非圆齿轮的功能区始终与至少一个从动非圆齿轮的功能区接触。

9. 根据权利要求8所述的无级变速器,其中,所述主动非圆齿轮的功能区与连续啮合的从动非圆齿轮之间的重叠啮合量是相同的。

10. 根据权利要求1所述的无级变速器,其中,所述交叉齿条装配体还包括仿制齿条,其中所述仿制齿条邻近所述交叉齿条装配体设置,其质量与所述交叉齿条装配体的质量相同,所述仿制齿条在所述交叉齿条装配体相反的方向上移动,以抵消由于所述交叉齿条装配体的往复运动引起的不平衡所引起的振动。

11. 根据权利要求1所述的无级变速器,其中,所述输入盘包括第二径向槽,所述第二径向槽在围绕输入盘的纵向轴线的圆周方向上与所述径向槽相对;速比凸轮盘包括第二非径向槽,所述第二非径向槽在围绕速比凸轮盘的纵向轴线的圆周方向上与所述非径向槽相对;并且具有与所述曲柄销的重量一样的重量的仿制曲柄销,其沿输入盘的第二径向槽和速比凸轮盘的第二非径向槽以所述曲柄销的相反方向滑动,以抵消由于曲柄销的偏心旋转引起的不平衡所引起的振动。

12. 根据权利要求1所述的无级变速器,其中,所述交叉齿条装配体还包括与所述第一槽垂直的第二槽,用于接收所述输入轴。

13. 根据权利要求1所述的无级变速器,其中,所述至少一个从动非圆齿轮的功能区与所述至少一个主动非圆齿轮的功能区啮合,从而使所述交叉齿条装配体以恒定速度移动,并且所述至少一个从动非圆齿轮的非功能区域与所述至少一个主动非圆齿轮的非功能区域啮合,使得所述交叉齿条装配体减速至停止并沿相反方向加速至恒定速度。

14. 根据权利要求1所述的无级变速器,其中,所述变速器进一步包括将每一个输出齿轮或输出链轮的输出连接到下一个的多个动力连接轴。

15. 根据权利要求1所述的无级变速器,其中,所述交叉齿条装配体进一步包括至少一个伸缩导向件套筒,所述伸缩导向件套筒将所述交叉齿条装配体引导为只在机架的槽中于单一维度上移动,因此允许减少机架尺寸。

16. 根据权利要求1所述的无级变速器,其中,具有为矩形的槽的滑块导向件放置在所述交叉齿条装配体的曲柄销的槽中以消除所述曲柄销到所述输入轴的槽内的滑落,所述矩形的槽比所述输入轴的槽的宽度更长。

17. 根据权利要求1所述的无级变速器,其中,所述小齿轮轴进一步与一装配体耦合,所述装配体包括输入斜齿轮、多个同轴的输出斜齿锥齿轮以及贯穿轴,所述多个同轴的输出斜齿锥齿轮具有通孔,所述通孔位于彼此相对放置的中心中,使得它们在彼此相反的方向上旋转,所述贯穿轴与所述输出斜齿锥齿轮同轴放置。

18. 根据权利要求1所述的无级变速器,其中,当一套圈与两个输出斜齿锥齿轮都连接时,所述套圈旋转时受约束并作为“驻车档”齿轮的作用。

19. 根据权利要求14所述的无级变速器,其中,与所述输入轴同轴放置的齿轮或链轮将来自所述动力连接轴的动力传递到输出部件。

20. 根据权利要求19所述的无级变速器,其中,所述输出部件的动力或者连接到齿圈、支承、或者连接到行星齿轮系统的太阳齿轮;所述输入轴连接到所述行星齿轮系统剩下的两个元件的其中一个,最终输出连接到第三个剩下的元件。

21. 根据权利要求20所述的无级变速器,其中,所述行星齿轮系统的最终输出暂时在飞轮系统中储存能量,随后将能量传递回轮子和/或直接将能量传递到轮子。

22. 根据权利要求1所述的无级变速器,其中,一辅助输入轴,所述辅助输入轴具有非圆横截面,所述辅助输入轴与具有配合孔的滑动套圈配对,所述滑动套圈与所述辅助输入轴同轴放置,关于彼此允许运动同时约束旋转运动;一止推轴承,所述止推轴承同轴放置,与所述套圈的一端接触;一枢轴,所述枢轴在所述套圈的另一端上;一连杆的一端连接到所述枢轴,所述连杆的另一端视情况而定,或者连接到所述曲柄销,或者连接到曲柄销轴套筒,其中,所述套圈的轴向位移通过所述连杆产生所述曲柄销的径向位移。

具有不依赖于摩擦的均匀输入到输出速比的无级变速器

[0001] 申请人
[0002] 名字:
[0003] RAJA RAJENDRAN
[0004] 国籍:美国
[0005] 住址:5179SHADY CREEK DRIVE
[0006] TROY,MICHIGAN,48085
[0007] PRASHANTH RAJENDRAN
[0008] 国籍:美国
[0009] 住址:5179SHADY CREEK DRIVE
[0010] TROY,MICHIGAN,48085
[0011] 相关申请的交叉引用
[0012] 临时申请
[0013] 申请号:61788563
[0014] 名称:无级变速器

背景技术

[0015] 专利US 5603240和US 20100199805使用本设计中的一些特征。
[0016] 本发明的优点包括:
[0017] 专利US 5603240没有同轴输入到输出,因此不能用于需要该配置的应用。输出随着速比改变而移动。因此,在需要固定输出的时候不能使用该设计。新发明提供固定和同轴的输入和输出轴。现有技术中使用的包络(envelope)要大得多。
[0018] US 20100199805提供一种正弦输出,并使用几个模块,只是为了在提供稳定和均匀的输入时使得“波纹(ripple)”最小化。因此,在需要稳定和均匀输出的时候不能使用该设计。新发明在输入为稳定和均匀的时候提供稳定和均匀的输出。这能够通过低至3个模块实现。

发明内容

[0019] 本发明的主要目的是在输入为均匀和稳定的时候提供均匀和稳定的输出,具有不依靠摩擦或摩擦系数而传递高转矩的能力。目前市场上许多无级变速器依赖于摩擦,因此缺乏传递高转矩的能力。那些没有依赖摩擦的无级变速器在输入为均匀和稳定的时候没有均匀和稳定的输出。该设计帮助减少总尺寸,并且在经济上有助于大量生产。该设计能够容易地并入任何系统。该设计非常通用,并且使用范围能够从轻负荷到重负荷。该设计允许替换现有普通变速器,而需要非常小的修改。该设计提供固定的同轴输入和输出的选择。

附图说明

[0020] 图1-CVT的顺序组装的总装配体透视图;

[0021] 图2-使机架透明时的CVT的顺序组装的总装配体透视图,示出了组成部分的内部子装配体的总体配置;

[0022] 图3-机架-主要壳体-两个相同部分被栓在一起以形成一个主要壳体;

[0023] A.详细示出主要壳体一侧的透视图;

[0024] B.详细示出主要壳体另一侧的透视图;

[0025] 图4-机架-伸缩套筒导向件 (Guide) 透视图;

[0026] 图5-机架-交叉齿条导向件透视图;

[0027] 图6-输入轴透视图;

[0028] 图7-中间齿轮轴透视图;

[0029] 图8-动力连接轴透视图;

[0030] 图9-支承轴透视图;

[0031] 图10-示出了交叉齿条装配体的两透视图和正投影视图,详细示出了输入轴槽和曲柄销槽、齿条的方位、详细示出了叉齿 (prongs):

[0032] A-俯视图;

[0033] B-透视图1;

[0034] C-透视图2;

[0035] D-主视图;

[0036] E-侧视图;

[0037] F-后视图;

[0038] G-详细示出所述从叉齿的放大图;

[0039] 图11-小齿轮:

[0040] A-主视图;

[0041] B-侧视图;

[0042] C-俯视图;

[0043] D-透视图;

[0044] 图12-小齿轮轴:

[0045] A-主视图;

[0046] B-侧视图;

[0047] C-透视图;

[0048] 图13-曲柄销保持器:

[0049] A-主视图;

[0050] B-侧视图;

[0051] C-透视图;

[0052] 图14-输入盘:

[0053] A-主视图;

[0054] B-侧视图;

[0055] C-透视图;

[0056] 图15-齿轮变速控制杆 (lever)-行星机构:

[0057] A-主视图;

- [0058] B-俯视图；
- [0059] C-透视图；
- [0060] 图16-压缩弹簧透视图；
- [0061] 图17-静态套圈大锥齿轮-透视图；
- [0062] 图18-初级伸缩套筒：
- [0063] A-主视图；
- [0064] B-侧视图；
- [0065] C-透视图；
- [0066] 图19-次级伸缩套筒：
- [0067] A-主视图；
- [0068] B-侧视图；
- [0069] C-俯视图；
- [0070] D-透视图；
- [0071] 图20-速比凸轮：
- [0072] A-主视图；
- [0073] B-俯视图；
- [0074] C-透视图；
- [0075] 图21-非圆齿轮(从动)：
- [0076] A-俯视图；
- [0077] B-主视图；
- [0078] C-透视图；
- [0079] 图22-非圆齿轮(主动)：
- [0080] A-俯视图；
- [0081] B-主视图；
- [0082] C-透视图；
- [0083] 图23-仿制(Dummy)曲柄销：
- [0084] A-俯视图；
- [0085] B-主视图；
- [0086] C-透视图；
- [0087] 图24-曲柄销：
- [0088] A-俯视图；
- [0089] B-主视图；
- [0090] C-侧视图；
- [0091] D-透视图；
- [0092] 图25-中间圆齿轮C2-C3：
- [0093] A-主视图；
- [0094] B-侧视图；
- [0095] C-透视图；
- [0096] 图26-支承齿轮C4a-C5b：

- [0097] A-主视图;
- [0098] B-侧视图;
- [0099] C-透视图;
- [0100] 图27-中间圆齿轮C4-C5:
- [0101] A-主视图;
- [0102] B-侧视图;
- [0103] C-透视图;
- [0104] 图28-中间圆齿轮C1:
- [0105] A-主视图;
- [0106] B-侧视图;
- [0107] C-透视图;
- [0108] 图29-垫片 (Spacer) :
- [0109] A-主视图;
- [0110] B-俯视图;
- [0111] C-透视图;
- [0112] 图30-用于螺旋槽机构的齿轮变速控制杆 (Lever) :
- [0113] A-主视图;
- [0114] B-侧视图;
- [0115] C-俯视图;
- [0116] D-透视图;
- [0117] 图31-螺旋槽:
- [0118] A-主视图;
- [0119] B-侧视图;
- [0120] C-透视图;
- [0121] 图32-静态差动套圈:
- [0122] A-主视图;
- [0123] B-侧视图;
- [0124] C-剖视图;
- [0125] D-透视图;
- [0126] 图33-动态差动套圈:
- [0127] A-主视图;
- [0128] B-侧视图;
- [0129] C-剖视图;
- [0130] D-透视图;
- [0131] 图34-套筒-输入-斜的透视图;
- [0132] 图35到43-示出了齿条装配体上的运动/位置,曲柄销随着输入盘旋转:示出了各个阶段:
- [0133] 图35-曲柄销更接近轴线,输入盘为 0° ;
- [0134] 图36-曲柄销更接近轴线,输入盘为 45° ;

- [0135] 图37-曲柄销更接近轴线,输入盘为 90° ;
- [0136] 图38-曲柄销在中点,输入盘为 0° ;
- [0137] 图39-曲柄销在中点,输入盘为 45° ;
- [0138] 图40-曲柄销在中点,输入盘为 90° ;
- [0139] 图41-曲柄销离齿轮最远,输入盘为 0° ;
- [0140] 图42-曲柄销离齿轮最远,输入盘为 45° ;
- [0141] 图43-曲柄销离齿轮最远,输入盘为 90° ;
- [0142] 图44-描述输入修正的分解图-透视图,详细示出非圆齿轮和中间齿轮到输入盘的配置和齿轮组;
- [0143] 图45到46-速比凸轮、输入盘和曲柄销的透视图,示出了凸轮怎样改变销位置的背后操作:
- [0144] 图45-输入盘侧(为了清楚起见,速比凸轮和输入盘透明示出);
- [0145] 图46-速比凸轮侧;
- [0146] 图47到50,示出了行星齿轮变速机构的运行:
- [0147] 图47-行星齿轮变速机构的透视图;为了清楚起见,主机架半透明示出;
- [0148] 图48-示出了行星齿轮变速机构的透视图,详细示出了主机架中的圆槽,为了清楚起见,主机架半透明示出(关闭);
- [0149] 图49,示出了行星齿轮变速机构的主视图,为了清楚起见,使得主机架为透明;
- [0150] 图50,示出了行星齿轮变速机构的侧视图,为了清楚起见,使得主机架为透明;
- [0151] 图51-示出了差动机构的分解图,示出了组成部分的配置和运行(透视图);
- [0152] 图52到57-描述差动机构不同阶段的速比变速操作,示出了局部剖面以解释功能和内部细节:
- [0153] 图52-差动机构(局部剖面)视图1;
- [0154] 图53-差动机构(局部剖面)视图2;
- [0155] 图54-差动机构(局部剖面)视图3;
- [0156] 图55-差动机构(局部剖面)视图4;
- [0157] 图56-差动机构(局部剖面)视图5;
- [0158] 图57-差动机构(局部剖面)视图6;
- [0159] 图58-装配体,示出了齿轮变速机构的运行-螺旋槽机构(分解的);
- [0160] 图59-说明伸缩导向件的运行的俯视图;
- [0161] 图60-详细示出了伸缩机构,使得初级和次级的一侧透明以示出细节;
- [0162] 图61到62-输入盘、交叉齿条装配体、曲柄销和曲柄销保持器的装配体,示出曲柄销保持器功能的背后原理:
- [0163] 图61-位于输入槽中间时的曲柄销和曲柄销保持器;
- [0164] 图62-曲柄销保持器退出输入槽时的曲柄销和曲柄销保持器;
- [0165] 图63-单向轴承装配体的分解图(小齿轮局部剖面以示出内部细节);
- [0166] 图64-单向轴承装配体;
- [0167] 图65-动力连接装配体;
- [0168] 图66-装配体,示出了振动消除的原理;

- [0169] 图67-振动消除机构:子装配体;
- [0170] 图68-完整CVT装配体,示出了模块的方位和齿条的方位:说明4个模块如何放置;
- [0171] 图69到72-当公共非圆主动齿轮和两个非圆从动齿轮一起使用时,非圆齿轮位置的选择;
- [0172] 图69-非圆齿轮放置为 135° ;
- [0173] 图70-非圆齿轮放置为 45° ;
- [0174] 图71-非圆齿轮放置为 (-45°) ;
- [0175] 图72-非圆齿轮放置为 (-135°) ;
- [0176] 图73到75-详细示出了如何实现恒定均匀的输出:
- [0177] 图73-单个模块的装配体方位;
- [0178] 图74-示出了每一齿条的单个输出和组合总输出的图表,示出了具有重叠部分的恒定均匀输出;
- [0179] 图75-具有重叠部分的输出的图解表示和一个完整循环的接合顺序;
- [0180] 图76到79-描述前进档(forward)、倒档(reverse)、空挡(neutral)和驻车档(park)的斜齿轮装配体:
- [0181] 图76-用于前进档齿轮的离合器的接合;
- [0182] 图77-用于倒档齿轮的离合器的接合;
- [0183] 图78-用于空挡齿轮的离合器的接合;
- [0184] 图79-用于“驻车档”的离合器的接合;
- [0185] 图80-使用中间齿轮消除非圆齿轮之间的多个接点的原理:
- [0186] A-俯视图;
- [0187] B-主视图;
- [0188] 图81-同轴输出元件:
- [0189] A-主视图;
- [0190] B-侧视剖面图;
- [0191] C-透视图;
- [0192] 图82-详细示出了装配体中同轴输出部件的配置;

具体实施方式

[0194] 简要描述来说,本发明为无级变速器(CVT)。与现有CVT设计不同,该特别设计不依赖摩擦传递动力。目前大多数CVT依赖摩擦传递动力,因此不能在需要于低速下传递高动力的地方使用。由于该优点,本发明可以用于需要高转矩传递的地方。使用该设计能够实现同轴输入和输出。

