

(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织
国际局

(43) 国际公布日
2006年5月4日(04.05.2006)



PCT



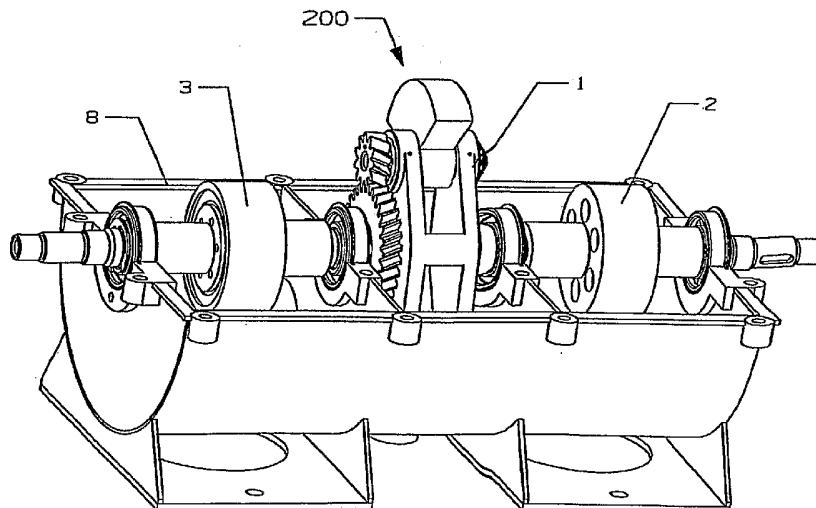
(10) 国际公布号
WO 2006/045224 A1

- (51) 国际专利分类号⁷: F16H 3/74
- (21) 国际申请号: PCT/CN2004/001239
- (22) 国际申请日: 2004年10月29日(29.10.2004)
- (25) 申请语言: 中文
- (26) 公布语言: 中文
- (71) 申请人(对除美国外的所有指定国): 北京市无极通汽车系统技术有限公司(BEIJING WUJITONG AUTOMOTIVE SYSTEMS TECHNOLOGY CO., LTD.) [CN/CN]; 中国北京市朝阳区西坝河西里2号楼, Beijing 100028 (CN)。
- (72) 发明人; 及
- (75) 发明人/申请人(仅对美国): 韩文明(HAN, Wen-ming) [CN/CN]; 中国北京市朝阳区西坝河西里2号楼, Beijing 100028 (CN)。
- (74) 代理人: 北京金之桥知识产权代理有限公司(BEIJING GOLDEN-BRIDGE IP AGENCY CO., LTD.); 中国北京市海淀区知春路6号锦秋国际大厦A座1008, Beijing 100088 (CN)。
- (81) 指定国(除另有指明, 要求每一种可提供的国家保护): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW。
- (84) 指定国(除另有指明, 要求每一种可提供的地区保护): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), 欧洲 (AT, BE, BG, CH,

[见续页]

(54) Title: CONTINUOUSLY VARIABLE AUTOMATIC TRANSMISSION

(54) 发明名称: 机械式无级自动变速的传动装置



(57) Abstract: The present invention concerns a continuously variable automatic transmission consisting of a case and a torque converter mounted inside. The torque converter includes an input section, a rotatable carrier, at least one set of eccentric assembly which is rotationally mounted on the carrier, and an output section. The input section and the carrier can rotate relatively to each other, and they are coaxial. Each set of the eccentric assembly is composed of an eccentric mass that is driven by the input section to rotate about to its own axis. The output section is directly connected to an only overrunning clutch. The present device can automatically control the speed and torque of the output based on the load, and has advantages of simple construction, high efficiency and long working life. It is suitable for high speed of operation conditions and is able to transmit large torque and huge power in wide applications, for example vehicles.

[见续页]

WO 2006/045224 A1



CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

所引用双字母代码及其它缩写符号，请参考刊登在每期PCT公报期刊起始的“代码及缩写符号简要说明”。

本国际公布：

— 包括国际检索报告。

(57) 摘要：

本发明涉及一种机械式无级自动变速的传动装置，包括壳体和安装于壳体内的变矩机构，变矩机构包括输入部分、可转动的支架、可转动地安装于支架上的至少一套偏心结构组件和输出部分；输入部分与支架可独立旋转，且二者的旋转轴线相重合；每套偏心结构组件包括一偏心质量块，偏心质量块由输入部分驱动绕其自身轴线旋转；输出部分仅设有一个与其直接相连的单向离合器。该传动装置不仅能根据负载的大小自动调节输出的转速和力矩，很好地实现了无级自动变速的功能；而且结构简单，传动效率高，使用寿命长，能适应高速旋转的工况，能够有效地传递大功率及大扭矩的动力，可应用于各车辆，适用范围非常广。

机械式无级自动变速的传动装置

技术领域：

本发明涉及一种无级变速的传动装置，尤其涉及一种应用于车辆上的无级自动变速的传动装置。

背景技术

无级自动变速装置在车辆上的应用，使得车辆的驾驶由手动档变为自动档。自动档汽车由于驾驶时操作方便、提速流畅、行车安全性高等优点因而越来越受到购车族的普遍欢迎。现有技术中，用于实现自动档的无级自动变速装置主要有两种型式：液力自动变速器和金属带式无级自动变速器。这两种型式的无级变速器普遍存在着诸多不足，详述如下：

液力自动变速器包括液力耦合器和液力变矩器两种型式。液力耦合器的基本原理是：动力源带动泵轮旋转，泵轮带动其叶片间的液体旋转，从而将动力源的能量传递给液体，使得液体的动能增加；当动能获得增加的液体进入涡轮的叶片间时，液体的部分动能就传给了比泵轮转速慢的涡轮，使得涡轮对外输出扭矩。为了增大涡轮的输出力矩，在液力耦合器的泵轮和涡轮之间增加单向旋转的导轮，就构成液力变矩器。

液力变速器尽管可以弥补机械有级变速器的某些不足，具有一些突出的优点，如：操作简单、省力，提高了行车的安全性、舒适性和超车加速性；降低了车辆有害排放物，使其符合环保要求；动力源和传动系柔性联接，延长了其使用寿命；具有良好的自适应性，提高了车辆对各种路面的适应能力。但缺点也是非常明显的：

1、由于液力机构的变速和变矩范围比较小，不能单独满足车辆的使用要求，需要串联或并联与之配合使用的机械变速器。此外，为了实现机械变速器的自动换挡，还需要配置液压或电子控制系统，因此结构相当复杂，制造成本昂贵；

2、由于以液体作为能量的传递介质，传动效率低，能量损失大，使车辆的燃油经济性降低；

3、由于其结构复杂，因此维修难度大，需要有较高修理水平和故障检查分析能力的专门维修人员进行检修，维修成本高。

中国国家知识产权局2004年1月28日授权公告的CN1136108C号中国发明专利，就公开了一种液力自动变速传动系，其包括扭矩变换器，用于实现发动机与变速器之间流体联接；设置在第一轴上的初级换档部分；设置在第二轴上的次级换档部分；向次级换档部分传递初级换档部分旋转动力的动力传递装置（由四个动力传递齿轮组成）；控制初级换档部分和次级换档部分的第一、第二、第三制动器和离合器，以及第一、第二单向离合器，其中扭矩变换器由泵轮、涡轮和位于泵轮和涡轮之间的导轮组成，泵轮、涡轮和导轮组成液力变矩器。这种自动变速传动系尽管相对现有技术有一定进步，但仍存在如上所述的诸多缺点。

金属带式无级自动变速器的工作原理是：动力源输出的动力传递给无级变速装置的主动工作轮，主动工作轮再通过V型金属传动带将动力传递到从动工作轮，之后动力经中间减速器、主减速器与差速器传递到车轮。其中，金属带传动装置是这种变速器的核心部分，其包括主动工作轮、从动工作轮和连接主、从动工作轮的V型金属带，主、从动工作轮皆由同轴安装的定锥盘和动锥盘构成，定锥盘和动锥盘形成与V型金属带啮合的V型槽，V型金属带在定锥盘和动锥盘的挤压力作用下传递动力。工作过程中，当主、从动工作轮的动锥盘作轴向移动时，金属传动带的半径就发生了变化，从而改变了传动比。动锥盘的轴向移动是通过调节主、从动工作轮的油缸中的液压油来实现的，主、从动工作轮的油缸又分别借助机—液或电—液控制系统进行控制。由于油压的调节是连续的，因而这种传动装置也能实现无级变速。

金属带式无级自动变速器具有动力性好、操纵便利、传动效率较高、能使动力源始终在其经济转速区域内运行，从而大幅度提高燃油经济性并改善废气排放等优点。但仍具有下述种种无法克服的缺点：

1、由于是借助金属带和主、从工作轮之间的摩擦力来传递动力，金属带和主、从动工作轮之间有可能打滑，因而无法传递大功率、大扭矩

的动力。因此这种变速器不能与大排量的动力源匹配，目前一般只用于中、小排量的轿车上，适用范围受到限制。

2、起动性能差，如果想突然加大油门来提速，该变速器不能迅速跟进，因为需要时间来改变工作轮直径。另外，由于车辆的起步力矩比较大，因此系统必须配装起动装置，如湿式多片离合器、电磁离合器和液力变矩器等，从而使变速器的结构变得非常复杂。

3、金属带制造困难、生产成本昂贵，因为需要使用专用设备，设备更换量庞大。

2003年9月17日公开的CN1 442623号中国发明专利申请，就公开了一种金属带传动的机械摩擦式无级变速装置，该无级变速装置就具有如上所述的诸多缺点。

另外，US6062096号美国发明专利公开了一种利用摇臂的来回摆动来传递扭矩的无级变速装置，其摇臂的端部设有偏心块，输入端驱动偏心块绕其自身轴线旋转，偏心块旋转时产生的离心力带动摇臂来回摆动。该变速装置尽管能克服上述两种变速器的一些不足，但依然存在诸多缺点：

1、由于工作时摇臂来回摆动，为了保证输出轴始终沿同一方向输出转速，需要在与摇臂直接相连的套筒上设置两个锁止方向相反的单向离合器，并另设有一套换向齿轮将其中一个单向离合器的输出转速换向，以保证两者同向输出；因而输出扭矩是通过两个单向离合器交替地输出，不仅结构笨重、复杂，而且当输出转速较高时，来回摆动的摇臂要承受很大的惯性力，对摇臂及其轴承的材料及加工精度要求很高；

2、由于变矩机构与原动机之间没有设置单向离合器，使得偏心块储存的动能的一部分又回传给原动机，造成了功率循环，影响了该传动装置性能的有效发挥；

3、由于是通过改变偏心块的相位来改变偏心块的偏心质量，从而达到调整输出扭矩和转速的目的，因此需要另设手动或自动控制机构，采

用手动控制机构需要手动调节，无法自动调节偏心块的相位；如加装自动控制机构需要采用复杂的反馈系统，大大增加生产成本；

4、输出端的单向离合器为线接触、径向锁紧的楔块式离合器，这种结构的单向离合器不仅由于楔块受到旋转离心力的影响，反应不够灵敏；而且解锁时需要较大力矩，消耗较多能量，因而降低了变速器的传动效率；另外，由于楔块与内、外圈皆为线接触，使得这种离合器的耐磨性差，不能传递大扭矩，使用寿命短，因此也缩短了整个变速装置的使用寿命。

US6044718号美国专利为US6062096号专利的部分延续专利（continuation-in-part），在原专利的基础上增加了一个方案，增加的方案与其他方案实质上是相似的。增加方案的摇臂机构基本不变，与摇臂直接相连的套筒上仍然要设置两个锁止方向相反的单向离合器，只是其中一个单向离合器装于摇臂套筒与基础框架之间，这样，此单向离合器就限制了摇臂向一个方向的摆动，使摇臂只能沿另一方向间歇地摆动。这种变速装置不仅仍然存在上述的各项缺点，而且使得装于摇臂与基础框架之间的单向离合器工作条件更加恶劣，因为基础框架是固定的，单向离合器要承受很大的载荷来限制摇臂向一个方向摆动，使得离合器的楔块紧紧地楔在摇臂套筒和相应的框架孔中，其解锁更加困难，消耗更多的能量，磨损更为严重，会严重影响使用寿命。

发明内容：

本发明要解决的技术问题是克服上述现有技术的诸多不足，提供一种机械式无级自动变速的传动装置，其不仅能根据负载的大小自动调节输出的转速和力矩，很好地实现了无级自动变速的功能；而且结构简单，传动效率高，使用寿命长，能适应高速旋转的工况，能够有效地传递大5 功率及大扭矩的动力，可应用于各种车辆，适用范围非常广。

