



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 106838196 A

(43)申请公布日 2017.06.13

(21)申请号 201710063119.7

(22)申请日 2017.02.03

(71)申请人 合肥工业大学

地址 230009 安徽省合肥市屯溪路193号

(72)发明人 孙保群 鹿徐伟 毛晶平 夏扩远

周友 周志强 潘鑫 周建芬

郝子瑞 汪韶杰 夏光

(74)专利代理机构 苏州创元专利商标事务所有

限公司 32103

代理人 马明渡

(51)Int.Cl.

F16H 47/02(2006.01)

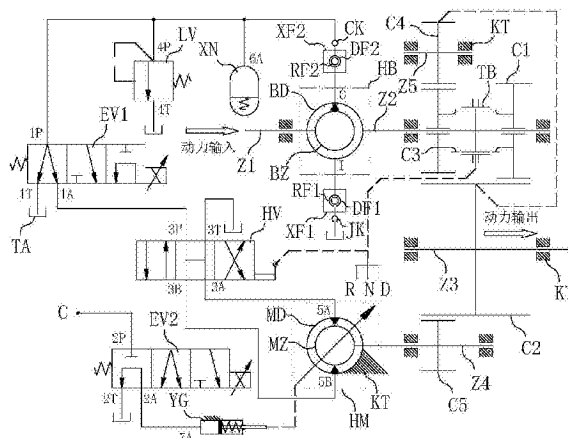
权利要求书4页 说明书10页 附图6页

(54)发明名称

一种用于车辆的动力分流器以及双流传动装置

(57)摘要

一种用于车辆的动力分流器以及双流传动装置,其创新在于:直接利用容积式液压泵作为动力分流元件,并且将液压泵的泵定子旋转支承,然后在液压泵的进油口加装第一旋转密封通道,在液压泵的出油口加装第二旋转密封通道,以此组合形成一种动力分流器。该动力分流器在泵转子与泵定子相对于壳体作差速转动时,将输入的机械能分流成液压能与机械能;在泵转子与泵定子相对于壳体作同步转动时,将输入的机械能输出为单一机械能。本发明动力分流器应用于车辆的双流传动装置后,大大简化了车辆的机械与液压双流传动系统结构,使车辆传动系统更为简单,进一步提升系统传动效率。



1. 一种用于车辆的动力分流器,其特征在于:包括液压泵(HB)、泵轴(Z1)、分流轴(Z2)、第一旋转密封通道(XF1)以及第二旋转密封通道(XF2),其中:

所述液压泵(HB)为一个容积转子式泵,由泵转子(BZ)和泵定子(BD)组成;液压泵(HB)的进油口(I)连通液压泵(HB)内部的低压腔,液压泵(HB)的排油口(O)连通液压泵(HB)内部的高压腔;液压泵(HB)的泵定子(BD)旋转支承;

所述泵轴(Z1)旋转支承,泵轴(Z1)与泵转子(BZ)传动连接且二者同步转动;

所述分流轴(Z2)旋转支承且与泵轴(Z1)同轴布置,分流轴(Z2)与泵定子(BD)传动连接且二者同步转动;

所述第一旋转密封通道(XF1)由第一密封固定端(DF1)和第一密封旋转端(RF1)组合构成;第一密封旋转端(RF1)与第一密封固定端(DF1)转动连接,其中:第一密封固定端(DF1)至第一密封旋转端(RF1)内部形成有流体通道,该流体通道在转动连接处形成旋转密封配合;所述第一密封固定端(DF1)的流体通道端口作为动力分流器的液压流体进口,所述第一密封旋转端(RF1)的流体通道端口与液压泵(HB)的进油口(I)连接并且连通液压泵(HB)的低压腔,而第一密封旋转端(RF1)能够随泵定子(BD)同步转动;

所述第二旋转密封通道(XF2)由第二密封固定端(DF2)和第二密封旋转端(RF2)组合构成;第二密封旋转端(RF2)与第二密封固定端(DF2)转动连接,其中:第二密封固定端(DF2)至第二密封旋转端(RF2)内部形成有流体通道,该流体通道在转动连接处形成旋转密封配合;所述第二密封旋转端(RF2)的流体通道端口与液压泵(HB)的排油口(O)连接并且连通液压泵(HB)的高压腔,而第二密封旋转端(RF2)能够随泵定子(BD)同步转动;

所述泵轴(Z1)作为动力分流器的机械动力输入端,分流轴(Z2)作为动力分流器的机械动力输出端,第二密封固定端(DF2)的流体通道端口作为动力分流器的液压动力输出端,以此形成一种能够将机械动力输入分流成机械动力输出和液压动力输出的分流器。

2. 根据权利要求1所述的动力分流器,其特征在于:所述液压泵(HB)选用下列容积转子式定量泵中的一种:内啮合齿轮泵、摆线转子泵、单作用叶片泵、双作用叶片泵、轴向柱塞泵、径向柱塞泵和正弦泵。

3. 根据权利要求1所述的动力分流器,其特征在于:所述第一旋转密封通道(XF1)和第二旋转密封通道(XF2)中的旋转密封配合采用机械密封,或者是采用轴与轴套间胀圈式旋转密封。

4. 一种用于车辆的双流传动装置,其特征在于:包括动力分流器、液压分流传动模块以及机械变速传动模块;

所述动力分流器包括液压泵(HB)、泵轴(Z1)、分流轴(Z2)、第一旋转密封通道(XF1)以及第二旋转密封通道(XF2),其中:

所述液压泵(HB)为一个容积转子式泵,由泵转子(BZ)和泵定子(BD)组成;液压泵(HB)的进油口(I)连通液压泵(HB)内部的低压腔,液压泵(HB)的排油口(O)连通液压泵(HB)内部的高压腔;液压泵(HB)的泵定子(BD)旋转支承;

所述泵轴(Z1)旋转支承,泵轴(Z1)与泵转子(BZ)传动连接且二者同步转动;

所述分流轴(Z2)旋转支承且与泵轴(Z1)同轴布置,分流轴(Z2)与泵定子(BD)传动连接且二者同步转动;

所述第一旋转密封通道(XF1)由第一密封固定端(DF1)和第一密封旋转端(RF1)组合构

成;第一密封旋转端(RF1)与第一密封固定端(DF1)转动连接,其中:第一密封固定端(DF1)至第一密封旋转端(RF1)内部形成有流体通道,该流体通道在转动连接处形成旋转密封配合;所述第一密封固定端(DF1)的流体通道端口作为动力分流器的液压流体进口,所述第一密封旋转端(RF1)的流体通道端口与液压泵(HB)的进油口(I)连接并且连通液压泵(HB)的低压腔,而第一密封旋转端(RF1)能够随泵定子(BD)同步转动;

所述第二旋转密封通道(XF2)由第二密封固定端(DF2)和第二密封旋转端(RF2)组合构成;第二密封旋转端(RF2)与第二密封固定端(DF2)转动连接,其中:第二密封固定端(DF2)至第二密封旋转端(RF2)内部形成有流体通道,该流体通道在转动连接处形成旋转密封配合;所述第二密封旋转端(RF2)的流体通道端口与液压泵(HB)的排油口(O)连接并且连通液压泵(HB)的高压腔,而第二密封旋转端(RF2)能够随泵定子(BD)同步转动;

所述泵轴(Z1)作为动力分流器的机械动力输入端,分流轴(Z2)作为动力分流器的机械动力输出端,第二密封固定端(DF2)的流体通道端口作为动力分流器的液压动力输出端,以此形成一种能够将机械动力输入分流成机械动力输出和液压动力输出的分流器;

所述液压分流传动模块包括液压马达(HM)和液压动力传递与调节控制系统,其中:

所述液压马达(HM)是容积转子式变排量马达,由马达转子(MZ)、马达定子(MD)和马达轴(Z4)组成,液压马达(HM)具有第一油口(5A)和第二油口(5B),马达轴(Z4)旋转支承;所述马达转子(MZ)与马达轴(Z4)传动连接且二者同步转动;所述马达定子(MD)相对于所述双流传动装置的壳体(KT)固定;

所述液压动力传递与调节控制系统包括液压蓄能器(XN)、第一电磁阀(EV1)、手控阀(HV)、第二电磁阀(EV2)、作动油缸(YG)、油箱(TA)和作动控制油源接口(C);

所述液压蓄能器(XN)的油口(6A)连通所述动力分流器的液压动力输出端,动力分流器的液压流体进口连通油箱(TA);

所述第一电磁阀(EV1)是三位三通比例电磁阀,具有油口(1A)、进油口(1P)和泄油口(1T),其中:第一电磁阀(EV1)的进油口(1P)连通所述动力分流器的液压动力输出端,第一电磁阀(EV1)的泄油口(1T)连通油箱(TA);第一电磁阀(EV1)的内部连通关系为:当阀处于第一阀位时进油口(1P)同时连通油口(1A)和泄油口(1T),当阀处于第二阀位时进油口(1P)连通油口(1A)且泄油口(1T)截止,当阀处于第三阀位时进油口(1P)截止且油口(1A)连通泄油口(1T);

所述手控阀(HV)是三位四通手动滑阀,具有前进挡(D)、空挡(N)和倒挡(R)三个阀位以及第一油口(3A)、第二油口(3B)、进油口(3P)、泄油口(3T);手控阀(HV)的泄油口(3T)连通油箱(TA),手控阀(HV)的进油口(3P)连通第一电磁阀(EV1)的油口(1A),手控阀(HV)的第一油口(3A)连通液压马达(HM)的第一油口(5A),手控阀(HV)的第二油口(3B)连通液压马达(HM)的第二油口(5B);手控阀(HV)的内部连通关系为:当阀处于前进挡(D)阀位时进油口(3P)连通第一油口(3A),同时第二油口(3B)连通泄油口(3T),当阀处于空挡(N)阀位时进油口(3P)、第一油口(3A)、第二油口(3B)和泄油口(3T)互相连通,当阀处于倒挡(R)阀位时进油口(3P)连通第二油口(3B),同时第一油口(3A)连通泄油口(3T);

