(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 105065619 A
(43)申请公布日 2015.11.18

(21)申请号 201510589325.2
(22)申请日 2015.09.16
(71)申请人 湖南省农友机械集团有限公司
地址 417700 湖南省娄底市双峰县科技工业园
(72)发明人 刘若桥 孙松林 肖名涛 张利峰 吴畏
(74)专利代理机构 南昌新天下专利商标代理有限公司 36115
代理人 薛端石
(51)Int.Cl.
F16H 47/04(2006.01)
F16H 57/02(2012.01)
F16H 57/023(2012.01)
F16H 57/029(2012.01)
B62D 11/10(2006.01)

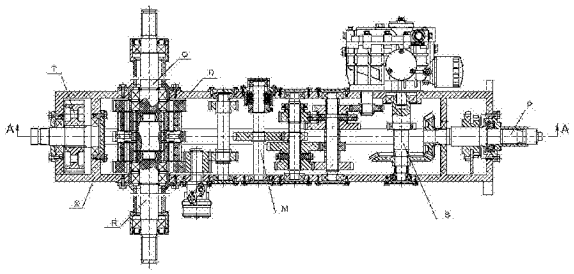
权利要求书4页 说明书11页 附图14页

(54)发明名称

双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器

(57)摘要

双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，箱体上安装有动力输入机构、双动力输入机构、三挡变速及制动机构、差速式驱动机构及PTO动力输出机构，左履带驱动机构、右履带驱动机构结构相同对称安装在箱体两侧，动力输入机构分别与PTO动力输出机构、双动力输入机构连接，而双动力输入机构与三挡变速及制动机构连接，三挡变速及制动机构与差速式驱动机构连接，通过转换结合套解决了机械直接传动与液压无极式结合的问题，且三挡输出，传动效率高，换挡便捷，制动结构小，操作轻便，同时采用液压马达控制行星架齿轮正反转以改变行驶驱动动力输出轴两端转速实现转向，有效克服现有履带车辆行驶侧偏阻力、田头转向壅泥等问题。



CN 105065619 A

1. 双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，包括动力输入机构、双动力输入机构、三挡变速及制动机构、差速式驱动机构、左履带驱动机构、右履带驱动机构、PTO 动力输出机构及箱体；其特征在于，动力输入机构、双动力输入机构、三挡变速及制动机构、差速式驱动机构及 PTO 动力输出机构均安装在箱体上；左履带驱动机构、右履带驱动机构结构相同对称安装在箱体两侧；各机构具体连接结构如下：

动力输入机构与 PTO 动力输出机构连接；其中，动力输入第一轴一端安装在输入端盖上，另一端安装在箱体上，输入端盖紧固安装于箱体上；动力输入第一轴上套装有 PTO 双联滑移换挡齿轮，PTO 双联滑移换挡齿轮上插装有动力换挡拨叉，并在动力输入第一轴一侧端部安装有动力输入锥齿轮，同时在位于动力输入锥齿轮上端的动力输入第一轴上套装有套筒，用于调整动力输入第一轴的轴间间隙并对动力输入锥齿轮进行限位；

PTO 动力传动轴一端安装在 PTO 动力外端盖内，另一端安装在 PTO 动力内端盖内，且 PTO 动力外端盖与 PTO 动力内端盖分别紧固安装于箱体上；PTO 双联换挡齿轮套装在 PTO 动力传动轴一端，PTO 动力传动轴另一端套装有 PTO 主减速主动齿轮；

PTO 输出轴一端安装在输出外端盖上，另一端安装在输出内端盖上，输出外端盖与输出内端盖分别紧固安装于箱体上，PTO 主减速从动齿轮套装在 PTO 输出轴上，并在位于输出外端盖一侧的 PTO 输出轴上安装有套筒，用于调整 PTO 输出轴的轴间间隙并对 PTO 主减速从动齿轮进行限位；

PTO 双联滑移换挡齿轮与 PTO 双联换挡齿轮啮合，PTO 主减速主动齿轮与 PTO 主减速从动齿轮啮合；

左履带驱动机构中，左履带驱动轴一端安装在驱动端盖内，另一端穿过支撑前套并伸出支撑前套外，用于外接驱动装置；驱动端盖紧固安装于箱体上，支撑前套与支撑中套连接，支撑中套与驱动端盖连接；

三挡变速及制动机构中，换挡轴两端结构相同，分别通过深沟球轴承安装在传动端盖内，传动端盖紧固安装在箱体上；一挡从动齿轮、二挡从动齿轮、三挡从动齿轮分别安装在换挡轴上，主减速主动齿轮套装在换挡轴中部；一－二挡花键毂、三挡花键毂通过内花键安装在换挡轴的外花键上，三挡花键毂上设置有三挡结合套，三挡结合套上设置有三挡拨叉，一－二挡花键毂上设置有一－二挡结合套，一－二挡结合套上设置有一－二挡拨叉；制动轴一端安装在制动器端盖内，另一端安装在制动轴端盖内，制动器端盖与制动轴端盖用于对制动轴进行限位，且分别紧固安装在箱体上；制动轴上安装有与主减速主动齿轮啮合的换向齿轮，制动器端盖内安装有多片制动钢片，该多片制动钢片彼此平行且呈间隔布置，并在制动器端盖内对应的制动轴上通过花键安装有多片制动摩擦片，该多片制动摩擦片同为彼此平行且呈间隔布置，且每片制动摩擦片配合设置在相邻两片制动钢片之间；制动轴上还设置有压盘，压盘上设有制动拨叉轴，制动拨叉轴用于控制压盘压紧或松离制动钢片，以实现制动；

双动力输入机构中，静液压无级变速器安装在箱体一侧，并在静液压无级变速器上设置有静液压无级变速器动力输入轴与静液压无级变速器动力输出轴，静液压无级变速器动力输入轴嵌套于动力输入第二轴一端内，动力输入第二轴另一端安装在动力端盖内，动力端盖紧固安装于箱体上；静液压无级变速器动力输出轴上套装有静液压无级变速器动力输出齿轮，静液压无级变速器动力输出齿轮一侧设置有卡环用于限位；机械挡主动齿轮与从

动锥齿轮套装在动力输入第二轴上，且通过卡环进行限位，从动锥齿轮与套装在动力输入第一轴上的动力输入锥齿轮啮合；双动力转换轴两端结构相同，分别安装在轴端盖内，轴端盖紧固安装于箱体上；机械挡从动齿轮、无级挡从动齿轮分别安装在双动力转换轴上端呈滑动空转状态，二挡主动齿轮与一挡主动齿轮套装在双动力转换轴下端，并通过套筒限位，双动力输入花键毂位于机械挡从动齿轮与无级挡从动齿轮之间，并通过花键套装在双动力转换轴上，结合套设置在双动力输入花键毂上，切换拨叉安装在结合套上，结合套在换挡拨叉的作用下与无级挡从动齿轮或者机械挡从动齿轮结合；此外，无级挡从动齿轮与静液压无级变速器动力输出齿轮啮合，机械挡从动齿轮与机械挡主动齿轮啮合，一挡从动齿轮与一挡主动齿轮啮合，二挡从动齿轮与二挡主动齿轮啮合，三挡从动齿轮与结合套的齿轮啮合，二挡主动齿轮下方设置有卡环，用于对二挡主动齿轮进行限位；

差速式驱动机构中，转向轴两端结构相同，分别安装在换向端盖内，换向端盖紧固安装于箱体上，并在转向轴上套装有差速转向左侧齿轮与换向惰轮，液压马达安装在转向轴与太阳轮式支撑轴之间的箱体上，太阳轮式支撑轴一端套装在左履带驱动轴内，另一端套装在右履带驱动轴内，用于将动力输出以驱动左履带驱动机构与右履带驱动机构行走；太阳轮式支撑轴外端面加工有用于起行星齿轮机构太阳轮作用的外齿，太阳轮式支撑轴中部套装有主减速从动齿轮，主减速从动齿轮一侧设置有右侧行星齿轮机构，另一侧设置有左侧行星齿轮机构，液压马达的马达驱动轴上安装有马达齿轮，马达齿轮与换向惰轮啮合。

2. 根据权利要求 1 所述的双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，输入端盖内安装有用于对动力输入第一轴进行密封的密封圈。

3. 根据权利要求 1 所述的双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，输出外端盖内安装有用于对 PTO 输出轴进行密封的密封圈。

4. 根据权利要求 1 所述的双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，支撑前套内设置有深沟球轴承，深沟球轴承上方设置有唇型密封圈。

5. 根据权利要求 1 所述的双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，从动锥齿轮下方套装有套筒。

6. 根据权利要求 1 所述的双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，太阳轮式支撑轴两端分别设置有滚针轴承。

7. 根据权利要求 1 所述的双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，左行星齿轮套装在左行星齿轮支撑轴上，且沿左行星齿轮固定架在圆周上均分四组对称布置，左行星齿轮固定架通过滑动轴承套安装在太阳轮式支撑轴上，左行星架齿轮挂接在太阳轮式支撑轴、左履带驱动轴的外齿上，并通过换向惰轮与马达齿轮啮合。

8. 根据权利要求 1 所述的双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，右侧行星齿轮机构中，右行星齿轮套装在右行星齿轮支撑轴上，且沿右行星齿轮固定架在圆周上均分四组对称布置，右行星齿轮固定架通过滑动轴承套安装在太阳轮式支撑轴上，右行星架齿轮挂接在太阳轮式支撑轴、右履带驱动轴的外齿上，并与马达齿轮啮合。

9. 根据权利要求 1 ～ 8 任一项所述的双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，当向左侧转向时，差速转向左侧齿轮与左行星齿轮啮合，当向右侧转向时，马达齿轮与左行星齿轮啮合；同时向上滑动切换拨叉，结合套上移，固定在双动力输入花键毂与无级挡从动齿轮上，动力由静液压无级变速器动力输出齿轮传递至无级挡从动齿轮再

传递至双动力输入花键毂，而后传递至双动力转换轴，此时变速器为静液压无级挡，变速器可输出无级变速的前进挡和倒车挡；向下滑动切换拨叉，结合套下移，固定在双动力输入花键毂与机械挡从动齿轮上，动力由机械挡主动齿轮传递至机械挡从动齿轮再传递至双动力输入花键毂，而后传递至双动力转换轴，此时变速器为机械挡，变速器固定输出某一速度的前进挡时不能输出倒车挡；变速器换挡传动路径如下：

1）当三挡结合套处于空挡位置时，一－二挡换挡

换入一挡：一－二挡拨叉上移，一－二挡结合套同时与一－二挡花键毂的外齿、一挡从动齿轮换挡齿结合；动力由一挡主动齿轮传递至一挡从动齿轮，一挡从动齿轮将动力传递至一－二挡结合套，一－二挡结合套传递至至一－二挡花键毂，一－二挡花键毂将动力传递至换挡轴，履带车辆进入一挡行驶；

换入二挡：一－二挡拨叉下移，一－二挡结合套同时与一－二挡花键毂的外齿、二挡从动齿轮换挡齿结合，动力由二挡主动齿轮传递至二挡从动齿轮，二挡从动齿轮将动力传递至一－二挡结合套，一－二挡结合套传递至一－二挡花键毂，一－二挡花键毂将动力传递至换挡轴，履带车辆进入二挡行驶；

