(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
2018 年 10 月 11 日 (11.10.2018)

WIPO | PCT

(10) 国际公布号
WO 2018/184506 A1

(51) 国际专利分类号:
F16H 48/06 (2006.01)

(21) 国际申请号: PCT/CN2018/081481

(22) 国际申请日: 2018 年 3 月 31 日 (31.03.2018)

(25) 申请语言: 中文

(26) 公布语言: 中文

(30) 优先权:

201710215093.3	2017年4月2日 (02.04.2017)	CN
201710215142.3	2017年4月2日 (02.04.2017)	CN
201710223642.1	2017年4月7日 (07.04.2017)	CN
201710224954.4	2017年4月7日 (07.04.2017)	CN
201710225518.9	2017年4月7日 (07.04.2017)	CN

(72) 发明人; 及

(71) 申请人: 凌子龙(LING, Zilong) [CN/CN]; 中国广东省深圳市宝安区新安街道甲岸路25号金汇名园3单元17A, Guangdong 518101 (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, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW。

WO 2018/184506 A1

(54) **Title:** DIFFERENTIAL AND CYCLOIDAL DIFFERENTIAL

(54) **发明名称**: 一种差速器和摆线差速器

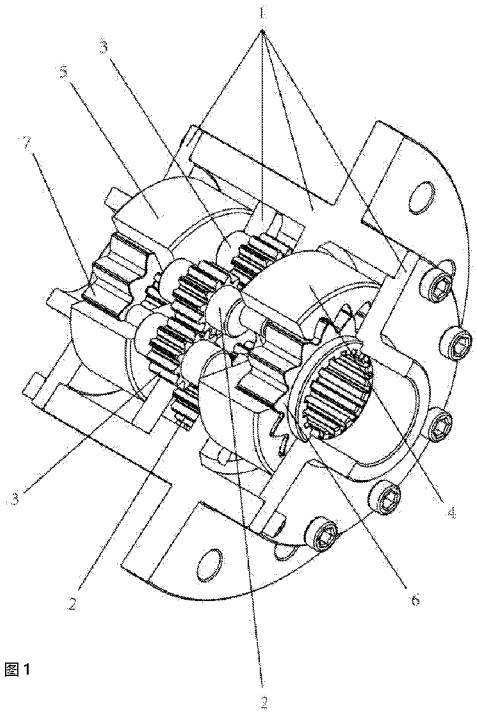


图1

(57) **Abstract:** A differential: an internal gear pair which is composed of a housing, an oscillating gear A and an output gear A, and an internal gear pair which is composed of an oscillating gear B and an output gear B; at least two A-type intermediate gears, and at least two B-type intermediate gears are composed; the radius of each A-type intermediate gear is fixed to the housing, and the axis of rotation is parallel to the axis of rotation of the housing; each A-type intermediate gear meshes with at least one B-type intermediate gear, and the gear ratio of each gear pair which is composed of an A-type intermediate gear and a B-type intermediate gear is the same; each A-type intermediate gear is provided thereon with an eccentric shaft wherein an axis is parallel to the axis of rotation thereof; the eccentric shaft on each A-type intermediate gear is the same distance from the axis of rotation of the gear, and the eccentric shafts on all of the A-type intermediate gears have the same phase; the radius of the eccentric shaft on each A-type intermediate gear is fixed to the oscillating gear A, respectively, and the output gear A is coaxial with a rotation rotary shaft of the housing.

(57) **摘要**: 一种差速器, 由壳体、摆动齿轮A和输出齿轮A组成的内齿轮副、摆动齿轮B和输出齿轮B组成的内齿轮副、至少两个A型中间齿轮、至少两个B型中间齿轮组成; 每个A型中间齿轮的径向与壳体固定并且自转轴线与壳体自转轴线平行, 每个A型中间齿轮至少与一个B型中间齿轮啮合, 且每个由A型中间齿轮和B型中间齿轮组成的齿轮副齿轮比相同, 每个A型中间齿轮上设有轴线与其自转轴线平行的偏心轴, 每个A型中间齿轮上的偏心轴相对齿轮自转轴距离相同, 所有A型中间齿轮上的偏心轴相位相同, 每个A型中间齿轮上的偏心轴径向分别与摆动齿轮A固定, 输出齿轮A与壳体自转转轴同轴。

[见续页]

(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, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

根据细则4.17的声明：

— 发明人资格(细则4.17(iv))

本国际公布：

— 包括国际检索报告(条约第21条(3))。

一种差速器和摆线差速器

技术领域

[0001] 本发明涉及差速器，特别涉及一种可用于汽车的差速器和摆线差速器，属于机械传动部件技术领域。

背景技术

[0002] 差速器是一种机械传动部件，多用于将汽车变速箱输出的动力传动给两个或四个驱动车轮，由于路面不平和车辆转弯等原因造成驱动车轮压过的轨迹不同，如果保持同速旋转就会造成车轮与路面的摩擦增大，增加车辆行驶阻力，所以差速器需要根据每个驱动车轮的不同运转情况向车轮输出转速，传统的差速器多为斜齿轮或冠状齿轮结构。

[0003] 限滑差速器，英文名为Limited Slip Differential，简称LSD。限滑差速器，顾名思义就是限制车轮滑动的一种改进型差速器，指驱动轮转速差值被允许在一定范围内，以保证正常的转弯等行驶性能的类差速器，但当某一驱动轮打滑或悬空时又能限制差速器不将全部动力输出给打滑或悬空车轮，有助于车辆脱困和激烈驾驶时的操控。譬如说当车辆一轮掉入坑洞中，此车轮就毫无任何摩擦力可言，着地车轮相对却有着极大的阻力，此时普通的差速器的作用会让所有动力回馈到低摩擦的轮子。掉入坑洞的车轮会不停转动，而着地轮反而完全无动作，如此车轮就无法行驶，这时如果车辆装配的是限滑差速器就不会出现这种情况。目前的限滑差速器有使用电控多片离合器来实现锁定的，但反应速度相对较慢，也有通过纯机械式的蜗轮蜗杆来实现的，造价成本相对较高，作为中央差速器时也不便于设定前后轮的输出扭矩分配。

问题的解决方案

技术解决方案

[0004] 本发明提出了一种差速器和摆线差速器，具体技术方案如下。

[0005] 一种差速器，由壳体、摆动齿轮A和输出齿轮A组成的内齿轮副、摆动齿轮B和输出齿轮B组成的内齿轮副、至少两个A型中间齿轮、至少两个B型中间齿轮组

成；每个A型中间齿轮的径向与壳体固定并且自转轴线与壳体自转轴线平行，每个A型中间齿轮至少与一个B型中间齿轮啮合，且每个由A型中间齿轮和B型中间齿轮组成的齿轮副齿轮比相同，每个A型中间齿轮上设有轴线与其自转轴线平行的偏心轴，每个A型中间齿轮上的偏心轴相对齿轮自转轴距离相同，所有A型中间齿轮上的偏心轴相位相同，每个A型中间齿轮上的偏心轴径向分别与摆动齿轮A固定，输出齿轮A与壳体自转转轴同轴；每个B型中间齿轮的径向与壳体固定并且自转轴线与壳体自转轴线平行，每个B型中间齿轮至少与一个A型中间齿轮啮合，每个B型中间齿轮上设有轴线与其自转轴线平行的偏心轴，每个B型中间齿轮上的偏心轴相对其自转轴距离相同，所有B型中间齿轮上的偏心轴相位相同，每个B型中间齿轮上的偏心轴径向分别与摆动齿轮B固定，输出齿轮B与壳体自转转轴同轴。上述空间位置关系限定的描述是限定零件之间直接或间接的连接和接触的一种更为严谨的描述方法，本领域一般技术人员可以根据上述空间位置关系的描述理解零件之间的连接关系和本发明技术方案的整体结构；壳体可以是一个零件也可以是由多个零件组成的一个构件，该壳体构件不一定要完全包裹所有零件，只需要使上述零件满足空间位置关系和力学连接关系； A型中间齿轮和B型中间齿轮相对于壳体的径向固定更确切的空间关系的解释就是每个中间齿轮的自转轴线都被固定在通过壳体径向截面上的一个点上，或因为中间齿轮与壳体之间要有轴承或者油润滑需要给自转留有间隙自转轴线被限制在通过一个壳体径向截面上很小的固定区域内，壳体与所有中间齿轮的关系可以理解为行星架与行星齿轮的关系，摆动齿轮A和所有A型中间齿轮的偏心轴之间的径向固定关系也符合上述描述，摆动齿轮B和所有B型中间齿轮的偏心轴之间的径向固定关系也符合上述描述；A型中间齿轮和B型中间齿轮可以是同样的齿轮，也可以是齿数不同但能组成外齿轮副的齿轮; 上述的所有A型中间齿轮上的偏心轴相位相同的空间位置关系可以理解为任何两个A型中间齿轮的每个A型中间齿轮的偏心轴的轴心线与齿轮自转轴心线确定的平面始终保持平行;差速时摆动齿轮A以壳体自转轴线为轴与每个A型中间齿轮的自转同步公转，摆动齿轮B以壳体自转轴线为轴与每个B型中间齿轮的自转同步公转，差速器运转时扭矩从壳体输入，分别从输出齿轮A和输出齿轮B输出，外力通过何种结构输入又通过

何种结构输出并不需要包含在差速器的技术方案内，但通常是通常齿轮或者转轴输出的，差速器的零件或构件上可以再加工有齿轮或加工有连接轴的花键。

[0006] 上述的差速器，壳体受外力自转带动每个A型中间齿轮和每个B型中间齿轮随着壳体绕壳体自转轴公转，每个A型中间齿轮上的偏心轴带动摆动齿轮A随壳体转动，摆动齿轮A带动输出齿轮A转动，每个B型中间齿轮上的偏心轴带动摆动齿轮B随壳体转动，摆动齿轮B带动输出齿轮B转动，输出齿轮A和输出齿轮B分别输出转动；当输出齿轮A和输出齿轮B转速相同时差速器内所有零件相对壳体静止不动；当输出齿轮A和输出齿轮B的输出负载不同造成转速不同时，输出齿轮A和输出齿轮B发生相对转动，既输出齿轮A和输出齿轮B分别与壳体发生方向相反的相对转动，造成摆动齿轮A和摆动齿轮B都与壳体发生相对于壳体自转轴线的方向相反的公转，摆动齿轮A和摆动齿轮B相对于壳体自转轴线的公转通过偏心轴带动每个A型中间齿轮和每个B型中间齿轮向相反方向自转，受限于A型中间齿轮和B型中间齿轮的啮合，输出齿轮A和输出齿轮B只能以一个固定的转速比关系相对于壳体发生方向相反的相对旋转。上述是本发明的差速器转动运动的传递关系或者说扭矩的传递关系和差速输出的实现原理；进一步解释本发明的差速器潜在的限滑机制的实现原理是:输出齿轮A和摆动齿轮A的齿数决定输出齿轮A相对壳体自转带动的摆动齿轮A以壳体自转轴线为轴相对于壳体公转与输出齿轮A相对壳体自转的转速比，摆动齿轮A的公转转速与每个A型中间齿轮的自转转速相同，输出齿轮B和摆动齿轮B的齿数决定输出齿轮B相对壳体自转带动的摆动齿轮B以壳体自转轴线为轴相对于壳体公转与输出齿轮B相对壳体自转的转速比，摆动齿轮B的公转转速与每个B型中间齿轮的自转转速相同，当这两个转速比较高时，由于摩擦力和润滑油流体阻力的存在，输出齿轮A和输出齿轮B的相对旋转时的差速器内部负载会根据相对旋转转速成比例放大，同时这个差速器内部负载也在造成输出齿轮A与摆动齿轮A之间和输出齿轮B与摆动齿轮B之间的啮合面压力增大，造成输出齿轮A与摆动齿轮A之间和输出齿轮B与摆动齿轮B之间齿轮副传动阻力增大，进一步加大输出齿轮A和输出齿轮B相对转动的负载，这些负载的增大都在平衡造成输出齿轮A和输出齿轮B转速差异的外界输出负载差异，使输出齿轮A和输出齿轮B趋于同速输出，也就是起到限滑作用

；具体能否在打滑时实现锁定，取决于差速器内部负载增大的最大值，理论上当输出齿轮A和输出齿轮B的相对扭矩或相对转速造成的差速器内部负载大于等于输入到壳体的扭矩时可以实现输出齿轮A和输出齿轮B之间的相对锁定。

[0007] 一种差速器，由壳体、摆动齿轮A和输出齿轮A组成的内齿轮副、摆动齿轮B和输出齿轮B组成的内齿轮副、至少两个A型中间齿轮、至少两个B型中间齿轮和至少两个摩擦片组成；每个A型中间齿轮的径向与壳体固定并且自转轴线与壳体自转轴线平行，每个A型中间齿轮至少与一个B型中间齿轮啮合，且每个由A型中间齿轮和B型中间齿轮组成的齿轮副齿轮比相同，每个A型中间齿轮上设有轴线与其自转轴线平行的偏心轴，每个A型中间齿轮上的偏心轴相对齿轮自转轴距离相同，所有A型中间齿轮上的偏心轴相位相同，每个A型中间齿轮上的偏心轴径向分别与摆动齿轮A固定，输出齿轮A与壳体自转转轴同轴，在A型中间齿轮与摆动齿轮A或壳体之间设有一片摩擦片；每个B型中间齿轮的径向与壳体固定并且自转轴线与壳体自转轴线平行，每个B型中间齿轮至少与一个A型中间齿轮啮合，每个B型中间齿轮上设有轴线与其自转轴线平行的偏心轴，每个B型中间齿轮上的偏心轴相对其自转轴距离相同，所有B型中间齿轮上的偏心轴相位相同，每个B型中间齿轮上的偏心轴径向分别与摆动齿轮B固定，输出齿轮B与壳体自转转轴同轴，在B型中间齿轮与摆动齿轮B或壳体之间设有一片摩擦片。上述空间位置关系限定的描述是限定零件之间直接或间接的连接和接触的一种更为严谨的描述方法，本领域一般技术人员可以根据上述空间位置关系的描述理解零件之间的连接关系和本发明技术方案的整体结构；壳体可以是一个零件也可以是由多个零件组成的一个构件，该壳体构件不一定要完全包裹所有零件，只需要使上述零件满足空间位置关系和力学连接关系； A型中间齿轮和B型中间齿轮相对于壳体的径向固定更确切的空间关系的解释就是每个中间齿轮的自转轴线都被固定在通过壳体径向截面上的一个点上，或因为中间齿轮与壳体之间要有轴承或者油润滑需要给自转留有间隙自转轴线被限制在通过一个壳体径向截面上很小的固定区域内，壳体与所有中间齿轮的关系可以理解为行星架与行星齿轮的关系，摆动齿轮A和所有A型中间齿轮的偏心轴之间的径向固定关系也符合上述描述，摆动齿轮B和所有B型中间齿轮的偏心轴之间的径向固定关系也符

合上述描述；A型中间齿轮和B型中间齿轮可以是同样的齿轮，也可以是齿数不同但能组成外齿轮副的齿轮; 上述的所有A型中间齿轮上的偏心轴相位相同的空间位置关系可以理解为任何两个A型中间齿轮的每个A型中间齿轮的偏心轴的轴心线与齿轮自转轴心线确定的平面始终保持平行;差速时摆动齿轮A以壳体自转轴线为轴与每个A型中间齿轮的自转同步公转，摆动齿轮B以壳体自转轴线为轴与每个B型中间齿轮的自转同步公转，差速器运转时扭矩从壳体输入，分别从输出齿轮A和输出齿轮B输出，外力通过何种结构输入又通过何种结构输出并不需要包含在差速器的技术方案内，但通常是通常齿轮或者转轴输出的，差速器的零件或构件上可以再加工有齿轮或加工有连接轴的花键，摩擦片是增加零件之间摩擦力的零件，本发明中使用摩擦片来增加中间齿轮和摆动齿轮的转动摩擦力来达到限滑的作用。

[0008] 上述摆动齿轮A和输出齿轮A组成的齿轮副或摆动齿轮B和输出齿轮B组成的齿轮副为摆线齿轮副。摆线齿轮副包括摆线针轮齿轮副，当摆线齿轮副较少齿差时，两个齿轮相对自转一周会对应一个齿轮绕另外一个齿轮的自转轴心线公转多周，可以放大自转时的阻力，而且摆线齿轮可以选择齿数较少的齿轮，在有限的空间内增大齿轮承受力，另外通过调整摆线齿轮的齿形还可以调节齿轮啮合的转动阻力和扭矩负载之间的关系，更有利于实施出不同限滑能力的差速器。

