



[12] 发明专利申请公开说明书

[11] CN 87 1 04105 A

[43] 公开日 1987 年 12 月 16 日

(21) 申请号 87 1 04105

(22) 申请日 87.6.6

(30) 优先权

(32) 86.6.6 (33) US (31) 871,254

(71) 申请人 埃默森·L·库姆

地址 美国亚利桑那州

共同申请人 西奥多·C·克雷弗

(72) 发明人 埃默森·L·库姆

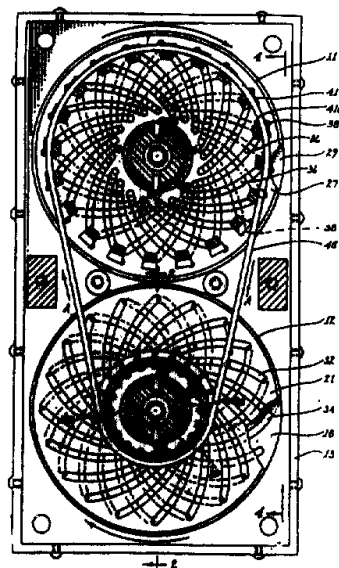
西奥多·C·克雷弗

(74) 专利代理机构 中国专利代理有限公司
代理人 黄力行

(54) 发明名称 用有导槽皮带轮的定向平皮带无级变速传动

(57) 摘要

在一种无级变速皮带传动系统中,使用在皮带轮盘上有对数螺线导槽的一个主动皮带轮和一个从动皮带轮。和主动皮带轮的轴直接接通的对数螺线导槽,其方向和皮带前进方向相反,并且从动皮带轮的直接和轴接通的对数螺线导槽的方向,和传动皮带的方向一致,使得平衡作动器的扭矩可以有很大的减小。



1. 一种皮带传动系统，其中包括一个主动皮带轮和一个从动皮带轮，一条围绕该两皮带轮伸展的皮带，该主动皮带轮和该从动皮带轮都各自有第一对内皮带轮盘，该内轮盘上作有一个方向的对数螺线导槽，并在一个轴上咕定，成为一个组合件旋转，有第二对外皮带轮盘，上面作有方向相反的对数螺线导槽，安装在该轴上成为一个组合件旋转，但和该第一对皮带轮盘可作有限度的相对旋转活动。

该第二对皮带轮盘中的一个，在该第一对皮带轮盘中的一个的外侧邻近放置，该第二对皮带轮中的另一个，在该第一对皮带轮盘中的另一个的外侧邻近放置，

该第一对皮带轮盘的该一个皮带轮盘上的对数螺线导槽，和该第二对皮带轮盘的该一个皮带轮盘上的的对数螺线导槽形成第一交叉点，

该第一对皮带轮盘的该另一个皮带轮盘上的对数螺线导槽，和该第二对皮带轮盘的该另一个皮带轮盘上的对数螺线导槽形成第二交叉点，皮带驱动元件在相应的该第一及第二交叉点之间伸展，

该皮带围绕该主动皮带轮的皮带驱动元件和该从动轮的皮带驱动元件伸展，具有指定的旋转方向。

该主动皮带轮的该第一对内皮带轮盘的该对数螺线导槽的方向，和该指定旋转方向相反，

该从动皮带轮的该第一对内皮带轮盘的该对数螺线导槽的方向，和该指定旋转方向一致，

和该主动及从动皮带轮中的每一个的第二对外皮带轮盘相关连，用以将该第二对外皮带轮盘相对于该第一对内皮带轮盘旋转的装置。

2. 权利要求1中之皮带传动系统，其特征为，与该第二对外皮带轮盘关连的该装置是液压装置。

3. 一种皮带传动系统，其中包括一个主动皮带轮和一个从动皮带

轮，一根围绕该两皮带轮伸展的皮带，该主动皮带轮和该从动皮带轮各有其上面有向一个方向伸展的对数螺旋线导槽的第一对皮带轮盘，它固定在一根轴上，与轴作为一个组合件在该轴上旋转，各有上面有向相反方向伸展的对数螺旋线导槽的第二对皮带轮盘，它固定在该轴上，与轴作为一个组合件在该轴上旋转，但和第一对皮带轮盘有相对的有限的旋转运动，

该第一及第二对皮带轮盘中的一对，放在该第一及第二对皮带轮盘中的另一对的内侧，

该第二对皮带轮盘中的一个皮带轮盘和该第一对皮带轮盘中的一个皮带轮盘相邻放置，该第二对皮带轮盘中的另一个皮带轮盘和该第一对皮带轮盘中之另一个皮带轮盘相邻放置，

该第二对及第一对皮带轮盘中的相邻皮带轮盘中的两个相邻皮带轮盘的对数螺旋线导槽形成交叉点，

该第二对及第一对皮带轮盘中的相邻皮带轮盘中的该另两个相邻皮带轮盘的对数螺旋线导槽形成交叉点，

皮带驱动元件在相应的该交叉点之间伸展，

该皮带围绕主动皮带轮的皮带驱动元件，和该从动皮带轮的皮带驱动元件伸展，并有指定的旋转方向，

固定在该主动皮带轮轴上的该第一及第二对皮带轮盘中的一对皮带轮盘的对数螺旋线导槽的方向，和该指定旋转方向相反，固定在该从动皮带轮轴上的该第一及第二对皮带轮盘中的一对皮带轮盘的对数螺旋线导槽的方向，和该指定旋转方向一致，

和限制该主动及从动皮带轮圆周运动的皮带轮盘对关连的装置，将该对有限圆周运动的皮带轮盘，作相对于该固定对皮带轮盘的旋转。

4. 如权利要求3中之皮带传动系统，其特征为，分别与主动及从动轴固定的皮带轮盘对，分别在主动和从动轴的皮带轮盘的另一皮带轮

盘对的内侧。

5. 如权利要求3中之皮带传动系统,其特征为,和皮带轮盘对关连的该装置包括有液压装置。

6. 一种皮带传动系统,包括有一个主动皮带轮和一个从动皮带轮,一条皮带围绕该两皮带轮伸展,该主动和从动皮带轮各有一个第一对内皮带轮盘,该内皮带轮盘上具有向一个方向伸展的对数螺旋线导槽,固定在一个轴上同该轴上作为一个组合件旋转,有一个第二对外皮带轮盘,上面具有方向相反的对数螺旋线导槽,安装在该轴上作为一个组合件旋转,但和该第一对皮带轮盘有有限度的相对旋转运动,该第二对皮带轮盘中的一个皮带轮盘在该第一对皮带轮盘中的一个皮带轮盘的外侧附近放置,该第二对皮带轮盘中的另一个皮带轮盘在该第一对皮带轮盘中另一个皮带轮盘的外侧附近放置,