换入空挡：当一－二挡拨叉停中位时，一－二挡结合套只与一－二挡花键毂的外齿结合，不传递任何动力，履带车辆进入空挡；

2）当一－二挡结合套处于空挡位置时，三挡换挡

换入三挡：三挡拨叉下移，三挡结合套同时与三挡花键毂的外齿、三挡从动齿轮换挡齿结合，动力由结合套传递至三挡从动齿轮，三挡从动齿轮将动力传递至三挡结合套，三挡结合套传递至三挡花键毂，三挡花键毂将动力传递至换挡轴，履带车辆进入三挡行驶；

换入空挡：三挡拨叉上移，三挡结合套只与三挡花键毂的外齿结合，不传递任何动力，履带车辆进入空挡；

当需要产生制动时，踩下制动踏板，制动拨叉轴逆时针转动，制动拨叉轴使得压盘下移，压盘压紧制动钢片和制动摩擦片，由于制动摩擦片不能在制动轴周向上自由转动、制动钢片也不能在传动端盖周向上自由转动，当压盘压紧制动钢片与制动摩擦片的摩擦力大于制动轴驱动力时，制动轴产生制动，由于制动轴与左履带驱动轴之间动力无中断，故制动轴产生制动，等同于左履带驱动轴制动，左履带驱动轴时，履带车辆制动；

当需要解除制动时，松开制动踏板，制动拨叉轴回位，制动钢片与制动摩擦片产生间隙，制动钢片与制动摩擦片间无摩擦力，制动解除。

10. 根据权利要求 1 ～ 8 任一项所述的双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，由于液压马达一端直接驱动右行星架齿轮，另一端通过换向惰轮换向后驱动左行星架齿轮，且马达齿轮与差速转向左侧齿轮的模数、齿数相同，故当液压马达驱动时，左行星架齿轮、右行星架齿轮转速相等，而方向相反，以组成由液压马达驱动的行星齿轮架差速式转向机构；

当行星齿轮架差速式转向机构等速锁止输出时，动力由主减速从动齿轮输入传输至太阳轮式支撑轴，太阳轮式支撑轴左端至左行星齿轮，由左行星齿轮传输至左履带驱动轴，太阳轮式支撑轴右端至右行星齿轮，右行星齿轮传输至右履带驱动轴；等速输出时，液压马达不工作，当液压马达不转动时差速转向左侧齿轮与换向惰轮的作用力大小相等，方向相反，转向轴自锁，左行星架齿轮、右行星架齿轮固定，左行星齿轮在左行星齿轮支撑轴上自转，

右行星齿轮在右行星齿轮支撑轴上自转，此时左履带驱动轴、右履带驱动轴等速输出；

当行星齿轮架差速式转向机构差速转向输出时，液压马达转动，左行星架齿轮、右行星架齿轮的输入方向相反，输出转速相等的动力，此动力与等速锁止输出产生复合运动，促使左行星齿轮既围绕左行星齿轮支撑轴自转也围绕太阳轮式支撑轴公转，右行星齿轮既围绕右行星齿轮支撑轴自转也围绕太阳轮式支撑轴公转，而其两侧公转的方向相同，既使得一侧的左履带驱动轴转速增加，而另一侧右履带驱动轴的转速降低，进而实现转向。

双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器

技术领域

[0001] 本发明涉及履带车辆驱动技术领域，尤其涉及一种双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器。

背景技术

[0002] 我国是世界上最大的水稻生产和消费国，年种植面积约 2860 万公顷，占全球水稻种植面积的 1/5，年产稻米 1.85 亿吨，占世界总产量的 1/3，南方稻田区域主要包含湖南、江西、广东、广西等十省，水稻产量占全国 60％以上，是我国水稻的主产区。南方稻田主要种植水稻和油菜作物，而稻田中几乎常年积水，冬季无冰冻，土地湿润，土壤承载能力差，轮式作业机械进入稻田后，下陷量大，车轮最低接地点超过犁底层，进入导致轮齿破坏犁底层结构，造成犁底层松软。且随着轮式作业机械反复作业后，犁底层深度不断加深，每耕作一次，将促使耕作犁底泥层加深一次，当犁底层加深后，就需要更大直径车轮和更大马力、重量的作业机械带动，进而造成恶性循环，使水田成为深泥脚田，最后到一定程度时，易导致耕田机具、插秧机、联合收割机等机械无法下田作业。淹水稻田虽然可以提高作物产量，降低重金属污染，减少化肥用量和保护农田水土，但是在水稻收割季附近持续淹水将使得稻田更加松软，传统轮式农业机械进入稻田极易出现打滑或陷车，进而无法完成基本作业。

[0003] 由于履带车辆的接地面积大，且履带的接地比压小，其数值与人的接地比压接近，特别适合南方稻田作业，目前南方稻田的履带式作业车辆主要有履带式拖拉机、履带式收割机；然而这些履带车辆的变速传动系统通常采用两种类型，一种是纯机械式动力传动系统传递动力，其具有结构简单、效率高等优点，但是纯机械式动力传动机构，换挡操作复杂，同时由于农机操作者通常不具备驾驶汽车或拖拉机的技能，对离合器、油门、换挡的配合难以掌控，进而限制了拖拉机的发展；第二种是采用液压泵－马达一体系统实现了履带拖拉机的无极驱动系统，由于采用无极驱动系统的履带拖拉机驾驶操作性得到了提高，农机操作者不用参加专业的技术培训，仅需简单训练即可掌握驾驶技能，因而被广大用户所接受，并取得了非常好的效果，但加入液压系统后，提高了操作系统的复杂性和制造成本。在日常生产使用过程中履带式拖拉机通常要挂接农机具，而农机具在田间作业时，发动机一般处于大油门状态，接近于发动机额定工况，车速变化小，机械的功率与扭矩都比较大，如此易导致液压系统存在能耗高、发热量大、高温稳定性差等问题，甚至不能实现铧式犁耕作业，严重限制了履带式拖拉机的应用范围，也增加了能量消耗。

[0004] 同时由于履带车辆行驶系统的工作原理与两轮式农业机械的行驶工作原理类似，变速器通常集成了转向、差速、主减速、制动等一种或多种功能；但至少集成有转向功能，其转向功能通常采用转向拉杆操作牙嵌式离合器与多盘式制动器的转向方案，具体实现过程是：当履带式拖拉机车辆向左转向时，驾驶员操作左转向拉杆使左侧牙嵌式离合器分离与左侧输出轴制动，由于履带拖拉机车辆左侧传动动力中断并制动停止旋转，此时在拖拉机右侧动力的驱动下，机具向左侧实现转向；同理可实现右侧转向，然而这种转向机构采用分离和结合牙嵌式离合器与制动器实现，其转向精度低，转向操控性差。

发明内容

[0005] 本发明所解决的技术问题在于提供一种双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，以解决上述背景技术中的缺点。

[0006] 本发明所解决的技术问题采用以下技术方案来实现：

[0007] 双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，包括动力输入机构、双动力输入机构、三挡变速及制动机构、差速式驱动机构、左履带驱动机构、右履带驱动机构、PTO动力输出机构及箱体；其中，动力输入机构、双动力输入机构、三挡变速及制动机构、差速式驱动机构及PTO动力输出机构均安装在箱体上；左履带驱动机构、右履带驱动机构结构相同对称安装在箱体两侧，动力输入机构分别与PTO动力输出机构、双动力输入机构连接，经动力输入机构输入的动力，一部分动力由PTO动力输出机构输出，通过PTO动力输出机构将动力传递给外部作业部分，双动力输入机构与三挡变速及制动机构连接，另一部分动力经双动力输入机构传输至三挡变速及制动机构，三挡变速及制动机构与差速式驱动机构连接，由差速式驱动机构将动力输出驱动左履带驱动机构与右履带驱动机构；动力输入机构用于实现高速与低速切换，双动力输入机构用于前进挡、倒挡的输出，差速式驱动机构用于实现转向控制；各机构具体连接结构如下：

[0008] 动力输入机构与PTO动力输出机构连接；其中，动力输入第一轴一端安装在输入端盖上，另一端安装在箱体上，输入端盖紧固安装于箱体上；动力输入第一轴上套装有PTO双联滑移换挡齿轮，PTO双联滑移换挡齿轮上插装有动力换挡拨叉，并在动力输入第一轴一侧端部安装有动力输入锥齿轮，同时在位于动力输入锥齿轮上端的动力输入第一轴上套装有套筒，用于调整动力输入第一轴的轴间间隙并对动力输入锥齿轮进行限位；

[0009] PTO动力传动轴一端安装在PTO动力外端盖内，另一端安装在PTO动力内端盖内，且PTO动力外端盖与PTO动力内端盖分别紧固安装于箱体上；PTO双联换挡齿轮套装在PTO动力传动轴一端，PTO动力传动轴另一端套装有PTO主减速主动齿轮；

[0010] PTO输出轴一端安装在输出外端盖上，另一端安装在输出内端盖上，输出外端盖与输出内端盖分别紧固安装于箱体上，PTO主减速从动齿轮套装在PTO输出轴上，并在位于输出外端盖一侧的PTO输出轴上安装有套筒，用于调整PTO输出轴的轴间间隙并对PTO主减速从动齿轮进行限位；

[0011] PTO双联滑移换挡齿轮与PTO双联换挡齿轮啮合，PTO主减速主动齿轮与PTO主减速从动齿轮啮合；

[0012] 左履带驱动机构中，左履带驱动轴一端安装在驱动端盖内，另一端穿过支撑前套并伸出支撑前套外，用于外接驱动装置；驱动端盖紧固安装于箱体上，支撑前套与支撑中套连接，支撑中套与驱动端盖连接；

[0013] 三挡变速及制动机构中，换挡轴两端结构相同，分别通过深沟球轴承安装在传动端盖内，传动端盖紧固安装在箱体上；一挡从动齿轮、二挡从动齿轮、三挡从动齿轮分别安装在换挡轴上，且一挡从动齿轮、二挡从动齿轮、三挡从动齿轮只能在换挡轴M1上空转，不能对换挡轴输出动力，主减速主动齿轮套装在换挡轴中部；一－二挡花键毂、三挡花键毂通过内花键安装在换挡轴的外花键上，三挡花键毂上设置有三挡结合套，三挡结合套上设置有三挡拨叉，一－二挡花键毂上设置有一－二挡结合套，一－二挡结合套上设置有一－二

挡拨叉；制动轴一端安装在制动器端盖内，另一端安装在制动轴端盖内，制动器端盖与制动轴端盖用于对制动轴进行限位，且分别紧固安装在箱体上；制动轴上安装有与主减速主动齿轮啮合的换向齿轮，制动器端盖内安装有多片制动钢片，该多片制动钢片彼此平行且呈间隔布置，并在制动器端盖内对应的制动轴上通过花键安装有多片制动摩擦片，该多片制动摩擦片同为彼此平行且呈间隔布置，且每片制动摩擦片配合设置在相邻两片制动钢片之间，制动钢片一侧设有卡环进行限位；制动轴上还设置有压盘，压盘上设有制动拨叉轴，制动拨叉轴用于控制压盘压紧或松离制动钢片，以实现制动，压盘一侧卡环进行限位；

