(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)实用新型专利

(10)授权公告号 CN 210559044 U
(45)授权公告日 2020.05.19

(21)申请号 201920484193.0

(22)申请日 2019.04.11

(73)专利权人 湖北恒欣传动设备股份有限公司
地址 437100 湖北省咸宁市长江产业园1栋

(72)发明人 喻幸福 喻扬

(74)专利代理机构 咸宁鸿信专利代理事务所（普通合伙）42249
代理人 汪彩彩 阳会用

(51)Int.Cl.
B66D 1/22(2006.01)

(ESM)同样的发明创造已同日申请发明专利

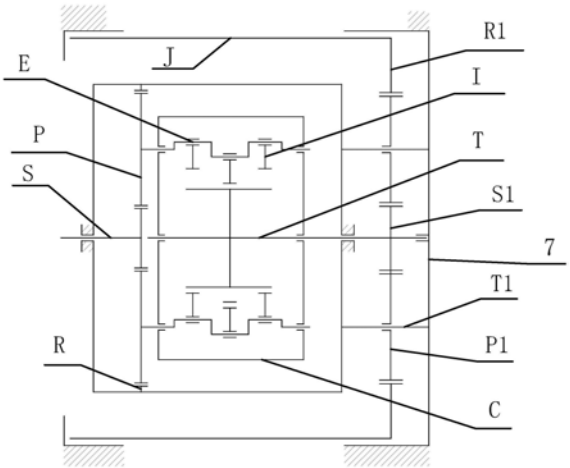
权利要求书2页 说明书10页 附图7页

(54)实用新型名称

一种精密高效电动卷筒

(57)摘要

本实用新型提供了一种精密高效电动卷筒，属于起重机技术领域。本电动卷筒机构包括电机、卷筒、减速机构、输出太阳轮、三个输出级行星轮、输出级行星轴和两个框架，卷筒固定连接一输出内齿圈；减速机构包括两端开口的筒状的机体、以及分别遮闭机体两个开口的前盖和端盖，机体内设有三个行星轮、一个太阳轮、一个外套固定在机体上的内齿圈、三个内齿板、一根输出齿轮轴、一根输入轴、三根偏心轴和一个行星架，输出齿轮轴上具有与多齿内齿圈配合形成少齿差传动副的少齿外齿圈；输出齿轮轴与输出太阳轮花键连接，输入轴与电机的输出端花键相连，俩个框架之间通过若干支撑杆固定相连。本实用新型具有速比大、精度高、安全可靠、尺寸小等优点。



CN 210559044 U

1.一种精密高效电动卷筒,其特征在于,本电动卷筒(J)机构包括电机(6)、卷筒(J)、减速机构、输出太阳轮(S1)、三个输出级行星轮(P1)、与各输出级行星轮(P1)一一对应的输出级行星轴(T1)和两个框架(7),所述电机(6)的壳体固定在框架(7)内,所述卷筒(J)固定连接一输出内齿圈(R1),所述输出太阳轮(S1)同时啮合各输出级行星轮(P1),所述输出内齿圈(R1)啮合各输出级行星轮(P1),各输出级行星轮(P1)均通过轴承转动连接在对应的输出级行星轴(T1)上,所述卷筒(J)的两端与两个框架(7)之间分别通过轴承相连;减速机构包括两端开口的筒状的机体(1)、以及分别遮闭机体(1)两个开口的前盖(2)和端盖(3),所述机体(1)内设有三个行星轮(P)、一个太阳轮(S)、一个外套固定在机体(1)上的内齿圈(R)、三个内齿板(I)、一根输出齿轮轴(T)、一根输入轴(Q)、三根偏心轴(E)和一个行星架(C),三根偏心轴(E)的一端分别固连三个行星轮(P),所述太阳轮(S)固连输入轴(Q),各所述行星轮(P)周向均匀分布在太阳轮(S)外侧,且各行星轮(P)同时啮合太阳轮(S)和内齿圈(R),所述内齿圈(R)与机体(1)固定连接,所述内齿板(I)的中心位置具有一多齿内齿圈(A1),所述输出齿轮轴(T)上具有与多齿内齿圈(A1)配合形成少齿差传动副的少齿外齿圈(A2);所述内齿板(I)上还开设有三个周向均匀分布在多齿内齿圈(A1)外侧的安装孔(4);所述偏心轴(E)上键连接有三个偏心套(5),所述偏心套(5)外圆上套装一安装在安装孔(4)内的轴承,使偏心轴(E)呈一曲柄结构;所述偏心套(5)位于行星架(C)内,所述行星架(C)与偏心轴(E)之间通过轴承连接,所述行星轴上的三个偏心套(5)的相位角相差为分别为0°-180°-360°;所述前盖(2)通过轴承与输入轴(Q)相连,所述端盖(3)通过轴承与输出齿轮轴(T)相连;三个行星轮(P)的模数、齿数、几何参数、齿轮旋转相位角完全相同,三个行星轴的轴心线与太阳轮(S)的轴心线互相平行,并以太阳轮(S)的轴心线为中心线呈正三角形布置,三个行星轮(P)都与太阳轮(S)形成定轴外啮合齿轮副,由太阳轮(S)集中驱动,使三个行星轮(P)同步自转,并在内齿圈(R)的作用下公转;三个偏心轴(E)对应位置的偏心套(5)的相位角完全相同,通过偏心套(5)的作用,三个行星轴上的曲柄作完全同步的偏心旋转,共同驱动三片内齿板(I)作平面运动,并随行星架(C)的旋转而形成反向公转;

所述输出齿轮轴(T)与输出太阳轮(S1)花键连接,所述输入轴(Q)与电机(6)的输出端花键相连,俩个框架(7)之间通过若干支撑杆固定相连。

2.根据权利要求1所述一种精密高效电动卷筒,其特征在于,所述内齿圈(R)通过一法兰连接机体(1)和前盖(2)。

3.根据权利要求2所述一种精密高效电动卷筒,其特征在于,所述多齿内齿圈(A1)的齿数大于少齿外齿圈(A2)的齿数,两者齿数差是0～5之间的整数。

4.根据权利要求3所述一种精密高效电动卷筒,其特征在于,所述行星架(C)包括两块端板(C1)和连接在端板(C1)之间的若干根连杆(C2),所述端板(C1)与偏心轴(E)之间通过轴承相连,所述连杆(C2)有六根,且两两一组形成包裹内齿板(I)的球笼结构。

5.根据权利要求4所述一种精密高效电动卷筒,其特征在于,所述多齿内齿圈(A1)和少齿外齿圈(A2)采用双摆线或渐开线齿轮的齿形。

6.根据权利要求1或2或3或4或5所述一种精密高效电动卷筒,其特征在于,位于卷筒上靠近输出级行星轮(P1)一端的框架(7)上固定设置有包裹输出级行星轮(P1)和输出太阳轮(S1)的安装盘(8),所述输出级行星轴(T1)伸出安装盘(8)之外,所述输出级行星轴(T1)为具有通孔(P11)的中空轴,所述通孔(P11)与机体(1)内腔相通,其中两个通孔(P11)的外端

开口处连接一透气塞(P12)，另外一个通孔(P11)的外端开口处连接一放油塞(P13)。

7.根据权利要求1或2或3或4或5所述一种精密高效电动卷筒，其特征在于，所述机体(1)与电机(6)的壳体固定相连。

一种精密高效电动卷筒

技术领域

[0001] 本实用新型属于起重机技术领域,涉及一种精密高效电动卷筒。

背景技术

[0002] 传统的卷筒装置有的传动结构有:卷筒轴式输入、外啮合开式齿轮输入、内啮合开式齿轮输入等传动形式。

[0003] 卷筒轴输入形式是将卷筒轴和卷筒连接成一个刚性整体,电机输出的转速通过减速器减速后,通过联轴器或齿轮等传递给卷筒轴,由卷筒轴带动卷筒运转。外啮合开式齿轮输入则是在卷筒上同轴布置一个开式齿轮,电机输出的转速通过减速器减速后,通过减速器输出轴上的主动齿轮和卷筒上的被动齿轮啮合传递运动。内啮合开式齿轮输入等传动形式一般是没有卷筒轴,在卷筒端部内部设置一个内齿圈,电机输出的转速通过减速器减速后,通过减速器输出轴上的主动齿轮和卷筒上的被动内齿轮啮合传递运动。这几种形式有着共同的特点,1、结构庞大,除了卷筒装置外,还要在卷筒端部布置电机和减速器。2、传动效率差,通过电机、减速器、联轴器的传递会损失一部分效率。3、安全性较差,暴露的齿轮在工作时是安全隐患。4、卷筒输入齿轮好输出齿轮通常是一对一的啮合,传动刚性差,会产生较大的振动和噪声。5、主动齿轮和卷筒齿轮的齿数差别很大,对主动齿轮的磨损和冲击较大,影响使用寿命。

