



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 101936346 A

(43) 申请公布日 2011. 01. 05

(21) 申请号 201010222712. X

(22) 申请日 2010. 06. 28

(66) 本国优先权数据

200910158647. 6 2009. 06. 29 CN

(71) 申请人 洪涛

地址 524019 广东省湛江市霞山区建新西路
2号4栋2门302号

(72) 发明人 洪涛

(51) Int. Cl.

F16D 41/06 (2006. 01)

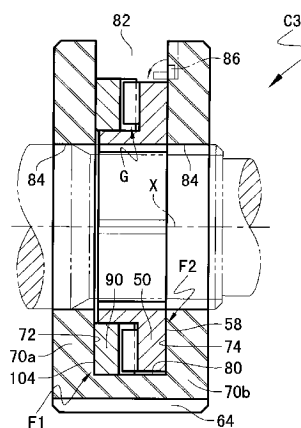
权利要求书 2 页 说明书 20 页 附图 16 页

(54) 发明名称

空间楔合式摩擦超越离合器

(57) 摘要

本超越离合器设置有包括转动导向机构 G 和牵引摩擦机构 F1 的空间楔形机构, 机构 F1 具有摩擦件, 机构 G 的导向件最佳地具有螺旋齿式导向面, 二机构通过共用同一个具有互补导向面和回转摩擦面的环状中介件的方式轴向刚性联动; 其特征在于, 所述导向面的升角小于能够确保所述导向面之间的摩擦副自锁的升角的最大值, 以使中介件可以楔合导向件和摩擦件并传递转矩。本发明依据全新技术原理设计, 具有完全面接触、结构简单、无离散和不对称回转构件等诸多优点, 具备理想超越离合器所应具有的几乎所有品质, 由其方向可控方案更可方便地得到多种有益工况。



1. 一种空间楔合式摩擦超越离合器,包括:

绕一轴线回转的轴向接合的至少一个牵引摩擦机构,其具有至少一个中介件以及绕所述轴线回转并设置有牵引摩擦面的摩擦件,以在该两构件间传递摩擦转矩;

为所述牵引摩擦机构提供接合力并绕所述轴线回转的至少一个转动导向机构,其具有所述中介件以及绕所述轴线回转并设置有相应导向面的导向件;

其特征在于:

当所述转动导向机构啮合时,所述导向件的所述导向面与所述中介件之间的相互抵触部位的升角 λ 大于零且小于等于 ξ ,即, $0 < \lambda \leq \xi$,其中, ξ 是能够令形成于所述抵触部位的导向摩擦副自锁的所述升角 λ 的最大值。

2. 按权利要求 1 所述的超越离合器,其特征在于:所述升角 λ 大于 ζ ,即, $\zeta < \lambda \leq \xi$,其中, ζ 是能够令所述导向摩擦副自锁的所述升角 λ 的最小值,也是令所述中介件与所述牵引摩擦面相抵触所形成的牵引摩擦副自锁的所述升角 λ 的最大值, ξ 的含义同上。

3. 按权利要求 1 所述的超越离合器,其特征在于:当 $\zeta > 0$ 时,所述升角 λ 小于等于 ζ ,即, $0 < \lambda \leq \zeta$,其中, ζ 的含义同上。

4. 按权利要求 1 所述的超越离合器,其特征在于:

(a) 还包括至少一个限力元件;

(b) 所述导向件、所述中介件和所述摩擦件中的至多一个是通过固定连接方式包括有所述限力元件的力封闭式组合构件,以从外端限定其余两个所述构件的最大轴向距离;

(c) 还包括与所述导向件以及所述摩擦件刚性地结合在一起的传力摩擦机构,以在该两个构件之间直接传递摩擦转矩。

5. 按权利要求 1 ~ 4 任一项所述的超越离合器,其特征在于:

(a) 对应于两个不同的圆周方向,所述转动导向机构均具有转动导向功能,所述导向件均设置有所述导向面;

(b) 还包括定向机构,其用于可操作地将所述中介件限定在相对所述导向件的至少两个不同的周向区域内,以限定所述中介件可以周向抵触到所述导向件的相对转动方向,并规定所述转动导向机构的导向转动所对应的圆周方向。

6. 按权利要求 5 所述的超越离合器,其特征在于:所述定向机构是销槽式嵌合机构,其具有至少一个凸起和至少一个凹槽,分别设置在所述中介件和与该中介件周向固定的转动构件中的一个上,以及所述导向件和与该导向件周向固定的转动构件中的一个上。

7. 按权利要求 1 ~ 4 任一项所述的超越离合器,其特征在于:所述摩擦件和所述限力元件之一是袋形环状构件,其内周面上设置有半个周向的盘形环状凹槽以及由该凹槽径向延伸至所述袋形环状构件外周面的通孔。

8. 按权利要求 1 ~ 6 任一项所述的超越离合器,其特征在于:还包括至少具有一个弹性元件的弹性预紧装置,其用于将所述中介件和与该中介件周向固定的转动构件中的一个弹性地至少抵触在所述摩擦件上。

9. 按权利要求 1 ~ 6 任一项所述的超越离合器,其特征在于:

(a) 所述导向件的所述导向面是螺旋型齿面,其设置在所述导向件的包括端面、内周面和外周面的一个表面上;在轴平面内,该螺旋型齿面与所述轴线之间的夹角大于 0° ,小于

180° ；

(b) 所述中介件是一个绕所述轴线形成并设置有相应回转摩擦面的环状构件, 其还设置有导向面, 该导向面是与所述导向件的所述导向面具有互补式构造的螺旋型齿面, 并对应地设置在所述中介件的端面、外周面和内周面中的一个表面上。

10. 按权利要求 1 ~ 6 任一项所述的超越离合器, 其特征在于: 所述限力元件包括径向上至少大致对称的两个半圆壳和两个环形箍, 该两个半圆壳的形状具有这样的组合效果, 即, 二者径向对接所构成的组合壳, 设置有轴向贯穿其中的中心圆孔, 以及设置有对称于所述轴线的内部管形腔, 其两侧环形外端面的径向内侧部位设置有环形端面凸缘, 两个所述环形箍从径向外侧分别紧箍在该两个端面凸缘的外周面上, 以固定所述组合壳。

空间楔合式摩擦超越离合器

[0001] 相关申请

[0002] 本申请要求本申请人提出的中国专利申请 200910158647.6 的优先权。

技术领域

[0003] 本发明涉及机械传动领域中的一种离合装置,以及包含该离合装置的诸如摩擦离合器、电磁离合器、安全离合器、联轴器、制动器、滑行器、方向传感装置、铰链、扳手和螺丝刀等,特别涉及一种摩擦式超越离合器。

背景技术

[0004] 现有技术中,摩擦式超越离合器主要具有两种型式,一种是基于楔形机构楔合作用的滚柱/珠式,一种是基于纯粹摩擦自锁的斜撑式。该两种超越离合器均为具有过大中空度的内、外双环的平面运动机构,其结构特点天然地决定了其为应对内部的径向运动或平面转动,而必然具有因滚柱、斜撑子、弹簧等等只能离散配置/存在所导致的结构缺陷和运动缺陷,以及必然具有线接触摩擦副和空载阻力正比于转速的力学缺陷,天然地决定了其楔角/接触角的过小和径向力的必然过大,以及其径向刚度的不足。而径向作用力的周向离散分布,不仅致使其滚柱或斜撑子等中介件的受力状况非常恶劣,而且更放大了其径向刚度不足的缺点,导致其径向弹性变形和弹性力的双重过大,从而致使其实际楔角/接触角不固定和楔合/接合过程不可靠,溜滑角过大,楔合/接合与解楔/脱开变得困难。作为后果,其实际楔角/接触角极度敏感于并正比于内外环和滚柱或斜撑子等因磨损带来的尺寸变化,以及内外环于径向受力点的弹性变形量;其滚柱或斜撑子等个体之间以及个体的不同轴向部位之间的动作不易同步,经常被径向夹持得过紧或被挤碎,更常导致弹簧/保持架变形或折断。而对于斜撑式,更会致其因斜撑子翻转而失效。

[0005] 上述缺陷直接导致现有技术具有承载能力低下、可靠性差、传动效率低、加工装配困难、成本高、易磨损、应用范围小的缺点(《超越离合器的发展现状及趋势》,张济政等,第三届中日机械技术史国际学术会议,昆明,2002年,398~403)。由于没有更好的替代技术,不得已,现有技术的该类超越离合器仍然成为分度、超越和逆止三个应用领域中的主流技术和产品。

[0006] 100多年来,人们一直在努力寻找一种具备较多理想特性的超越离合器。然而,由于受制于现有技术的影响和技术偏见,致使学术界和工程界对摩擦式超越离合器中平面楔形机构的工作机理和物理本质认识不够透彻,几乎所有相关文献均普遍地误以为其传递转矩的物理本质是摩擦自锁(并称之为自锁条件),误以为能使楔形机构的两个摩擦副自锁,误以为非结构变形/破坏时的离合器打滑是因为摩擦自锁失效/被破坏的结果。甚至,对于与楔合机理毫无关系的斜撑式超越离合器,国内更概念不分地称之为“楔块式”超越离合器,将其作用于均匀环形空间而非楔形空间的斜撑子称为“楔块”。因而导致人们不知不觉地依照原有认识并几乎只在平面机构中寻求解决或改良的方案。在几乎挖尽了平面摩擦机构的一切潜力之后,其性能、结构、可靠性、成本和寿命等,依然没有获得实质性的提升,并

最终走入死胡同。探求比较理想的超越离合器因此成为人们长久渴望解决的技术难题。

[0007] 专利文献 CN2175321Y 虽然公开了一种基于一个单向螺纹副和一个截锥形回转摩擦副的非平面的摩擦式单向离合器,但该文献没有给出保证离合器不打滑地稳定接合以传递转矩的任何有用信息或指示,只是泛泛地宣称一般不会出现打滑现象。因此,该实用新型实际上不可能达到其发明的目的。

[0008] 另外,专利文献 CN2479288Y 也公开了一种类似的摩擦式单向超越离合器,专利文献 CN1292464A 和 CN2728825Y 则公开了两种具有大致类似结构的机动车滑行器。但同样地,该三份文献也没有给出保证离合器不打滑地稳定接合以传递转矩的任何有用信息、指示或启示。

发明内容

[0009] 本发明致力于设计基于全新技术原理的装置,以避免上述缺点。

[0010] 本发明的目的在于提供一种具有更高承载能力、更高转速、更高可靠性、更长寿命、更简单结构的空楔合式摩擦超越离合器。

[0011] 为达成上述发明目的,本发明之空楔合式摩擦超越离合器包括,统一轴线回转的轴向接合的至少一个牵引摩擦机构,其具有至少一个中介件以及绕上述轴线回转并设置有牵引摩擦面的摩擦件,以在该两构件间传递摩擦转矩;为该牵引摩擦机构提供接合力并绕上述轴线回转的至少一个转动导向机构,其具有上述中介件以及绕上述轴线回转并设置有相应导向面的导向件;当转动导向机构啮合时,导向件的导向面与中介件之间的相互抵触部位的升角 λ 大于零且小于等于 ξ ,即, $0 < \lambda \leq \xi$,其中, ξ 是能够令形成于该抵触部位的导向摩擦副自锁的升角 λ 的最大值。

[0012] 为在导向件与摩擦件之间直接传递摩擦转矩,还包括有与导向件以及摩擦件刚性结合在一起的传力摩擦机构。

[0013] 升角 λ 的取值范围还可以是: $\zeta < \lambda \leq \xi$,或者, $0 < \lambda \leq \zeta$ (当 $\zeta > 0$),其中, ζ 是能够令所述抵触部位的导向摩擦副自锁的所述升角 λ 的最小值。

[0014] 改进地,还包括有至少一个限力元件,其可至多地固定连接至导向件、中介件和摩擦件之一并与之形成力封闭式组合构件,以从轴向外端限定其余两个构件。

[0015] 进一步地,摩擦件或限力元件是袋形环状构件,其内周面上设置有半个周向的盘形环状凹槽以及由该凹槽径向延伸至该袋形环状构件外周面的通孔。

[0016] 最佳地,还设置有至少具有一个弹性元件的弹性预紧装置,其用于将中介件或与该中介件周向固定的转动构件弹性地至少抵触在摩擦件上。

[0017] 可选地,牵引摩擦机构和传力摩擦机构中的至少一个,其两个相应摩擦面中的至少一个是半锥顶角大于 0° 而小于 180° 的截锥面。

[0018] 为增大 ζ 和 ξ ,牵引摩擦机构可以是多摩擦片式摩擦机构,其具有与摩擦件和中介件分别周向固定连接的两组轴向交错排列的各至少一个摩擦片。

[0019] 为增大转矩容量,传力摩擦机构可以是多摩擦片式摩擦机构,其具有与摩擦件和导向件分别周向固定连接的两组轴向交错排列的各至少一个摩擦片。

[0020] 为降低空载摩擦阻力和磨损,还设置有至少一个包括离心构件和离心力作用面的离心机构,该离心构件和离心力作用面分别设置在中介件上,以及导向件或与该导向件周

向固定的转动构件上。

[0021] 更进一步地,在两个不同的圆周方向上,转动导向机构均具有转动导向功能,导向件均设置有导向面;而且,还设置有将中介件可操作地限定在相对导向件的至少两个不同的周向区域内的定向机构,以限定中介件可以周向抵触到导向件的相对转动方向,并规定转动导向机构的工作/导向转动所对应的圆周方向。

[0022] 较佳地,上述定向机构是销槽式嵌合机构,其具有至少一个凸起和至少一个凹槽,分别设置在中介件或与其周向固定的转动构件上,以及导向件或与其周向固定的转动构件上。

[0023] 相应地,可控的超越离合器还包括用于改变定向机构的定向状态的致动机构。

[0024] 需要特别说明的是,本申请文件所使用的相关概念或名词的含义如下:

[0025] 转动导向机构:将圆周相对转动转换为至少包括轴向相对移动或移动趋势的导向机构。包括螺旋升角严格一致和不严格一致的滑动/滚动式螺旋或部分螺旋机构、径向销槽机构、端面楔形机构、端面嵌合机构、端面棘轮机构及圆柱凸轮机构等仅可得到轴向移动的整体式导向机构,也包括还可同时得到径向移动的且具有诸如钢球、圆台形/截锥形滚柱、斜撑子之类离散构件的离散式导向机构。

[0026] 空间楔形机构:由转动导向机构和牵引摩擦机构组成的机构。

[0027] 中介件:空间楔形机构中可以将对外传递转矩的其它两个构件楔合成一个转动整体以在其间传递转矩的设置具有导向面的构件。其可以是位于该两个构件所形成的楔形空间中的受到挤压力作用的单一构件或一组离散构件,也可以是自身设置有包容该两个构件的楔形空间的受到胀紧力作用的力封闭式单一构件或组合构件。该机构作非超越离合器用时,中介件也可对外传递转矩。

[0028] 楔合:也称入楔、楔合住、楔住、楔紧或挤住,空间楔形机构的一种工作状态,与解楔/去楔/挤不住/脱开相反,指中介件通过与空间楔形机构中的对外传递转矩的两个构件分别直接或间接地相互抵触,以居于两者之间或之外的形式将该两个构件可驱动地结合成一个回转整体的连接。其中,从外部将该两构件结合成一体的后一种楔合形式为本发明所独有。

[0029] 接合:楔合等的上位概念,包括现有技术中的自锁、锁住或锁紧等,与分离、脱开、超越相反,泛指可分离的机构的可驱动地连成一个转动整体的连接,如,对应于空间楔形机构楔合时的超越离合器的传递转矩状态中的连接。

[0030] ζ 和 ξ :空间楔形机构的重要极限角,如图 1、4、9 所示的中介件 90(图 4 中的双点画线圆代表可替换的图 9 中的圆台形/截锥形中介件),或如图 2、5 所示的包括杯形壳式限力元件 180 的组合式中介件 90,一方面,通过其摩擦面例如 104 与摩擦件 70 的牵引摩擦面 72 至少轴向抵触,以形成抵触部位的法向压力的合力 W 不垂直于回转轴线 X 的回转型牵引摩擦机构 $F1$ 的包括至少一个的一组牵引摩擦副;另一方面,通过其摩擦面或朝向同一圆周方向的导向面 94,与导向件 50 的相应导向面 54 至少轴向抵触,以形成抵触部位的法向压力的合力 N 不垂直于回转轴线 X 的转动导向机构 G 的包括至少一个的一组导向摩擦副;该抵触部位的公切线与垂至于回转轴线 X 的平面的夹角的平均值,称为该抵触部位的升角 λ ;再一方面,通过其它表面还可作用有诸如用于弹性预紧的其它作用力(包括作非超越离合器用时的负载阻力),参见图 9;在转动导向机构 G 的转动导向工况中,也就是导向件