[0009] 上述的一种差速器，其特征是包括至少3个A型中间齿轮和至少3个B型中间齿轮。3个以上A型中间齿轮和3个以上B型中间齿轮就有3个偏心轴与摆动齿轮A和摆动齿轮B连接，更有利于摆动齿轮绕壳体自转轴心线公转的稳定性，3个偏心轴也更有利于壳体旋转带动摆动齿轮与壳体同步旋转的扭矩载荷能力。

[0010] 上述输出齿轮A和输出齿轮B为外齿齿轮。这时输出齿轮的自转带动齿轮副中的摆动齿轮向与输出齿轮自转方向相反的方向公转，这是输出齿轮与摆动齿轮之间的齿轮传动阻力更大，更有利于应用于限滑差速器，或在传动扭矩增大到某个固定值后造成转动阻力大于输入扭矩，造成齿轮锁定实现差速锁的效果。

[0011] 上述输出齿轮A和输出齿轮B为内齿齿轮。这时输出齿轮的自转带动齿轮副中的摆动齿轮向与输出齿轮自转方向相同的方向公转，这时输出齿轮与摆动齿轮

之间的齿轮传动阻力较小，更有利于差速器差速输出时减少阻力和扭矩损耗。

[0012] 上述A型中间齿轮和B型中间齿轮均为斜齿轮或蜗杆。斜齿轮组成的齿轮副在相对旋转时能够产生轴向应力，这个轴向应力有利于增大齿轮与轴向其他零件的摩擦压力，也就是增大齿轮的自转阻力；蜗杆属于一种齿轮，蜗杆和蜗杆组成的齿轮副在相对旋转时产生轴向应力，这个轴向应力增大蜗杆齿轮副中蜗杆和蜗杆之间的摩擦力，增加蜗杆自转阻力，同时这个轴向应力有利于增大蜗杆与轴向其他零件的摩擦压力，也增大蜗杆的自转阻力；在中间齿轮自转的阻力增加到某个固定值后会造成中间齿轮A和中间齿轮B的啮合转动阻力超过造成中间齿轮A和中间齿轮B相对转动的扭矩，实现差速器的锁定。

[0013] 上述输出齿轮A、输出齿轮B、摆动齿轮A和摆动齿轮B分别相对于壳体轴向固定。相对于壳体轴向固定的空间关系进一步解释就是与壳体空间位置关系中沿壳体轴向的分量保持不变，或因需要有相对壳体的径向或周向运动与壳体之间要有轴承或者油润滑需要留有间隙，转动零件与壳体空间位置关系中沿壳体轴向的分量被限制在一个相对小的固定范围内也算是一种固定形式，比如附图中所示，壳体从两端限制了输出齿轮A和输出齿轮B的远离壳体的轴向运动，其他零件在壳体内的空间占位又限制了输出齿轮A和输出齿轮B向壳体中心的移动，摆动齿轮A和摆动齿轮B同理，无论哪种轴向固定方式都要保留其他方向可以移动受工艺的影响会有一定的间隙，但是在空间的位置描述上使用“固定”一词是可以补充说明本发明的技术方案供本领域一般技术人员理解的，因为只要满足本发明内容第一段描述的技术方案而且所有零件在轴向不可能是无限长的，就必须把齿轮限制在一个一定量的相对轴向移动范围内，才能满足所述的空间位置关系的连接，这个限制是第一段描述的技术方案已经作为充要条件的隐含限定，本段的技术方案中更进一步添加以固定为限制的条件。

[0014] 上述的A型中间齿轮和B型中间齿轮轴向相对于壳体固定。相对于壳体轴向固定的空间关系进一步解释就是与壳体空间位置关系中沿壳体轴向的分量保持不变，或因需要有相对壳体的周向运动与壳体之间要有轴承或者油润滑需要给自转留有间隙，转动零件与壳体空间位置关系中沿壳体轴向的分量被限制在一个相对小的固定范围内也算是一种固定形式，无论哪种轴向固定方式都是受工艺

的影响会有一定的可移动范围，但是在空间的位置描述上使用“固定”一词是可以补充说明本发明的技术方案供本领域一般技术人员理解的，因为只要满足本发明内容第一段描述的技术方案而且所有零件在轴向不可能是无限长的，就必须把齿轮限制在一个一定量的相对轴向移动范围内，才能满足所述的连接关系，这个限制是第一段描述的技术方案已经作为充要条件的隐含限定，而且第一段描述的技术方案实施时可以为中间齿轮留有相对较大的轴向移动空间以满足中间齿轮选用斜齿轮和蜗杆时啮合的轴向应力造成轴向位移并增加限滑阻力的技术方案，本段特别强调的技术方案中更进一步添加以固定为限制条件的技术方案。

[0015] 上述的差速器的壳体还包含有用于与扭矩输入零件力学连接的齿轮或花键或螺丝孔；所述输出齿轮A和输出齿轮B分别还包含有用于与扭矩输出负载力学连接的齿轮或花键。在本发明以上技术方案的描述中旨在于描述差速器本身的结构和力学传递关系，差速器与外界零件的力学连接结构并不是差速器实现差数效果的结构的一部分所以并没有在上述技术方案中熬述，但是显然在差速器工作时差速器和所有的自身没有动力源的部件一样需要与外界力学连接，本发明提出的差速器应用于设备时差速器的扭矩的输入可以是在壳体外部设有与壳体周向固定的齿轮，齿轮与扭矩输入齿轮啮合，也可以是壳体通过花键与输入轴连接并同轴同步旋转；扭矩的输出可以选用输出齿轮A和输出齿轮B通过花键分别与两个输出轴连接并同轴同步旋转，也可以选用在输出齿轮A和输出齿轮B上设置与外部扭矩负载相啮合的齿轮来实现输出。

[0016] 本发明的差速器可以通过设置A型中间齿轮和B型中间齿轮的齿轮比例实现扭矩输出的分配设置；还可以通过摆动齿轮A和输出齿轮A的齿轮比与摆动齿轮B和输出齿轮B齿轮比的差异来实现扭矩输出的分配设置，这是本发明的差数器的一个重要进步优点，通过设置上述两处可调节输出扭矩分配的齿轮比，解决了现有技术中各种差速器调节扭矩分配的范围局限性，相比现有技术也降低了差速器为调节扭矩分配而设计的造型的加工难度和加工成本，相比于现有技术的某些差速器更提高了同样尺寸下的扭矩承载能力。

[0017] 本发明的差速器主要用于车辆的发动机动力经过变速箱之后向车轮输出，作为

中央差速器时，变速箱将扭矩输出给差速器壳体，输出齿轮A和输出齿轮B分别将扭矩输出给前后差速器，作为前差速器或后差速器时，中央差速器输出的扭矩通过转轴或齿轮输出到差速器壳体，差速器的输出齿轮A和输出齿轮B分别将扭矩输出到左右车轮。

[0018] 本发明技术方案中提到的负载是机械负载，指转动时需要带动的零件或因需要带动其他零件转动产生的阻力，当应用于汽车时，负载就是指差速器需要带动转动车轴和车轮，和带动车轮转动承受的阻力；扭矩有时在转动零件传递转动时也称为转矩，本发明技术方案描述中使用的或为逻辑或关系描述。

[0019] 一种摆线差速器，由行星架、至少两个一端带有曲柄轴的A型行星齿轮、至少两个一端带有曲柄轴的B型行星齿轮、至少一个A型摆动齿轮、输出齿轮A、至少一个B型摆动齿轮、输出齿轮B组成；每个A型行星齿轮的自转轴心固定在行星架上，每个A型行星齿轮的自转轴心线与行星架自转轴心线平行，每个A型行星齿轮至少与一个B型行星齿轮啮合，每个A型行星齿轮上曲柄轴的同一级曲拐的轴颈轴心线相对齿轮自转轴心线平行且距离相同，所有A型行星齿轮上的曲柄轴相位相同，每个A型行星齿轮上的同级曲拐的轴颈分别穿过同一个A型摆动齿轮上的每个轴孔，输出齿轮A自转转轴与行星架自转转轴同轴，输出齿轮A同时分别与每一个A型摆动齿轮啮合组成内齿轮副，所有的A型摆动齿轮齿廓相同齿数相等；每个B型行星齿轮的自转轴心固定在行星架上，每个B型行星齿轮的自转轴心线与行星架自转轴心线平行，每个B型行星齿轮至少与一个A型行星齿轮啮合，每个B型行星齿轮上曲柄轴的同一级曲拐的轴颈轴心线相对齿轮自转轴心线平行且距离相同，所有B型行星齿轮上的曲柄轴相位相同，每个B型行星齿轮上的同级曲拐的轴颈分别穿过同一个B型摆动齿轮上的每个轴孔，输出齿轮B自转转轴与行星架自转转轴同轴，输出齿轮B同时分别与每一个B型摆动齿轮啮合组成内齿轮副，所有的B型摆动齿轮齿廓相同齿数相等；每个A型行星齿轮和B型行星齿轮啮合的齿轮比相同，行星架、输出齿轮A和输出齿轮B分别设有用于与差速器外界零件连接的键槽或孔。本技术方案选用行星架和行星齿轮的描述方法进行描述，主要是为了更准确的描述零件间的连接关系，因为本发明的技术方案中并没传统的太阳轮结构且有行星齿轮之间的相互啮合，所以不属于传

统的行星齿轮传动机构，用行星齿轮和行星架的零件或构件命名方法只是便于更形象的阐述零件或构件之间的关系；还要强调上述组成摆线差速器的零件或构件可以选用一体加工成型的零件或一体运动的构件，本文中将“一端带有曲柄轴的A行星齿轮”简称为“A型行星齿轮”将“一端带有曲柄轴的B行星齿轮”简称为“B型行星齿轮”“一端带有曲柄轴的行星齿轮”简称为“行星齿轮”，当行星齿轮的曲柄轴有两级以上曲拐时，采用偏心轴套和非圆轴的形式组成带有曲柄轴的行星齿轮构件为常用方法，并且可以在差速器装配过程中配合其他零件的安装顺序逐级安装偏心轴套；曲拐的轴颈就是曲柄轴上偏心轴的轴颈，每一级曲拐就是曲柄轴上一级与相邻曲拐的偏心轴和自转轴都不同轴的偏心轴，上述的所有A型行星齿轮上的曲柄轴相位相同的空间位置关系可以理解为任何两个A型行星齿轮的曲柄轴的相同级曲拐的轴颈轴心线与齿轮自转轴心线确定的平面始终保持平行；A型行星齿轮和B型行星齿轮可以是同样的齿轮，也可以是齿数不同但能组成外齿轮副的齿轮；键槽有很多种形式，差速器上常用的是花键结构，行星架上的键槽可以是任何便于对行星架施加扭矩的单齿或多齿的齿形结构，而用于与外界零件连接的孔通常是将零件用螺丝或销钉与差速器外界零件连接固定的孔形结构。

[0020] 上述行星架通过所述键槽或孔受外力自转带动每个A型行星齿轮和每个B型行星齿轮随着行星架的自传进行公转，每个A型行星齿轮上的曲柄轴带动所有A型摆动齿轮随行星架转动，所有A型摆动齿轮带动输出齿轮A转动，每个B型行星齿轮上的曲柄轴带动所有B型摆动齿轮随行星架转动，所有B型摆动齿轮带动输出齿轮B转动，输出齿轮A和输出齿轮B分别通过键槽或孔输出转动；当输出齿轮A和输出齿轮B转速相同时差速器内所有零件相对行星架静止不动；当输出齿轮A和输出齿轮B的输出负载不同造成转速不同时，输出齿轮A和输出齿轮B发生相对转动，既输出齿轮A和输出齿轮B分别与行星架发生方向相反的相对转动，造成所有A型摆动齿轮和所有B型摆动齿轮分别与行星架发生相对于行星架自转轴线的方向相反的公转，每个A型摆动齿轮和每个B型摆动齿轮相对于行星架自转轴线的公转通过曲柄轴带动每个A型行星齿轮和每个B型行星齿轮向相反方向自转，受限于A型行星齿轮和B型行星齿轮的啮合，输出齿轮A和输出齿轮B只能

以一个固定的转速比关系相对于行星架发生方向相反的相对旋转。上述是本发明的摆线差速器转动运动的传递关系或者说扭矩的传递关系和差速输出的实现原理；进一步解释本发明的差速器潜在的限滑机制的实现原理是:输出齿轮A和A型摆动齿轮的齿数决定输出齿轮A相对行星架自转一周带动的每个A型摆动齿轮以行星架自转轴线为轴相对于行星架公转圈数，A型摆动齿轮的公转圈数与每个A型行星齿轮的自转圈数相同，输出齿轮B和B型摆动齿轮的齿数决定输出齿轮B相对行星架自转一周带动的每个B型摆动齿轮以行星架自转轴线为轴相对于行星架公转圈数，B型摆动齿轮的公转圈数与每个B型行星齿轮的自转圈数相同，当输出齿轮自转与齿轮副内的摆动齿轮公转的转速比较高时，尤其是输出齿轮和摆动齿轮组成少齿差内齿轮副时，由于摩擦力和润滑油流体阻力的存在，输出齿轮A和输出齿轮B的相对旋转时的差速器内部差数转动阻力会根据相对旋转转速成比例放大，同时这个差速器内部的差数转动阻力也在造成输出齿轮与啮合的摆动齿轮之间啮合面压力增大，造成输出齿轮与啮合的摆动齿轮之间齿轮副传动阻力增大，进一步加大输出齿轮A和输出齿轮B相对转动的差速器内部差数转动阻力，这些阻力的增大都在平衡造成输出齿轮A和输出齿轮B转速差异的外界输出阻力的差异，使输出齿轮A和输出齿轮B趋于同速输出，也就是起到限滑作用；具体能否在打滑时实现锁定，取决于差速器内部差数转动阻力增大的最大值，理论上当输出齿轮A和输出齿轮B的相对扭矩或相对转速造成的差速器内部差数转动阻力大于等于输入到行星架的扭矩时可以实现输出齿轮A和输出齿轮B之间的相对锁定，输出负载指的是输出齿轮通过键槽或孔与外界零件周向连接后需要带动的外界零件转动时的阻力。

[0021] 摆线差速器，由行星架、至少两个一端带有曲柄轴的A型行星齿轮、至少两个一端带有曲柄轴的B型行星齿轮、两个A型摆动齿轮、输出齿轮A、两个B型摆动齿轮、输出齿轮B组成；每个A型行星齿轮的自转轴心固定在行星架上，每个A型行星齿轮的自转轴心线与行星架自转轴心线平行，每个A型行星齿轮至少与一个B型行星齿轮啮合，每个A型行星齿轮上的曲柄轴带有两级偏心轴且两级偏心轴相位相差180度，所有A型行星齿轮的曲柄轴上的偏心轴轴心都与行星齿轮自转轴心平行且偏心距相同，所有A型行星齿轮上的曲柄轴相位相同，每个A型行

星齿轮上的两级偏心轴分别穿过两个A型摆动齿轮上对应的轴孔，输出齿轮A自转转轴与行星架自转转轴同轴，输出齿轮A同时分别与两个A型摆动齿轮啮合组成内齿轮副，两个A型摆动齿轮齿廓相同齿数相等；每个B型行星齿轮的自转轴心固定在行星架上，每个B型行星齿轮的自转轴心线与行星架自转轴心线平行，每个B型行星齿轮至少与一个A型行星齿轮啮合，每个B型行星齿轮上的曲柄轴带有两级偏心轴且两级偏心轴相位相差180度，所有B型行星齿轮的曲柄轴上的偏心轴轴心都与行星齿轮自转轴心平行且偏心距相同，所有B型行星齿轮上的曲柄轴相位相同，每个B型行星齿轮上的两级偏心轴分别穿过两个B型摆动齿轮上对应的轴孔，输出齿轮B自转转轴与行星架自转转轴同轴，输出齿轮B同时分别与两个B型摆动齿轮啮合组成内齿轮副，两个B型摆动齿轮齿廓相同齿数相等；每个A型行星齿轮和B型行星齿轮啮合的齿轮比相同，行星架、输出齿轮A和输出齿轮B分别设有用于与差速器外界零件连接的齿形结构或孔形结构。本技术方案选用行星架和行星齿轮的描述方法进行描述，主要是为了更准确的描述零件间的连接关系，因为本发明的技术方案中并没传统的太阳轮结构且有行星齿轮之间的相互啮合，所以不属于传统的行星齿轮传动机构，用行星齿轮和行星架的零件或构件命名方法只是便于更形象的阐述零件或构件之间的关系；还要强调上述组成摆线限滑差速器的零件或构件可以选用一体加工成型的零件或一体运动的构件，本文中将“一端带有曲柄轴的A行星齿轮”简称为“A型行星齿轮”,将“一端带有曲柄轴的B行星齿轮”简称为“B型行星齿轮”，将“一端带有曲柄轴的行星齿轮”简称为“行星齿轮”；上述的所有A型行星齿轮上的曲柄轴相位相同的空间位置关系可以理解为任何两个A型行星齿轮的曲柄轴的相同级偏心轴的轴心线与齿轮自转轴心线确定的平面始终保持平行；行星齿轮上的两级偏心轴相位相差180度造成其穿过的两个摆动齿轮的公转相位差相差180度，两个摆动齿轮与同一个输出齿轮啮合时180度的相位差保证了两个摆动齿轮对输出齿轮造成的径向压力抵消，降低输出齿轮的径向负荷，同理也降低行星齿轮和行星齿轮曲柄轴的径向负荷，同时还保证了差速器整体转动的重心居中；A型行星齿轮和B型行星齿轮可以是同样的齿轮，也可以是齿数不同但能组成外齿轮副的齿轮；齿形结构有很多种形式，差速器上常用的是花键结构，行星架上的齿形结构可以