[0014] 双动力输入机构中，静液压无级变速器安装在箱体一侧，并在静液压无级变速器上设置有静液压无级变速器动力输入轴与静液压无级变速器动力输出轴，静液压无级变速器动力输入轴嵌套于动力输入第二轴一端内，动力输入第二轴另一端安装在动力端盖内，动力端盖紧固安装于箱体上；静液压无级变速器动力输出轴上套装有静液压无级变速器动力输出齿轮，静液压无级变速器动力输出齿轮一侧设置有卡环，用于限位；机械挡主动齿轮与从动锥齿轮套装在动力输入第二轴上，且通过卡环进行限位，从动锥齿轮与套装在动力输入第一轴上的动力输入锥齿轮啮合；双动力转换轴两端结构相同，分别安装在轴端盖内，轴端盖紧固安装于箱体上；机械挡从动齿轮、无级挡从动齿轮分别安装在双动力转换轴上端呈滑动空转状态，二挡主动齿轮与一挡主动齿轮套装在双动力转换轴下端，并通过套筒限位，双动力输入花键毂位于机械挡从动齿轮与无级挡从动齿轮之间，并通过花键套装在双动力转换轴上，结合套设置在双动力输入花键毂上，切换拨叉安装在结合套上，结合套在换挡拨叉的作用下与无级挡从动齿轮或者机械挡从动齿轮结合；此外，无级挡从动齿轮与静液压无级变速器动力输出齿轮啮合，机械挡从动齿轮与机械挡主动齿轮啮合，一挡从动齿轮与一挡主动齿轮啮合，二挡从动齿轮与二挡主动齿轮啮合，三挡从动齿轮与结合套的齿轮啮合，二挡主动齿轮下方设置有卡环，用于对二挡主动齿轮进行限位；

[0015] 差速式驱动机构中，转向轴两端结构相同，分别安装在换向端盖内，换向端盖紧固安装于箱体上，并在转向轴上套装有差速转向左侧齿轮与换向惰轮，液压马达安装在转向轴与太阳轮式支撑轴之间的箱体上，太阳轮式支撑轴一端套装在左履带驱动轴内，另一端套装在右履带驱动轴内，用于将动力输出以驱动左履带驱动机构与右履带驱动机构行走；太阳轮式支撑轴外端面加工有用于起行星齿轮机构太阳轮作用的外齿，太阳轮式支撑轴中部套装有主减速从动齿轮，主减速从动齿轮一侧设置有右侧行星齿轮机构，另一侧设置有左侧行星齿轮机构，液压马达的马达驱动轴上安装有马达齿轮，马达齿轮与换向惰轮啮合。

[0016] 在本发明中，输入端盖内安装有用于对动力输入第一轴进行密封的密封圈。

[0017] 在本发明中，输出外端盖内安装有用于对 PTO 输出轴进行密封的密封圈。

[0018] 在本发明中，支撑前套内设置有深沟球轴承，深沟球轴承上方设置有唇型密封圈，用于对左履带驱动轴进行密封。

[0019] 在本发明中，一挡从动齿轮、二挡从动齿轮、三挡从动齿轮分别通过滑动轴承套安装在换挡轴上。

[0020] 在本发明中，机械挡从动齿轮、无级挡从动齿轮分别通过滑动轴承套安装在双动力转换轴上端呈滑动空转状态。

[0021] 在本发明中，从动锥齿轮下方套装有套筒。

[0022] 在本发明中，换向惰轮下方的转向轴上套装有套筒。

[0023] 在本发明中，太阳轮式支撑轴两端分别设置有滚针轴承，用于承接左履带驱动轴与右履带驱动轴动态旋转传递动力时的轴向分力。

[0024] 在本发明中，左侧行星齿轮机构中，左行星齿轮套装在左行星齿轮支撑轴上，且沿左行星齿轮固定架在圆周上均分四组对称布置，左行星齿轮固定架通过滑动轴承套安装在太阳轮式支撑轴上，左行星架齿轮挂接在太阳轮式支撑轴、左履带驱动轴的外齿上，并通过换向惰轮与马达齿轮啮合。

[0025] 在本发明中，右侧行星齿轮机构中，右行星齿轮套装在右行星齿轮支撑轴上，且沿右行星齿轮固定架在圆周上均分四组对称布置，右行星齿轮固定架通过滑动轴承套安装在太阳轮式支撑轴上，右行星架齿轮挂接在太阳轮式支撑轴、右履带驱动轴的外齿上，并与马达齿轮啮合。

[0026] 在本发明中，主减速从动齿轮的内花键为齿形花键，与太阳轮式支撑轴外端面的外齿结合组成一对花键。

[0027] 在本发明中，当向左侧转向时，差速转向左侧齿轮与左行星齿轮啮合，当向右侧转向时，马达齿轮与左行星齿轮啮合；同时向上滑动切换拨叉，结合套上移，固定在双动力输入花键毂与无级挡从动齿轮上，动力由静液压无级变速器动力输出齿轮传递至无级挡从动齿轮再传递至双动力输入花键毂，而后传递至双动力转换轴，此时变速器为静液压无级挡，变速器可输出无级变速的前进挡和倒车挡；向下滑动切换拨叉，结合套下移，固定在双动力输入花键毂与机械挡从动齿轮上，动力由机械挡主动齿轮传递至机械挡从动齿轮再传递至双动力输入花键毂，而后传递至双动力转换轴，此时变速器为机械挡，变速器固定输出某一速度的前进挡时不能输出倒车挡，此挡位主要用于履带式车辆田间高效作业；双动力输入，重点为解决田间工作时机械挡高效传动问题和其他工况液压无级变速操控便捷性问题；

[0028] 三挡变速及制动机构换挡传动路径如下：

[0029] 1）当三挡结合套处于空挡位置时，一－二挡换挡

[0030] 换入一挡：一－二挡拨叉上移，一－二挡结合套同时与一－二挡花键毂的外齿、一挡从动齿轮换挡齿结合；动力由一挡主动齿轮传递至一挡从动齿轮，一挡从动齿轮将动力传递至一－二挡结合套，一－二挡结合套传递至至一－二挡花键毂，一－二挡花键毂将动力传递至换挡轴，履带车辆进入一挡行驶；

[0031] 换入二挡：一－二挡拨叉下移，一－二挡结合套同时与一－二挡花键毂的外齿、二挡从动齿轮换挡齿结合，动力由二挡主动齿轮传递至二挡从动齿轮，二挡从动齿轮将动力传递至一－二挡结合套，一－二挡结合套传递至一－二挡花键毂，一－二挡花键毂将动力传递至换挡轴，履带车辆进入二挡行驶；

[0032] 换入空挡：当一－二挡拨叉停中位时，一－二挡结合套只与一－二挡花键毂的外齿结合，不传递任何动力，履带车辆进入空挡；

[0033] 2）当一－二挡结合套处于空挡位置时，三挡换挡

[0034] 换入三挡：三挡拨叉下移，三挡结合套同时与三挡花键毂的外齿、三挡从动齿轮换挡齿结合，动力由结合套传递至三挡从动齿轮，三挡从动齿轮将动力传递至三挡结合套，三挡结合套传递至三挡花键毂，三挡花键毂将动力传递至换挡轴，履带车辆进入三挡行驶；

[0035] 换入空挡：三挡拨叉上移，三挡结合套只与三挡花键毂的外齿结合，不传递任何动力，履带车辆进入空挡；

[0036] 当需要产生制动时，踩下制动踏板，制动拨叉轴逆时针转动，制动拨叉轴使得压盘下移，压盘压紧制动钢片和制动摩擦片，由于制动摩擦片不能在制动轴周向上自由转动、制动钢片也不能在传动端盖周向上自由转动，当压盘压紧制动钢片与制动摩擦片的摩擦力大于制动轴驱动力时，制动轴产生制动，由于制动轴与左履带驱动轴之间动力无中断，故制动轴产生制动，等同于左履带驱动轴制动，左履带驱动轴时，履带车辆制动；

[0037] 当需要解除制动时，松开制动踏板，制动拨叉轴回位，制动钢片与制动摩擦片产生间隙，制动钢片与制动摩擦片间无摩擦力，制动解除；

[0038] 由于液压马达一端直接驱动右行星架齿轮，另一端通过换向惰轮换向后驱动左行星架齿轮，且马达齿轮与差速转向左侧齿轮的模数、齿数相同，故当液压马达驱动时，左行星架齿轮、右行星架齿轮转速相等，而方向相反，以组成由液压马达驱动的行星齿轮架差速式转向机构；

[0039] 当行星齿轮架差速式转向机构等速锁止输出时，动力由主减速从动齿轮输入传输至太阳轮式支撑轴，太阳轮式支撑轴左端至左行星齿轮，由左行星齿轮传输至左履带驱动轴，太阳轮式支撑轴右端至右行星齿轮，右行星齿轮传输至右履带驱动轴；等速输出时，液压马达不工作，当液压马达不转动时差速转向左侧齿轮与换向惰轮的作用力大小相等，方向相反，转向轴自锁，左行星架齿轮、右行星架齿轮固定，左行星齿轮在左行星齿轮支撑轴上自转，右行星齿轮在右行星齿轮支撑轴上自转，此时左履带驱动轴、右履带驱动轴等速输出；

[0040] 当行星齿轮架差速式转向机构差速转向输出时，液压马达转动，左行星架齿轮、右行星架齿轮的输入方向相反，输出转速相等的动力，此动力与等速锁止输出产生复合运动，促使左行星齿轮既围绕左行星齿轮支撑轴自转也围绕太阳轮式支撑轴公转，右行星齿轮既围绕右行星齿轮支撑轴自转也围绕太阳轮式支撑轴公转，而其两侧公转的方向相同，既使得一侧的左履带驱动轴转速增加，而另一侧右履带驱动轴的转速降低，进而实现转向。

[0041] 有益效果：本发明采用机械直接传动与液压无级传动并联连接方式，通过转换结合套解决了机械直接传动与液压无极式结合的问题，有效提高传动效率高与履带车辆的操控性能；且三挡输出，换挡便捷，制动结构小，操作轻便，同时采用液压马达控制驱动轮两侧行星齿轮机构的行星架齿轮正反转以改变行驶驱动动力输出轴两端转速，进而实现转向，此转向结构可通过调节液压马达转速实现精准转向，甚至田间原地调头，且方便实现远程机电液一体化控制，有效克服现有履带车辆行驶侧偏阻力、田头转向壅泥严重、操控困难等问题。

附图说明

[0042] 图 1 为本发明的较佳实施例的结构示意图。

[0043] 图 2 为图 1 中 A-A 处剖视图。

[0044] 图 3 为本发明的较佳实施例中的动力输入机构与 PTO 动力输出机构结构示意图。

[0045] 图 4 为图 1 中 C-C 处剖视图。

[0046] 图 5 为本发明的较佳实施例中的左履带驱动机构结构示意图。

[0047] 图 6 为本发明的较佳实施例中的三挡变速及制动机构结构示意图。

[0048] 图 7 为本发明的较佳实施例中的双动力输入机构结构示意图。

[0049] 图 8 为图 7 中 H-H 处剖视图。

[0050] 图 9 为图 7 中 I-I 处剖视图。

[0051] 图 10 为图 7 中 J-J 处剖视图。

[0052] 图 11 为图 7 中 K-K 处剖视图。

[0053] 图 12 为本发明的较佳实施例中的差速式驱动机构结构示意图。

[0054] 图 13 为图 12 中 U-U 处剖视图。

[0055] 图 14 为图 12 中 V-V 处剖视图。

[0056] 图 15 为图 12 中 W-W 处剖视图。

[0057] 图 16 为图 12 中 Y-Y 处剖视图。

[0058] 图 17 为图 12 中 Z-Z 处剖视图。

[0059] 图 18 为本发明的较佳实施例中的左侧行星齿轮机构结构示意图。

[0060] 图 19 为本发明的较佳实施例中的右侧行星齿轮机构结构示意图。

具体实施方式

[0061] 为了使本发明实现的技术手段、创作特征、达成目的与功效易于明白了解，下面结合具体图示，进一步阐述本发明。

[0062] 参见图 1 ～图 2 的双动力输入式多档和差动式转向履带车辆变速器，包括动力输入机构 P、双动力输入机构 S、三挡变速及制动机构 M、差速式驱动机构 D、左履带驱动机构 Q、右履带驱动机构 R、PTO 动力输出机构 T 及箱体 X ；其中，动力输入机构 P、双动力输入机构 S、三挡变速及制动机构 M、差速式驱动机构 D 及 PTO 动力输出机构 T 均安装在箱体 X 上，箱体 X 两侧对称安装有结构相同的左履带驱动机构 Q 与右履带驱动机构 R ；动力输入机构 P 分别与 PTO 动力输出机构 T、双动力输入机构 S 连接，经动力输入机构 P 输入的动力，一部分动力由 PTO 动力输出机构 T 输出，通过 PTO 动力输出机构 T 将动力传递给外部作业部分，另一部分动力经双动力输入机构 S 传输至三挡变速及制动机构 M，三挡变速及制动机构 M 与差速式驱动机构 D 连接，由差速式驱动机构 D 将动力输出驱动左履带驱动机构 Q 与右履带驱动机构 R ；动力输入机构 P 用于实现高速与低速切换，双动力输入机构 S 用于前进挡、倒挡的输出，差速式驱动机构 D 用于实现转向控制。