50 致使中介件 90 按箭头 P 所指方向以大于等于零的速度相对摩擦件 70 转动的工况中,能够确保导向摩擦副自锁的双方表面抵触部位的最小升角被定义为 ζ , 而最大升角则被定义为 ξ 。而这两个极限角则完全界定了中介件 90 相对导向件 50 向前转动、静止不动和向后转动的一切可能的运动形式。具体含义如下:

[0031] 1、当 $\xi < \lambda < 90^\circ$ 时, 导向摩擦副和牵引摩擦副均不能自锁, 通过导向摩擦副的法向压力 N, 或者其分力 Q 和 T, 导向件 50 可致使中介件 90 相对其向前亦即箭头 P 所指方向滑转 / 挤出。因此, 导向件 50 与摩擦件 70 不能被中介件 90 楔合成一个转动整体。只是由于前两个构件结构上被轴向限定, 才致使中介件 90 仅被导向件 50 推动着相对摩擦件 70 摩擦滑转而未被实际挤出。

[0032] 2、当 $\zeta < \lambda \leq \xi$ 且 $\lambda > 0$ 时, 导向摩擦副处于恒定的自锁状态, 牵引摩擦副处于不可自锁的一般静摩擦状态。此时, 就转矩而言, 牵引摩擦副的牵引摩擦转矩的大小仅唯一相关于和自适应对等于导向件 50 与中介件 90 之间的作用转矩, 而无关于摩擦件 70 上的任何转矩。即, 外界作用于摩擦件 70 的转矩可以大到相对牵引摩擦转矩过载的程度。因此, 尽管中介件 90 可以将导向件 50 与摩擦件 70 楔合成一个转动整体, 但在摩擦件 70 相对导向件 50 过载或过驱动时, 牵引摩擦副仍可由静摩擦状态正常地转入滑动摩擦状态而导向摩擦副仍可稳定自锁。对应地, 空间楔形机构处于半楔合状态, 超越离合器处于非完全接合状态。

[0033] 平面楔形机构的现有技术即对应于本情况, 其 $\zeta \approx 0$ (两摩擦副的静摩擦系数均近似 0.1), $\xi \approx 11^\circ$, $\lambda \approx 6^\circ \sim 8^\circ$, $\zeta < \lambda \leq \xi$ 。可见, 其工作原理 / 传递转矩的物理本质就是摩擦本身而非现有技术偏见所认为的两组摩擦副的摩擦自锁, 所以, 其过载时将自然地正常打滑, 根本不存在技术偏见所认为的非结构变形 / 破坏时的牵引摩擦副自锁失效的情况。另外, 现有技术难以增大其牵引摩擦副的 (当量) 摩擦系数的结构特点又决定了其现实中不具有存在下述运动形式“3”的可能。

[0034] 3、当 $0 < \lambda \leq \zeta$ (针对 $\zeta > 0$ 的情况) 时, 牵引摩擦副处于恒定的自锁状态, 导向摩擦副处于一般静摩擦状态。与形式“2”相反, 在导向件 50 相对摩擦件 70 过载或过驱动时, 中介件 90 具有突破导向摩擦副的最大静摩擦状态 / 阻力而相对导向件 50 滑转爬升的趋势, 但由于该爬升趋势被楔形机构的轴向力封闭结构刚性阻止, 因此, 导向摩擦副被强制性地维持在等同于自锁的一般静摩擦状态。即, 中介件 90、导向件 50 与摩擦件 70 三者被强制结合成一个转动整体, 即使过载至毁损也不相互滑转爬升。空间楔形机构因而处于类似斜撑式超越离合器的绝对自锁 / 楔合状态。显然, 该极限角 ζ 未被现有技术理论所认识, 也不能由平面楔形机构的运动关系启示、想象或揭示出来, 更不能由其结构推导出来。因此, 不知道极限角 ζ 的存在及物理含义的现有技术便无法透彻地认识极限角 ξ 亦即楔角的真实物理含义, 包括摩擦滑转的正常性, 更不可能发现、揭示和证实周向楔合的物理本质。

[0035] 理论上, 仅当 λ 唯一地等于 ζ 时, 导向摩擦副和牵引摩擦副方可同时处于自锁状态。然而现实中, 这种同时自锁的临界状态及其对应的楔合状态根本就不存在, 因为现实中不可能得到和维持住 $\lambda = \zeta$ 的临界状况。首先是制造上存在误差, 不能保证相等; 其次也是最重要的, ζ 本身就不是恒定的, 它会因为影响因素复杂和不恒定的摩擦系数以及相关受力状况的变化而发生一定程度的改变。

[0036] 因此,与径向内外摩擦副同时自锁的斜撑式超越离合器不同,包括平面特例的空间楔形机构传递转矩的物理本质是摩擦而根本不是摩擦自锁。由于该机构中始终存在着一组不自锁的可滑转摩擦副,所以,描述其两种状态的术语应该是楔合/楔住/挤住/楔合角或解楔/楔不住/被挤出/脱开等,而不应该是现有技术中不正确的自锁/锁住/锁紧/自锁特性/自锁角或解锁等等。由此可见,作为空间楔形机构特例的平面楔形机构(不可能具有 $0 < \lambda \leq \zeta$ 情形)的传递转矩的物理本质,只能是摩擦而绝非现有技术的偏见所认为的牵引摩擦副的摩擦自锁。追求该机构两组摩擦副的同时自锁或该机构的可靠自锁只能是基于错误偏见的一场徒劳。

[0037] 显然地,上述升角 λ 就是本发明的空间楔形机构的楔角,也称楔合角/挤住角,并且仅在 $0 < \lambda \leq \zeta$ 时,空间楔形机构方可楔合,超越离合器方可接合。

[0038] 超越转动和反超越转动:都是转矩传递路径下游一方的转动构件相对转矩传递路径上游一方的转动构件的转动,只是前者的相对转动方向与超越离合器所要传递的圆周力方向一致,而后者的相对转动方向却与之正好相反。反超越转动所转过的圆周角,称之为溜滑角、空转角或接合角。

[0039] 依据本发明的超越离合器具有楔合可靠,承载能力大、转速高、寿命长、超越特性好、开合轻便、开合灵敏度高、容易调节修复、效率高、高频开合时性能稳定、结构简单、制作和装配容易、成本相对较低,以及控制方便,可方便地获得联轴器、滑行者等多种工况和适用面更广等优点。借助下述实施例的说明和附图,本发明的目的和优点将显得更为清楚和明了。

附图说明

[0040] 图1是根据本发明的挤压受力式单向超越离合器的简化的轴向剖面图。

[0041] 图2是根据本发明的膨胀受力式单向超越离合器的简化的轴向剖面图。

[0042] 图3是图1中中介件的示意图,(a)是右视图的轴向半剖图,(b)是主视图。

[0043] 图4是图1中各机构的齿廓对同一外圆柱面的径向投影的局部展开图。

[0044] 图5是图2中各机构的齿廓对同一外圆柱面的径向投影的局部展开图。

[0045] 图6是根据本发明的力封闭式最简结构单向超越离合器的轴向剖面图。

[0046] 图7是图6中具有力封闭功能的袋形封装壳式摩擦件的端面视图。

[0047] 图8是根据本发明的最简结构单向超越离合器的简化的轴向剖面图。

[0048] 图9是根据本发明的变劣的单向超越离合器的简化的轴向剖面图。

[0049] 图10是根据本发明的多摩擦片式单向超越离合器的简化的轴向剖面图。

[0050] 图11是根据本发明的大楔角式单向超越离合器的简化的轴向剖面图。

[0051] 图12是根据本发明的双向超越离合器的简化的轴向剖面图。

[0052] 图13是以图12中的圆柱剖面Y-Y的展开图表示的定向机构示意图,其中,(a)显示的是具有正、反向工况的定向关系图,空心箭头指向工作转动的正方向,(b)~(f)表示的是可以替换(a)中的导槽的可选结构形式示意图;具体地,(b)对应正向工况和联轴器工况,(c)对应正向工况、联轴器工况和反向工况,(d)对应正向工况、绝对分离空转工况和反向工况,(e)对应绝对分离空转工况、正向工况和联轴器工况,(f)对应绝对分离空转工况、正向工况、联轴器工况和反向工况。

- [0053] 图 14 是可以用作机动车滑行器的双向超越离合器的轴向剖面图。
- [0054] 图 15 是应用本发明的单向轴承实施例的简化的轴向剖面图。
- [0055] 图 16 是应用本发明的液力变矩器导轮实施例的简化的轴向剖面图。
- [0056] 图 17 是应用本发明的装载机二轴总成实施例的简化的轴向剖面图。
- [0057] 图 18 是应用本发明的自行车等的飞轮实施例的简化的轴向剖面图。
- [0058] 图 19 是应用本发明的电动助力车轮毂实施例的简化的轴向剖面图。
- [0059] 图 20 是应用本发明的摩托车电起动离合器实施例的简化的轴向剖面图。

具体实施方式

[0060] 必要说明：本说明书的正文及所有附图中，相同或相似的构件及特征部位均采用相同的标记符号，并只在它们第一次出现时给予必要说明。同样，也不重复说明相同或类似机构的工作机理或过程。为区别设置在对称或对应位置上的相同的构件或特征部位，本说明书在其标记符号后面附加了字母，而在泛指说明或无需区分时，则不作区分也不附加任何字母。

[0061] 实施例一：具有轴向对接式封装壳的轮-轴传动式单向超越离合器 C1

[0062] 如图 1、3 ~ 4 所示，单向超越离合器 C1 包括绕轴线 X 回转并与管状基体 76 刚性一体的摩擦件 70。该摩擦件 70 最佳地设置成具有回转型牵引摩擦面 72 和传力摩擦面 74 的盘形圆环。管状基体 76 的内周面上设置有与未示出的传动轴联接用的例如键槽 64。空套在管状基体 76 外的最佳地呈环状的中介件 90，借助其外周面 108 可滑转地径向定位在限力元件 180 的内周面上，一方面通过设置于其无齿端面的回转摩擦面 104 与牵引摩擦面 72 摩擦相连而与摩擦件 70 构成面接触的牵引摩擦机构 F1，另一方面通过最佳地周向均布在其另一端面上的一组螺旋导向齿 92，与内端面上设置有互补式构造的螺旋导向齿 52 的最佳地呈环状的导向件 50 恒久地嵌合，构成面接触的单向转动导向机构 G。转动导向机构 G 和牵引摩擦机构 F1 共同构成单向超越离合器 C1 的空间楔形机构。

[0063] 借助螺钉 176 和垫圈 186，具有中心圆孔的杯形壳式限力元件 180 与导向件 50 固定连接成一个轴向力封闭式组合构件。该组合构件通过轴承 158 径向定位在管状基体 76 两端的外周面上，在将中介件 90 和摩擦件 70 轴向封装于其所围成的盘形环状凹槽内以构成轴向力封闭系统的同时，设置在其杯底的环形径向凸缘式限力端部 188 内端面的传力摩擦面 58 还与传力摩擦面 74 摩擦相连，构成可与摩擦件 70 直接传递摩擦转矩的回转型面接触传力摩擦机构 F2。为与外界传递转矩，所述组合构件的外表面上可设置有构成诸如键槽、周向皮带槽、环形径向凸缘状摩擦片安装盘毂、轮齿或端面螺孔之类的特征曲面（未示出）。

[0064] 显然，上述组合构件中的固定连接方式还可以是诸如铆接、焊接、过盈配合、螺拴、设置在相应内外周面之间的与转动导向机构 G 具有相同旋向且可摩擦自锁的螺纹副、卡环、销钉、键、相互嵌合以及楔合之类的任何一种。而对于例如图 10 中的导向件 50 本身设置有限力端部 188 的特殊结构设置，则无需任何连接，其自身就等同于一个限力元件。另外，导向件 50 也可借助例如花键连接周向固定至限力元件 180 的内周面，再由其轴向外端螺纹连接至后者内周面的环状端盖为其提供轴向支撑和单向限定的组合连接方式，达成离合器 C1 轴向力封闭的目的。

[0065] 图 3 ~ 4 示出了转动导向机构 G 以及中介件 90 的详细关系和结构特征。其中，

沿径向延伸的每对螺旋导向齿 52 和 92 的分别朝向单一圆周方向且升角均为 λ 的具有互补式螺旋型齿面构造的导向面 54 和 94 相互贴合,形成一组螺旋式导向摩擦副,这里, $0 < \lambda \leq \xi$ 。最佳地间隙相隔的非导向面 56 和 96 平行于轴线 X,以保证双方周向抵触时不会导致楔合。导向齿 92 还包括齿顶面 98 和齿底面 102。

[0066] 显然,导向件 50 端面上的多个导向齿 52 实际上就是空间楔形机构的楔形齿,其导向面 54 朝周向一方轴向上逐渐靠近摩擦件 70 的牵引摩擦面 72,并与后者分别围成多个沿周向延伸的端面楔形空间。而设置在该多个楔形空间中的多个导向齿 92 就是楔合子,其相互连接成一个刚性整体,即环状的中介件 90。

[0067] 为最佳地致使导向面 54 和 94 始终具有周向相向转动的趋势,亦即致使转动导向机构 G 始终具有转动导向的趋势,弹性预紧装置具体为设置在转动导向机构 G 之内孔中的扭簧式弹簧 150,以及分别收容其两个端头的设置在中介件 90 内周面 106 上的径向孔 112 和导向件 50 内周面上的相应径向孔。于是,中介件 90 得以始终保持在其位于楔形空间周向最小端的准楔合工位上,处于可以随时楔合的临界状态中。即,其导向面 94 和回转摩擦面 104 始终弹性地同时抵触着作为空间楔形机构楔型面的导向面 54 和牵引摩擦面 72。在这种临界状态中,转动导向机构 G 的轴向最大间隙为 δ ,周向最大间隙/自由度为 ε ,两间隙均最佳地大于零。

[0068] 单向超越离合器 C1 的工作过程非常简单。当导向件 50 开始持续地具有按图 4 中箭头 P 所指方向相对摩擦件 70 转动的趋势的初始瞬间/零时刻,摩擦件 70 将借助牵引摩擦机构 F1 的空载/牵引摩擦转矩带动转动导向机构 G 的中介件 90 相对导向件 50 作转动导向运动。该机构 G 的转动导向运动所产生的轴向移动/膨胀力,在将导向齿 92 瞬间楔紧在导向面 54 和牵引摩擦面 72 所围成的端面楔形空间中,也就是中介件 90 将导向件 50 与摩擦件 70 楔合成一个转动整体,牵引摩擦机构 F1 因而轴向接合的同时,还将摩擦件 70 即刻胀紧在限力元件 180 的内端面也就是传力摩擦面 58 上,以形成轴向力封闭的方式致使传力摩擦机构 F2 也同步接合,并将导向件 50 与摩擦件 70 直接连接成一个转动整体。

[0069] 于是,超越离合器 C1 随着空间楔形机构的楔合而接合。经限力元件 180 的特征曲面传入的动力转矩 M_0 ,分成经由转动导向机构 G 和牵引摩擦机构 F1 传递的楔合摩擦转矩 M_1 ,以及直接经由传力摩擦机构 F2 传递的传力摩擦转矩 M_2 ,分别传递给摩擦件 70,再由管状基体 76 传至周向固定于其内孔中的传动轴。这里, $M_0 = M_1 + M_2$ 。当然,转矩也可按相反路径传递,且不会有任何实质差别。