该第一对皮带轮盘的该一个皮带轮盘的对数螺旋线导槽,和该第二对皮带轮盘的该一个皮带轮盘的对数螺旋线导槽,形成第一种交叉点,

该第一对皮带轮盘的该另一个皮带轮盘的对数螺旋线导槽,和该第二对皮带轮盘的该另一个皮带轮盘的对数螺旋线导槽,形成第二种交叉点,

皮带传动元件在相应的该第一及第二种交叉点之间伸展,

该皮带围绕该主动皮带轮的皮带驱动元件和该从动皮带轮的皮带驱动元件伸展,有指定的旋转方向,

和该主动及从动皮带轮的各该第二对外皮带轮盘关连的液压装置,将该第二对外皮带轮盘,相对于各该第一对内皮带轮盘旋转,

降低该液压装置工作压力的方法包括下列步骤:

使该主动皮带轮的该第一对内皮带轮盘的该对数螺旋线导槽的方向,和该指定旋转方向相反,

使该从动皮带轮的该第一对内皮带轮盘的该对数螺旋线导槽的方向,和该指定旋转方向一致。

7 . 如权利要求2 中之皮带传动系统,其特征为,该液压装置,包括有腔装置,它有一根和该外皮带轮盘固定的支撑,一根在该腔装置内和该轴固定的支撑,该两支撑之间的空间形成工作压力腔。

用有导槽皮带轮的定向平皮
带无级变速传动

本发明有关用变速比皮带轮的平皮带无级变速传动系统的运转系统，方法和设备的改进。这种皮带轮的性质在肯姆 (Emerson L. Kumm) 的 1981 年 10 月 20 日美国专利第 4,295,836 号和 1886 年 5 月 27 日美国专利第 4,591,351 号中有揭示，本发明的一个目的，就是对上述性质的系统，方法和设备作改进。对于上述两专利所揭示的内容，在本发明中作了引述。上述两专利中揭示的性质的系统，使用平皮带连接的变速比皮带轮。

使每一皮带轮用两对皮带轮盘组成，便可取得变速比，其一对皮带轮盘在另一对的里面，内带轮盘之间的空间形成一个空间，平皮带轮从空间中通过。每一皮带轮的内带轮盘互相刚性连接，作一个单元活动，每一带轮盘内有对数螺线导槽。两个外带轮盘也连接成一个单元，各盘上有对数螺线导槽。内皮带轮盘组的螺线导槽向一个方向，即顺时针或逆时针方向伸展，半径逐渐增大，外带轮盘组的对数螺线导槽朝向相反的方向。于是，在皮带轮每侧上，相邻带轮盘上的导槽互相形成交叉点。皮带驱动元件在围绕皮带轮全部圆周的交叉点上放置，从而皮带和驱动元件交接，使一个皮带轮带动另一皮带轮。

对数螺线导槽的性质和引述的专利中所述相同，内外导槽盘中的导槽互相垂直，即相交 90 度。在专利第 4,295,836 号中，主动皮带轮和从动皮带轮的对数螺线导槽，相对于皮带前进的方向都相同。在第 4,591,351 号专利中，图示一个皮带轮中的对数螺线导槽朝向一个方向，另一皮带轮中的朝向另一方向，是未涉及本发明的偶然的发现。在两个实例

中都没有注意到对数螺旋导槽的方向，和将皮带轮直径改变时，将一组导槽盘相对于另一导槽盘旋转所需的液压之间的关系，也没有注意到皮带运动方向也影响要求的工作液压。

本申请人发现，假如与主动皮带轮轴直接连接的对数螺旋导槽的方向同皮带前进的方向相反，和从动皮带轮轴直接连接的对数螺旋导槽的方向同皮带前进的方向相同，那么需要的液压可以减至最低。

本发明的目的，是提出一种改进的设备和系统，利用这一发现，制造有本申请案所涉及的性质的无级变速传动装置。

按一种方式实施本发明时，提出一种皮带传动系统，其中有一个主动皮带轮和一个从动皮带轮，一条皮带围绕两皮带轮伸展，主动和从动轮中的每一个，有第一对内皮带轮盘，盘上有朝向一个方向的对数螺旋导槽形成，安装在一根轴上作为一个单元旋转，和轴固定，有第二对外皮带轮盘，其上有方向相反的对数螺旋导槽形成，安装在轴上作为一个单元旋转，但可作相对于第一对带转盘的有限旋转，第二对带轮盘中的一个皮带轮盘在第一对带轮盘中的一个的外侧相邻放置，第二对带轮盘中的另一个皮带轮盘在第一对带轮盘中的另一个的外侧相邻放置，第一对带轮盘的一个皮带轮盘上的对数螺旋导槽，和第二对带轮盘中的一个皮带轮盘上的对数螺旋导槽，形成第一交叉点，第一带轮盘中另一个皮带轮盘的对数螺旋导槽，和第二对带轮盘中另一个皮带轮盘的对数螺旋导槽，形成第二交叉点，皮带驱动元件在对应的第一及第二交点之间伸展，皮带围绕元动皮带的皮带驱动元件，和从动皮带轮的皮带驱动元件伸展，并有指定的旋转方向，主动皮带轮第一对内皮带轮盘上的对数螺旋导槽的方向，和指定旋转方向相反，从动皮带轮第一对内皮带轮盘上的对数螺旋导槽的方向，和指定方向相同，有液压装置同每一个主动及从动皮带轮的第二对外带轮盘关连，将第二对外带轮盘相对于第一对内带轮盘旋转。

本发明的其他目的，通过下文的叙述，便可逐步了解清楚。

为了对发明更全面了解，必须参看附图，附图内容如下：

图1 为本发明设备的局部剖视图，也可以视为沿图2 之1-1 线的剖视图，

图2 为基本按图1 中箭头2-2 方向的局部剖视图，

图3 为基本按图2 中箭头3-3 方向的剖视图，

图4 为基本按图1 中箭头4-4 方向的缩小比例的局部视图，

图5a为基本按图4 箭头5-5 方向的视图，

图5b及5c为图5a中两个细节的放大图，表示为关的力，

图5d及5e为与5b及5c大致相同部分的放大图，但皮带方向相反，

图6a为与图5a相似的视图，但螺线槽的方向与图5a中的相反，

图6b及6c为与图5b及5c放大图的位置大致相同的图6a部分的放大图，

图7 为任何皮带驱动元件位置的局部图解视图。

参见附图中之图1，图示一对皮带轮11及12，按本发明在框架13中安装，如图所示，皮带轮11为主动轮，皮带轮12为从动轮，然而可以了解到这是可改变的。皮带轮11及12基本完全相同，仅二者之对数螺线导槽方向不同，下文将作解说。皮带轮11安装在轴14上，皮带轮12安装在轴15上。由于两皮带轮基本互为复制件，所以仅需按图2 所示，对从动轮12，其轴及相关结构作详细叙述。