[0063] 参见图 3 ～ 4 所示，动力输入机构 P 包括动力输入锥齿轮 P1、PTO 双联滑移换挡齿轮 P2、动力输入第一轴 P3、动力换挡拨叉 P4、PTO 双联换挡齿轮 P5、PTO 动力传动轴 P6 ；PTO 动力输出机构 T 包括 PTO 输出轴 T1、PTO 主减速从动齿轮 T2、PTO 主减速主动齿轮 T3 ；输入端盖 G1、卡环 G2、密封圈 G3、推力轴承 G4、螺栓 G5、深沟球轴承 G6、套筒 G7、输出外端盖 G11、PTO 动力外端盖 G17、PTO 动力内端盖 G18、输出内端盖 G19 ；动力输入第一轴 P3 一端通过推力轴承 G4 安装在输入端盖 G1 上，另一端通过深沟球轴承 G6 安装在箱体 X 上，输入端盖 G1 通过螺栓 G5 紧固安装于箱体 X 上，且在输入端盖 G1 内安装有用于对动力输入第一轴 P3 进行密封的密封圈 G3 和用于对推力轴承 G4 进行孔向定位的卡环 G2 ；动力输入第一轴 P3 上套装有 PTO 双联滑移换挡齿轮 P2，PTO 双联滑移换挡齿轮 P2 上插装有动力换挡拨叉 P4，并在动力输入第一轴 P3 一侧端部安装有动力输入锥齿轮 P1，同时在位于动力输入锥齿轮 P1 上端的动力输入第一轴 P3 上套装有套筒 G7，用于调整动力输入第一轴 P3 的轴间间隙并对动力输入锥齿轮 P1 进行限位 ；

[0064] PTO动力传动轴P6一端通过深沟球轴承G6安装在PTO动力外端盖G17内，另一端通过深沟球轴承G6安装在PTO动力内端盖G18内，且PTO动力外端盖G17与PTO动力内端盖G18分别通过螺栓G5紧固安装于箱体X上，用于对深沟球轴承G6进行限位，PTO双联换挡齿轮P5套装在PTO动力传动轴P6一端，PTO动力传动轴P6另一端套装有PTO主减速主动齿轮T3；

[0065] PTO输出轴T1一端通过深沟球轴承G6安装在输出外端盖G11上，另一端通过深沟球轴承G6安装在输出内端盖G19上，输出外端盖G11与输出内端盖G19用于对深沟球轴承G6进行限位，并通过螺栓G5紧固安装于箱体X上，且在输出外端盖G11内安装有用于对PTO输出轴T1进行密封的密封圈G3，PTO主减速从动齿轮T2套装在PTO输出轴T1上，并在位于输出外端盖G11一侧的PTO输出轴T1上安装有套筒G7，用于调整PTO输出轴T1的轴间间隙并对PTO主减速从动齿轮T2进行限位；

[0066] PTO双联滑移换挡齿轮P2与PTO双联换挡齿轮P5啮合，PTO主减速主动齿轮T3与PTO主减速从动齿轮T2啮合。

[0067] PTO双联滑移换挡齿轮P2在动力输入第一轴P3上从左至右移动，以实现挡位高、低挡切换，如图4所示，以低挡为例说明其传动路线：PTO双联滑移换挡齿轮P2的右侧齿轮与PTO双联换挡齿轮P5的右侧齿轮啮合→PTO双联换挡齿轮P5带动PTO动力传动轴P6旋转→PTO动力传动轴P6带动PTO主减速主动齿轮T3旋转传递动力→PTO主减速主动齿轮T3与PTO主减速从动齿轮T2啮合→PTO主减速从动齿轮T2带动PTO输出轴T1旋转，该传动过程整体为减速传动；通过拨动动力换挡拨叉P4左右滑动PTO双联滑移换挡齿轮P2，以实现PTO输出轴T1高速与低速切换。

[0068] 参见图5所示，左履带驱动机构Q包括左履带驱动轴Q1、支撑前套Q2、支撑中套Q3、卡环G2、螺栓G5、深沟球轴承G6、唇型密封圈G8、驱动端盖G12；左履带驱动轴Q1一端通过深沟球轴承G6安装在驱动端盖G12内，另一端穿过支撑前套Q2并伸出支撑前套Q2外，驱动端盖G12通过螺栓G5紧固安装于箱体X上，支撑前套Q2与支撑中套Q3连接，支撑中套Q3与驱动端盖G12连接；此外，支撑前套Q2内设置有深沟球轴承G6，深沟球轴承G6上方设置有唇型密封圈G8，用于对左履带驱动轴Q1进行密封，且左履带驱动机构Q与右履带驱动机构R结构相同。

[0069] 参见图6所示，三挡变速及制动机构M包括换挡轴M1、三挡花键毂M2、三挡拨叉M3、三挡结合套M4、三挡从动齿轮M5、主减速主动齿轮M6、一挡从动齿轮M7、一－二挡拨叉M8、一－二挡结合套M9、一－二挡花键毂M10、二挡从动齿轮M11、换向齿轮M12、制动拨叉轴M13、压盘M14、制动摩擦片M15、制动钢片M16、制动轴M17、卡环G2、螺栓G5、深沟球轴承G6、套筒G7、滑动轴承套G10、传动端盖G13、制动器端盖G20及制动轴端盖G21；换挡轴M1两端结构相同，分别通过深沟球轴承G6安装在传动端盖G13内，传动端盖G13通过螺栓G5紧固安装在箱体X上；一挡从动齿轮M7、二挡从动齿轮M11、三挡从动齿轮M5分别通过滑动轴承套G10安装在换挡轴M1上，且一挡从动齿轮M7、二挡从动齿轮M11、三挡从动齿轮M5只能在换挡轴M1上空转，不能对换挡轴M1输出动力，主减速主动齿轮M6套装在换挡轴M1中部；一－二挡花键毂M10、三挡花键毂M2通过内花键安装在换挡轴M1的外花键上，三挡花键毂M2上设置有三挡结合套M4，三挡结合套M4上设置有三挡拨叉M3，一－二挡花键毂M10上设置有一－二挡结合套M9，一－二挡结合套M9上设置有一－二挡拨叉M8；

[0070] 制动轴 M17 一端通过深沟球轴承 G6 安装在制动器端盖 G20 内，另一端通过深沟球轴承 G6 安装在制动轴端盖 G21 内，制动器端盖 G20 与制动轴端盖 G21 用于对制动轴 M17 进行限位，且分别通过螺栓 G5 紧固安装在箱体 X 上；制动轴 M17 上安装有与主减速主动齿轮 M6 啮合的换向齿轮 M12，制动器端盖 G20 内安装有六片制动钢片 M16，该六片制动钢片 M16 彼此平行且呈间隔布置，并在制动器端盖 G20 内对应的制动轴 M17 上通过花键安装有五片制动摩擦片 M15，五片制动摩擦片 M15 同为彼此平行且呈间隔布置，每片制动摩擦片 M15 配合设置在相邻两片制动钢片 M16 之间，制动钢片 M16 一侧设有卡环 G2 进行限位；制动轴 M17 上还设置有压盘 M14，压盘 M14 上设有制动拨叉轴 M13，制动拨叉轴 M13 用于控制压盘 M14 压紧或松离制动钢片 M16，以实现制动；压盘 M14 一侧卡环 G2 进行限位。

[0071] 参见图 7 ～ 11 所示，双动力输入机构 S 包括静液压无级变速器 S1、静液压无级变速器动力输入轴 S2、机械挡主动齿轮 S3、动力输入第二轴 S4、从动锥齿轮 S5、静液压无级变速器动力输出齿轮 S6、静液压无级变速器动力输出轴 S7、切换拨叉 S8、结合套 S9、双动力输入花键毂 S10、二挡主动齿轮 S11、双动力转换轴 S12、一挡主动齿轮 S13、机械挡从动齿轮 S14、无级挡从动齿轮 S15、卡环 G2、推力轴承 G4、螺栓 G5、深沟球轴承 G6、套筒 G7、滑动轴承 G10、动力端盖 G14、轴端盖 G15；静液压无级变速器 S1 安装在箱体 X 一侧，并在静液压无级变速器 S1 上设置有静液压无级变速器动力输入轴 S2 与静液压无级变速器动力输出轴 S7，静液压无级变速器动力输入轴 S2 嵌套于动力输入第二轴 S4 一端内，动力输入第二轴 S4 另一端通过推力轴承 G4 安装在动力端盖 G14 内，动力端盖 G14 通过螺栓 G5 紧固安装于箱体 X 上；静液压无级变速器动力输出轴 S7 上套装有静液压无级变速器动力输出齿轮 S6，静液压无级变速器动力输出齿轮 S6 一侧设置有卡环 G2，用于限位；机械挡主动齿轮 S3 与从动锥齿轮 S5 套装在动力输入第二轴 S4 上，且通过卡环 G2 进行限位，并在从动锥齿轮 S5 下方套装有套筒 G7，从动锥齿轮 S5 与套装在动力输入第一轴 P3 上的动力输入锥齿轮 P1 啮合；

[0072] 双动力转换轴 S12 两端结构相同，分别通过深沟球轴承 G6 安装在轴端盖 G15 内，轴端盖 G15 通过螺栓 G5 紧固安装于箱体 X 上；机械挡从动齿轮 S14、无级挡从动齿轮 S15 分别通过滑动轴承套 G10 安装在双动力转换轴 S12 上端呈滑动空转状态，二挡主动齿轮 S11 与一挡主动齿轮 S13 套装在双动力转换轴 S12 下端，并通过套筒 G7 限位，双动力输入花键毂 S10 位于机械挡从动齿轮 S14 与无级挡从动齿轮 S15 之间，并通过花键套装在双动力转换轴 S12 上，结合套 S9 设置在双动力输入花键毂 S10 上，切换拨叉 S8 安装在结合套 S9 上，结合套 S9 在换挡拨叉 S8 的作用下与无级挡从动齿轮 S15 或者机械挡从动齿轮 S14 结合；此外，无级挡从动齿轮 S15 与静液压无级变速器动力输出齿轮 S6 啮合，机械挡从动齿轮 S14 与机械挡主动齿轮 S3 啮合，一挡从动齿轮 M7 与一挡主动齿轮 S13 啮合，二挡从动齿轮 M11 与二挡主动齿轮 S11 啮合，三挡从动齿轮 M5 与与结合套 S9 的齿轮啮合，二挡主动齿轮 S11 下方设置有卡环 G2，用于对二挡主动齿轮 S11 进行限位。