按照本发明提供的机械式无级自动变速的传动装置，包括壳体和安装于所述壳体内部的变矩机构，所述变矩机构包括输入部分、可转动的支

架、可转动地安装于所述支架上的至少一套偏心结构组件和输出部分；所述输入部分与所述支架可独立旋转，且二者的旋转轴线相重合；每套所述偏心结构组件包括一偏心质量块，所述偏心质量块由所述输入部分驱动绕其自身轴线旋转；所述输出部分仅设有一个与其直接相连的单向离合器，所述单向离合器为第一单向离合器；所述第一单向离合器为轴向压紧的面接触式单向离合器，其主动部分和从动部分沿轴向布置，锁止时所述主、从动部分的接合元件的接合面紧密贴合在一起并通过相互之间的摩擦力传递力矩。

按照本发明提供的机械式无级自动变速的传动装置还具有如下附属技术特征：

作为本发明进一步改进的方案，该变速装置还包括一位于所述变矩机构前端的第二单向离合器，所述第二单向离合器的输入部分与动力源连接，输出部分与所述变矩机构的输入部分连接。

作为本发明更进一步改进的方案，该变速装置还包括一设于所述第一单向离合器后端的第三单向离合器，所述第三单向离合器与所述第一单向离合器的锁止方向相反，其可动部分与所述第一单向离合器的输出部分连接，不动部分固定于所述壳体内。

作为本发明的一种优选实施方案，所述变矩机构包括一所述支架和对称安装于所述支架两端的两套所述偏心结构组件；每套所述偏心结构组件包括一从动轴和安装于所述从动轴上的一所述偏心质量块和一从动齿轮，所述偏心质量块和所述从动齿轮借助所述从动轴铰接于所述支架的端部；所述变矩机构的输入部分包括一主动轴和安装于所述主动轴上的一主动齿轮，所述主动轴与动力源或第二单向离合器连接，所述主动齿轮与所述从动齿轮啮合；所述输出部分为一固定于所述支架中心的输出轴，所述第一单向离合器的主动部分与所述输出轴连接。

作为本发明的另一种优选实施方案，所述变矩机构包括一所述支架和安装于所述支架上、且沿圆周方向均匀分布的三套所述偏心结构组件；

每套所述偏心结构组件包括一从动轴和安装于所述从动轴上的一所述偏心质量块和一从动齿轮；所述支架为盘状体，所述偏心质量块和所述从动齿轮借助所述从动轴铰接于所述支架的边缘；所述变矩机构的输入部分包括一主动轴和安装于所述主动轴上的一主动齿轮，所述主动轴与动力源或第二单向离合器连接，所述主动齿轮与所述从动齿轮啮合；所述输出部分为一固定于所述支架中心的输出轴，所述第一单向离合器的主动部分与所述输出轴连接。

在本发明的一种优选实施方案中，所述第一单向离合器为螺旋夹紧式单向离合器，包括一离合器鼓和设于所述离合器鼓内相互平行的第一、第二离合器盘、至少一鼓摩擦片和至少一弹簧；所述第一、第二离合器盘在所述弹簧的作用下夹紧所述鼓摩擦片，所述鼓摩擦片套于一套筒上，并与所述离合器鼓可传递扭矩地联接在一起；所述套筒具有内螺纹，一传输轴伸入所述套筒内，其伸入端成形有与所述内螺纹配合的外螺纹。

在上述优选实施方案中，共设有多片所述鼓摩擦片，每相邻的两鼓摩擦片之间夹有一盘摩擦片；所述盘摩擦片套于所述套筒上并与之可传递扭矩地联接在一起。所述离合器鼓、第一、第二离合器盘、鼓摩擦片、套筒和所述盘摩擦片的旋转轴线重合；所述鼓摩擦片与所述离合器鼓通过花键联接，所述盘摩擦片和所述套筒也通过花键联接。所述离合器鼓的一端开口，另一端中部成形有向外延伸的空心轴；所述第一离合器盘固定于所述传输轴上，并借助第一弹性卡环安装于所述离合器鼓的开口端；所述第二离合器盘与所述套筒一体成形，并借助第二弹性卡环安装于所述传输轴上。所述离合器鼓内仅设有一弹簧，所述弹簧为一套于所述传输轴上的片状压簧，其设于所述第二弹性卡环与所述第二离合器盘之间。所述传输轴的伸入端借助轴承支撑于所述空心轴内。

在本发明的另一种优选实施方案中，所述第一单向离合器为四连杆机构压紧的单向离合器，包括由相互盖合在一起的离合器盘和离合器盖组成的壳体，所述壳体内设有一离合器毂、多片毂摩擦片、至少一套盘

摩擦片和至少一套四连杆压紧机构；所述离合器盖的中部成形有一通孔，所述离合器毂的一端从所述通孔中露出；所述毂摩擦片为圆环状，其套置于所述离合器毂上并与之可传递扭矩地联接在一起；所述盘摩擦片和所述四连杆压紧机构具有相同的套数，每套所述盘摩擦片包括多片部分圆环状的摩擦片，其与所述毂摩擦片相间布置；每套所述四连杆压紧机构具有一横杆，每套所述盘摩擦片各片的相同位置具有一通孔，所述横杆穿过所述通孔；所述四连杆压紧机构将所述盘摩擦片和毂摩擦片压向所述离合器盘的摩擦面。

在上述优选实施方案中，每套所述四连杆压紧机构包括相互平行的两支撑臂和连接两支撑臂的所述横杆；所述两支撑臂的一端分别借助一联接销铰接于所述壳体上，另一端分别借助一联接销铰接有一连接块，所述横杆的两端分别固定于所述两连接块上；所述横杆的一端套有一弹簧，另一端设有一压块，所述压块铰接于所述一联接销上。每套所述盘摩擦片上还设有两通孔，两圆柱销分别穿过所述两通孔，从而将各片摩擦片串联在一起；所述离合器盘和离合器盖上对应地成形有沿圆周方向延伸的两长槽；所述圆柱销的两端插入所述长槽内，二者设有相互配合的两平行平面。所述毂摩擦片与所述离合器毂通过花键联接在一起；所述离合器盘的中心安装有一传输轴，所述传输轴的一端向外伸出，另一端借助轴承支撑于所述离合器毂的中心孔内。所述壳体上设有三套所述四连杆压紧机构，所述壳体内对应地设有三套所述盘摩擦片，所述三套四连杆压紧装置与所述盘摩擦片沿圆周方向均匀分布。

按照本发明提供的机械式无级自动变速的传动装置，相对现有技术具有如下诸多优点：

- 1、由于该机械式传动装置是通过偏心质量块的动量矩的改变向外输出扭矩的，因此能够根据负载的大小自动调节输出的转速和力矩，无须采用其它手动控制或电子反馈系统，不仅真正实现了自动无级变速的功能，而且结构大大简化，降低了生产成本。

2、本发明传动装置不仅传动效率高，而且能有效传递大功率及大扭矩的动力。由于利用偏心质量块作为能量传递的介质，这与流体作为能量传递介质有本质的区别，因而不仅传动效率高，而且能有效传递大功率及大扭矩的动力，既能应用于中、小排量的轿车，又能应用于大排量的重型车辆，适用范围广。这是液力自动变速器和金属带式无级自动变速器所无法比拟的。

3、本发明传动装置的变矩机构的结构和工作条件趋于合理化。本发明传动装置的支架输出端仅设一个与其直接相连的单向离合器即可实现扭矩和转速的单向输出，不必限定变矩机构的支架必须来回摆动而在支架输出端设置两个单向离合器及换向机构。这样，不仅使变矩机构支架的工作条件得以改善，更好地实现无级自动变速的功能；而且使得变矩机构的支架承受的惯性力大大减小，对各构件的强度要求大大降低，使得本发明传动装置能够适合于转速高达6000转/分以上的高速发动机。

4、本发明传动装置可获得更大的变矩比，传动效率更高。由于在发动机和变矩机构的输入端之间也设有一个单向离合器，因而能够保证偏心结构组件储存的动能不能够回传给发动机，从而可以更多地向负载传递，因而可以使得整个传动装置的变矩比更大，传动效率更高，结构更精巧。

5、采用了轴向压紧的面接触式的单向离合器，这种单向离合器不仅反应灵敏，能满足发动机高速运转的需要，而且能够传递大的扭矩，传动效率高，使用寿命长。因此也使得整个传动装置性能稳定可靠，故障率低，使用寿命长。

附图说明：

下面结合附图给出的实施例，对本发明的特征和优点作进一步的详细说明。其中：

图1A为汽车驱动系统的结构示意图，图中示出了按照本发明提供的无级自动变速传动装置的大体安装位置；

图1B为按照本发明提供的自动变速传动装置的机械结构立体图；

图2为本发明的一种优选实施例的基本结构示意图；

图3为本发明的另一种优选实施例的基本结构示意图，在图2所示优选实施例的基础上增加了第二单向离合器；

图4为本发明的又一种优选实施例的基本结构示意图，在图2所示优选实施例的基础上增加了第三单向离合器；

图5为本发明的再一种优选实施例的基本结构示意图，在图3所示优选实施例的基础上增加了第三单向离合器；

图6A为图2至5所示实施例中一种变矩机构的立体图，该变矩机构具有两套偏心结构组件；

图6B为图6A所示变矩机构的立体分解图，图中示出了各零部件的具体结构及安装方式；

图6C为图6A所示变矩机构的一种替换形式；

图6D为图6C所示变矩机构的立体分解图，图中示出了各零部件的具体结构及安装方式；

图7A为图2至5所示实施例中另一种变矩机构的立体图，该变矩机构具有三套偏心结构组件；

图7B为图7A所示变矩机构的立体分解图，图中示出了各零部件的具体结构及安装方式；

图7C为图7A所示变矩机构的一种替换形式；

图7D为图7C所示变矩机构的立体分解图，图中示出了各零部件的具体结构及安装方式；

图8A为图2至5所示实施例中的第一、第二单向离合器的一种结构型式的立体剖视图；

图8B为图8A所示单向离合器的立体分解图；

图8C包括四个简图，各简图共同示出了图8A所示单向离合器的工作原理；

图8D为第一、第二单向离合器均采用图8A、8B所示单向离合器时，本发明的传动装置的整体机械结构图；

图9A为图2至5中所示实施例中的第一、第二单向离合器的另一种结构型式的立体剖视图；

图9B为图9A所示单向离合器的立体分解图；

图9C为图9A所示单向离合器的工作原理示意图；

图9D为第一、第二单向离合器均采用图9A、9B所示单向离合器时，本发明的传动装置的整体机械结构图；

图10A为按照本发明提供的无级变速传动装置的一种工作状态示意图，图中第一单向离合器处于锁止状态；

图10B为按照本发明提供的无级变速传动装置的另一种工作状态示意图，图中第一单向离合器处于超越状态。

具体实施方式：

参见图1A，图中示意示出了汽车驱动系统的结构，包括动力源100、传动装置200和负载300（即车轮等），动力源100为发动机、电动机或其它原动机，为便于说明，本发明选用发动机作为动力源。传动装置200安装于动力源100和负载300之间，动力源100输出的动力经传动装置200变矩、变速后传给车轮300使其转动，从而驱动汽车前进或倒退。本发明对其中的传动装置200进行了改进。

参见图1B，按照本发明提供的机械式无级自动变速的传动装置200，包括壳体8和安装于所述壳体8内的变矩机构1，如图2中所示，所述变矩机构1包括输入部分11、可转动的支架12、可转动地安装于所述支架12上的至少一套偏心结构组件13（图中示出的为两套）和输出部分14。如图中所示，所述输入部分11与所述支架12可独立旋转，且二者的旋转轴线相重合；每套所述偏心结构组件13包括一偏心质量块131，所述偏心质量块131由所述输入部分11驱动绕其自身轴线旋转，其具体结构详见下述。

所述输出部分14仅设有一个与其直接相连的单向离合器2，经所述变矩机构1变矩、变速后的动力通过一个所述单向离合器2即能单方向输出转速。因而结构简单，装配方便，降低了生产成本。

所述单向离合器2为第一单向离合器；如图2中所示，所述第一单向离合器2为轴向压紧的面接触式单向离合器，其主动部分21和从动部分22的接合元件23、24轴向布置，锁止时所述的接合元件23、24的接合面紧密贴合在一起并通过相互之间的摩擦力传递力矩。与现有技术中点接触式的径向离合器相比，不仅传动效率高，能满足汽车行驶时高速、高频运转工况的需要，而且耐磨性好，使用寿命长。所述单向离合器2的输出轴25直接或通过下述的辅助装置7与负载300相连，将力矩传递给负载300。

参见图3，作为对上述优选实施例的进一步改进，该传动装置200还包括一位于所述变矩机构1前端的第二单向离合器3，所述第二单向离合器3的输入部分31与动力源100连接，输出部分32与所述变矩机构1的输入部分11连接。所述第二单向离合器3的锁止方向与发动机的正转方向和第一单向离合器2的锁止方向相同。由于所述第二单向离合器3的存在，发动机的动力只能单方向传递给所述变矩机构1，即使所述变矩机构1的输入部分11的转速高于发动机转速，由于所述第二单向离合器3向相反方向旋转时处于超越状态，因而不会将反方向力矩反传给发动机，因此偏心结构组件13上储存的能量可以更多地向第一单向离合器2传递，从而本发明传动装置可以获得较大的变矩比，并且不会出现功率循环现象而造成传动效率降低。