轴15用常见类型的滚珠轴承16及17，安装在框架13上。皮带轮12有一对内导槽盘18及19，和一对外导槽盘21及22。内导槽盘18及19在套圈23上压配合安装，套圈围绕轴15，通过用键24放在轴15上的键槽中进行安装。因此内导槽盘18及19形成一个刚性的单一结构，作为一个整体随15旋转。外导槽盘21及22在套圈25上作压配合安装，这套圈也围绕轴15，并在套圈23的内侧。套圈25可在预定的限度内旋转，下文将有说明。因此，外导槽盘11及12虽然可旋转地安装在轴15上，但也是互相刚性连接，

作为一个单元运转。如图1 所示，在运转中，当外导槽盘21，22及套圈25组合件相对于内导槽盘18,19 及套圈23组合件旋转时，键24从套圈25圆周上的槽孔20中穿过，使键24插到套圈25，此点下文中将说明。

主动轮11在图2 中显示了一部分，内导槽盘为26及27，外导槽盘为28及29。皮带轮12的内导槽盘18及19，和外导槽盘21及22均为扁平圆盘，互相紧密相邻，如从图2 所见。与之相似，皮带轮11的内导槽盘26及27，和外导槽盘28及29也是扁平圆盘，彼此紧邻，基本如图所示。

内导槽盘18及19上分别有对数螺线导槽31及32，外导槽盘21及22有对数螺线导槽33及34在其上面形成，下文将再详述。与之相似，内导槽盘26及27上面有对数螺线导槽35及36，外导槽盘28及29上面有对数螺线导槽37及38，下文将有详述。对数螺线导槽31及33互相交叉，皮带轮12的对数螺线导槽32及34也互相交叉。在这两交点之间有一个皮带驱动元件39伸展。参看图1，可以看到在每一个内导槽盘和外导槽盘19和22上，对数螺线导槽的交叉处，有一个皮带驱动元件39。与之相似，在主动皮带轮11上，在内外导槽盘27及29上的对数螺线导槽的每一交叉点中，有一个皮带驱动元件41。

参见图1，有一个特定的皮带驱动元件41a，在内外导槽盘27及29上的对数螺线导槽36及38的交叉处。从图中可见，当外导槽盘29，相对于内导槽盘27作逆时针旋转时，特定的皮带驱动元件41a 向着轴的中心移动。这移动将持续至对数导槽36的内端和对数导槽38的内端交叉，皮带驱动元件41a 达到最里面的位置上，例如图2 所示的皮带轮12的皮带驱动元件39处。

导槽盘27及29的对数螺线导槽36及39垂直交叉，是理想对数螺线的特点，形成基本为方形的支承区域，其四条边由皮带驱动元件端部的四边抵靠，成为主动皮带轮和从动皮带轮的一部分。

参见图2，并注意皮带驱动元件39及41，可以看到皮带驱动元件有

一个驱动表面42，处在皮带驱动元件方端部43及44的中线上。应力可因此降低，如肯姆第4,591,351号专利中所考虑。皮带驱动元件39,41在内外导槽盘之间伸展。因此可以看到，当外导槽盘21,22及28,29,分别相对于内导槽盘18,19及26,27旋转时，皮带驱动元件，按照围绕皮带驱动元件的固定长度的皮带45的要求，相应地在径向上向内外移动。导槽盘和皮带驱动元件的其他细节，可参阅上文引述的肯姆专利。

如上文已经指出的，外导槽盘组合件相对于内导槽盘组合件在有限范围内旋转，例如可用液压机构进行，下文将加以简述。可在此应用的类似机构，在肯姆第4,295,836号中有揭示。

再参见图2，液压机构用标图号46表示，它包括有一个密闭腔47，腔有四壁，即48,49,51及52，壁51用例如销53，固定在外导槽盘21上，随外导槽盘旋转。腔47的内外壁对于轴15密封，从而通过轴15的中心通道54向腔47提供的液压，可提供压力，使内外导槽盘组合件互相相对旋转。

参见图3，图示液压机构的剖视，其外壁49有一对外壳支撑55及56，和外壁形成一体。内壁52实际上是围绕轴15的套圈，用键57固定在轴上。套圈（即内壁）52有一对轴支撑58及59，和套圈形成一体。显然外壳支撑55和轴支撑58之间的空间形成腔室，从而轴支撑58可以随腔内的液压变化，达到不同的位置，液压通过轴15中的适当通道供给。

上述液压装置，即腔47和将外导槽盘相对于内导槽盘旋转的操纵件，可称为液压旋转致动器。

包括上述设备的向液压装置46提供液压的方式，并非本申请案中揭示的发明的具体部分。液压装置46属用于供给必要液压的装置的一种。肯姆第4,295,836号专利中揭示的系统，也可作此用途。当然也可用其他的设计。

在作本发明以前，本申请人没有理解到在主动皮带轮和从动皮带轮

之间伸展的皮带旋转的方向，和主动皮带轮及从动皮带轮上的对数螺旋槽的相对于皮带方向的方向，二者之间有一个理想的关系。然而当然理解到：为利用皮带驱动元件将皮带张紧，必须用液压将皮带轮的一部分，相对于其另一部分旋转。但是假如对数螺旋导槽沿相对于皮带前进方向的一个特定方向伸展，必要的压力可能下降到最低，这事实未被发现或理解。因此在第4,295,836号专利中，主动皮带轮及从动皮带轮的对数螺旋导槽向同方向伸展。而在第4,591,351号专利中，主动和从动皮带轮中的对数螺旋，方向互相相反，但没有指出在皮带前进方向方面及有关液压的必要量级方面之间的一种关系。

本申请人发现对数螺旋导槽之间有一个关系，诸如在主动和从动皮带轮对数螺旋导槽之间，以及相对于皮带旋转方向的关系等。这点是本发明的实质。本申请人发现，通过选择主动皮带轮和从动皮带轮的对数螺旋导槽有互相相反的方向，并且，不和主动皮带轮的液压旋转致动器连接的导槽盘的对数螺旋导槽的方向，应和皮带前进的方向相反，至于从动皮带轮，其不和液压旋转致动器连接的导槽盘的对数螺旋导槽的方向，应和皮带前进的方向相同。