[0195] 该CVT的运行能够由以下单一顺序操作描述。

[0196] a) 曲柄销(图23)以一偏移距离围绕输入盘(图14)的轴线旋转,该偏移距离能够被修改。[该操作中描述的原理存在于另一个专利US 20100199805。然而,此处以更简单和紧凑的包络将完全不同的方法适配为怎样使用该原理、怎样修改该偏移等等。]

[0197] b) 该偏移曲柄销42卡(caged)在输入盘16中,可替换地,卡在曲柄销轴套圈中,以及在齿条装配体的槽中(图10),曲柄销轴套圈在曲柄销轴上滑动,约束所述齿条装配体,使

得所述齿条只能够在平行于齿条64的方向上移动。曲柄销轴与输入轴正交(图6)。通过将另一个槽定位为垂直于运动方向,将曲柄销42 的旋转运动转化为齿条64的纯线性往返运动。该机构在工业上通常被称为“挡车轭 (scotch yoke) 机构”。该线性往返运动的距离(行程)与曲柄销42到输入盘16的轴线的径向距离成正比。

[0198] c) 齿条64与小齿轮(图11)连接,小齿轮将齿条64的该线性运动转化为小齿轮47的摇摆振动。

[0199] d) 通过使用棘轮机构/单向轴承/计算机控制的离合器,将该摇摆振动转化为单向旋转。

[0200] 本发明的一个主要目的是在输入角速度恒定和均匀时实现恒定和均匀的输出角速度。然而,使用上述步骤,这不能实现,因为输出是正弦的。通过调整输入盘16 的角位移的变化率,能够实现均匀稳定的输出。通过使用一组非圆齿轮,主动的(图 22)和从动的(图 21),能够改变输入盘16上的角位移的变化率。接着通过一些中间圆齿轮,将从动非圆齿轮9的输出传递到输入盘16。

[0201] 通过方程给定其中一个非圆齿轮8的轮廓,当半径“r”被表示为 θ 的函数时: $r(\theta) = R * K * CTR / [R * K + f(\theta)]$,其中“K”为依赖于所有恒定齿轮半径的常数,“R”为所需的速比,该速比为主动非圆齿轮8上的输入和输入盘16上的输出的角位移变化率之间的比值。

[0202] “R”的理想值一般为1。“K”产生于中间齿轮的半径,其等于从动齿轮半径的乘积除以主动齿轮半径的乘积。“K”的理想值一般为1。“CTR”为两个非圆齿轮8 和9的中心距。这是基于装配体的可用包络选择的。

[0203] $f(\theta)$ 能够为 $\sin\theta$ 或 $\cos\theta$ 。两个公式产生相同和可交换的轮廓,除了它们被旋转 90° 以外。

[0204] 共轭非圆齿轮9的轮廓由公式 $r(\theta) = CTR - \{R * K * CTR / [R * K + f(\theta)]\}$ 给定。所使用的这些轮廓形状和参数的生成在随后的话题中详细解释。

[0205] 为了帮助理解本发明,设计创建了CAD模型,并如下所说明。

[0206] 此处使用的特征为:

[0207] 将“R”的值选择为1。

[0208] 将“K”的值选择为1。

[0209] 将公共输入轴(图6)和主动非圆齿轮8用于所有四个模块。

[0210] 将公共交叉齿条装配体44、输入盘16、从动非圆齿轮9、中间圆齿轮、曲柄销 42、速比凸轮(图20)和速比变化机构用于两个模块。

[0211] 两个齿条64位于交叉齿条装配体44上,具有 180° 的相移。

[0212] 放置另一个相同的模块的装配体,使得模块的第二装配体关于模块的第一装配体横向倒置并旋转 90° 。横向倒置的平面选择产生多种装配体配置,例如顺序组装的装配体(图1)或者连体装配体。

[0213] 组成部分列表:

[0214] 1) 机架-主壳体

[0215] 2) 机架-交叉齿条导向件

[0216] 3) 机架-伸缩导向件

[0217] 4) 输入轴

- [0218] 5) 输入轴轴承
- [0219] 6) 中间齿轮轴
- [0220] 7) 中间齿轮轴轴承
- [0221] 8) 非圆齿轮 (主动)
- [0222] 9) 非圆齿轮 (从动)
- [0223] 10) 中间圆齿轮C1
- [0224] 11) 中间圆齿轮C2-C3
- [0225] 12) 中间圆齿轮C4-C5
- [0226] 13) 轴承-套圈 (静态和动态)
- [0227] 14) 轴承-圆齿轮C2-C3
- [0228] 15) 轴承-圆齿轮C4-C5
- [0229] 16) 输入盘
- [0230] 17) 轴承-输入盘
- [0231] 18) 速比凸轮
- [0232] 19) 轴承-速比凸轮
- [0233] 20) 中间支承圆齿轮C4a-C5a
- [0234] 21) 支承轴
- [0235] 22) 轴承-支承轴
- [0236] 23) 速比变化控制杆-行星机构
- [0237] 24) 套筒-输入盘-斜的
- [0238] 25) 静态差动套圈
- [0239] 26) 静态差动套圈直齿轮轴轴承
- [0240] 27) 静态差动套圈直齿轮轴
- [0241] 28) a) 静态差动套圈小锥齿轮
- [0242] b) 静态差动套圈大锥齿轮
- [0243] 29) 静态差动套圈直齿轮
- [0244] 30) 垫片
- [0245] 31) 动态差动套圈
- [0246] 32) 动态差动套圈直齿轮轴轴承
- [0247] 33) 动态差动套圈直齿轮轴
- [0248] 34) a) 动态差动套圈小锥齿轮
- [0249] b) 动态差动套圈大锥齿轮
- [0250] 35) 动态差动套圈直齿轮
- [0251] 36) 万向接头
- [0252] 37) 螺旋槽
- [0253] 38) 开槽的盘-输入盘
- [0254] 39) 压缩弹簧
- [0255] 40) 止推轴承
- [0256] 41) 速比变化控制杆-螺旋槽机构

- [0257] 42) 曲柄销
- [0258] 43) 仿制曲柄销
- [0259] 44) 交叉齿条装配体
- [0260] 45) 初级伸缩套筒
- [0261] 46) 次级伸缩套筒
- [0262] 47) 小齿轮
- [0263] 48) 小齿轮轴
- [0264] 49) 小齿轮轴承
- [0265] 50) 单向轴承
- [0266] 51) 输出链轮/齿轮
- [0267] 52) 动力连接轴
- [0268] 53) 动力连接轴轴承
- [0269] 54) 动力连接链轮/齿轮
- [0270] 55) 仿制齿条
- [0271] 56) 轮子-振动抵消
- [0272] 57) 套圈-轮子-振动抵消
- [0273] 58) 用于斜齿锥齿轮的输入轴
- [0274] 59) 斜齿锥齿轮
- [0275] 60) 离合器-驻车档/空挡/倒档
- [0276] 61) 输出轴
- [0277] 62) 中间齿轮-非圆齿轮连接器
- [0278] 63) 导向件-中间齿轮-非圆齿轮连接器
- [0279] 64) 齿条
- [0280] 65) 同轴输出元件
- [0281] 辅助输入轴
- [0282] 辅助输入轴套圈
- [0283] 连杆
- [0284] 曲柄销轴
- [0285] 曲柄销轴套圈
- [0286] 行星齿轮系统
- [0287] 组成部分的装配体、子装配体的描述和它们的功能:
- [0288] 总体构造的描述:

[0289] 输入轴(图6)安装在两输入轴轴承5上,并放置在机架-主壳体的中心(图3)。输入盘16安装在输入轴4上,并夹在齿条装配体(图10)和速比凸轮(图20)之间,曲柄销42卡在槽中。曲柄销42具有一主体,所述主体形状像具有两侧延伸的圆棱柱的矩形棱柱。它们中的一个起凸轮-从动件的作用并使得其与速比凸轮啮合,另一个起曲柄销42的作用并使得其与交叉齿条装配体44上的齿条64啮合。平行于输入盘 16的主动非圆齿轮8安装在输入轴4上。

[0290] 中间齿轮轴(图7)安装在两个恒定齿轮轴轴承7上,每个主要壳体1有一个恒定齿轮轴轴承7。中间齿轮轴6以距离“CTR”平行于输入轴4放置,所述距离“CTR”用于产生非圆齿

轮的形状。从输入轴4传动到输入盘16的动力总成按照以下提供的表格。

[0291]

从	到	连接类型
---	---	------

[0292]

输入轴	非圆齿轮-从动	轴向、刚性
非圆齿轮-从动	非圆齿轮-主动	径向
非圆齿轮-主动	中间齿轮 1	轴向、刚性
中间齿轮 1	中间齿轮 2	径向
中间齿轮 2	中间齿轮 3	轴向、刚性
中间齿轮 3	中间齿轮 4	径向
中间齿轮 4	中间齿轮 5	轴向、刚性
中间齿轮 5	开槽的盘	径向

[0293] 从动非圆齿轮9和中间齿轮C2-C3 (图25) 安装在输入轴4上,中间齿轮C1 (图 28) 和中间齿轮C4-C5 (图27) 安装在恒定齿轮轴6上。主动非圆齿轮8直接安装在输入轴4上,从动非圆齿轮9和中间齿轮C1 10一起被直接安装在中间齿轮轴6上。其他齿轮放置在轴承中并安装在它们各自的轴上。

[0294] 齿条装配体44只在沿着齿条64的方向上自由地移动,其运动受到机架-齿条导向件2的约束。初级和次级的一套伸缩套筒放置在齿条装配体44的任一侧。这将减少齿条装配体44和机架主要壳体1所需的总尺寸。将叉齿放置在齿条装配体44的任一侧,另一个叉齿放置在次级套筒46上,以拉动和延伸伸缩套筒,所述伸缩套筒被齿条装配体44的主体所倒塌(collapsed)。机架伸缩-导向件(图4)卡住这些伸缩套筒。

[0295] 齿条64与单向轴承装配体(图64)耦合,所述单向轴承装配体由放置在小齿轮轴(图12)上的小齿轮47组成。该小齿轮轴48安装在具有小齿轮轴承49的机架伸缩导向件3上。齿轮或链轮通过单向轴承50安装在该小齿轮轴48上,并平行于小齿轮47放置。动力连接轴装配体(图65)平行于单向轴承装配体(图64)放置。动力连接装配体由动力连接轴(图8)组成,所述动力连接轴安装在两个轴承上,所述两个轴承放置在机架-伸缩导向件3上。齿轮或链轮放置在动力连接轴的每一端上。小齿轮轴48的动力通过该齿轮或链轮传递到动力连接。

[0296] 主CVT的运行和原理:

[0297] 当输入盘16旋转时,通过“挡车轭”机构,曲柄销42在平行于齿条64的方向上使得交叉齿条装配体移动。该运动运行的距离正比于曲柄销42的轴线与输入盘16 的轴线的距离。通过改变该距离,所述齿条装配体运行的距离,这被称为“行程”,能够被改变。由于做功是恒定的,其为施加的力乘以运行的距离的乘积($F \times \text{行程}$)。对于较短的行程来说,施加的力更大,对于较长的行程来说,施加的力更小。然而,运动为来回摆动。随后,来自齿条64的线性来回运动的该力转移到小齿轮47作为摇摆运动。该摇摆运动产生的转矩正比于齿条64施加的力。这通过单向轴承50或者计算机控制的离合器或者棘轮机构被转移到输出链轮/齿

轮以单向转动。该单向转动进一步被传递到轮子。

[0298] 从引擎/动力源到输入盘16的动力传输配置:

[0299] 通过使用一组非圆齿轮,主动的(图8)和从动的(图9),改变输入盘16上的角位移的变化率。通过一组非圆齿轮传递输入轴4的输出,接着通过5个中间圆齿轮将输入轴4的输出传递到输入盘16。非圆主动齿轮8直接安装在输入轴4上。从动非圆齿轮9安装在中间齿轮轴上(图7),其安装在两个轴承7上并放置在两个主要壳体1上。

[0300] 中间圆齿轮C1 10安装在中间齿轮轴6上,直接连接到从动非圆齿轮9。中间齿轮C2-C3(图25)安装在输入轴4上,与轴承14一起自由旋转。中间齿轮C4-C5(图 26)安装在中间齿轮轴6上,中间齿轮轴6与轴承15一起自由旋转,中间齿轮C5 驱动输入盘16。选择这些中间齿轮的半径,使得主动非圆齿轮(图22)完成一次旋转时输入盘16完成一次旋转。其应该满足条件 $-rC2/rC1=n1$, $rC4/rC3=n2$, $r_{disc}/rC5= n1*n2$, K值将为1。

[0301] 当轮廓同时干涉/多接触时,非圆齿轮之间需要圆齿轮的背后理由:

[0302] 根据为变量“R”、“K”和“CTR”选定的值,非圆齿轮的形状在任何给定的时间点可以具有多个接触点。从非圆齿轮轮廓的方程可以看出,从动非圆齿轮9的半径低于输入轴4,其安装在宽区域上方并在两个位置上达到零点。另外,有可能由于轮廓形状,从动非圆齿轮9和主动非圆齿轮8在给定的时间可以具有多个接触点。这能够通过将间歇圆齿轮62插入两个非圆齿轮之间进行消除。这增加了两个非圆齿轮之间的距离并消除了在任何给定时间上多个接触点的问题。

[0303] 使用速比改变凸轮背后的原理:

[0304] 为了改变输入到输出的速比,曲柄销42的位置必须改变。这能够通过旋转速比凸轮盘18实现,速比凸轮盘18具有槽,所述槽具有一定轮廓。当速比凸轮盘18关于输入盘16旋转时,该轮廓迫使曲柄销42在盘轴线的径向方向上移动。这是因为曲柄销42的轴线贯穿输入盘16的槽和速比凸轮盘18的槽。当曲柄销42更靠近输入盘 16的轴线时,行程缩短,由于做功恒定,所以力增加。同样地,随着曲柄销42远离输入盘16的轴线,行程更长,由于做功恒定,所以力下降。然而,此处的挑战为使得速比凸轮盘18和输入盘16在正常操作期间同步旋转,当需要速比改变时,输入盘 16和速比凸轮盘18应该具有相对角速度。通过使用以下所述三个机构中的其中一个,在需要的时候,输入盘16和速比凸轮盘18之间的相对角速度能够实现。

[0305] 改变速比的方法:

[0306] 1. 行星机构:

[0307] 一组中间支承圆齿轮C4a和C5a(图26)轴向连接并安装在公共支承轴(图9)上。C4a与圆齿轮C4相同,C5a与圆齿轮C5相同。该公共轴线的运动受到圆槽/轨道的约束,其与输入盘16和所述速比凸轮盘的旋转轴线的距离恒定。齿轮4a径向连接到齿轮C3,齿轮C5a径向连接到速比凸轮盘18。枢接于机架上的速比改变控制杆-行星机构(图37)使得支承轴21的位置能够沿着槽移动。当该位置被移动时,输入盘16和速比凸轮盘18之间具有相对角位移。

[0308] 2. 螺旋槽机构:

[0309] 具有扭曲轮廓的螺旋槽输入盘套圈(图38)轴向连接到输入盘16。匹配螺旋槽的扭曲轮廓的槽开在速比凸轮盘18上,并与输入盘16同轴放置。当速比凸轮盘18 和输入盘16之

间的距离保持不变时,输入盘16和速比凸轮盘18同步旋转。当输入盘16和速比凸轮盘18之间的距离被改变时,输入盘16和速比凸轮盘18之间的相对角速度随着速比凸轮盘18被迫使关于输入盘16旋转而改变。使用速比改变控制杆 41-螺旋槽机构实现该轴向平移,所述速比改变控制杆-螺旋槽机构朝着输入盘16推动连接至速比凸轮盘18的止推轴承40。放置在输入盘16和速比凸轮盘18之间的压缩弹簧(图58)使其弹回。

[0310] 3. 差动机构:

[0311] 通过套筒-输入盘到斜面(图32),静态套圈大锥齿轮28b轴向连接到输入盘16。与大锥齿轮28b同轴隔开的静态差动套圈(图32)通过止推轴承40关于大锥齿轮28b 独立地自由旋转。约束静态差动套圈25关于大锥齿轮28b轴向移动。自由旋转的静态套圈轴27垂直于静态差动套圈25的轴线放置在轴承26中,轴承26放置在静态差动套圈25中。静态套圈小锥齿轮128a和静态差动套圈直齿轮29轴向刚性地连接到静态套圈轴27,静态套圈小锥齿轮128a与静态套圈大锥齿轮28b成对。

[0312] 同样地,

[0313] 动态大锥齿轮(图17)平行所述速比凸轮盘同轴放置,使得它们同步旋转,但是允许它们之间沿着轴线的位移。与由止推轴承40隔开的动态套圈大锥齿轮28a同轴放置的动态差动套圈(图33)关于动态套圈大锥齿轮34b独立地自由旋转。约束动态差动套圈31关于动态套圈大锥齿轮34a轴向移动。自由旋转的动态套圈轴33垂直于所述动态差动套圈的轴线放置在轴承32中,轴承32放置在动态差动套圈31中,动态套圈轴33具有放置在其轴线上的万向接头36。动态套圈小锥齿轮34a和动态套圈直齿轮35轴向刚性地连接到动态套圈直齿轮轴33,动态套圈小锥齿轮34a与动态套圈大锥齿轮34b成对。万向接头36是动态套圈直齿轮轴33和所述小锥齿轮轴所共有的,允许小的失配。

[0314] 垫片使两个直齿轮保持接触。所述垫片(图29)关于动态套圈直齿轮轴33自由地轴向移动。

[0315] 此处静态差动套圈25和动态差动套圈31是一样和可互换的。

[0316] 通过该配置,如下所述为动力传递路径:

[0317] a. 静态套圈大锥齿轮28a使得静态套圈小锥齿轮28b旋转。

[0318] b. 静态套圈小锥齿轮28使得静态套圈轴27旋转。

[0319] c. 静态套圈轴27使得静态套圈直齿轮29旋转。

[0320] d. 静态套圈直齿轮29使得动态套圈直齿轮35旋转。

[0321] e. 动态套圈直齿轮35使得动态套圈轴33旋转。

[0322] f. 动态套圈轴33经过万向接头36使得动态套圈小锥齿轮34a旋转。

[0323] g. 动态套圈小锥齿轮34a使得动态套圈大锥齿轮34b旋转。

[0324] h. 动态套圈大锥齿轮34b使得速比凸轮盘18旋转。

[0325] 由于所述两个大锥齿轮、所述两个小锥齿轮、所述直齿轮分别一样且尺寸相同,当动态差动套圈31为静态时,速比凸轮盘18的角速度与输入盘16是同步的。关于静态差动套圈25旋转动态差动套圈31时,输入盘16和速比凸轮盘18之间将有相对角位移。

[0326] 4. 连杆机构

[0327] 辅助空心输入轴具有中间带有圆孔的横截面和关于外部边界的非圆形状。这与具有配合孔的滑动套圈配对,所述滑动套圈同轴放置,关于彼此允许轴向运动同时约束旋转

运动。止推轴承40同轴放置为与其中一个套圈接触,所述套圈的另一端上具有枢轴。连杆的一端连接到所述枢轴,另一端视情况而定,或者连接到所述曲柄销,或者连接到曲柄销轴套圈。所述套圈的轴向位移将通过连杆产生曲柄销42的径向位移。使用速比改变控制杆41实现该轴向平移,速比改变控制杆41推动止推轴承40连接所述滑动套圈。放置在输入盘16和辅助输入轴套圈之间的压缩弹簧使其弹回。

[0328] 使用伸缩套筒使设计紧凑的背后原理:

[0329] 对于该设计的运行,齿条装配体的输入槽的长度的值必须等于 $2 \times \text{行程} + \text{输入轴直径} + 2 \times \text{最小材料厚度} + 2 \times \text{到达齿条导向件的距离}$ 。该整个长度必须由齿条导向件引导。由于齿条导向件也必须容纳齿条64的轨迹,所述齿条导向件的开口部分应该具有至少输入盘16直径的宽度否则当齿条64运行到一侧到达最远端时其将够不着。伸缩导向件使得支撑件延伸,因此,齿条装配体的整个长度能够减少“到达齿条导向件的距离”。这也使得主壳体1能够减少该距离而更短。在齿条装配体的设计和第二套筒上设置有叉齿以延伸伸缩套筒。齿条装配体的主体使得伸缩套筒坍塌。

[0330] 滑块导向件的使用或运行功能背后的原理:

[0331] 所述曲柄销比输入轴4更小。由于两槽相互交叉,所述曲柄销有可能滑入输入轴槽中。这通过使用大于输入轴槽的滑块导向件(图13)消除。使其在包围(enclosing)曲柄销42的曲柄销槽中浮动。

[0332] 实现该原理的设计,动力传输的重叠部分:

[0333] 为了确保从一个模块到下一个模块的平滑过渡,短时间内,两个模块都是活动的并当它们两者的输出到达恒定均匀的值时接合。当其仍然在功能区中时第一模块松开,而第二模块很好地位于功能区。

[0334] 模块和它们的装配设计和约束:

[0335] 所有四个模块共享一个公共的输入轴和一个公共的非圆主动齿轮。两个模块共享公共的输入盘16和齿轮变速机构。齿条关于下一个呈 90° 相移放置。为了对此进行适应,从动非圆齿轮9定向为 45° ,从动非圆齿轮9相对另一个非圆从动齿轮的相位为 45° 。并且由于非圆齿轮是对称的,其也能够定向为 135° 。这在齿条之间增加到了 90° 相移。

[0336] 模块间动力传递或连接的原理:

[0337] 当模块按顺序运行时,它们必须在动力传递到轮子前被连接。这通过使用动力连接轴52实现,动力连接轴52具有齿轮或链轮以连接每一个模块的输出,使得其具有连续的动力给轮子。动力也按顺序传递。

[0338] 倒档齿轮机构:

[0339] 动力连接轴52的输出与斜齿锥齿轮差动机构的输入轴4耦合。因此,这些斜齿轮的输出往相反方向旋转。输出轴61如果该差动机构关于输出斜齿锥齿轮具有间隙地同轴放置,从而关于输出斜齿锥齿轮独立地自由旋转。具有离合器的两个套圈放置在输出轴61上,允许所述两个套圈同轴移动。能够使得所述两个套圈与往相反方向旋转的任一输出斜齿锥齿轮连接。当使得其中一个套圈通过离合器与特定的输出斜齿锥齿轮连接,输出轴61将在特定的方向中旋转。如果该连接被转换到另一个输出斜齿轮,其方向将反转。

[0340] 空档齿轮机构:

[0341] 当套圈没有与任何一个输出斜齿锥齿轮连接时,套圈和输出轴61没有受到约束,

因此,它们在任何方向自由旋转并作为“空挡”齿轮的作用。

[0342] 驻车档机构:

[0343] 当套圈与两个输出斜齿锥齿轮连接时,套圈旋转时受约束并作为“驻车档”齿轮的作用。

[0344] 抵消振动的特征和机构:

[0345] 1. 仿制曲柄销:当输入盘16旋转时,曲柄销偏离中心放置。该失衡会导致振动。为了抵消该振动,仿制曲柄销以同样的距离 180° 分开放置。这通过移动曲柄销的相同速比凸轮移动。该运动与曲柄销的运动一样。使得凸轮槽为一样的分开 180° 。

[0346] 2. 计数器振荡的静负载:随着输入盘16旋转,交叉齿条装配体振荡运动,该振荡运动导致振动。其通过合适质量在相反方向的振荡进行消除。这通过固定轮子与齿条64的接触实现,其将具有来回旋转。以合适质量与轮子以 180° 分开接触将抵消该振动。

[0347] 同轴输入和输出选择特征:

[0348] 需要同轴输入和输出时,这能够通过加入输出部件65实现,输出部件65具有内齿轮,所述内齿轮与动力连接齿轮成对。在输入轴4和同轴输出部件65之间放置轴承,使得它们独立旋转。

[0349] 约束:

[0350] 当 $K=1$ 和 $R=1$ 时,应用条件为:

[0351] 主动非圆齿轮(图22)的齿数应该与从动非圆齿轮(图21)的齿数相同,这意味着它们的周长是相同的,也就是说,即使瞬时速率可以不相同,它们也是同时完成1次旋转。可替换地,没有遵循所需形状的部分,也就是使用最小半径“r”的部分,非圆齿轮的第二设置能够可选地用于并行实现目的。

[0352] 应用 $rc2/rc1=n1$, $rc4/rc3=n2$, $rdisc/rc5=n1*n2$ 。

[0353] 期望但并非强制的: $(rv1+rv2) = (rc3+rc4) = (rc5+rdisc) = (rc1+rv2) = ctr$ 。这将允许所有主动和从动齿轮在两个公共轴上的放置,它们的其中一个为输入轴4。

[0354] 数学推导:

[0355] 主要目的是确定非圆齿轮形状的数学表达式,使得 $v_{\text{齿条}}$ (齿条64的线性速度)为常量。

[0356] 其中:

$$[0357] \quad \omega_{\text{输入}} = \omega_{v1}$$

$$[0358] \quad r_{v1} * \omega_{v1} = r_{v2} * \omega_{v2}$$

$$[0359] \quad \omega_{v2} = \omega_{c1}$$

$$[0360] \quad r_{c1} * \omega_{c1} = r_{c2} * \omega_{c2}$$

$$[0361] \quad \omega_{c2} = \omega_{c3}$$

$$[0362] \quad r_{c3} * \omega_{c3} = r_{c4} * \omega_{c4}$$

$$[0363] \quad \omega_{c4} = \omega_{c5}$$

$$[0364] \quad r_{c5} * \omega_{c5} = r_{\text{盘}} * \omega_{\text{盘}}$$

$$[0365] \quad v_{\text{齿条}} = \omega_{\text{盘}} * r_{\text{齿轮}} * f(\theta)$$

$$[0366] \quad \frac{v_{\text{齿条}}}{r_{\text{齿轮}}} = \omega_{\text{输出}}$$

$$[0367] \quad \omega_{\text{输出}} = \omega_{\text{盘}} * r_{\text{齿轮}} * f(\theta)$$

$$[0368] \quad \omega_{\text{输出}} = \frac{\omega_{c_5} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{\text{盘}}}$$

$$[0369] \quad \omega_{\text{输出}} = \frac{\omega_{c_4} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{\text{盘}}}$$

$$[0370] \quad \omega_{\text{输出}} = \frac{\omega_{c_3} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{c_4} * r_{\text{盘}}}$$

$$[0371] \quad \omega_{\text{输出}} = \frac{\omega_{c_2} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{c_4} * r_{\text{盘}}}$$

$$[0372] \quad \omega_{\text{输出}} = \frac{\omega_{c_1} * r_{c_1} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{c_2} * r_{c_4} * r_{\text{盘}}}$$

$$[0373] \quad \omega_{\text{输出}} = \frac{\omega_{v_2} * r_{c_1} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{c_2} * r_{c_4} * r_{\text{盘}}}$$

$$[0374] \quad \omega_{\text{输出}} = \frac{\omega_{v_1} * r_{v_1} * r_{c_1} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{v_2} * r_{c_2} * r_{c_4} * r_{\text{盘}}}$$

$$[0375] \quad \omega_{\text{输出}} = \frac{\omega_{\text{输入}} * r_{v_1} * r_{c_1} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{v_2} * r_{c_2} * r_{c_4} * r_{\text{盘}}}$$

$$[0376] \quad \frac{\omega_{\text{输出}}}{\omega_{\text{输入}}} = R$$

$$[0377] \quad R = \frac{r_{v_1} * r_{c_1} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{v_2} * r_{c_2} * r_{c_4} * r_{\text{盘}}}$$

$$[0378] \quad K = \frac{r_{c_2} * r_{c_4} * r_{\text{盘}}}{r_{c_1} * r_{c_3} * r_{c_5}}$$

$$[0379] \quad \frac{R * K}{f(\theta)} = \frac{r_{v_1}}{r_{v_2}}$$

$$[0380] \quad r_{v_1} + r_{v_2} = \text{CTR}$$

$$[0381] \quad r_{v_1} = \frac{R * K * \text{CTR}}{(R * K) + f(\theta)}$$

$$[0382] \quad r_{v_2} = \text{CTR} - \frac{R * K * \text{CTR}}{(R * K) + f(\theta)}$$

[0383] 其中,

[0384] $\omega_{\text{输入}}$ -输入角速度

- [0385] ω_{v_1} -主动非圆齿轮的角速度
- [0386] ω_{v_2} -从动非圆齿轮的角速度
- [0387] ω_{c_1} -恒定齿轮1的角速度
- [0388] ω_{c_2} -恒定齿轮2的角速度
- [0389] ω_{c_3} -恒定齿轮3的角速度
- [0390] ω_{c_4} -恒定齿轮4的角速度
- [0391] ω_{c_5} -恒定齿轮5的角速度
- [0392] $\omega_{\text{盘}}$ -盘的角速度
- [0393] $\omega_{\text{输出}}$ -输出的输出角速度
- [0394] r_{v_1} -主动非圆齿轮的半径
- [0395] r_{v_2} -从动非圆齿轮的半径
- [0396] r_{c_1} -恒定齿轮1的半径
- [0397] r_{c_2} -恒定齿轮2的半径
- [0398] r_{c_3} -恒定齿轮3的半径
- [0399] r_{c_4} -恒定齿轮4的半径
- [0400] r_{c_5} -恒定齿轮5的半径
- [0401] $r_{\text{盘}}$ -盘的半径
- [0402] $r_{\text{偏移}}$ -曲柄销的径向位置
- [0403] R-输入到输出的角速度比
- [0404] K-(从动齿轮与主动齿轮的半径乘积的比值)
- [0405] CTR-两个非圆齿轮之间的中心距
- [0406] $f(\theta)$ - $\sin\theta$ 或 $\cos\theta$