[0073] 在本实施例中，双动力输入机构 S 内动力传动路径如下：

[0074] 一、动力经动力输入第一轴 P3 输入，动力输入锥齿轮 P1 与从动锥齿轮 S5 啮合，从动锥齿轮 S5 带动动力输入第二轴 S4 及机械挡主动齿轮 S3 旋转；

[0075] 二、动力输入第二轴 S4 带动静液压无级变速器动力输入轴 S2 旋转，动力经静液压无级变速器 S1 无级变速后从静液压无级变速器动力输出轴 S7 输出，静液压无级变速器动力输出齿轮 S6 与无级挡从动齿轮 S15 啮合；机械挡主动齿轮 S3 与机械挡从动齿轮 S14 啮

合；

[0076] 三、调节动力为静液压无级挡输入或机械挡输入：

[0077] 1）当调节动力为静液压无级挡输入时，向上滑动换挡拨叉 S8，结合套 S9 上移，结合套 S9 分别固定在双动力输入花键毂 S10 与无级挡从动齿轮 S15 上，动力的传递路径为：静液压无级变速器动力输出齿轮 S6 →无级挡从动齿轮 S15 →双动力输入花键毂 S10 →双动力转换轴 S12，此时变速器可输出无级变速的前进挡和倒车挡；

[0078] 2）当调节动力为机械挡输入时，向下滑动换挡拨叉 S8，结合套 S9 下移，结合套 S9 分别固定在双动力输入花键毂 S10 与机械挡从动齿轮 S14 上，动力的传递路径为：机械挡主动齿轮 S3 →机械挡从动齿轮 S14 →双动力输入花键毂 S10 →双动力转换轴 S12；此时变速器固定输出某一速度的前进挡，不能输出倒车挡，此挡位主要用于履带式车辆田间高效作业；

[0079] 双动力输入，重点为解决田间工作时机械挡高效传动问题和其他工况液压无级变速操控便捷性问题。

[0080] 三挡变速及制动机构 M 换挡传动路径如下：

[0081] 1）一－二挡换挡

[0082] 换入一挡：一－二挡拨叉 M8 上移，一－二挡结合套 M9 同时与一－二挡花键毂 M10 的外齿、一挡从动齿轮 M7 换挡齿结合；动力由一挡主动齿轮 S13 至一挡从动齿轮 M7，一挡从动齿轮 M7 至一－二挡结合套 M9，一－二挡结合套 M9 至一－二挡花键毂 M10，一－二挡花键毂 M10 至换挡轴 M1；

[0083] 换入空挡：一－二挡拨叉 M8 停中位，一－二挡结合套 M9 只与一－二挡花键毂 M10 的外齿结合，不传递任何动力，换入空挡；

[0084] 2）换入二挡

[0085] 一－二挡拨叉 M8 下移，一－二挡结合套 M9 同时与一－二挡花键毂 M10 的外齿、二挡从动齿轮 M11 换挡齿结合，动力由二挡主动齿轮 S11 至二挡从动齿轮 M11，二挡从动齿轮 M11 至一－二挡结合套 M9，一－二挡结合套 M9 至一－二挡花键毂 M10，一－二挡花键毂 M10 至换挡轴 M1；

[0086] 3）三挡换挡

[0087] 换入三挡：三挡拨叉 M3 下移，三挡结合套 M4 同时与三挡花键毂 M2 的外齿、三挡从动齿轮 M5 换挡齿结合，动力由结合套 S9 至三挡从动齿轮 M5，三挡从动齿轮 M5 至三挡结合套 M4，三挡结合套 M4 至三挡花键毂 M2，三挡花键毂 M2 至换挡轴 M1；

[0088] 换入空挡：三挡拨叉 M3 上移，三挡结合套 M4 只与三挡花键毂 M2 的外齿结合，不传递任何动力，换入空挡；

[0089] 锁互原理：通过换挡机构，只有当一－二挡结合套 M9 处于空挡位置时，才能换入三挡；只有当三挡结合套 M4 处于空挡位置时，才能切换一－二挡。

[0090] 制动工作原理如下：

[0091] 产生制动：踩下制动踏板，制动拨叉轴 M13 逆时针转动，制动拨叉轴 M13 使得压盘 M14 下移，压盘 M14 压紧制动钢片 M16 和制动摩擦片 M15，由于制动摩擦片 M15 不能在制动轴 M17 周向上自由转动、制动钢片 M16 也不能在传动端盖 G13 周向上自由转动；当压盘 M14 压紧制动钢片 M16 与制动摩擦片 M15 的摩擦力大于制动轴 M17 驱动力时，制动轴 M17 产生

制动；由于制动轴M17与左履带驱动轴Q1之间动力无中断，故制动轴M17产生制动，等同于左履带驱动轴Q1制动，等同与履带车辆制动。将此制动系统安装在变速器的中高速端，结构小，操作轻便；

[0092] 解除制动：松开制动踏板，制动拨叉轴M13回位，制动钢片M16与制动摩擦片M15产生间隙，制动钢片M16与制动摩擦片M15间无摩擦力，制动解除。

[0093] 参见图12～19所示，差速式驱动机构D包括差速转向左侧齿轮D1、转向轴D2、换向惰轮D3、液压马达D4、马达驱动轴D5、马达齿轮D6、太阳轮式支撑轴D7、右侧行星齿轮机构D8、左侧行星齿轮机构D9、主减速从动齿轮D10、右行星齿轮支撑轴D81、右行星齿轮D82、右行星架齿轮D83、右行星齿轮固定架D84、左行星齿轮支撑轴D91、左行星齿轮D92、左行星架齿轮D93、左行星齿轮固定架D94及左履带驱动轴Q1、右履带驱动轴R1、卡环G2、推力轴承G4、螺栓G5、深沟球轴承G6、套筒G7、滚针轴承G9、滑动轴承套G10、换向端盖G16；转向轴D2两端结构相同，分别通过深沟球轴承G6安装在换向端盖G16内，换向端盖G16通过螺栓G5紧固安装于箱体X上，并在转向轴D2上套装有差速转向左侧齿轮D1与换向惰轮D3，换向惰轮D3下方的转向轴D2上套装有套筒G7，液压马达D4安装在转向轴D2与太阳轮式支撑轴D7之间的箱体X上，太阳轮式支撑轴D7一端通过深沟球轴承G6套装在左履带驱动轴Q1内，另一端通过深沟球轴承G6套装在右履带驱动轴R1内，用于将动力输出以驱动左履带驱动机构Q与右履带驱动机构R行走，同时在太阳轮式支撑轴D7两端分别设置有滚针轴承G9，用于承接左履带驱动轴Q1与右履带驱动轴R1动态旋转传递动力时的轴向分力；太阳轮式支撑轴D7外端面加工有外齿，此外齿用于起着行星齿轮机构的太阳轮作用；太阳轮式支撑轴D7中部套装有主减速从动齿轮D10，主减速从动齿轮D10一侧设置有右侧行星齿轮机构D8，另一侧设置有左侧行星齿轮机构D9，液压马达D4的马达驱动轴D5上安装有马达齿轮D6，马达齿轮D6与换向惰轮D3啮合；

[0094] 左侧行星齿轮机构D9中，左行星齿轮D92套装在左行星齿轮支撑轴D91上，且沿左行星齿轮固定架D94在圆周上均分四组对称布置，左行星齿轮固定架D94通过滑动轴承套G10安装在太阳轮式支撑轴D7上，左行星架齿轮D93挂接在太阳轮式支撑轴D7、左履带驱动轴Q1的外齿上，并通过换向惰轮D3与马达齿轮D6啮合；当向左侧转向时，差速转向左侧齿轮D1与左行星齿轮D92啮合，当向右侧转向时，马达齿轮D6与左行星齿轮D92啮合；

[0095] 右侧行星齿轮机构D8中，右行星齿轮D82套装在右行星齿轮支撑轴D81上，且沿右行星齿轮固定架D84在圆周上均分四组对称布置，右行星齿轮固定架D84通过滑动轴承套G10安装在太阳轮式支撑轴D7上，右行星架齿轮D83挂接在太阳轮式支撑轴D7、右履带驱动轴R1的外齿上，并与马达齿轮D6啮合。

[0096] 在本实施例中，主减速从动齿轮D10的内花键为齿形花键，与太阳轮式支撑轴D7的外齿结合形成一对花键。

[0097] 在本实施例中，左侧行星齿轮机构D9与右侧行星齿轮机构D8互联：由于液压马达D4一端直接驱动右行星架齿轮D83，另一侧通过换向惰轮D3换向后驱动左行星架齿轮D93，且马达齿轮D6与差速转向左侧齿轮D1，模数相同，齿数相同，故当液压马达D4驱动时，左行星架齿轮D93、右行星架齿轮D83转速相等，而方向相反，以组成由液压马达D4驱动的行星齿轮架差速式转向机构；其工作原理：

[0098] 1、驱动（等速锁止输出）：

[0099] 动力由主减速从动齿轮D10输入传输至太阳轮式支撑轴D7，太阳轮式支撑轴D7左端至左行星齿轮D92，由左行星齿轮D92传输至左履带驱动轴Q1，太阳轮式支撑轴D7右端至右行星齿轮D82，右行星齿轮D82传输至右履带驱动轴R1；等速输出时，液压马达D4不工作，当液压马达D4不转动时差速转向左侧齿轮D1和换向惰轮D3的作用力大小相等，方向相反，转向轴D2自锁，左行星架齿轮D93、右行星架齿轮D83固定，左行星齿轮D92在左行星齿轮支撑轴D91上自转，右行星齿轮D82在右行星齿轮支撑轴D81上自转，此时左履带驱动轴Q1、右履带驱动轴R1等速输出；

[0100] 2、差速转向输出：

[0101] 当液压马达D4转动时，左行星架齿轮D93、右行星架齿轮D83的输入方向相反，输出转速相等的动力；此时动力与驱动（等速锁止输出）产生复合运动，促使左行星齿轮D92既围绕左行星齿轮支撑轴D91自转也围绕太阳轮式支撑轴D7公转，右行星齿轮D82既围绕右行星齿轮支撑轴D81自转也围绕太阳轮式支撑轴D7公转，而其两侧公转的方向相同，既使得一侧的左履带驱动轴Q1转速增加，而另一侧右履带驱动轴R1的转速降低，进而实现转向。

[0102] 以上显示和描述了本发明的基本原理和主要特征和本发明的优点。本行业的技术人员应该了解，本发明不受上述实施例的限制，上述实施例和说明书中描述的只是说明本发明的原理，在不脱离本发明精神和范围的前提下，本发明还会有各种变化和改进，这些变化和改进都落入要求保护的本发明范围内。本发明要求保护范围由所附的权利要求书及其等效物界定。