参见图4和5，作为上述两种优选实施例的进一步改进，该传动装置200还包括一设于所述第一单向离合器2后端的第三单向离合器4，所述第三单向离合器4与所述第一单向离合器2的锁止方向相反，其可动部分与所述第一单向离合器2的从动部分22连接，不动部分固定于所述壳体8内。所述第三单向离合器4采用现有技术中滚珠式或楔块式的单向离合器即

可，其用于限制所述第一单向离合器2的输出部分25反转，因而第三单向离合器4并不限制支架12的运动状态，例如当车辆处在前进挡停在上坡路时，即使不拉手刹，由于该单向离合器的限制作用，车辆也不会倒退，大大方便了驾驶员的操作。这与US6044718号美国专利中布置在摇臂套筒和基础框架之间的单向离合器的作用是不同的，US6044718号美国专利中的单向离合器直接限制摇臂向某个方向转动。

作为图2至5所示各优选实施例的一种实施方式：所述变矩机构1为图6A、6B所示的结构，其包括一所述支架12和对称安装于所述支架12两端的两套所述偏心结构组件13；每套所述偏心结构组件13包括一从动轴132和安装于所述从动轴132上的一所述偏心质量块131和一从动齿轮133，所述偏心质量块131和所述从动齿轮133借助所述从动轴132铰接于所述支架12的端部。如图中所示，所述支架12的纵截面呈H型，所述从动轴132穿过所述支架12的两侧壁，所述从动轴132的一端固定有所述从动齿轮133，另一端借助卡环137固定；所述卡环137和所述从动齿轮133与所述支架12的两侧壁之间皆设有一垫片135，从而减小支架12的磨损。所述偏心质量块131夹持于所述支架12的两侧壁之间，不仅轴向定位方便，而且更加安全可靠。

如图中6A、6B所示，所述变矩机构1的输入部分11包括一主动轴111和安装于所述主动轴111上的一主动齿轮112，所述主动轴111与发动机的输出轴连接（图2、4所示实施例），或与所述第二单向离合器3的输出部分连接（图3、5所示实施例）；所述主动齿轮112与所述从动齿轮133啮合；所述输出部分14为一固定于所述支架12中心的输出轴，所述第一单向离合器2的主动部分21与所述输出轴14连接。所述偏心质量块131与所述从动轴132通过键136连接，因而当所述主动齿轮112驱动所述从动齿轮133转动时，所述偏心质量块131以所述从动轴132为轴线整周旋转，从而产生驱动所述支架12转动的离心力。所述偏心质量块131产生的离心力带动所述支架12转动。

图6C、6D示出了该种实施方式的一种替换型式，与6A、6B所示结构不同的是，所述支架12为平板状，与前述结构相比，其结构更加简单，也减轻了变矩机构1乃至整个变速装置200的重量。

作为图2至5所示各优选实施例的另一种实施方式，所述变矩机构1为图7A、7B所示的结构，包括一所述支架12和安装于所述支架12上、且沿圆周方向均匀分布的三套所述偏心结构组件13；每套所述偏心结构组件13包括一从动轴132和安装于所述从动轴132上的一所述偏心质量块131和一从动齿轮133；如图中所示，所述支架12为盘状体，所述偏心质量块131和所述从动齿轮133借助所述从动轴132铰接于所述支架12的边缘。与6A至6D所示变矩机构相比，这种变矩机构能产生更大的变矩比，更适用于负载较大的重型车辆。由于三套所述偏心结构组件13沿圆周方向均匀分布，因而能保证所述支架12上所受到的相对于其旋转轴线的径向力始终互相平衡，周向力沿着圆周的同一方向，从而形成使支架12绕其旋转轴线旋转的力偶矩。

所述变矩机构1的输入部分11及输出部分12的结构与上述实施方式相同，输入部分11包括一主动轴111和安装于所述主动轴111上的一主动齿轮112，所述主动轴111与发动机的输出轴连接（图2、4所示实施例），或与所述第二单向离合器3连接（图3、5所示实施例）；与上述实施例不同的，所述主动齿轮112与三个所述从动齿轮133啮合；所述输出部分14为一固定于所述支架12中心的输出轴，所述第一单向离合器2的主动部分21与所述输出轴14连接。图7C、7D示出了该种实施方式的一种替换型式，与前述实施例相同，也是将7A、7B所示的槽型支架12改为平板状，因而结构更加简单，也减轻了变矩机构1乃至整个变速装置200的重量。

参见图8A、8B，作为图2至5所示各优选实施例的一种实施方式，所述第一单向离合器2为螺旋夹紧式单向离合器，包括一离合器鼓51和设于所述离合器鼓51内相互平行的第一、第二离合器盘52、53、至少一鼓摩擦片54和至少一弹簧55；所述弹簧55能对第一、第二离合器盘52、53施

加预紧力，所述第一、第二离合器盘52、53在所述弹簧55的作用下夹紧所述鼓摩擦片54，所述鼓摩擦片54套于一套筒56上，并与所述离合器鼓51可传递扭矩地联接在一起；所述套筒56具有内螺纹，一传输轴57伸入所述套筒56内，其伸入端成形有与所述内螺纹配合的外螺纹。

如图8A、8B中所示，在本发明给出的优选实施例中，共设有多片所述鼓摩擦片54，每相邻的两鼓摩擦片54之间夹有一盘摩擦片58；所述盘摩擦片58套于所述套筒56上并与之可传递扭矩地联接在一起。按图示方向，当力矩从左向右传输时，所述离合器鼓51和鼓摩擦片54为所述第一单向离合器2的主动部分21，所述盘摩擦片58、套筒56、第一、第二离合器盘52、53及传输轴57为所述第一单向离合器2的从动部分22，所述鼓摩擦片54和盘摩擦片58为分别相当于主、从动部分的接合元件23、24。当采用一片所述鼓摩擦片54时，所述第一、第二离合器盘52、53就相当于所述从动部分22的接合元件24，即盘摩擦片，因而无须另设盘摩擦片58。

如图8A、8B中所示，所述离合器鼓51、第一、第二离合器盘52、53、鼓摩擦片54、套筒56和所述盘摩擦片58的旋转轴线重合；所述鼓摩擦片54与所述离合器鼓51通过花键联接，所述盘摩擦片58和所述套筒56也通过花键联接。采用花键联接不仅能保证输入的扭矩能有效地被传输，而且加工方便，降低了生产成本。所述离合器鼓51的一端开口（图中的右端），另一端中部成形有向外延伸的空心轴511，所述传输轴57的伸入端借助轴承50支撑于所述空心轴511内，因而既便于所述传输轴57的安装定位，又能保证所述传输轴57与所述离合器鼓51的轴线重合。在本发明给出的优选实施例中，所述轴承50为滚针轴承，因而有利于保证所述传输轴定位的准确。

如图8A、8B中所示，所述第一离合器盘52固定于所述传输轴57上，并借助第一弹性卡环59A安装于所述离合器鼓51的开口端内；所述第二离合器盘53与所述套筒56一体成形，并借助第二弹性卡环59B安装于所述传输轴57上。如图中所示，在本发明给出的优选实施例中，所述离合器鼓

51内仅设有一弹簧55,所述弹簧55为一套于所述传输轴57上的片状压簧,其设于所述第二弹性卡环59B与第二离合器盘53之间。采用片状压簧不仅能有效施加预紧力,而且轴向尺寸小,因而减小了弹簧55在所述离合器鼓51内所占据的空间,进而减小了整个单向离合器的体积。

对于第一单向离合器2来说,使用过程中所述离合器鼓51的空心轴511与所述变矩机构1的输出轴14通过键联接,所述传输轴57与外界也通过键联接。参见图8A和8C,该螺旋压紧式单向离合器的工作原理及过程如下:当所述输出轴14沿图中L1方向(该离合器的锁止方向)转动时,此时负载的阻力方向为L1相反方向,所述输出轴14带动所述离合器鼓51及鼓摩擦片54沿L1方向旋转;由于所述压簧55预紧力的作用,所述鼓摩擦片54和盘摩擦片58存在摩擦力,所述鼓摩擦片54依靠摩擦力带动盘摩擦片58也沿L1方向旋转,所述盘摩擦片58通过花键带动所述套筒56沿L1方向转动。由于所述传输轴57与套筒56之间设有右旋螺纹;因此所述套筒56和第二离合器盘53沿传输轴57向右移动,进一步压紧所述鼓摩擦片54和盘摩擦片58。此时该单向离合器处于锁止状态,于是所述传输轴57也将沿L1方向转动。反之,该单向离合器处于超越状态。设置多片鼓摩擦片54及盘摩擦片58能有效增大摩擦系数。在鼓摩擦片54和盘摩擦片58既定的情况下,通过合理设计螺旋角 β 的大小,即能保证输入力矩沿L1方向时,主、从动部分21、22之间能实现自锁。反之,当输入力矩为沿与L1相反方向时,离合器处于超越状态,无法传递力矩。当所述传输轴57与所述套筒56之间设有左旋螺纹时,其锁止方向与上述相反。

图8C为图8A所示螺旋夹紧的单向离合器的工作原理示意图,螺旋夹紧的基本原理与斜面夹紧的基本原理相同,如图8C(a)所示,螺纹即相当于直角三角形的一条直角边与圆柱的回转轴垂直,斜边缠绕在圆柱面上形成的,斜边的倾角 β 即为螺纹的螺旋角;螺旋夹紧的单向离合器的工作原理如图8C(b)所示,楔块与斜面的配合即相当于所述套筒56的内螺纹与所述传输轴57的外螺纹间的配合,楔块相当于第二离合器盘53

与套筒56的组合物，斜面及与之连为一体的部分相当于传输轴57与第一离合器盘52的组合物。

参见图8D，作为本发明的一种优选实施例，位于所述变矩机构1前端的第二单向离合器3也为图8A、8B所示的螺旋式单向离合器，因此第二单向离合器3也能传递大扭矩、大功率的动力，而且使用寿命长，因此这种结构的传动装置不仅能应用于小轿车，还能应用于重型车辆。

参见图9A、9B，作为图2至5所示各优选实施例的另一种实施方式，所述第一单向离合器2为四连杆机构压紧的单向离合器，包括由相互盖合在一起的离合器盘61和离合器盖62组成的壳体60，如图10中所示，本发明给出的优选实施例中，所述离合器盘61与离合器盖62借助螺栓联接。所述壳体60内设有一离合器毂63、多片毂摩擦片65、至少一套盘摩擦片64和至少一套四连杆压紧机构66。如图中所示，所述离合器毂63位于所述壳体60的中央，所述离合器盖62的中部成形有一通孔622，所述离合器毂63的一端（图中的右端）从所述通孔中622露出，从而可与外界输入轴或输出轴联接。所述毂摩擦片65为圆环状，其套置于所述离合器毂63上并与其可传递扭矩地联接在一起，在图中给出的优选实施例中，所述离合器毂63与毂摩擦片65通过花键联接在一起。所述离合器盘61的中心安装有一传输轴612，所述传输轴612的一端向外伸出，与外界输入或输出轴相联；另一端借助轴承67支撑于所述离合器毂63的中心孔内，所述轴承67为滚针轴承。因而传输轴612不仅径向定位准确，而且转动灵活。

所述盘摩擦片64和所述四连杆压紧机构66具有相同的套数，如图9A、9B中所示，在本发明给出的优选实施例中，所述壳体60上设有三套所述四连杆压紧装置66，所述壳体60内对应地设有三套所述盘摩擦片64，所述三套四连杆压紧装置66与所述盘摩擦片64沿圆周方向均匀分布。

如图9A、9B中所示，每套所述盘摩擦片64包括多片部分圆环状的摩擦片，其与所述毂摩擦片65相间布置；每套所述四连杆压紧机构66具有一横杆661，每套所述盘摩擦片64各片的相同位置具有一通孔641，所述

横杆661穿过所述通孔641；所述四连杆压紧机构66将所述盘摩擦片64和毂摩擦片65压向所述离合器盘61的摩擦面。参见图9B，每套所述四连杆压紧机构66的具体结构为：包括相互平行的两支撑臂662、663和连接两支撑臂662、663的所述横杆661；所述两支撑臂662、663的长度相等，其一端分别借助一联接销664铰接于所述壳体60上，如图中所示，所述支撑臂662、663分别铰接于所述离合器盘61和所述离合器盖62上；另一端分别借助一联接销665、666铰接有一连接块667、668，所述横杆661的两端分别固定于所述两连接块667、668上。所述壳体60、两支撑臂662、663和横杆661构成一平行四连杆机构。所述横杆661的一端套有一弹簧660，另一端设有一压块669，所述压块669铰接于所述联接销666上。

如图中所示，所述弹簧660为一压簧，所述压簧660和所述压块669分别作用于每套盘摩擦片64的两侧，所述压簧660产生压紧所述盘摩擦片64和所述毂摩擦片65的预紧力，使各所述盘摩擦片64和毂摩擦片65相互贴合在一起。