是任何便于对行星架施加扭矩的单齿或多齿的齿形结构，而用于与外界零件连接的孔形结构通常是将零件用螺丝或销钉与差速器外界零件连接固定的螺丝孔或销钉孔。

[0022] 摆线差速器，由行星架、至少两个一端带有曲柄轴的A型行星齿轮、至少两个一端带有曲柄轴的B型行星齿轮、两个A型摆动齿轮、输出齿轮A、两个B型摆动齿轮、输出齿轮B和至少两片摩擦片组成；每个A型行星齿轮的自转轴心固定在行星架上，每个A型行星齿轮的自转轴心线与行星架自转轴心线平行，每个A型行星齿轮至少与一个B型行星齿轮啮合，每个A型行星齿轮上的曲柄轴带有两级偏心轴且两级偏心轴相位相差180度，所有A型行星齿轮的曲柄轴上的偏心轴轴心都与行星齿轮自转轴心平行且偏心距相同，所有A型行星齿轮上的曲柄轴相位相同，每个A型行星齿轮上的两级偏心轴分别穿过两个A型摆动齿轮上对应的轴孔，输出齿轮A自转转轴与行星架自转转轴同轴，输出齿轮A同时分别与两个A型摆动齿轮啮合组成内齿轮副，两个A型摆动齿轮齿廓相同齿数相等，在A型摆动齿轮与其他零件之间设有摩擦片；每个B型行星齿轮的自转轴心固定在行星架上，每个B型行星齿轮的自转轴心线与行星架自转轴心线平行，每个B型行星齿轮至少与一个A型行星齿轮啮合，每个B型行星齿轮上的曲柄轴带有两级偏心轴且两级偏心轴相位相差180度，所有B型行星齿轮的曲柄轴上的偏心轴轴心都与行星齿轮自转轴心平行且偏心距相同，所有B型行星齿轮上的曲柄轴相位相同，每个B型行星齿轮上的两级偏心轴分别穿过两个B型摆动齿轮上对应的轴孔，输出齿轮B自转转轴与行星架自转转轴同轴，输出齿轮B同时分别与两个B型摆动齿轮啮合组成内齿轮副，两个B型摆动齿轮齿廓相同齿数相等，在B型摆动齿轮与其他零件之间设有摩擦片；每个A型行星齿轮和B型行星齿轮啮合的齿轮比相同，行星架、输出齿轮A和输出齿轮B分别设有用于与差速器外界零件连接的齿形结构或孔形结构。本技术方案选用行星架和行星齿轮的描述方法进行描述，主要是为了更准确的描述零件间的连接关系，因为本发明的技术方案中并没传统的太阳轮结构且有行星齿轮之间的相互啮合，所以不属于传统的行星齿轮传动机构，用行星齿轮和行星架的零件或构件命名方法只是便于更形象的阐述零件或构件之间的关系；还要强调上述组成摆线差速器的零件或构件可以选用一

体加工成型的零件或一体运动的构件，本文中将“一端带有曲柄轴的A行星齿轮”简称为“A型行星齿轮”,将“一端带有曲柄轴的B行星齿轮”简称为“B型行星齿轮”，将“一端带有曲柄轴的行星齿轮”简称为“行星齿轮”；上述的所有A型行星齿轮上的曲柄轴相位相同的空间位置关系可以理解为任何两个A型行星齿轮的曲柄轴的相同级偏心轴的轴心线与齿轮自转轴心线确定的平面始终保持平行；行星齿轮上的两级偏心轴相位相差180度造成其穿过的两个摆动齿轮的公转相位差相差180度，两个摆动齿轮与同一个输出齿轮啮合时180度的相位差保证了两个摆动齿轮对输出齿轮造成的径向压力抵消，降低输出齿轮的径向负荷，同理也降低行星齿轮和行星齿轮曲柄轴的径向负荷，同时还保证了差速器整体转动的重心居中；A型行星齿轮和B型行星齿轮可以是同样的齿轮，也可以是齿数不同但能组成外齿轮副的齿轮；所述摩擦片用于增大零件间的摩擦力；齿形结构有很多种形式，差速器上常用的是花键结构，行星架上的齿形结构可以是任何便于对行星架施加扭矩的单齿或多齿的齿形结构，而用于与外界零件连接的孔形结构通常是将零件用螺丝或销钉与差速器外界零件连接固定的螺丝孔或销钉孔。

[0023] 上述A型摆动齿轮和输出齿轮A组成的齿轮副或B型摆动齿轮和输出齿轮B组成的齿轮副为摆线齿轮副。摆线齿轮副包括摆线针轮副，当摆线齿轮副较少齿差时，两个齿轮相对自转一周会对应一个齿轮绕另外一个齿轮的自转轴心线公转多周，可以放大自转时的阻力，而且摆线齿轮可以选择齿数较少的齿轮，在有限的空间内增大齿轮承受力，另外通过调整摆线齿轮的齿形还可以调节齿轮啮合的转动阻力和啮合扭矩之间的关系，更有利于实施出不同限滑能力的差速器。

[0024] 上述A型行星齿轮和B型行星齿轮均为斜齿轮或蜗杆。斜齿轮组成的齿轮副在相对旋转时能够产生轴向应力，这个轴向应力有利于增大齿轮与轴向其他零件的摩擦压力，也就是增大齿轮的自转阻力；蜗杆属于一种齿轮，蜗杆和蜗杆组成的齿轮副在相对旋转时产生轴向应力，这个轴向应力增大蜗杆齿轮副中蜗杆和蜗杆之间的摩擦力，增加蜗杆自转阻力，同时这个轴向应力有利于增大蜗杆与轴向其他零件的摩擦压力，也增大蜗杆的自转阻力，在蜗杆的导程角小于一定角度之后蜗杆和蜗杆组成的齿轮副会在一定的相对扭矩时自锁；在行星齿轮

自转的阻力增加到某个固定值后会造成行星齿轮A和行星齿轮B的啮合转动阻力超过造成行星齿轮A和行星齿轮B相对转动的扭矩，可以实现差速器的锁定。

[0025] 上述的摆线差速器，包括至少3个A型行星齿轮和至少3个B型行星齿轮。3个以上A型行星齿轮和3个以上B型行星齿轮就分别至少有3个曲柄轴与A型摆动齿轮和B型摆动齿轮连接，更有利于摆动齿轮绕行星架自转轴心线公转的稳定性，3个曲柄轴也更有利于行星架旋转带动摆动齿轮与行星架同步旋转的扭矩载荷能力。

[0026] 上述的摆线差速器，所述差速器包含公转相位相差180度的两个A型摆动齿轮或公转相位相差180度的两个B型摆动齿轮。两个摆动齿轮与同一个输出齿轮啮合时180度的相位差保证了两个摆动齿轮对输出齿轮造成的径向压力抵消，降低输出齿轮的径向负荷，同理也降低行星齿轮和行星齿轮曲柄轴的径向负荷，同时还保证了差速器整体转动的重心居中。

[0027] 上述的摆线差速器，所述一端带有曲柄轴的A型行星齿轮或一端带有曲柄轴的B型行星齿轮由一端伸出的非圆轴的齿轮零件和套在非圆轴上的偏心轴套组成。当行星齿轮的曲柄轴有两级偏心轴时，采用偏心轴套和非圆轴的形式组成带有曲柄轴的行星齿轮构件为常用方法，并且可以在差速器装配过程中配合其他零件的安装顺序逐级安装偏心轴套。[0011] 上述的摆线差速器，所述行星架上设有至少一处限位结构，限位结构对输出齿轮A和输出齿轮B径向限位，限位结构对输出齿轮A和输出齿轮B轴向限位，限位结构对A型行星齿轮和B型行星齿轮轴向限位。在差速器中不需要精密的输出精度，而更需要在不同的差数条件下表现出不同的差数器差数转动内部阻力，那么相对位置有一定松动量的零件布局有利于减少正常行驶过程中的差数转动内部阻力，又能保证在出现较大差数需要线滑时，差速器内部齿轮之间的啮合造成的轴向应力时零件之间压紧增大差速器差数转动内部阻力。

[0028] 上述的摆线差速器，所述差速器还包括壳体，该壳体上设有至少一处限位结构，限位结构对行星架、输出齿轮A和输出齿轮B径向限位，限位结构对输出齿轮A和输出齿轮B轴向限位。有些情况下需要给差速器增加独立的壳体，壳体和行星架之间不一定有周向的固定关系，甚至壳体可以是变速箱壳体的一部分，壳

体可以有效的提供一些必要的零件限位同时壳体还可以承载润滑油给润滑油的流动提供更好的控制。

[0029] 上述的摆线差速器，所述差速器还包括壳体，该壳体与行星架周向固定，壳体上设有用于与差速器外界零件连接的键槽或孔，或设有与差速器外界零件啮合的齿轮。在有些情况下，尤其是差速器作为后差速器的情况，差速器的行星架需要通过壳体与扭矩输入零件连接或连动，这时壳体就必须与行星架周向固定。

[0030] 上述的摆线差速器，所述行星架由两个径向相对固定，周向相对固定的零件或构件组成。两片行星架分别设置在行星齿轮轴向的两端，轴向上这两片行星架在相互限位或受其他零件限位下允许有一定的移动间隙，这并不影响行星架带动行星齿轮公转，尤其是选用斜齿轮或蜗杆作为行星齿轮时，行星架可以在行星齿轮的轴向应力推动下轴向移动，这有利于在差速器打滑时行星齿轮啮合力矩较大的时候增加差速器内部行星架与摆动齿轮之间的摩擦，甚至进一步增加摆动齿轮与其他零件的摩擦，可以增大差速器内部差数转动阻力，提高限滑效果。

[0031] 本发明的摆线差速器可以通过设置A型行星齿轮和B型行星齿轮的齿轮比例实现扭矩输出的分配设置；还可以通过A型摆动齿轮和输出齿轮A的齿轮比与B型摆动齿轮和输出齿轮B齿轮比的差异来实现扭矩输出的分配设置，这是本发明的差数器的一个重要进步优点，通过设置上述两处可调节输出扭矩分配的齿轮比，解决了现有技术中各种差速器调节扭矩分配的范围局限性，相比现有技术也降低了差速器为调节扭矩分配而设计的造型的加工难度和加工成本，相比于现有技术的某些差速器更提高了同样尺寸下的扭矩承载能力，或者说减小相同载荷能力下的差速器体积，降低传动机构的转动惯量能够有效提升传动效率。

[0032] 本发明的摆线差速器主要用于车辆的发动机动力经过变速箱之后向车轮输出，作为中央差速器时，通常是变速箱将扭矩输出给差速器行星架，输出齿轮A和输出齿轮B分别将扭矩输出给前后差速器，作为前差速器或后差速器时，通常中央差速器输出的扭矩通过转轴或齿轮输出到差速器壳体，差速器壳体带动行星架，差速器的输出齿轮A和输出齿轮B分别将扭矩输出到左右车轮。

对附图的简要说明

附图说明

[0033] 图1实施例1的差速器结构示意图（剖视图）。

[0034] 图2实施例1的差速器零件爆炸图。

[0035] 图3实施例1的差速器立体图。

[0036] 图4实施例2的差速器结构示意图（剖视图，图中隐藏螺丝）。

[0037] 图5实施例2的差速器中间齿轮特写图（图中隐藏其他零件）。

[0038] 图6实施例3的差速器结构示意图（剖视图）。

[0039] 图7实施例4的差速器结构示意图（剖视图）。

[0040] 图8实施例4的差速器中间齿轮特写图（图中隐藏其他零件保留部分壳体）。

[0041] 图9实施例6的限滑差速器结构示意图（剖视图）。

[0042] 图10实施例6的限滑差速器零件爆炸图。

[0043] 图1~图10中：1，壳体；2，A型中间齿轮；3，B型中间齿轮；4，摆动齿轮A；5，摆动齿轮B；6，输出齿轮A；7，输出齿轮B；8，摩擦片。

[0044] 图11实施例7的摆线差速器结构示意图。

[0045] 图12实施例7的摆线差速器零件爆炸图。

[0046] 图13实施例7的摆线差速器立体图。

[0047] 图14实施例8的摆线差速器结构示意图。

[0048] 图15实施例8的摆线差速器零件爆炸图。

[0049] 图11~图15中：1，行星架；2，A型行星齿轮的一端带有非圆轴的齿轮零件；3，A型行星齿轮包含的偏心轴套零件；4，B型行星齿轮的一端带有非圆轴的齿轮零件；5，B型行星齿轮包含的偏心轴套零件；6，A型摆动齿轮；7，B型摆动齿轮；8，输出齿轮A；9，输出齿轮B；10，壳体；11，摩擦片。

发明实施例

具体实施方式

[0050] 实施例1，如图1~图3所示，本实施例中选用的A型中间齿轮为3个相同的渐开线直齿轮，B型中间齿轮也是3个相同的渐开线直齿轮，A型中间齿轮和B型中间齿轮的齿数都相等，3个A型中间齿轮和与3个B型中间齿轮相互啮合组成3个齿轮

副，摆动齿轮A和输出齿轮A选用了一对齿差为2的摆线内齿轮副，其中输出齿轮A为外齿轮，A型中间齿轮两端加工有轴并在一端上加工有轴向伸出的偏心轴，3个A型中间齿轮上的偏心轴分别插入摆动齿轮A端面上的轴孔，摆动齿轮B和输出齿轮B选用一对与摆动齿轮A和输出齿轮A齿形和齿数完全相同的摆线内齿轮副，其中输出齿轮B为外齿轮，B型中间齿轮两端加工有轴并在一端上加工有轴向伸出的偏心轴，3个B型中间齿轮上的偏心轴分别插入摆动齿轮B端面上的轴孔，输出齿轮A和输出齿轮B的中心设有带花键的轴孔，壳体如图所示选用了一个由4个零件组成的构件并用螺丝组装固定，壳体上加工有连接中间齿轮两端轴的轴孔，壳体上还设有用于安装外接齿轮的安装孔。

[0051] 实施例2，如图4和图5所示，本实施例中选用的A型中间齿轮为3个相同的渐开线直齿轮，B型中间齿轮也是3个相同的渐开线直齿轮，A型中间齿轮和B型中间齿轮的齿数都相等，每个A型中间齿轮与相邻的两个B型中间齿轮相互啮合，每个B型中间齿轮与相邻的两个A型中间齿轮相互啮合，6个中间齿轮组成一组，这样能够更好的提高齿轮的扭矩承受能力，也加大中间齿轮的啮合摩擦面积增大转动阻力，摆动齿轮A和输出齿轮A选用了一对齿差为2的摆线内齿轮副，其中输出齿轮A为内齿轮，A型中间齿轮两端加工有轴并在一端上加工有轴向伸出的偏心轴，3个A型中间齿轮上的偏心轴分别插入摆动齿轮A端面上的轴孔，摆动齿轮B和输出齿轮B选用一对与摆动齿轮A和输出齿轮A齿形和齿数完全相同的摆线内齿轮副，其中输出齿轮B为内齿轮，B型中间齿轮两端加工有轴并在一端上加工有轴向伸出的偏心轴，3个B型中间齿轮上的偏心轴分别插入摆动齿轮B端面上的轴孔，输出齿轮A和输出齿轮B上加工有带花键的轴孔，壳体如图所示选用了一个由4个零件组成的构件并用螺丝组装固定，壳体上加工有连接中间齿轮两端轴的轴孔，壳体上还设有用于安装外接齿轮的安装孔。

[0052] 实施例3，如图6所示，本实施例中选用的A型中间齿轮为3个相同的渐开线直齿轮，B型中间齿轮也是3个相同的渐开线直齿轮，A型中间齿轮和B型中间齿轮的齿数都相等，3个A型中间齿轮和与3个B型中间齿轮相互啮合组成3个齿轮副，摆动齿轮A和输出齿轮A选用了一对齿差为2的摆线内齿轮副，其中输出齿轮A为外齿轮，A型中间齿轮两端加工有轴并在一端上加工有轴向伸出的偏心轴，3个A型