这关系在下面讨论图5a至6a的段落中有所说明。但是，在讨论图5b, 5c, 5d, 5e及6b和6c中的力的图解以前，可先参看图4，图4实际上是主动及从动皮带轮11及12的俯视图，这两个皮带轮有带上述对数螺旋的内外导槽盘。图5a事实上是沿图4箭头5-5方向的剖视图，图6a同图5相似，仅对数螺旋导槽的方向相反。

参看图5a，该图在表示皮带轮对数螺旋导槽和其他机构方面，实际上与图1相似，而尺寸缩小。因此，在图5a中，内导槽盘27的对数螺旋36的伸展方向和箭头A所示皮带前进方向相反。当然，虚线所示在外导槽盘29上的对数螺旋38，伸展方向和对数螺旋36相反，也就是和皮带前进方向一致。因此，关于图5a的从动皮带轮12，其内导槽盘19的对数螺

线32，伸展方向和箭头A所示传动皮带的方向一致。外导槽盘22的对数螺线34向相反方向伸展。

图5b表示对数螺线导槽36和对数螺线导槽38间内部的放大剖视图，并表示由皮带45带动时在上面作用的力。这图示在这点上，力BFF（皮带摩擦力）与皮带前进的方向平行而作用方向相反，净径向力同皮带摩擦力垂直，用NRF表示。有效的皮带摩擦系数是BFF除以皮带和皮带驱动元件之间的径向力所决定。也就是说，与皮带方向相关的摩擦力，同垂直于皮带方向的皮带的径向力的比值，等于有效摩擦系数，其数值可在一个很大的范围内变化，例如从0.02或0.03到大于1的数值。为了取得所要求的高摩擦系数，例如选用特殊的皮带材料和皮带驱动元件材料。

NRF是净径向力，定义为，皮带张力和皮带在皮带驱动元件上通过时方向改变所造成的径向力，减去皮带驱动元件的离心力。虽然在有些情况下，皮带驱动元件的离心力十分显著，将NRF的数值减小，甚至将其方向改变，图5b所示的BFF及NRF的相对大小，表示最高临界设计运转条件下，多数情况的典型数值。

力BFF和力NRF的组合用FR（合力）表示，通过用BFF和NRF规定的平行四边形力图而求得。当然，合力FR驱动元件41的方端部43在异槽表面上施加的力。驱动元件的端部43，被在对数螺线导槽36及38形成的交叉点中支持。交叉点的特点为，驱动元件端部的表面1,2,3及4,形成方形的四边，表面1及3抵靠对数螺线导槽38，表面2及4抵靠对数螺线导槽36。于是合力FR可以分解为两个分力F3和F4，F3的方向与螺线导槽36一致，而F4与之垂直，也就是与螺线导槽38一致。将力FR分解为分力F3及F4，表明分力F3小而F4大。F4是驱动元件端部43的边4在对数螺线导槽36作用的力，导槽36是内导槽盘27的一部分，因此直接由机械结构支承，力便传送到轴15上。F3是一个小分力，是驱动元件端部43的端部边3在对数螺线导槽38上作用的力，导槽38是外导槽盘29的一部，因

此受到腔47中的液压反作用或平衡，也就是受到液压旋转致动器的平衡。应注意到力 F_3 和液压旋转致动器的扭矩成正比，比机械力 F_4 小很多。如图5b典型地表示的，在最高临界扭矩皮带轮设计点， F_4 通常比力 F_3 大很多。

参看图5c，该图是与皮带驱动元件39相关的力的放大图，皮带驱动元件39的方端部43，容纳在对数螺线导槽32及34的交点中。皮带摩擦力 BFF 和净径向力 NRF 大小相同，基本如图5b所示，但所示方向和皮带驱动元件39上的皮带45的前进方向平行或垂直。于是力 BFF 和 NRF 的合力 FR ，可以分解成为 F_1 和 F_4 ， F_1 是驱动元件端部43的边1在对数螺线导槽34上作用的力， F_4 是驱动元件端部43的边4在对数螺线导槽32上作用的力。 F_4 和 F_1 中较大的力 F_4 是边4在对数螺线导槽32上旋的力，因而由机械结构支承，直接向下传递3到轴15上。另一方面，两个力中较小的力 F_1 是由边1旋加，因而受到旋转致动器中的液压所平衡，和前文所述相同。应注意在5b及5c的两种情况下，受液压平衡的力 F_1 是有关的力中较小的力。

现应参看图6a，该图与图5a相同，仅图5a中的对数螺线导槽36在图6a中表示为对数螺线导槽36a(主动皮带轮)，而对数螺线导槽36a同图5a中的对数螺线36方向相反。外导槽盘29的对数螺线导槽38在图6a中表示为对数螺线导槽38a，而方向和对数螺线38相反。因此，图6a的从动皮带轮12，其对数螺线32a同图5a中的对数螺线32的方向相反，对数螺线34a同图5a中的对数螺线34的方向相反。图6b是驱动元件41方端部43旋力状态的放大图，将其同图5b所示的力比较。图6c所示的力相当于驱动元件39的端43的施力，用以同图5c所示的力相比较。应注意图6b及6c中的力和图5b及5c所示的力的不同之处，仅在于将对数螺线槽相对于皮带前进方向的方向颠倒所产生的效果。皮带前进方向保持不变。

图6b所示的力，相当于皮带驱动元件41端部43上的力，但对数螺线

槽的方向相反，该图可和图5b所示的力及承受力的部件相比。在图6b中，力F3的大小，基本和图5b中的力F3相同，力F4的大小，基本和图5b中的力F4相同，这些力通过按照图5的方式，将皮带摩擦力BFF和净向力NRF分解而取得。这些力中一个较小的力F3，这时由皮带驱动元件41的端43的边3，将其向对数螺旋线导槽36a上施加。力F4则大很多，由皮带驱动元件41的端43的边4，将其向外导槽盘29的对数螺旋线38a的边缘施加，从而受到和导槽盘29连接的旋转致动器中的液压平衡。要求有平衡液压的力F4，比图6b中的F3大许多。