[0004] 在起重机等设备上,卷筒机构的尺寸和体积是很关键的,近年来,国内外研发出的低净空、超低净空电动葫芦,就是减小了葫芦的尺寸,增大了电动葫芦的运行空间,减小了吊运死角。欧式电动葫芦起重技术采用了一种新的电动卷筒装置,将减速器和电机放置在卷筒内,从而起到节省空间的目。其关键是在如何布电机、减速器的布置上做文章。将减速器输出齿轮和电机放置在同一个方向,电机轴和输出齿轮平行布置,形成两种结构类型,一种是将减速器固定在卷筒框架上,将电机放置进卷筒内,减速器的输出齿轮也在卷筒内,和卷筒内齿卷形成啮合传动,即H型电动葫芦;另一种是只将减速器输出齿轮放置在卷筒内,和卷筒内齿卷形成啮合传动,而电机则放置在卷筒下方,和卷筒轴平行,即C型电动葫芦。这两种电动葫芦相较传动的CD/MD葫芦而言,从节省空间上方面,有了明显的效果,因而成为了起重机发展的主流方向。

实用新型内容

[0005] 本实用新型的目的是针对现有的技术存在的上述问题,提供一种精密高效电动卷筒,本实用新型所要解决的技术问题是如何使电动葫芦的卷筒机构空间利用率大、速比大、精度高。

[0006] 本实用新型的目的可通过下列技术方案来实现:一种精密高效电动卷筒,其特征在于,本电动卷筒机构包括电机、卷筒、减速机构、输出太阳轮、三个输出级行星轮、与各输出级行星轮一一对应的输出级行星轴和两个框架,所述电机的壳体固定在框架内,所述卷筒固定连接一输出内齿圈,所述输出太阳轮同时啮合各输出级行星轮,所述输出内齿圈啮

合各输出级行星轮，各输出级行星轮均通过轴承转动连接在对应的输出级行星轴上，所述卷筒的两端与两个框架之间分别通过轴承相连；减速机构包括两端开口的筒状的机体、以及分别遮闭机体两个开口的前盖和端盖，所述机体内设有三个行星轮、一个太阳轮、一个外套固定在机体上的内齿圈、三个内齿板、一根输出齿轮轴、一根输入轴、三根偏心轴和一个行星架，三根偏心轴的一端分别固连三个行星轮，所述太阳轮固连输入轴，各所述行星轮周向均匀分布在太阳轮外侧，且各行星轮同时啮合太阳轮和内齿圈，所述内齿圈与机体固定连接，所述内齿板的中心位置具有一多齿内齿圈，所述输出齿轮轴上具有与多齿内齿圈配合形成少齿差传动副的少齿外齿圈；所述内齿板上还开设有三个周向均匀分布在多齿内齿圈外侧的安装孔；所述偏心轴上键连接有三个偏心套，所述偏心套外圆上套装一安装在安装孔内的轴承，使偏心轴呈一曲柄结构；所述偏心套位于行星架内，所述行星架与偏心轴之间通过轴承连接，所述行星轴上的三个偏心套的相位角相差为分别为0°-180°-360 °；所述前盖通过轴承与输入轴相连，所述端盖通过轴承与输出齿轮轴相连。三个行星轮的模数、齿数、几何参数、齿轮旋转相位角完全相同，三个行星轴的轴心线与太阳轮的轴心线互相平行，并以太阳轮的轴心线为中心线呈正三角形布置，三个行星轮都与太阳轮形成定轴外啮合齿轮副，由太阳轮集中驱动，使三个行星轮同步自转，并在内齿圈的作用下公转；三个偏心轴对应位置的偏心套的相位角完全相同，通过偏心套的作用，三个行星轴上的曲柄作完全同步的偏心旋转，共同驱动三片内齿板作平面运动，并随行星架的旋转而形成反向公转；

[0007] 所述输出齿轮轴与输出太阳轮花键连接，所述输入轴与电机的输出端花键相连，俩个框架之间通过若干支撑杆固定相连。

[0008] 采用了行星少齿差双差动减速器，(速比大、精度高，传动精确因而行程误差小可用于精密控制场合)；在行星少齿差双差动减速器的端部又增加了一套开式行星传动机构，即：输出太阳轮、输出级行星轮、输出级行星轴和输出内齿圈组成的传动机构，输出受力合理，运行平稳，寿命增加；减速器、电机均内置于卷筒内，体积小，无安全隐患，超低净空，噪声屏蔽。

[0009] 输出级：本申请减速器与卷筒之间的传动是开式行星传动机构，输出级为开式行星传动机构，输出级内齿圈与卷筒连接为一体，该级行星传动机构为行星架固定，内齿圈输出转动。由于有三个行星轮与内齿圈啮合传递功率，起到了对称分流作用，与传统的1对1传动相比，行星齿轮、内齿圈的受力更加均匀合理，因而承载能力和使用寿命明显增加，运行可靠平稳。

[0010] 在上述的一种精密高效电动卷筒中，所述内齿圈通过一法兰连接机体和前盖。

[0011] 在上述的一种精密高效电动卷筒中，所述多齿内齿圈的齿数大于少齿外齿圈的齿数，两者齿数差是1～5之间的整数。

[0012] 在上述的一种精密高效电动卷筒中，所述行星架包括两块端板和连接在端板之间的若干根连杆，所述端板与偏心轴之间通过轴承相连，所述连杆有六根，且两两一组形成包裹内齿板的球笼结构。

[0013] 在上述的一种精密高效电动卷筒中，所述多齿内齿圈和少齿外齿圈采用双摆线或渐开线齿轮的齿形。

[0014] 本申请减速器与卷筒之间的传动是设置一级开式行星传动机构，输出级为开式行星传动机构，输出级内齿圈与卷筒连接为一体，该级行星传动机构为行星架固定，内齿圈输

出转动。

[0015] 在上述的一种精密高效电动卷筒中，位于卷筒上靠近输出级行星轮一端的框架上固定设置有包裹输出级行星轮和输出太阳轮的安装盘，所述输出级行星轴伸出安装盘之外，所述输出级行星轴为具有通孔的中空轴，所述通孔与机体内腔相通，其中两个通孔的外端开口处连接一透气塞，另外一个通孔的外端开口处连接一放油塞。

[0016] 在上述的一种精密高效电动卷筒中，所述机体与电机的壳体固定相连。

[0017] 输入级是一级NGW行星减速装置，内齿圈固定，行星架输出，不同之处在于：行星轮放置在行星架外端部，内齿板位于行星架内。

[0018] 其特点如下：

[0019] 一、偏心轴由2根变成3根，以太阳轮为中心正态分布，以 3支点约束内齿板的平面运动，比2支点要稳定。

[0020] 二、输入端由太阳轮将功率平均分流到3根偏心轴，因此3 根偏心轴均是主动轴，使少齿差机构运行更加平稳，尺寸减小。三环减速器通常是将输入端功率和旋转传递在2根偏心轴的中的一根上，另一根作为被动支撑轴，造成两根偏心轴的受力情况差异很大。

[0021] 三、偏心轴上沿轴向依次布置3个偏心套，偏心套的相位依次为0°—180°—360°，两块内齿板平面运动的相位也相应的是 0°—180°—360°，这样的好处是极大抵消了死点对偏心轴支撑轴承的冲击。使振动和噪声峰值明显降低。

[0022] 四、输出端：内齿板与输出齿轮轴啮合副的齿形为双摆线，内外齿运行中基本上是共轭啮合，啮合面远大于摆线针轮，与渐开线齿形相比，由线接触变为面接触，极大改善了齿轮的受力状况，因此齿轮模数比渐开线小得多。同样尺寸下，可以安排更多的齿数，这对于少齿差机构提高速比范围十分重要。

[0023] 第一级行星齿轮结构的行星架是第二级平面少齿差机构的安装体。

[0024] 传动比配置方案：

[0025] 同一机座号，内齿板不变，行星齿轮系的中心距不变。速比的变化通过改变输入级太阳轮、行星轮、内齿圈的齿数配比和改变输出级齿差数来确定。

[0026] 行星轮系中心距不变，设定4个配比，输入级可以得到4个速比，输出级少齿差啮合副内齿板齿数不变，改变输出齿轮齿数，设定1、2、3、4、5共5种齿差数，形成6个速比，因此，每个机座号可有4x5＝20个速比可供选择。如果需要超过1000以上的速比，可以前端加行星级。安装方式可以是地脚、法兰、悬挂等。