如图9A、9B中所示，每套所述盘摩擦片64上还设有两通孔642、643，两圆柱销68、69分别穿过所述两通孔642、643，从而将各片盘摩擦片串联在一起；所述离合器盘61和离合器盖62上对应地成形沿着圆周方向延伸的两长槽611、621；所述圆柱销68、69的两端插入所述长槽611、621内，二者设有相互配合的两平行平面。因而每套所述盘摩擦片64借助所述两圆柱销68、69支承于所述离合器盖61和离合器盘62上，所述两圆柱销68、69承受各盘摩擦片64转动时所产生的离心力。

参见图9C，图9A、9B示出的四连杆机构压紧式的单向离合器的工作过程及原理如下：当力矩由所述离合器毂63输入时，所述离合器毂63与毂摩擦片65为主动部分21，所述盘摩擦片64和壳体60以及传输轴612为从动部分22。当输入力矩驱动离合器毂63沿L1方向转动时，所述离合器毂63通过花键带动毂摩擦片65沿L1方向旋转；所述毂摩擦片65通过摩擦力带动摩擦片64也向L1方向转动，所述毂摩擦片65通过平行四连杆机构66带

动壳体60沿L1方向旋转，此时所述支撑臂663及压块669进一步压紧毂摩擦片65及盘摩擦片64，从而实现自锁。反之，当输入力矩驱动离合器毂63沿L1相反方向转动时，此时平行四连杆机构66自动处于解锁状态，压块669对盘摩擦片64及毂摩擦片65的压力减小，所述主动部分21和从动部分22可相对转动，该离合器处于超越状态。

参见图9D，作为本发明的一种优选实施例，所述第二离合器3也为上述四连杆压紧式单向离合器，不仅反应灵敏，而且耐磨性好，能传递大功率力矩，可用各种重型车辆。

下面对本发明提供的传动装置的工作原理及工作过程进行详细说明，参见图10A、10B，为叙述方便，图中示出了具有两套偏心结构组件的变矩机构与四连杆压紧机构的单向离合器组合在一起的剖视立体图。

参见图10A、10B，当发动机带动主动轴111顺时针（从左端看，下同）旋转时，只要输入部分11与支架12存在转速差，则主动齿轮112驱动两从动齿轮133沿图示方向转动，因而偏心质量块131绕从动轴132整周旋转，其旋转时会产生离心力 F ，力 F 的方向为沿从动轴132的中心指向偏心质量块131的质心（如图中所示）；力 F 通过从动轴132作用在支架12上，将力 F 沿支架12旋转的径向和圆周方向可分解为：径向力 F_r 和切向力 F_t ，由于在任何时刻两套偏心结构组件13都关于支架12的中心对称，两个径向力 F_r 大小相等、方向相反，并位于同一条直线上，因而互相抵消；两个切向力 F_t 大小相等，方向相反且相互平行，二者相距一定距离（两从动轴的轴心距 d ），形成力偶矩 M ，所述力偶矩 M 驱动支架12旋转。

所述偏心质量块131在旋转过程中产生的离心力 F 的大小和方向，随偏心质量块131相对于支架12的旋转位置不同而周期性变化，因而所述力偶矩 M 的大小和方向也是周期性变化。当偏心质量块131旋转到图10A所示位置时，力偶矩 M 为顺时针方向，所述支架12及输出轴14顺时针转动；随着偏心质量块131的继续转动，力偶矩 M 的方向也发生变化，当旋转至图10B所示位置时，所述偏心质量块131产生离心力 F 沿图示方向，其分解后

的切向力 F_t 与图10A所示位置相反，因而产生逆时针的力偶矩 M ，该力偶矩 M 使得支架12沿逆时针方向旋转或使支架12顺时针方向的转速减慢。因此，从理论上对偏心质量块131整个旋转周期的每一瞬间进行考虑，所述支架12受到的力矩 M 大小时刻变化的，方向交替变化，支架12的转动根据单向离合器2的转速不同呈现不同的运动状态：在输入部分11正常转动的情况下，当单向离合器2的输出部分的转速为零时，支架12在第一单向离合器2超越的方向上呈现不连续的脉动；当单向离合器2的输出部分有一定的转速，但支架12及其一起旋转的零件的动量矩小于偏心质量块131动量矩的改变量时，支架12将出现来回摆动；当单向离合器2的输出部分的转速比较大时，支架12及其一起旋转的零件的动量矩大于偏心质量块131动量矩的改变量，此时支架12将向单向离合器2的锁止方向持续转动，偏心质量块131的转动使得支架12的转动出现周期性地忽快忽慢。

从上述分析可以看出，经变矩机构1变矩、变速后，通过输出轴14输出的力矩和转速是脉动的。结合安装于变矩机构1后端的单向离合器对其工作过程进一步如下：参见图10A，当力偶矩 M 为顺时针方向时，所述支架12及输出轴14沿顺时针方向旋转，输出轴14带动后端的第一单向离合器2的离合器毂63和毂摩擦片65沿顺时针方向旋转，此时该单向离合器2自动处于锁止状态；因而毂摩擦片65带动盘摩擦片64、壳体60及传输轴612沿顺时针方向旋转，输出图示L1方向的力矩；参见图10B，当力偶矩 M 的方向为逆时针时，所述支架12沿逆时针旋转或者减慢沿顺时针方向的转速（视第一单向离合器2的输出转速而定），此时支架12带动离合器毂63及毂摩擦片65沿逆时针旋转或者沿顺时针方向的转速减慢，此时第一单向离合器2自动处于超越状态，不传递扭矩，但此时主动齿轮112与支架12的转速差增大，从而使主动齿轮112驱动偏心结构组件13以更快的角速度 ω 旋转，此时偏心质量块131储存更多的动能（根据 $E=0.5J\omega^2$ ， J 为偏心结构组件13相对于自身转轴的转动惯量），当力偶矩 M 由逆时针变顺时针后，会使得顺时针方向的力偶矩 M 更大。即当力偶矩 M 为逆时针方向

时，偏心质量块131储存能量，当力偶矩M为顺时针方向时，偏心质量块131通过支架12的输出轴14输出能量。因此所述单向离合器的输出轴612能连续向外输出顺时针方向（图中所示的L3方向）的力矩。

如上所述，工作过程中支架12的转速比主动齿轮112的转速慢，二者之间存在转速差，利用二者的转速差可实现根据外界负载大小的变化自动调节所述输出轴14及单向离合器传输轴612输出的力矩和转速。具体过程及原理如下：当车辆上坡时，第一单向离合器的输出轴25的阻力增大、转速减慢时，当第一单向离合器2处于锁止状态时，变矩机构1的输出轴14的阻力也增大，支架12的转速自动降低，从而使主动齿轮112与支架12之间的转速差增大，如前所述，此时偏心质量块131的转速更快储存更多的动能，因而下一周期能输出更大的力偶矩M。当负载减小时，各个变量的变化与前一工况描述的刚好相反，其输出转速自动增加，向外输出的扭矩也相应减小。这样的变化特性符合车辆无级自动变速的要求，因此车辆便可实现无级自动变速。

如前所述，为了防止偏心质量块131储存的动能回传给发动机，在图3和5所示的优选实施例中，在发动机和变矩机构1之间加装第二单向离合器3，使得发动机的能量只能单方向传给变矩机构1，防止偏心结构组件13的动能回传给发动机而减慢自身的转速，从而影响力偶矩M的大小，详见图8D、9D。

上述实施例仅供说明本发明之用，本领域的普通技术人员在不脱离本发明的精神和范围的情况下，还可做出各种变形和变换，例如将支架12上偏心结构组件13的套数变为1套或4套，因此所有等同的技术方案都属于本发明的保护范围。

权利要求书

1、一种机械式无级自动变速的传动装置，包括壳体（8）和安装于所述壳体（8）内的变矩机构（1），所述变矩机构（1）包括输入部分（11）、可转动的支架（12）、可转动地安装于所述支架（12）上的至少一套偏心结构组件（13）和输出部分（14）；所述输入部分（11）与所述支架（12）可独立旋转，且二者的旋转轴线相重合；其特征在于：每套所述偏心结构组件（13）包括一偏心质量块（131），所述偏心质量块（131）由所述输入部分（11）驱动绕其自身轴线旋转；所述输出部分（14）仅设有一个与其直接相连的单向离合器（2），所述单向离合器（2）为第一单向离合器；所述第一单向离合器（2）为轴向压紧的面接触式单向离合器，其主动部分（21）和从动部分（22）沿轴向布置，锁止时所述主、从动部分（21、22）的接合元件（23、24）的接合面紧密贴合在一起并通过相互之间的摩擦力传递力矩。

2、根据权利要求1所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：还包括一位于所述变矩机构（1）前端的第二单向离合器（3），所述第二单向离合器（3）的输入部分（31）与动力源连接，输出部分（32）与所述变矩机构（1）的输入部分（11）连接。

3、根据权利要求1或2所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：还包括一设于所述第一单向离合器（2）后端的第三单向离合器（4），所述第三单向离合器（4）与所述第一单向离合器（2）的锁止方向相反，其可动部分与所述第一单向离合器（2）的输出部分（25）连接，不动部分固定于所述壳体（8）内。

4、根据权利要求1或2所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：所述变矩机构（1）包括一所述支架（12）和对称安装于所述支

架（12）两端的两套所述偏心结构组件（13）；每套所述偏心结构组件（13）包括一从动轴（132）和安装于所述从动轴（132）上的一所述偏心质量块（131）和一从动齿轮（133），所述偏心质量块（131）和所述从动齿轮（133）借助所述从动轴（132）铰接于所述支架（12）的端部。

5、根据权利要求4所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：所述变矩机构（1）的输入部分（11）包括一主动轴（111）和安装于所述主动轴（111）上的一主动齿轮（112），所述主动轴（111）与动力源或第二单向离合器（3）连接，所述主动齿轮（112）与所述从动齿轮（133）啮合；所述输出部分（14）为一固定于所述支架（12）中心的输出轴，所述第一单向离合器（2）的主动部分（21）与所述输出轴（14）连接。

6、根据权利要求1或2所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：所述变矩机构（1）包括一所述支架（12）和安装于所述支架（12）上、且沿圆周方向均匀分布的三套所述偏心结构组件（13）；每套所述偏心结构组件（13）包括一从动轴（132）和安装于所述从动轴（132）上的一所述偏心质量块（131）和一从动齿轮（133）；所述支架（12）为盘状体，所述偏心质量块（131）和所述从动齿轮（133）借助所述从动轴（132）铰接于所述支架（12）的边缘。

7、根据权利要求6所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：所述变矩机构（1）的输入部分（11）包括一主动轴（111）和安装于所述主动轴（111）上的一主动齿轮（112），所述主动轴（111）与动力源或第二单向离合器（3）连接，所述主动齿轮（112）与所述从动齿轮（133）啮合；所述输出部分（14）为一固定于所述支架（12）中心

的输出轴，所述第一单向离合器（2）的主动部分（21）与所述输出轴（14）连接。

8、根据权利要求5或7所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：所述第一单向离合器（2）为螺旋夹紧式单向离合器，包括一离合器鼓（51）和设于所述离合器鼓（51）内相互平行的第一、第二离合器盘（52、53）、至少一鼓摩擦片（54）和至少一弹簧（55）；所述第一、第二离合器盘（52、53）在所述弹簧（55）的作用下夹紧所述鼓摩擦片（54），所述鼓摩擦片（54）套于一套筒（56）上，并与所述离合器鼓（51）可传递扭矩地联接在一起；所述套筒（56）具有内螺纹，一传输轴（57）伸入所述套筒（56）内，其伸入端成形有与所述内螺纹配合的外螺纹。

9、根据权利要求8所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：共设有多个所述鼓摩擦片（54），每相邻的两鼓摩擦片（54）之间夹有一盘摩擦片（58）；所述盘摩擦片（58）套于所述套筒（56）上并与之可传递扭矩地联接在一起；

所述离合器鼓（51）、第一、第二离合器盘（52、53）、鼓摩擦片（54）、套筒（56）和所述盘摩擦片（58）的旋转轴线重合；所述鼓摩擦片（54）与所述离合器鼓（51）通过花键联接，所述盘摩擦片（58）和所述套筒（56）也通过花键联接。

10、根据权利要求9所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：所述离合器鼓（51）的一端开口，另一端中部成形有向外延伸的空心轴（511）；所述第一离合器盘（52）固定于所述传输轴（57）上，并借助第一弹性卡环（59A）安装于所述离合器鼓（51）的开口端；所述

第二离合器盘（53）与所述套筒（56）一体成形，并借助第二弹性卡环（59B）安装于所述传输轴（57）上；

所述离合器鼓（51）内仅设有一弹簧（55），所述弹簧（55）为一套于所述传输轴（57）上的片状压簧，其设于所述第二弹性卡环（59B）与所述第二离合器盘（53）之间；所述传输轴（57）的伸入端借助轴承（50）支撑于所述空心轴（511）内。