[0070] 而当导向件 50 开始持续地具有按图 4 中箭头 R 所指方向相对摩擦件 70 转动的趋势的初始瞬间/零时刻,导向件 50 将开始相对中介件 90 作解除转动导向机构 G 的导向作用的转动。因此,导向面 54 与 94 之间的法向压力和转动导向机构 G 的转动导向作用将随着两导向面产生脱离接触趋势的一瞬间而消失。自然,基于该机构 G 的轴向移动/膨胀力的两个摩擦机构 F1 和 F2 以及空间楔形机构将随即分离或解楔。于是,离合器 C1 结束接合并开始超越转动,中介件 90 跟随导向件 50 相对摩擦件 70 摩擦滑转。实际上,由于弹簧 150 的作用,中介件 90 仍将稳定地保持在其准楔合工位上,以为下一次的快速楔合做好准备。

[0071] 通过上述说明不难发现,转矩在离合器 C1 中全部经由面接触摩擦副传递,而且传递的路径中不存在任何离散构件或不对称的回转构件,更不存在任何径向力或其分力,只有位于回转圆柱面上的轴向分力和周向分力,而该两个分力的作用对象又均具有极高的轴

向和 / 或周向刚度。因此,相对现有技术,尤其是其中的滚柱式和斜撑式超越离合器,根据本发明的具有空间楔形机构的单向超越离合器 C1,不仅克服了现有技术的惯性思维和偏见,具有了质的先进性和极其显著的全方位优势,而且更具备了理想超越离合器所应该具备的几乎全部应有特性。

[0072] 1、极其可靠的楔合 / 自锁特性。参见图 1、4,从结构上看,楔合状态仅仅与组合式导向件 50、中介件 90、摩擦件 70 三个刚性构件尤其是轴向刚度相关。其中轴向刚度最小的具有两个环形内径向凸缘的组合式导向件 50,也将因为其轴向跨度远较现有技术的径向跨度为小,具有紧固件的直接联接,以及轴向力作用于面而非离散的点或线的原因,而相较现有技术的完全中空的内外环的径向刚度远远为高。而几何上,该三个构件的尺寸和形位精度又是现有设计和制造技术所不难达到的普通水平。可见,其结构上几乎不存在可以动态改变实际楔角 / 升角 λ 而影响楔合可靠性的几何或力学因素。实际使用中,其转动导向机构 G 更几乎不存在磨损的可能,其牵引摩擦机构 F1 的回转型摩擦面又因为均匀磨损的天然特性而恒定地垂直于轴线 X,即,离合器 C1 是可以磨合 / 跑合并随着磨合 / 跑合而提升性能的,完全不同于现有技术不能、不许和不存在磨合 / 跑合的情形。于是整个寿命周期内,其楔角 / 升角 λ 可几乎保持恒定不变。即便其 ξ 值会因相关摩擦系数可能发生改变而改变,但该改变是可以于设计制作时预测并留出安全余量的,进而可以保证在离合器 C1 的整个寿命周期内,其楔角 / 升角 λ 恒定地小于极限角 ξ 。再加上其构件数量成倍减少,以及不存在细小的离散构件和运动副的特点。所以,依据本发明的离合器 C1,可以具有极其可靠的楔合能力和工作可靠性,从而显著地胜过受累于机械磨损、离散的径向力、以及易径向弹性变形的环状中空结构的现有技术。

[0073] 必须特别指出的是,当 $\zeta < \lambda \leq \xi$ 时,如果负载转矩大于动力转矩,离合器 C1 将照样打滑。但正像本文定义中指出的那样,那不是因为技术偏见所认为的摩擦自锁失效或被破坏的结果,而是转入该升角取值情况下正常的滑转工况,过载因素消除后将再次回到非滑转工况。因此,具有该升角的离合器 C1 还可同时用作自适应防过载的摩擦式单向安全离合器或起动机中的单向离合器等。但其具有方向性,反路径传动时便不具有此功能。因为通过摩擦件 70 输入的动力转矩不可能大于过载时的对等于负荷转矩的两摩擦机构 F1 和 F2 的总静摩擦转矩,故即便过载也不会打滑。当然,如果直接设置成 $0 < \lambda \leq \zeta$ (针对 $\zeta > 0$ 的情况),牵引摩擦机构 F1 将永远不可能打滑地摩擦自锁,即使过载。届时,作为过载的结果,要么迫使原动机有害性地停转,要么造成包括原动机和工作机在内的任一构件或系统的毁损。有鉴于此,该升角区间一般不予选用,但对于几乎没有过载可能的重要的防逆转应用,以及诸如双发动机直升机的动力传动系统中,该升角则可作为首选。

[0074] 应该特别强调的是,本发明还具有现有技术所没有的提升极限角 ζ 和 ξ 数值的技术手段,以在更大的设计自由度内谋求离合器 C1 的更佳的承载能力、楔合 / 解楔能力、可靠性、溜滑角、轴向作用力以及表面接触强度等。包括,将转动导向机构 G 的导向面 54 和 94 设置成倾斜螺旋面,将牵引摩擦机构 F1 的至少牵引摩擦面 72 设置成截锥面,以致使轴截面内导向面 54 和 94 或牵引摩擦面 72 与轴线 X 的夹角不等于 90 度,而是如图 8 ~ 10、15 ~ 19 所示的 $0 \sim 180$ 度;将牵引摩擦机构 F1 设置成具有如图 11 所示的多摩擦片式结构;以滚锥 / 珠 / 鼓间隔导向面 54 和 94;以及,将具备更大摩擦系数的材料 / 元件附装至摩擦面 72 和 104 中的至少一个上。例如,在静摩擦系数均为 0.1 且忽略弹性预紧力时,离合器 C1

中的 ζ 和 ξ 分别等于 0 和 11.4 度（同于平面楔形机构的现有技术），而只需将牵引摩擦机构 F1 设置成如图 11 所示的两片式摩擦机构这一个手段，上述极限角便可分别升至 11.0 度和 22.4 度。应在此顺便指出的是，本说明书已经给出了关于极限角 ζ 和 ξ 的清晰的文字定义和说明，无需付出任何创造性的劳动，本领域的普通技术人员均可据此推导出其函数关系 / 计算式。

[0075] 2、在轴向力封闭结构强度许可的范围内对等于动力转矩的无可比拟的承载能力。首先，由于离合器 C1 中的所有传力运动副均为全周向均匀或全周向平均受力的完全面接触型摩擦副；其次，离合器 C1 是双转矩流传动装置，在楔合摩擦转矩 M_1 已经显著为大的情况下，其比现有技术更多了一个直接传递转矩的传力摩擦机构 F2；再次，两个共同传递转矩的摩擦机构 F1 和 F2 更可具有如图 10 ~ 11 所示的多摩擦片式结构，或附装具备更大摩擦系数材料 / 元件的结构，或为图 15 所示的半锥顶角均介于 0 ~ 180 度之间的截锥面型摩擦副。所以，基于相同的离合器外径或回转摩擦外径，离合器 C1 的转矩传递能力至少可成倍或成十倍地大于现有技术，或者，基于相同的承载能力，其外形尺寸可显著为小，并因此而具有更大的设计自由度和更强的满足实际需求的能力。这里，依照使用经验，干式和湿式摩擦片的数量最多分别可达 10 个和 30 个。因此，其承载潜力是巨大的，可以较小外径获得至少不低于其所对应的传动轴或传动轮的极限承载能力，并很容易超越现有技术的一百万牛米的承载极限。另外显然地，离合器 C1 可在楔合摩擦转矩 M_1 与传力摩擦转矩 M_2 之间按任意比例分配转矩流，比如， M_1 是 M_2 的 20%。于是，在低副的基础上再获得一个缓解增大承载能力与降低导向面接触强度之间的矛盾的技术手段。离合器 C1 的双流传动也因此而具有了“功率放大器”的特征。

[0076] 3、无可比拟的转速或功率传递优势。由于本发明的结构上的优越性，主要构件上不存在非零离心惯性力，牵引摩擦机构 F1 和传力摩擦机构 F2 的摩擦转矩或阻力转矩与转速无关，且通过控制弹簧 150 的力度，可以使超越转动时的摩擦阻力转矩很小，因此，离合器 C1 可以在远远高于现有技术的高转速上传递远远高于现有技术的大转矩，而且，该高转速几乎仅取决于相关材料的强度。这将非常有利于诸如双动力直升飞机等的超高转速动力传动。而对于离合器 C3，只需配重即可。

[0077] 另外，本领域的技术人员自然能够想到，还可以在诸如中介件 90 与限力元件 180 的内周面之间设置至少一个诸如钢球斜面式的离心机构，以实现离合器 C1 的非接触式超越转动。比如收容在中介件 90 外周面 108 上相应径向孔中的钢球，可利用其离心惯性力的作用，在超越转动高于某一设定的转速后便压迫设置在限力元件 180 内周面上的相应斜面，以借助该斜面的反力的轴向分力克服弹簧 150 的轴向力，反推中介件 90 与摩擦件 70 脱离接触，或至少使两构件之间接触压力等于零。或者，在具有诸如双动力驱动系统的可以预知的长期超越工况的传动应用中，设置一个诸如包括有类似图 12 的定向环 120 的致动机构于导向件 50 或限力元件 180 上，以将中介件 90 轴向上直接拉离或推离牵引摩擦面 72。

[0078] 4、远远长于现有技术的工作寿命。首先，因为转动导向机构 G 根本就不存在各导向齿间摩擦接触不同步的问题，以及影响寿命和性能的磨损，其更致使牵引摩擦机构 F1 和传力摩擦机构 F2 天然地具备了自适应补偿磨损的能力。其次，因为同等作用力时面接触的摩擦强度相较线接触的远远为低。再次，因为摩擦机构 F1 和 F2 上的摩擦力绝缘于离心惯性力，以及理论上离合器 C1 所需的弹簧 150 的扭转力大于零即可。另外，离合器 C1 也因此

而具有极好的抗冲击能力。

[0079] 5、优异的超越特性。如上所述,得益于与离心力毫无关系的结构特性,离合器 C1 的超越转动将安静无声且空载摩擦阻力、机械磨损及相应的生热均很小,弹簧 150 也不存在被冲击或疲劳失效等问题。明显地优于正好相反的现有技术。包括对润滑油或脂的要求等。

[0080] 6、轻便的开合特性亦即入楔 / 楔合和解楔 / 脱开的轻便性。相对结构而言这是显而易见的,离合器 C1 的接合过程非常轻巧,仅靠牵引摩擦机构 F1 的自然的摩擦带动或阻尼中介件 90 即可。基于前面的说明,其分离 / 脱开过程也将相当轻便和迅速,相对现有技术,几乎不存在需要等待恢复弹性变形后才可解楔的情况,无需移动任何惯性质量,更不可能有现有技术的解楔困难或突然释放式解楔动作。

[0081] 7、极高的开合灵敏度和传动精度。由于结构的轴向高刚度和设置有弹性预紧装置,中介件 90 可以始终保持在其准楔合工位上,而空间楔形机构的楔合或解楔 / 脱开又无需中介件 90 作任何可察觉的几何运动,也就是离合器 C1 中不存在任何惯性质量,所以,这便决定了该机构具有第一时间响应于超越转动或反超越转动而解楔或楔合的高响应性。也就是离合器 C1 具有分离 / 脱开和接合的高灵敏性,以及完成开合动作的迅速性。而本发明的轴向和周向上的高刚度,或称远远小于径向的弹性变形量,必然致使楔合后的中介件 90 的楔合工位与其楔合前的准楔合工位的位置差异,远远小于现有技术的位置差异。即,相对于现有技术,离合器 C1 具有更小的溜滑角或更高的接合灵敏度,理论上和实际上该角都将趋于零。再加上极低的磨损强度,其将更容易实现和更长久地保持高精度的传动。包括响应于圆周摆幅区间很小的超越传动(如脉动无级变速器中输出转速近似为零的工况)。

[0082] 参看图 1、3 ~ 4,除了弹簧 150,本实施例还可通过控制导向齿 52 和 92 之间的周向间隙 ϵ 来刚性地限定理论上的最大溜滑角,即便在回转半径很小之时,也能像控制几何尺寸精度那样给与其有效控制。在现有设计、制造和装配技术中,这种基于完全刚性的几何尺寸的周向间隙 ϵ 是很容易实现的。比如,周向间隙 ϵ 的数值不难达到 0.001 ~ 0.01 ~ 0.1 毫米的量级水平。这一量级水平仅相当于 40 毫米外径的圆周角 10.3 秒 ~ 1.7 分 ~ 17.2 分,而现有技术中对应于 65 毫米外径的溜滑角已高至 2 度,对应于 200 毫米外径的溜滑角也有 30 分之多。明显地,现有技术中由于依靠弹簧预紧的周向柔性限定模式,其为降低事关能否实现高精度传动的溜滑角而付出的代价显得过大,其中必然包括因加大弹性预紧力而带来的高磨损和短寿命。而这些都是本发明所不可能存在的现象。由此可见,离合器 C1 可更容易地胜任诸如彩色印刷等的高精度传动,而得益于极低的磨损强度,其保持这一能力的时间也将更为长久。如果将一组端面型螺旋导向齿 52、92 最佳地以相互零间隙以及诸如单头或多头螺纹的形式周向延续地分别设置在类似如图 10 所示的相应的内外周面上,并最佳地设置扭簧式弹簧 150,那么,其更可在全寿命周期内恒久地保持高精度的传动能力,而无需任何人为调整或特意维护。

[0083] 另外,根据常识,还可在上述摩擦机构 F1 和 F2 的回转摩擦副的两个摩擦面上或相关构件内部,例如摩擦件 70 和中介件 90,同时或分别设置径向、周向和轴向等贯通式通道,以利于经过其中的气体或液体带走摩擦产生的热量,或快速进入和离开相关摩擦表面,保证离合器 C1 的开合灵敏度。

[0084] 8、高频开合时性能稳定。如上所述,由于可以方便地控制周向间隙 ϵ 的大小,因

此,确保了离合器 C1 具有极高的响应性。即,无论开合频率有多高,理论上和实际中,离合器 C1 都能自然地获得人们所需要的任意高的响应性(理论上可实现同步),都可以将转动导向机构 G 的惯性冲击 / 转速差降至接近零的水平,都可以保持离合器性能的稳定,即便长时间工作。而不会出现现有技术中的因楔合和解楔 / 脱开带来的过度磨损现象和严重发热现象,更不会有弹簧 150 断裂或疲劳损坏的可能性。即使不是将摩擦件 70 而是将导向件 50 用作转矩输入构件,离合器 C1 也可轻松地应对诸如脉动式无级变速器中的 2000 转 / 分钟的开合工况,并可成倍提升该类变速器的转矩上限和功率上限。

[0085] 9、效率高。鉴于上述的相较现有技术中的更低的磨损特性、更优异的超越转动特性和开合轻便性,其显而易见地具有更高的传动效率。

[0086] 10、容易调节和修复。得益于转动导向机构 G 的自适应轴向间距的能力和无磨损特性,以及牵引摩擦机构 F1 和传力摩擦机构 F2 的回转摩擦面的均匀磨损特性,离合器 C1 使用中的调节,以及损坏后的更换或磨损后的修复,均显得较为简单和容易。该更换或修复更可有针对性地单独进行,而不涉及匹配性或影响性能等问题,显著优于同等情况下经常必需予以整体更换的现有技术。比如,可单独更换其中的任意一个构件,可通过堆焊方式修复磨损后的摩擦件 70 或限力元件 180。而通过调节垫圈 186 的厚度的方式,或者设置与图 12 ~ 13 中的定向机构 D 类似的圆柱凸轮式调节机构的方式(利用其中的过渡段可无级调节周向间隙 ϵ 的大小),可抵消磨损的影响而长久地或终生地保持传动的高精度,并延长各构件的寿命。

[0087] 11、无可比拟的结构、工艺和经济优越性。显而易见地,离合器 C1 的极为简单的结构以及尺寸和形位关系所需要的最复杂的加工工艺,不过是现代工业中的简单成熟的螺旋齿加工。由此可见,因简单的制作和积木式装配工艺,离合器 C1 必然相较现有技术具有更高的生产效率和更低的制作成本。尤其是相对于将端面型螺旋导向齿 52、92 以单头或多头的周面型连续螺旋齿的形式设置在相应的内外圆周面上的诸如图 10、15 ~ 20 所示的单向超越离合器。

[0088] 应顺便说明的是,如定义中所述,本发明未对转动导向机构 G 及其端面型导向齿 52、92 作出具体限制,其不必具有最佳的螺旋结构。因此,该机构 G 及其导向齿可具有任意具备转动导向功能的形式和形状。导向齿可按离散形式设置在端面 / 周面上,也可按周向延续形式设置在内 / 外周面上。而在后一种设置中,其可为具有诸如矩形、梯形、锯齿形或三角形等截面形状的螺旋齿。同样,只要可以轴向互补式贴合,摩擦机构 F1 和 F2 的回转摩擦面可基于任意曲线 / 母线回转而成。