所述第二电磁阀(EV2)是三位三通比例电磁阀,具有油口(2A)、进油口(2P)和泄油口(2T),其中:第二电磁阀(EV2)的进油口(2P)连通作动控制油源接口(C)(红色同上),第二电磁阀(EV2)的泄油口(2T)连通油箱(TA);第二电磁阀(EV2)的内部连通关系为:当阀处于第

一阀位时进油口(2P)截止,同时油口(2A)连通泄油口(2T),当阀处于第二阀位时进油口(2P)同时连通油口(2A)和泄油口(2T),当阀处于第三阀位时进油口(2P)连通油口(2A)且泄油口(2T)截止;

所述作动油缸(YG)是具有复位弹簧的单作用活塞杆油缸,具有油口(7A),作动油缸(YG)的油口(7A)连通第二电磁阀(EV2)的油口(2A),作动油缸(YG)的活塞杆与液压马达(HM)的排量调节机构传动连接,作动油缸(YG)的缸体相对于所述双流传动装置的壳体(KT)固定;当第二电磁阀(EV2)的油口(2A)对作动油缸(YG)的油口(7A)供油时其活塞杆伸出,当第二电磁阀(EV2)的油口(2A)对作动油缸(YG)的油口(7A)泄油时其活塞杆回缩,当作用于作动油缸(YG)活塞上的液压力与活塞杆上所受外力平衡时其活塞杆保持位置不变;

所述作动控制油源接口(C)用于连接其它液压油源,为作动油缸(YG)提供作动油液以实现对其液压马达(HM)的排量进行调节;

所述机械变速传动模块是至少可实现一个前进挡和一个倒挡的齿轴传动系统,包括输出轴(Z3)、倒挡轴(Z5)、前进挡齿轮(C1)、输出轴齿轮(C2)、倒挡齿轮(C3)、倒挡惰轮(C4)、马达轴齿轮(C5)和同步器(TB);

所述输出轴(Z3)、倒挡轴(Z5)与所述分流轴(Z2)及马达轴(Z4)相互间平行布置,输出轴(Z3)、倒挡轴(Z5)皆旋转支承于壳体(KT)上;

所述前进挡齿轮(C1)和倒挡齿轮(C3)套设于分流轴(Z2)上,前进挡齿轮(C1)和倒挡齿轮(C3)相对于分流轴(Z2)绕轴向转动连接,且沿轴向定位连接;所述同步器(TB)设在前进挡齿轮(C1)与倒挡齿轮(C3)之间,同步器(TB)相对于分流轴(Z2)绕轴向同步转动连接,且沿轴向滑动定位连接,所述滑动定位的位置为D挡位、N挡位和R挡位,当同步器(TB)移动至D挡位时将前进挡齿轮(C1)与分流轴(Z2)锁定,并使前进挡齿轮(C1)随同分流轴(Z2)同步旋转;当同步器(TB)移动至R挡位时将倒挡齿轮(C3)与分流轴(Z2)锁定,并使倒挡齿轮(C3)随同分流轴(Z2)同步旋转;当同步器(TB)移动至N挡位时将前进挡齿轮(C1)以及倒挡齿轮(C3)同时与分流轴(Z2)解锁;

所述倒挡惰轮(C4)固设于倒挡轴(Z5)上,所述马达轴齿轮(C5)固设于马达轴(Z4)上,所述输出轴齿轮(C2)固设于输出轴(Z3)上,所述输出轴齿轮(C2)同时与前进挡齿轮(C1)、倒挡惰轮(C4)和马达轴齿轮(C5)常啮合。

5. 根据权利要求4所述的双流传动装置,其特征在于:所述液压动力传递与调节控制系统包括限压阀(LV),该限压阀(LV)是内控式比例溢流阀,具有进油口(4P)和泄油口(4T);所述限压阀(LV)的进油口(4P)连通所述动力分流器的液压动力输出端,限压阀(LV)的泄油口(4T)连通油箱(TA);限压阀(LV)的开启压力预先设定,当限压阀(LV)进油口(4P)的压力小于开启压力时,进油口(4P)与泄油口(4T)之间截止,当限压阀(LV)进油口(P)的压力等于开启压力时,进油口(4P)与泄油口(4T)之间开始导通,且其导通程度随限压阀(LV)进油口(4P)的压力增加而加大。

6. 根据权利要求5所述的双流传动装置,其特征在于:所述限压阀(LV)的开启压力根据所述液压动力传递与调节控制系统中允许使用的最高工作压力设定。

7. 根据权利要求4所述的双流传动装置,其特征在于:所述液压马达(HM)是双向变排量叶片马达,或者是双向变排量轴向柱塞马达;所述液压马达(HM)的单转排量允许在排量为零到最大排量之间进行无级调节;所述液压马达(HM)的单转最大排量大于所述液压泵(HB)

的单转排量。

8. 根据权利要求4所述的双流传动装置,其特征在于:所述作动油缸(YG)用于调节液压马达(HM)的单转排量,当作动油缸(YG)处于无油状态时液压马达(HM)的单转排量为零,当作动油缸(YG)处于最大充油状态时液压马达(HM)的单转排量达到最大值。

9. 根据权利要求4所述的双流传动装置,其特征在于:所述液压蓄能器(XN)是弹簧活塞式蓄能器。

一种用于车辆的动力分流器以及双流传动装置

技术领域

[0001] 本发明属于车辆动力传动系统技术领域,具体涉及一种直接利用容积式液压泵作为动力分流装置,通过液压动力和机械动力实现双流传动的车辆用传动装置。

背景技术

[0002] 传动系统是车辆重要的组成部分。按照动力传递方式,车辆常规采用的主要有机机械变速传动、液压传动和电传动等单一功率流传动系统,其中:机械变速传动模块是以各种类型机械机构与变速装置组成的传动系统,其特点是技术成熟、制造工艺完善、生产成本低、系统传动效率高、应用广泛,但与发动机的优化匹配难以进一步得到有效提升;液压传动系统又称为静压传动系统,是以液压泵、液压马达、液压伺服控制与执行作动元件和液压管路等组成的动力传动系统,其特点是通过液压方式传递动力,系统机械传动部件少、结构简单、传动比变化范围大并且运行平稳、易于调节、振动噪声小、控制相对容易并可实现无极变速,但系统传动效率相对较低且作为驱动元件的液压马达工作转速不宜过高、对车辆中、高速行驶工况时的传动要求适应性相对较差。

[0003] 针对不同形式动力复合应用于车辆传动,已有采用机械与液压双流传动系统方面的研究。例如,中国专利公开了CN103982652A,发明名称为《动力分动汇流变速传动装置及其液压控制系统》(申请号:2014102487229)的发明专利申请。该发明提供了一种双流传动系统,该系统能够充分利用和发挥机械变速传动效率高、液压传动传动比变化范围大和便于调节的特点,使车辆传动系统更为有效地利用发动机动力,使传动更加高效、节能和环保。但该方案相对而言结构比较复杂,有待进一步简化。

发明内容

[0004] 本发明提供了一种用于车辆的动力分流器以及双流传动装置,该动力分流器以及双流传动装置直接利用容积式液压泵作为动力分流元件,其目的是为了进一步简化机械与液压双流传动系统结构,使车辆传动系统更为简单,进一步提升系统传动效率。

[0005] 为达到上述目的,本发明采用的第一技术方案是:一种用于车辆的动力分流器,其创新在于:包括液压泵、泵轴、分流轴、第一旋转密封通道以及第二旋转密封通道,其中:

所述液压泵为一个容积转子式泵,由泵转子和泵定子组成;液压泵的进油口连通液压泵内部的低压腔,液压泵的排油口连通液压泵内部的高压腔;液压泵的泵定子旋转支承。

[0006] 所述泵轴旋转支承,泵轴与泵转子传动连接且二者同步转动。

[0007] 所述分流轴旋转支承且与泵轴同轴布置,分流轴与泵定子传动连接且二者同步转动。

[0008] 所述第一旋转密封通道由第一密封固定端和第一密封旋转端组合构成;第一密封旋转端与第一密封固定端转动连接,其中:第一密封固定端至第一密封旋转端内部形成有流体通道,该流体通道在转动连接处形成旋转密封配合;所述第一密封固定端的流体通道端口作为动力分流器的液压流体进口,所述第一密封旋转端的流体通道端口与液压泵的进

油口连接并且连通液压泵的低压腔,而第一密封旋转端能够随泵定子同步转动。

[0009] 所述第二旋转密封通道由第二密封固定端和第二密封旋转端组合构成;第二密封旋转端与第二密封固定端转动连接,其中:第二密封固定端至第二密封旋转端内部形成有流体通道,该流体通道在转动连接处形成旋转密封配合;所述第二密封旋转端的流体通道端口与液压泵的排油口连接并且连通液压泵的高压腔,而第二密封旋转端能够随泵定子同步转动。

[0010] 所述泵轴作为动力分流器的机械动力输入端,分流轴作为动力分流器的机械动力输出端,第二密封固定端的流体通道端口作为动力分流器的液压动力输出端,以此形成一种能够将机械动力输入分流成机械动力输出和液压动力输出的分流器。