11、根据权利要求5或7所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：所述第一单向离合器（2）为四连杆机构压紧的单向离合器，包括由相互盖合在一起的离合器盘（61）和离合器盖（62）组成的壳体（60），所述壳体（60）内设有一离合器毂（63）、多片毂摩擦片（65）、至少一套盘摩擦片（64）和至少一套四连杆压紧机构（66）；所述离合器盖（62）的中部成形有一通孔（622），所述离合器毂（63）的一端从所述通孔（622）中露出；所述毂摩擦片（65）为圆环状，其套置于所述离合器毂（63）上并与之可传递扭矩地联接在一起；所述盘摩擦片（64）和所述四连杆压紧机构（66）具有相同的套数，每套所述盘摩擦片（64）包括多片部分圆环状的摩擦片，其与所述毂摩擦片（65）相间布置；每套所述四连杆压紧机构（66）具有一横杆（661），每套所述盘摩擦片（64）各片的相同位置具有一通孔（641），所述横杆（661）穿过所述通孔（641）；所述四连杆压紧机构（66）将所述盘摩擦片（64）和毂摩擦片（65）压向所述离合器盘（61）的摩擦面。

12、根据权利要求11所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：每套所述四连杆压紧机构（66）包括相互平行的两支撑臂（662、663）和连接两支撑臂（662、663）的所述横杆（661）；所述两支撑臂（662、663）的一端分别借助一联接销（664）铰接于所述壳体（60）上，

另一端分别借助一联接销（665、666）铰接有一连接块（667、668），所述横杆（661）的两端分别固定于所述两连接块（667、668）上；所述横杆（661）的一端套有一弹簧（660），另一端设有一压块（669），所述压块（669）铰接于所述联接销（666）上。

13、根据权利要求12所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：每套所述盘摩擦片（64）上还设有两通孔（642、643），两圆柱销（68、69）分别穿过所述两通孔（642、643），从而将各片摩擦片串联在一起；所述离合器盘（61）和离合器盖（62）上对应地成形有沿圆周方向延伸的两长槽（611、621）；所述圆柱销（68、69）的两端插入所述长槽（611、621）内，二者设有相互配合的两平行平面。

14、根据权利要求13所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：所述毂摩擦片（65）与所述离合器毂（63）通过花键联接在一起；所述离合器盘（61）的中心安装有一传输轴（612），所述传输轴（612）的一端向外伸出，另一端借助轴承（67）支撑于所述离合器毂（63）的中心孔内。

15、根据权利要求14所述的机械式无级自动变速的传动装置，其特征在于：所述壳体（60）上设有三套所述四连杆压紧机构（66），所述壳体（60）内对应地设有三套所述盘摩擦片（64），所述三套四连杆压紧装置（66）与所述盘摩擦片（64）沿圆周方向均匀分布。