在图6c中，力的产生和以前图里的方式相同，可以看到力F1由皮带驱动元件39端部43的边1，将其向内导槽盘19的对数螺旋线32a的边缘施加，从而将其用机械结构直接传到轴15上。另一力F4是需要作平衡的力中的大很多的力，由皮带驱动元件39端部43的边4，在外导槽盘的对数螺旋线导槽34a边缘上施加，从而必须用旋转致动器中的液压平衡。因此，在图6b和6c的每一情况中，和图5b及5c比较，仅将对数螺旋线导槽相对于皮带方向的方向颠倒，便要求旋转致动器中的液压提供大很多的力。

颠倒皮带旋转方向而保持对数螺旋导槽的方向不变的效果要求加以考虑。将图5d及5e和图5b及5c对比便足以说明。图5d及5e表示的力，相当于图5a表示的情况，仅将皮带的方向从A颠倒为B。因此，将图5d和图5b比较，可以看出图5d中的皮带摩擦力BFF较之图5b，方向颠倒。各图中的净径向力NRF均向结构的中心伸展。作力BFF和NRF的力图，可得出如图示的合力FR，当将这合力分解成分力F3及F4时，可看到F4比F3小很多，这恰好是图5b所示情况的颠倒，在图5b中F3小而F4大。

回顾旋转致动器中的液压对力F3的平衡，可以看到在图5d的情况下，皮带方向被颠倒，要求旋转致动器供给的力就大很多。同样，如上述通过机械结构传递到轴15上的力则小很多。

现在比较图5e中为皮带轮12作的力图，可看到图5e中的皮带摩擦力

BFF，和对应的图5c中的同一力的方向相反。净径向力总是向结构的中心伸展，两个力BFF及NEF的矢量和为合力FR。将合力FR分解为两个分力F1及F4，可看到图5e的分力F4，比图5c中对应的分力F4小很多。F4是通过结构向轴15机械传递的力，说明皮带方向颠倒时，和轴15的机械连接所支承的力F4，比图5c中的力F4小许多。相应地，由旋转致动器中的液压平衡的力F1，在图5e中的皮带倒转的情况下，比图5c中皮带按正常方向运转时的力F1大许多。

这样，当皮带方向颠倒时，必须由液压结构旋转致动器供给的力，比皮带按第一方向前进需要加的力大很多。

因此，上文说明，向液压致动器要求最低的压力的情况，是图5a所示的情况，其中主动皮带轮的内导槽盘，直接由轴15作机械支承，内导槽盘的对数导槽的方向同皮带方向相反，至于从动皮带轮，内导槽盘也用轴15直接支承，内导槽盘的对数螺旋导槽的方向同传动皮带的方向相同。当螺旋导槽的方向颠倒，或皮带方向改变时，平衡驱动元件在其位置上旋出的力所需的液压，增高非常多。

应该注意到：假如要求颠倒皮带旋转的方向，同时保持主动皮带轮的条件不变，为取得工作液压的理想的很大的下降，便需要将皮带轮导槽的螺旋线方向颠倒。

事实上是将皮带和皮带轮相对定向，以取得改进的效果。

当内导槽盘由轴作机械支承，由于皮带驱动元件端部的力矩减小，使皮带驱动元件的单位弯曲应力有很大下降，便可取得另一个好处。

参见图7，该图简示皮带驱动元件39,41，有一个传动表面42，其上有和皮带驱动元件端部43的中线对应的凹陷或偏移。有两个导槽盘，例如27及29，支持端部43。可以回顾到内导槽盘27用结构的轴直接机械支承，导槽盘29由旋转致动器的液压支承。由于导槽盘件27距传动带在驱动元件上施力的（图中的力用字母F表示）区域最近，所以在端部43

和中部或皮带安放部分42之间的接头 J处，和将导槽盘27放在端件43端部的外导槽盘29的位置上，由旋转致动器液压支持相比，弯矩减小很多。

因此，在本发明的结构中，通过使内导槽盘结构用器械的轴直接作机械支承，皮带驱动元件中的弯矩得以减小，同时通过使主动皮带轮的对数螺旋线导槽的方向与皮带的前进相同，与从动皮带轮方向相反，液压致动器中的工作压力得以降低。

虽然用作说明的结构，应用液压旋转致动器供给必要的平衡扭矩和合力，但这结构在某些应用中，旋转致动器中也可使用弹簧，供给这种平衡扭矩和合力。并且，在其他的应用中，皮带驱动元件的离心力可对导槽盘上给出扭矩和力，有足够的大小，可对旋转致动器增加相当大的扭矩和力，有时候甚至可以完全代替旋转致动器的扭矩和力。但是按本文所示将导槽盘和旋转方向相对定位带来的重要好处，对于这些所谓其他的结构，也是可以直接收效的。