中间齿轮上的偏心轴分别插入摆动齿轮A端面上的轴孔，摆动齿轮B和输出齿轮B选用一对与摆动齿轮A和输出齿轮A齿形和齿数完全相同的摆线内齿轮副，其中输出齿轮B为外齿轮，B型中间齿轮两端加工有轴并在一端上加工有轴向伸出的偏心轴，3个B型中间齿轮上的偏心轴分别插入摆动齿轮B端面上的轴孔，输出齿轮A和输出齿轮B的中心设有带花键的轴孔，壳体如图所示选用了一个由4个零件组成的构件并用螺丝组装固定，壳体上加工有连接中间齿轮两端轴的轴孔，壳体中心还加工有同轴花键孔用于通过轴连接输入扭矩。

[0053] 实施例4，如图7和图8所示，本实施例中选用的A型中间齿轮为3个相同的渐开线直齿轮，B型中间齿轮也是3个相同的渐开线直齿轮，A型中间齿轮和B型中间齿轮的齿数都相等，3个A型中间齿轮和与3个B型中间齿轮相互啮合组成3个齿轮副，三个齿轮副镶嵌在壳体的三个与齿轮副外轮廓相对应的缺口内，摆动齿轮A和输出齿轮A选用了一对齿差为2的摆线内齿轮副，其中输出齿轮A为外齿轮，A型中间齿轮一端上加工有轴向伸出的偏心轴，3个A型中间齿轮上的偏心轴分别插入摆动齿轮A端面上的轴孔，摆动齿轮B和输出齿轮B选用一对与摆动齿轮A和输出齿轮A齿形和齿数完全相同的摆线内齿轮副，其中输出齿轮B为外齿轮，B型中间齿轮一端上加工有轴向伸出的偏心轴，3个B型中间齿轮上的偏心轴分别插入摆动齿轮B端面上的轴孔，输出齿轮A和输出齿轮B的中心设有带花键的轴孔，壳体如图所示选用了一个由3个零件组成的构件并用螺丝组装固定，壳体上还设有用于安装外接齿轮的安装孔。

[0054] 实施例5，本实施考虑到当差速器作为中央差速器负责扭矩以不等比例输出到前后轴时，通过选择不同的摆线齿轮副齿差来实现扭矩的不平等分配，例中选用的A型中间齿轮为3个相同的渐开线直齿轮，B型中间齿轮也是3个相同的渐开线直齿轮，A型中间齿轮和B型中间齿轮的齿数都相等，3个A型中间齿轮和与3个B型中间齿轮相互啮合组成3个齿轮副，摆动齿轮A和输出齿轮A选用了一对齿差为2的摆线内齿轮副，其中输出齿轮A为外齿轮，A型中间齿轮两端加工有轴并在一端上加工有轴向伸出的偏心轴，3个A型中间齿轮上的偏心轴分别插入摆动齿轮A端面上的轴孔，摆动齿轮B和输出齿轮B选用了一对齿差为3的摆线内齿轮副，其中输出齿轮B为外齿轮，B型中间齿轮两端加工有轴并在一端上加工有轴

向伸出的偏心轴，3个B型中间齿轮上的偏心轴分别插入摆动齿轮B端面上的轴孔，输出齿轮A和输出齿轮B的中心设有带花键的轴孔，壳体选用了一个由4个零件组成的构件并用螺丝组装固定，壳体上加工有连接中间齿轮两端轴的轴孔，壳体中心还加工有同轴花键孔用于通过轴连接输入扭矩(本实施例的差速器结构与实施例3基本一致唯一区别在摆动齿轮B和输出齿轮B之间的齿差设置为3)。

[0055] 实施例6，如图9~图10所示，本实施例中选用的A型中间齿轮为3个相同的渐开线直齿轮，B型中间齿轮也是3个相同的渐开线直齿轮，A型中间齿轮和B型中间齿轮的齿数都相等，3个A型中间齿轮和与3个B型中间齿轮相互啮合组成3个齿轮副，摆动齿轮A和输出齿轮A选用了一对齿差为2的摆线内齿轮副，其中输出齿轮A为外齿轮，A型中间齿轮两端加工有轴并在一端上加工有轴向伸出的偏心轴，3个A型中间齿轮上的偏心轴分别插入摆动齿轮A端面上的轴孔，摆动齿轮B和输出齿轮B选用一对与摆动齿轮A和输出齿轮A齿形和齿数完全相同的摆线内齿轮副，其中输出齿轮B为外齿轮，B型中间齿轮两端加工有轴并在一端上加工有轴向伸出的偏心轴，3个B型中间齿轮上的偏心轴分别插入摆动齿轮B端面上的轴孔，输出齿轮A和输出齿轮B的中心设有带花键的轴孔，两片铜基粉末冶金材料制成的摩擦片分别置于摆动齿轮A与A型中间齿轮之间和摆动齿轮B与B型中间齿轮之间，壳体如图所示选用了一个由4个零件组成的构件并用螺丝组装固定，壳体上加工有连接中间齿轮两端轴的轴孔，壳体上还设有用于安装外接齿轮的安装孔。

[0056] 实施例7，如图11~图13所示，

[0057] 本实施例中行星架选用了两片带有外花键的行星架零件组成，A型行星齿轮为3个相同的渐开线直齿轮，B型行星齿轮也是3个相同的渐开线直齿轮，A型行星齿轮和B型行星齿轮的齿数都相等，3个A型行星齿轮分别与3个B型行星齿轮相互啮合组成3个齿轮副，A型行星齿轮和B型行星齿轮都选用了含有两级曲拐的曲柄轴的行星齿轮，实现方法是在每个行星齿轮构件的齿轮零件的扁形出轴上装上相位相差180度的偏心轴套形成了曲柄轴的两级曲拐，偏心轴套和齿轮装在一起组成了行星齿轮构件，本实施例选用了两个32齿的A型摆动齿轮和34齿的输出齿轮A分别组成了齿差为2的摆线内齿轮副，其中输出齿轮A为内齿齿轮，每个A型

行星齿轮上的偏心轴套形成的两级曲拐分别嵌入两个A型摆动齿轮的不同轴孔；本实施例选用了两个32齿的B型摆动齿轮和34齿的输出齿轮B分别组成了齿差为2的摆线内齿轮副，其中输出齿轮B为内齿齿轮，每个B型行星齿轮上的偏心轴套形成的两级曲拐分别嵌入两个B型摆动齿轮的不同轴孔；输出齿轮A和输出齿轮B的中心设有带花键的轴孔，壳体带有内花键与行星架的花键对应，壳体主体零件两端有限位零件通过螺纹和固定螺丝组成壳体构件，差速器壳体内的零件被壳体限制在相应位置，壳体上加工有连接扭矩输入齿轮的螺丝孔；本实施例中除偏心轴套选用锡青铜合金为材料制成意外，其他零件均选用铬钼钢为材料加工而成。

[0058] 实施例8，如图14~图15所示，本实施例中行星架选用了两片带有外花键的行星架零件组成，A型行星齿轮为3个相同的渐开线直齿轮，B型行星齿轮也是3个相同的渐开线直齿轮，A型行星齿轮和B型行星齿轮的齿数都相等，3个A型行星齿轮分别与3个B型行星齿轮相互啮合组成3个齿轮副，A型行星齿轮和B型行星齿轮都是含有两级偏心轴的曲柄轴的行星齿轮，实现方法是在每个行星齿轮构件的齿轮零件的扁形出轴上装上相位相差180度的偏心轴套形成了曲柄轴的两级偏心轴，偏心轴套和齿轮装在一起组成了行星齿轮构件，本实施例选用了两个32齿的A型摆动齿轮和34齿的输出齿轮A分别组成了齿差为2的摆线内齿轮副，其中输出齿轮A为内齿齿轮，每个A型行星齿轮上的偏心轴套形成的两级偏心轴分别嵌入两个A型摆动齿轮的对应轴孔，在A型摆动齿轮与行星架之间设有摩擦片；本实施例选用了两个32齿的B型摆动齿轮和34齿的输出齿轮B分别组成了齿差为2的摆线内齿轮副，其中输出齿轮B为内齿齿轮，每个B型行星齿轮上的偏心轴套形成的两级偏心轴分别嵌入两个B型摆动齿轮的对应轴孔，在B型摆动齿轮与行星架之间设有摩擦片；输出齿轮A和输出齿轮B的中心设有带花键的轴孔，壳体带有内花键与行星架的花键对应，壳体主体零件两端有限位零件通过螺纹和固定螺丝组成壳体构件，差速器壳体内的零件被壳体限制在相应位置，壳体上加工有连接扭矩输入齿轮的螺丝孔；本实施例中除偏心轴套选用锡青铜合金为材料制成，摩擦片使用铜基摩擦片专用材料制成，其他零件均选用铬钼钢为材料加工而成。

权利要求书

[权利要求 1] 一种差速器，其特征是：由壳体、摆动齿轮A和输出齿轮A组成的内齿轮副、摆动齿轮B和输出齿轮B组成的内齿轮副、至少两个A型中间齿轮、至少两个B型中间齿轮组成；每个A型中间齿轮的径向与壳体固定并且自转轴线与壳体自转轴线平行，每个A型中间齿轮至少与一个B型中间齿轮啮合，且每个由A型中间齿轮和B型中间齿轮组成的齿轮副齿轮比相同，每个A型中间齿轮上设有轴线与其自转轴线平行的偏心轴，每个A型中间齿轮上的偏心轴相对齿轮自转轴距离相同，所有A型中间齿轮上的偏心轴相位相同，每个A型中间齿轮上的偏心轴径向分别与摆动齿轮A固定，输出齿轮A与壳体自转转轴同轴；每个B型中间齿轮的径向与壳体固定并且自转轴线与壳体自转轴线平行，每个B型中间齿轮至少与一个A型中间齿轮啮合，每个B型中间齿轮上设有轴线与其自转轴线平行的偏心轴，每个B型中间齿轮上的偏心轴相对其自转轴距离相同，所有B型中间齿轮上的偏心轴相位相同，每个B型中间齿轮上的偏心轴径向分别与摆动齿轮B固定，输出齿轮B与壳体自转转轴同轴。

[权利要求 2] 根据权利要求1所述的一种差速器，其特征是：所述壳体受外力自转带动每个A型中间齿轮和每个B型中间齿轮随着壳体绕壳体自转轴公转，每个A型中间齿轮上的偏心轴带动摆动齿轮A随壳体转动，摆动齿轮A带动输出齿轮A转动，每个B型中间齿轮上的偏心轴带动摆动齿轮B随壳体转动，摆动齿轮B带动输出齿轮B转动，输出齿轮A和输出齿轮B分别输出转动；当输出齿轮A和输出齿轮B转速相同时差速器内所有零件相对壳体静止不动；当输出齿轮A和输出齿轮B的输出负载不同造成转速不同时，输出齿轮A和输出齿轮B发生相对转动，既输出齿轮A和输出齿轮B分别与壳体发生方向相反的相对转动，造成摆动齿轮A和摆动齿轮B都与壳体发生相对于壳体自转轴线的方向相反的公转，摆动齿轮A和摆动齿轮B相对于壳体自转轴线的公转通过偏心轴带动每个A型中间齿轮和每个B

型中间齿轮向相反方向自转，受限于A型中间齿轮和B型中间齿轮的啮合，输出齿轮A和输出齿轮B只能以一个固定的转速比关系相对于壳体发生方向相反的相对旋转。

[权利要求 3] 一种差速器，其特征是：由壳体、摆动齿轮A和输出齿轮A组成的内齿轮副、摆动齿轮B和输出齿轮B组成的内齿轮副、至少两个A型中间齿轮、至少两个B型中间齿轮和至少两个摩擦片组成；每个A型中间齿轮的径向与壳体固定并且自转轴线与壳体自转轴线平行，每个A型中间齿轮至少与一个B型中间齿轮啮合，且每个由A型中间齿轮和B型中间齿轮组成的齿轮副齿轮比相同，每个A型中间齿轮上设有轴线与其自转轴线平行的偏心轴，每个A型中间齿轮上的偏心轴相对齿轮自转轴距离相同，所有A型中间齿轮上的偏心轴相位相同，每个A型中间齿轮上的偏心轴径向分别与摆动齿轮A固定，输出齿轮A与壳体自转转轴同轴，在A型中间齿轮与摆动齿轮A或壳体之间设有一片摩擦片；每个B型中间齿轮的径向与壳体固定并且自转轴线与壳体自转轴线平行，每个B型中间齿轮至少与一个A型中间齿轮啮合，每个B型中间齿轮上设有轴线与其自转轴线平行的偏心轴，每个B型中间齿轮上的偏心轴相对其自转轴距离相同，所有B型中间齿轮上的偏心轴相位相同，每个B型中间齿轮上的偏心轴径向分别与摆动齿轮B固定，输出齿轮B与壳体自转转轴同轴，在B型中间齿轮与摆动齿轮B或壳体之间设有一片摩擦片。

[权利要求 4] 根据权利要求1或3所述的一种差速器，其特征是：所述摆动齿轮A和输出齿轮A组成的齿轮副或摆动齿轮B和输出齿轮B组成的齿轮副为摆线齿轮副。

[权利要求 5] 根据权利要求1或3所述的一种差速器，其特征是：所述差速器包括至少3个A型中间齿轮和至少3个B型中间齿轮。

[权利要求 6] 根据权利要求1或3所述的一种差速器，其特征是：所述输出齿轮A和输出齿轮B为外齿齿轮。

[权利要求 7] 根据权利要求1或3所述的一种差速器，其特征是：所述输出齿轮A

和输出齿轮B为内齿齿轮。

[权利要求 8] 根据权利要求1或3所述的一种差速器，其特征是：所述A型中间齿轮和B型中间齿轮均为斜齿轮或蜗杆。

[权利要求 9] 根据权利要求1或3所述的一种差速器，其特征是：所述输出齿轮A、输出齿轮B、摆动齿轮A和摆动齿轮B分别相对于壳体轴向固定。

[权利要求 10] 根据权利要求1或3所述的一种差速器，其特征是：所述的A型中间齿轮和B型中间齿轮轴向相对于壳体固定。

[权利要求 11] 根据权利要求1或3所述的一种差速器，其特征是：所述差速器的壳体还包含有用于与扭矩输入零件力学连接的齿轮或花键或螺丝孔；所述输出齿轮A和输出齿轮B分别还包含有用于与扭矩输出负载力学连接的齿轮或花键。

[权利要求 12] 摆线差速器，其特征是：由行星架、至少两个一端带有曲柄轴的A型行星齿轮、至少两个一端带有曲柄轴的B型行星齿轮、至少一个A型摆动齿轮、输出齿轮A、至少一个B型摆动齿轮、输出齿轮B组成；每个A型行星齿轮的自转轴心固定在行星架上，每个A型行星齿轮的自转轴心线与行星架自转轴心线平行，每个A型行星齿轮至少与一个B型行星齿轮啮合，每个A型行星齿轮上曲柄轴的同一级曲拐的轴颈轴心线相对齿轮自转轴心线平行且距离相同，所有A型行星齿轮上的曲柄轴相位相同，每个A型行星齿轮上的同级曲拐的轴颈分别穿过同一个A型摆动齿轮上的每个轴孔，输出齿轮A自转转轴与行星架自转转轴同轴，输出齿轮A同时分别与每一个A型摆动齿轮啮合组成内齿轮副，所有的A型摆动齿轮齿廓相同齿数相等；每个B型行星齿轮的自转轴心固定在行星架上，每个B型行星齿轮的自转轴心线与行星架自转轴心线平行，每个B型行星齿轮至少与一个A型行星齿轮啮合，每个B型行星齿轮上曲柄轴的同一级曲拐的轴颈轴心线相对齿轮自转轴心线平行且距离相同，所有B型行星齿轮上的曲柄轴相位相同，每个B型行星齿轮上的同级曲拐的轴

颈分别穿过同一个B型摆动齿轮上的每个轴孔，输出齿轮B自转转轴与行星架自转转轴同轴，输出齿轮B同时分别与每一个B型摆动齿轮啮合组成内齿轮副，所有的B型摆动齿轮齿廓相同齿数相等；每个A型行星齿轮和B型行星齿轮啮合的齿轮比相同，行星架、输出齿轮A和输出齿轮B分别设有用于与差速器外界零件连接的键槽或孔。