1/15

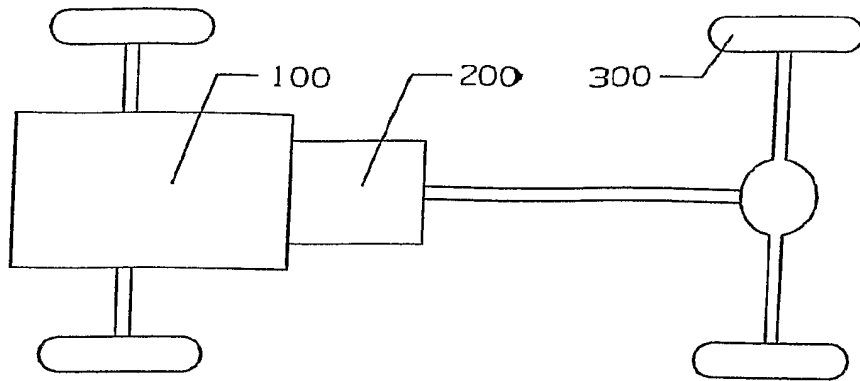


图 1A

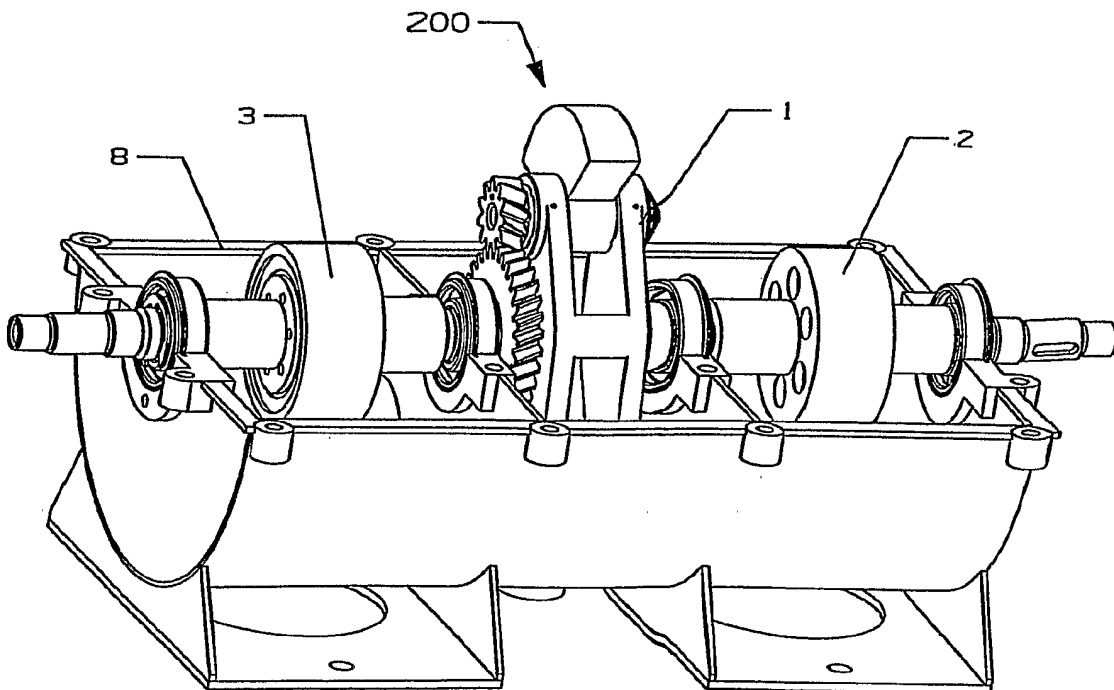


图 1B

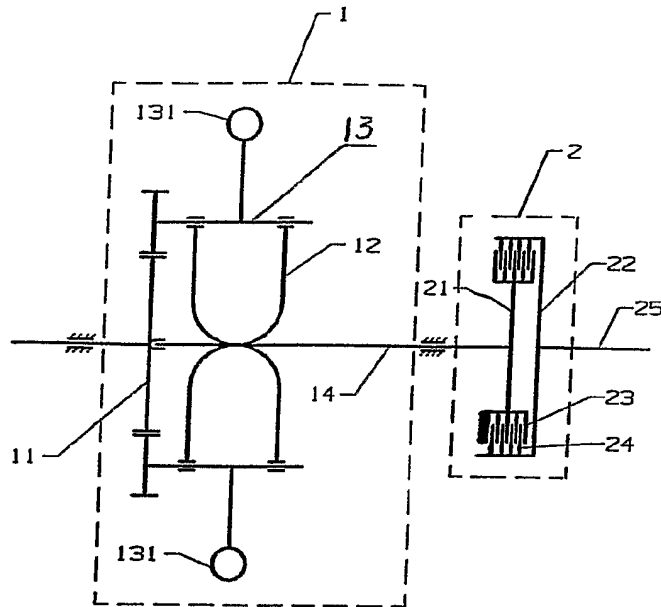


图 2

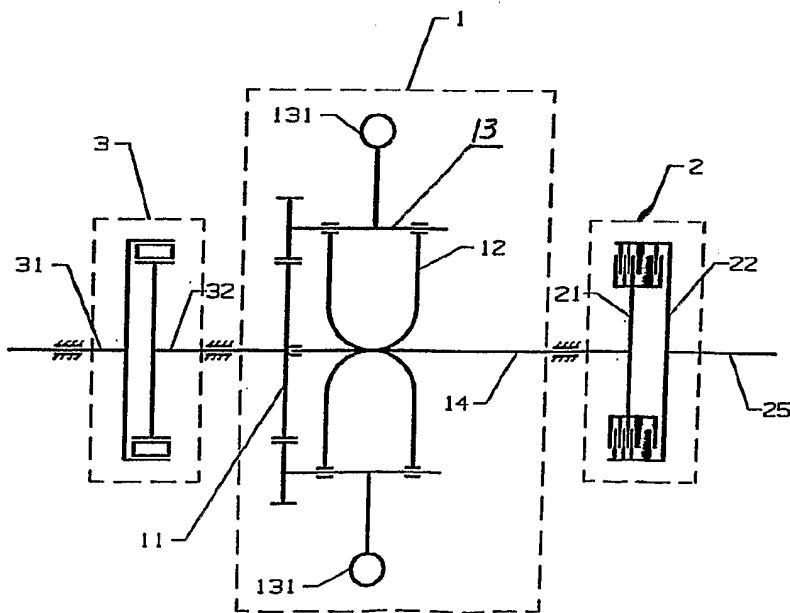


图 3

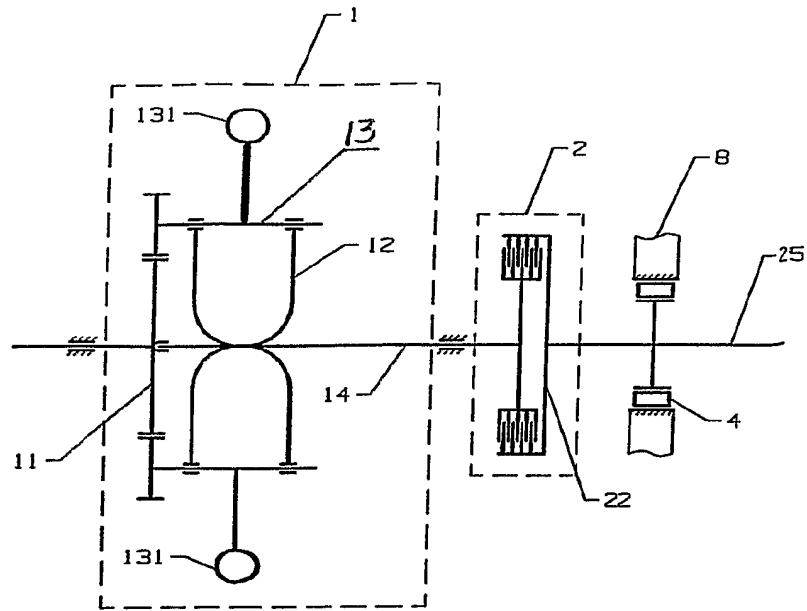


图 4

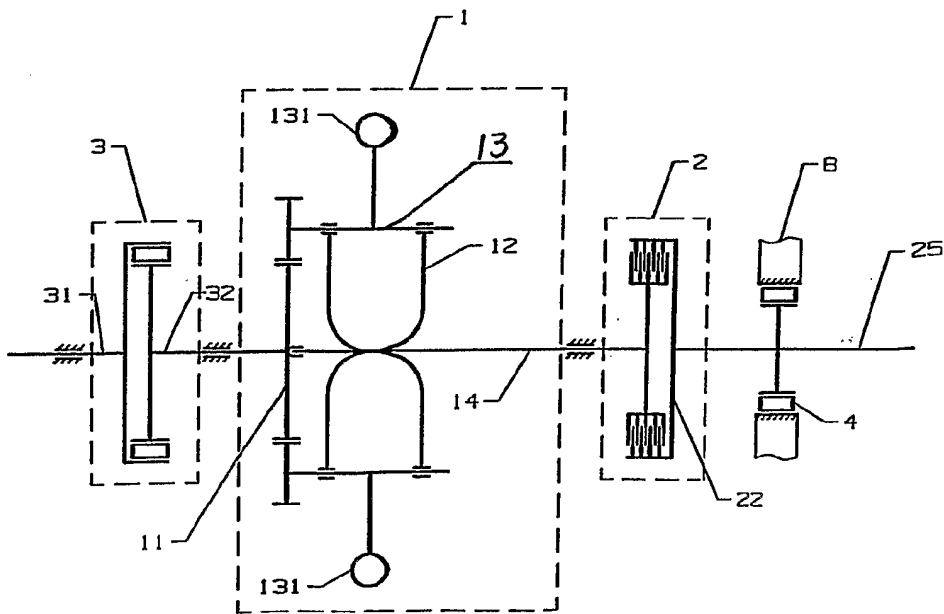


图 5

4/15

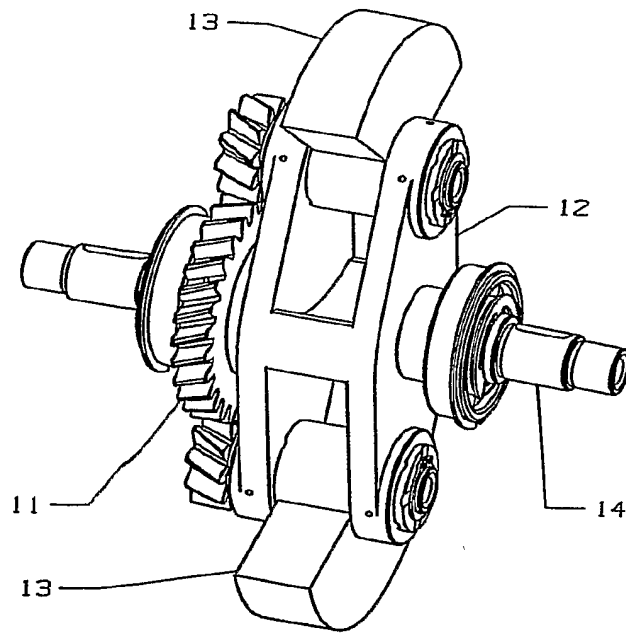


图 6A

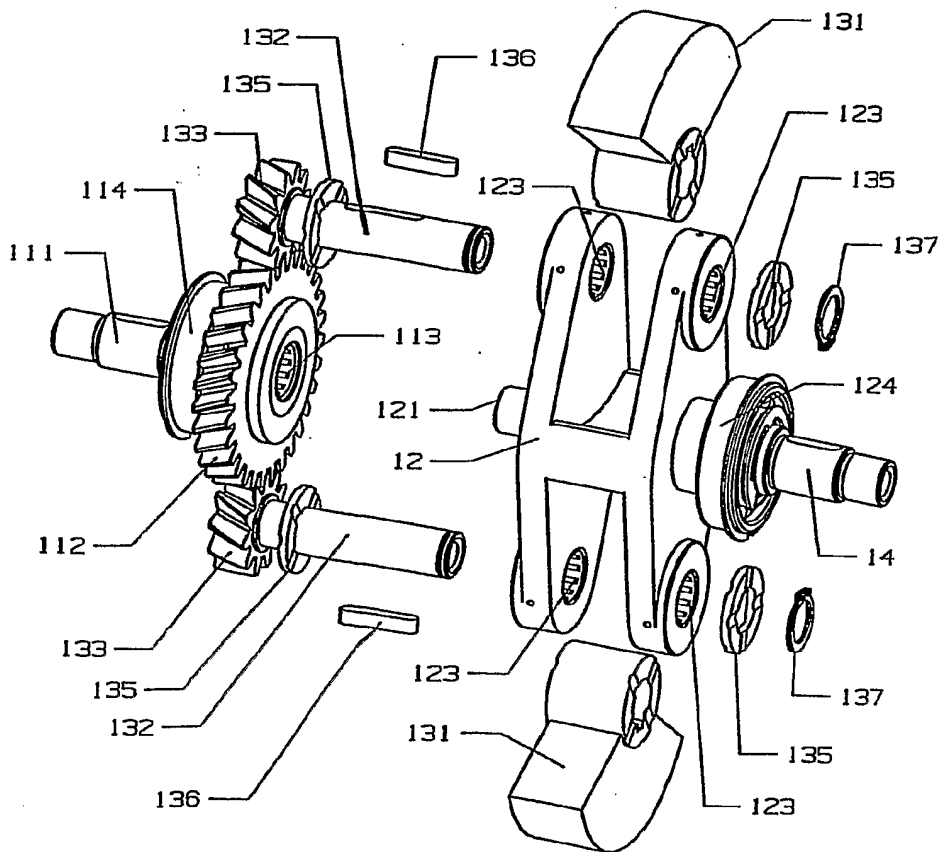