[0011] 为达到上述目的,本发明采用的第二技术方案是:一种用于车辆的双流传动装置,其创新在于:包括动力分流器、液压分流传动模块以及机械变速传动模块。

[0012] 所述动力分流器与上述第一技术方案中描述的一种用于车辆的动力分流器完全相同,这里不再重复进行描述。

[0013] 所述液压分流传动模块包括液压马达和液压动力传递与调节控制系统,其中:

所述液压马达是容积转子式变排量马达,由马达转子、马达定子和马达轴组成,液压马达具有第一油口和第二油口,马达轴旋转支承;所述马达转子与马达轴传动连接且二者同步转动;所述马达定子相对于所述双流传动装置的壳体固定。

[0014] 所述液压动力传递与调节控制系统包括液压蓄能器、第一电磁阀、手控阀、第二电磁阀、作动油缸、油箱和作动控制油源接口。

[0015] 所述液压蓄能器的油口连通所述动力分流器的液压动力输出端,动力分流器的液压流体进口连通油箱。

[0016] 所述第一电磁阀是三位三通比例电磁阀,具有油口、进油口和泄油口,其中:第一电磁阀的进油口连通所述动力分流器的液压动力输出端,第一电磁阀的泄油口连通油箱;第一电磁阀的内部连通关系为:当阀处于第一阀位时进油口同时连通油口和泄油口,当阀处于第二阀位时进油口连通油口且泄油口截止,当阀处于第三阀位时进油口截止且油口连通泄油口。

[0017] 所述手控阀是三位四通手动滑阀,具有前进挡、空挡和倒挡三个阀位以及第一油口、第二油口、进油口、泄油口;手控阀的泄油口连通油箱,手控阀的进油口连通第一电磁阀的油口,手控阀的第一油口连通液压马达的第一油口,手控阀的第二油口连通液压马达的第二油口;手控阀的内部连通关系为:当阀处于前进挡阀位时进油口连通第一油口,同时第二油口连通泄油口,当阀处于空挡阀位时进油口、第一油口、第二油口和泄油口互相连通,当阀处于倒挡阀位时进油口连通第二油口,同时第一油口连通泄油口。

[0018] 所述第二电磁阀是三位三通比例电磁阀,具有油口、进油口和泄油口,其中:第二电磁阀的进油口连通作动控制油源接口,第二电磁阀的泄油口连通油箱;第二电磁阀的内部连通关系为:当阀处于第一阀位时进油口截止,同时油口连通泄油口,当阀处于第二阀位时进油口同时连通油口和泄油口,当阀处于第三阀位时进油口连通油口且泄油口截止。

[0019] 所述作动油缸是具有复位弹簧的单作用活塞杆油缸,具有油口,作动油缸的油口连通第二电磁阀的油口,作动油缸的活塞杆与液压马达的排量调节机构传动连接,作动油缸的缸体相对于所述双流传动装置的壳体固定;当第二电磁阀的油口对作动油缸的油口供

油时其活塞杆伸出,当第二电磁阀的油口对作动油缸的油口泄油时其活塞杆回缩,当作用于作动油缸活塞上的液压力与活塞杆上所受外力平衡时其活塞杆保持位置不变。

[0020] 所述作动控制油源接口用于连接其它液压油源、为作动油缸提供作动油液以实现
对液压马达的单转排量进行调节。

[0021] 所述机械变速传动模块是至少可实现一个前进挡和一个倒挡的齿轴传动系统,包
括输出轴、倒挡轴、前进挡齿轮、输出轴齿轮、倒挡齿轮、倒挡惰轮、马达轴齿轮和同步器。

[0022] 所述输出轴、倒挡轴与所述分流轴及马达轴相互间平行布置,输出轴、倒挡轴皆旋
转支承于壳体上。

[0023] 所述前进挡齿轮和倒挡齿轮套设于分流轴上,前进挡齿轮和倒挡齿轮相对于分流
轴绕轴向转动连接,且沿轴向定位连接;所述同步器设在前进挡齿轮与倒挡齿轮之间,同步
器相对于分流轴绕轴向同步转动连接,且沿轴向滑动定位连接,所述滑动定位的位置为D挡
位、N挡位和R挡位,当同步器移动至D挡位时将前进挡齿轮与分流轴锁定,并使前进挡齿
轮随同分流轴同步旋转;当同步器移动至R挡位时将倒挡齿轮与分流轴锁定,并使倒挡齿
轮随同分流轴同步旋转;当同步器移动至N挡位时将前进挡齿轮以及倒挡齿轮同时与分
流轴解锁。

[0024] 所述倒挡惰轮固设于倒挡轴上,所述马达轴齿轮固设于马达轴上,所述输出轴齿
轮固设于输出轴上,所述输出轴齿轮同时与前进挡齿轮、倒挡惰轮和马达轴齿轮常啮合。

[0025] 上述技术方案中的有关内容解释如下:

1. 上述技术方案中,所述液压泵HB是本发明双流传动装置的动力分流装置的核心,参
见附图2所示,液压泵HB的泵转子BZ和泵定子BD相对于壳体KT既可以差速转动,也可以同步
转动;如令:WI表示泵轴Z1的输入能量,NI表示泵轴Z1的转速,MI表示泵轴Z1的输入转矩,MR
表示泵转子BZ所受阻力转矩,WH表示液压泵HB输出的液压能量,PO表示液压泵HB排油口O的
油压,PI表示液压泵HB进油口I的油压,Q表示液压泵HB的流量,QS表示液压泵HB的单转排
量,WO表示泵定子BD输出的机械能量,NO表示泵定子BD的转速,MO表示泵定子BD所受驱动转
矩,MT表示分流轴Z2所受阻力转矩;当不考虑液压泵(HB)的容积效率及其内部油液摩擦和
热能损失时,液压泵HB的动力分流过程满足下述条件:

$$M_O \propto M_R \quad (\text{公式1})$$

$$M_T = M_O \quad (\text{公式2})$$

$$W_I = N_I \times M_I \quad (\text{公式3})$$

$$W_H = (P_O - P_I) \times Q = (P_O - P_I) (N_I - N_O) \times Q_S \quad (\text{公式4})$$

$$W_O = N_O \times M_O \quad (\text{公式5})$$

$$W_H + W_O \leq W_I \quad (\text{公式6})$$

由公式1可见,由液压泵HB分流传递到分流轴Z2上的转矩MO正比于泵转子BZ所受阻力
转矩MR。

[0026] 由公式4可见,在液压泵HB的进、出口压力差(P_O-P_I)或流量Q不变时,由其分流输
出的液压能量WH的大小分别与其流量Q或其进、出口压力差成正比;在液压泵HB的进、出口
压力差(P_O-P_I)和流量Q皆不变时,液压泵HB的泵转子BZ与泵定子BD之间的转速差(N_I-
N_O)与液压泵HB的单转排量QS成反比。

[0027] 由公式6可见,由液压泵HB分流传递的机械能量与液压能量之和不大于经泵轴Z1

输入的总能量。

[0028] 由公式1可见 $M0 \propto MR$ ；由公式4可见，当液压泵HB的进、出口油压差 $(P0 - PI) \neq 0$ 、但液压泵HB的流量 $Q = 0$ 时，液压泵HB分流传递的液压能量 $WH = 0$ ，继而由公式6可见， $W0 \leq WI$ ，即所述一种用于车辆的双流传动装置进行单一的机械传动。

[0029] 2. 上述技术方案中，所述液压马达HM是容积转子式变排量马达，液压马达HM的单转排量可以由排量为零到最大排量之间进行无级调节，同时其最大单转排量大于所述液压泵HB的单转排量，因此，液压泵HB对液压马达HM的液压传动比即可小于1，也可大于1，且该液压传动比的最大值随液压马达HM的最大单转排量的增加而增大。

[0030] 3. 上述技术方案中，所述作动油缸YG用于对液压马达HM的单转排量进行无级调节，进而实现对液压泵HB与液压马达HM之间的液压传动比的无级调节。

[0031] 由于上述技术方案运用，本发明具有下列优点和效果：

1. 本发明所涉及的一种用于车辆的动力分流器以及双流传动装置，由于直接利用容积式液压泵作为动力分流装置，进一步简化了机械与液压双流传动系统结构，使传动系统结构更为简单，传动效率得到进一步提升。

[0032] 2. 本发明所涉及的一种用于车辆的动力分流器以及双流传动装置，由于液压泵HB的泵转子BZ与泵定子BD具有相对于壳体KT可差速转动的特点，使液压泵HB在分流动力的过程中具有泵转子BZ所受阻力转矩MR与分流轴Z2上的转矩M0同步变化的特点，通过无级调节液压马达HM的单转排量，可使传动装置具有在一定范围内进行无级调速的功能。

[0033] 3. 本发明所涉及的一种用于车辆的动力分流器以及双流传动装置，通过使液压泵HB的排油O截止可使其内部油液形成困油堵转，使泵转子BZ与泵定子BD同步转动从而形成类似离合器的结合效果，使装置具有单一机械传动功能。