[权利要求 13] 摆线差速器，其特征是：由行星架、至少两个一端带有曲柄轴的A型行星齿轮、至少两个一端带有曲柄轴的B型行星齿轮、两个A型摆动齿轮、输出齿轮A、两个B型摆动齿轮、输出齿轮B组成；每个A型行星齿轮的自转轴心固定在行星架上，每个A型行星齿轮的自转轴心线与行星架自转轴心线平行，每个A型行星齿轮至少与一个B型行星齿轮啮合，每个A型行星齿轮上的曲柄轴带有两级偏心轴且两级偏心轴相位相差180度，所有A型行星齿轮的曲柄轴上的偏心轴轴心都与行星齿轮自转轴心平行且偏心距相同，所有A型行星齿轮上的曲柄轴相位相同，每个A型行星齿轮上的两级偏心轴分别穿过两个A型摆动齿轮上对应的轴孔，输出齿轮A自转转轴与行星架自转转轴同轴，输出齿轮A同时分别与两个A型摆动齿轮啮合组成内齿轮副，两个A型摆动齿轮齿廓相同齿数相等；每个B型行星齿轮的自转轴心固定在行星架上，每个B型行星齿轮的自转轴心线与行星架自转轴心线平行，每个B型行星齿轮至少与一个A型行星齿轮啮合，每个B型行星齿轮上的曲柄轴带有两级偏心轴且两级偏心轴相位相差180度，所有B型行星齿轮的曲柄轴上的偏心轴轴心都与行星齿轮自转轴心平行且偏心距相同，所有B型行星齿轮上的曲柄轴相位相同，每个B型行星齿轮上的两级偏心轴分别穿过两个B型摆动齿轮上对应的轴孔，输出齿轮B自转转轴与行星架自转转轴同轴，输出齿轮B同时分别与两个B型摆动齿轮啮合组成内齿轮副，两个B型摆动齿轮齿廓相同齿数相等；每个A型行星齿轮和B型行星齿轮啮合的齿轮比相同，行星架、输出齿轮A和输出齿轮

B分别设有用于与差速器外界零件连接的齿形结构或孔形结构。

[权利要求 14] 摆线差速器，其特征是：由行星架、至少两个一端带有曲柄轴的A型行星齿轮、至少两个一端带有曲柄轴的B型行星齿轮、两个A型摆动齿轮、输出齿轮A、两个B型摆动齿轮、输出齿轮B组成和至少两片摩擦片组成；每个A型行星齿轮的自转轴心固定在行星架上，每个A型行星齿轮的自转轴心线与行星架自转轴心线平行，每个A型行星齿轮至少与一个B型行星齿轮啮合，每个A型行星齿轮上的曲柄轴带有两级偏心轴且两级偏心轴相位相差180度，所有A型行星齿轮的曲柄轴上的偏心轴轴心都与行星齿轮自转轴心平行且偏心距相同，所有A型行星齿轮上的曲柄轴相位相同，每个A型行星齿轮上的两级偏心轴分别穿过两个A型摆动齿轮上对应的轴孔，输出齿轮A自转转轴与行星架自转转轴同轴，输出齿轮A同时分别与两个A型摆动齿轮啮合组成内齿轮副，两个A型摆动齿轮齿廓相同齿数相等，在A型摆动齿轮与其他零件之间设有摩擦片；每个B型行星齿轮的自转轴心固定在行星架上，每个B型行星齿轮的自转轴心线与行星架自转轴心线平行，每个B型行星齿轮至少与一个A型行星齿轮啮合，每个B型行星齿轮上的曲柄轴带有两级偏心轴且两级偏心轴相位相差180度，所有B型行星齿轮的曲柄轴上的偏心轴轴心都与行星齿轮自转轴心平行且偏心距相同，所有B型行星齿轮上的曲柄轴相位相同，每个B型行星齿轮上的两级偏心轴分别穿过两个B型摆动齿轮上对应的轴孔，输出齿轮B自转转轴与行星架自转转轴同轴，输出齿轮B同时分别与两个B型摆动齿轮啮合组成内齿轮副，两个B型摆动齿轮齿廓相同齿数相等，在B型摆动齿轮与其他零件之间设有摩擦片；每个A型行星齿轮和B型行星齿轮啮合的齿轮比相同，行星架、输出齿轮A和输出齿轮B分别设有用于与差速器外界零件连接的齿形结构或孔形结构。

[权利要求 15] 根据权利要求12或13或14所述的一种摆线差速器，其特征是：所述行星架通过所述键槽或孔受外力自转带动每个A型行星齿轮和每

个B型行星齿轮随着行星架的自传进行公转，每个A型行星齿轮上的曲柄轴带动所有A型摆动齿轮随行星架转动，所有A型摆动齿轮带动输出齿轮A转动，每个B型行星齿轮上的曲柄轴带动所有B型摆动齿轮随行星架转动，所有B型摆动齿轮带动输出齿轮B转动，输出齿轮A和输出齿轮B分别通过键槽或孔输出转动；当输出齿轮A和输出齿轮B转速相同时差速器内所有零件相对行星架静止不动；当输出齿轮A和输出齿轮B的输出负载不同造成转速不同时，输出齿轮A和输出齿轮B发生相对转动，既输出齿轮A和输出齿轮B分别与行星架发生方向相反的相对转动，造成所有A型摆动齿轮和所有B型摆动齿轮分别与行星架发生相对于行星架自转轴线的方向相反的公转，每个A型摆动齿轮和每个B型摆动齿轮相对于行星架自转轴线的公转通过曲柄轴带动每个A型行星齿轮和每个B型行星齿轮向相反方向自转，受限于A型行星齿轮和B型行星齿轮的啮合，输出齿轮A和输出齿轮B只能以一个固定的转速比关系相对于行星架发生方向相反的相对旋转。

[权利要求 16] 根据权利要求12或13或14所述的摆线差速器，其特征是：所述A型摆动齿轮和输出齿轮A组成的齿轮副或B型摆动齿轮和输出齿轮B组成的齿轮副为摆线齿轮副。

[权利要求 17] 根据权利要求12或13或14所述的摆线差速器，其特征是：所述A型行星齿轮和B型行星齿轮均为斜齿轮或蜗杆。

[权利要求 18] 根据权利要求12或13或14所述的摆线差速器，其特征是：所述差速器包括至少3个A型行星齿轮和至少3个B型行星齿轮。

[权利要求 19] 根据权利要求12所述的摆线差速器，其特征是：所述差速器包含公转相位相差180度的两个A型摆动齿轮或公转相位相差180度的两个B型摆动齿轮。

[权利要求 20] 根据权利要求13或14所述的摆线差速器，其特征是：所述一端带有曲柄轴的A型行星齿轮或一端带有曲柄轴的B型行星齿轮由一端伸出的非圆轴的齿轮零件和套在非圆轴上的偏心轴套组成。

[权利要求 21] 根据权利要求12或13或14所述的摆线差速器，其特征是：所述行星架上设有至少一处限位结构，限位结构对输出齿轮A和输出齿轮B径向限位，限位结构对输出齿轮A和输出齿轮B轴向限位，限位结构对A型行星齿轮和B型行星齿轮轴向限位。

[权利要求 22] 根据权利要求12或13或14所述的摆线差速器，其特征是：所述差速器还包括壳体，该壳体上设有至少一处限位结构，限位结构对行星架、输出齿轮A和输出齿轮B径向限位，限位结构对输出齿轮A和输出齿轮B轴向限位。

[权利要求 23] 根据权利要求12或13或14所述的摆线差速器，其特征是：所述差速器还包括壳体，该壳体与行星架周向固定，壳体上设有用于与差速器外界零件连接的键槽或孔，或设有与差速器外界零件啮合的齿轮。