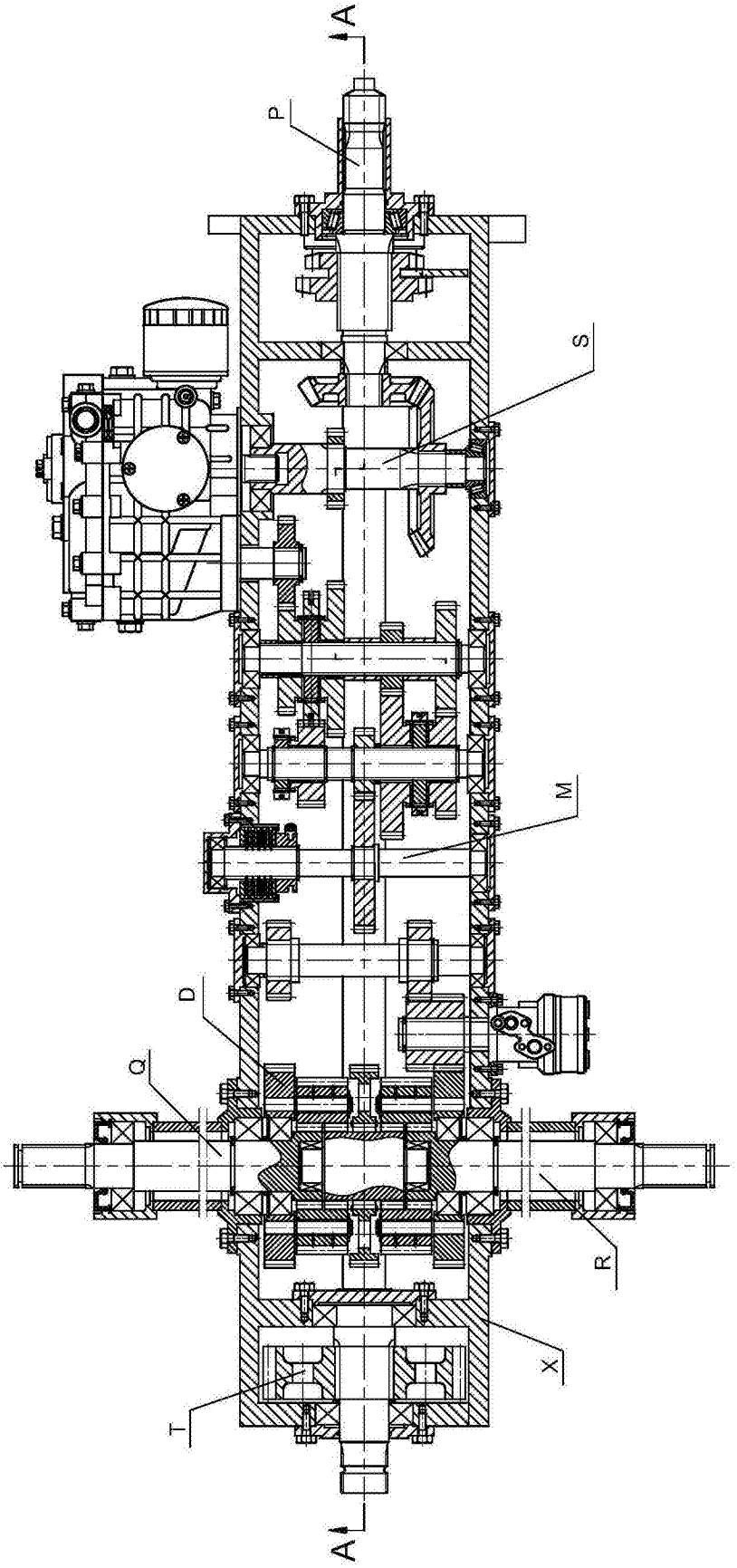


图 1

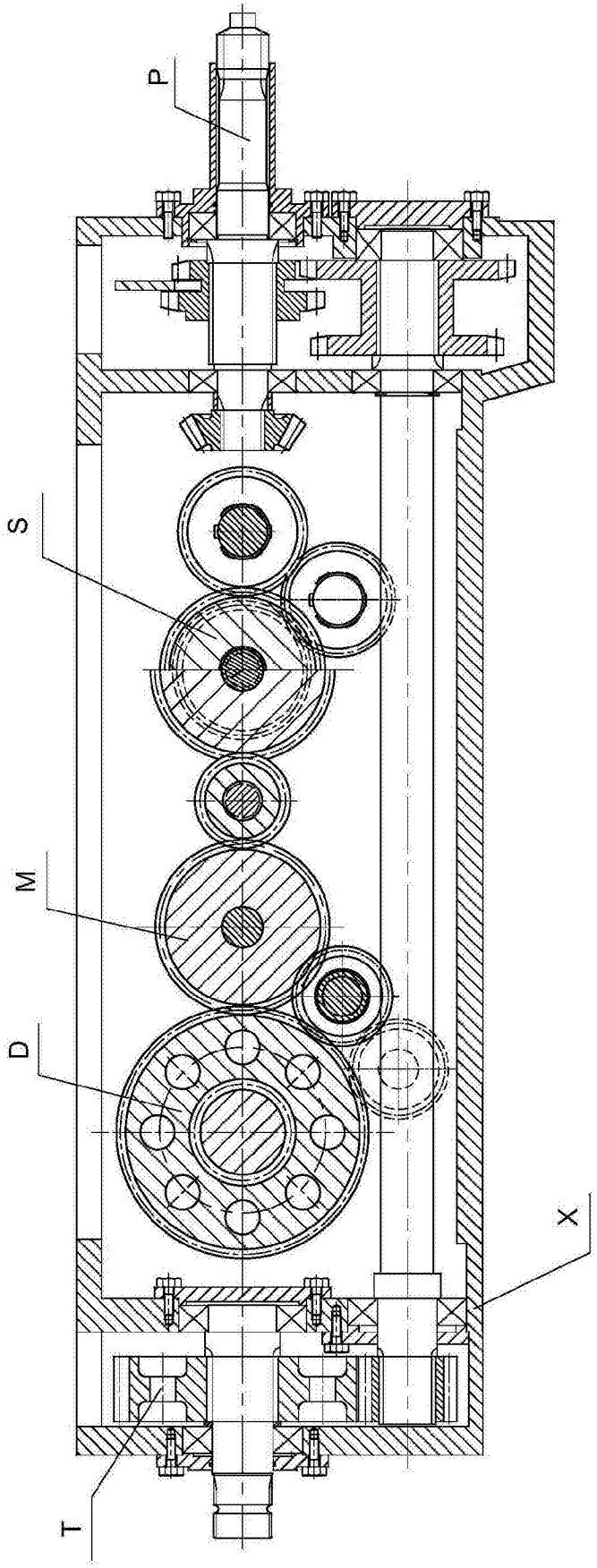


图 2

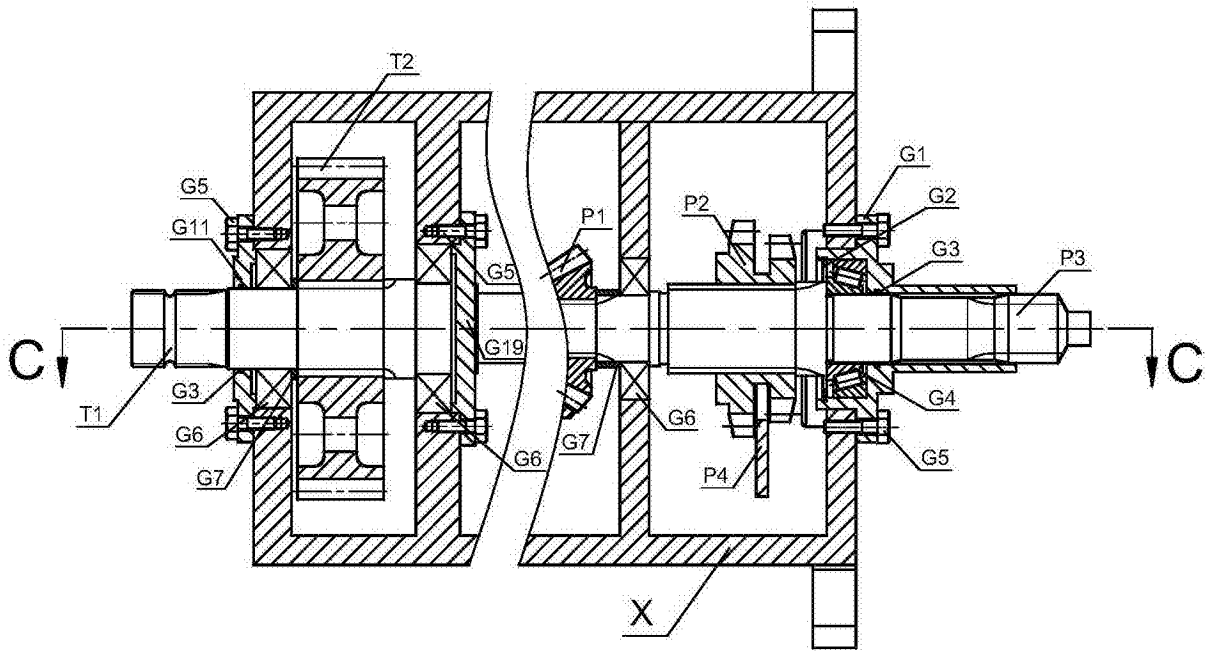

T2
G5
G11
P1
P2
G1
G2
G3
P3
G5
G19
C
C
T1
G3
G6
G7
G6
G7
G6
G4
G5
P4
X

图 3

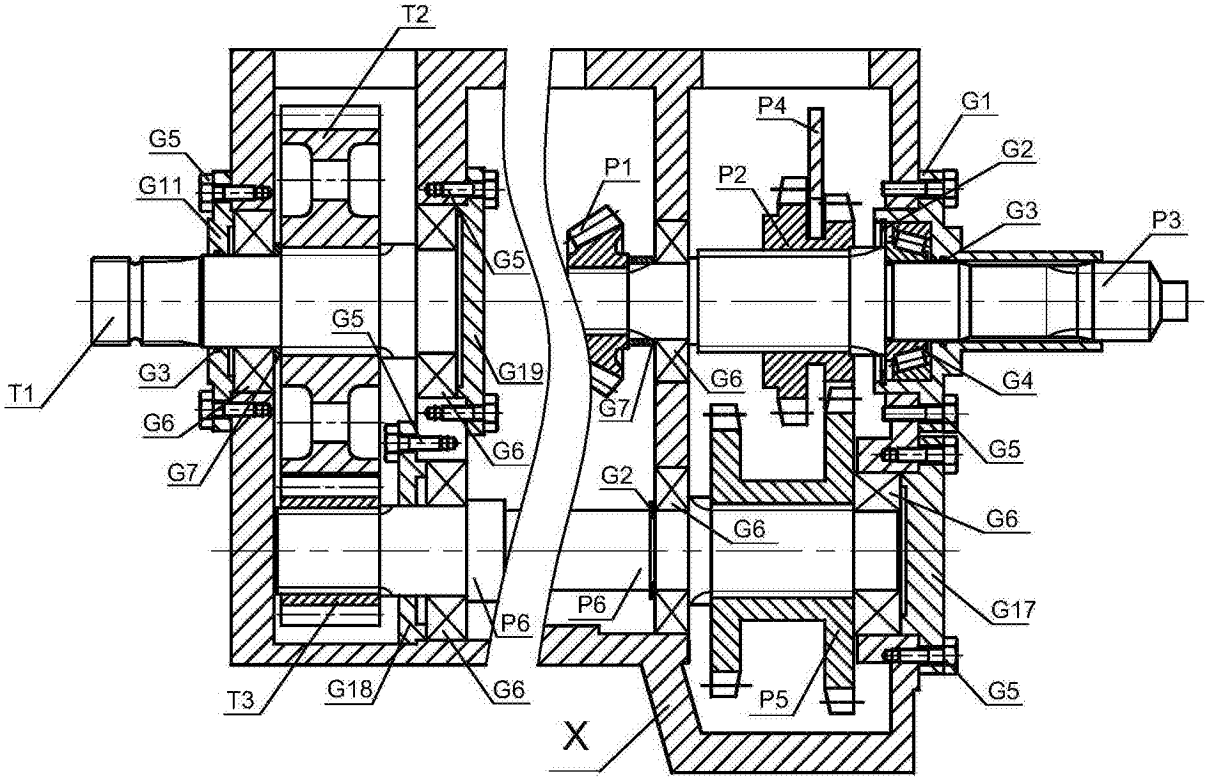

T2
P4
G1
G5
G11
P1
P2
G2
G3
P3
G5
G5
G19
T1
G3
G6
G7
G6
G7
G6
G4
G5
G2
G6
G6
P6
P6
G17
T3
G18
G6
P5
G5
X

图 4

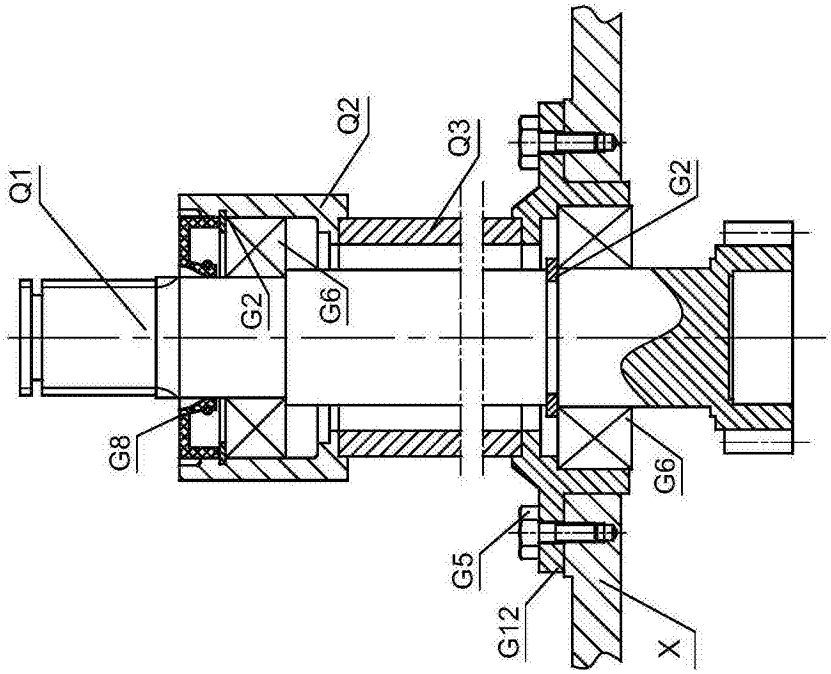


图 5