在其他的结构中，仅在一个皮带轮上的旋转致动器上用弹簧，而另一皮带轮上用液压机构便可以了，或者用一种组合方式。

虽然对本发明介绍了一种形式，但可理解到还有许多其他的形式，属于本文揭示的范围，因此也属于文后权利要求的范围。

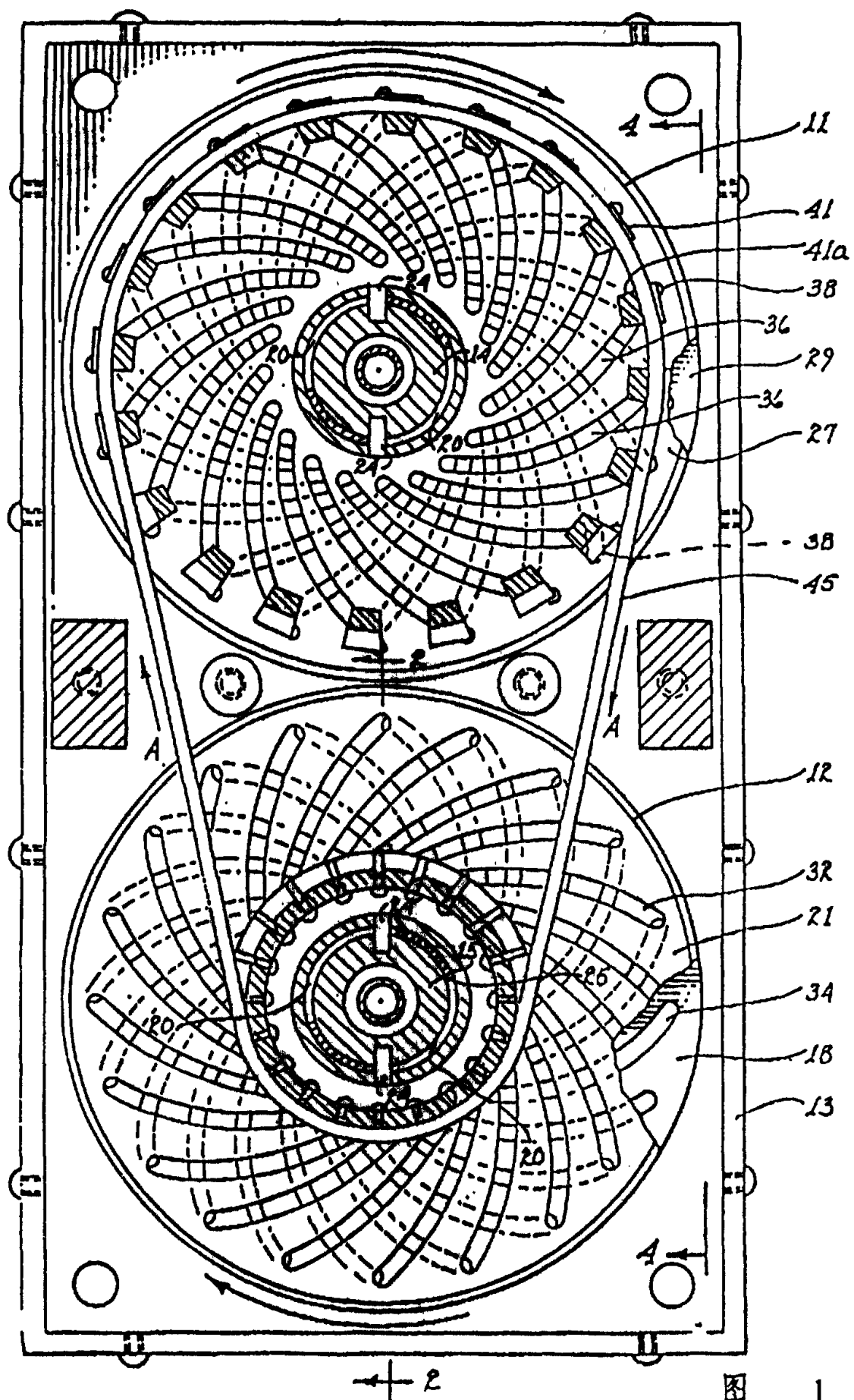


图 1

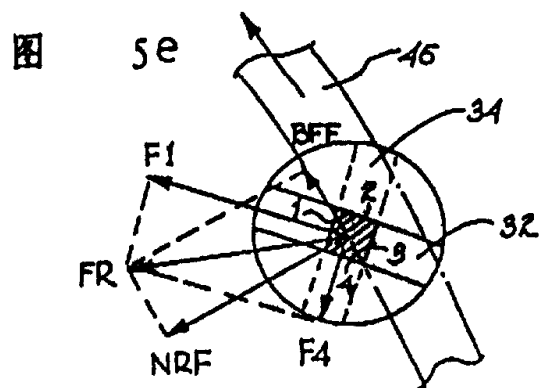
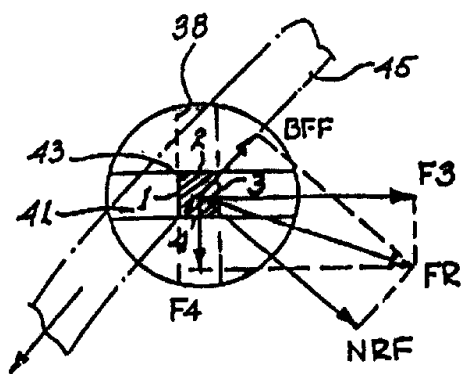