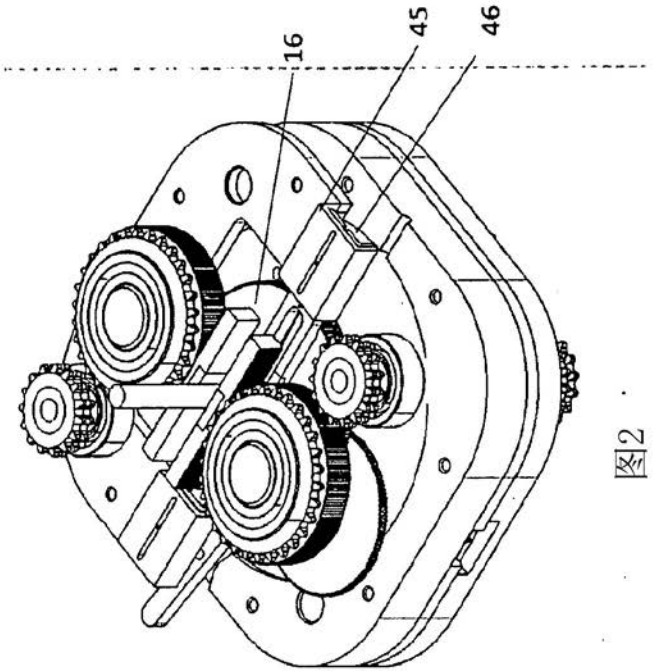


图2

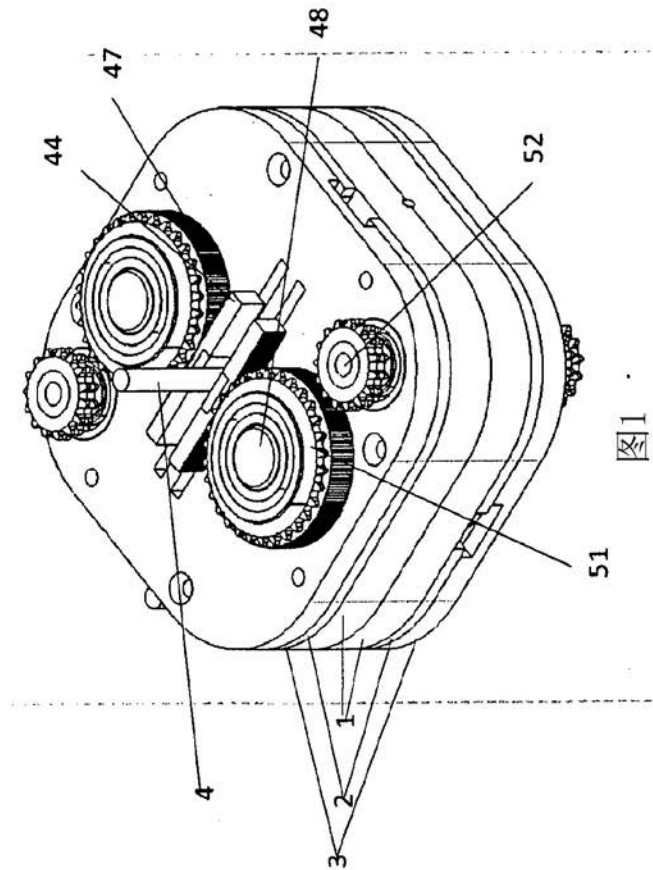


图1

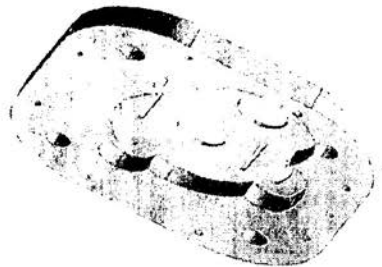


图3a

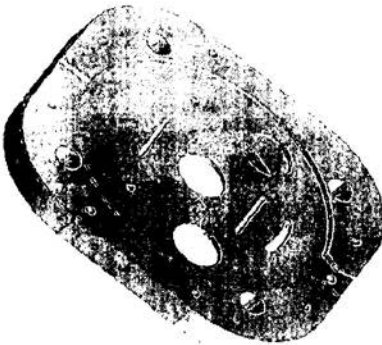


图3b

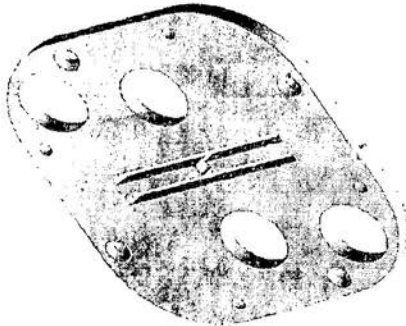


图4

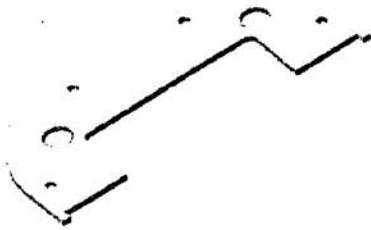


图5



图6



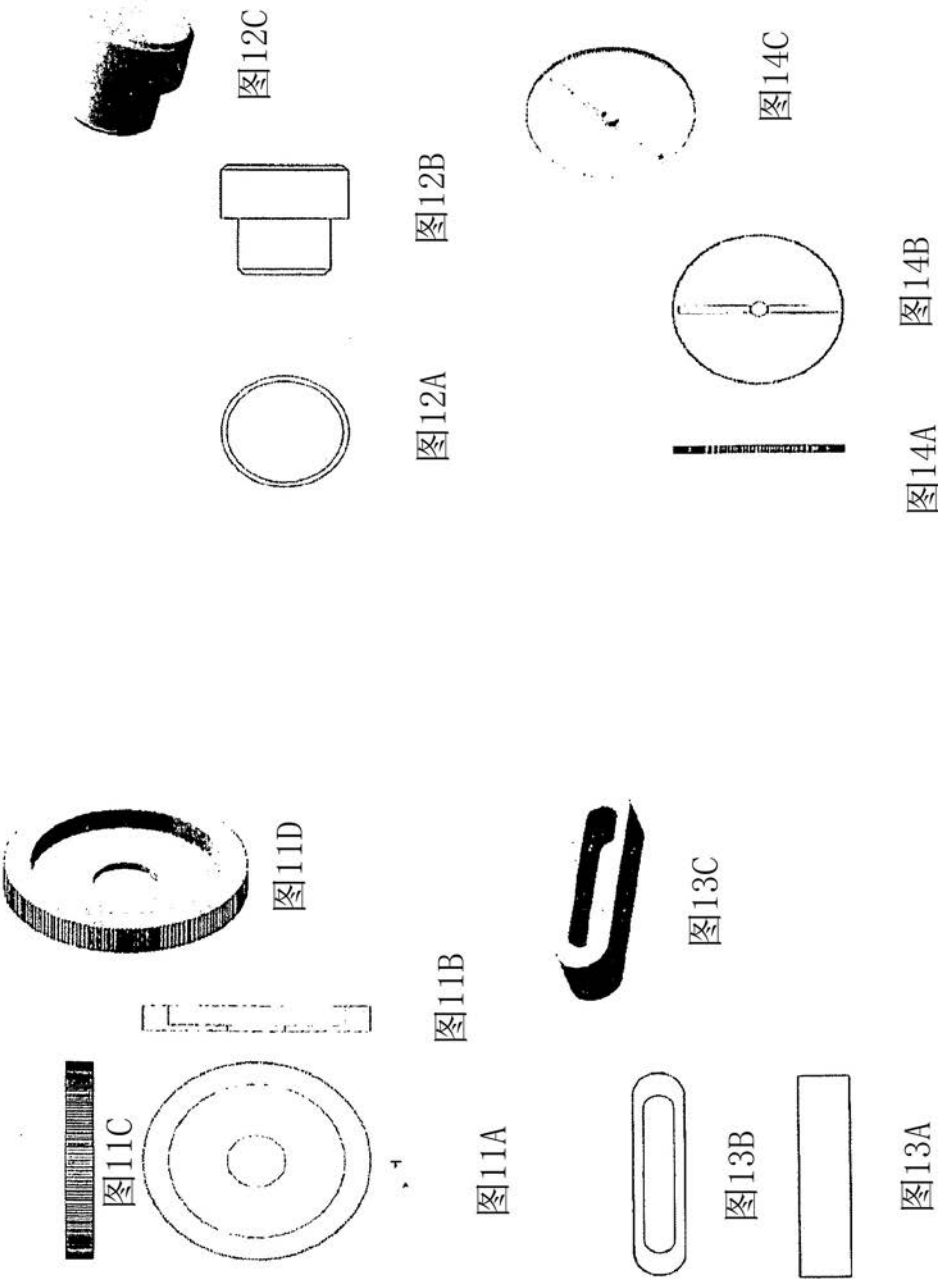
图7



图8



图9



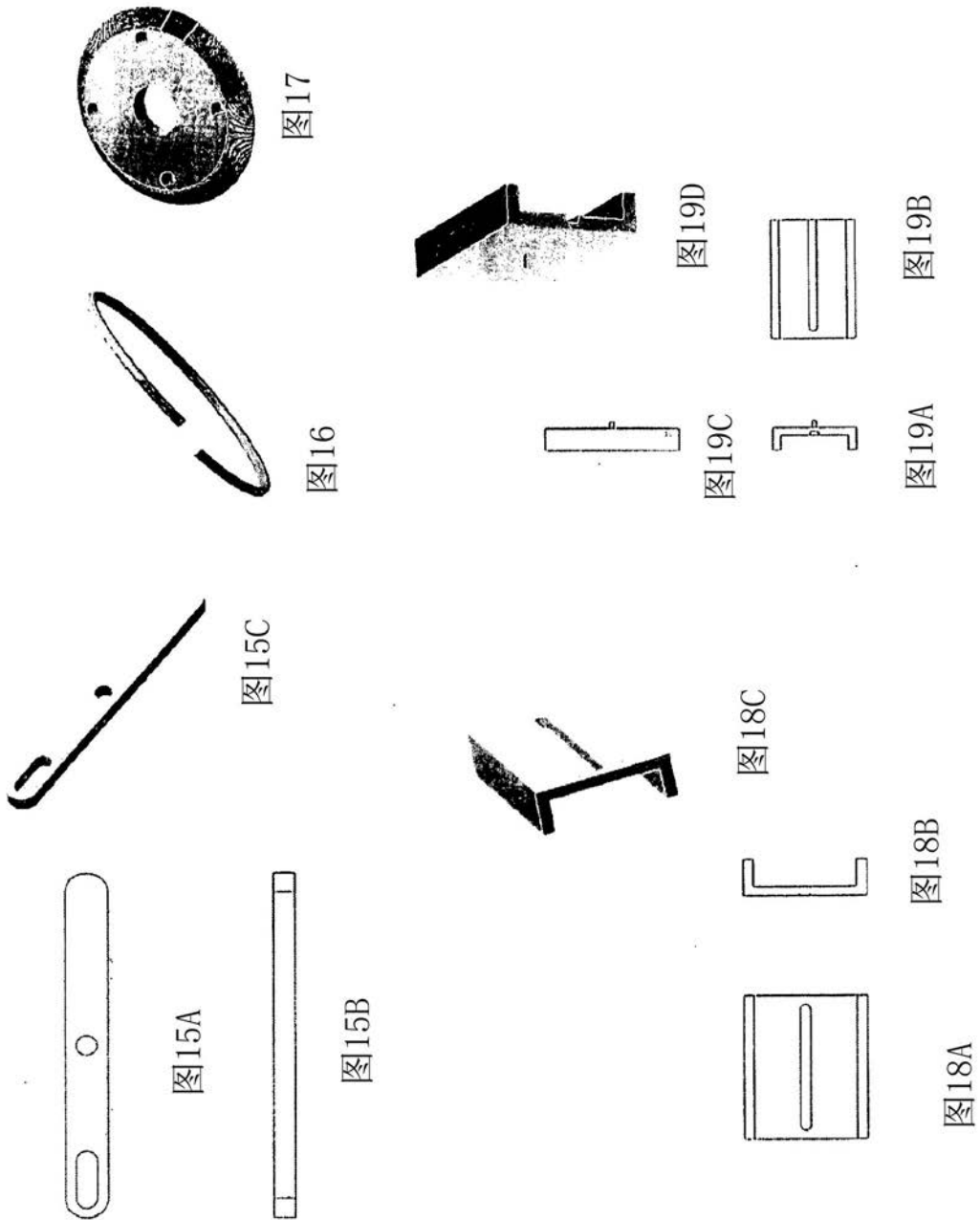




图21C

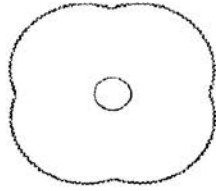


图21A



图21B

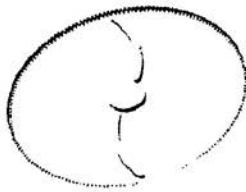


图20C

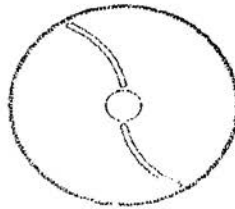


图20A



图20B



图22C

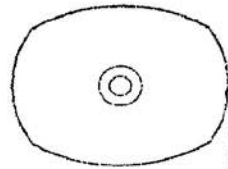


图22A



图22B



图24D



图24A



图24C



图24B



图23C

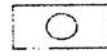


图23B

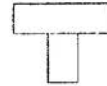
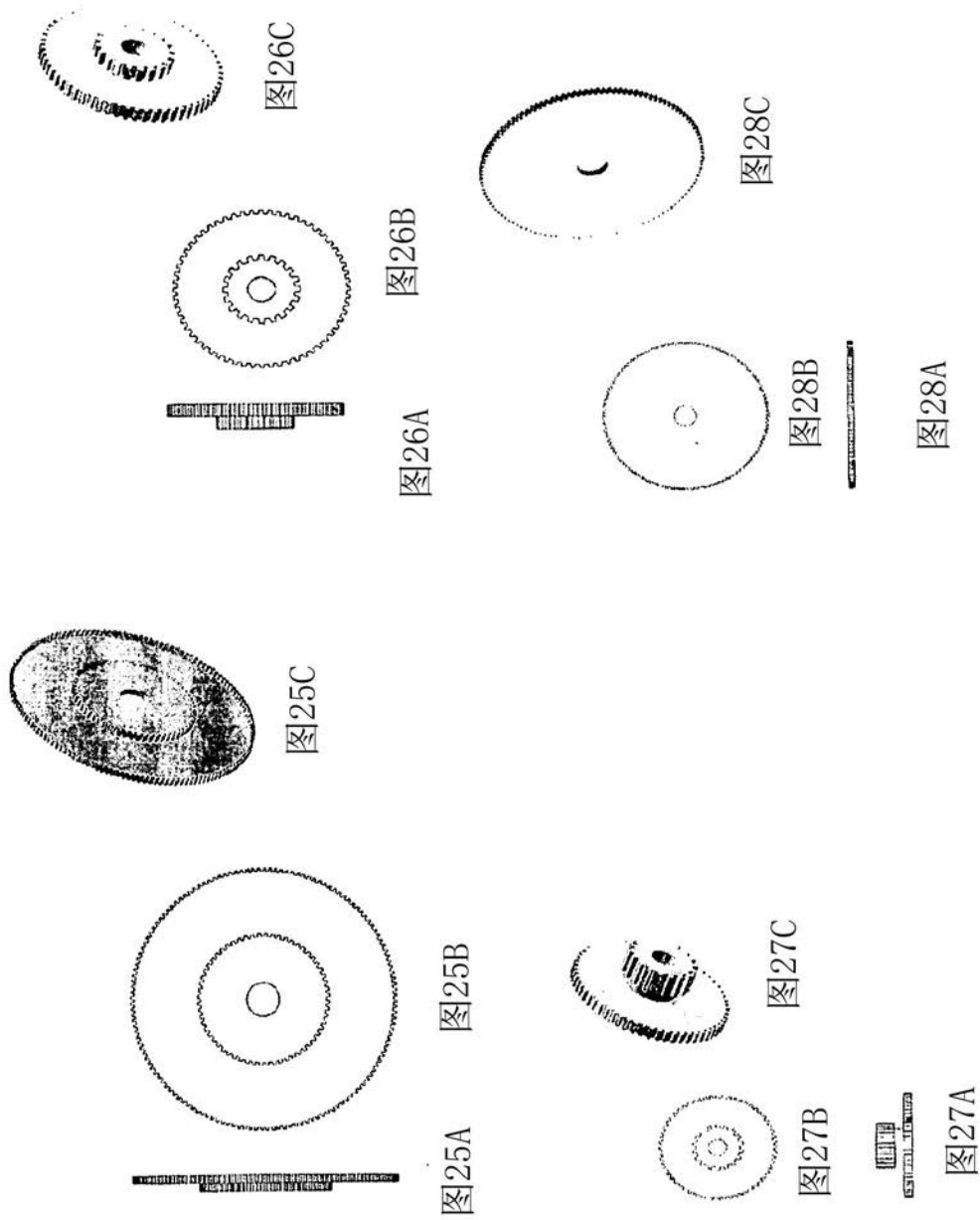
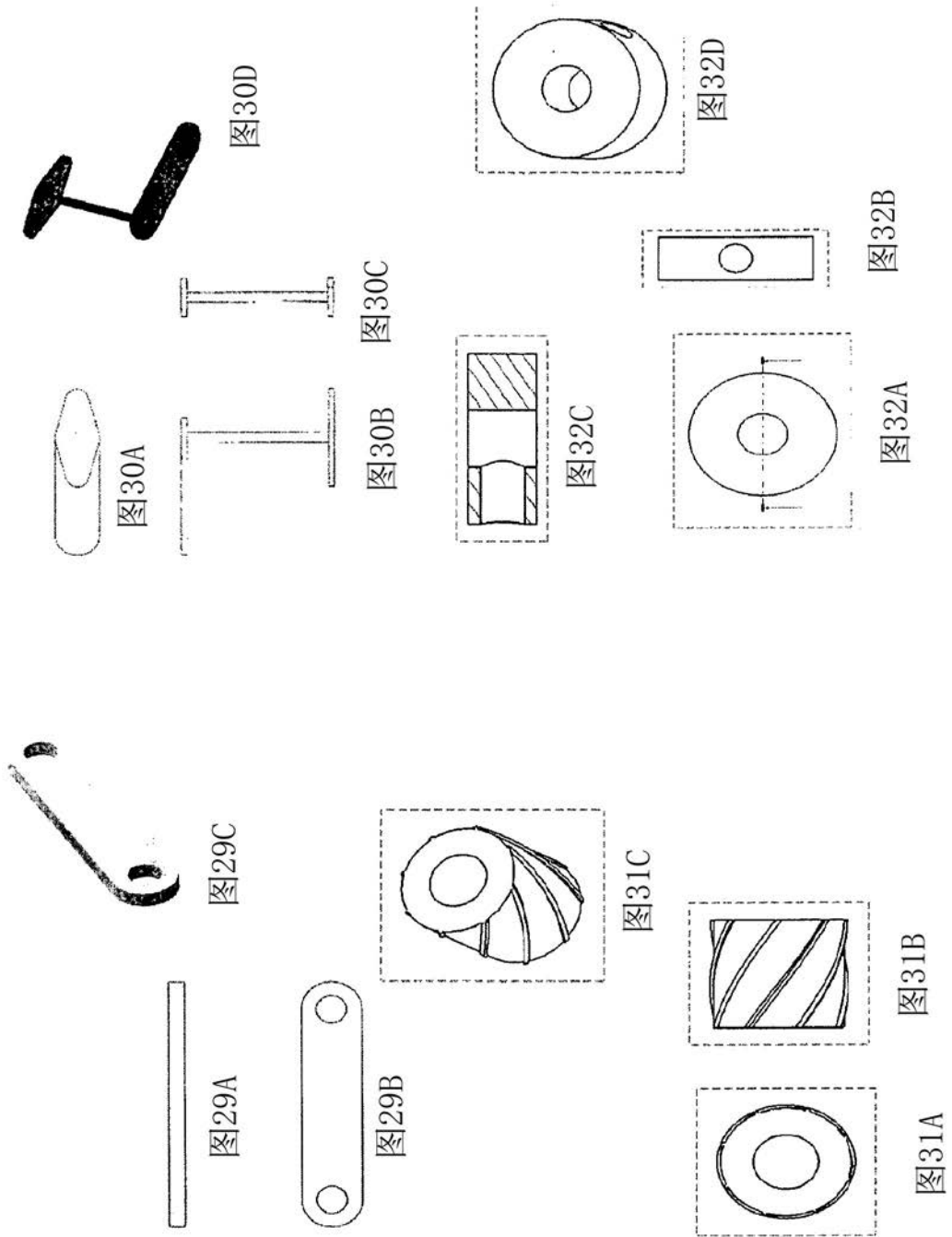