附图说明

[0034] 图1为本发明实施例一种用于车辆的双流传动装置的结构原理图；

图2为本发明实施例一种用于车辆的动力分流器的结构原理图；

图3为本发明实施例第一旋转密封通道XF1和第二旋转密封通道XF2的结构原理图；

图4为图3中罩壳ZK及壳体KT的结构示意图；

图5为本发明实施例第一旋转密封通道XF1的局部放大图；

图6为本发明实施例第二旋转密封通道XF2的局部放大图。

[0035] 图中代号：泵轴Z1；分流轴Z2；输出轴Z3；马达轴Z4；倒挡轴Z5；前进挡齿轮C1；输出轴齿轮C2；倒挡齿轮C3；倒挡惰轮C4；马达轴齿轮C5；同步器TB；液压泵HB；泵转子BZ；泵定子BD；液压马达HM；马达转子MZ；马达定子MD；第一旋转密封通道XF1；第一密封固定端DF1；第一密封旋转端RF1；第二旋转密封通道XF2；第二密封固定端DF2；第二密封旋转端RF2；液压蓄能器XN；限压阀LV；第一电磁阀EV1；第二电磁阀EV2；手控阀HV；作动油缸YG；作动控制油源接口C；油箱TA；壳体KT；油口1A；进油口1P；泄油口1T；油口2A；进油口2P；泄油口2T；第一油口3A；第二油口3B；进油口3P；泄油口3T；进油口4P；泄油口4T；第一油口5A；第二油口5B；油口6A；油口7A；进油口I；排油口O；进油口JK；出油口CK；泵轴Z1的输入能量WI；泵轴Z1的转速NI；泵轴Z1的输入转矩MI；泵转子BZ所受阻力转矩MR；液压泵HB输出的液压能量WH；液压泵HB排油口O的油压P0；液压泵HB进油口I的油压PI；液压泵HB的流量Q；泵定子BD输出的机

械能量 W_0 ;泵定子BD的转速 N_0 ;泵定子BD所受驱动转矩 M_0 ;分流轴Z2所受阻力转矩 M_T ;第一胀圈ZQ1;第二胀圈ZQ2;第三胀圈ZQ3;第四胀圈ZQ4;罩壳ZK;进口环形腔HQ1;出口环形腔HQ2;螺栓LS;环形通道HD;通孔TK;第一环槽HC1;第二环槽HC2;第三环槽HC3;第四环槽HC4;Z1轴过孔GK1;Z2轴过孔GK2;第一内圆环面HM1;第二内圆环面HM2。

具体实施方式

[0036] 下面结合附图,通过实施例对本发明作进一步地描述:

实施例:一种用于车辆的双流传动装置

本发明用于车辆的双流传动装置包括动力分流器、液压分流传动模块以及机械变速传动模块三部分,即第一部分:动力分流器;第二部分:液压分流传动模块;第三部分:机械变速传动模块。下面对照附图分别进行描述:

第一部分:动力分流器

如附图1-6所示,所述动力分流器包括液压泵HB、泵轴Z1、分流轴Z2、第一旋转密封通道XF1以及第二旋转密封通道XF2,其中:

所述液压泵HB为一个容积转子式泵,由泵转子BZ和泵定子BD组成(见图1和图2)。液压泵HB的进油口I连通液压泵HB内部的低压腔,液压泵HB的排油口O连通液压泵HB内部的高压腔。液压泵HB的泵定子BD旋转支承(见图1和图2)。

[0037] 所述泵轴Z1旋转支承,泵轴Z1与泵转子BZ传动连接且二者同步转动(见图1和图2)。

[0038] 所述分流轴Z2旋转支承且与泵轴Z1同轴布置,分流轴Z2与泵定子BD传动连接且二者同步转动(见图1和图2)。

[0039] 所述第一旋转密封通道XF1由第一密封固定端DF1和第一密封旋转端RF1组合构成(见图2)。第一密封旋转端RF1与第一密封固定端DF1转动连接,其中:第一密封固定端DF1至第一密封旋转端RF1内部形成有流体通道,该流体通道在转动连接处形成旋转密封配合。所述第一密封固定端DF1的流体通道端口作为动力分流器的液压流体进口,所述第一密封旋转端RF1的流体通道端口与液压泵HB的进油口I连接并且连通液压泵HB的低压腔,而第一密封旋转端RF1能够随泵定子BD同步转动。

[0040] 所述第二旋转密封通道XF2由第二密封固定端DF2和第二密封旋转端RF2组合构成(见图2)。第二密封旋转端RF2与第二密封固定端DF2转动连接,其中:第二密封固定端DF2至第二密封旋转端RF2内部形成有流体通道,该流体通道在转动连接处形成旋转密封配合。所述第二密封旋转端RF2的流体通道端口与液压泵HB的排油口O连接并且连通液压泵HB的高压腔,而第二密封旋转端RF2能够随泵定子BD同步转动。

[0041] 所述泵轴Z1作为动力分流器的机械动力输入端,分流轴Z2作为动力分流器的机械动力输出端,第二密封固定端DF2的流体通道端口作为动力分流器的液压动力输出端,以此形成一种能够将机械动力输入分流成机械动力输出和液压动力输出的分流器。

[0042] 所述动力分流器作用机制如下:如附图2所示,泵转子BZ和泵定子BD相对于壳体KT差速转动时,由液压泵HB的进油口I吸入的低压油液随同泵转子BZ运动到液压泵HB的排油口O的过程中,因受到泵转子BZ和泵定子BD的共同挤压而使其压力升高并由排油口O排出,受到挤压的油液对泵转子BZ形成阻力转矩 M_R ,同时也对泵定子BD形成驱动转矩 M_0 ,从而驱

动泵定子BD与泵转子BZ同向转动,并且泵定子BD所受驱动转矩MO的大小正比于泵转子BZ所受阻力转矩MR,通过泵轴Z1输入的机械能中,一部分转换为液压能后通过液压泵HB的排油口O输出,另一部分则仍以机械能的形式通过泵定子BD输出到分流轴Z2,由此,利用液压泵HB即可将输入泵轴Z1的机械能分流为由液压泵HB的排油口O输出的液压能和由泵定子BD输出的机械能两部分。

[0043] 在本发明中,所述液压泵HB可以选用下列容积转子式定量泵中的一种:内啮合齿轮泵、摆线转子泵、单作用叶片泵、双作用叶片泵、轴向柱塞泵、径向柱塞泵和正弦泵。

[0044] 在本发明中,所述第一旋转密封通道XF1和第二旋转密封通道XF2中的转密封配合可以采用机械密封,或者是采用轴与轴套间胀圈式旋转密封(“胀圈密封”工作时,在自身弹性和工作压力作用下具有轴向和径向自补偿作用,因此严格意义上讲不是通常概念上的“机械密封”)。下面给出一种胀圈式旋转密封通道的具体结构形式,以示说明(但本发明并不局限于此):

如附图3-5所示,所述第一旋转密封通道XF1由罩壳ZK、泵轴Z1、泵定子BD、第一胀圈ZQ1和第二胀圈ZQ2共同构成(见图5)。所述罩壳ZK为钟罩状,其顶端设有Z1轴过孔GK1(见图4),内部设有与Z1轴过孔GK1同轴的第一内圆环面HM1,底端为设有三个以上螺栓孔的法兰盘,罩壳ZK通过三个以上的螺栓LS固设于壳体KT上(见图4),罩壳ZK上还设有进油口JK(见图5)。所述第一胀圈ZQ1和第二胀圈ZQ2皆是矩形截面钩口弹性胀圈密封环。所述泵轴Z1上设有矩形截面的第一环槽HC1,泵定子BD一端的外圆面上设有矩形截面的第二环槽HC2(见图5)。泵定子BD的一侧端面上设有通孔,泵轴Z1穿过所述通孔且与所述通孔的内圆面共同形成环形通道HD(见图5),所述环形通道HD连通液压泵HB的进油口I。

[0045] 在装配状态下(见图5),所述Z1轴过孔GK1、第一内圆环面HM1、Z2轴过孔GK2和第二内圆环面HM2同轴。所述第一胀圈ZQ1嵌设于泵轴Z1上的第一环槽HC1内,其一侧端面与第一环槽HC1的一侧端面配合形成旋转密封副,第一胀圈ZQ1的外圆面在其自身弹性作用下胀紧在所述Z1轴过孔GK1的内圆面上形成固定密封副。所述第二胀圈ZQ2嵌设于泵定子BD上的第二环槽HC2内,其一侧端面与第二环槽HC2的一侧端面配合形成旋转密封副,第二胀圈ZQ2的外圆面在其自身弹性作用下胀紧在所述第一内圆环面HM1上形成固定密封副。上述密封副与泵轴Z1、泵定子BD和罩壳ZK共同形成进口环形腔HQ1,进口环形腔HQ1分别连通进油口JK和环形通道HD,所述进油口JK连通油箱TA。

[0046] 如附图3-4,6所示,所述第二旋转密封通道XF2由壳体KT、泵定子BD、分流轴Z2、第三胀圈ZQ3和第四胀圈ZQ4共同构成(见图6)。所述壳体KT上设有Z2轴过孔GK2,并设有与Z2轴过孔GK2同轴的第二内圆环面HM2(见图4),壳体KT上还设有出油口CK。所述第三胀圈ZQ3和第四胀圈ZQ4皆是矩形截面钩口弹性胀圈密封环。所述分流轴Z2在靠近其与泵定子BD传动连接处的外圆面上设有矩形截面的第三环槽HC3,泵定子BD另一端的外圆面上设有矩形截面的第四环槽HC4(见图6)。泵定子BD另一侧端面上设有两个以上周向均布的通孔TK,所述通孔TK连通液压泵HB的排油口O。泵定子BD与分流轴Z2传动连接且二者同步转动。

[0047] 在装配状态下(见图6),所述第三胀圈ZQ3嵌设于分流轴Z2上的第三环槽HC3内,其一侧端面与第三环槽HC3的一侧端面配合形成旋转密封副,第三胀圈ZQ3的外圆面在其自身弹性作用下胀紧在所述壳体KT上的Z2轴过孔GK2的内圆面上形成固定密封副。所述第四胀圈ZQ4嵌设于泵定子BD上的第四环槽HC4内,其一侧端面与第四环槽HC4的一侧端面配合形