[0027] 传动说明

[0028] 第一级行星传动，太阳轮输入，内齿圈固定，行星架输出，正号机构。行星轮的自转和公转，形成两条传动链：

[0029] 第一条传动链是行星轮的公转：形成行星架的自转，行星架的自转方向与太阳轮的旋转同向，旋转速度等于行星轮的公转转速；

[0030] 行星架的自转，形成内齿板的随动自转，其转速和方向均与行星架相同。

[0031] 第二条传动链是行星轮的自转，形成偏心轴的自转。偏心轴与行星轮连接，其旋转方向和转速均与行星轮相同，其自转方向与太阳轮相反；输出齿轮轴与输出太阳轮连接，通过输出太阳轮、输出级行星轮和输出内齿圈形成第三级减速，然后传递至卷筒上，使卷筒不仅传动平稳，而且减速比高。

[0032] 偏心轴上装有偏心套，每块内齿板通过轴承安装在3根偏心轴的偏心套上。偏心轴的自转，形成了内齿板的平面运动。由于 3根偏心轴以太阳轮轴心线正态分布，因此内齿板的平面运动轨迹，是以太阳轮轴心线为中心，以偏心套偏心量为半径的圆。内齿板平动的角速度与偏心轴自转速度相同，旋转方向也相同。

[0033] 由于行星轮的自转和公转，输出的两条传动链在内齿板上汇合，对内齿板形成两个运动，一是自转，二是平动，两者轴心重合，方向相反，形成第一组差动。因此，内齿板沿着太阳轮中心线的平动角速度，是其平动和自转角速度之差，所以该机构总速比远大于行星传动减速机构和少齿差传动机构的速比之和。

[0034] 在内齿板中央是多齿内齿圈，与输出轴齿轮形成少齿差啮合付(其原理不再赘述)，即第二组差动，内齿板上的齿圈输入，输出齿轮轴输出。至此，形成了行星传动+少齿差传动的双差动减速传动链。

[0035] 本方案中减速机构具有如下优点：

[0036] 一：由于行星轮受太阳轮和内齿圈的限制，啮合更加平稳，最大输入转速大大提高。

[0037] 二、行星轮受到太阳轮传动的同时，也受到内齿圈的传动，转动惯量小，功率响应相对灵敏，噪音降低，传动更加平稳。

[0038] 三、速比增加，在相同外廓尺寸下，相同齿数的行星轮和少齿差传动机构下，可达较高速比。(具体数据在实施例中有具体分析和依据)。

[0039] 四、使用寿命长，由于磨损小，传动平稳，不仅可以减小行星轮对应的轴承、偏心轴对应的轴承的规格，且可以达到更好的延寿效果。

[0040] 五、精度高，精度高的原因在于：虽然本机构存在多级减速 (具体而言是两级，第一级是行星减速，内齿圈固定，行星轮的自转对偏心轴输出自转，偏心轴的自转形成内齿板的平面运动，行星轮的公转对行星架输出自转，内齿板随行星架同步自转，使内齿板形成平面运动的同时还形成与平面运动转向相反的自转，这是第一级差动。第二级是少齿差减速，内齿板的平面运动和自转叠加后，与输出齿轮形成少齿差啮合副，形成第二级差动减速)，但是形成啮合背隙的仅限于行星机构，因为少齿差减速机构啮在理论上可以形成无背隙传动，因为3片内齿板的相位角依次为 0°—180°—360°，在任意位置，一对齿进入啮合区是，总有另外一片内齿板上的一对齿从反向进入啮合区，因此背隙相互对冲抵消，同时，因为少齿差内啮合传动时，啮合角较大，同时进入啮合区的齿数很多，(假如无限大的齿数，且齿数差仅仅为1的话，而实际上其传动间隙也是非常小的)，行星架与偏心轴轴承连接，也可以判定为无传动间隙，且内齿圈的存在，对行星轮的限位和应力抵消作用，使行星减速机构的传动间隙进一步缩小，从而具有非常高的精度，这与目前多级精密行星减速器有明显的区别，多级行星减速机构的误差由各级齿轮间传动间隙叠加形成，随着级数的增加减速精依次度低，而本机构的背隙只由第一级行星传动形成，不会随速比最大而增加。因此，只要将第一级行星齿轮的精度控制在一定范围内，就可使整机达到比精密行星减速器高得多的精度。

[0041] 六、本申请设置一个内齿圈，内齿圈固定，使行星齿轮的自转和公转同时输出到偏心轴和行星架，且二者转向相反，形成第一级差动输出，使第二级少齿差传动的输入速度降低，因而总传动比大幅度增加。

[0042] 七、本申请行星架处于旋转状态，使安装在行星架上的行星轮、偏心轴、偏心套、内

齿板、轴承能得到充分的润滑和热交换，从根本上改善了润滑散热状况，同时，对噪声振动也起到很好的抑制效果。因而极大提高了产品的使用寿命和可靠性。

[0043] 将电机、减速机构整体放置在卷筒内，由安装盘与卷筒框架平齐对接安装。

[0044] 输出级行星轮设置3个，行星轮轴连接在减速器壳体端部上，轴中线部位设置过油孔，与减速器壳体内部相通，处于低位的行星轮轴外端部设置为放油孔和油位显示装置，处于上部的行星轴设置为透气塞和加油孔。

[0045] 在保持传动总速比不变的前提下，通过对减速机构行星输入级、平面少齿差级的速比调整，将输出内齿圈的壁厚最大(齿数适当减少)，增加内齿圈强度，减小制作难度，传统欧式葫芦中，为了确保速比，输出内齿圈壁厚很小，在确保使用寿命和传动精度的情况下，其生产工艺要求极为苛刻，国内少有能够生产的厂家，价格也很昂贵。

[0046] 在安装盘中心开孔，设置位移传感器与输出齿轮轴连接，直接读取太阳轮运行数据。

[0047] 将行星少齿差结构的减速机构应用于电动葫芦中，这种设计带来的好处是：

[0048] 最大限度地节省了空间尺寸，使结构布置达到最紧凑，外观简洁。减速器、电机相较于卷筒并无突出部位，使极限运行空间达到最大化。

[0049] 输出级行星轮为三个，等份分布在内齿圈内，同时和内齿啮合，使卷筒受力更加均匀，运行平稳。

[0050] 电机输入级传递转速到第一级行星机构，分流到第一级行星轮，再分别分流到第二级平面少齿差机构的偏心轴，由安装在偏心轴上的内齿板传递到第二级输出齿轮轴，该输出齿轮轴即是第三级行星齿轮的太阳轮轴，将运动和功率分流到三个输出级行星轮，由输出级行星轮过度传递到与卷筒相连的输出内齿圈上，因此，传递运动和功率都是全程分流，每个传递功率构件均只承担功率流的三分之一功率，使构件受力最优化，大幅度提高了运行安全可靠性，使用寿命大幅增加。

[0051] 采用精密行星少齿差双差动减速器，使传动精度大幅度提高，便于精确控制行程。

[0052] 减速器壳体内的行星级、平面少齿差级在工作时均处于旋转状态，使各构件均能得到最大限度的润滑和散热，可以适应连续运转工作制。并且延长了维护保养周期。

[0053] 电机和卷筒是同轴布置，而且机体的两端分别有一个行星传动机构，使平稳性和可靠性大大提高，且最大限度释放了电机铁芯绕组截面尺寸，在同功率下可以最大限度用大尺寸的电机型号，从而降低电机运行电流，增加电机可靠性和使用寿命。同时，腾出空间，可以在电机制动端布置手动释放装置。