图 6B

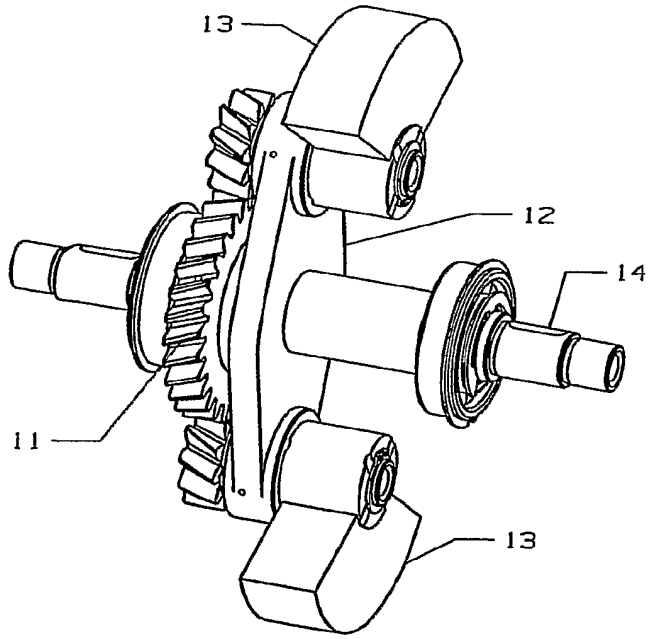


图 6C

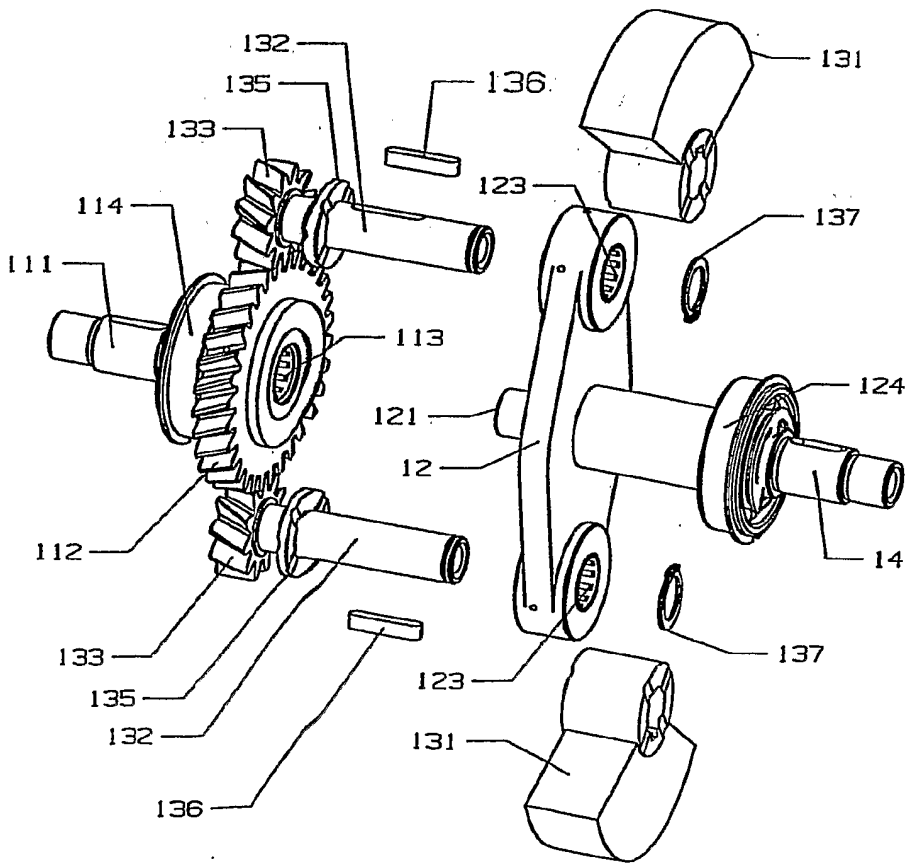


图 6D

7/15

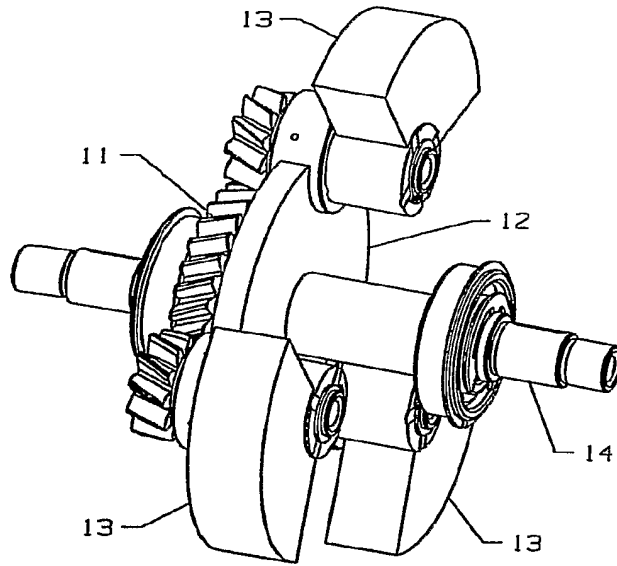


图 7C

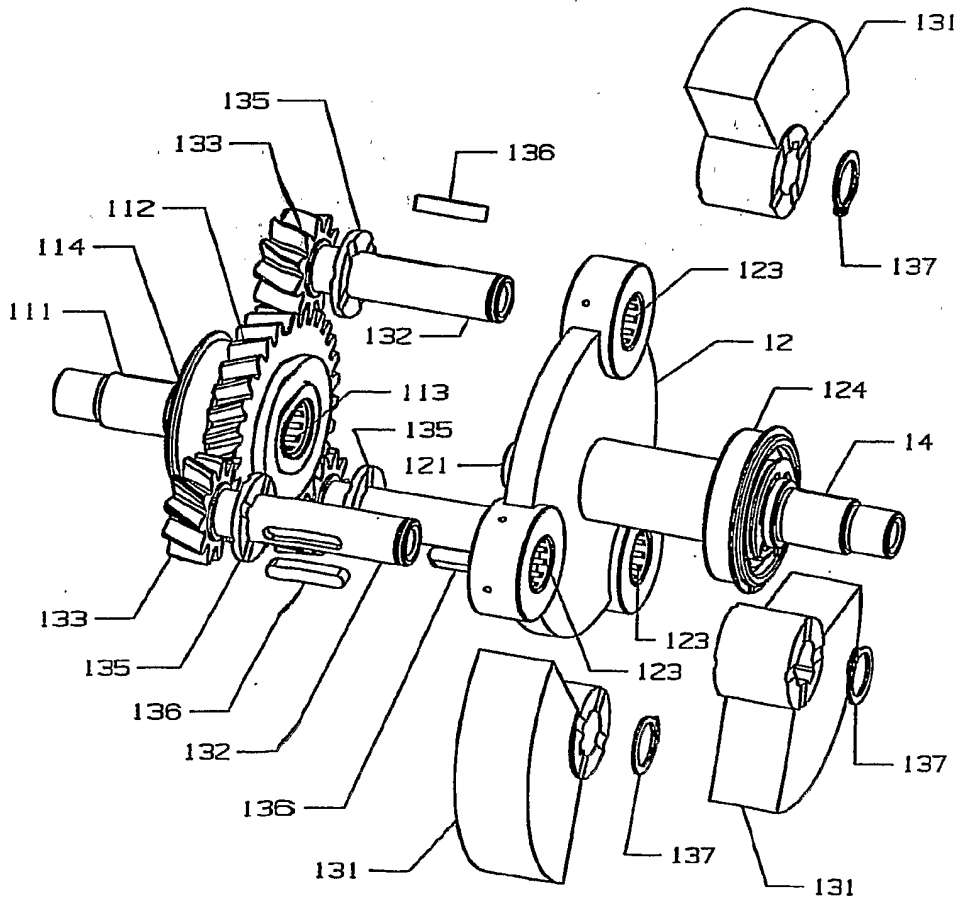


图 7D

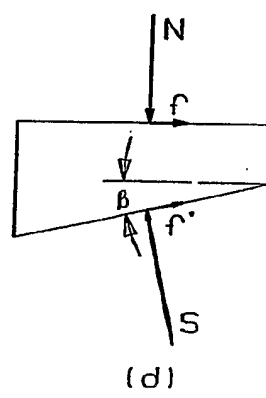
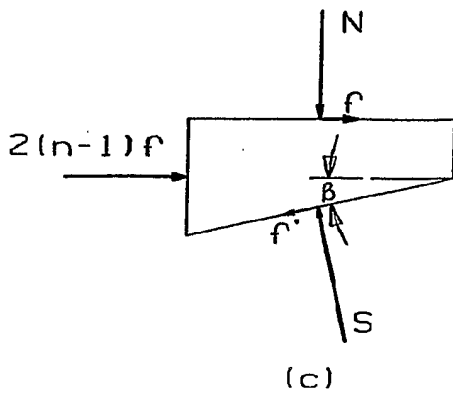
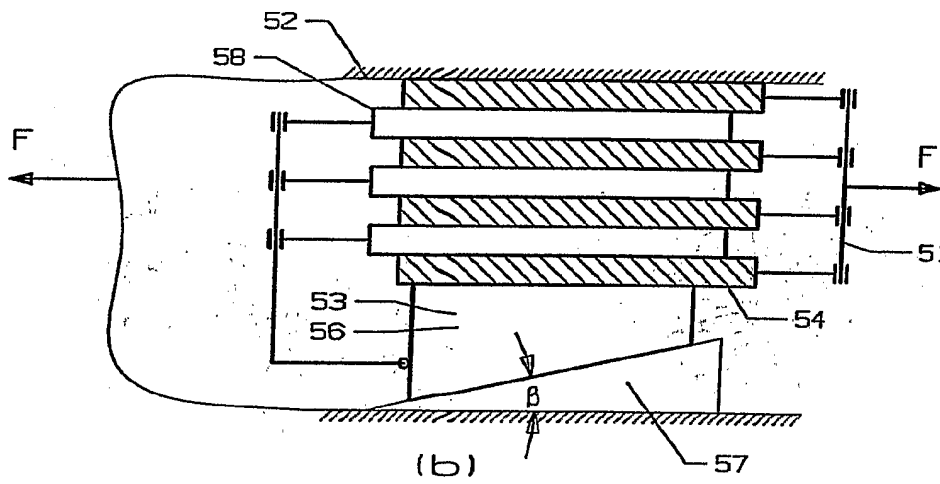
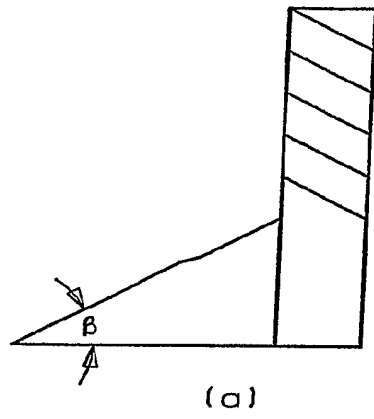