成旋转密封副,第四胀圈ZQ4的外圆面在其自身弹性作用下胀紧在所述第二内圆环面HM2上形成固定密封副。上述密封副与壳体KT、泵定子BD和分流轴Z2共同形成出口环形腔HQ2,出口环形腔HQ2分别连通通孔TK和出油口CK。所述出油口CK同时连通蓄能器XN的油口6A、限压阀LV的进油口4P和第一电磁阀EV1的进油口1P。

[0048] 第二部分:液压分流传动模块

如附图1所示,所述液压分流传动模块包括液压马达HM和液压动力传递与调节控制系统,其中:

所述液压马达HM是容积转子式变排量马达,由马达转子MZ、马达定子MD和马达轴Z4组成(见图1),液压马达HM具有第一油口5A和第二油口5B,马达轴Z4旋转支承。所述马达转子MZ与马达轴Z4传动连接且二者同步转动。所述马达定子MD相对于所述双流传动装置的壳体KT固定。所述液压马达HM采用双向变排量叶片马达,或者是采用双向变排量轴向柱塞马达。所述液压马达HM的单转排量允许在排量为零到最大排量之间进行无级调节。所述液压马达HM的单转排量大于所述液压泵HB的单转排量。

[0049] 所述液压动力传递与调节控制系统由液压蓄能器XN、限压阀LV、第一电磁阀EV1、手控阀HV、第二电磁阀EV2、作动油缸YG、油箱TA和作动控制油源接口C组成(见图1)。

[0050] 所述液压蓄能器XN的油口6A连通所述动力分流器的液压动力输出端,动力分流器的液压流体进口连通油箱TA。在本实施例中,所述液压蓄能器XN可能采用弹簧活塞式蓄能器。

[0051] 所述限压阀LV采用内控式比例溢流阀,具有进油口4P和泄油口4T(见图1)。所述限压阀LV的进油口4P连通所述动力分流器的液压动力输出端,限压阀LV的泄油口4T连通油箱TA。限压阀LV的开启压力预先设定,当限压阀LV进油口4P的压力小于开启压力时,进油口4P与泄油口4T之间截止,当限压阀LV进油口P的压力等于开启压力时,进油口4P与泄油口4T之间开始导通,且其导通程度随限压阀LV进油口4P的压力增加而加大。在本实施例中,所述限压阀LV的开启压力根据所述液压动力传递与调节控制系统中允许使用的最高工作压力来设定。

[0052] 所述第一电磁阀EV1是三位三通比例电磁阀,具有油口1A、进油口1P和泄油口1T(见图1),其中:第一电磁阀EV1的进油口1P连通所述动力分流器的液压动力输出端,第一电磁阀EV1的泄油口1T连通油箱TA。第一电磁阀EV1的内部连通关系为:当阀处于第一阀位时进油口1P同时连通油口1A和泄油口1T,当阀处于第二阀位时进油口1P连通油口1A且泄油口1T截止,当阀处于第三阀位时进油口1P截止且油口1A连通泄油口1T。

[0053] 所述手控阀HV是三位四通手动滑阀,具有前进挡D、空挡N和倒挡R三个阀位以及第一油口3A、第二油口3B、进油口3P、泄油口3T(见图1)。手控阀HV的泄油口3T连通油箱TA,手控阀HV的进油口3P连通第一电磁阀EV1的油口1A,手控阀HV的第一油口3A连通液压马达HM的第一油口5A,手控阀HV的第二油口3B连通液压马达HM的第二油口5B。手控阀HV的内部连通关系为:当阀处于前进挡D阀位时进油口3P连通第一油口3A,同时第二油口3B连通泄油口3T,当阀处于空挡N阀位时进油口3P、第一油口3A、第二油口3B和泄油口3T互相连通,当阀处于倒挡R阀位时进油口3P连通第二油口3B,同时第一油口3A连通泄油口3T。

[0054] 所述第二电磁阀EV2是三位三通比例电磁阀,具有油口2A、进油口2P和泄油口2T(见图1),其中:第二电磁阀EV2的进油口2P连通作动控制油源接口C,第二电磁阀EV2的泄油

口2T连通油箱TA。第二电磁阀EV2的内部连通关系为：当阀处于第一阀位时进油口2P截止，同时油口2A连通泄油口2T，当阀处于第二阀位时进油口2P同时连通油口2A和泄油口2T，当阀处于第三阀位时进油口2P连通油口2A且泄油口2T截止。

[0055] 所述作动油缸YG是具有复位弹簧的单作用活塞杆油缸，具有油口7A(见图1)，作动油缸YG的油口7A连通第二电磁阀EV2的油口2A，作动油缸YG的活塞杆与液压马达HM的排量调节机构传动连接，作动油缸YG的缸体相对于所述双流传动装置的壳体KT固定。当第二电磁阀EV2的油口2A对作动油缸YG的油口7A供油时其活塞杆伸出，当第二电磁阀EV2的油口2A对作动油缸YG的油口7A泄油时其活塞杆回缩，当作用于作动油缸YG活塞上的液压力与活塞杆上所受外力平衡时其活塞杆保持位置不变。所述作动油缸YG用于调节液压马达HM的单转排量，当作动油缸YG处于无油状态时液压马达HM的单转排量为零，当作动油缸YG处于最大充油状态时液压马达HM的单转排量达到最大值。

[0056] 所述作动控制油源接口C用于连接其它液压油源、为作动油缸YG提供作动油液以实现对其单转排量进行调节。

[0057] 第三部分：机械变速传动模块

如附图1所示，所述机械变速传动模块是至少可实现一个前进挡和一个倒挡的齿轴传动系统，包括输出轴Z3、倒挡轴Z5、前进挡齿轮C1、输出轴齿轮C2、倒挡齿轮C3、倒挡惰轮C4、马达轴齿轮C5和同步器TB。

[0058] 所述输出轴Z3、倒挡轴Z5与所述分流轴Z2及马达轴Z4相互间平行布置，输出轴Z3、倒挡轴Z5皆旋转支承于壳体KT上(见图1)。

[0059] 所述前进挡齿轮C1和倒挡齿轮C3套设于分流轴Z2上(见图1)，前进挡齿轮C1和倒挡齿轮C3相对于分流轴Z2绕轴向转动连接，且沿轴向定位连接。所述同步器TB设在前进挡齿轮C1与倒挡齿轮C3之间，同步器TB相对于分流轴Z2绕轴向同步转动连接，且沿轴向滑动定位连接，所述滑动定位的位置为D挡位、N挡位和R挡位，当同步器TB移动至D挡位时将前进挡齿轮C1与分流轴Z2锁定，并使前进挡齿轮C1随同分流轴Z2同步旋转。当同步器TB移动至R挡位时将倒挡齿轮C3与分流轴Z2锁定，并使倒挡齿轮C3随同分流轴Z2同步旋转。当同步器TB移动至N挡位时将前进挡齿轮C1以及倒挡齿轮C3同时与分流轴Z2解锁。

[0060] 所述倒挡惰轮C4固设于倒挡轴Z5上(见图1)，所述马达轴齿轮C5固设于马达轴Z4上，所述输出轴齿轮C2固设于输出轴Z3上，所述输出轴齿轮C2同时与前进挡齿轮C1、倒挡惰轮C4和马达轴齿轮C5常啮合。

[0061] 本实施例的工作原理如下：

1. 车辆空挡

车辆空挡时，同步器TB置于N挡位。手控阀HV置于N挡阀位使其进油口3P、第一油口3A、第二油口3B和泄油口3T相互连通。第一电磁阀EV1处于第一阀位使其进油口1P同时连通油口1A和泄油口1T。第二电磁阀EV2处于第一阀位使其进油口2P截止，同时油口2A连通泄油口2T使作动油缸YG处于泄油状态，从而使液压马达HM的单转排量为0。泵轴Z1输入动力驱动泵转子BZ转动，但由于此时手控阀HV的进油口3P、第一油口3A、第二油口3B和泄油口3T相互连通，使液压泵HB内部无法建立油压，因而不能形成动力分流作用，装置不具备动力传递能力，车辆保持静止状态。

[0062] 2. 车辆前进挡起步、加速和匀速行驶

车辆前进挡时,同步器TB移动至D挡位将前进挡齿轮C1与分流轴Z2锁定。手控阀HV移动至D挡阀位使其进油口3P连通第一油口3A,第二油口3B连通泄油口3T。第一电磁阀EV1由其第一阀位逐渐移向第二阀位,使其进油口1P与油口1A的连通程度逐步加大同时进油口1P与泄油口1T的连通程度逐渐减小。第二电磁阀EV2处于第三阀位使其进油口2P连通油口2A,同时泄油口2T截止,使作动油缸YG充油量和液压马达HM的单转排量皆达到最大值。泵轴Z1输入动力驱动泵转子BZ和泵定子BD相对于壳体KT差速转动,液压泵HB经其进油口I和第一旋转密封通道XF1由油箱TA吸入油液并对油液加压后,经其排油口O、第一电磁阀EV1的进油口1P和油口1A、手控阀HV的进油口3P和第一油口3A输送至液压马达HM的第一油口5A,驱动马达转子MZ和马达轴Z4同步转动,并将动力经马达轴齿轮C5、输出轴齿轮C2传递给输出轴Z3。与此同时,传递到泵定子BD的动力经分流轴Z2、同步器TB、前进挡齿轮C1和输出轴齿轮C2传递给输出轴Z3,并与液压马达HM传递给输出轴Z3的动力汇流后对外输出,最终驱动车辆起步。车辆起步后,加大对泵轴Z1输入的转速和能量,第一电磁阀EV1逐步移到第二阀位,使其进油口1P与油口1A的连通程度进一步加大直至完全连通,此时进油口1P与泄油口1T的连通程度进一步减小直至泄油口1T截止,同时第二电磁阀EV2由其第三阀位逐渐移向第二阀位,使作动油缸YG充油量和液压马达HM的单转排量皆逐步减小,使液压泵HB对液压马达HM的传动比逐步减小,增加输出轴Z3的转速和能量,使车辆加速。