图 5d

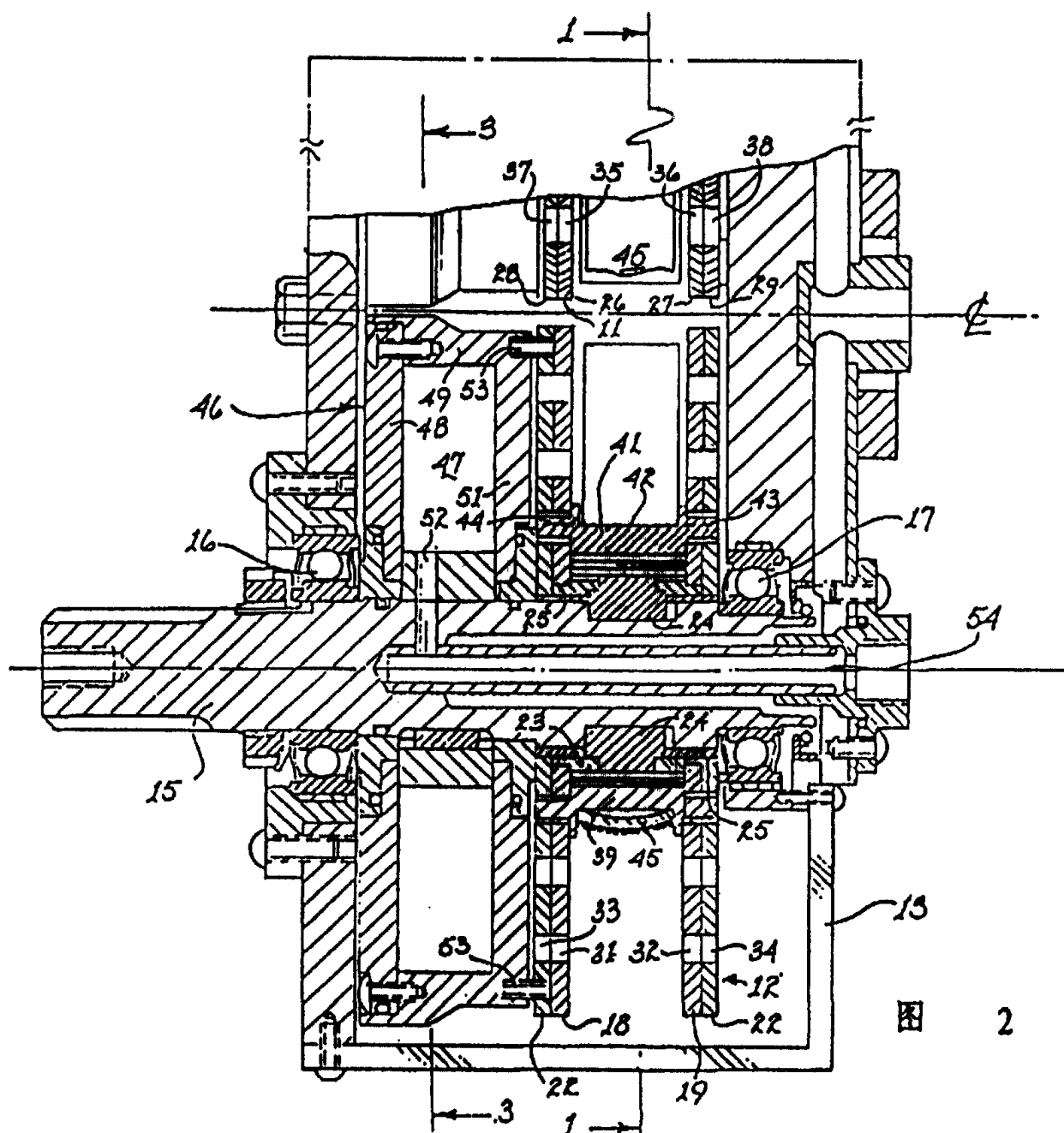


图 2

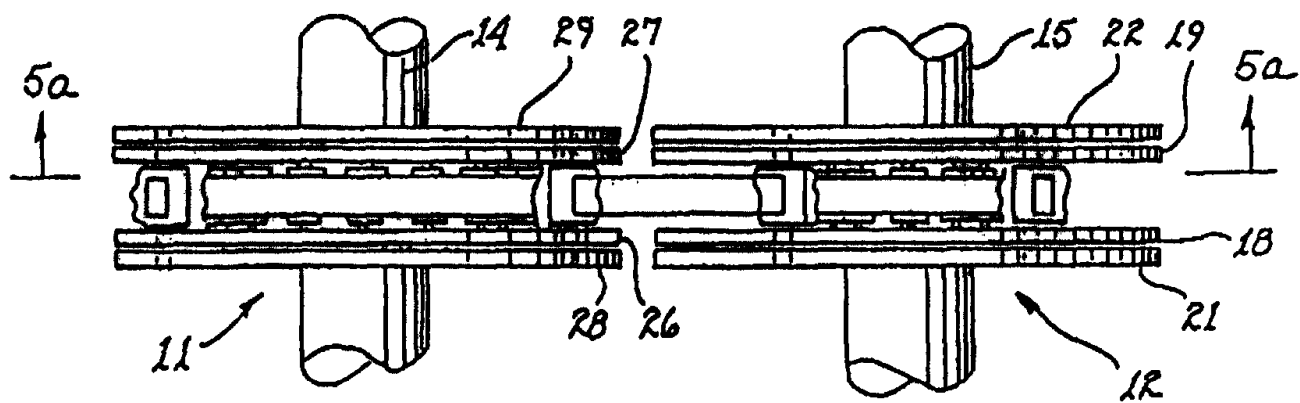


图 4

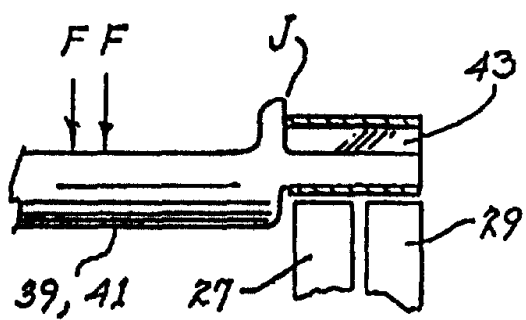


图 7

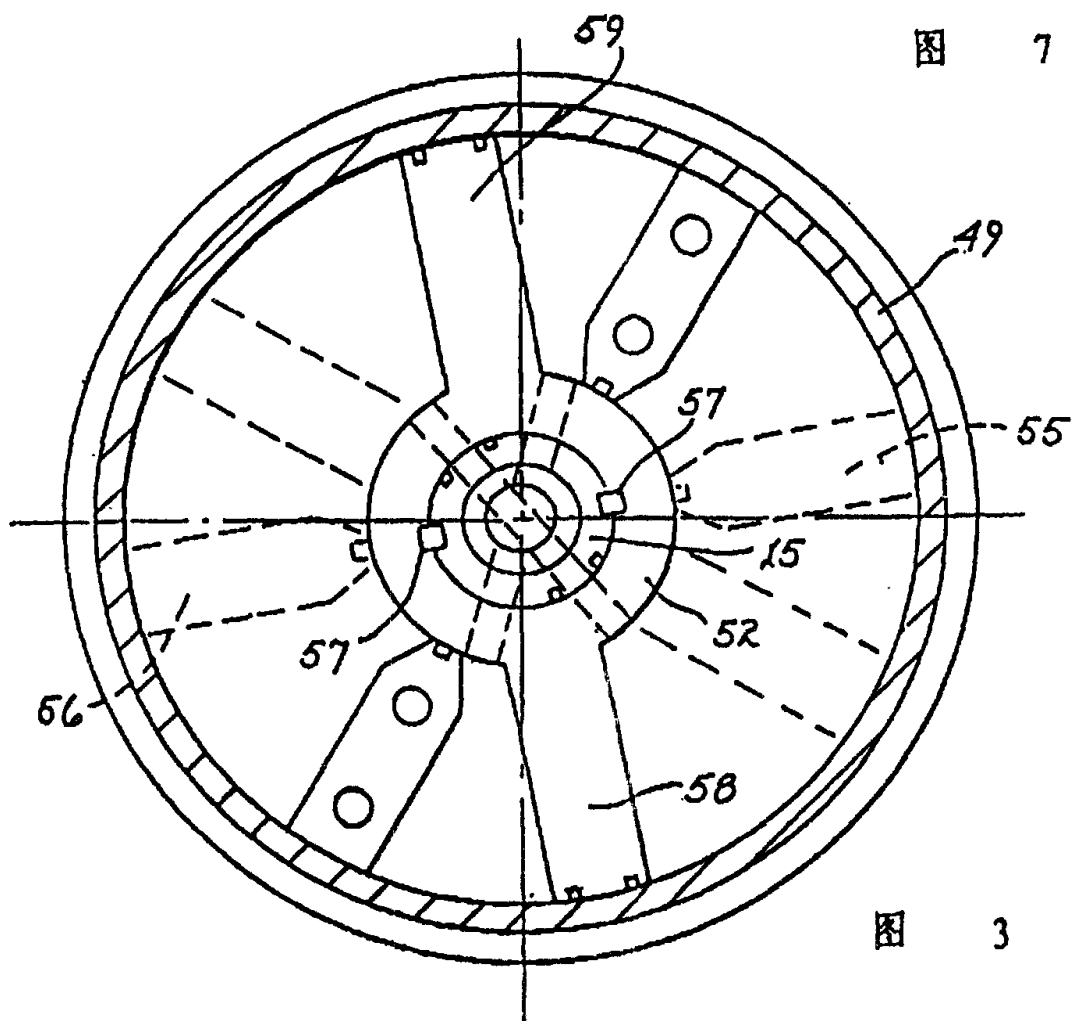


图 3

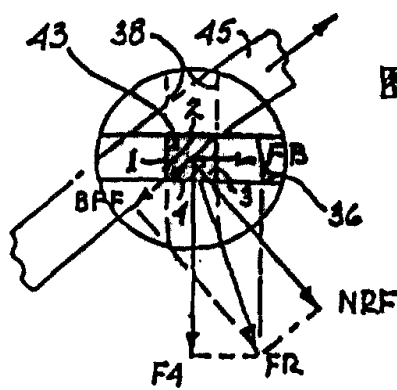


图 5b