[0089] 需要说明的是,虽非必需,但本发明应最佳地设置弹性预紧装置 / 弹簧 150。其目的在于确保中介件 90 始终保持在其准楔合工位上,以获得持续的牵引摩擦转矩的方式感受和响应离合器的相对转动方向的变化,确保反超越转动开始的第一时刻,中介件 90 可以同步入楔 / 楔合,从而将上述反超越转动停止于开始时刻,令溜滑角趋于零。因此,用于本发明的弹簧 150 并不限于扭簧一种形式,也不限于内孔一个安装位置。在保证设置目的的前提下,它的具体形式、数量和安装位置不受任何限制。比如,可以是金属或橡胶等任意弹性材料制成的诸如扭簧,压簧,拉簧,碟簧,膜片弹簧,波形弹簧、直线钢丝 / 片弹簧的弹性元件;可以安装在转动导向机构 G 的内外周面一侧,两端面一侧,或者机构之内。其中,将一组压簧或直线弹性钢丝 / 片分别部份地收容在导向齿 52 或 92 齿顶面的一组轴向沉孔中

的方式最节约空间。显然,如图 1、3 ~ 4 所示,使用扭转弹簧或可轴向压缩的扭转弹簧非常适合于高精度的传动。而无需解释的是,中介件 90 此时所受到的空载 / 牵引摩擦转矩,最好不应大到足以克服弹簧 150 的周向反力而致使导向面 94 和 54 相互脱离抵触的程度。另外,弹簧 150 提供的轴向力以及相应的空载 / 牵引摩擦转矩均可足够小,并且与离合器的转速以及承载能力几乎毫无关系,其使用中的工作状况也几乎没有明显变化,因此,不存在任何额外的要求,普通的低成本弹簧即可胜任。

[0090] 容易理解,离合器 C1 中的摩擦件 70 与管状基体 76 既可刚性地形成为一体,也可通过诸如花键联接等形成为周向一体(相当于无内环超越离合器),以自适应地调节其轴向位置,确保所有轴向作用力绝对地封闭于组合式导向件 50 内,而不使轴承 158 承受些微的轴向力。当然,如果在其摩擦件 70 与限力元件 180 的轴向间再对称地设置一个中介件,并在传力摩擦面 58 上设置互补式构造的螺旋导向齿,以形成共用同一个摩擦件 70 的轴向双联的单向超越离合器,那么,即便摩擦件 70 与管状基体 76 刚性一体,转动导向机构 G 的轴向自适应特性也可保证该离合器不对轴承 158 施加任何轴向作用力。而因为具有两个轴向对称的导向面 54,空间楔形机构的解楔 / 脱开将更加容易。

[0091] 同样不难理解的是,离合器 C1 中的机构 G 与机构 F1 还可轴向翻转换位,参见图 1。也就是说在换位后的变型离合器中,其摩擦件是包括杯形壳式限力元件 180 的力封闭式组合构件,其导向件则与管状基体 76 刚性成一体,并与限力元件 180 构成传力摩擦机构 F2,其结构类似图 14。如上所述,该变型离合器显然也可以以轴向对称的两个中介件共用同一个设置有双端面导向齿的导向件的形式,再变型为轴向双联的单向超越离合器,其空间楔形机构也更容易解楔 / 脱开。

[0092] 必须指出的是,为封闭轴向力和方便装配、维修和长久地保持传动的高精度,离合器 C1 使用了轴向对接式封装壳。但实际上,尤其是对于非分度的超越和逆止类传动型的应用领域,如对图 6、14 所示实施例的详细描述的那样,使用刚性一体的袋形封装壳或者径向对接式封装壳应该是最佳的选择。

[0093] 观察图 1 不难发现,去掉其中的弹簧 150,再将轴向上伸出于牵引摩擦面 72 的管状基体 76 设置成与中介件 90 形成为刚性一体,便可得到如图 2 所示的单向超越离合器 C2。除了具有轴-轴传动形式,导向件 50 设置有管状基体 60,中介件 90 是一个包括杯形壳式限力元件 180 的力封闭式组合构件,其回转摩擦面 104 被设置到限力端部 188 的内端面上以及传力摩擦面 58 被设置于导向件 50 的无齿端面上之外,离合器 C2 的最大特点在于中介件 90 的楔合模式及相应的受力状况,已经由现有楔形机构的位于楔形空间中并受到由外向内的挤压力的经典内部楔合模式,改变为自身提供楔形空间并受到由内向外的胀紧力的外部楔合模式,参见图 5。除了受力状况以及相应的机构位置变更之外,例如导向件 50 和摩擦件 70 直接摩擦相连,离合器 C2 与离合器 C1 没有任何实质的不同。即便取消了弹性预紧装置,中介件 90 不再和摩擦件 70 始终直接或间接接触以感知后者与导向件 50 之间的相对转动,也不能由此得到用以入楔 / 楔合的牵引摩擦转矩,但影响的只是溜滑角而已。因为,导向件 50 仍可借助其相对中介件 90 转动方向的快速改变,致使后者可以在惯性转动中利用惯性力入楔以传递转矩。例如,脉动无级变速器中高频换向的超越传动就是一个很好的实例。

[0094] 类似上述说明,离合器 C2 中的机构 G 与机构 F2 也可轴向相互换位,也就是将导向

齿 52、92 仅仅设置在导向件 50 和摩擦件 70 之间,可令离合器 C2 变型为依赖于包括限力元件 180 的力封闭式组合构件的工作状态的双周向或单周向联轴器。另外,离合器 C2 的中介件 90 还可以变劣地分解成中介件和平面环两个独立构件,后者则与限力元件 180 联接成一个力封闭式组合构件,摩擦件 70 仍对外传递转矩。当然,如果再去除摩擦件 70,该离合器的结构布局类型将等同于图 14 所示。

[0095] 应指出的是,离合器 C1 ~ C2 中的构件并非都是实施本发明之必需。例如,图 6 ~ 7 所示的非全周楔合传力的轮 - 轴传动形式的单向超越离合器 C3 便只包括必需的三个构件。其中,用于轴向力封闭的袋形环状摩擦件 70 的外表面上设置有诸如键槽 64、轮齿、螺 / 销孔或皮带槽的传力用特征曲面,其内周面 84 的轴向中部设置有盘形环状凹槽 78。该环状凹槽 78 的正好半周的内表面最佳地沿切线方向 H 径向平行延伸至摩擦件 70 的外周面并形成四边形的通孔 82。环状凹槽 78 的内周面 80 因而延伸出具有 U 字形横截面形状的内径向表面。相互嵌合的导向件 50 和中介件 90 可按空心箭头所指方向由通孔 82 直接纳入环状凹槽 78。除前述周向惯性力之外,为可靠入楔,中介件 90 的外径相较导向件 50 应最佳地稍大,以使其可于径向串动中摩擦接触到内周面 80 并借此获得入楔所需的摩擦力。为此,摩擦件 70 的内周面 84 与周向固定于导向件 50 内孔中的例如花键轴之间设置有相应的径向间隙。该设置尤其适用于铰链装置或可连续作业的单双向扳手 / 螺丝刀等。

[0096] 显然,若将导向件 50 或中介件 90 直接设置到图 6 中摩擦件 70 的一个内端面上,或借助诸如设置互补构造的 U 字形外周面、孔内的花键套、内表面的轴 / 径向销等连接方式实现直接或间接的周向固定,便可得到具有轴向力封闭功能的袋形导向件或中介件。装配时,可先径向置入中介件或导向件,轴向嵌合后再置入摩擦件。当然,袋形构件也可能是单一的限力元件,也可由紧套在外周面上的圆环密封。

[0097] 一般地,离合器 C3 可借助轴向贯穿于其中的例如花键轴实现自身构件的定位,但如果需要,其也可按如下方式于装配中封装定位。即,在通孔 82 两径向侧面的对应于周向端部 88 且轴向只对应于导向件 50 的部位,预先切割出一个可径向内弯曲的周向舌,或者,在通孔 82 的与传力摩擦面 74 共面的内端面正中的径向外环侧 86 处,预先切割出一个可轴向内弯曲的径向舌,以在导向件 50 和中介件 90 装配就位之后塑性弯曲该周向舌或径向舌,实现对该二构件的封装和定位。

[0098] 实际上,传力摩擦机构 F2 也不是必需的。参见图 8,对于内部楔合模式的轴 - 轴传动形式的三构件超越离合器 C4,便可由分别与导向件 50 和摩擦件 70 同轴固结的二根传动轴为该离合器提供支撑力,利用机架而非离合器自身形成轴向力封闭系统。为可靠入楔,中介件 90 应最佳地设置成膨胀型或收缩型弹性开口环。

[0099] 更进一步地,本领域的技术人员也显然明白,本发明中的中介件 90 并不必需具有环状整体形式,其完全可以具有如图 9 所示的变劣的多个离散体形式,以使其可以沿轴向和径向同时运动并传递相应作用力。其中,摩擦件 70 是一个包括杯形壳式限力元件 180 的力封闭式组合构件。位于半锥顶角等于 β 的圆锥回转面 Z 上的多个诸如钢球或圆台状 / 截锥形滚柱的一组中介件 90 对应地收容在圆锥端面上的具有锥形 / 倾斜螺旋齿式导向齿 52 的一组周向齿槽内,其回转侧面既是导向面又是摩擦面。借助离心力的作用,中介件 90 持续地抵触在内截锥面式牵引摩擦面 72 上。可见,超越离合器 C5 的转动导向机构 G 和牵引摩擦机构 F1 均为点 / 线接触的高副机构,参见图 4 的双点画线圆,尽管性能上不如离合器

C1,但由于仍具有轴向高刚度和传力摩擦机构F2等上述优点,离合器C5依然较现有技术显著为优。

[0100] 明显地,现有技术的滚柱式超越离合器只不过是离合器C5的 β 角等于0或180度时的特例,即,只需为牵引摩擦机构F1提供径向而非轴向接合力的特例,空间楔形机构因无轴向运动而简化为只有径向运动的平面楔形机构的特例。而离合器C1~C4、C7~C9相应于其 β 角,更确切地说是相应于机构G的导向摩擦副的接触点/线所位于的圆锥回转面的半锥顶角等于90度时的情况。离合器C6、C10~C15则相应于 $0^\circ < \beta < 180^\circ$ 但 $\beta \neq 90^\circ$ 度时的情况。其中所有中介件90因不必需径向运动和不必需自转而最佳地相互联合成一个单一刚性体/整体。

[0101] 实施例二:具有多片式摩擦机构的单向超越离合器C6、C7

[0102] 对比图1和图10可发现,超越离合器C6实际上是对离合器C1的变型。其中,转动导向机构G的一组端面型螺旋导向齿52、92以类似单头或多头螺纹的形式,周向延续地分别设置在导向件50的内圆周面以及中介件90的外周面上。与限力元件180刚性一体的导向件50通过螺钉176将环形端盖174紧固至其开口端面。波形的弹簧150设置在环形端盖174与中介件90之间,仅将后者弹性地抵触在摩擦件70上。改进地,传力摩擦机构F2被设置成多摩擦片式离合机构,以使其直接传递的摩擦转矩数倍于必需经过转动导向机构G中转的牵引摩擦机构F1。为此,至少包括一个的一组较小的摩擦片156通过花键连接方式周向固定到管状基体76的相应的台阶状外周面上,与摩擦片156轴向交错布置的另外一组较大的摩擦片154通过花键连接方式周向固定到导向件50的相应的台阶状内周面上。

[0103] 与离合器C6类似,图11中的轴-轴传动式超越离合器C7也具有多摩擦片式的传力摩擦机构F2。而为获得更大的极限角 ξ 和 ζ 以降低轴向作用力和空载摩擦转矩,其牵引摩擦机构F1也采用了多摩擦片式结构,并因此具有了多于一个的一组牵引摩擦副。作为同样动机的结果,不受弹性轴向力作用的牵引摩擦机构F1在其空载转矩几乎降为零的同时,其感应相对转动方向和驱动中介件90入楔的功能也随之丧失。为此,弹性预紧装置包括一个通过花键与中介件90内周面周向固定的收缩型弹性开口环式的感应件152,其弹性地缩紧在管状基体76的相应外周面上,以构成感应型的回转摩擦副。当反超越转动开始之际,中介件90依旧可被牵引摩擦转矩带动着即刻入楔/楔合,并致使离合器C7立即接合以传递转矩。显然,上述设计明显地减小了牵引摩擦机构F1和传力摩擦机构F2的磨损以及总体的空载阻力转矩。另外,组合式导向件50使用的紧固件换成为螺栓178。

[0104] 不难理解,离合器C6、C7最佳地适用于大转矩的传递,以及对传动精度、接合频率或溜滑角要求不是很高的传动部位。但只要在中介件90与导向件50或环形端盖174之间设置至少一个诸如销槽式径向或轴向嵌合机构的周向限位机构,即可达到限制转动导向机构G的周向最大间隙 ϵ ,以具有高接合灵敏度和微小溜滑角的目的。另外,该限位机构也可至少部分地由弹性材料构成或者其中周向地设置有弹簧150,从而实际包括有上述弹性预紧装置。

[0105] 实施例三:轴-轴传动式双向超越离合器C8

[0106] 参见图12,双向超越离合器C8具有离合器C7的主体结构形式。其中,有别于上述所有实施例,弹性预紧装置包括两个构件,波形的弹簧150,以及被其压紧在牵引摩擦面72上以与后者组成感应型回转摩擦副的整环式感应件152。为传递双向转矩,每对螺旋导向

齿 52、92 均周向对称地设置有两个升角均为 λ 且呈互补式构造的螺旋型导向面 54、94, 参见图 4 ~ 5 和图 13(a), 这里, $0 < \lambda \leq \xi$ 。为规定离合器 C8 的工作方向, 还专门设置有定向机构 D。该机构 D 的主体为一个定向环 120, 其包括一组轴向型定向销 122 和可滑转地空套在管状基体 60 上的管形段 128。设置在定向销 122 头部的内径向圆柱形凸起 124 穿过导向件 50 上的轴向型基准孔 / 槽 126, 从一端开口处可滑动地收容于设置在中介件 90 外周面的相应导槽 130 中, 以构成一个周向间隙近似为零的圆柱凸轮式的销槽式嵌合机构。而当导向面 54 和 94 在任意圆周方向抵触时, 定向环 120 在两个圆周方向上相对导向件 50 的周向自由度都大于零, 但都不大于转动导向机构 G 此时的周向自由度 ε 。即, 设置有 $0 < \delta 1 < \varepsilon$ 和 $0 < \delta 2 < \varepsilon$, $\delta 1$ 最佳地等于 $\delta 2$, 参见图 13(a)。

[0107] 为方便说明, 本说明书假定图 13(a) 中箭头 P 所指方向为正向, 也就是从图 12 的左侧观看时, 导向件 50 带动摩擦件 70 逆时针转动所对应的方向。于是对应地, 作为多段凹槽组合体的导槽 130 轴向上包括容纳有凸起 124 的正向段 132, 与其周向相错 ε 圆周角的反向段 134 以及连接该两段的过渡段。当离合器 C8 的工作方向为正时, 也就是只可以在正向上传递转矩和超越转动时, 其等同于工作方向被设定为逆时针方向的单向超越离合器 C1。由于受到定向机构 D 的周向限制, 其导向面 54b 和 94b 不可能抵触上。而完全对称地, 当凸起 124 随着定向环 120 的轴向右移容纳于在导槽 130 的反向段 134 时, 中介件 90 将相对导向件 50 正好转动圆周角 ε 。于是, 离合器 C8 的工作方向将由正向切换成反向, 将只能在反向上传递转矩和超越转动, 等同于工作方向被设定为顺时针方向的单向超越离合器 C1。届时, 导向面 54a 和 94a 不可能抵触上。

[0108] 显然地, 定向机构 D 的原理和结构也可用于无级地调节单向超越离合器的周向间隙 ε 大小的目的, 以利于长久地维持其传动精度。甚至, 还可将两个工作方向互反的这样的单向超越离合器, 或者具有图 14 所示径向对接的组合式外壳的单向超越离合器, 以限力元件分别对应地刚性一体和共用一个定向机构 D 的方式双联, 便可得到对等于单向离合器的转矩容量的双向超越离合器。