[权利要求 24] 根据权利要求12或13或14所述的摆线差速器，其特征是：所述行星架由两个径向相对固定，周向相对固定的零件或构件组成。

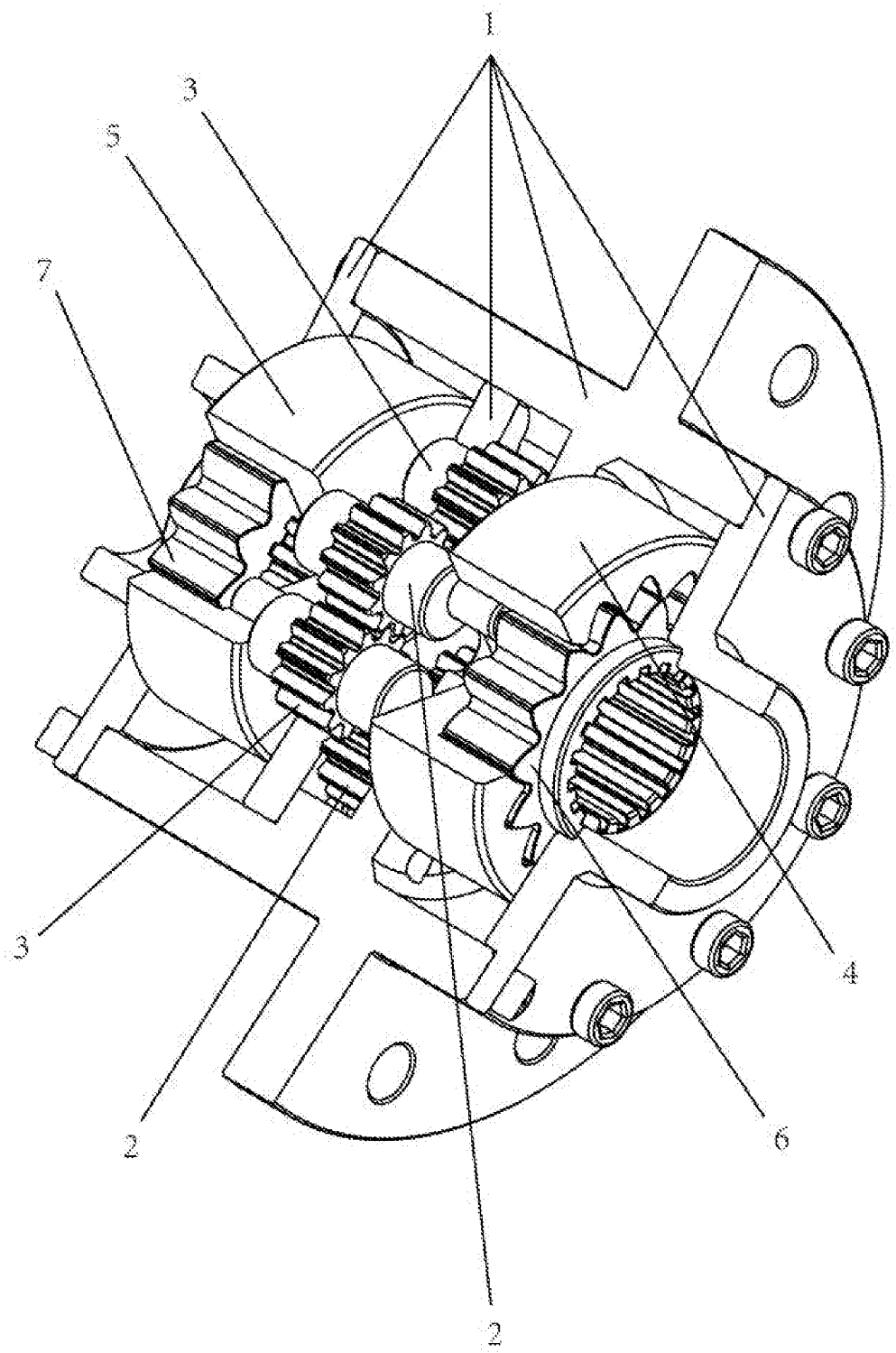


图 1

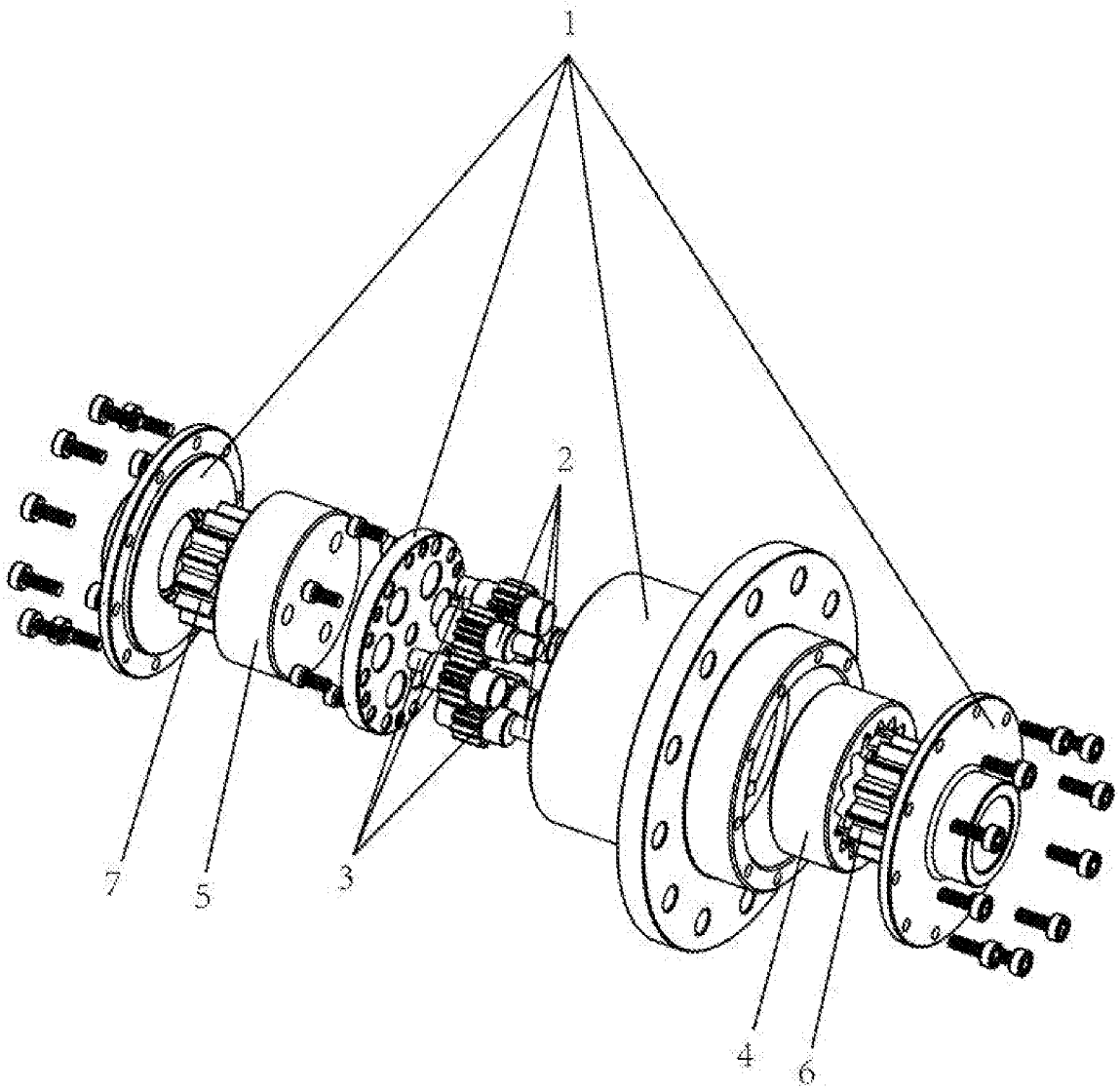


图 2

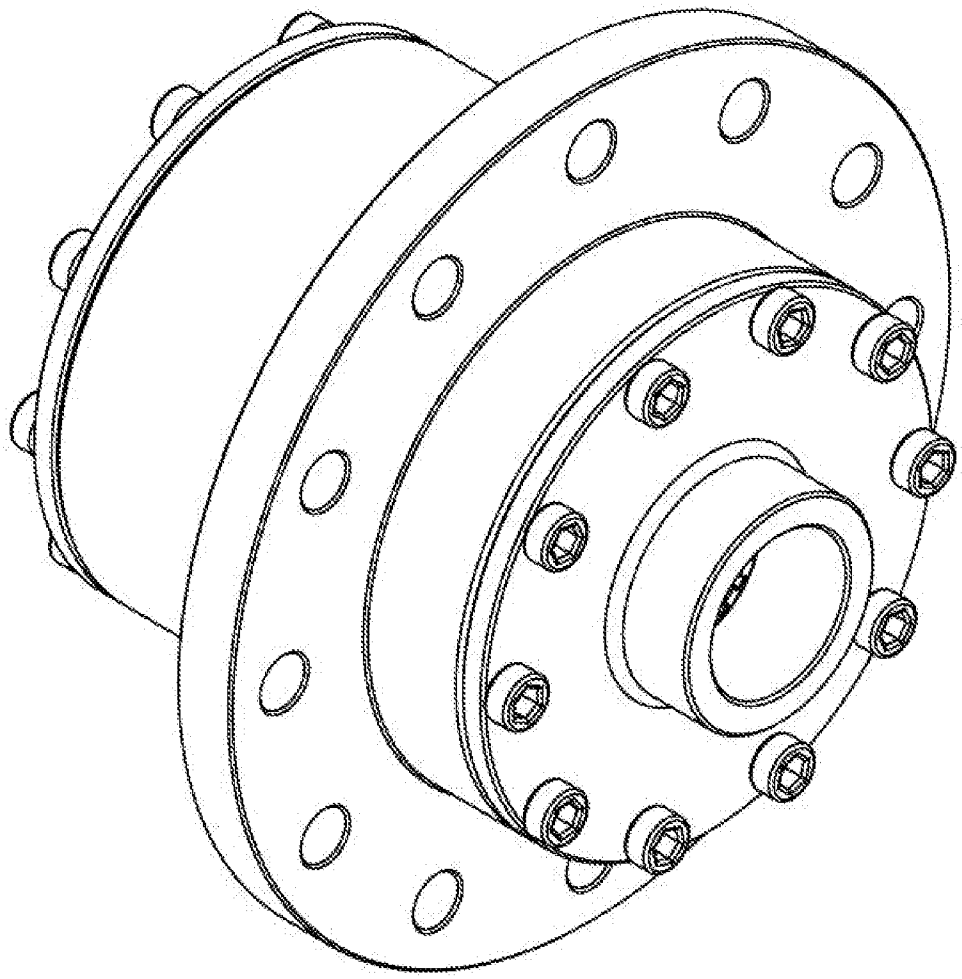


图 3

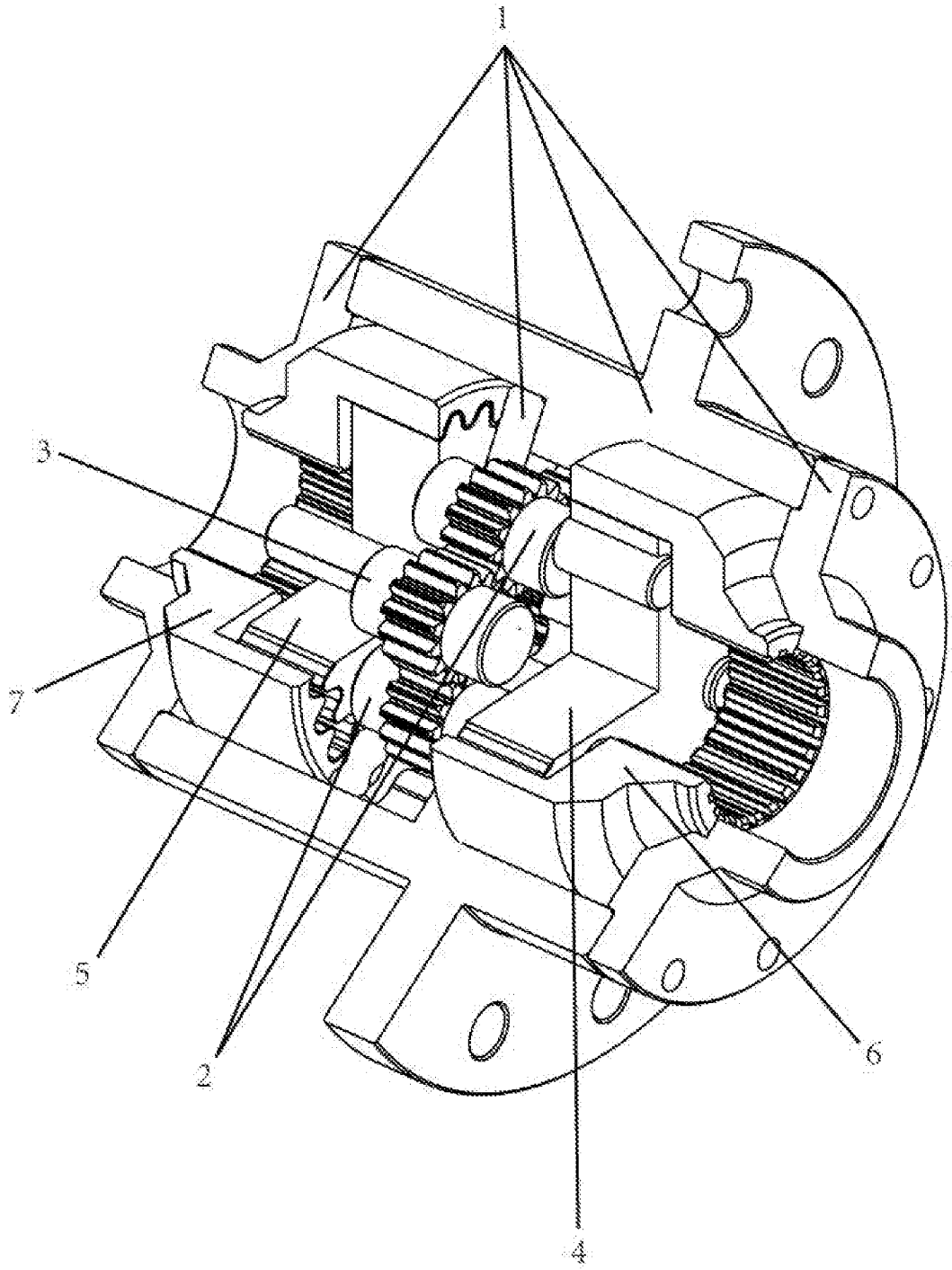


图4

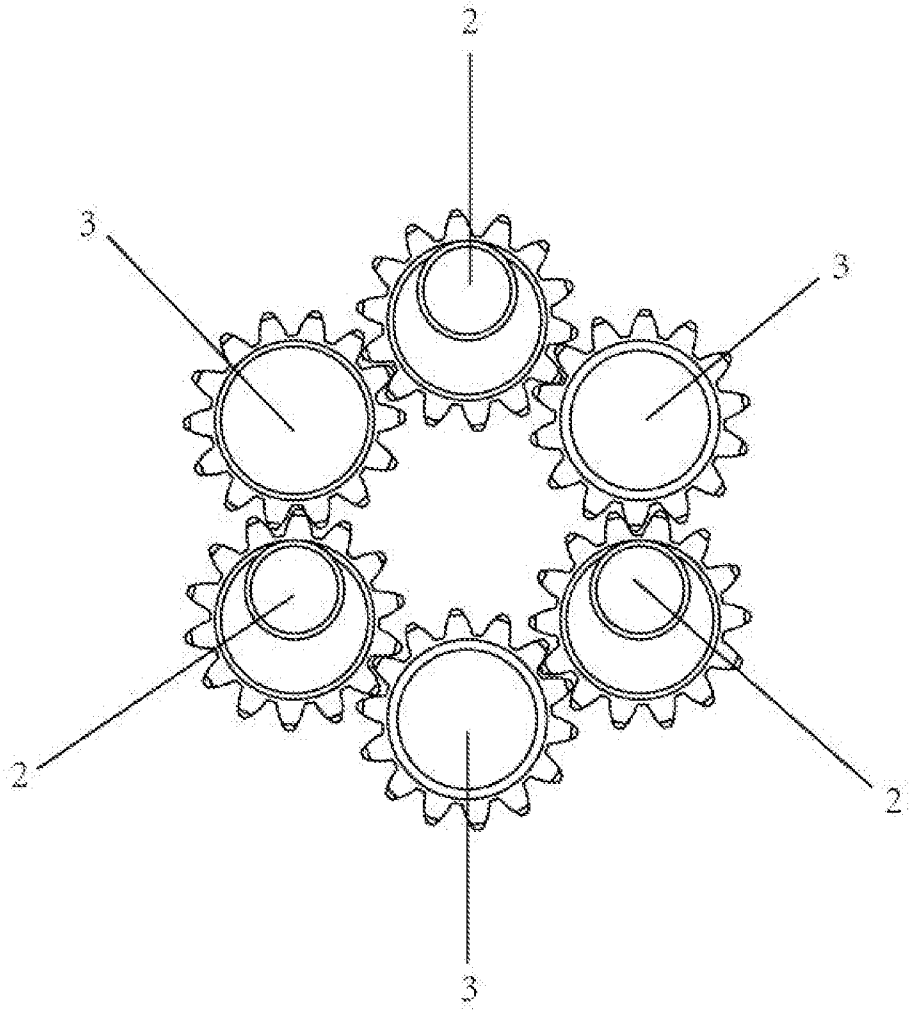


图 5

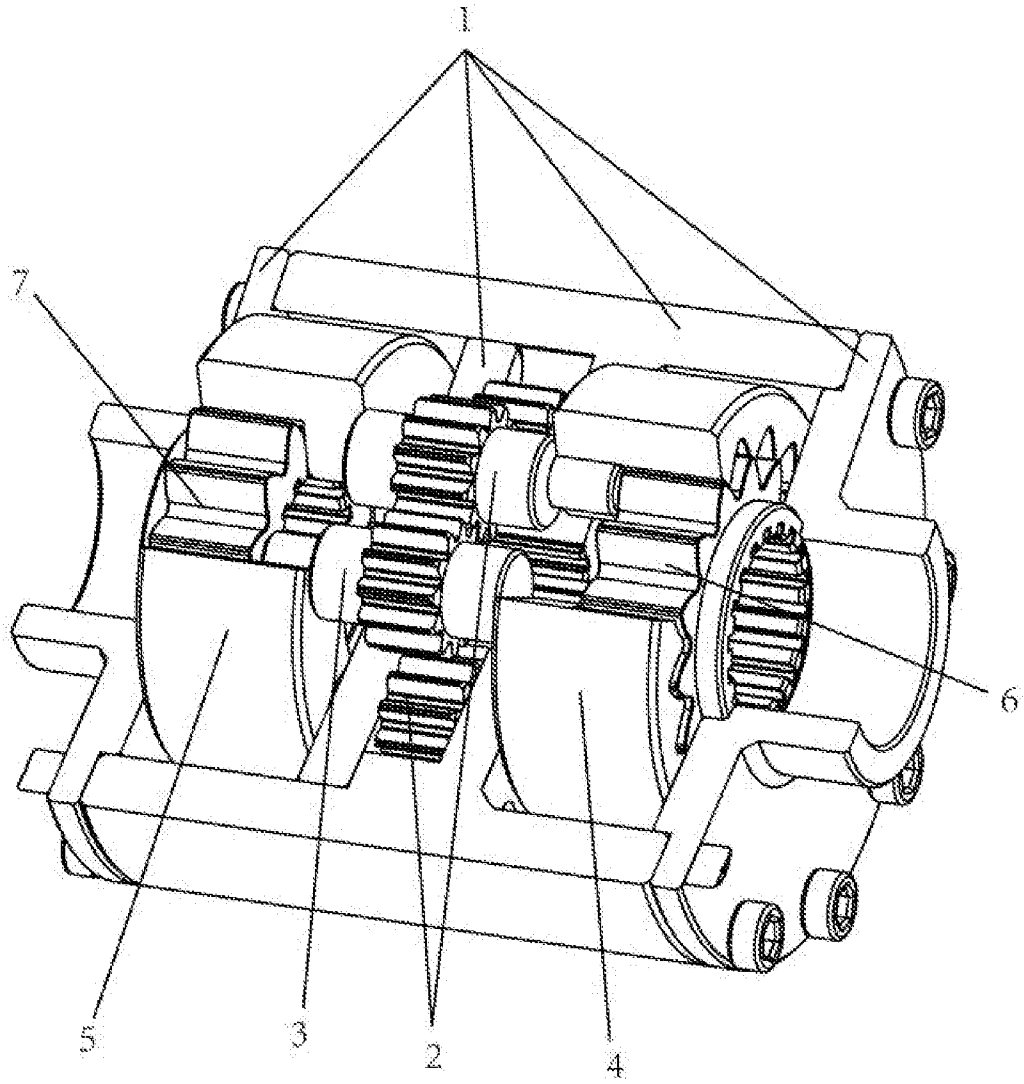


图 6

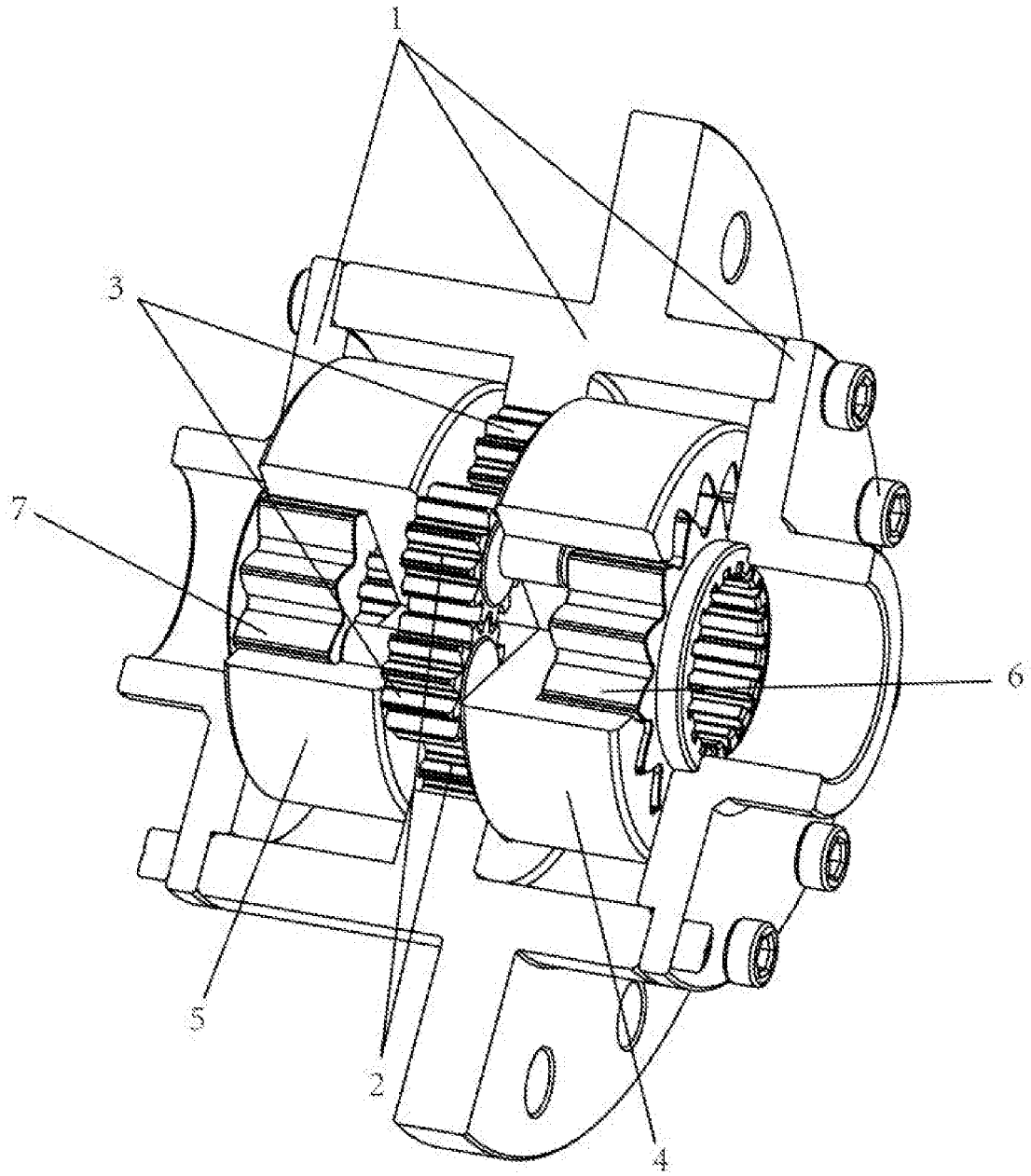


图 7

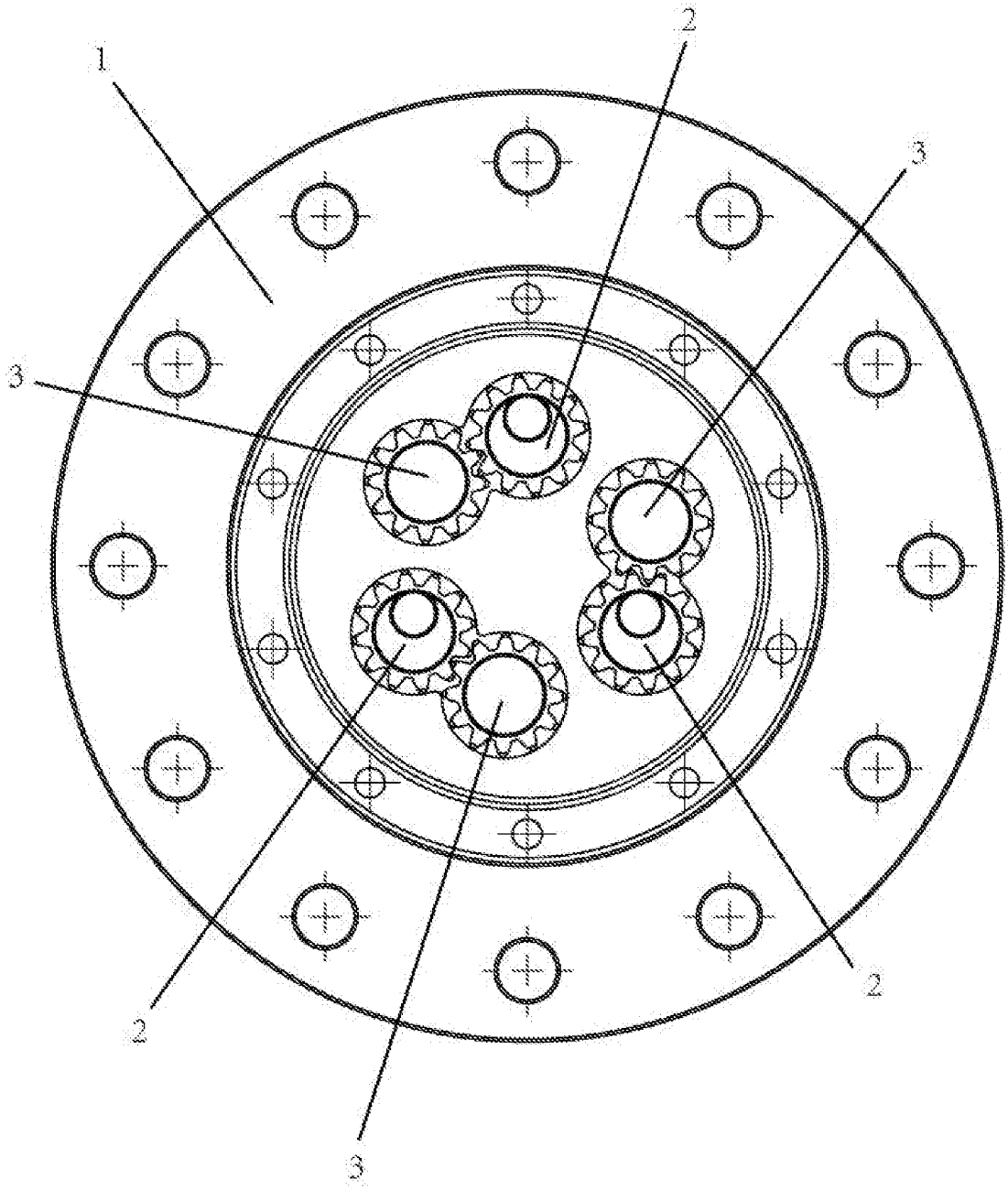


图 8

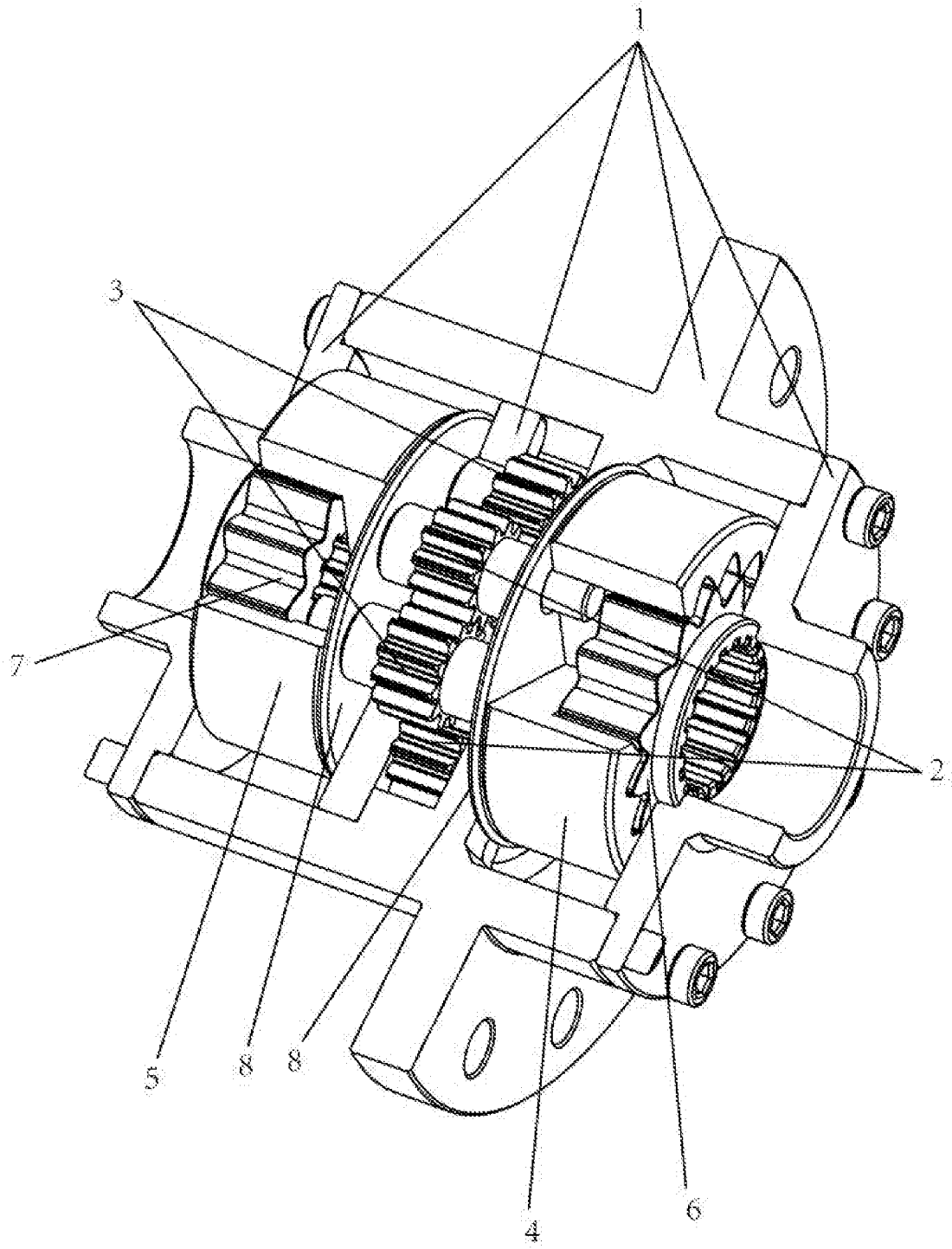


图9

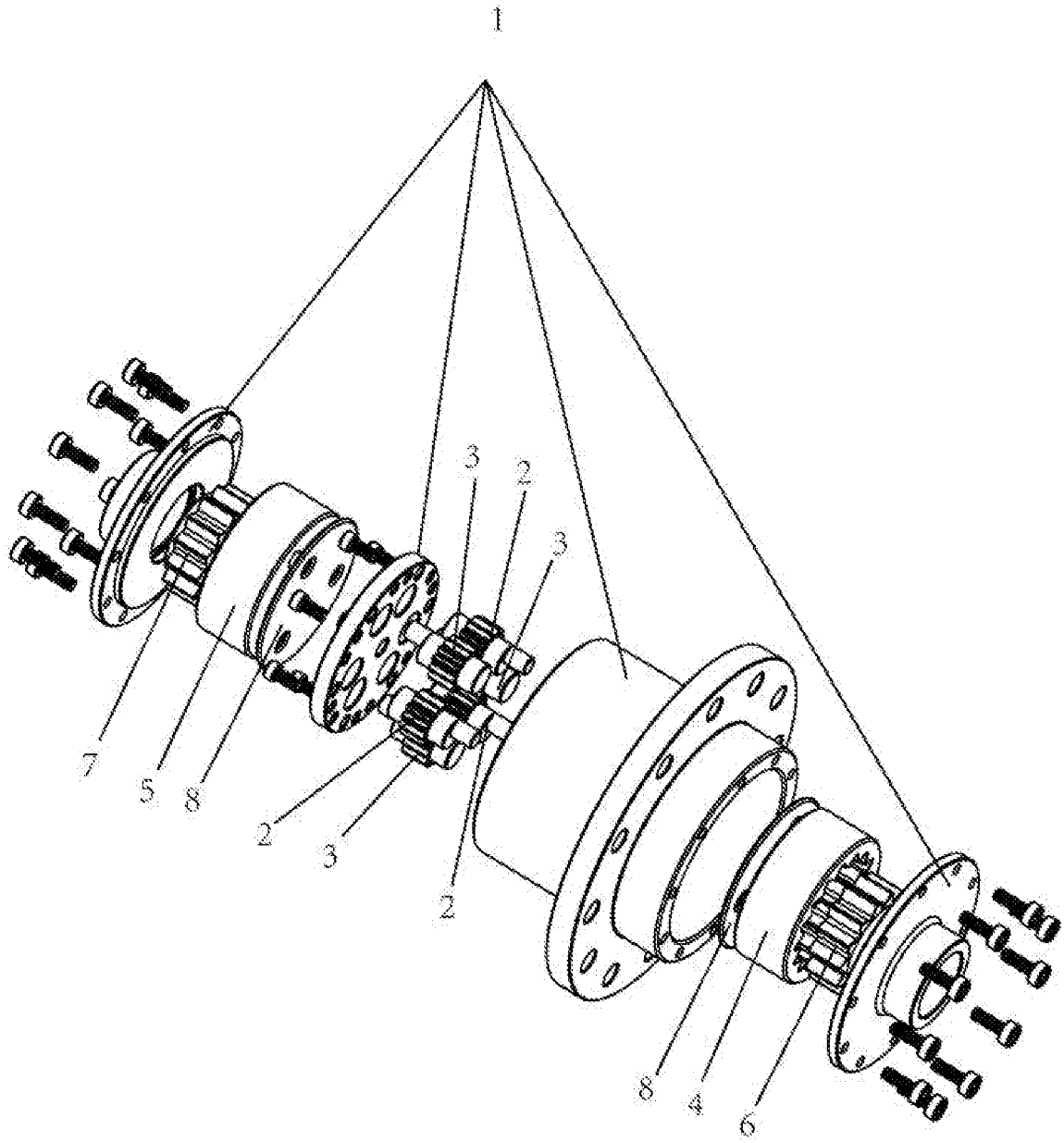


图 10

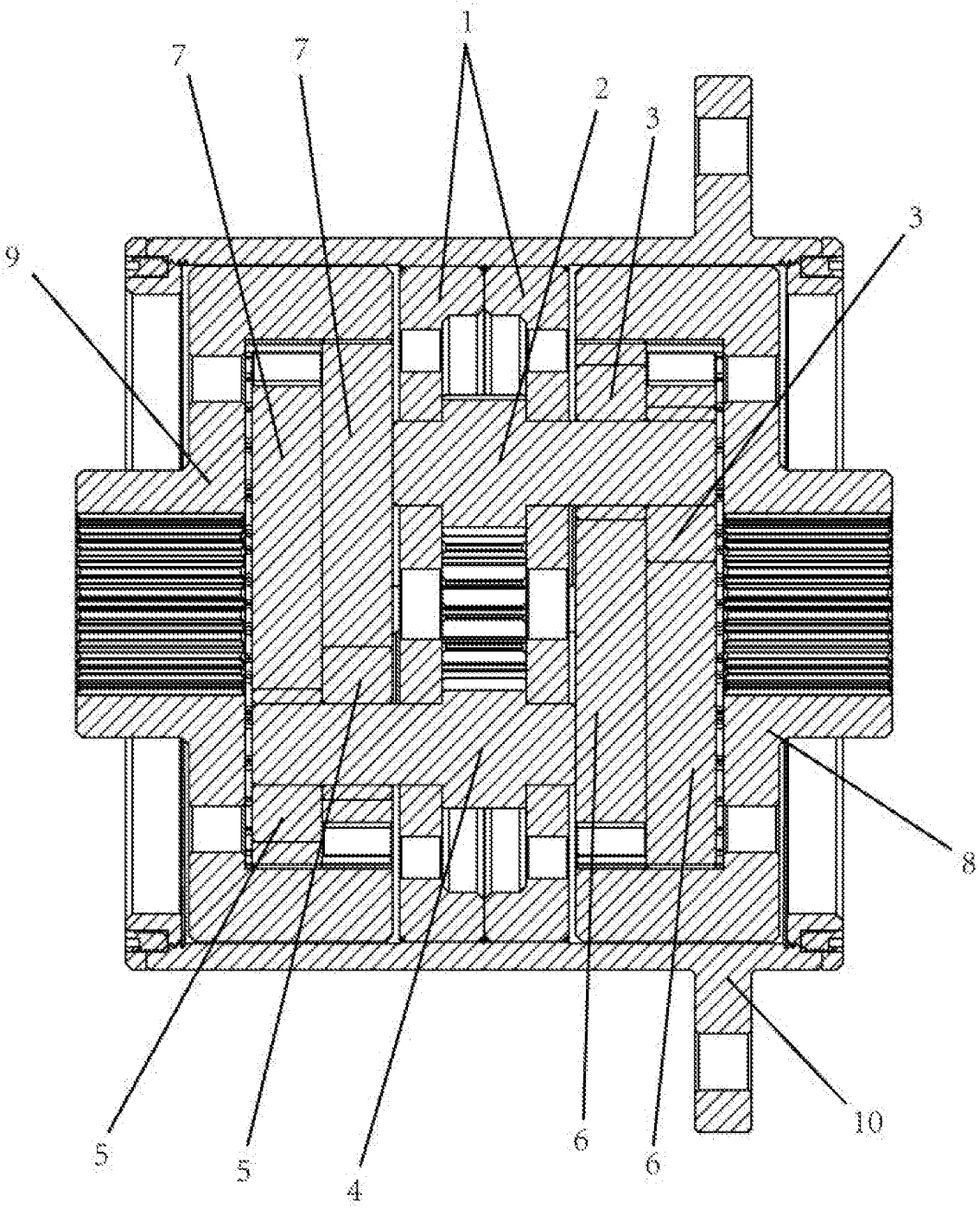


图 11

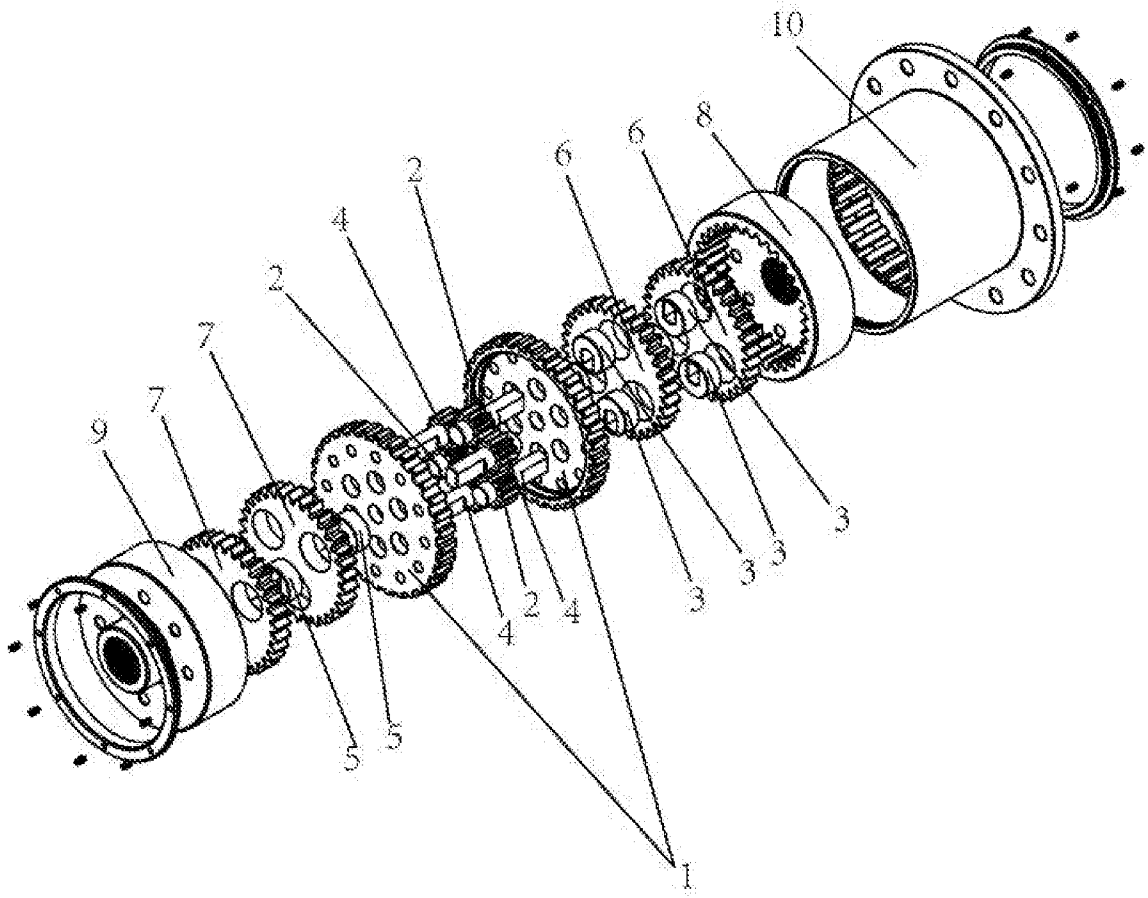


图12

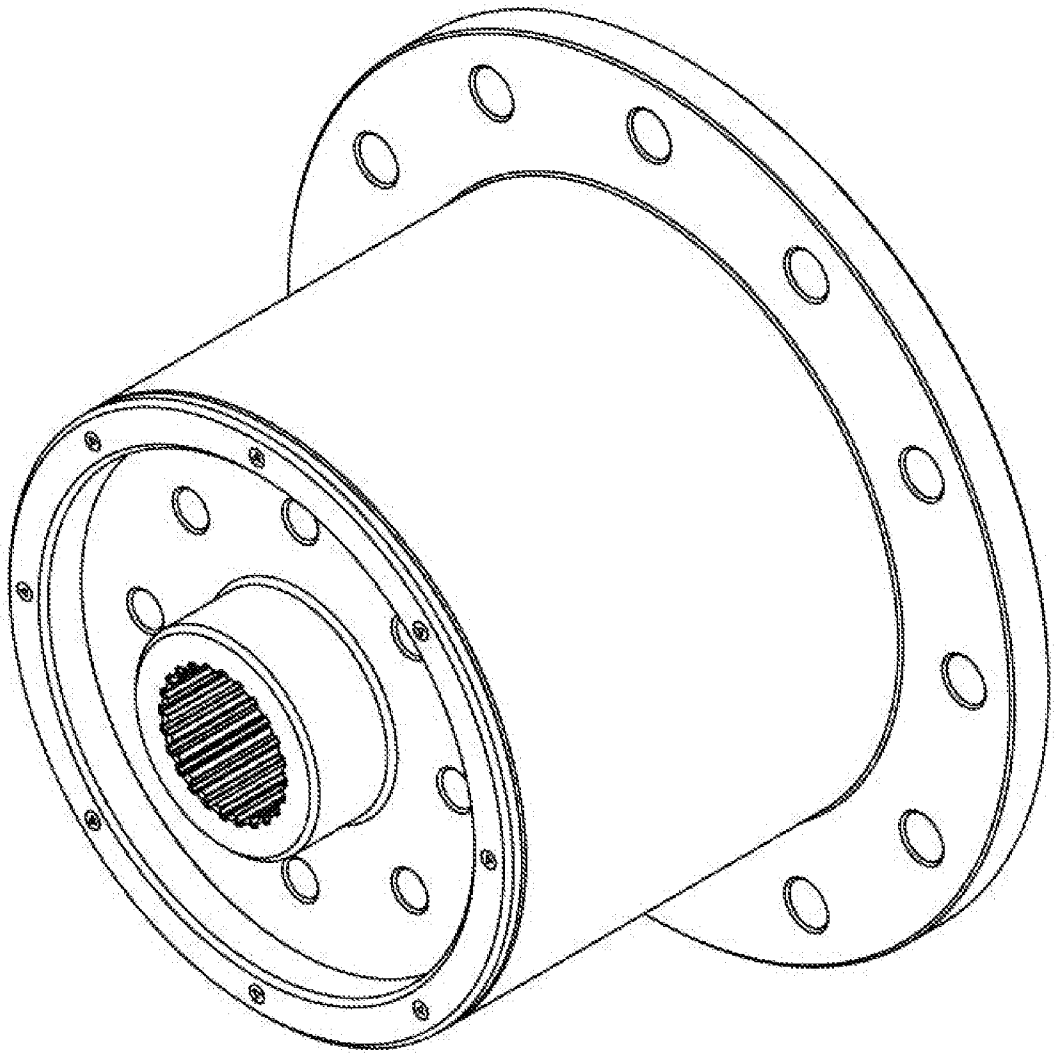


图 13

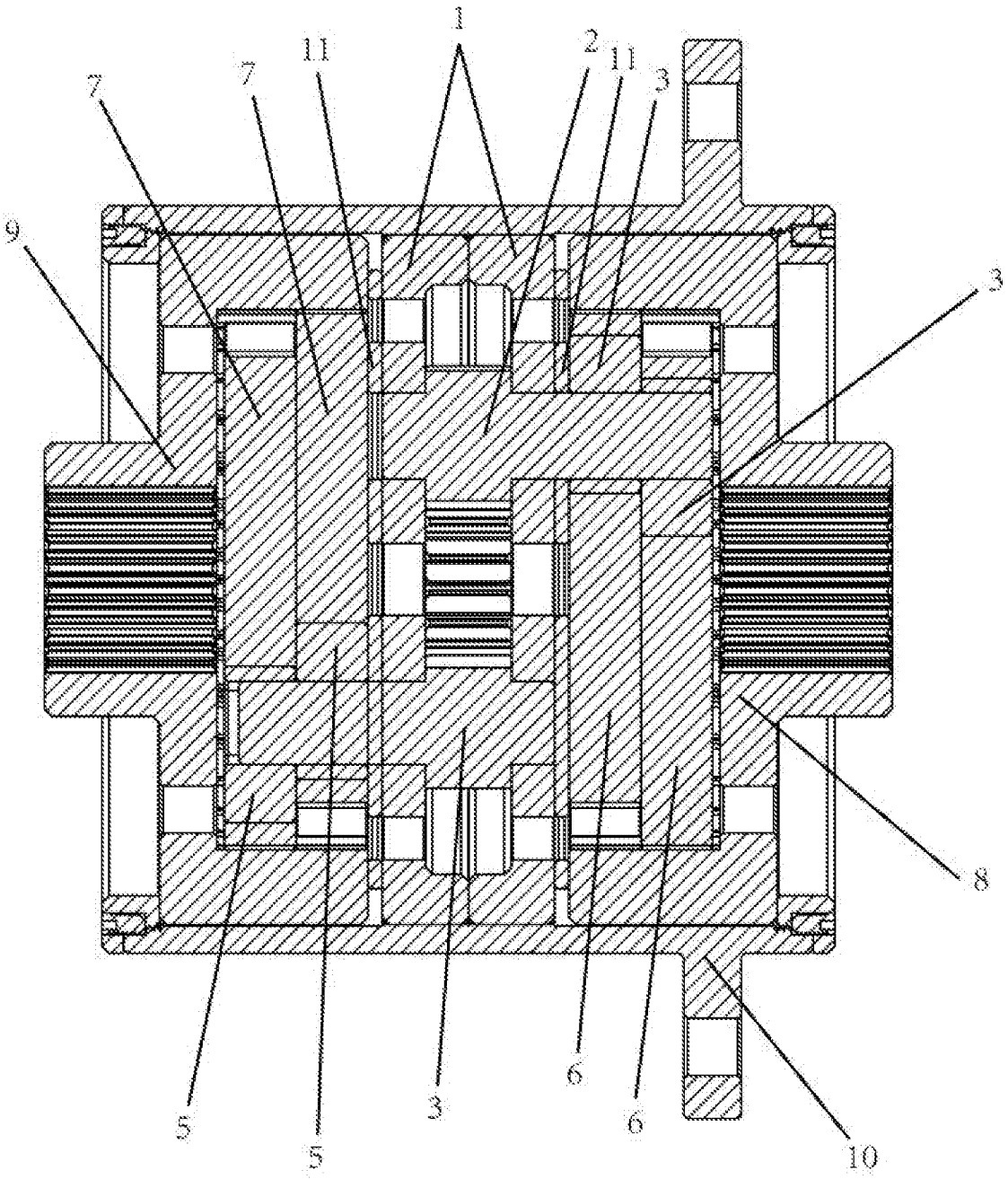


图 14

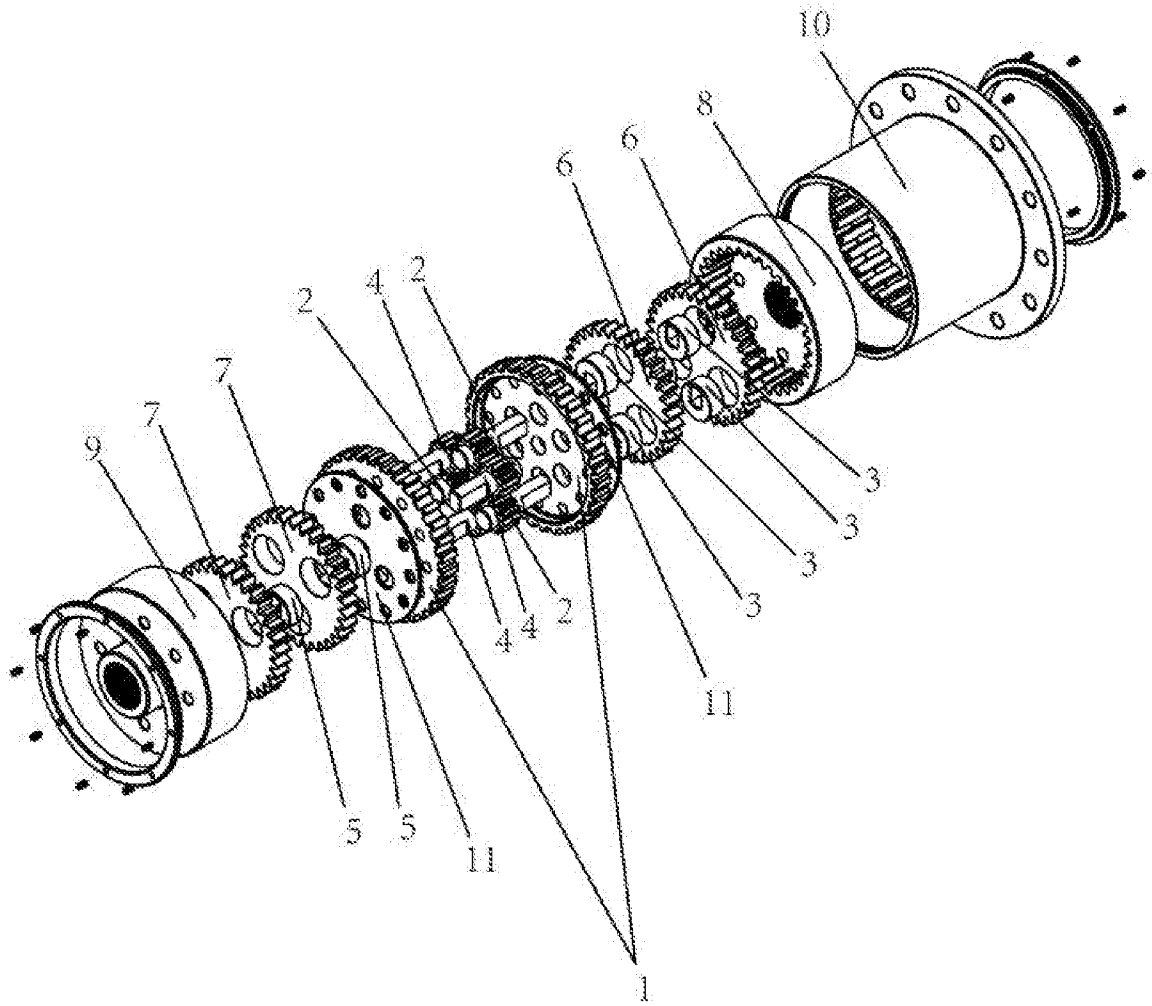


图 15

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2018/081481

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H 48/06 (2012.01) i

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)

F16H

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

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

SIPOABS, DWPI, USTXT, WOTXT, EPTXT, CNTXT, CNKI: 偏心轴, 差速, 偏心, 凌子龙, 摆, 差速器, 限滑, 曲柄, differential, eccentric, shaft, limit+, crank, brace

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
PX	CN 106801736 A (LING, Zilong), 06 June 2017 (06.06.2017), entire document	1-11
PX	CN 206754316 U (LING, Zilong), 15 December 2017 (15.12.2017), entire document	1-11
PX	CN 106838202 A (LING, Zilong), 13 June 2017 (13.06.2017), entire document	1-11
PX	CN 207111876 U (LING, Zilong), 16 March 2018 (16.03.2018), entire document	1-11
PX	CN 106838198 A (LING, Zilong), 13 June 2017 (13.06.2017), entire document	12