[0054] 电机和减速器布置在卷筒内，有效屏蔽运行噪音，加上良好的润滑设置，使机构运行达到超静音水平。

[0055] 更换减速器内润滑油时，只需旋开设置在卷筒端部的放油塞、注油孔即可。

[0056] 安装减速机构和电机时，只需将其整体从输出内齿圈端放入，拧紧安装螺母即可，无需进行调整，十分方便。

[0057] 整机制造成本相较传统产品并不增加，但性价比大幅增加。

附图说明

[0058] 图1是本卷筒机构的原理图。

[0059] 图2是本卷筒机构的立体结构示意图。

[0060] 图3是本卷筒机构的平面结构示意图。

[0061] 图4是图3的左视图。

[0062] 图5是图4中A-A方向的截面图。

[0063] 图6是图5中B-B方向的截面图。

[0064] 图7是本卷筒机构中减速机构的分解图。

[0065] 图中，P、行星轮；S、太阳轮；R、内齿圈；I、内齿板；T、输出齿轮轴；Q、输入轴；E、偏心轴；C、行星架；C1、端板；C2、根连杆；A1、多齿内齿圈；A2、少齿外齿圈；J、卷筒；S1、输出太阳轮；P1、输出级行星轮；T1、输出级行星轴；R1、输出内齿圈；1、机体；2、前盖；3、端盖；4、安装孔；5、偏心套；6、电机；7、框架；8、安装盘；P11、通孔；P12、透气塞；P13、放油塞。

具体实施方式

[0066] 以下是本实用新型的具体实施例并结合附图，对本实用新型的技术方案作进一步的描述，但本实用新型并不限于这些实施例。

[0067] 如图1、图2、图3、图4、图5、图6和图7所示，本电动卷筒J机构包括电机6、卷筒J、减速机构、输出太阳轮S1、三个输出级行星轮P1、与各输出级行星轮P1一一对应的输出级行星轴T1和两个框架7，电机6的壳体固定在框架7内，卷筒J固定连接一输出内齿圈R1，输出太阳轮S1同时啮合各输出级行星轮P1，输出内齿圈R1啮合各输出级行星轮P1，各输出级行星轮P1均通过轴承转动连接在对应的输出级行星轴T1上，卷筒J的两端与两个框架7之间分别通过轴承相连；减速机构包括两端开口的筒状的机体1、以及分别遮闭机体1两个开口的前盖2和端盖3，机体1内设有三个行星轮P、一个太阳轮S、一个外套固定在机体1上的内齿圈R、三个内齿板I、一根输出齿轮轴T、一根输入轴Q、三根偏心轴E和一个行星架C，三根偏心轴E的一端分别固连三个行星轮P，太阳轮S固连输入轴Q，各行星轮P周向均匀分布在太阳轮S外侧，且各行星轮P同时啮合太阳轮S和内齿圈R，内齿圈R与机体1固定连接，内齿板I的中心位置具有一多齿内齿圈A1，输出齿轮轴T上具有与多齿内齿圈A1配合形成少齿差传动副的少齿外齿圈A2；内齿板I上还开设有三个周向均匀分布在多齿内齿圈A1外侧的安装孔4；偏心轴E上键连接有三个偏心套5，偏心套5外圆上套装一安装在安装孔4内的轴承，使偏心轴E呈一曲柄结构；偏心套5位于行星架C内，行星架C 与偏心轴E之间通过轴承连接，行星轴上的三个偏心套5的相位角相差为分别为0°-180°-360°；前盖2通过轴承与输入轴Q 相连，端盖3通过轴承与输出齿轮轴T相连。三个行星轮P的模数、齿数、几何参数、齿轮旋转相位角完全相同，三个行星轴的轴心线与太阳轮S的轴心线互相平行，并以太阳轮S的轴心线为中心线呈正三角形布置，三个行星轮P都与太阳轮S形成定轴外啮合齿轮副，由太阳轮S集中驱动，使三个行星轮P同步自转，并在内齿圈R的作用下公转；三个偏心轴E对应位置的偏心套5 的相位角完全相同，通过偏心套5的作用，三个行星轴上的曲柄作完全同步的偏心旋转，共同驱动三片内齿板I作平面运动，并随行星架C的旋转而形成反向公转；

[0068] 输出齿轮轴T与输出太阳轮S1花键连接，输入轴Q与电机6 的输出端花键相连，俩个框架7之间通过若干支撑杆固定相连。

[0069] 内齿圈R通过一法兰连接机体1和前盖2；多齿内齿圈A1的齿数大于少齿外齿圈A2的齿数，两者齿数差是0～5之间的整数。

[0070] 行星架C包括两块端板C1和连接在端板C1之间的若干根连杆C2，端板C1与偏心轴E之间通过轴承相连，连杆C2有六根，且两两一组形成包裹内齿板I的球笼结构。

[0071] 多齿内齿圈A1和少齿外齿圈A2采用双摆线或渐开线齿轮的齿形。

[0072] 位于卷筒上靠近输出级行星轮P1一端的框架7上固定设置有包裹输出级行星轮P1和输出太阳轮S1的安装盘8，输出级行星轴T1伸出安装盘8之外，输出级行星轴T1为具有通孔P11的中空轴，通孔P11与机体1内腔相通，其中两个通孔P11的外端开口处连接一透气塞P12，另外一个通孔P11的外端开口处连接一放油塞P13；机体1与电机6的壳体固定相连。

[0073] 输入级是一级NGW行星减速装置，内齿圈R固定，行星架C 输出，不同之处在于：行星轮P放置在行星架C外端部，内齿板 I位于行星架C内。

[0074] 其特点如下：

[0075] 一、偏心轴E由2根变成3根，以太阳轮S为中心正态分布，以3支点约束内齿板I的平面运动，比2支点要稳定。

[0076] 二、输入端由太阳轮S将功率平均分流到3根偏心轴E，因此3根偏心轴E均是主动轴，使少齿差机构运行更加平稳，尺寸减小。三环减速器通常是将输入端功率和旋转传递在2根偏心轴 E的中的一根上，另一根作为被动支撑轴，造成两根偏心轴E的受力情况差异很大。

[0077] 三、偏心轴E上沿轴向依次布置3个偏心套5，偏心套5的相位依次为0°—180°—360°，两块内齿板I平面运动的相位也相应的是0°—180°—360°，这样的好处是极大抵消了死点对偏心轴 E支撑轴承的冲击。使振动和噪声峰值明显降低。

[0078] 四、输出端：内齿板I与输出齿轮轴T啮合副的齿形为双摆线，内外齿运行中基本上是共轭啮合，啮合面远大于摆线针轮，与渐开线齿形相比，由线接触变为面接触，极大改善了齿轮的受力状况，因此齿轮模数比渐开线小得多。同样尺寸下，可以安排更多的齿数，这对于少齿差机构提高速比范围十分重要。

[0079] 第一级行星齿轮结构的行星架C是第二级平面少齿差机构的安装体。

[0080] 传动比配置方案：

[0081] 同一机座号，内齿板I不变，行星齿轮系的中心距不变。速比的变化通过改变输入级太阳轮S、行星轮P、内齿圈R的齿数配比和改变输出级齿差数来确定。

[0082] 行星轮P系中心距不变，设定4个配比，输入级可以得到4 个速比，输出级少齿差啮合副内齿板I齿数不变，改变输出齿轮齿数，设定1、2、3、4、5共5种齿差数，形成5个速比，因此，每个机座号可有4x5＝20个速比可供选择。如果需要超过1000以上的速比，可以前端加行星级。安装方式可以是地脚、法兰、悬挂等。

[0083] 传动说明

[0084] 第一级行星传动，太阳轮S输入，内齿圈R固定，行星架C 输出，正号机构。行星轮P的自转和公转，形成两条传动链：

[0085] 第一条传动链是行星轮P的公转：形成行星架C的自转，行星架C的自转方向与太阳轮S的旋转同向，旋转速度等于行星轮 P的公转转速；

[0086] 行星架C的自转，形成内齿板I的随动自转，其转速和方向均与行星架C相同。

[0087] 第二条传动链是行星轮P的自转，形成偏心轴E的自转。偏心轴E与行星轮P连接，其旋转方向和转速均与行星轮P相同，其自转方向与太阳轮S相反；输出齿轮轴T与输出太阳轮

S1连接，通过输出太阳轮S1、输出级行星轮P1和输出内齿圈R1形成第三级减速，然后传递至卷筒上，使卷筒不仅传动平稳，而且减速比高。

[0088] 偏心轴E上装有偏心套5，每块内齿板I通过轴承安装在3 根偏心轴E的偏心套5上。偏心轴E的自转，形成了内齿板I的平面运动。由于3根偏心轴E以太阳轮S轴心线正态分布，因此内齿板I的平面运动轨迹，是以太阳轮S轴心线为中心，以偏心套5偏心量为半径的圆。内齿板I平动的角速度与偏心轴E自转速度相同，旋转方向也相同。

[0089] 由于行星轮P的自转和公转，输出的两条传动链在内齿板I 上汇合，对内齿板I形成两个运动，一是自转，二是平动，两者轴心重合，方向相反，形成第一组差动。因此，内齿板I沿着太阳轮S中心线的平动角速度，是其平动和自转角速度之差，所以该机构总速比远大于行星传动减速机构和少齿差传动机构的速比之和。