[0109] 作为本领域的普通技术人员能够清楚理解, 定向机构 D 的作用, 就是可选择地限定中介件 90 相对导向件 50 的周向转动区间, 以允许或阻止对应于设定圆周方向的导向面 54 和 94 相互抵触的方式, 致使转动导向机构 G 在该圆周方向上具有或不具有转动导向作用, 从而将离合器 C8 限定为相应圆周方向的单向超越离合器, 达到规定和控制其工作方向的目的。因此, 此处无需重复说明单向工作的离合器 C8 传递转矩和超越转动等的工作过程。

[0110] 更进一步地, 给定向机构 D 设置不同的限定或不同限定的组合, 以允许或阻止对应于 $0 \sim 2$ 个圆周方向的导向面 54 和 94 相互抵触, 便可令方向可控的超越离合器具备所有可能的定向状态和对应工况。比如, 以图 13(b) ~ (f) 所示的导槽 130 取代图 13(a) 中导槽 130。其中, 图 13(b) 是一个适合于诸如机动车单向滑行器和钓鱼竿中的卷线器的定向方案。当凸起 124 轴向上位于导槽 130 的自由段 136 内时, 中介件 90 相对导向件 50 的转动圆周角将大于 ε 。于是, 双方对应于两个圆周方向的导向面 54 和 94 均可相互抵触而不被阻止, 离合器将成为在零个方向上超越转动和在两个方向上传递转矩的摩擦联轴器。因此, 该定向方案用于舰船动力传动可有效地防止离合器因风浪造成的短暂分离所带来的有害冲击。图 13(c) 比图 13(b) 多了一个反向段 134, 该方案可用于机动车的双向滑行器。应

说明的是,为缩短换向运动的轴向距离,图 13(c) ~ (f) 中的内径向凸起 124 均由圆柱体换成为正八棱柱体。

[0111] 这里必须顺便说明的是,由实施例一中的说明可知,当 $\zeta < \lambda \leq \xi$ 时,离合器 C8 在过载时将打滑,因此,其定位在联轴器工况时将具有安全离合器的功能。更进一步地,例如去除离合器 C8 中的定向机构 D、感应件 152 以及弹簧 150,将圆周角 ε 最佳地设置为零,以导向件 50 耦合原动机,离合器 C8 将变型为一个过载转矩与摩擦系数无关且精确自适应于动力转矩的无空行程的双向摩擦式安全离合器/联轴器。人们从此将不再困扰于如何精确设定和长久保持过载转矩值的问题。而且,本发明用作联轴器时,还在一定程度上具有自适应于任意偏心度的能力。

[0112] 作为对图 13(c) 的改进,图 13(d) 中的导槽 130 设置有取代自由段 136 的空档段 138,该段周向上位于正向段 132 与反向段 134 的正中央。与之对应,此时的 δ_1 和 δ_2 的上限均必需小于 $\varepsilon/2$ 。所以,当凸起 124 轴向上位于空档段 138 内时,定向机构 D 将致使导向面 54 和 94 在两个圆周方向上均无法相互抵触,也就是在零个方向上相互抵触。转动导向机构 G 将因此处于失效工况。于是,离合器在两个方向上均绝对超越空转并在零个方向上传递转矩。这样,具有图 13(d) 所示定向方案的超越离合器,将特别适合于需要随时进行动力切换和在线检修的双动力驱动系统,以取代诸如应用于大型水面舰船和发电机组的 SSS 同步离合器。然而显然地,由于极少用到反向传动,图 13(e) 所示定向方案将更适合于水面舰船。而在取消该图中的正向段 132 之后,所对应的离合器便能用作可无级定位的铰链。另外,采用图 13(f) 所示的定向方案,可以最简单的方式令方向可控的超越离合器具备绝对分离空转工况、正向工况、联轴器工况和反向工况,使其足以应对最复杂的实际需要。

[0113] 如上所述,设置定向机构 D 的目的,就是以选择性地取消转动导向机构 G 在零个、一个或两个圆周方向上的转动导向功能的方式,限定双向超越离合器的工作方向。所以,任何可以实现这种规定功能的刚性/弹性机构或装置都可以用作定向机构,而没有其它的限制。其可以位于转动导向机构 G 的径向之外,径向之内,径向同位,或者端面一侧,其还可以直接包括弹性预紧装置。比如,设置于中介件 90 和导向件 50 或与该二构件周向一体转动的诸如限力元件 180 或转轴之间的具有至少一个凸起和至少一个凹槽的轴向型或径向型销槽式嵌合机构。使用可自转的偏心销或偏心槽的常嵌合式便是一个很好的选择,而且其中更可方便地直接加入弹性限定周向间隙的各种弹簧。关于这方面,公知技术中已有很多介绍。例如,本申请人在专利文献 CN101117987A 和 CN101672335A 中就公开有众多的实施例,因此此处不再重复,而是将该两份文献的全文结合于此。当然,也可以将图 12 中的圆柱凸轮式的销槽式嵌合机构重复地设置在管形段 128 与管状基体 60 之间,只要将定向销 122 与基准孔 126/槽之间的周向自由度设置成不妨碍定向环 120 相对导向件 50 的转动,同时,将图 13(a) 中的导槽 130 变形为纯轴向的基准导向槽,令定向环 120 相对中介件 90 周向固定即可。相关实施例,可参照专利文献 CN101117987A 中的关于其图 47 和图 48 的说明。

[0114] 另外,还应该指出的是,可以在管形段 128 与管状基体 60 之间设置诸如凹槽式弹性定位机构,以保持定向机构 D 工作位置的稳固和所规定工作方向的稳定。而且,为保证任何时候都可以进行定向操作,应该最佳地通过诸如弹簧之类的弹性元件来致动定向环 120。公知技术中已有很多相关技术方案可资利用,此处不再详细说明,例如,上文所结合的专利文献 CN101117987A。

[0115] 不难想到,将定向机构 D 的设置位置移至图 13(a) 中的 K 处,适当加宽导槽 130 的周向宽度,并保证这样的周向间隙设置效果。即,相对定向环 120 在两个圆周方向上的驱动转动,反向转动的中介件 90 均因为周向抵触上定向销 122 而不能入楔,离合器 C8 于是变型为可在用作拨爪的定向环 120 向导向件 50 传递转矩的类似现有技术中带拨爪的所谓双向超越离合器。当然,也可在拨爪/定向环 120 与导向件 50 之间直接设置端面传力嵌合机构,或者,将拨爪/定向环 120 最佳地借助花键同时连接至导向件 50 和中介件 90 的内周面,并采用类似图 14 的总体结构。

[0116] 实施例四:具有径向对接式封装壳的轴-轴传动式双向超越离合器 C9

[0117] 参见图 14,离合器 C9 的摩擦件 70 是一个与两个半圆壳式限力元件 160 分别刚性一体的力封闭式组合构件。与前述实施例最大的不同在于,为提供最高的轴向刚度和强度以传递大转矩,该力封闭式组合构件由轴向上刚性一体且内端面分别共面的两个对称半圆壳径向对接而成。该两个可看作是大体呈“U”字形的实体母线绕 X 轴回转半周所形成的回转体的限力元件 160a 和 160b,以径向共同夹紧套装于管状基体 60 两端的两个轴承 158 的形式对接成一个周向完整的封闭壳,从而将导向件 50 和中介件 90 等可转动地封装于其围成的盘形环状凹槽中。而由该两个限力元件两外端的两对半环形端面凸缘 162a 与 162b,以及 164a 与 164b 分别径向对接成的两个全环形端面凸缘的同径外周面上,以过盈配合的方式分别套装有环形箍 170 和 172。两个限力元件 160a 和 160b 因此被紧固成一个固定整体/组合构件。

[0118] 实际上,离合器 C9 也可以具有轮-轴传动形式,或者更进一步地取消定向机构 D 而成为传递大转矩的单向超越离合器。这只要将端面凸缘 164 与环形箍 172 的形状和安装位置设置成轴向上至少大致对称于左端的端面凸缘 162 与环形箍 170 即可。当然,环形箍 170 也可以借助诸如过盈、方孔、键连接等手段设置在两个限力元件 160 轴向中部的的外周面上,甚至还可以用齿环代替某一环箍 170,或者,采用诸如焊接、铆接或螺栓连接等方式,将两个限力元件 160 紧固成一个固定整体。更进一步地,可以仿照图 11~12 所示,去掉导向件 50 上向右延伸的管状基体 60,再将摩擦件 70 独立于限力元件 160,以得到轴-轴传动形式的超越离合器。其中,力封闭式组合壳/构件单一地由限力元件构成,且该组合壳/构件相当于传力摩擦机构 F2 中传递转矩的一个摩擦片。

[0119] 继续参见图 14,为减小磨损而设置的弹性膨胀开口环式感应件 152,弹性地张紧在中介件 90 的内周面上,以构成感应型的回转摩擦副。设置于其端面的凸起 153 活动地嵌入设置在两个摩擦件 70a 与 70b 对接面之间的缺口中(未示出),以使其跟随摩擦件 70 一体转动。为适应封闭壳相对导向件 50 回转的特点,定向机构 D 的定向环 120 径向上位于两个限力元件 160 的内周面与导向件 50 以及中介件 90 的外周面之间,其内周面的两端分别设置有凸起 124a 和 124b。凸起 124a 径向收容于设置在导向件 50 外周面的导槽 130 内,凸起 124b 径向收容于设置在中介件 90 外周面的基准孔/槽 126 内。相应地,还设置有致动定向机构 D 的包括致动环 140 和波形弹簧 142 的致动机构。其中,端面上设置有一组轴向致动销的致动环 140 可滑动地套装在两个限力元件 160 的相应外周面上,通过设置于该元件上的一组相应的轴向孔,致动环 140 便可借助其致动销轴向左移定向环 120,以实现方向的改变和固定。而设置在定向环 120 与限力元件 160 的左侧内端面之间的弹簧 142,可以复位方式轴向右移定向环 120 和致动环 140。显然,定向环 120 也可被一个与限力元件 160

组成内端面凸轮机构的凸轮环所推动。

[0120] 离合器 C9 可最佳地用作机动车的可控滑行器。当以导向件 50 与发动机耦合时,其过载打滑的方向特性,正好可以确保大转速差滑行状态中的离合器因加速或制动而突然接合的过程是柔性的摩擦滑转式而非刚性的顿挫式。另外显然地,离合器 C7 ~ C9 均可用作超越联轴器。

[0121] 典型应用实例举例

[0122] 图 15 示出的是应用本发明的单向轴承 / 单向超越离合器 C10 (未示出防尘盖)。该离合器 C10 包括由具有外滚道的导向件 50、具有内滚道的外环 190 及一组滚珠 192 组成的轴承部分,以及由导向件 50、中介件 90 及摩擦件 70 组成的超越离合器部分。其中,最佳地通过诸如直花键连接至外环 190 内周面的摩擦件 70,与中介件 90 以及设置在导向件 50 外周面上的外截锥面凸缘 66 分别组成截锥面型的牵引摩擦机构 F1 和传力摩擦机构 F2,以增大转矩传递能力和 ξ 值。转动导向机构 G 的螺旋导向齿分别设置在中介件 90 的内周面与导向件 50 的外周面上。弹簧 150 最佳地具体为可轴向压缩的盘形扭簧,其一个端头嵌入中介件 90 外端面的相应轴向孔中,另一个端头嵌入导向件 50 外周面的相应径向孔中。

[0123] 基于前述优点,离合器 C10 显然可取代现有技术中的 CSK 型单向离合器,且具有更大的承载能力。而为进一步减小径向尺寸,还可将导向件 50 直接形成在传动轴上,将摩擦件 70 直接形成在外环 190 上,且用滚针轴承替代滚珠 192 并增布于中介件 90 与外环 190 之间。如此得到的无内环超越离合器的内径至少可以小至现有技术的 3 毫米,而其承载能力将显然地大于现有技术的依靠线接触摩擦机构的 0.2 牛米的水平。容易理解,也可用径向上完全翻转离合器 C10 的方式得到其无内环的变型。显然,图 6 ~ 7 所示的袋形封装壳方案更适于微型和小型超越离合器。比如,以外环 190 为袋形摩擦件 70,将离合器 C3 设置到离合器 C10 的右半边。

[0124] 图 16 示出了应用本发明的液力变矩器的导轮实施例 C11。该实施例 C11 的与导向件 50 刚性一体的导轮 196 通过卡环 184 可旋转地固定在静止环 194 的外周面上。通过花键周向固定在静止环 194 外周面上的摩擦件 70,与中介件 90 的内截锥面以及导向件 50 的内端面分别组成牵引摩擦机构 F1 和传力摩擦机构 F2。转动导向机构 G 的螺旋导向齿分别设置在中介件 90 的外周面与导向件 50 的内周面上。

[0125] 如图 17 所示,实施例 C12 是包括有本发明的装载机变速器的二轴总成。其具有轮齿 168b 的大齿轮 204 与导向件 50 形成为一体,并通过轴承径向定位在小齿轮 200 的向一端延伸的轴上。通过花键与具有轮齿 168a 的小齿轮 200 上的环形端面凸缘 202 周向固定的摩擦件 70,与中介件 90 的外截锥面以及大齿轮 204 的端面周向凹槽的内端面分别组成牵引摩擦机构 F1 和传力摩擦机构 F2。转动导向机构 G 的螺旋导向齿分别设置在中介件 90 的内周面与导向件 50 的外周面上。

[0126] 图 18 示出的是应用本发明的诸如自行车或电动助力车等的飞轮实施例 C13。其中,设置有链轮齿 222 的飞轮外环 220,通过两组滚珠 192 以及飞轮盖 224 可转动地固定在充当飞轮内环的导向件 50 上。与实施例 C10 相同,为不对滚珠 192 产生轴向力,摩擦件 70 最佳地通过诸如花键连接方式周向固定在外环的内周面上。而且,除了传力摩擦机构 F2 的回转型摩擦面改为端平面,弹簧 150 改为波形弹簧外,超越离合器机构完全同于图 15 所示。

[0127] 图 19 示出的是应用本发明的电动助力车轮毂实施例 C14。其中,绕轴线 X 回转的

与导向件 50 和限力元件 180 刚性一体的轮毂外壳 206 通过轴承 158 径向固定在轮毂轴 216 上,其内安装有减速器基架 214。减速器基架 214 内安装有相互固定成一体的齿轮 210 和轴齿轮 212。绕轴线 X 回转的电机的空心输出轴齿轮 208 驱动与其啮合的齿轮 210,通过轴齿轮 212 再驱动与后者啮合的摩擦件 70。摩擦件 70 空套在导向件 50 上,并与限力端部 188 的内端面以及中介件 90 的外端面分别组成传力摩擦机构 F2 和牵引摩擦机构 F1。转动导向机构 G 的螺旋导向齿分别设置在中介件 90 的内周面以及空心轴的外周面上。

[0128] 图 20 示出的是应用本发明的摩托车电起动超越离合器实施例 C15。其中,导向件 50 作为环形端面凸缘刚性一体地形成在起动齿轮盘 198 的一端,后者可转动地空套在管状基体 76 上,并与中介件 90 从两端分别与摩擦件 70 摩擦相连,实现彼此的轴向定位。这里,盘形或可轴向压缩的盘形扭转弹簧 150 还具有轴向限定中介件 90 的作用。最佳地,可将离合器 C3 的摩擦件 70 直接用作齿轮盘 198。