图23A





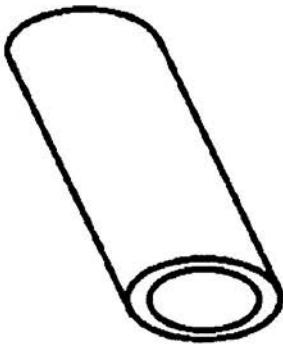


图34

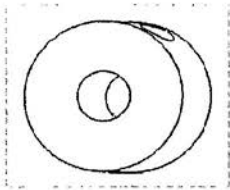


图 33D

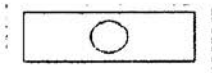


图 33B

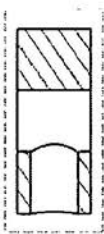


图 33C

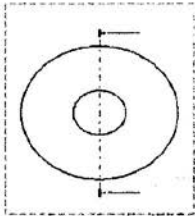


图 33A

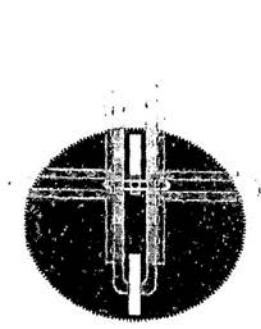


图37



图40

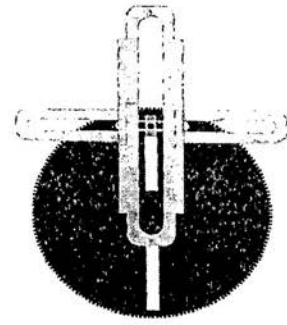


图43

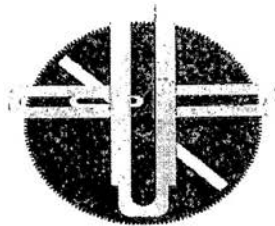


图36

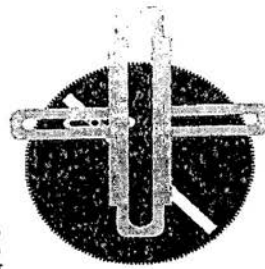


图39

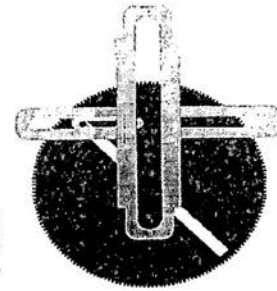


图42

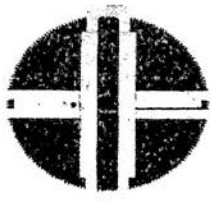


图35

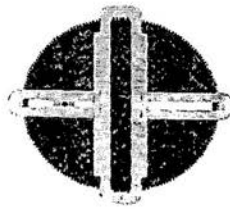


图38

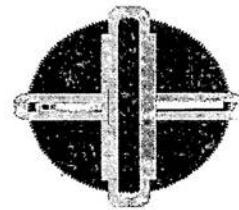


图41

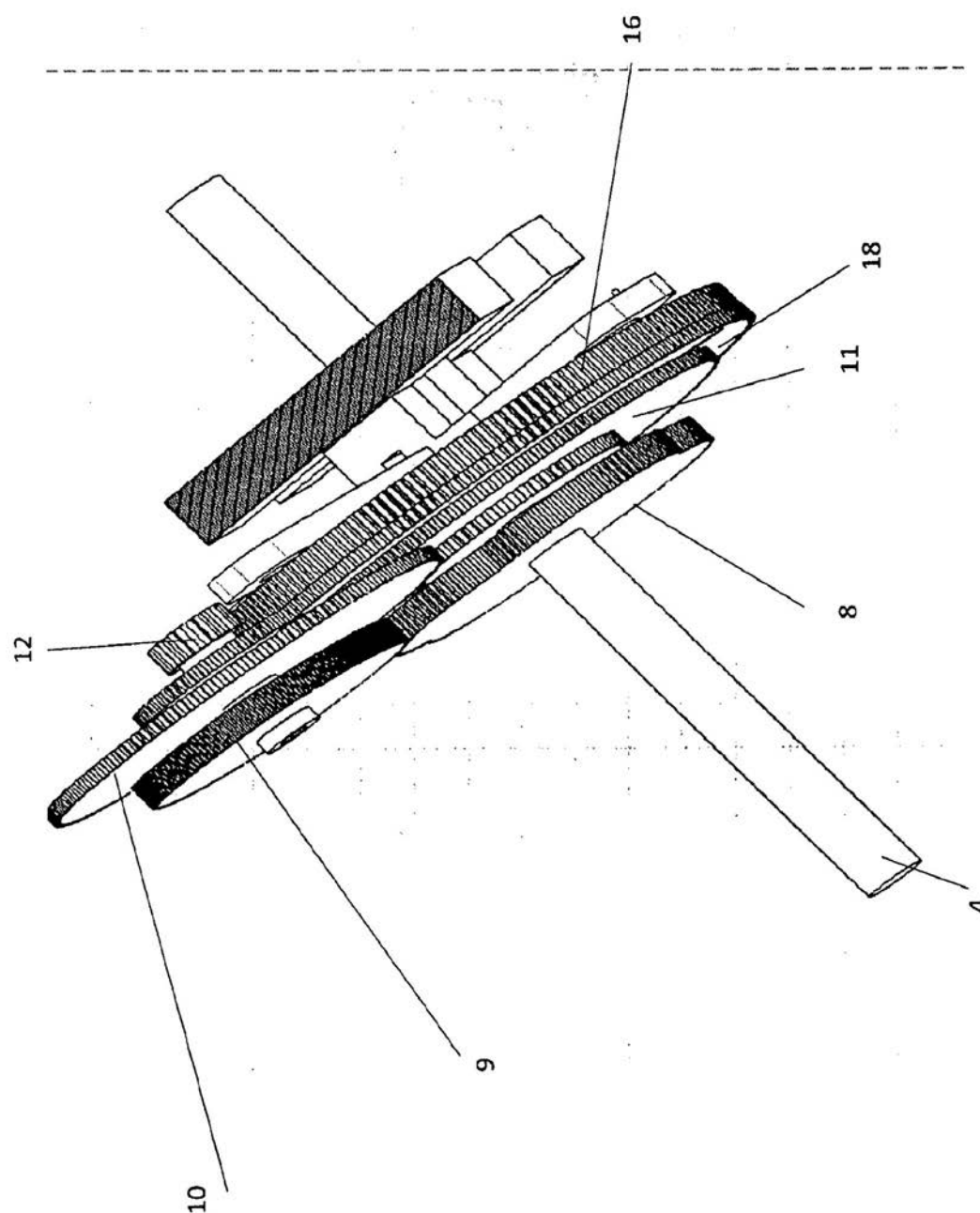
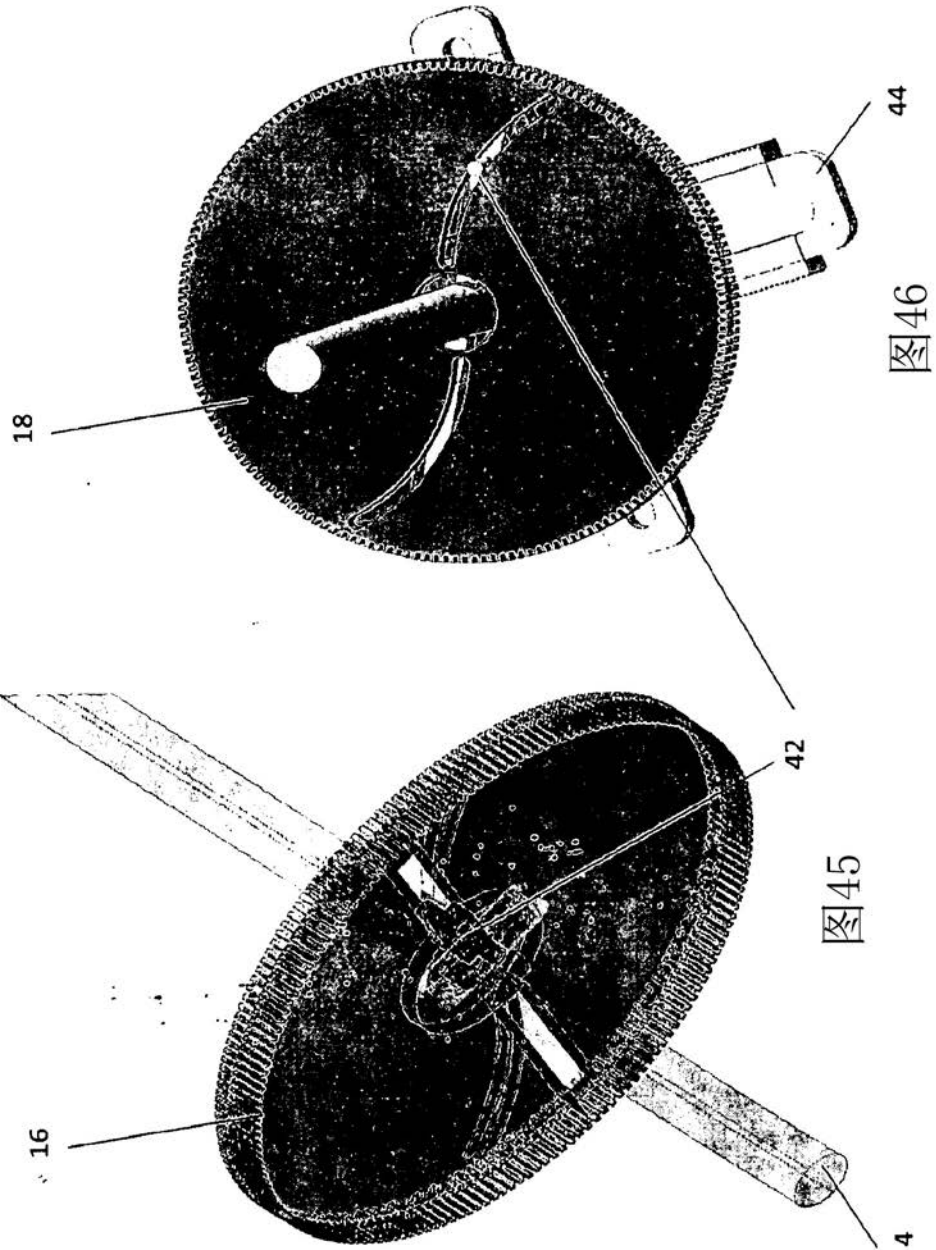