PX	CN 206785966 U (LING, Zilong), 22 December 2017 (22.12.2017), entire document	12
PX	CN 107061673 A (LING, Zilong), 18 August 2017 (18.08.2017), entire document	13-24
PX	CN 207111875 U (LING, Zilong), 16 March 2018 (16.03.2018), entire document	13-24

☒ 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	Date of mailing of the international search report
15 June 2018	28 June 2018
Name and mailing address of the ISA State Intellectual Property Office of the P. R. China No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao Haidian District, Beijing 100088, China Facsimile No. (86-10) 62019451	Authorized officer LIU, Liu Telephone No. 62085079

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2018/081481

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
PX	CN 201651218 U (TIANJIN SPEED REDUCER CO., LTD.), 24 November 2010 (24.11.2010), description, paragraphs [0010]-[0012], and figure 1	1-24
PX	CN 2267354 Y (HUANG, Xintai), 12 November 1997 (12.11.1997), entire document	1-24
PX	JP 2016098943 A (MUSASHI SEIMITSU KOGYO KK), 30 May 2016 (30.05.2016), entire document	1-24

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/CN2018/081481

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
CN 106801736 A	06 June 2017	None	
CN 206754316 U	15 December 2017	None	
CN 106838202 A	13 June 2017	None	
CN 207111876 U	16 March 2018	None	
CN 106838198 A	13 June 2017	None	
CN 206785966 U	22 December 2017	None	
CN 107061673 A	18 August 2017	None	
CN 207111875 U	16 March 2018	None	
CN 201651218 U	24 November 2010	None	
CN 2267354 Y	12 November 1997	None	
JP 2016098943 A	30 May 2016	None	

国际检索报告

国际申请号
PCT/CN2018/081481

A. 主题的分类

F16H 48/06(2012.01)i

按照国际专利分类(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)

F16H