[0129] 显然,若将图 15、17 ~ 19 中导向件 50 和中介件 90 分别比作螺栓和螺母,摩擦件 70 比作被联接件,则所述典型应用便相当于在“螺栓”与“被联接件”之间单向地传递转矩。但同样显然地,它们的工作机理和使用目的有着本质的不同。不经创造性的思维劳动,仅由“螺栓”和 / 或“螺旋”的现有技术理论和常识出发,理论上和现实中都不可能“逻辑地”推导出或联想出所述典型应用和 / 或本发明的技术方案。因为首先,现有技术中没有任何可识别的相关技术启示。其次,除上述背景技术的简述之外,现有技术中涉及空间机构的超越离合器还包括至少有 50 多年历史的 SSS 同步离合器,以及本申请人在专利文献 CN101672335A 中公开的导向式牙嵌超越离合器。而更久远地,从阿基米德发明螺旋提水工具至今,人们认识和应用螺旋的转动导向原理的历史已有 2230 年,使用现代机器制造螺纹 / 螺栓等的历史已超 230 年,并且其踪影早已无所不在。因此,如果存在相关技术启示而人们仍然在任何使用条件下和任何技术创新中都不去尝试该更好的技术方案,那是无法解释的。再次,虽然有些相关文献涉及到了基于轴向力的各种空间运动机构,但囿于现有技术原理、惯性思维的束缚和技术偏见,并没有因此真正认识到和揭示出相关空间机构和平面机构的相关摩擦副不打滑地稳定接合的工作机理和物理本质,因此,也就不可能提出本发明的技术方案。

[0130] 由以上说明不难发现,凭着跨时代性质的和全方位的绝对优势,本发明不仅具有取代现有技术的巨大潜力,而且更具有促使超越离合器向更高转矩 / 功率、更高转速、更高变换频率、更大和更微小尺度,以及更多的机械传动领域显著拓展其应用深度和广度的巨大潜力。无论是诸如大型还是微型传动,精确分度还是高速 / 高频传动,或者各类减速传动、定位铰链和扳手,本发明都将有效解决现有技术中难以解决的各种相关问题。比如,在包括飞机发动机等在内的所有可自驱动的原动机的起动装置中应用本发明,可最佳地实现起动机与原动机的恒久连接、过载保护和快速起动,彻底去除包括电磁开关在内的所有非必需机构;将依据本发明的单向超越离合装置设置在诸如内燃机的输出轴与其机座之间,可最经济最可靠地实现防止内燃机反转的目标,从而以最简单方式最终免除人们为防止起动系统或人员不受反转危害而可能付出的所有努力和花费,以及最终免除人们为使内燃机燃油电子喷射系统正确工作而在其转角测定中为去除反转影响而可能付出的所有努力和花费。

[0131] 以上仅仅是本发明针对其有限实施例给予的描述和图示,具有一定程度的特殊性,但应该理解的是,所提及的实施例和附图都仅仅用于说明的目的,而不用于限制本发明

及其保护范围,其各种变化、等同、互换以及更动结构或各构件的布置,都将被认为未脱离开本发明构思的精神和范围。

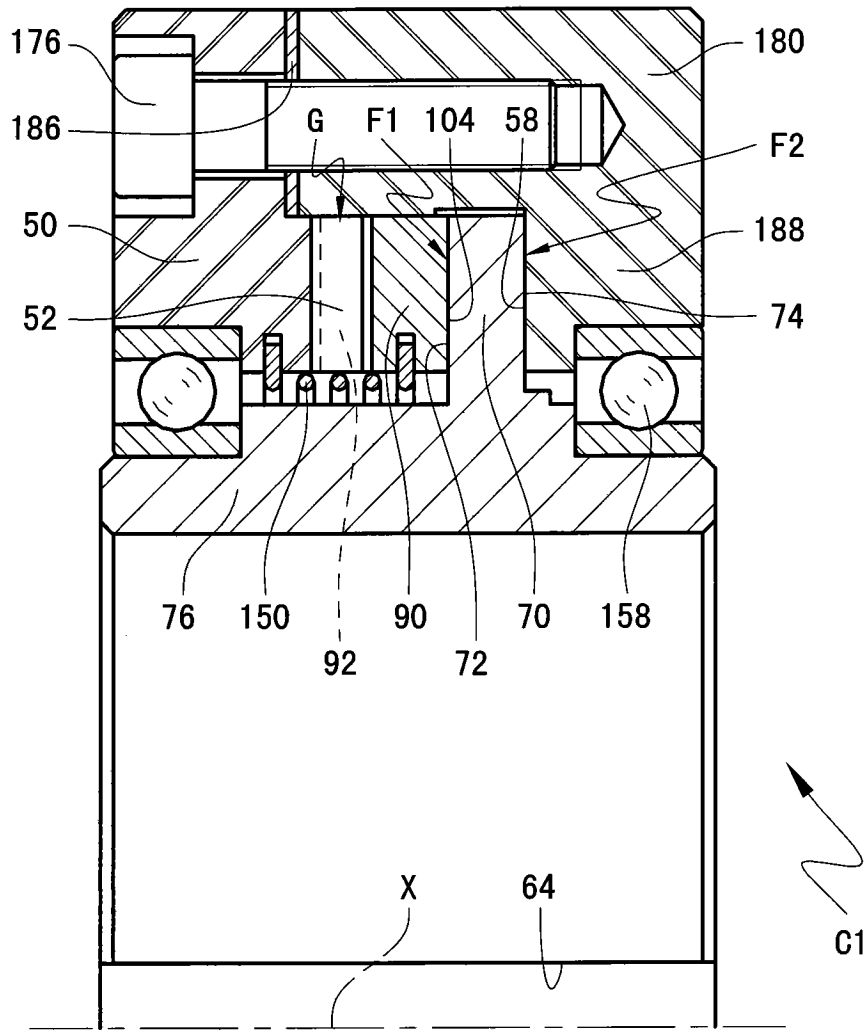


图 1

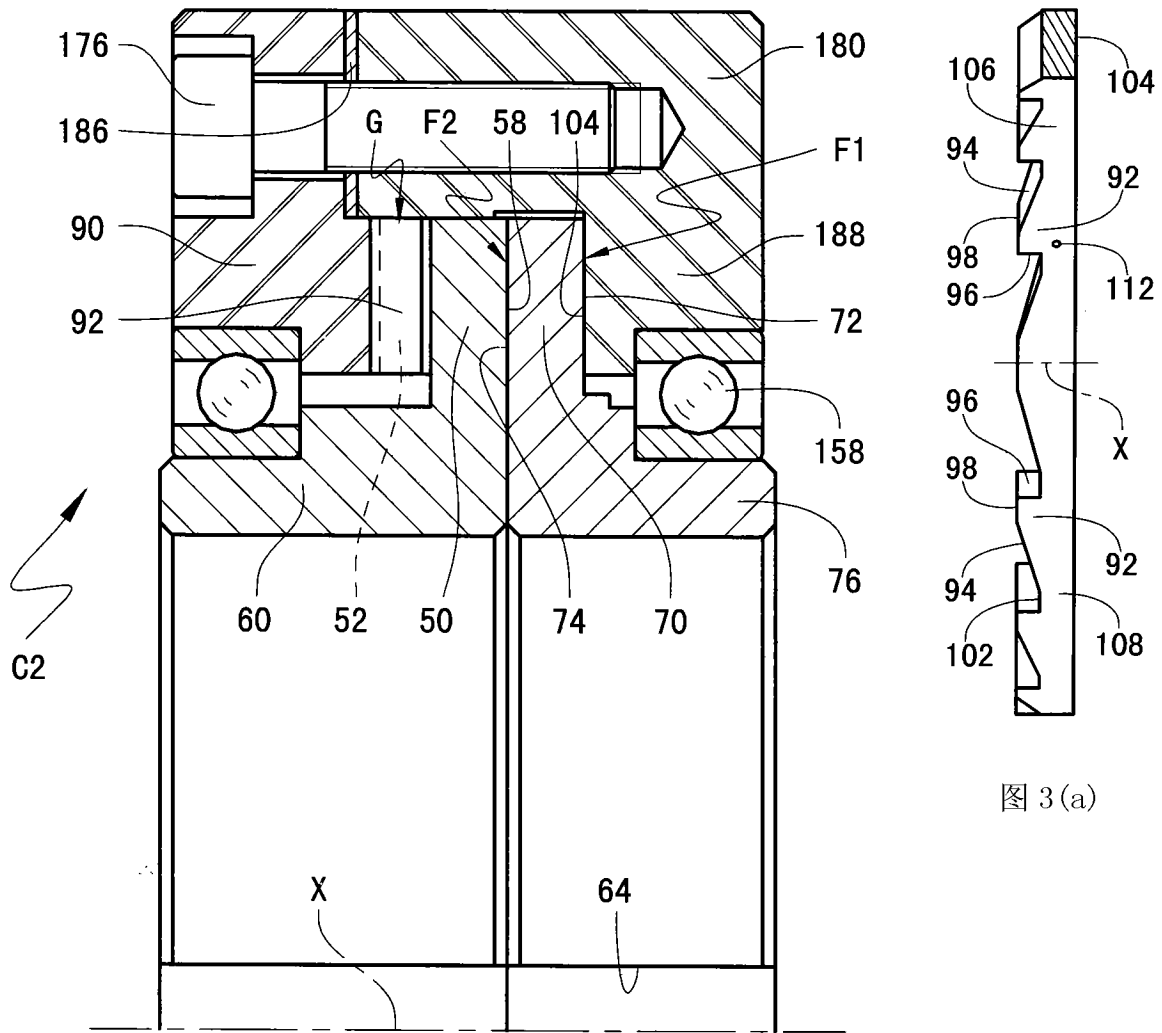


图 2

图 3(a)

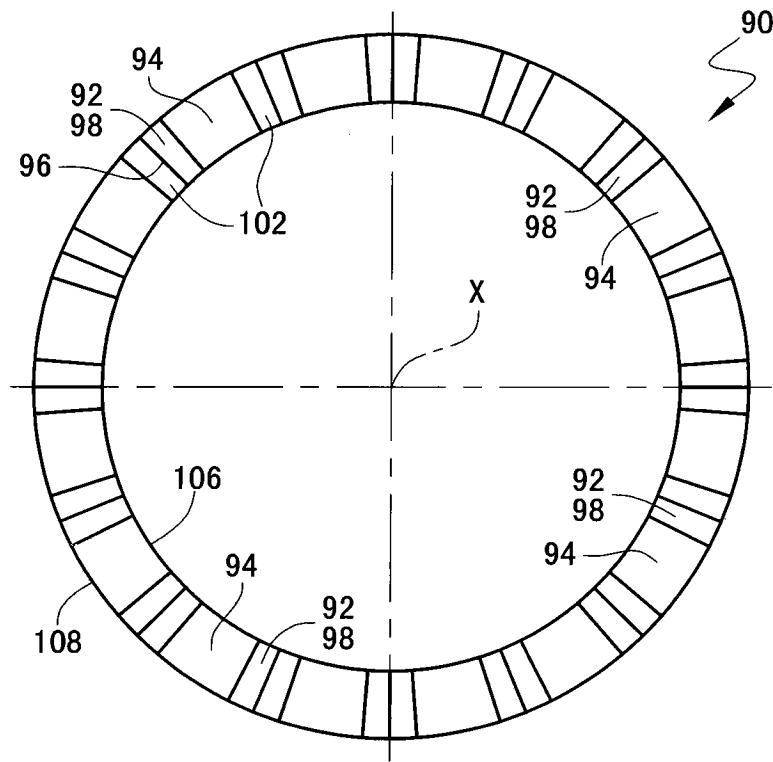


图 3(b)