[0090] 在内齿板I中央是多齿内齿圈A1，与输出轴齿轮形成少齿差啮合付其原理不再赘述，即第二组差动，内齿板I上的齿圈输入，输出齿轮轴T输出。至此，形成了行星传动+少齿差传动的双差动减速传动链。

[0091] 输出级内齿圈与卷筒连接为一体，该级行星传动机构为行星架固定，内齿圈输出转动。

[0092] 本方案具有如下优点：

[0093] 一：由于行星轮P受太阳轮S和内齿圈R的限制，啮合更加平稳，最大输入转速大大提高。

[0094] 二、行星轮P受到太阳轮S传动的同时，也受到内齿圈R的传动，转动惯量小，功率响应相对灵敏，噪音降低，传动更加平稳。

[0095] 三、速比增加，在相同外廓尺寸下，相同齿数的行星轮P和少齿差传动机构下，速比较高。

[0096] 四、使用寿命长，由于磨损小，传动平稳，不仅可以减小行星轮P对应的轴承、偏心轴E对应的轴承的规格，且可以达到更好的延寿效果。

[0097] 五、精度高，精度高的原因在于：虽然本机构存在多级减速具体而言是两级，第一级是行星减速，内齿圈R固定，行星轮P 的自转对偏心轴E输出自转，偏心轴E的自转形成内齿板I的平面运动，行星轮P的公转对行星架C输出自转，内齿板I随行星架C同步自转，使内齿板I形成平面运动的同时还形成与平面运动转向相反的自转，这是第一级差动。第二级是少齿差减速，内齿板I的平面运动和自转叠加后，与输出齿轮形成少齿差啮合副，形成第二级差动减速，但是形成啮合背隙的仅限于行星机构，因为少齿差减速机构啮在理论上可以形成无背隙传动，因为3片内齿板I的相位角依次为0°—180°—360°，在任意位置，一对齿进入啮合区是，总有另外一片内齿板I上的一对齿从反向进入啮合区，因此背隙相互对冲抵消，同时，因为少齿差内啮合传动时，啮合角较大，同时进入啮合区的齿数很多，假如无限大的齿数，且齿数差仅仅为1的话，而实际上其传动间隙也是非常小的，行星架C与偏心轴E轴承连接，也可以判定为无传动间隙，且内齿圈R的存在，对行星轮P的限位和应力抵消作用，使行星减速机构的传动间隙进一步缩小，从而具有非常高的精度，这与目前多级精密行星减速器有明显的区别，多级行星减速机构的误差由各级齿轮间传动间隙叠加形成，随着级数的增加减速精依次度低，而本机构的背隙只由第一级行星传动形成，不会随速比最大而增加。因此，只要将第一级行星齿轮的精度控制在一定范围内，就可使整机达到比精密行星

减速器高得多的精度。

[0098] 六、本申请设置一个内齿圈R，内齿圈R固定，使行星齿轮的自转和公转同时输出到偏心轴E和行星架C，且二者转向相反，形成第一级差动输出，使第二级少齿差传动的输入速度降低，因而总传动比大幅度增加。

[0099] 七、本申请减速器与卷筒之间的传动是开式行星传动机构，输出级为开式行星传动机构，输出级内齿圈与卷筒连接为一体，该级行星传动机构为行星架固定，内齿圈输出转动。由于有三个行星轮与内齿圈啮合传递功率，与传统的1对1传动相比，行星齿轮、内齿圈的受力更加均匀合理，因而承载能力和使用寿命明显增加，运行可靠平稳。

[0100] 八、本申请行星架C处于旋转状态，使安装在行星架C上的行星轮P、偏心轴E、偏心套5、内齿板I、轴承能得到充分的润滑和热交换，从根本上改善了润滑散热状况，同时，对噪声振动也起到很好的抑制效果。因而极大提高了产品的使用寿命和可靠性。

[0101] 将电机6、减速机构整体放置在卷筒J内，由安装盘8与卷筒J框架7平齐对接安装。

[0102] 输出级行星轮P1设置3个，行星轮P轴连接在减速器壳体端部上，轴中线部位设置过油孔，与减速器壳体内部相通，处于低位的行星轮P轴外端部设置为放油孔和油位显示装置，处于上部的行星轴设置为透气塞P12和加油孔。

[0103] 在保持传动总速比不变的前提下，通过对减速机构行星输入级、平面少齿差级的速比调整，将输出内齿圈R1的壁厚最大齿数适当减少，增加内齿圈R强度，减小制作难度，传统欧式葫芦中，为了确保速比，输出内齿圈R1壁厚很小，在确保使用寿命和传动精度的情况下，其生产工艺要求极为苛刻，国内少有能够生产的厂家，价格也很昂贵。

[0104] 在安装盘8中心开孔，设置位移传感器与输出齿轮轴T连接，直接读取太阳轮S运行数据。

[0105] 将行星少齿差结构的减速机构应用于电动葫芦中，这种设计带来的好处是：

[0106] 最大限度地节省了空间尺寸，使结构布置达到最紧凑，外观简洁。减速器、电机6相较于卷筒J并无突出部位，使极限运行空间达到最大化。

[0107] 输出级行星轮P1为三个，等份分布在内齿圈R内，同时和内齿啮合，使卷筒J受力更加均匀，运行平稳。

[0108] 电机6输入级传递转速到第一级行星机构，分流到第一级行星轮P，再分别分流到第二级平面少齿差机构的偏心轴E，由安装在偏心轴E上的内齿板I传递到第二级输出齿轮轴T，该输出齿轮轴T即是第三级行星齿轮的太阳轮S轴，将运动和功率分流到三个输出级行星轮P1，由输出级行星轮P1过度传递到与卷筒J 相连的输出内齿圈R1上，因此，传递运动和功率都是全程分流，每个传递功率构件均只承担功率流的三分之一功率，使构件受力最优化，大幅度提高了运行安全可靠性，使用寿命大幅增加。

[0109] 采用精密行星少齿差双差动减速器，使传动精度大幅度提高，便于精确控制行程。

[0110] 减速器壳体内的行星级、平面少齿差级在工作时均处于旋转状态，使各构件均能得到最大限度的润滑和散热，可以适应连续运转工作制。并且延长了维护保养周期。

[0111] 输出级内齿圈与卷筒连接为一体，该级行星传动机构为行星架固定，内齿圈输出转动。

[0112] 电机6和卷筒J是同轴布置，最大限度释放了电机6铁芯绕组截面尺寸，在同功率下可以最大限度用大尺寸的电机6型号，从而降低电机6运行电流，增加电机6可靠性和使用寿

命。同时，腾出空间，可以在电机6制动端布置手动释放装置。

[0113] 电机6和减速器布置在卷筒J内，有效屏蔽运行噪音，加上良好的润滑设置，使机构运行达到超静音水平。

[0114] 更换减速器内润滑油时，只需旋开设置在卷筒J端部的放油塞P13、注油孔即可。

[0115] 安装减速机构和电机时，只需将其整体从输出内齿圈R1端放入，拧紧安装螺母即可，无需进行调整，十分方便。

[0116] 整机制造成本相较传统产品并不增加，但性价比大幅增加。

[0117] 本文中所描述的具体实施例仅仅是对本实用新型精神作举例说明。本实用新型所属技术领域的技术人员可以对所描述的具体实施例做各种各样的修改或补充或采用类似的方式替代，但并不会偏离本实用新型的精神或者超越所附权利要求书所定义的范围。