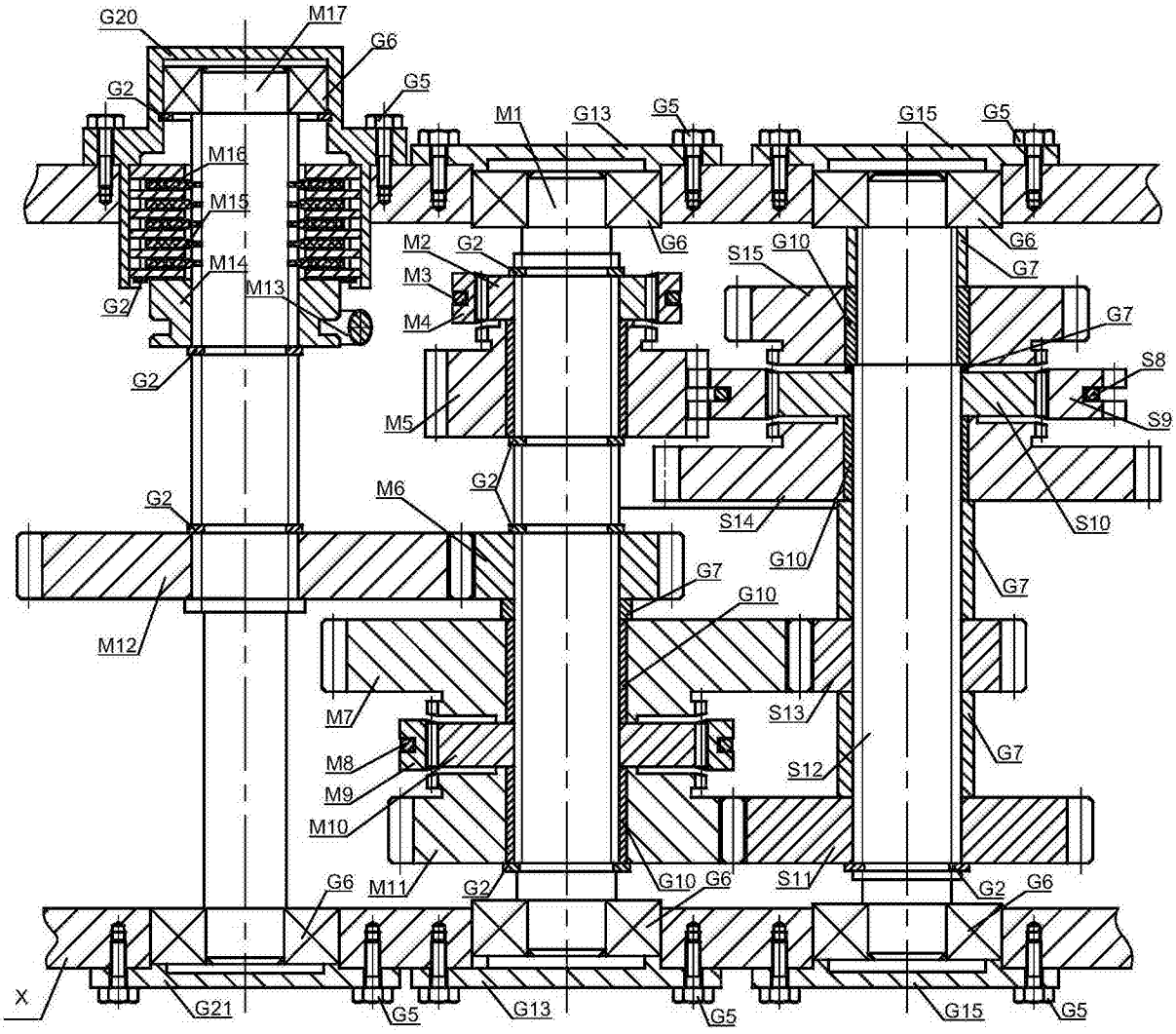

G20
M17
G6
G5
G2
M1
G13
G5
G15
G5
M16
M15
M14
M13
G2
G2
M2
G2
M3
M4
G6
S15
G10
G6
G7
G7
S8
S9
M5
G2
M6
S14
G10
S10
G2
G7
G10
G7
M12
M7
S13
G7
M8
M9
M10
S12
G6
M11
G2
G10
G6
S11
G2
G6
X
G21
G5
G13
G5
G15
G5

图 6

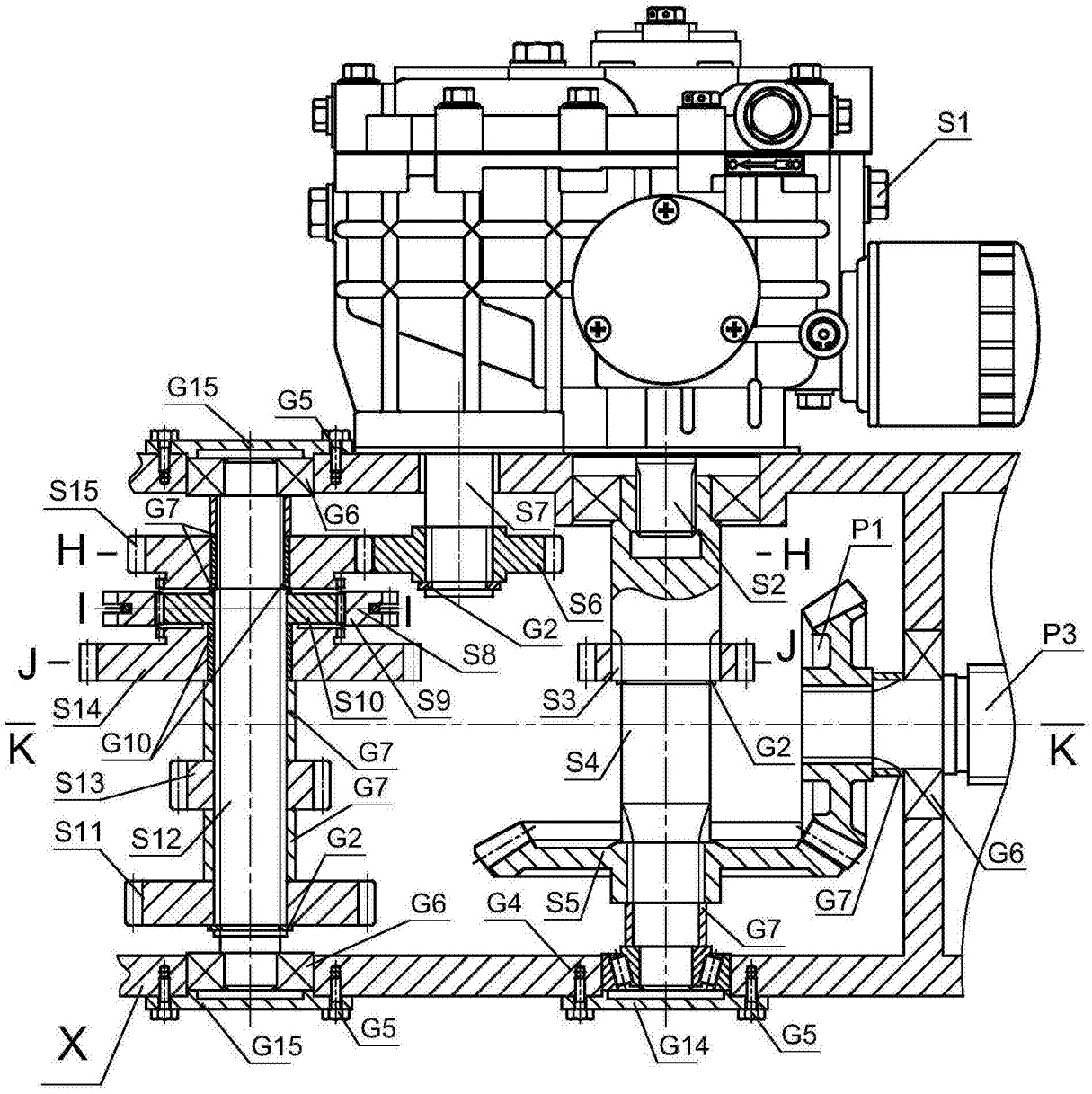

S1
G15
G5
S15
G7
G6
S7
P1
H
H
S2
S6
I
I
G2
P3
J
S8
J
S14
S10
S9
S3
K
K
G10
G7
S4
G2
S13
G7
S11
S12
G2
G6
G6
G4
S5
G7
G7
X
G15
G5
G14
G5