图44



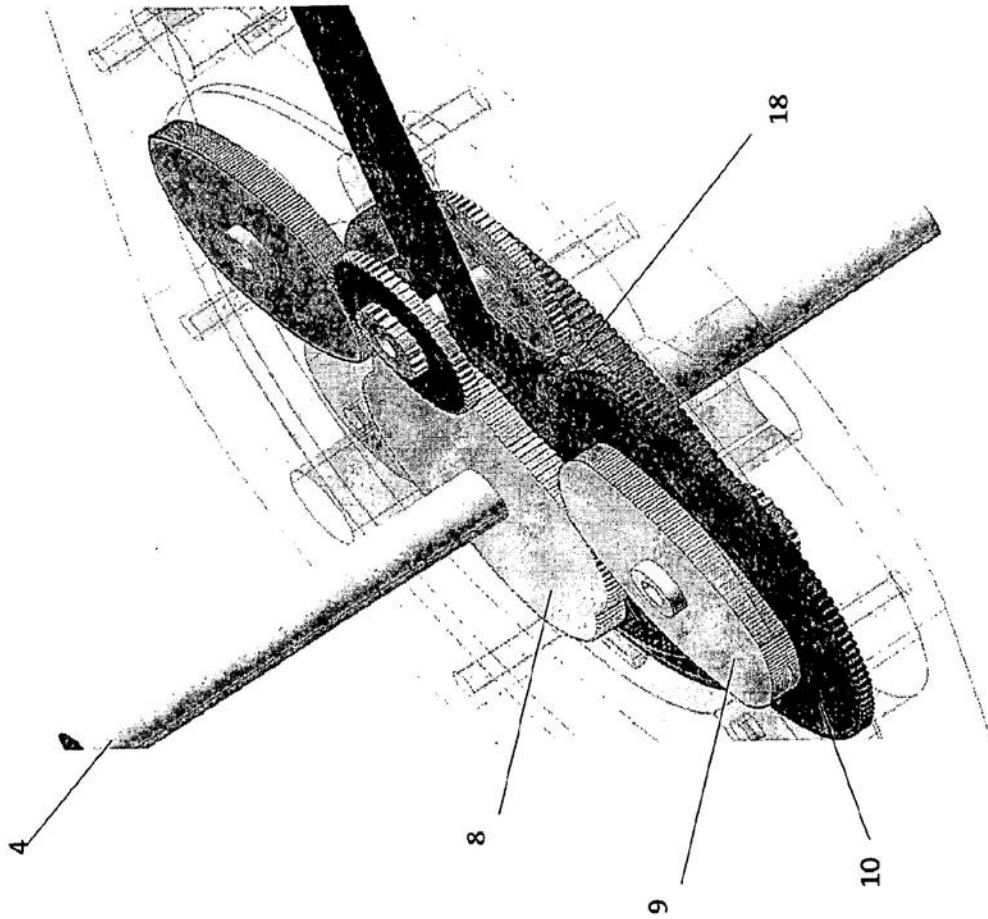


图47

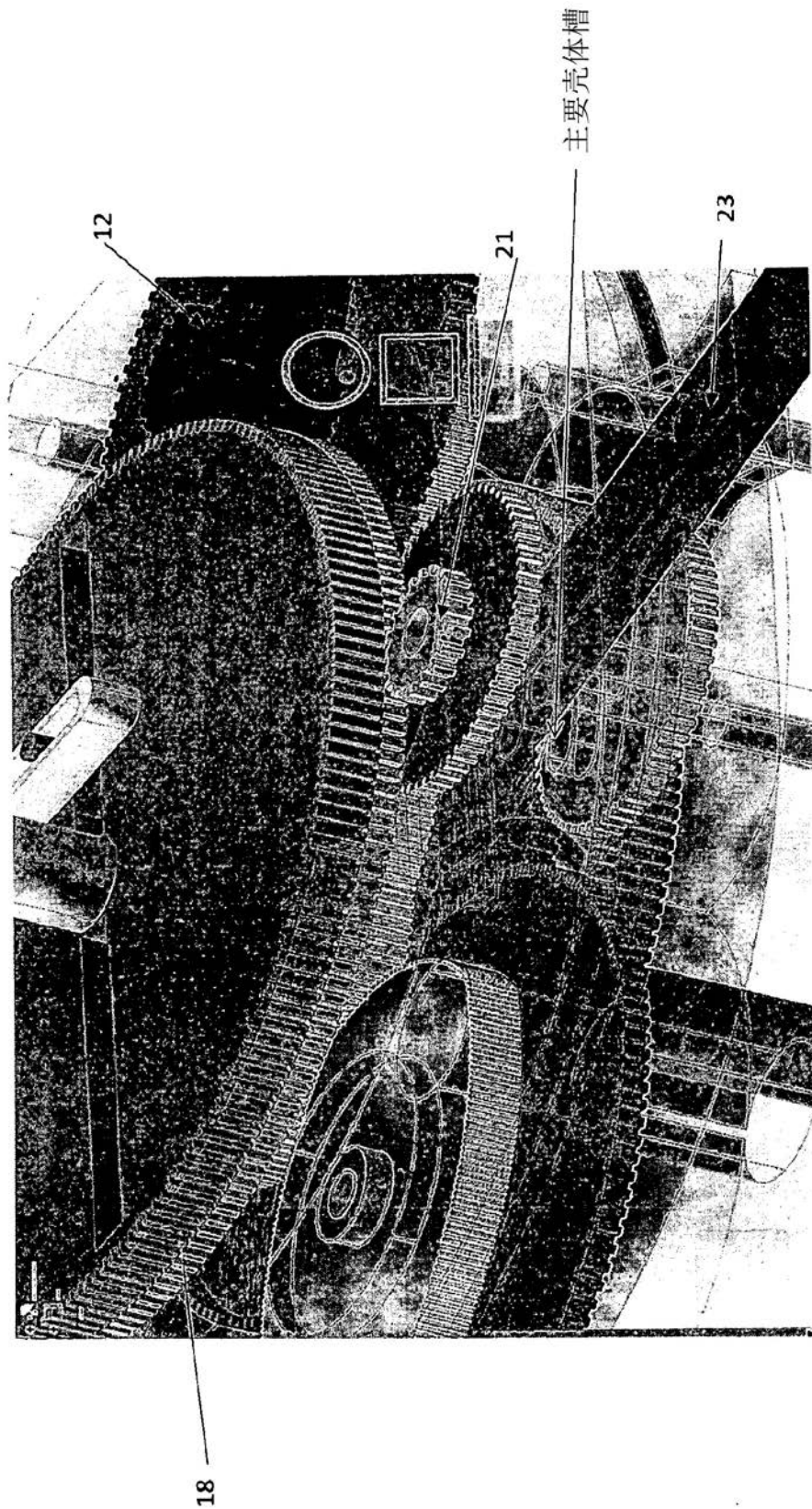


图48

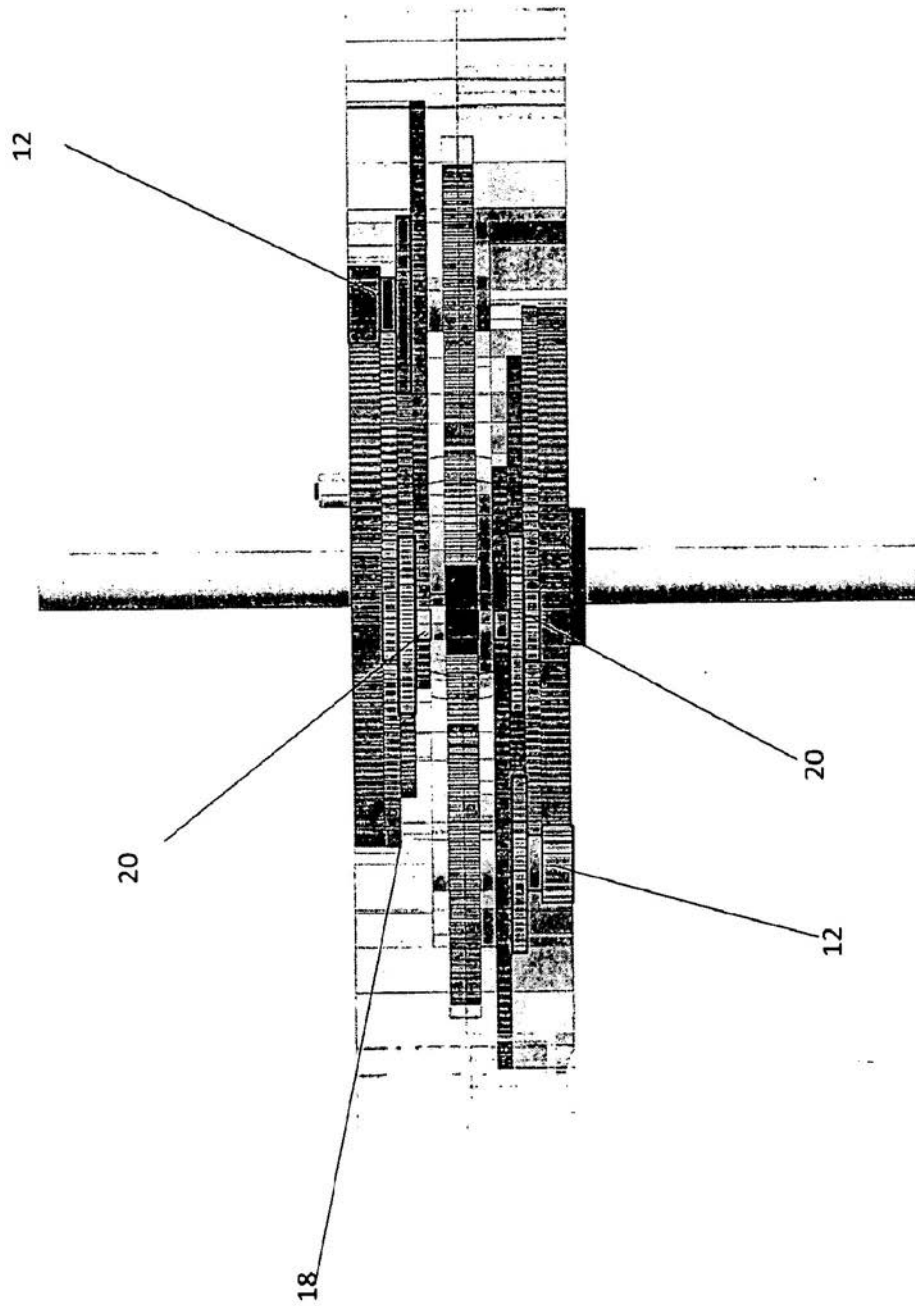


图49

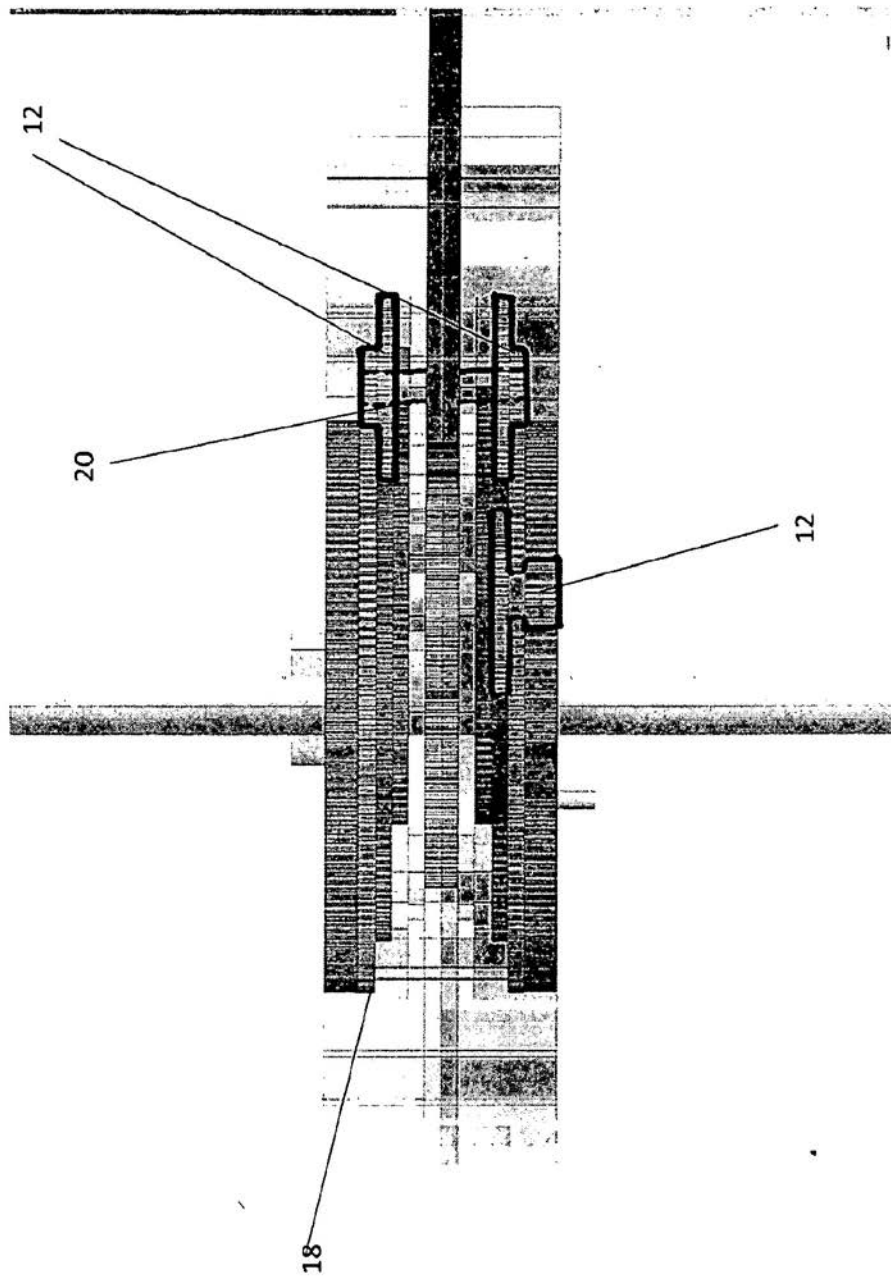


图50

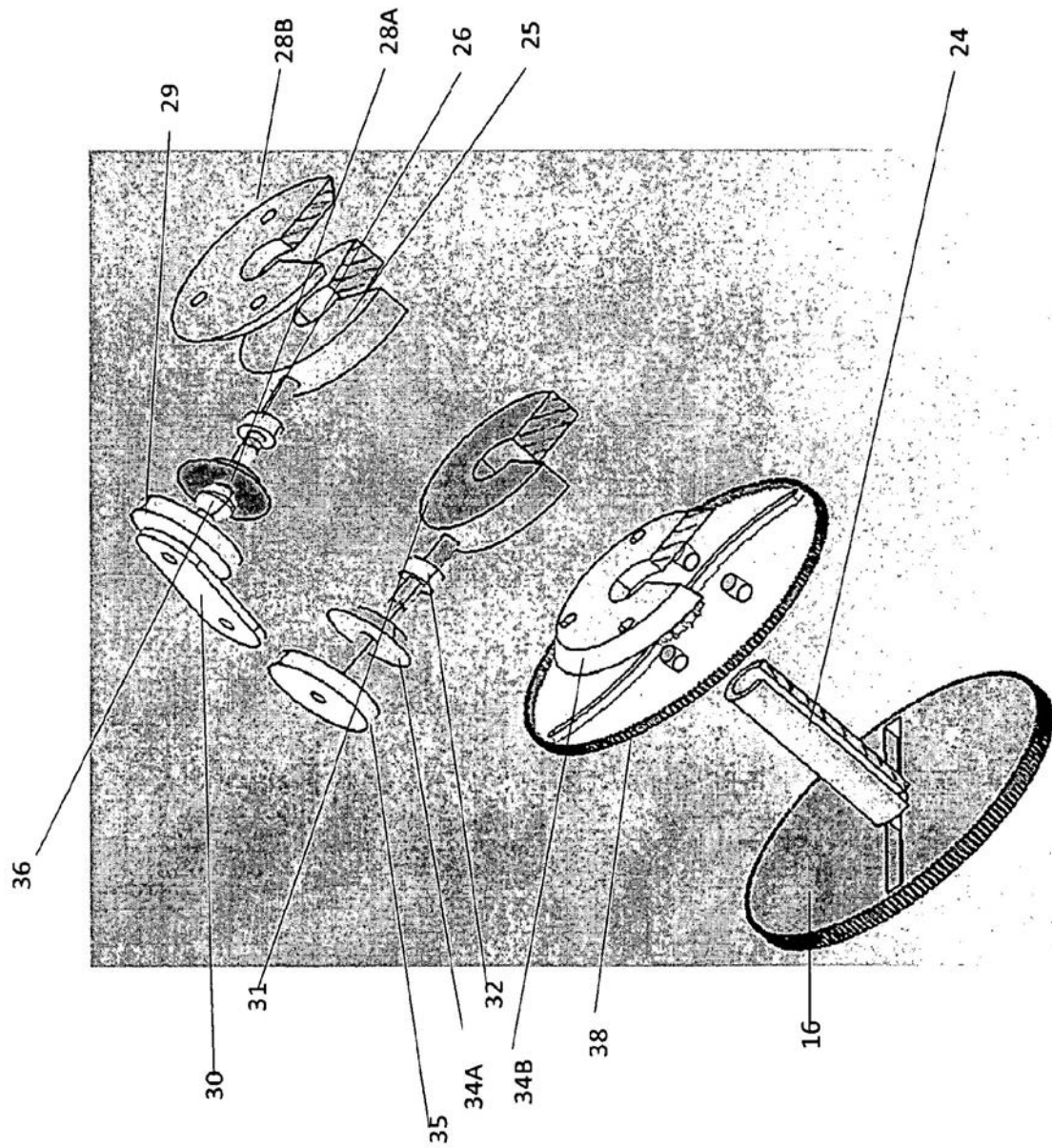


图51

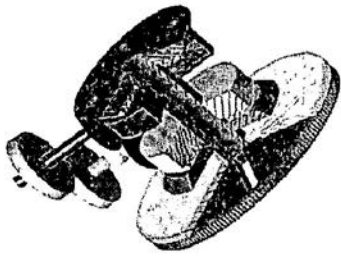


图54



图57

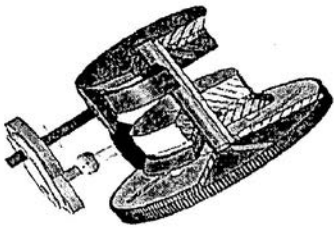


图53

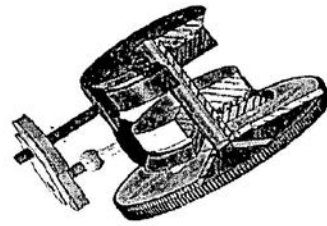


图56

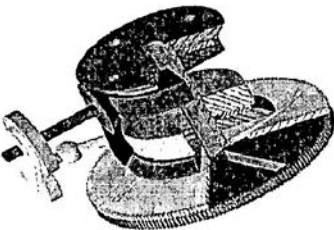


图52

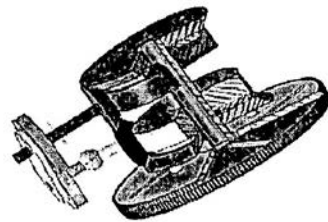


图55

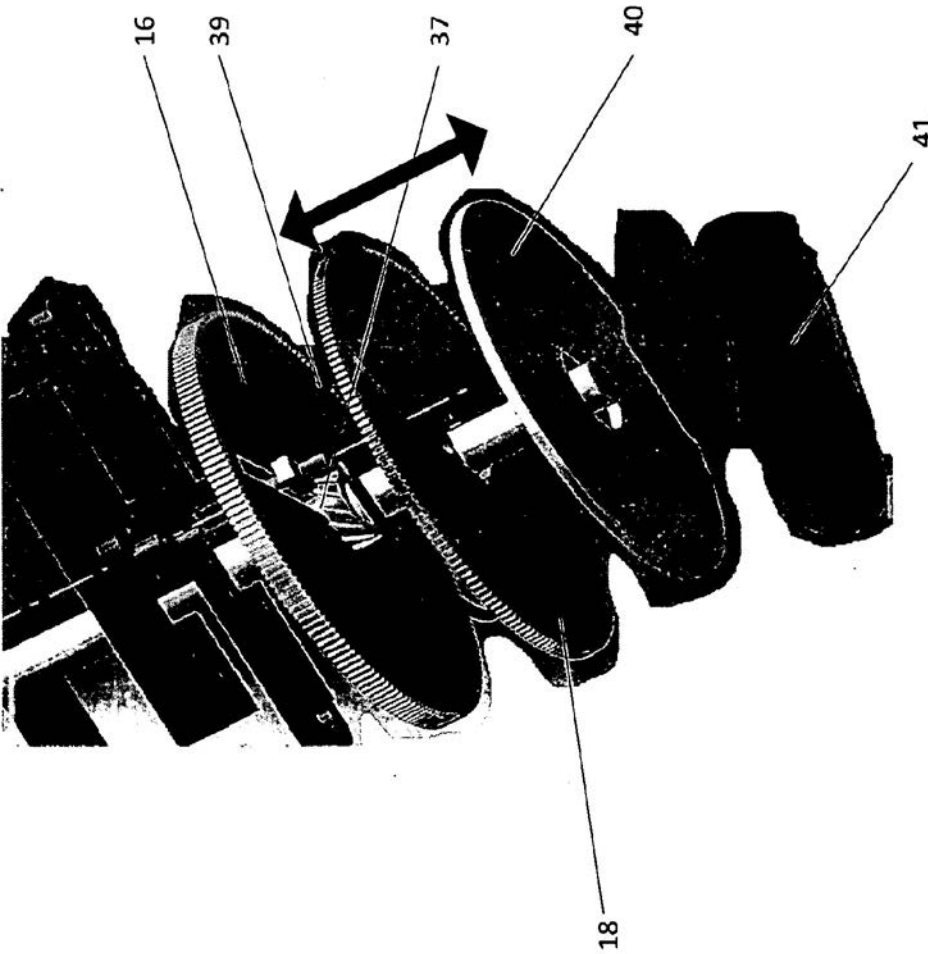