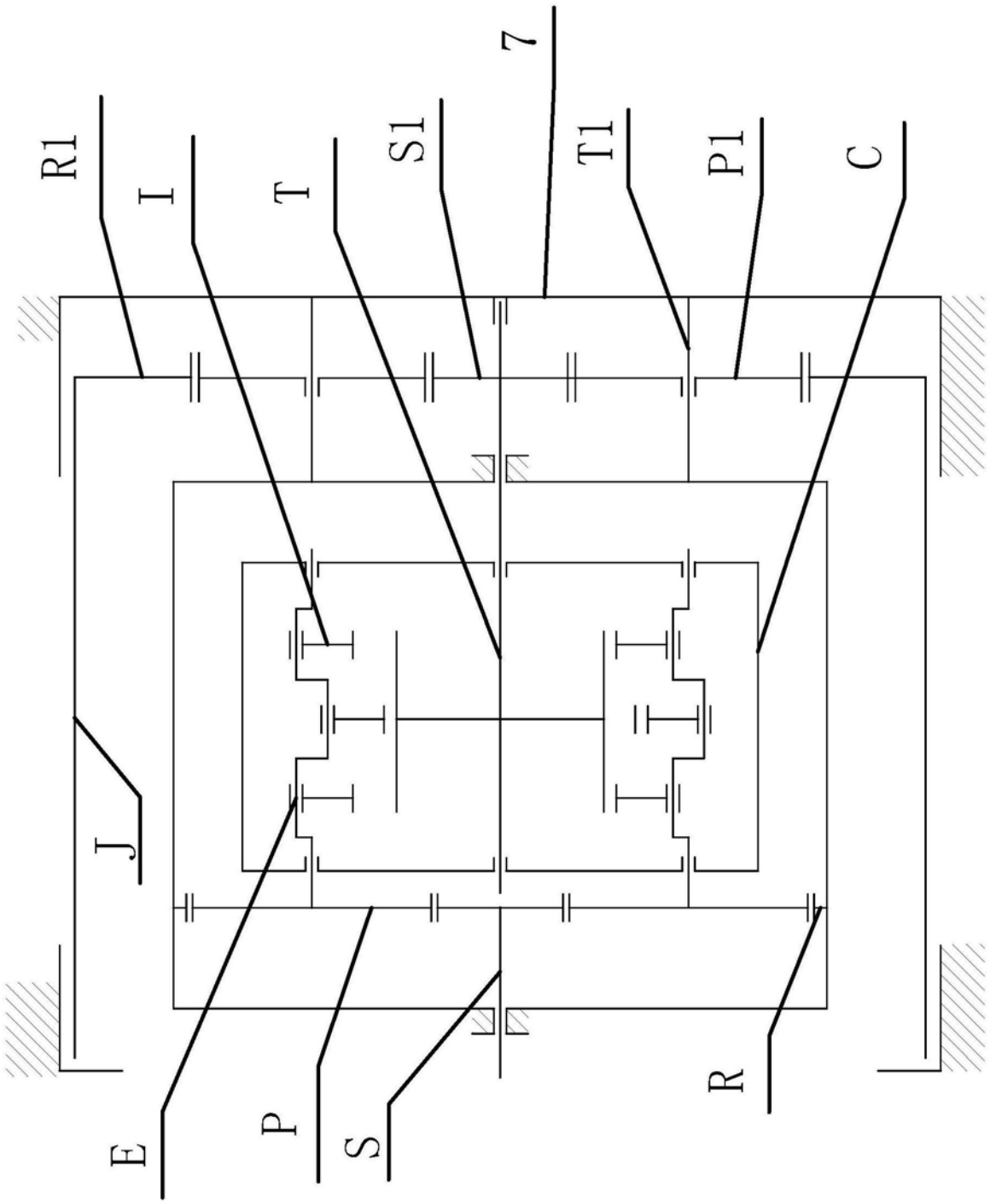


图1

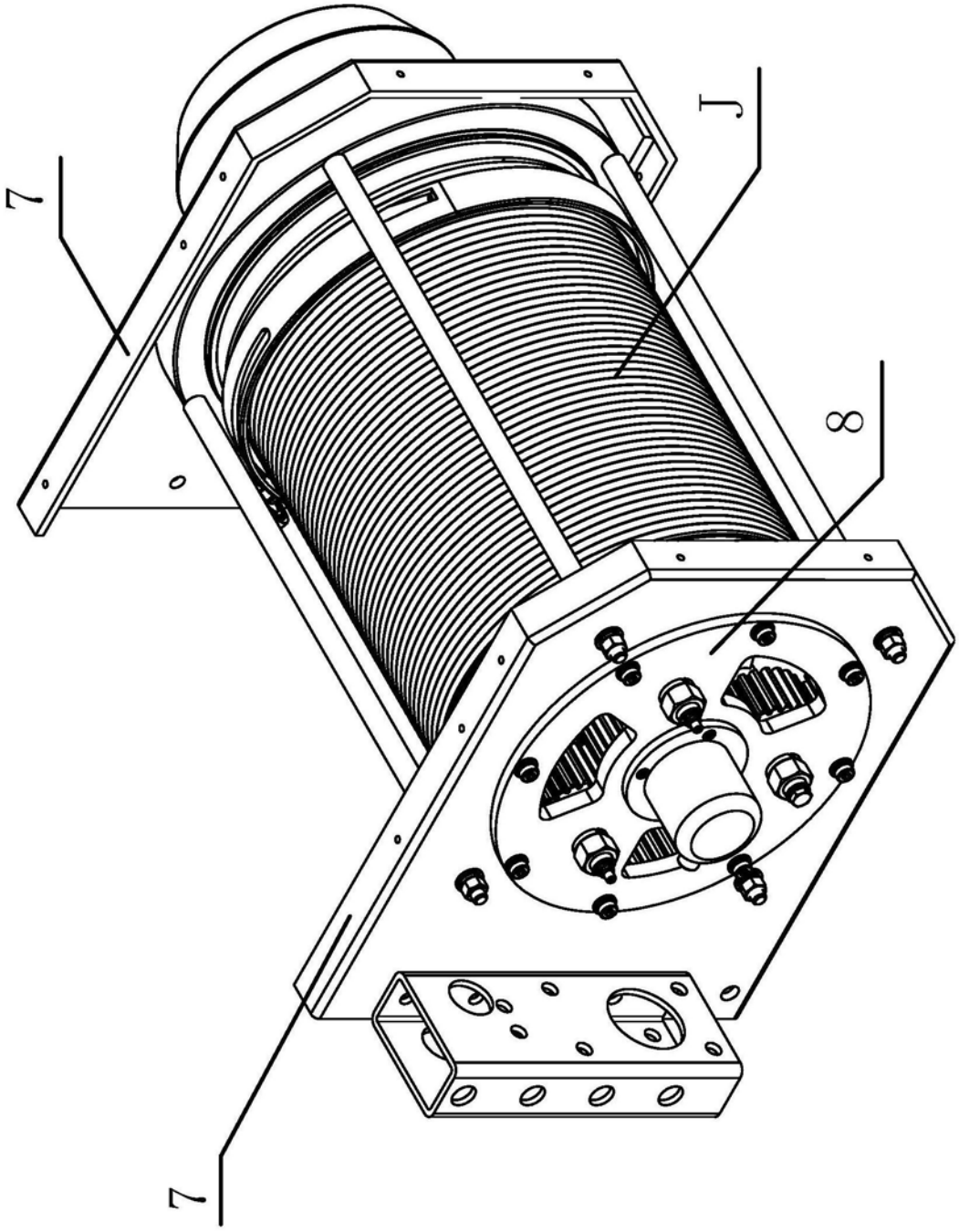


图2