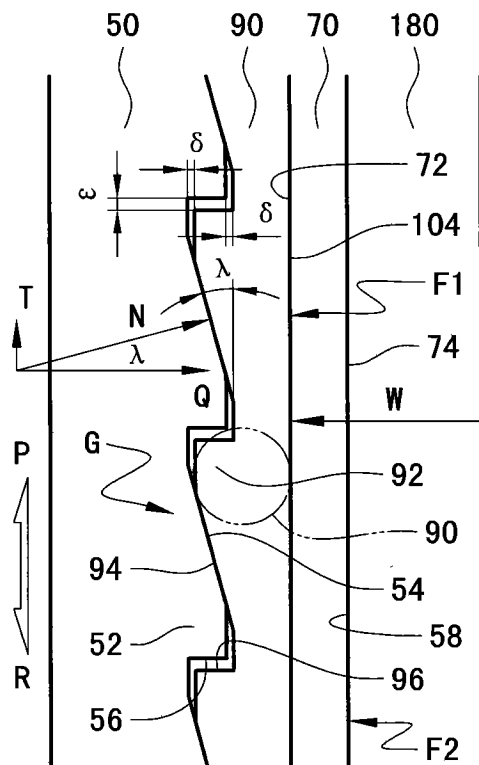


图 4

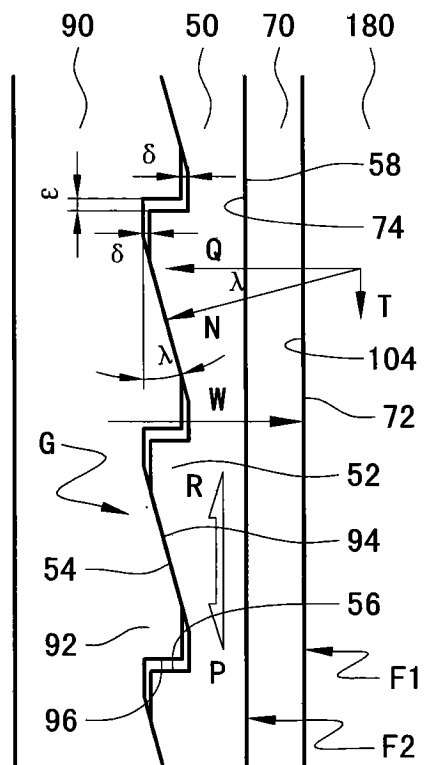


图 5

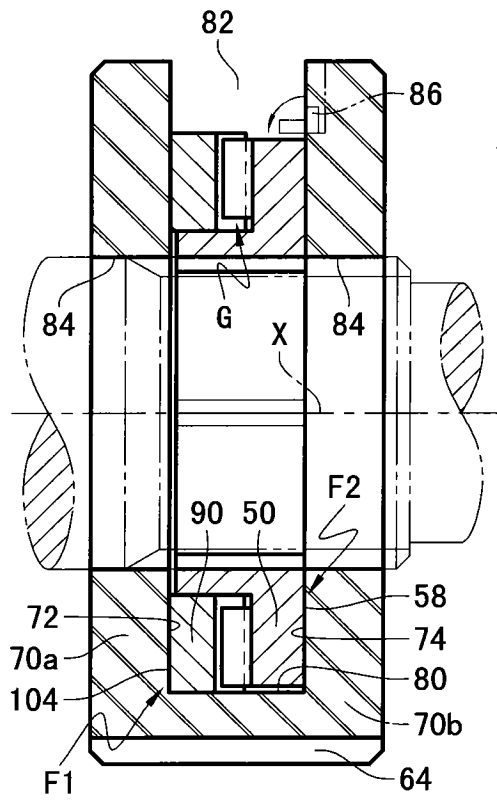


图 6

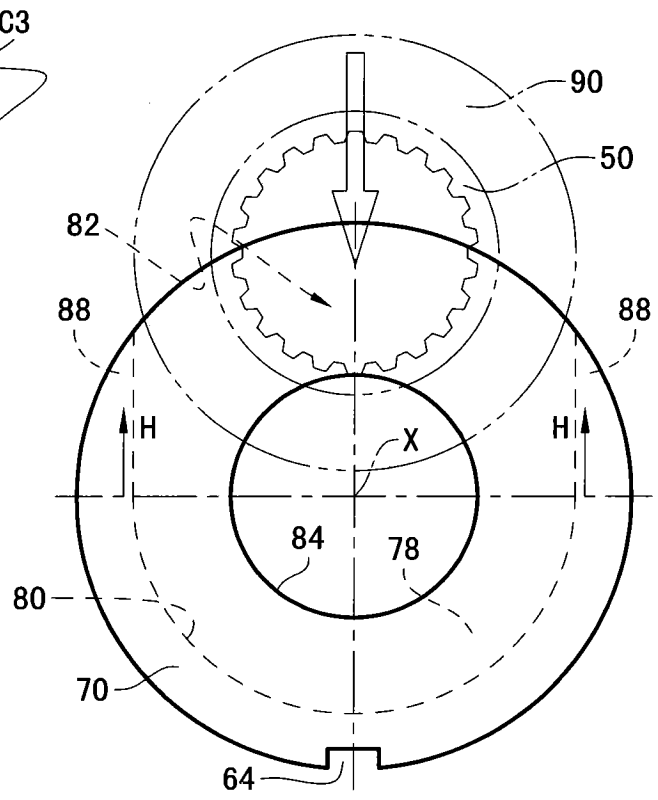


图 7

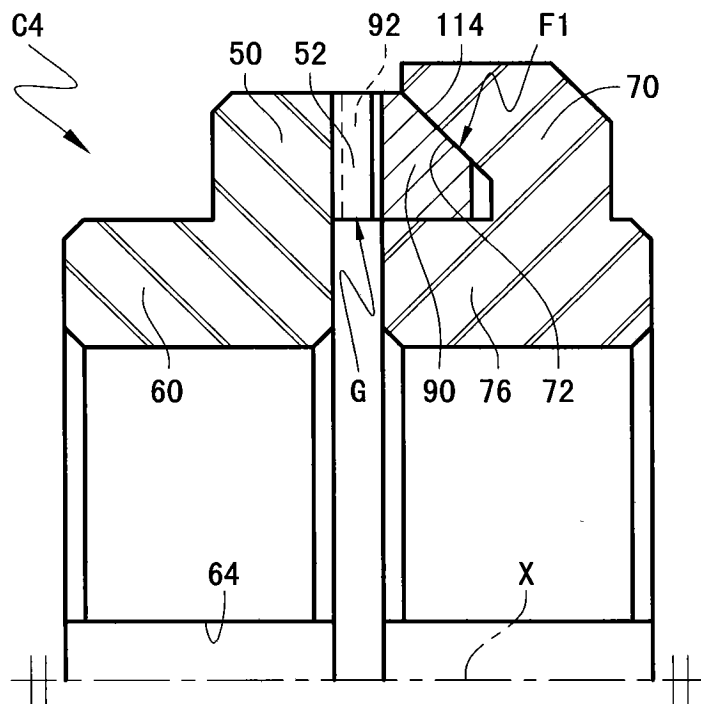


图 8

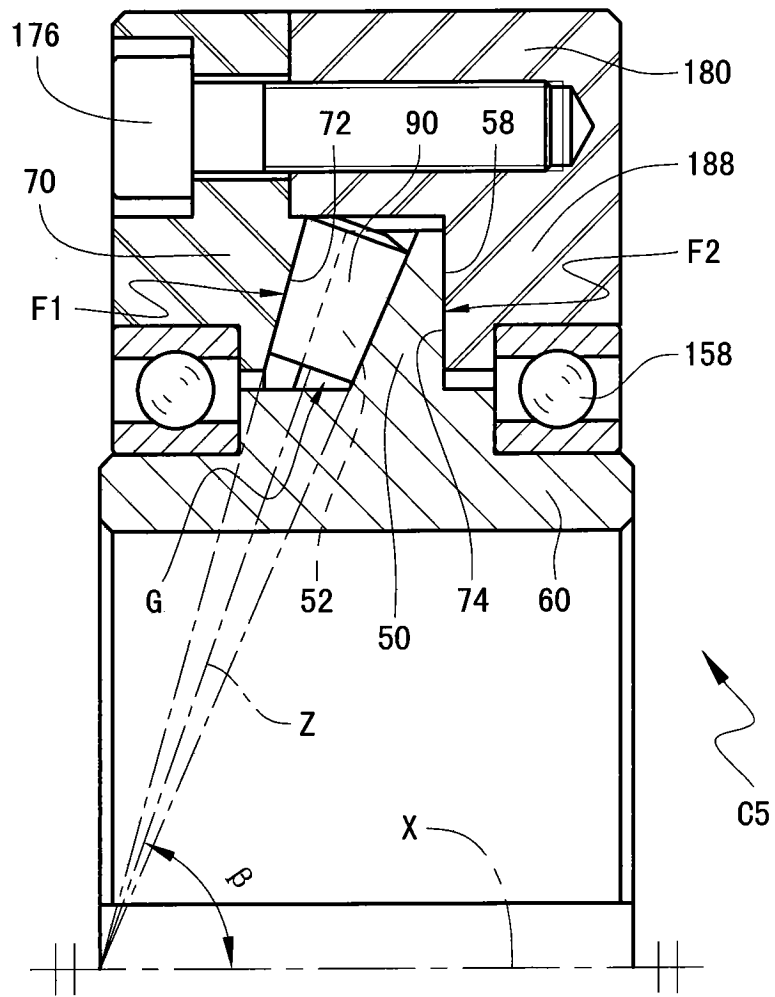


图 9

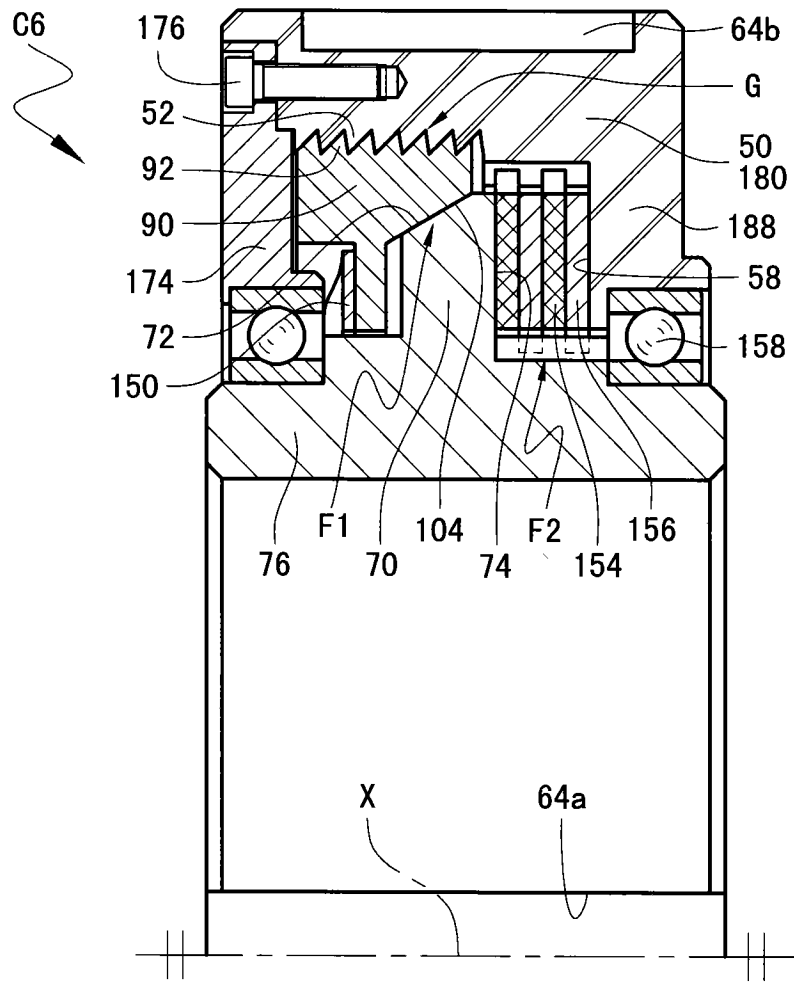


图 10

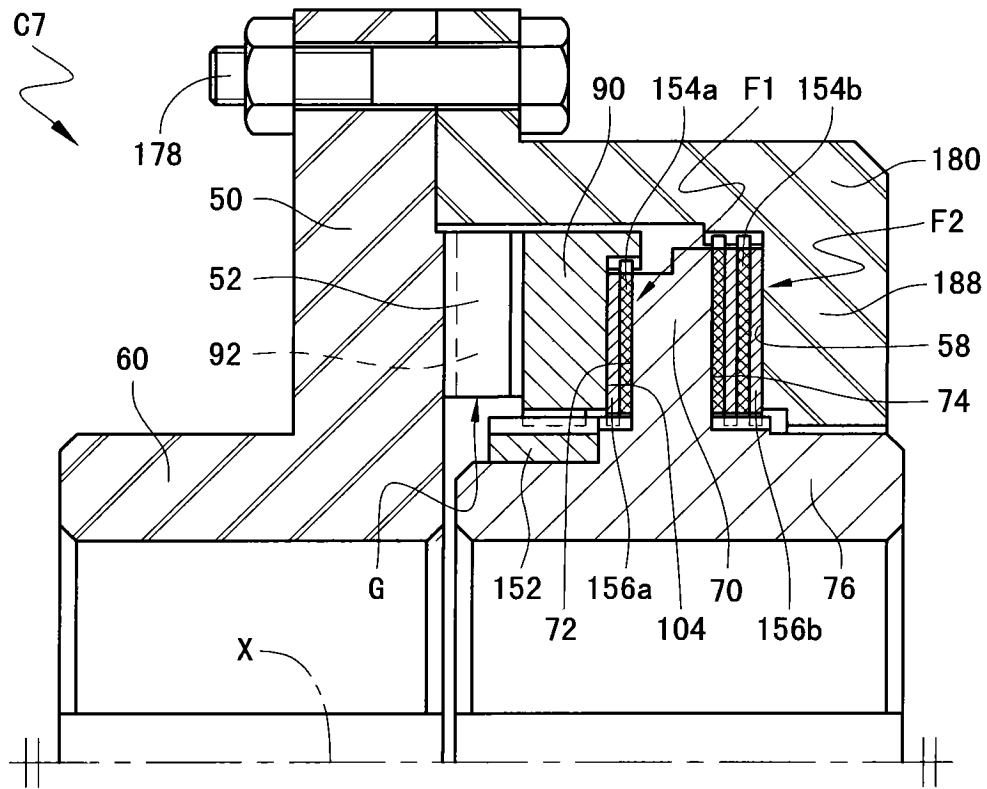


图 11

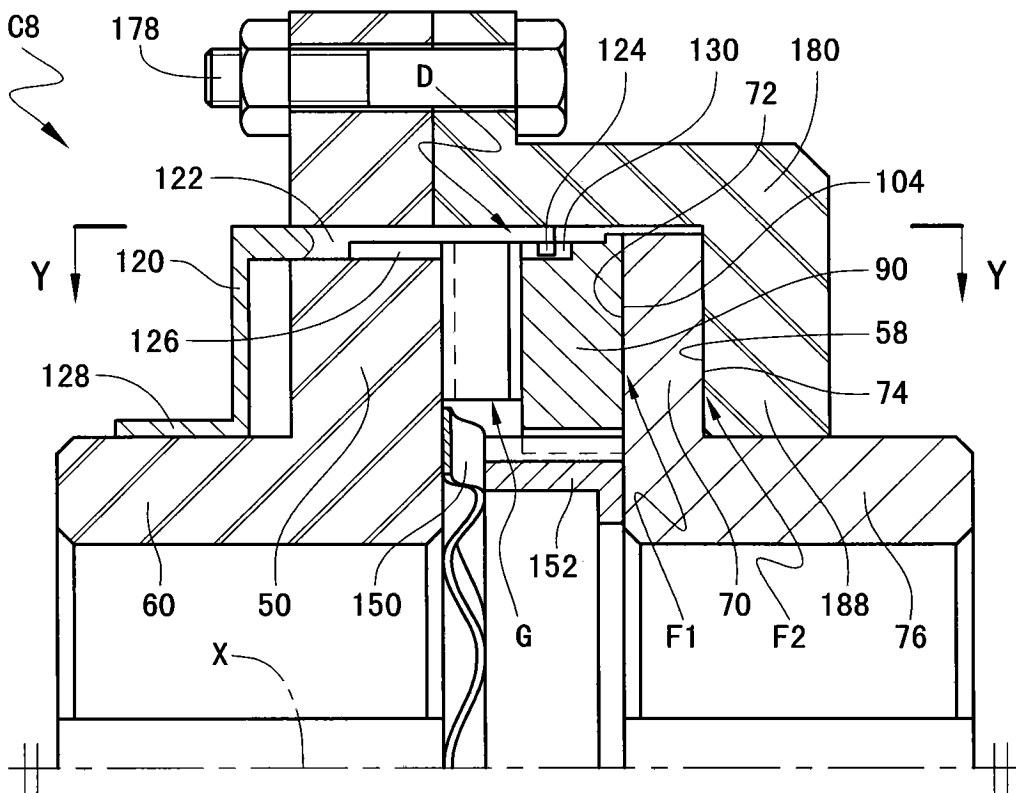


图 12

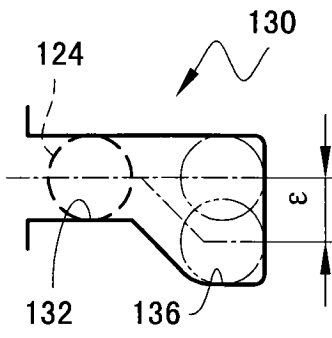


图 13(b)

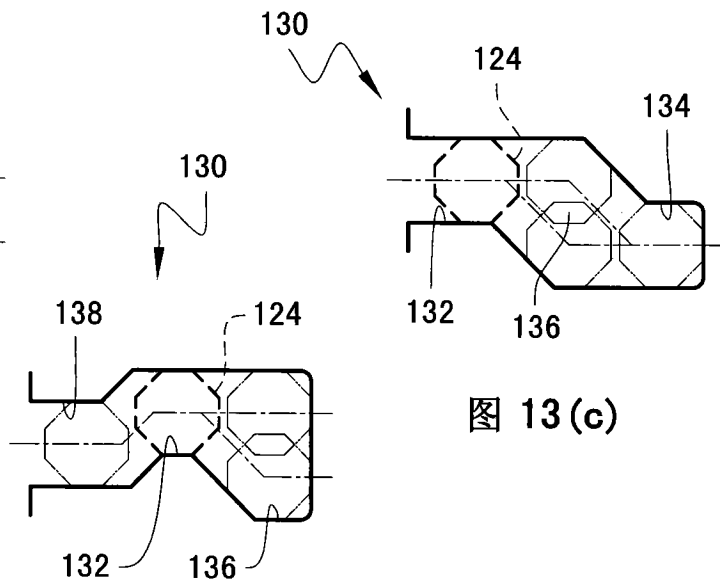


图 13(c)

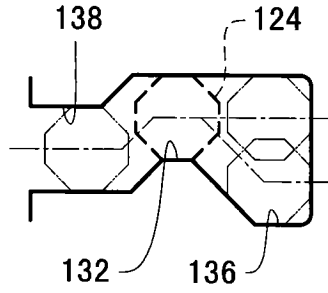


图 13(e)

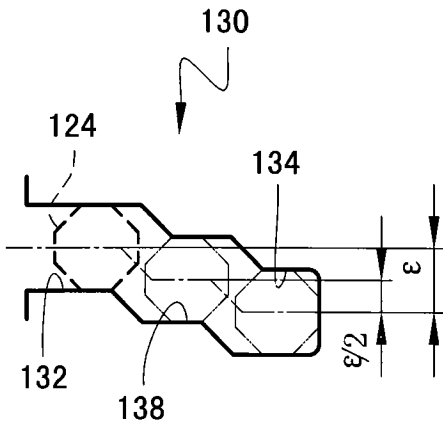


图 13(d)

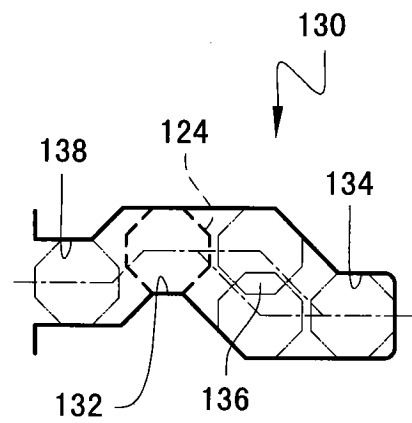


图 13(f)