图58

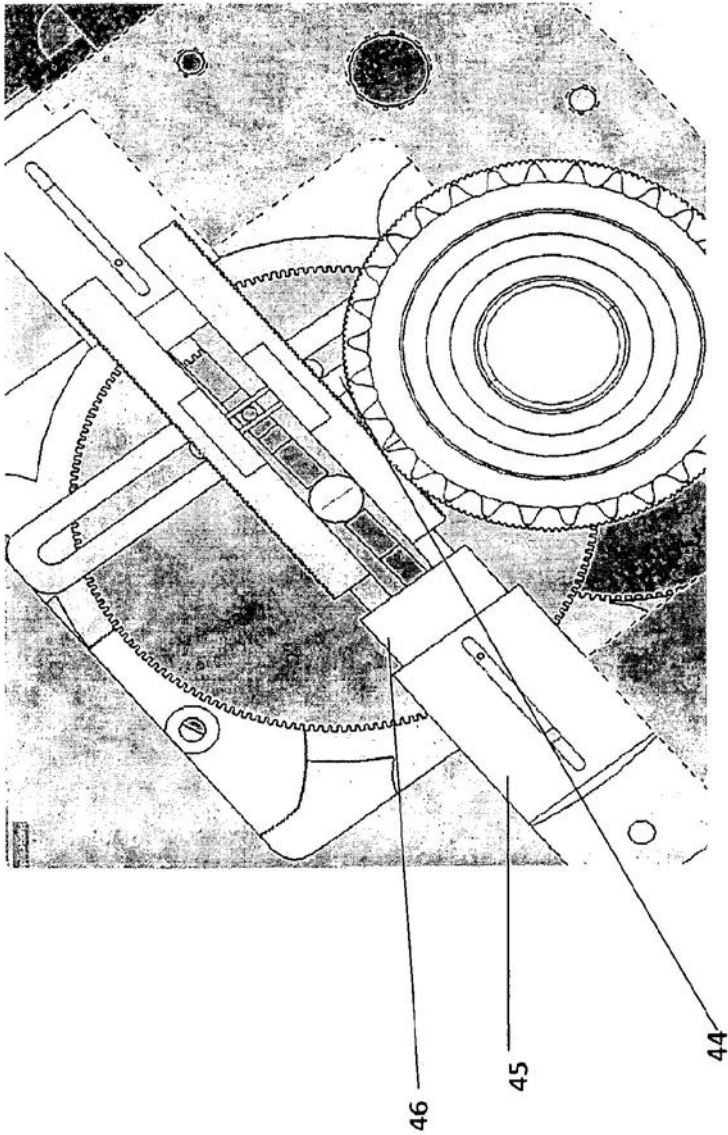


图59

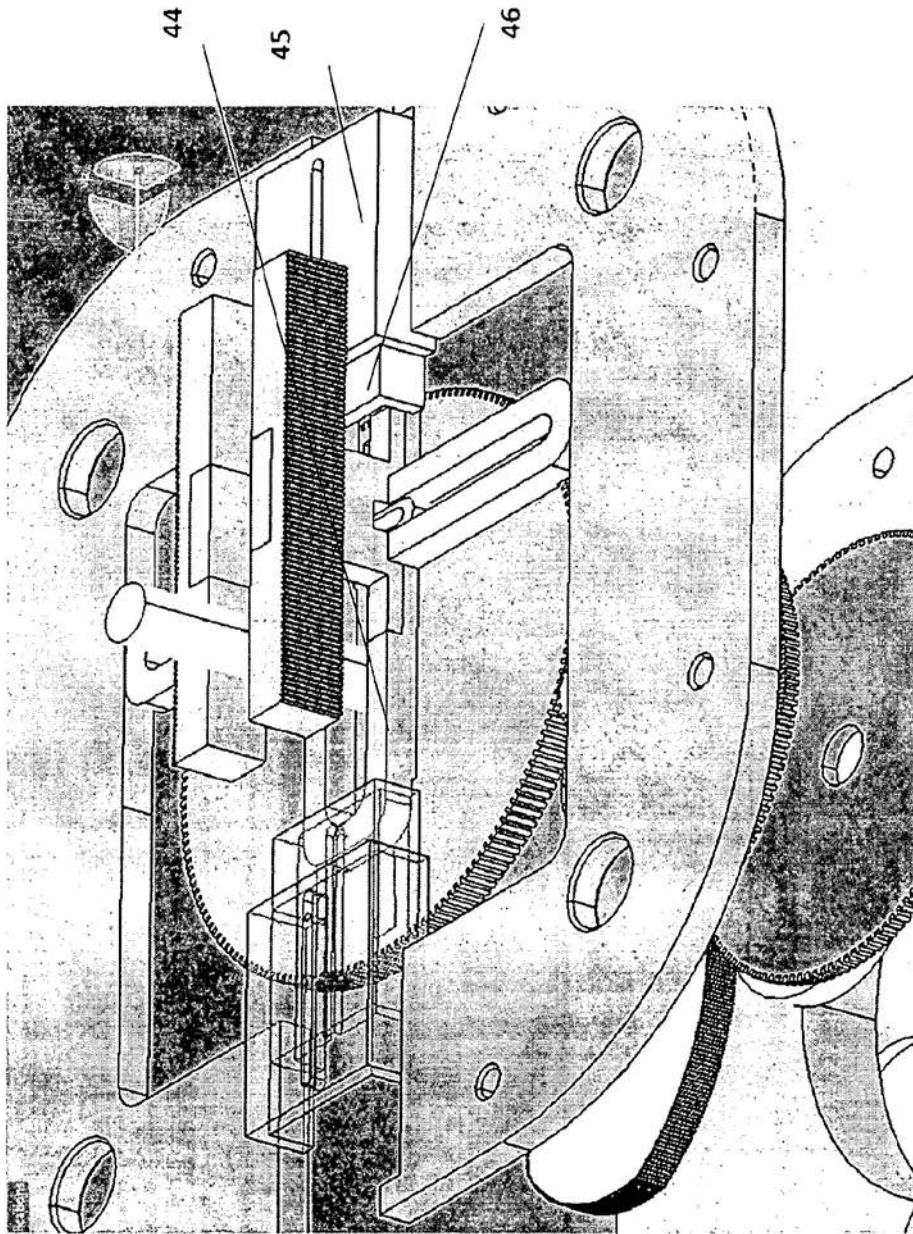


图60

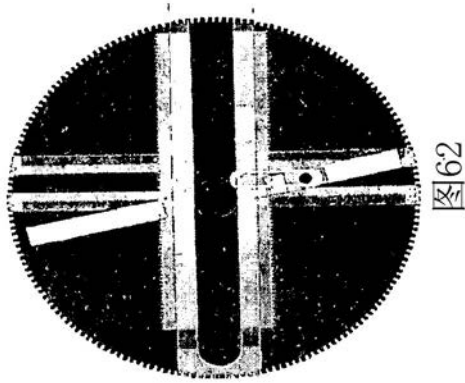


图62

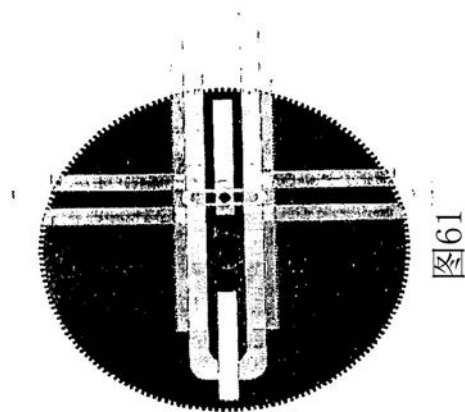


图61

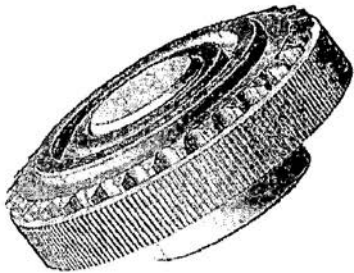


图64

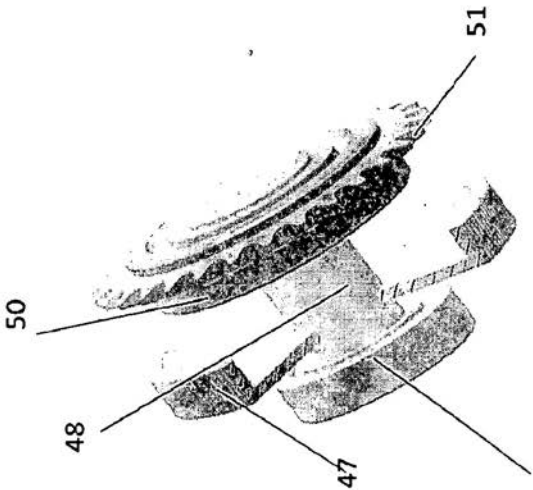


图63

49

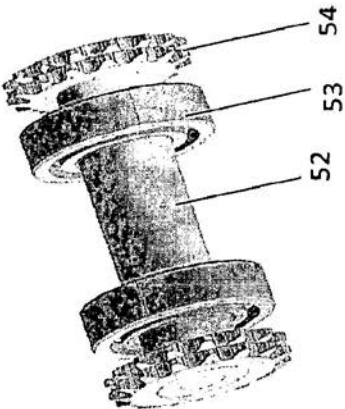


图65

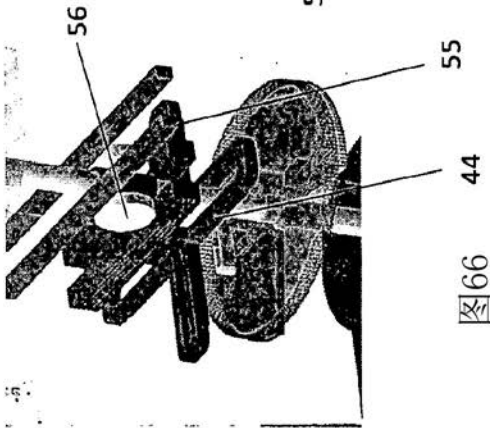


图66

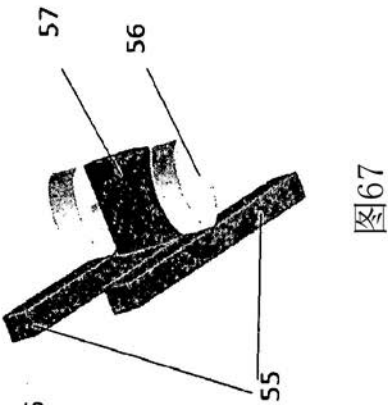


图67

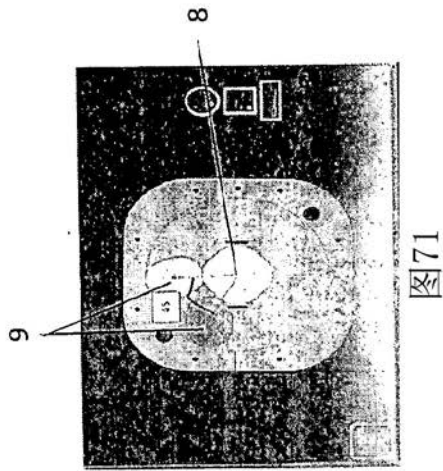


图71

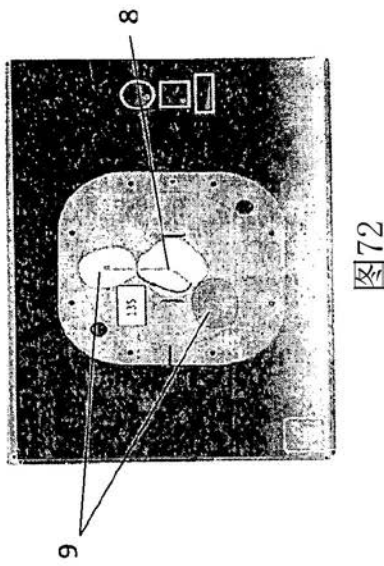