[0063] 车辆加速达到一定速度后,维持泵轴Z1输入的能量,第一电磁阀EV1的实时阀位和第二电磁阀EV2的实时阀位不变,即可使车辆在当前速度下匀速行驶。

[0064] 3. 车辆倒挡起步、加速和匀速行驶。

[0065] 车辆倒挡时,同步器TB移动至R挡位将倒挡齿轮C3与分流轴Z2锁定。手控阀HV移动至R挡阀位使其进油口3P连通第二油口3B,第一油口3A连通泄油口3T。第一电磁阀EV1由其第一阀位逐渐移向第二阀位,使其进油口1P与油口1A的连通程度逐步加大同时进油口1P与泄油口1T的连通程度逐渐减小。第二电磁阀EV2处于第三阀位使其进油口2P连通油口2A同时泄油口2T截止,使作动油缸YG充油量和液压马达HM的单转排量皆达到最大值。泵轴Z1输入动力驱动泵转子BZ和泵定子BD相对于壳体KT差速转动,液压泵HB经其进油口I和第一旋转密封通道XF1由油箱TA吸入油液并对油液加压后,经其排油口O、第一电磁阀EV1的进油口1P和油口1A、手控阀HV的进油口3P和第二油口3B输送至液压马达HM的第二油口5B,反向驱动马达转子MZ和马达轴Z4同步转动并将动力经马达轴齿轮C5、输出轴齿轮C2传递给输出轴Z3。与此同时,传递到泵定子BD的动力经分流轴Z2、同步器TB、倒挡齿轮C3、倒挡惰轮C4和输出轴齿轮C2传递给输出轴Z3,并与液压马达HM传递给输出轴Z3的动力汇流后对外输出,最终驱动车辆倒挡起步。车辆倒挡起步后,加大对泵轴Z1输入的转速和能量,第一电磁阀EV1逐步移到第二阀位,使其进油口1P与油口1A的连通程度进一步加大直至完全连通,进油口1P与泄油口1T的连通程度进一步减小直至泄油口1T截止,同时第二电磁阀EV2由其第三阀位逐渐移向第二阀位,使作动油缸YG充油量和液压马达HM的单转排量皆逐步减小,使液压泵HB对液压马达HM的传动比逐步减小,增加输出轴Z3的转速和能量,使车辆倒挡加速。

[0066] 车辆倒挡加速达到一定速度后,维持泵轴Z1输入的能量,第一电磁阀EV1的实时阀位和第二电磁阀EV2的实时阀位不变,即可使车辆在当前倒挡速度下匀速行驶。

[0067] 4. 车辆以单一机械传动行驶

车辆以前进挡D或倒挡R行驶时,第二电磁阀EV2移至第一阀位,使其进油口2P截止同时

油口2A连通泄油口2T,作动油缸YG的充油量和液压马达HM的单转排量皆为零。第一电磁阀EV1移至第三阀位,使其油口1A连通泄油口1T同时进油口1P截止,进而使液压泵HB的排油O截止,使其内部油液形成困油堵转,泵转子BZ与泵定子BD相对于壳体KT同步转动,车辆即以单一机械动力传动方式行驶。

[0068] 在上述传动过程中,蓄能器XN的作用是消减液压泵HB输出的高压油液的压力脉动,限压阀LV的作用是防止液压能量传递通道中的压力过高,确保装置的工作安全可靠。

[0069] 以上实施例只是给出了本发明的典型实施方式,实际上本发明的实施在此基础上仍存在其它变化和延伸,现针对本发明可能出现的变化和延伸说明如下:

1. 上述实施例对本发明用于车辆的双流传动装置进行了详细描述,而本发明不仅涉及一种用于车辆的双流传动装置,而且也涉及一种用于车辆的动力分流器。由于动力分流器包含在双流传动装置之中(即双流传动装置的第一部分),为了节省篇幅所以没有单独作为一个实施例来举例说明。

[0070] 2. 关于本发明用于车辆的双流传动装置的变化和延伸

本发明的核心在于设计了一种以液压泵HB为基础,并与第一旋转密封通道XF1以及第二旋转密封通道XF2组合构成的动力分流器,即上述实施例中的第一部分:动力分流器。从本发明用于车辆的双流传动装置来看,上述实施例中给出的第二部分:液压分流传动模块和第三部分:机械变速传动模块的内容是可以变化和延伸的。这也是本领域技术人员容易理解的,比如,第三部分:机械变速传动模块中前进档可以设计成多档位结构。再比如,第二部分:液压分流传动模块也可以改变具体的结构形式,只要能满足实际工作需要即可。这样的改变在了解本发明内容后对于本领域普通技术人员来说,不需要花费创造性劳动即可以实现。

[0071] 3. 关于第一旋转密封通道XF1以及第二旋转密封通道XF2的变化和延伸

本发明为了详细说明第一旋转密封通道XF1以及第二旋转密封通道XF2的结构,给出了附图3-6的实现方式。其目的就是要让本领域技术人员能够了解本发明的内容并据以实施,并不能以此限制本发明的保护范围。凡根据本发明精神实质所作的等效变化或修饰,都应涵盖在本发明的保护范围之内。