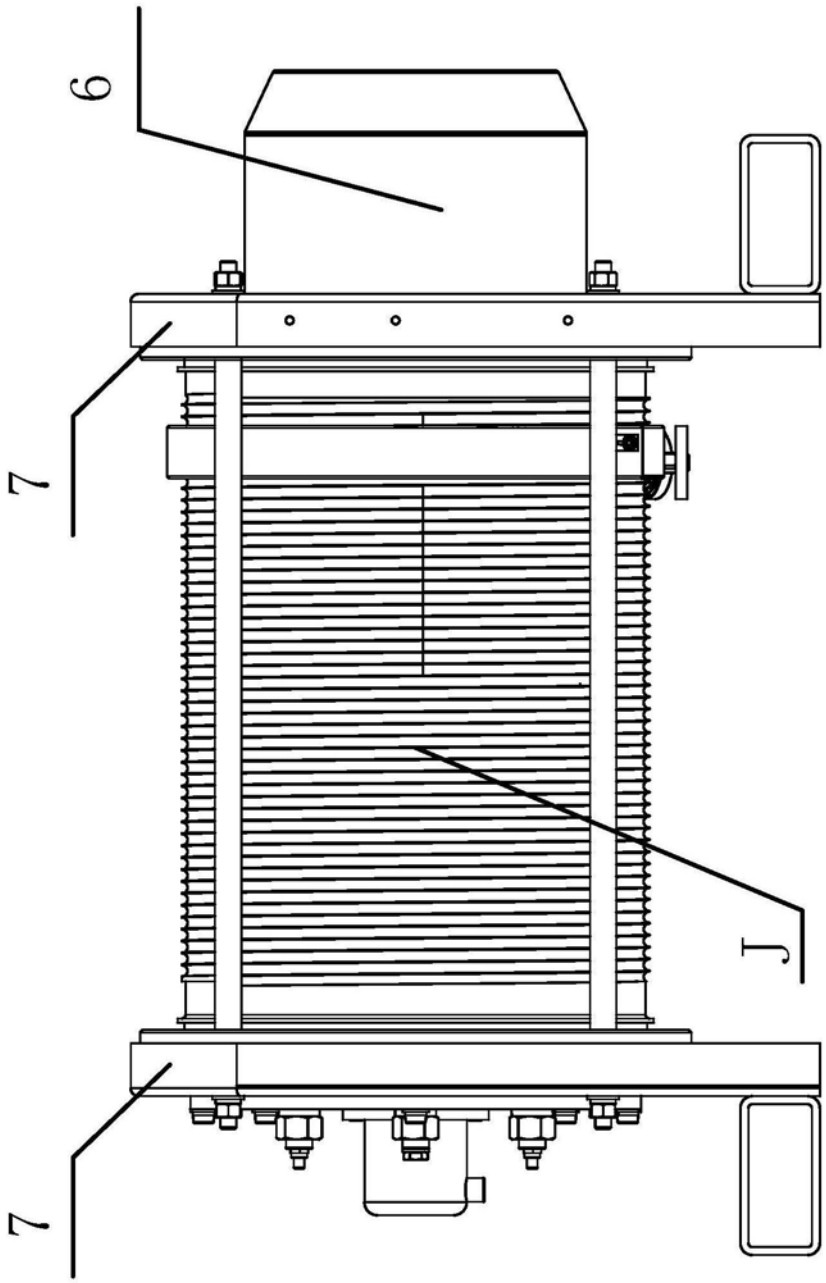


图3

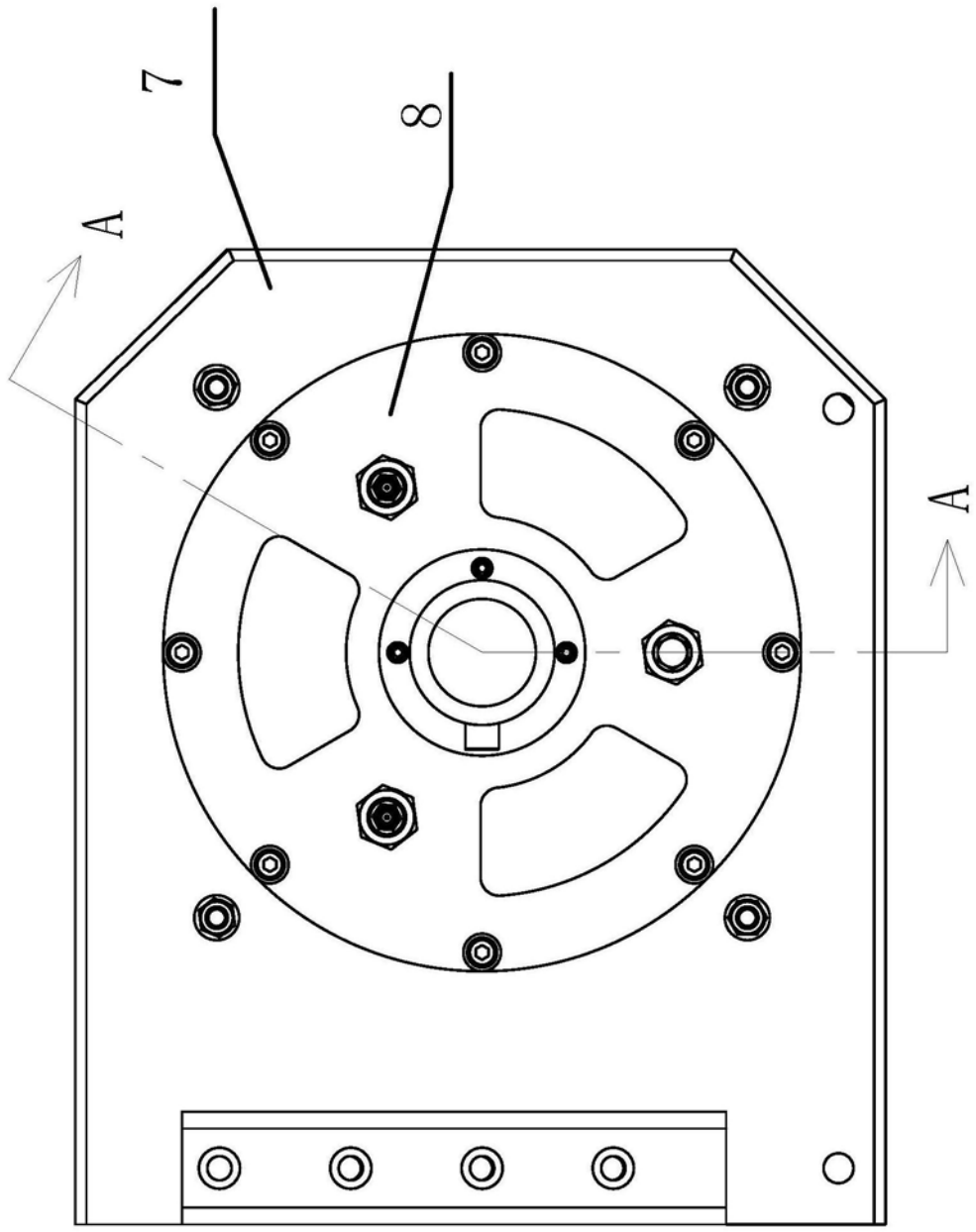


图4

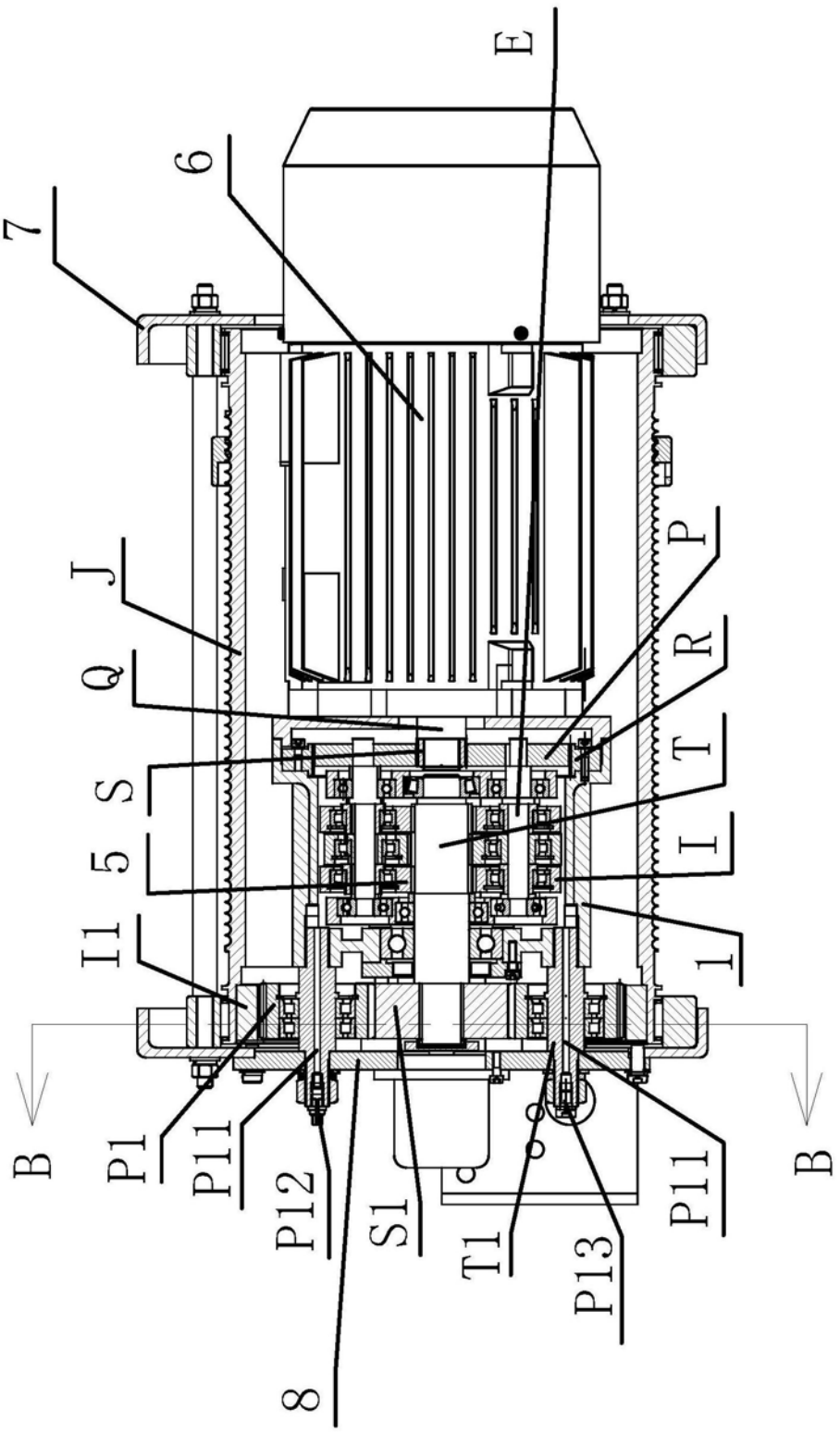