图72

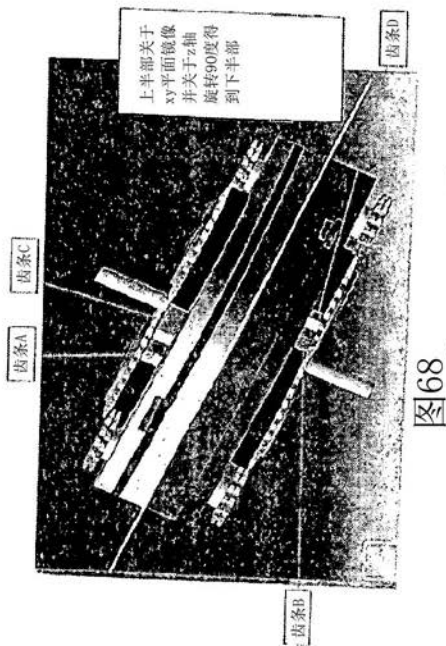


图68

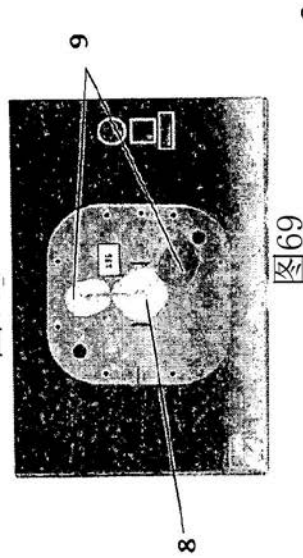


图69

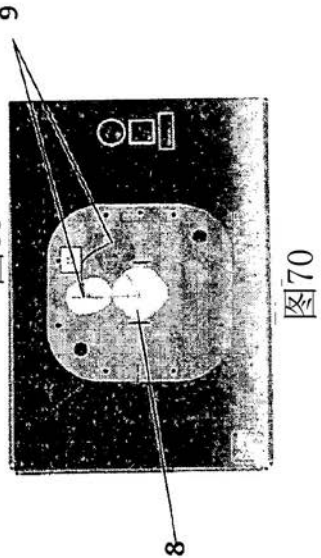


图70

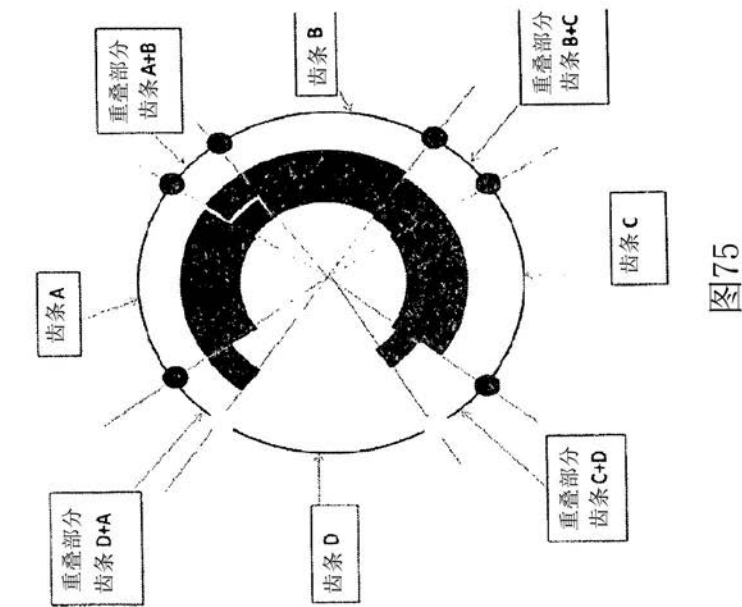


图73

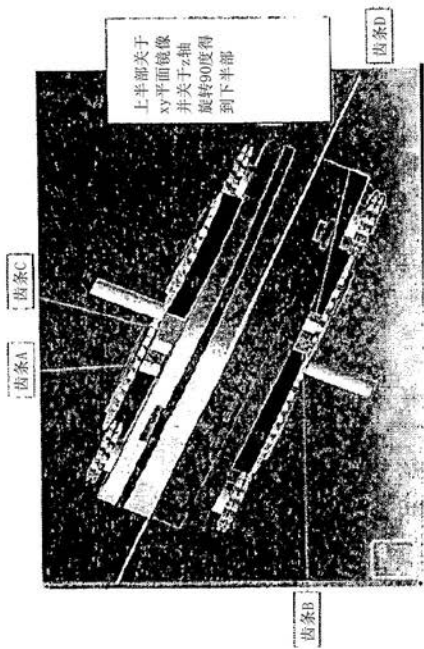


图74

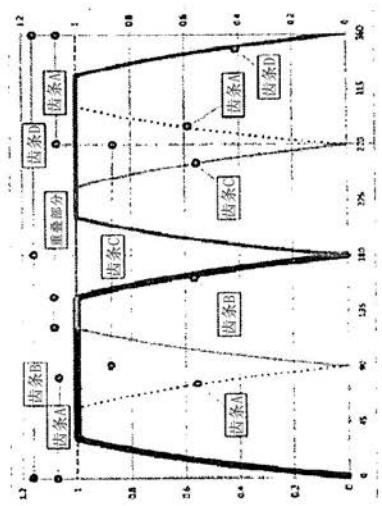
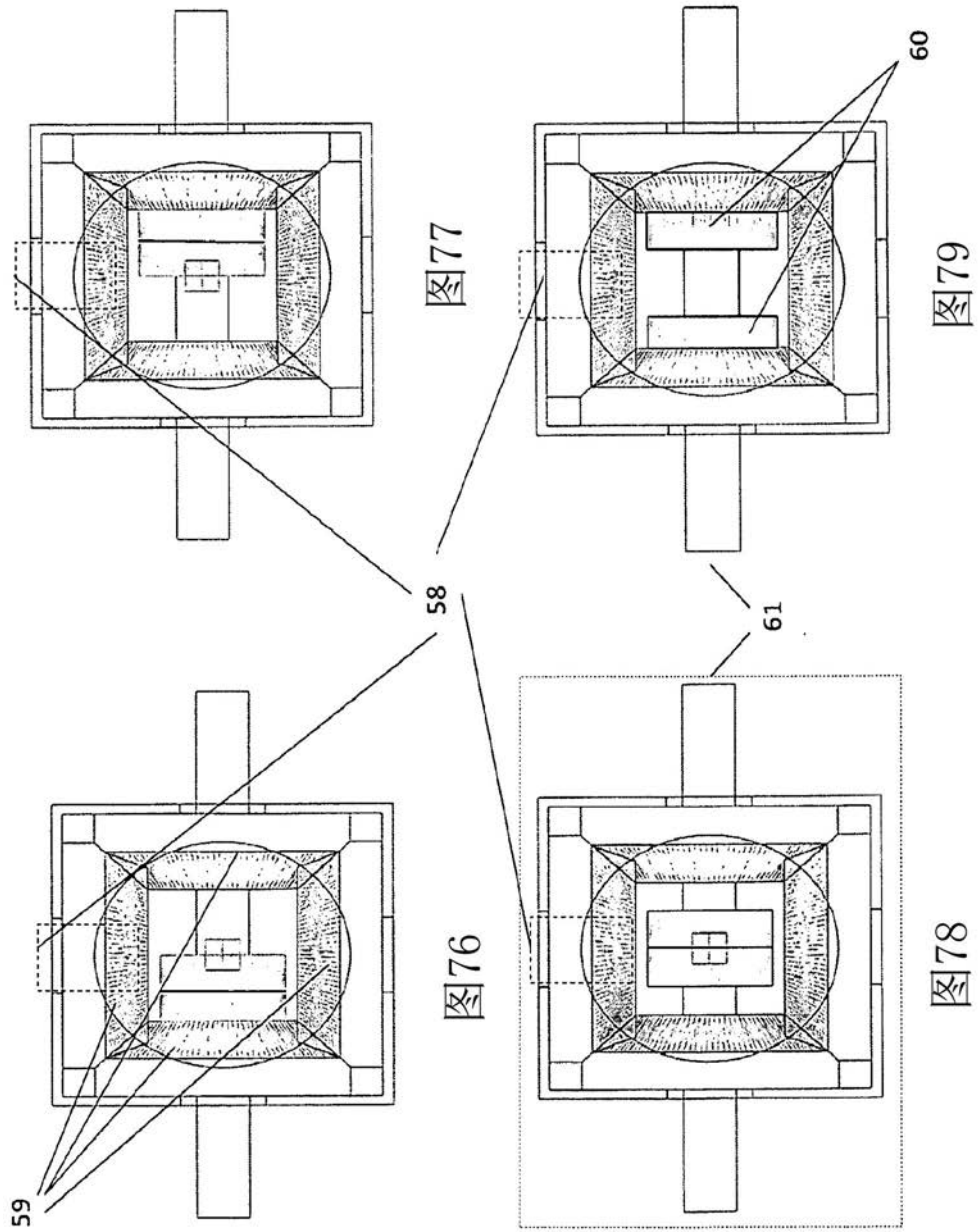


图75



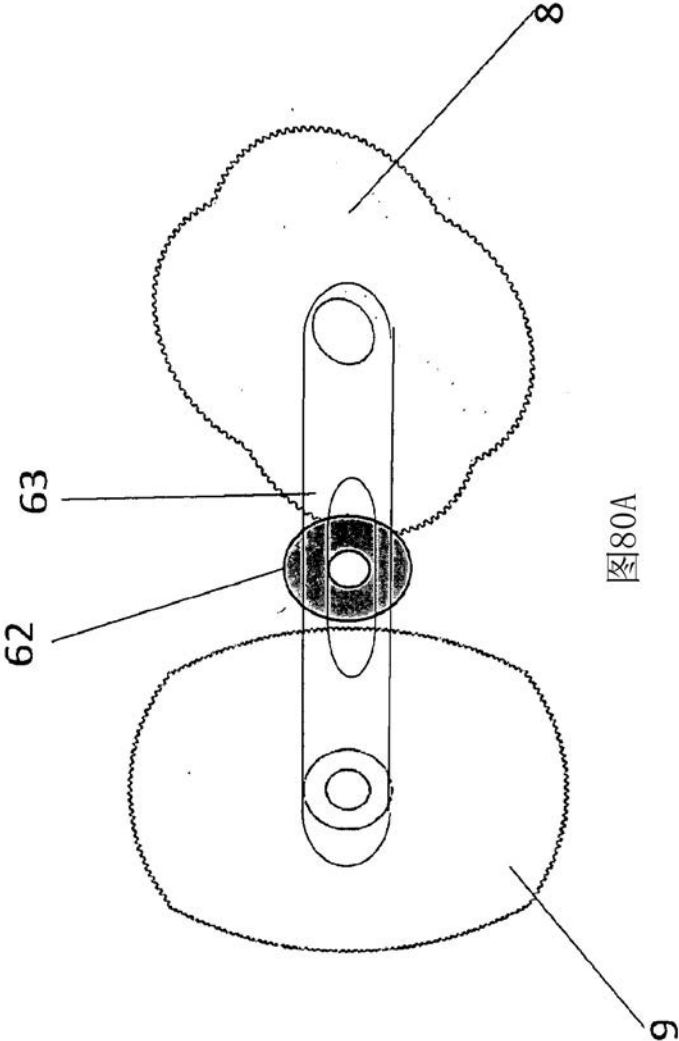


图80A

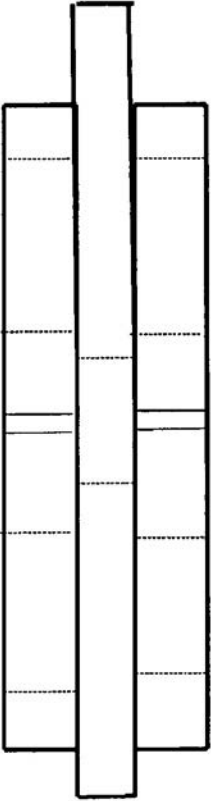
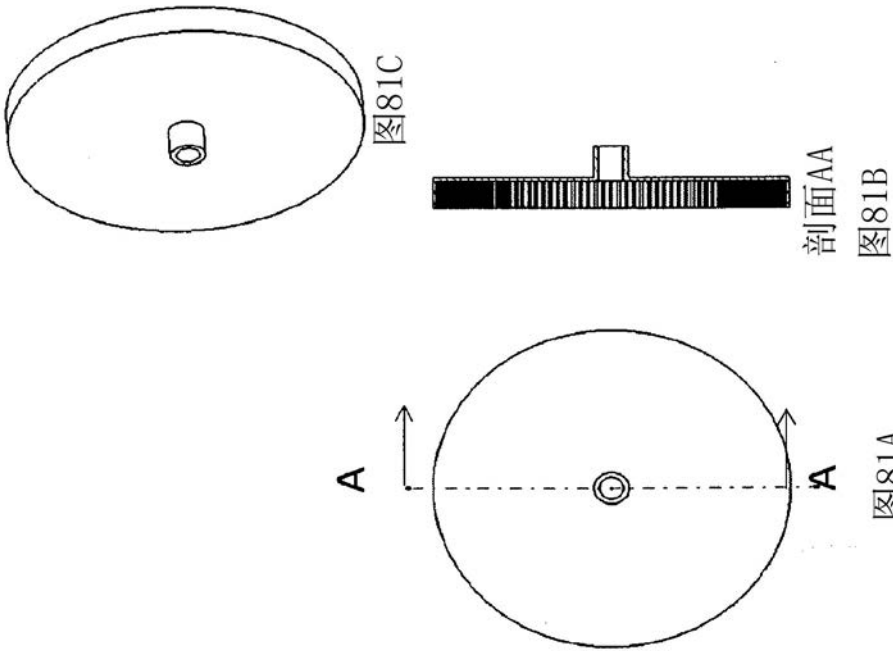


图80B



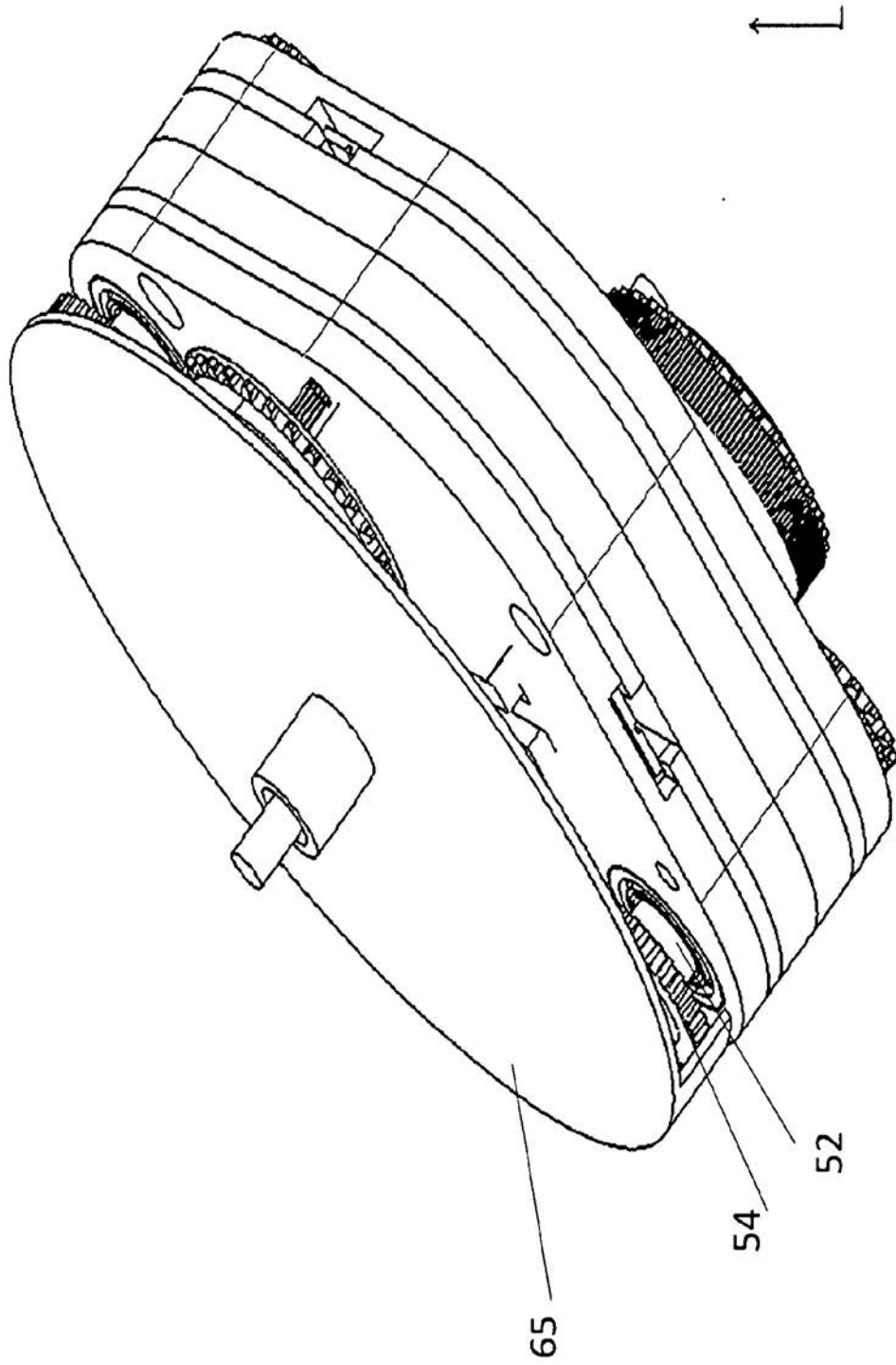


图82