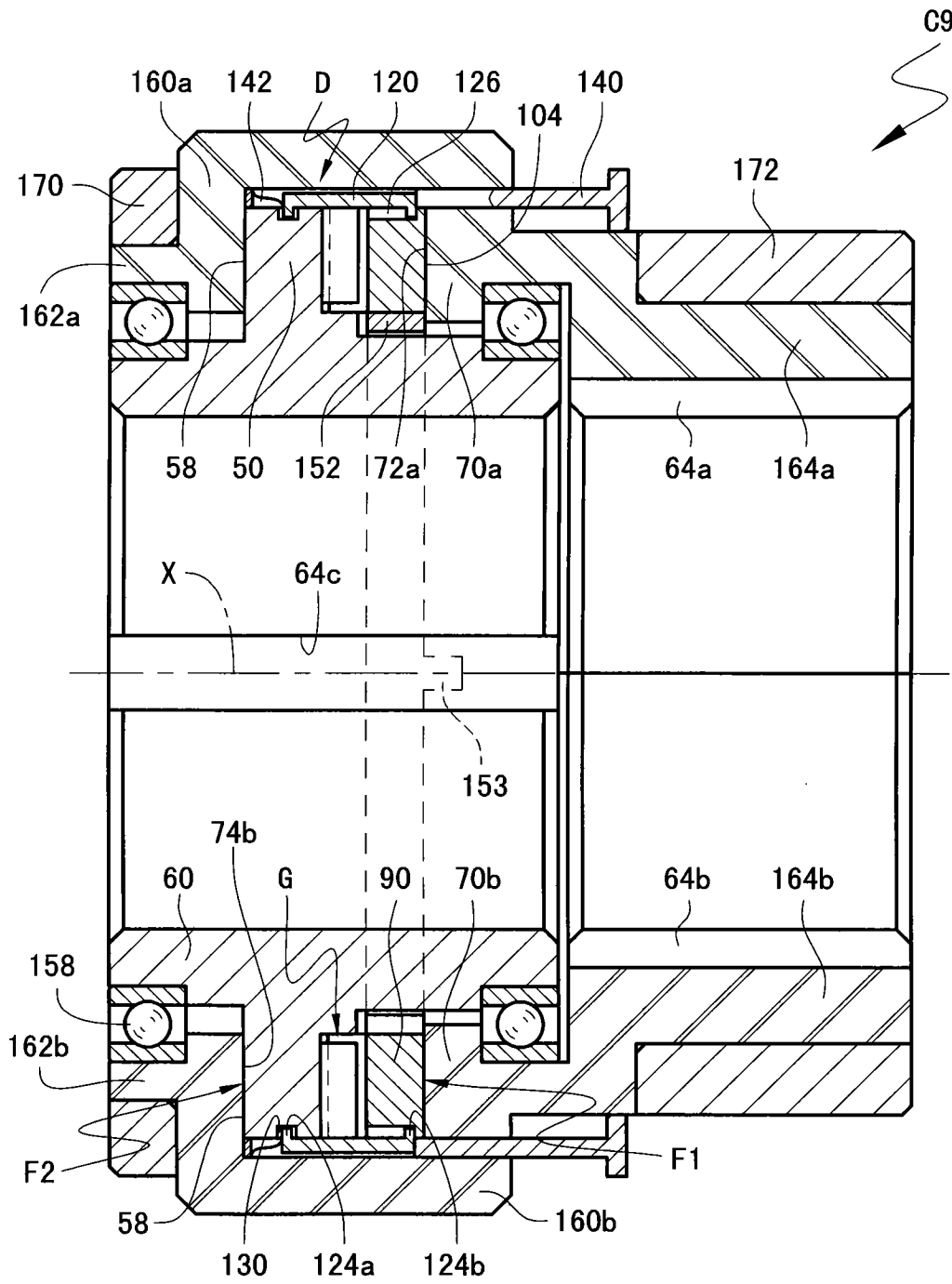


图 14

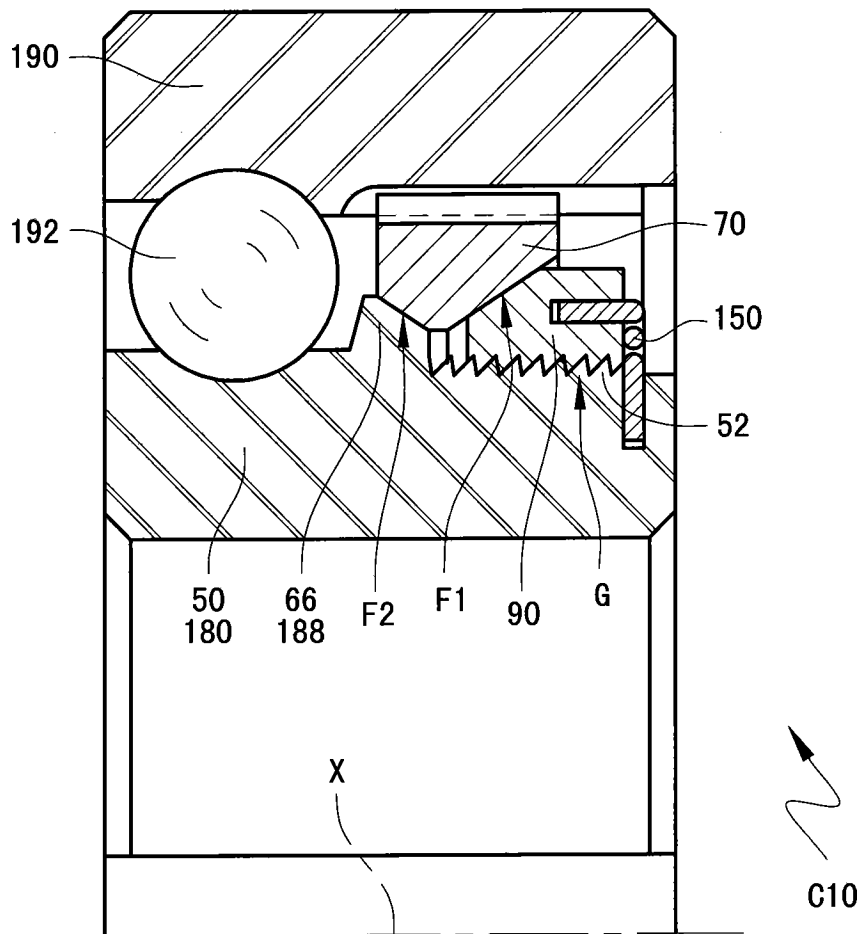


图 15

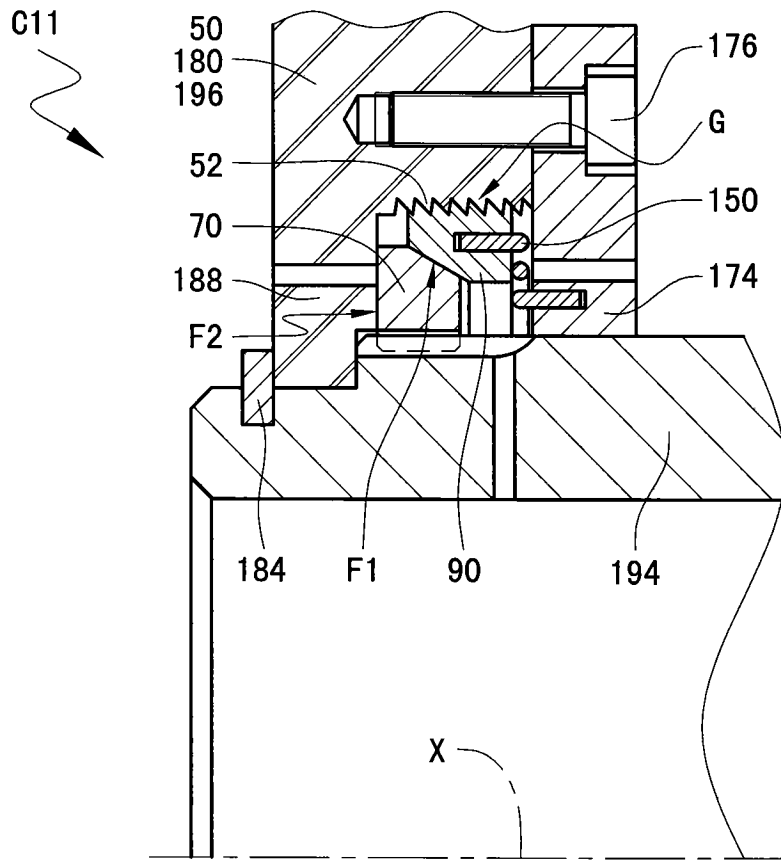


图 16

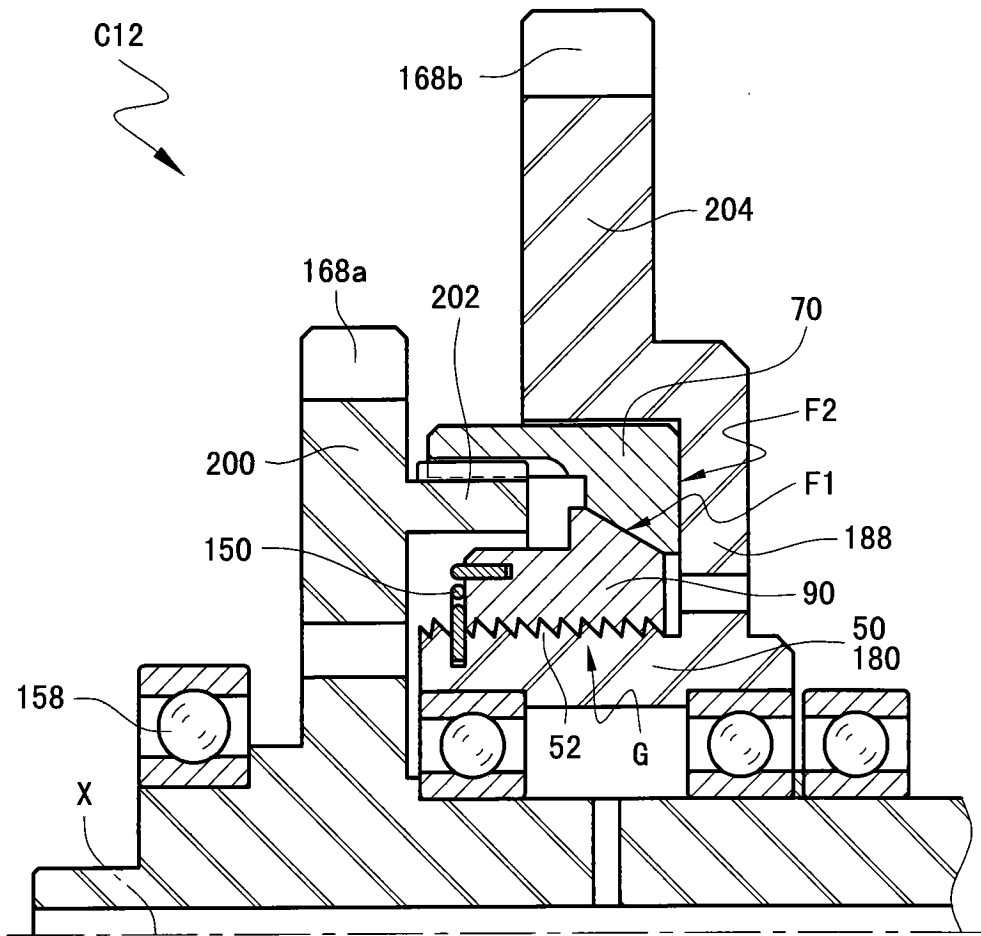


图 17

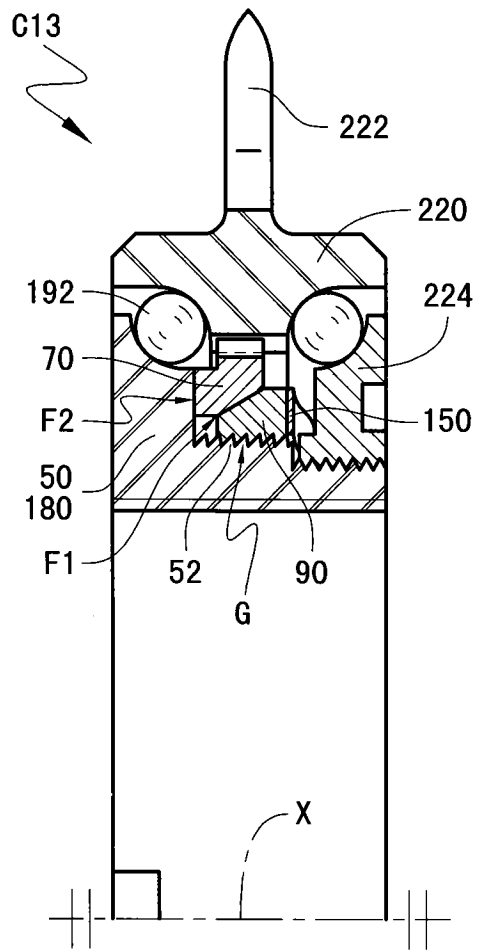


图 18

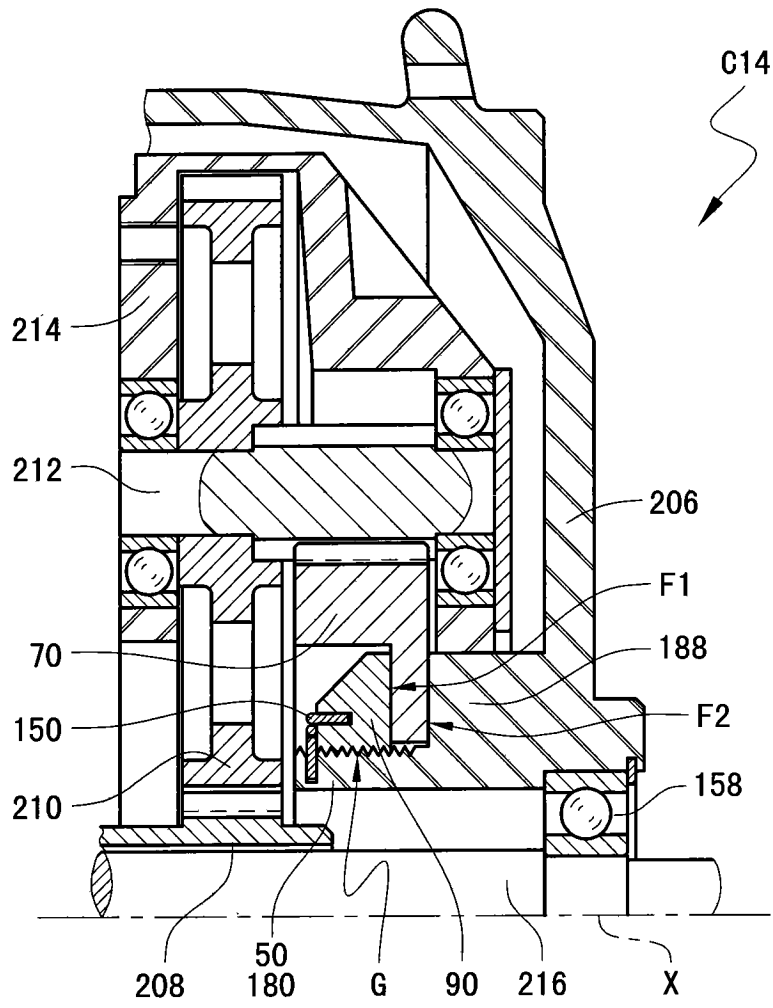


图 19

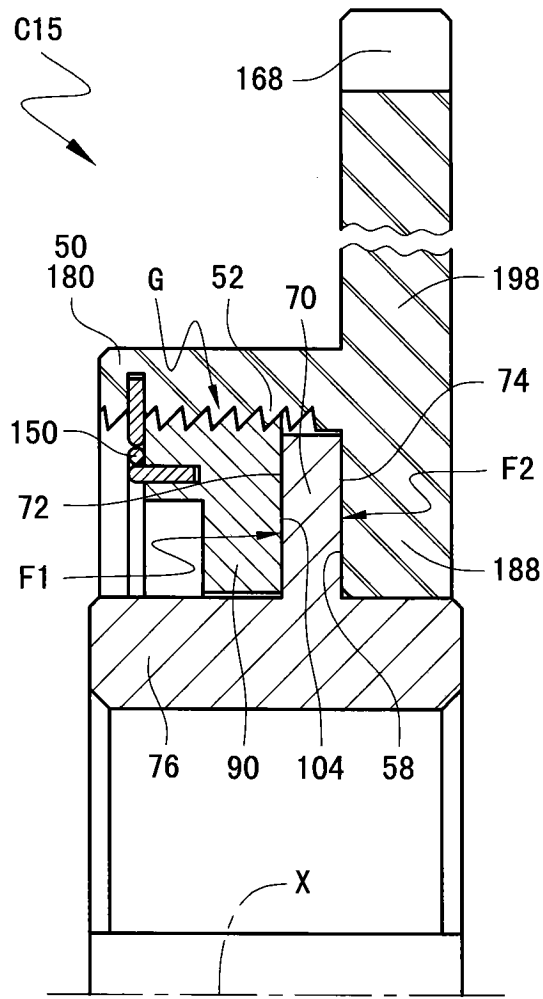


图 20