图 8C

10/15

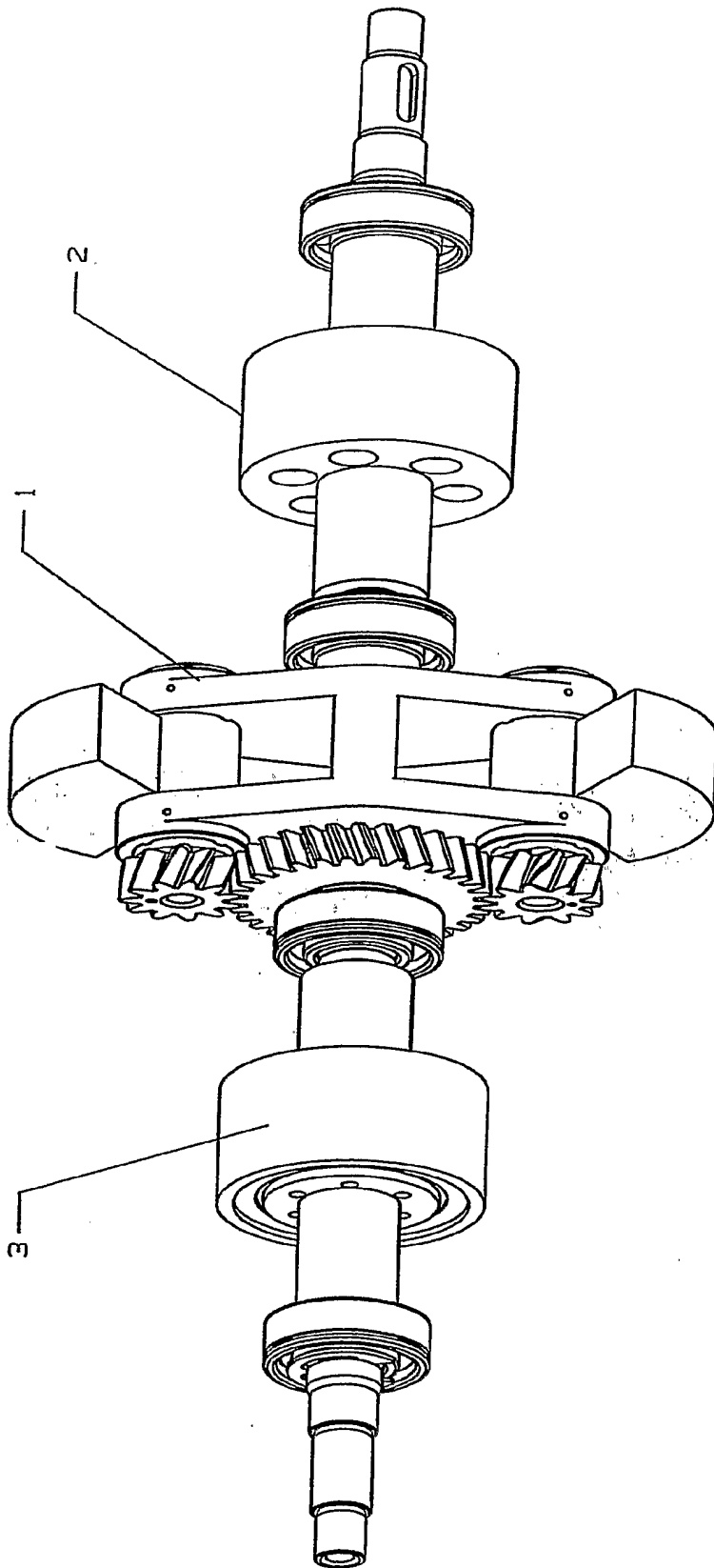


图 8D

11/15

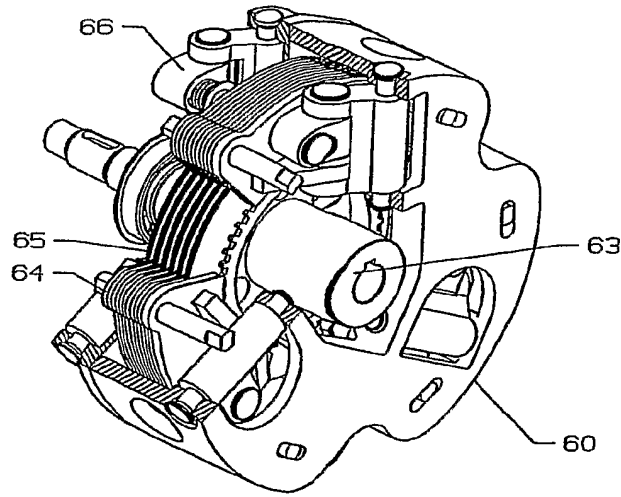


图 9A

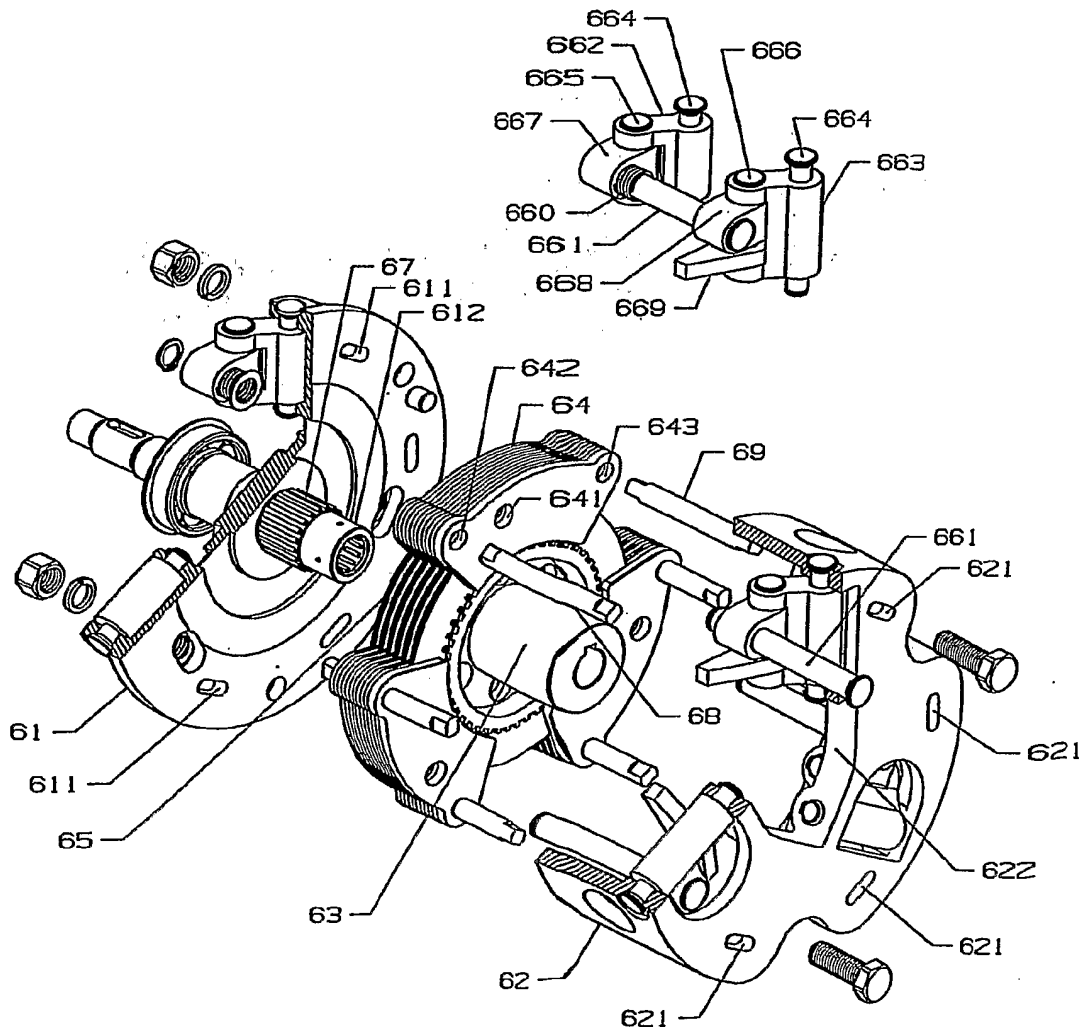


图 9B

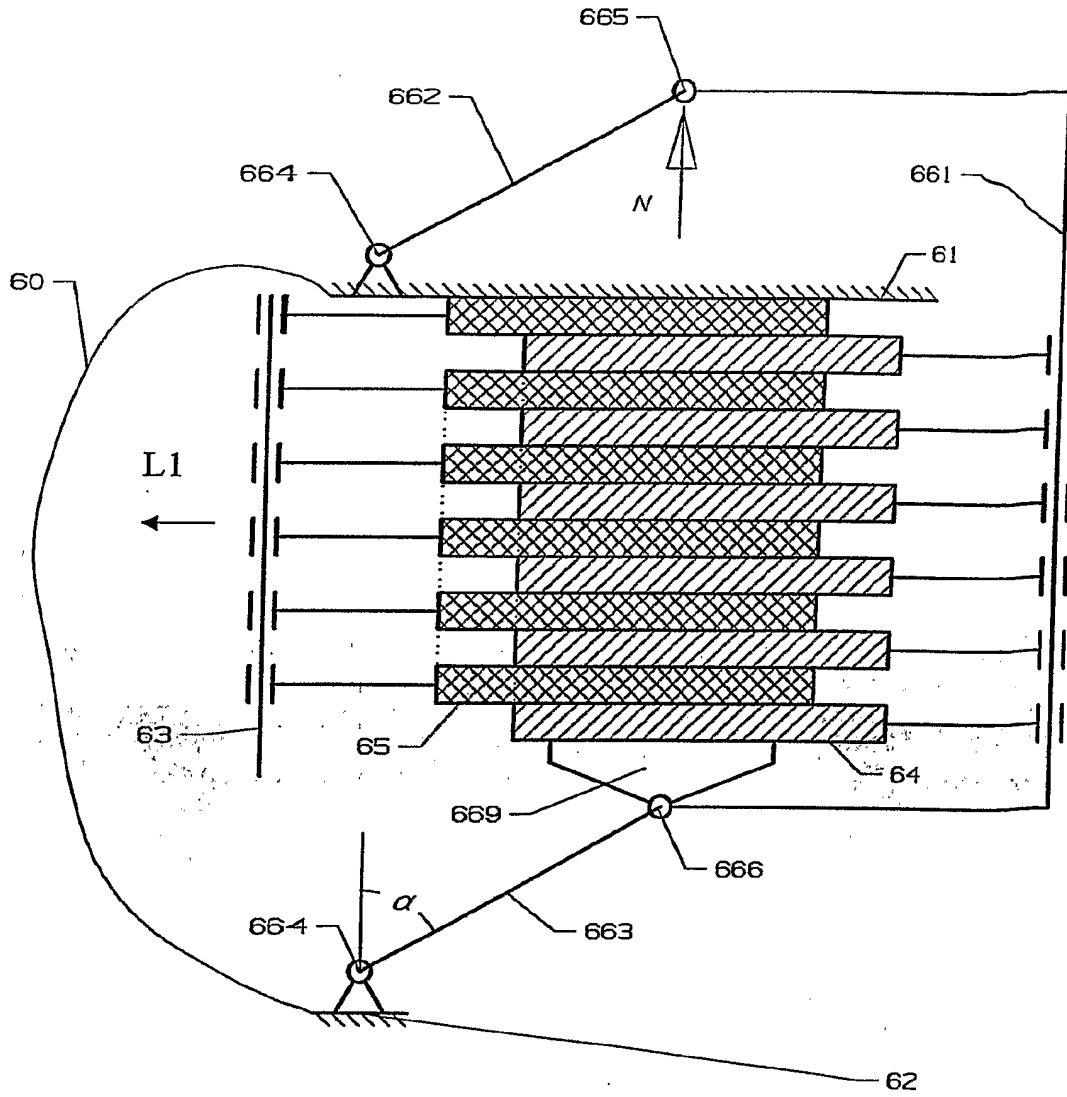


图 9C

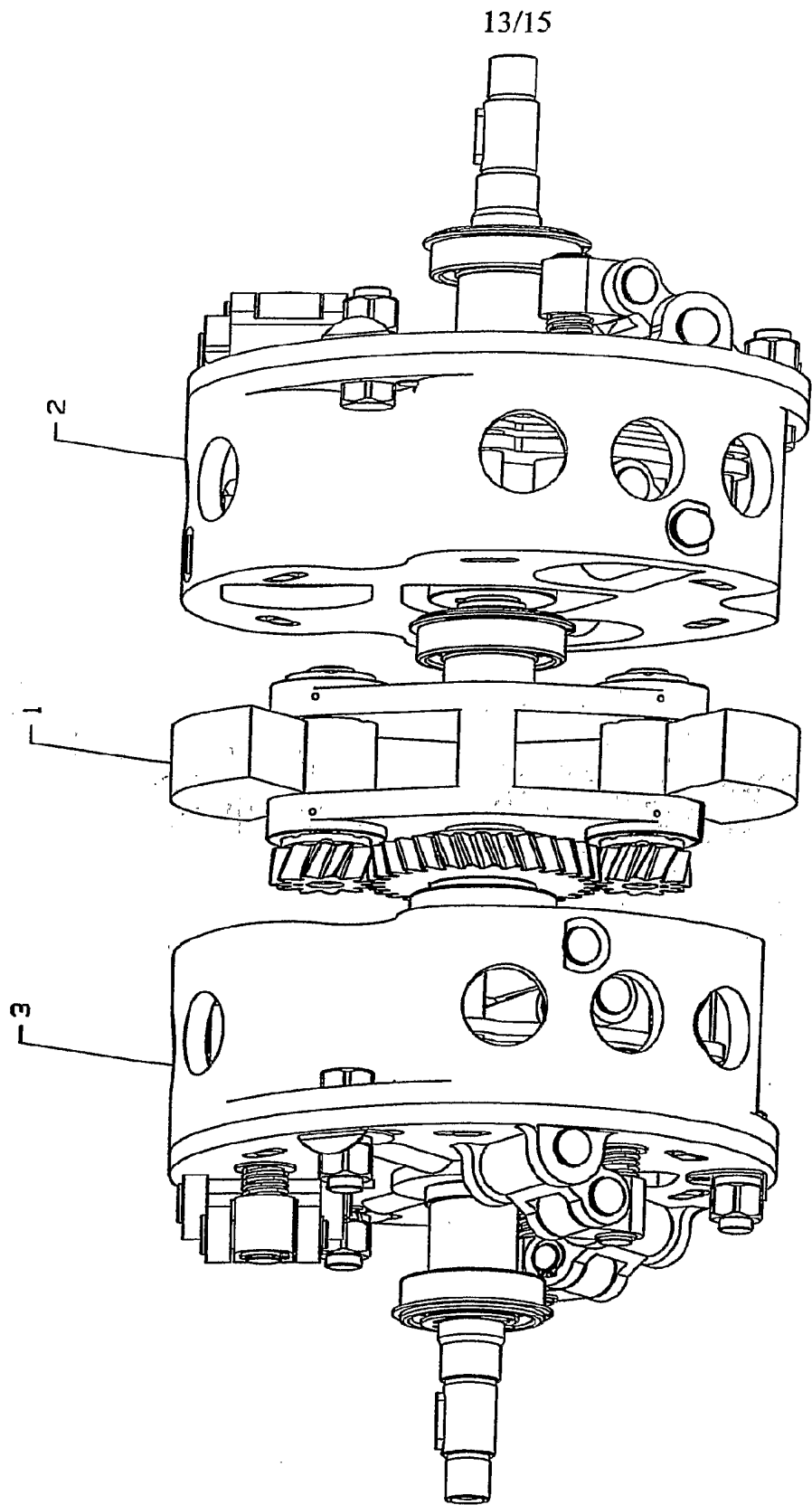


图 9D

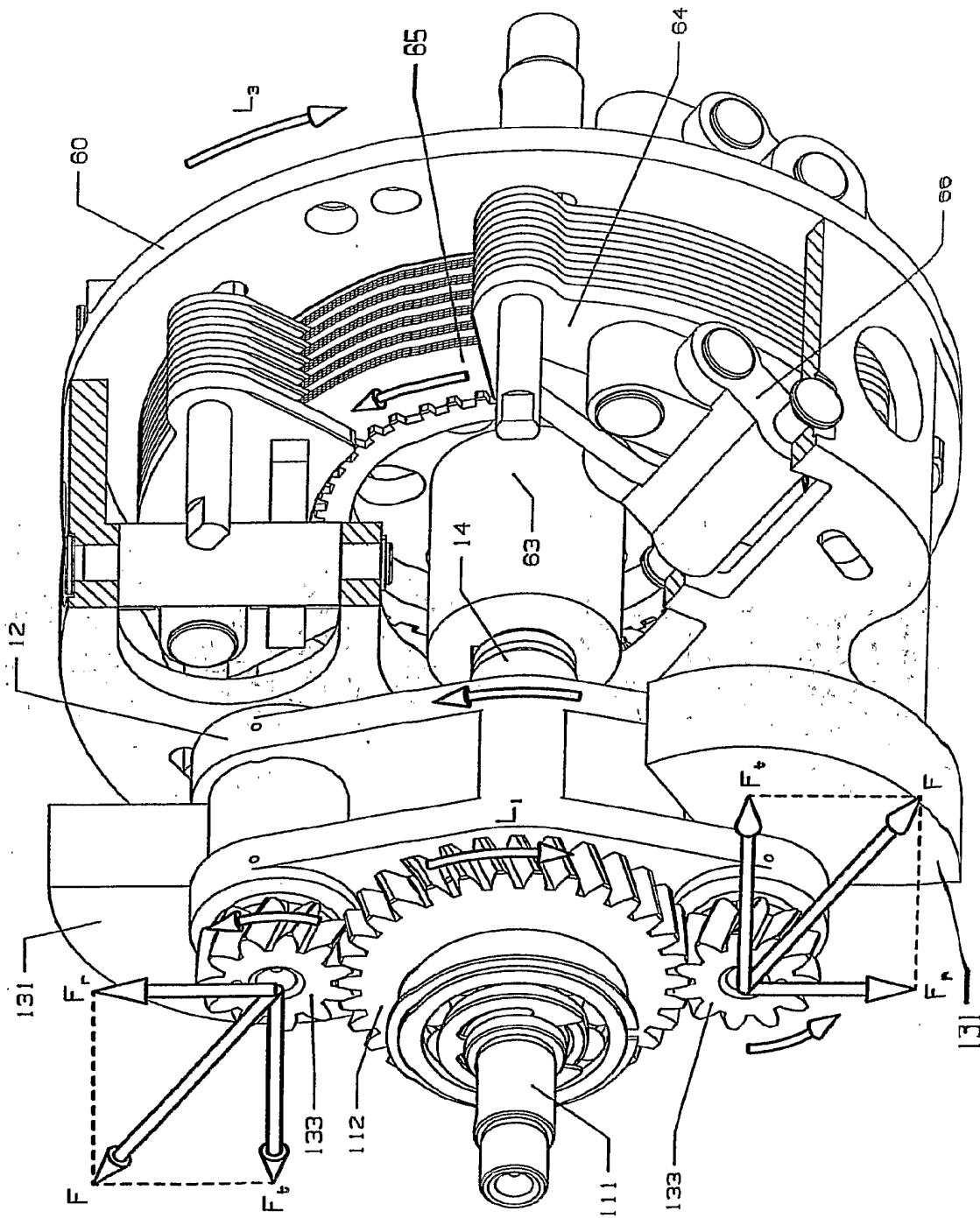


图 10B

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2004/001239

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

IPC⁷ F16H 3/74

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC⁷ F16H 3/74, 27/02, 33/00 – 33/20, 49/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

CHINESE INVENTION 1985-2004, CHINESE UTILITY MODELS 1985-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

WPI EPODOC PAJ CNPAT

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 4,889,013 (Vincent E. Pitassi) 26. DEC. 1989 (26. 12. 1989) See the whole document	1 - 7
A	US 4,907,474 (Inductran Corporation) 13. MAR. 1990 (13. 03. 1990) See the whole document	1 - 7

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim (S) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

27. APR. 2005 (27. 04. 2005)

Date of mailing of the international search report

11 · MAY 2005 (11 · 05 · 2005)

Name and mailing address of the ISA/CN
The State Intellectual Property Office, the P.R. China
6 Xitucheng Rd., Jimen Bridge, Haidian District, Beijing, China
100088
Facsimile No. 86-10-62019451

Authorized officer



Telephone No. (86-010) 62085463



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2004/001239

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 5,860,321 (Eugene A. Williams ETAL) 19. JAN. 1999 (19. 01. 1999) See the whole document	1 - 7
A	CN, A, 1499106 (LI, Weining) 26. MAY 2004 (26. 05. 2004) See the whole document	1 - 7
A	CN, Y, 2604565 (Beijing University of Aeronautics & Astronautics) 25. FEB. 2004 (25. 02. 2004) See the whole document	8 - 15

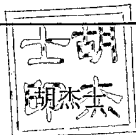
INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/CN2004/001239

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
US 4, 889, 013	26. 12. 1989	None	
US 4, 907, 474	13. 03. 1990	EP, A, 0365896 JP, A, 2-146359	02. 05. 1990 05. 06. 1990
US 5, 860, 321	19. 01. 1999	None	
CN, A, 1499106	26. 05. 2004	None	
CN, Y, 2604565	25. 02. 2004	None	

国际检索报告

国际申请号
PCT/CN2004/001239

A. 主题的分类		
IPC ⁷ F16H 3/74		
按照国际专利分类表(IPC)或者同时按照国家分类和 IPC 两种分类		
B. 检索领域		
检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)		
IPC ⁷ F16H3/74, 27/02, 33/00-33/20, 49/00		
包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献		
中国发明专利 1985-2004, 中国实用新型专利 1985-2004		
在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称, 和使用的检索词(如使用))		
WPI EPODOC PAJ CNPAT		
C. 相关文件		
类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
A	US 4,889,013 (Vincent E. Pitassi) 26. 12 月 1989 (26. 12. 1989) 见全文	1-7
A	US 4,907,474 (Inductran Corporation) 13. 3 月 1990 (13. 03. 1990) 见全文	1-7
A	US 5,860,321 (Eugene A. Williams 等) 19. 1 月 1999 (19. 01. 1999) 见全文	1-7
<input checked="" type="checkbox"/> 其余文件在 C 栏的续页中列出。 <input checked="" type="checkbox"/> 见同族专利附件。		
* 引用文件的具体类型: “A” 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件 “E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利 “L” 可能对优先权要求构成怀疑的文件, 或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件 “O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件 “P” 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件		“T” 在申请日或优先权日之后公布, 与申请不相抵触, 但为了理解发明之理论或原理的在后文件 “X” 特别相关的文件, 单独考虑该文件, 认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性 “Y” 特别相关的文件, 当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时, 要求保护的发明不具有创造性 “&” 同族专利的文件
国际检索实际完成的日期 27. 4 月 2005 (27. 04. 2005)		国际检索报告邮寄日期 11. 5 月 2005 (11. 05. 2005)
中华人民共和国国家知识产权局(ISA/CN) 中国北京市海淀区蓟门桥西土城路 6 号 100088 传真号: (86-10)62019451		授权官员  电话号码: (86-10) 62085463

C(续). 相关文件		
类型	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
A	CN, A, 1499106 (李维宁) 26. 5 月 2004 (26. 05. 2004) 见全文	1-7
A	CN, Y, 2604565 (北京航空航天大学) 25. 2 月 2004 (25. 02. 2004) 见全文	8-15

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号
PCT/CN2004/001239

检索报告中引用的 专利文件	公布日期	同族专利	公布日期
US 4, 889, 013	26. 12. 1989	无	
US 4, 907, 474	13. 03. 1990	EP, A, 0365896 JP, A, 2-146359	02. 05. 1990 05. 06. 1990
US 5, 860, 321	19. 01. 1999	无	
CN, A, 1499106	26. 05. 2004	无	
CN, Y, 2604565	25. 02. 2004	无	