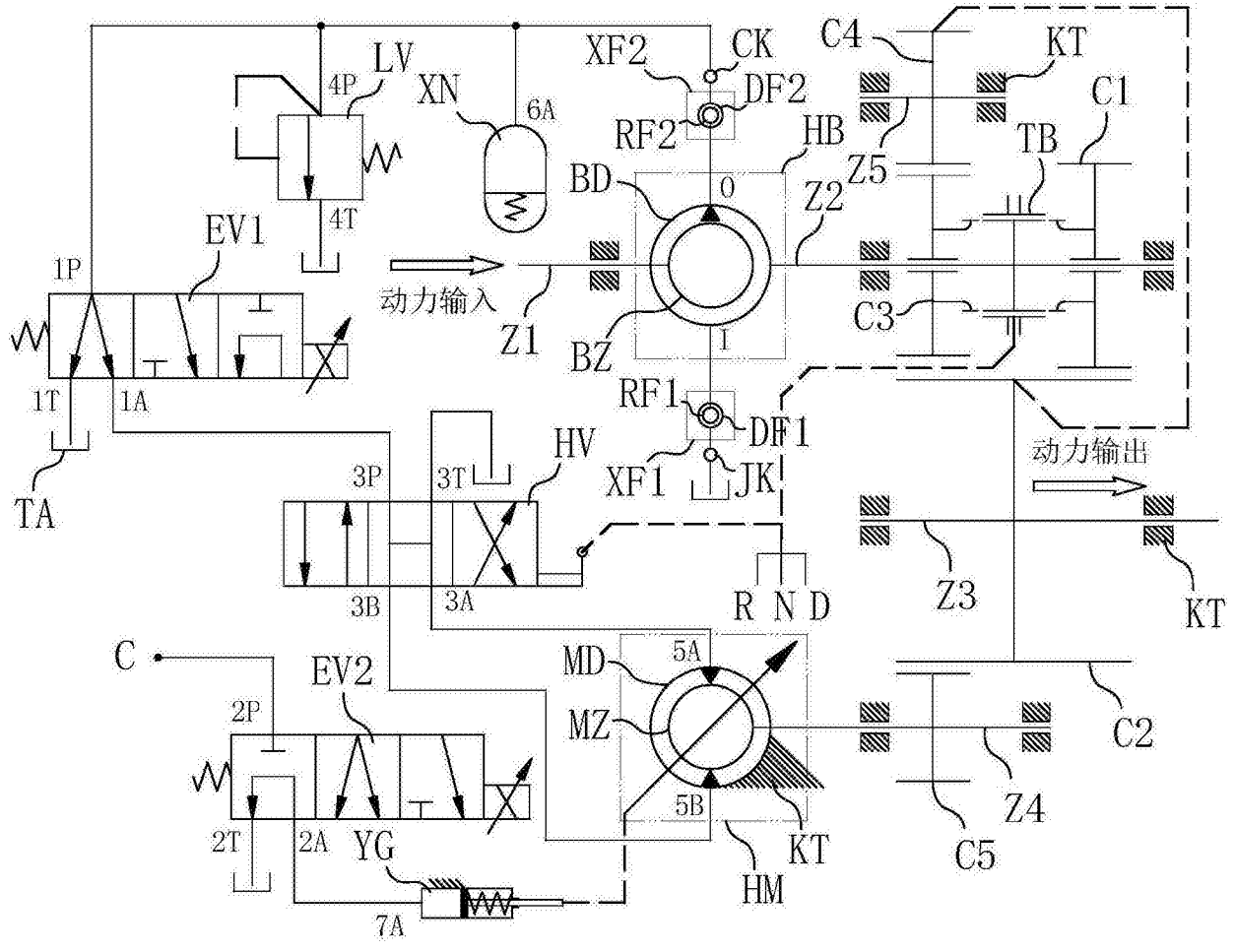


图1

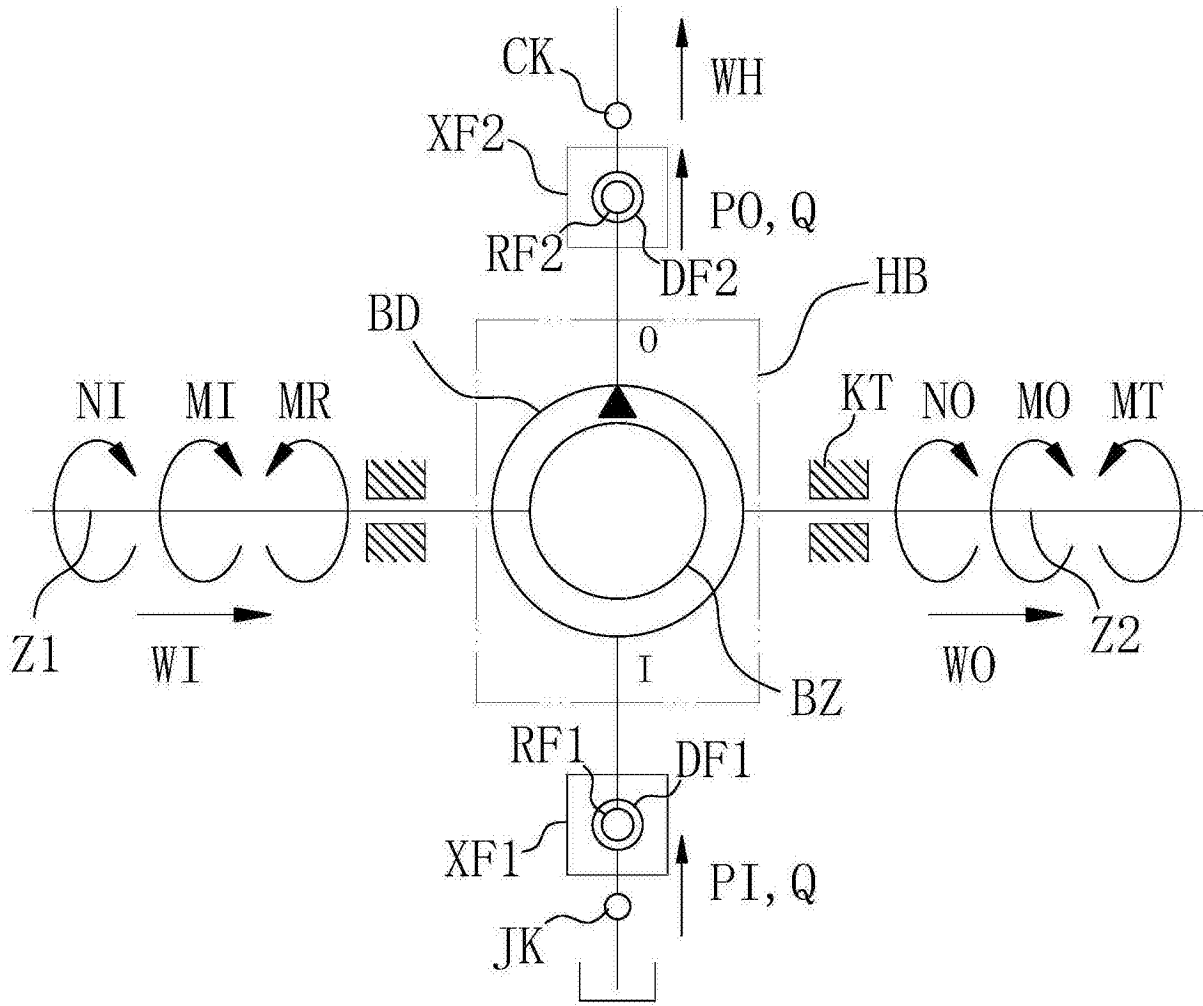


图2

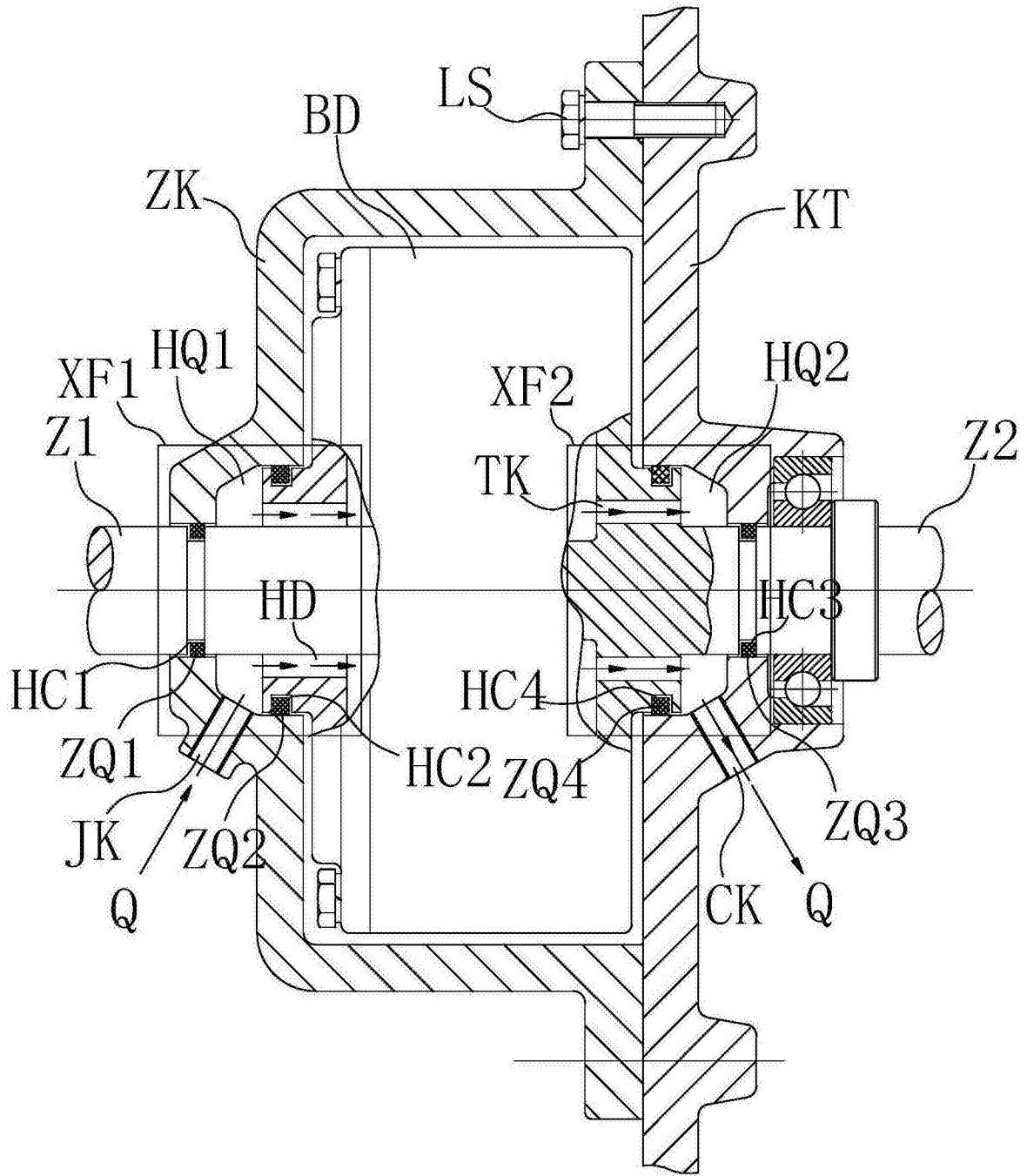


图3