图5

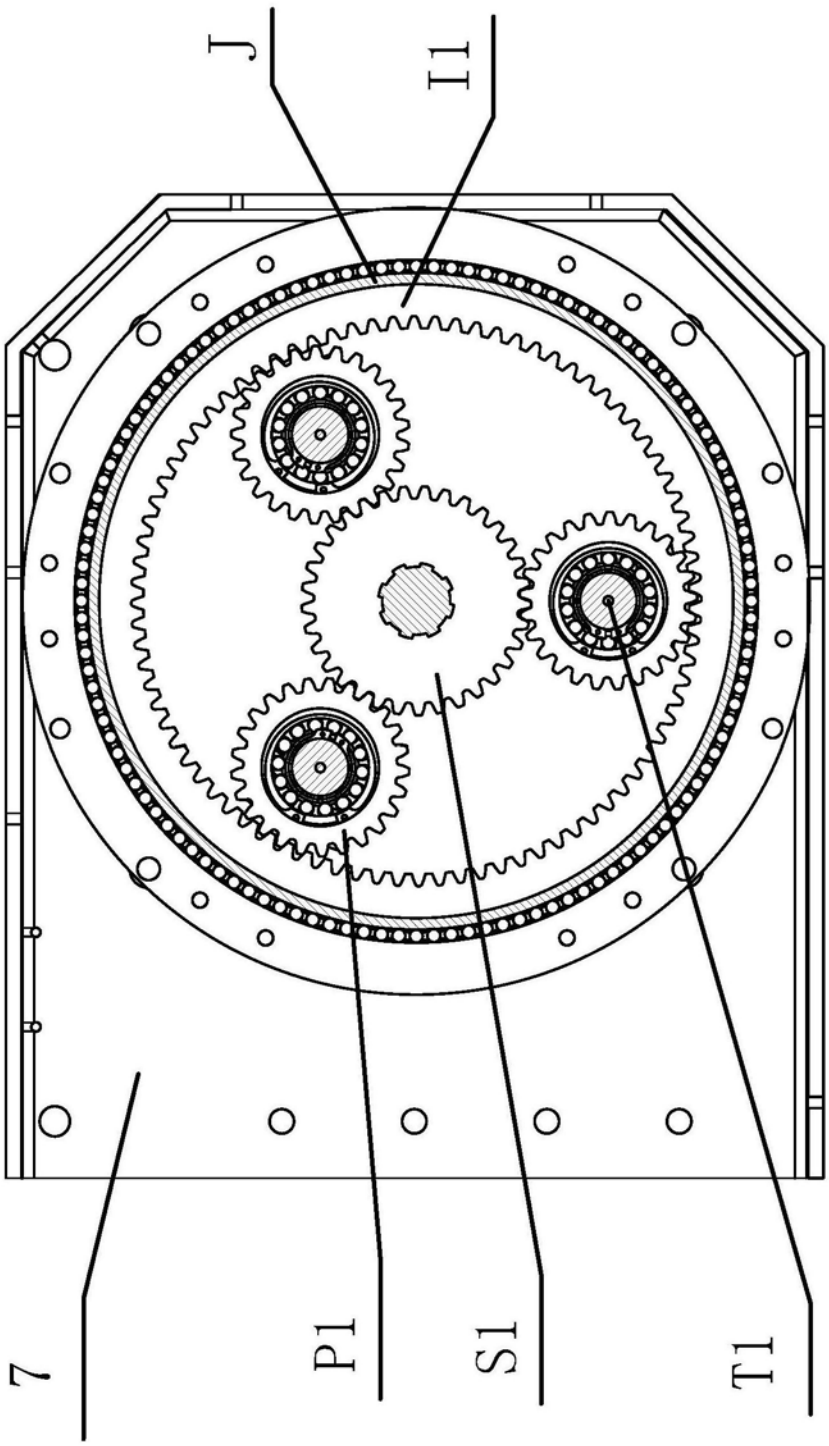


图6

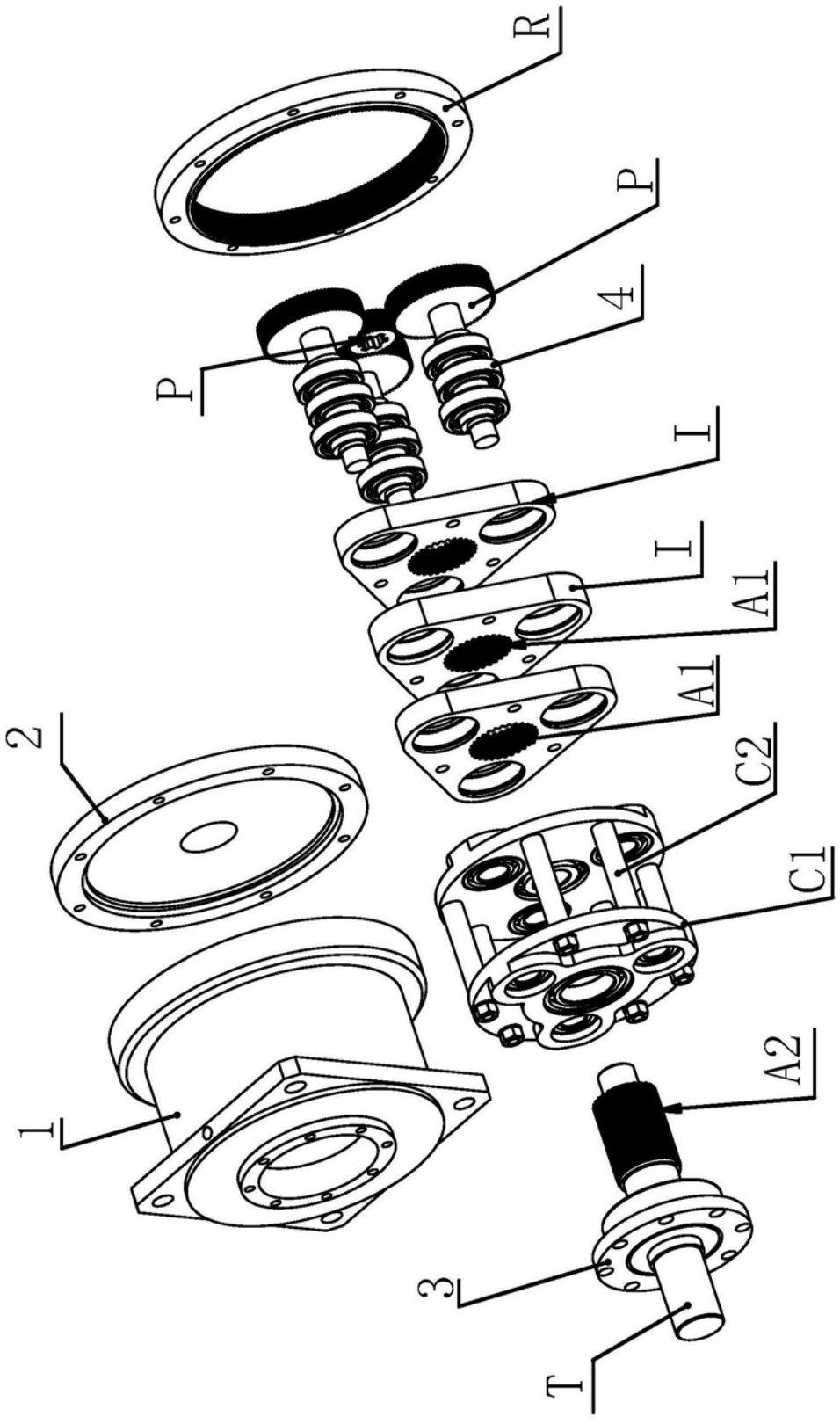


图7