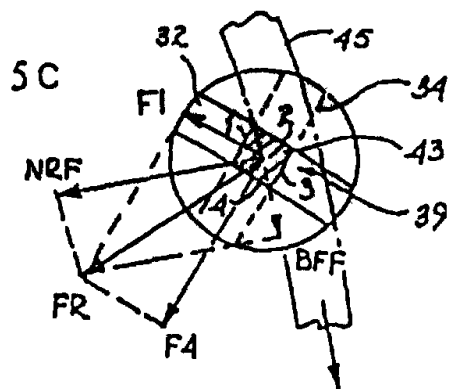


图 5c

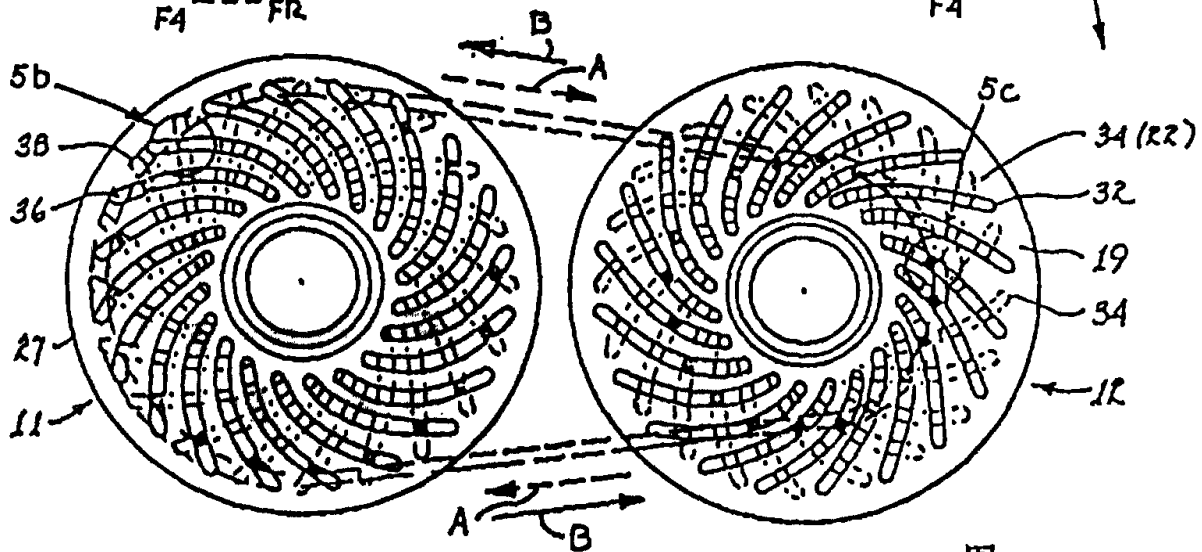


图 5a

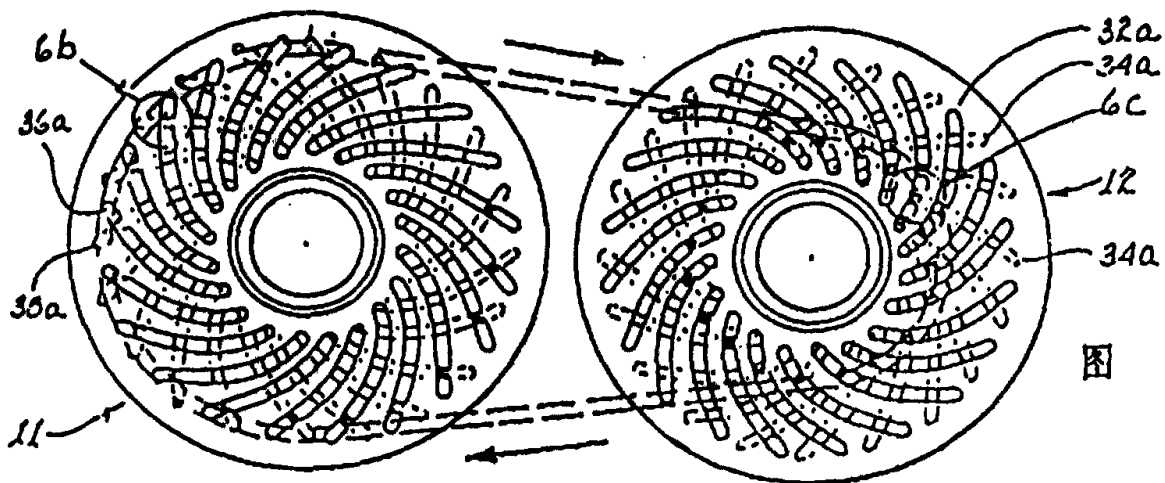


图 6a

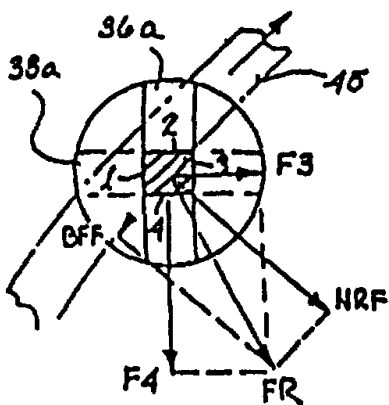


图 6b

图

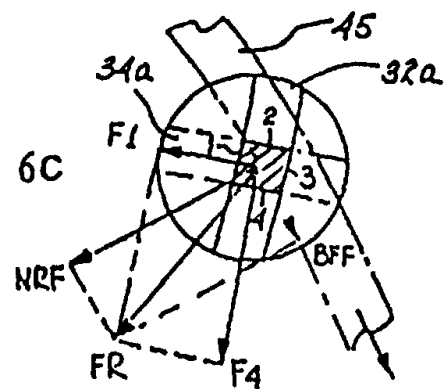


图 6c