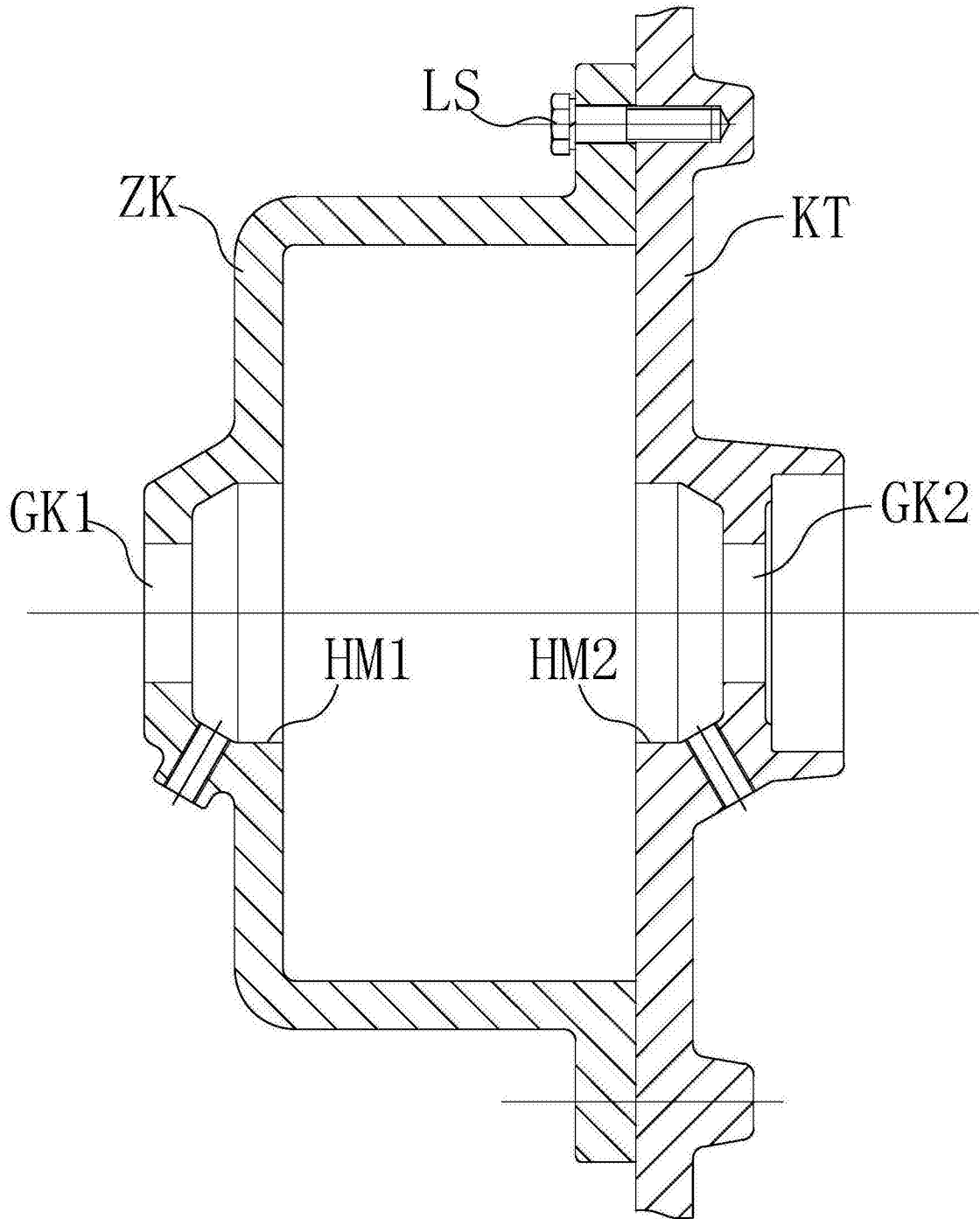


图4

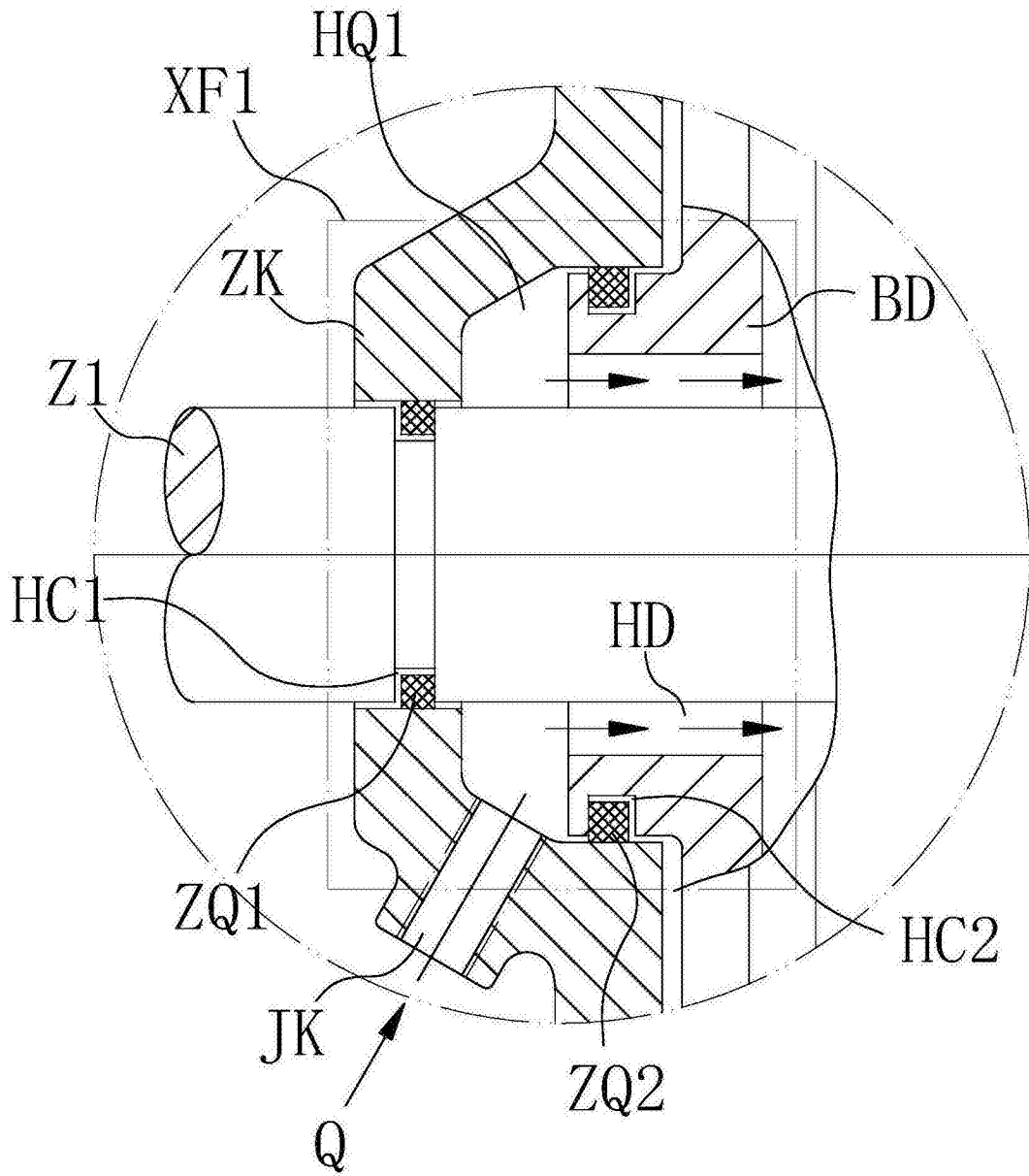


图5

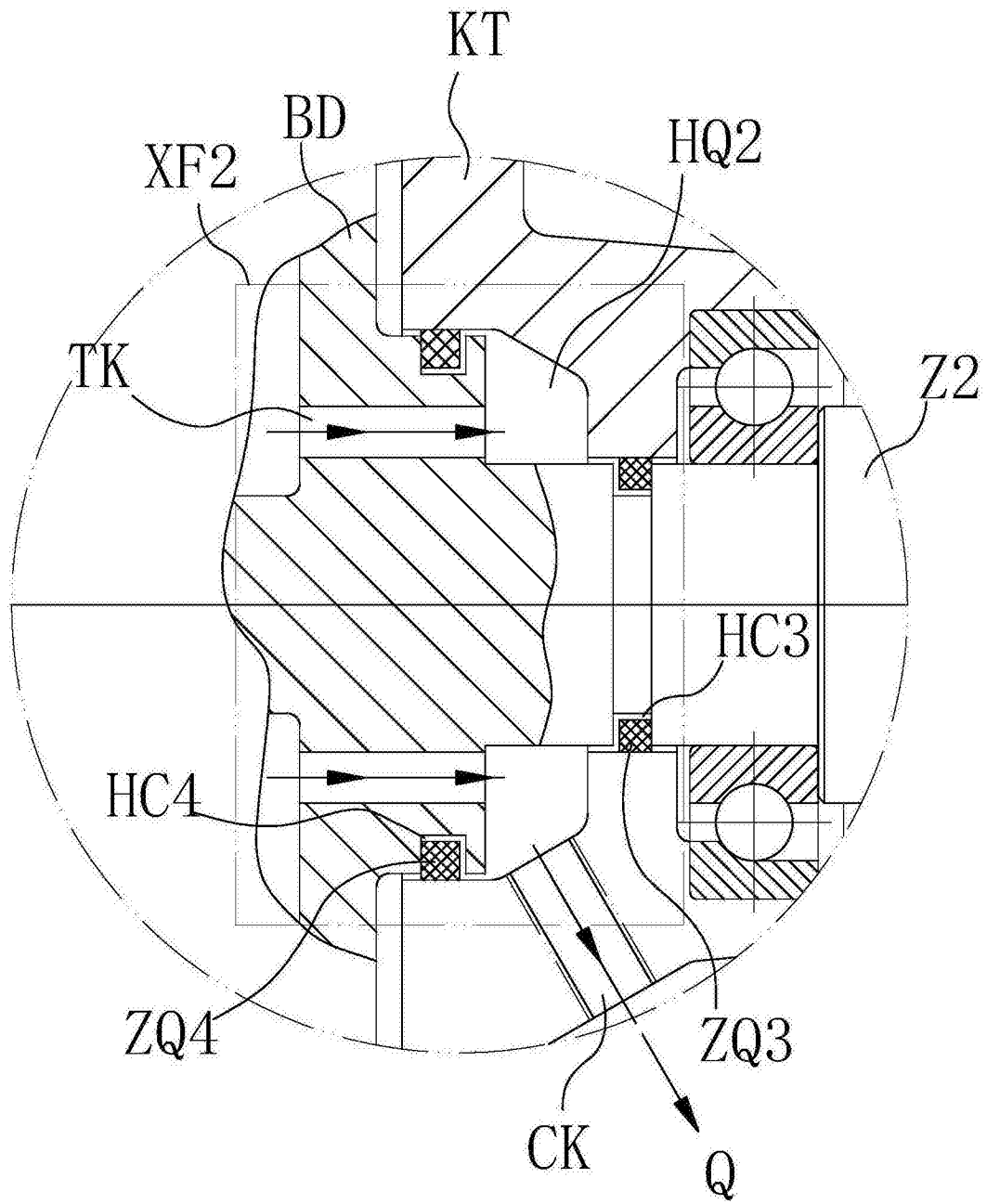


图6