包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献

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）)

SIPOABS, DWPI, USTXT, WOTXT, EPTXT, CNTXT, CNKI: 偏心轴，差速，偏心，凌子龙，摆，差速器，限滑，曲柄，differential, eccentric, shaft, limit+, crank, brace

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
PX	CN 106801736 A (凌子龙) 2017年 6月 6日 (2017-06-06) 全文	1-11
PX	CN 206754316 U (凌子龙) 2017年 12月 15日 (2017-12-15) 全文	1-11
PX	CN 106838202 A (凌子龙) 2017年 6月 13日 (2017-06-13) 全文	1-11
PX	CN 207111876 U (凌子龙) 2018年 3月 16日 (2018-03-16) 全文	1-11
PX	CN 106838198 A (凌子龙) 2017年 6月 13日 (2017-06-13) 全文	12
PX	CN 206785966 U (凌子龙) 2017年 12月 22日 (2017-12-22) 全文	12
PX	CN 107061673 A (凌子龙) 2017年 8月 18日 (2017-08-18) 全文	13-24
PX	CN 207111875 U (凌子龙) 2018年 3月 16日 (2018-03-16) 全文	13-24

☑ 其余文件在C栏的续页中列出。

☑ 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（如具体说明的）

“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	国际检索报告邮寄日期
2018年 6月 15日	2018年 6月 28日
ISA/CN的名称和邮寄地址 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	受权官员 刘柳 电话号码 62085079

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
PX	CN 201651218 U（天津减速机股份有限公司）2010年 11月 24日（2010 - 11 - 24） 说明书第[0010]-[0012]段、附图1	1-24
PX	CN 2267354 Y（黄鑫泰）1997年 11月 12日（1997 - 11 - 12） 全文	1-24
PX	JP 2016098943 A (MUSASHI SEIMITSU KOGYO KK) 2016年 5月 30日（2016 - 05 - 30） 全文	1-24

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号
PCT/CN2018/081481

检索报告引用的专利文件			公布日（年/月/日）	同族专利	公布日（年/月/日）
CN	106801736	A	2017年 6月 6日	无	
CN	206754316	U	2017年 12月 15日	无	
CN	106838202	A	2017年 6月 13日	无	
CN	207111876	U	2018年 3月 16日	无	
CN	106838198	A	2017年 6月 13日	无	
CN	206785966	U	2017年 12月 22日	无	
CN	107061673	A	2017年 8月 18日	无	
CN	207111875	U	2018年 3月 16日	无	
CN	201651218	U	2010年 11月 24日	无	
CN	2267354	Y	1997年 11月 12日	无	
JP	2016098943	A	2016年 5月 30日	无	