图 7

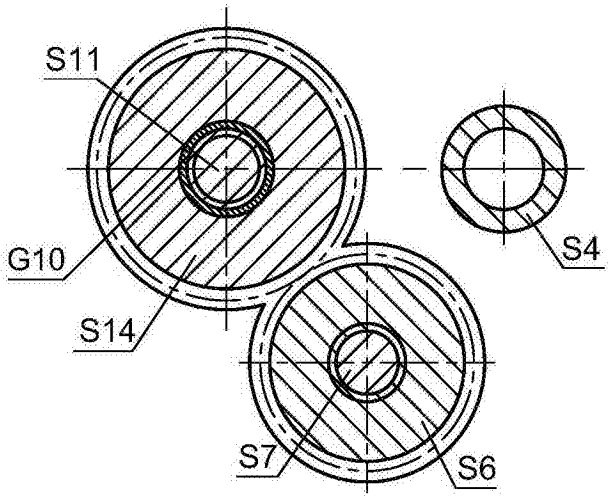


图 8

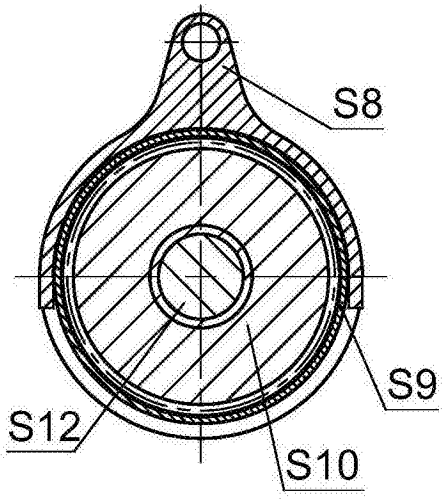


图 9

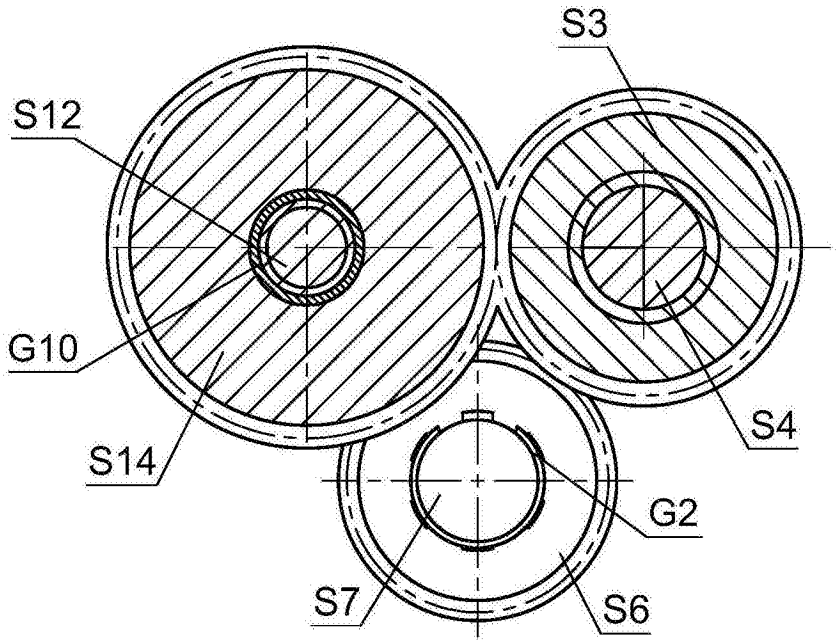


图 10

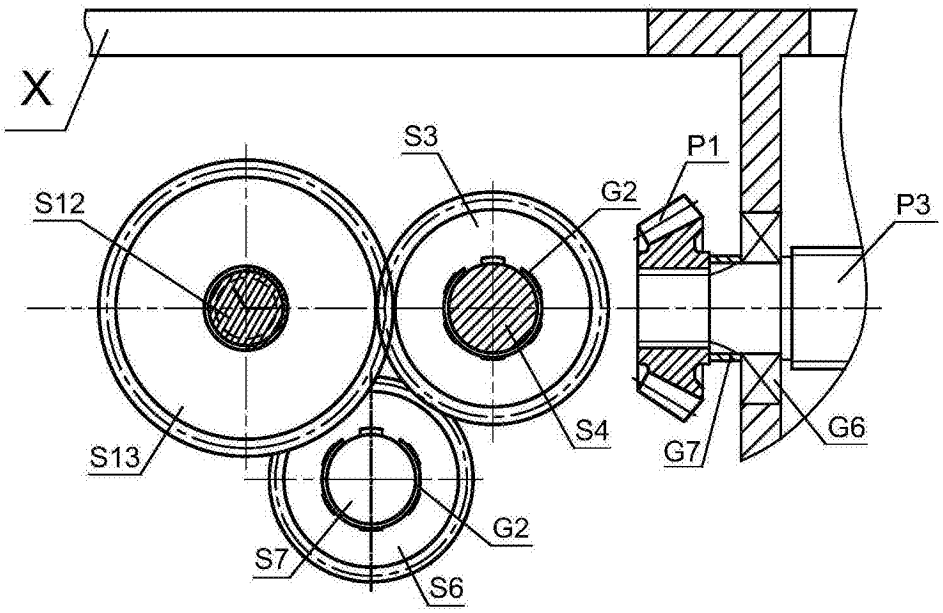


图 11

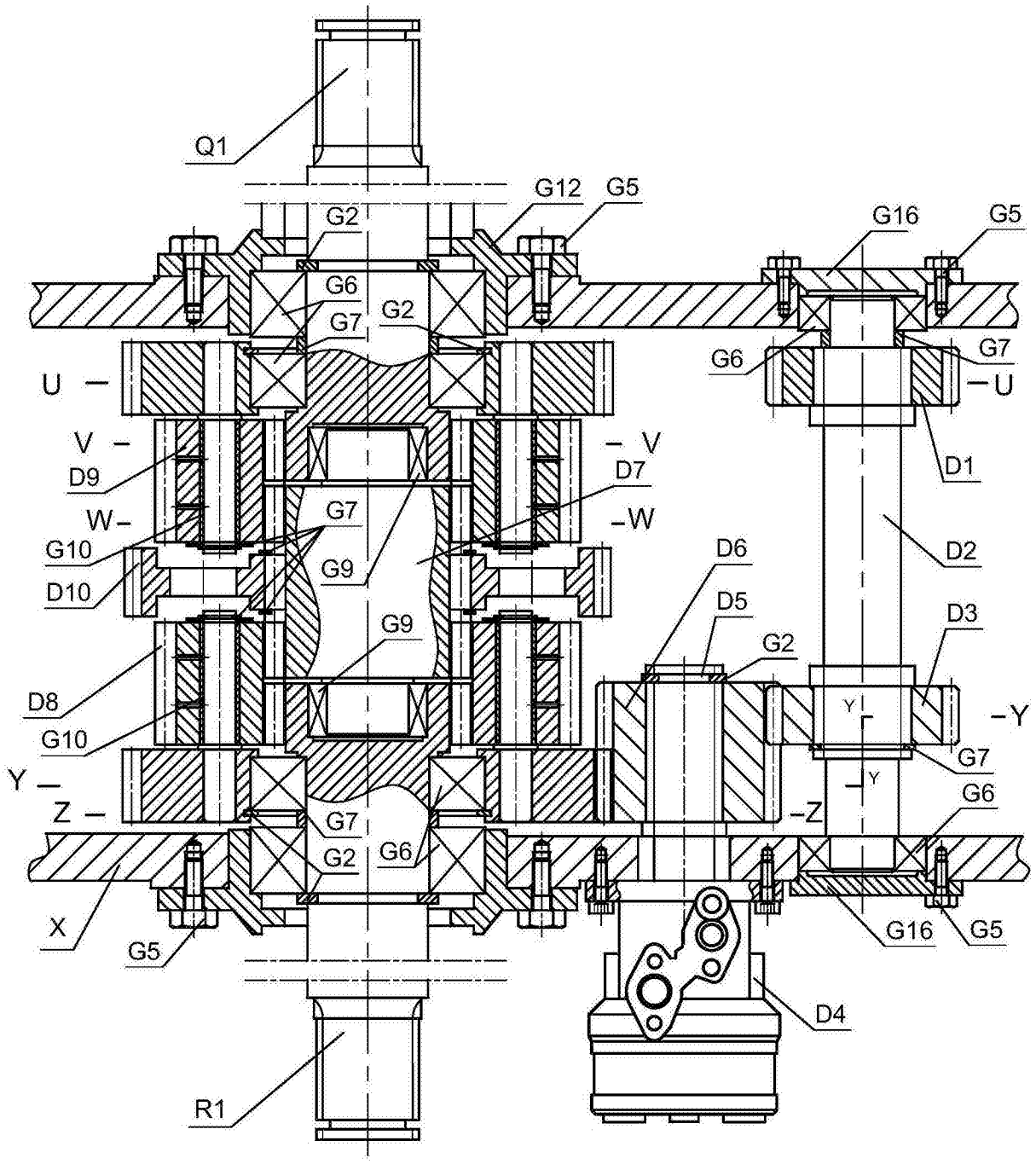

Q1
G12
G5
G2
G16
G5
G6
G7
G2
G6
G7
U
U
V
V
D9
D7
W
G7
W
G10
G9
D6
D10
D2
D5
D3
G9
G2
D8
Y
G10
Y
Y
G7
Z
G7
Z
G6
G2
G6
X
G16
G5
G5
D4
R1

图 12

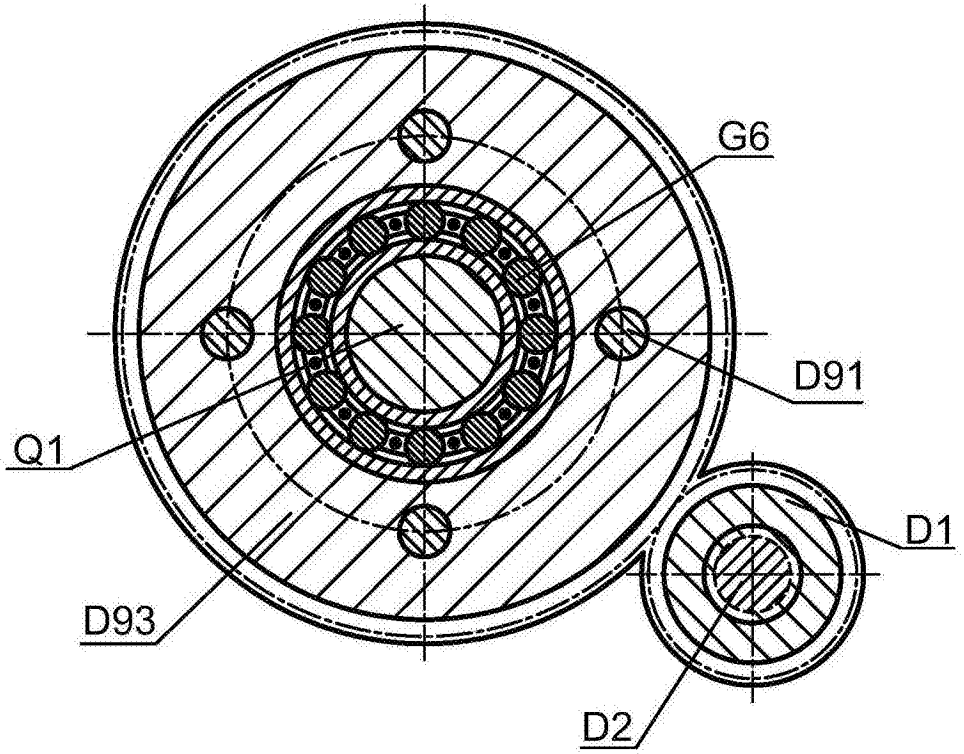


图 13

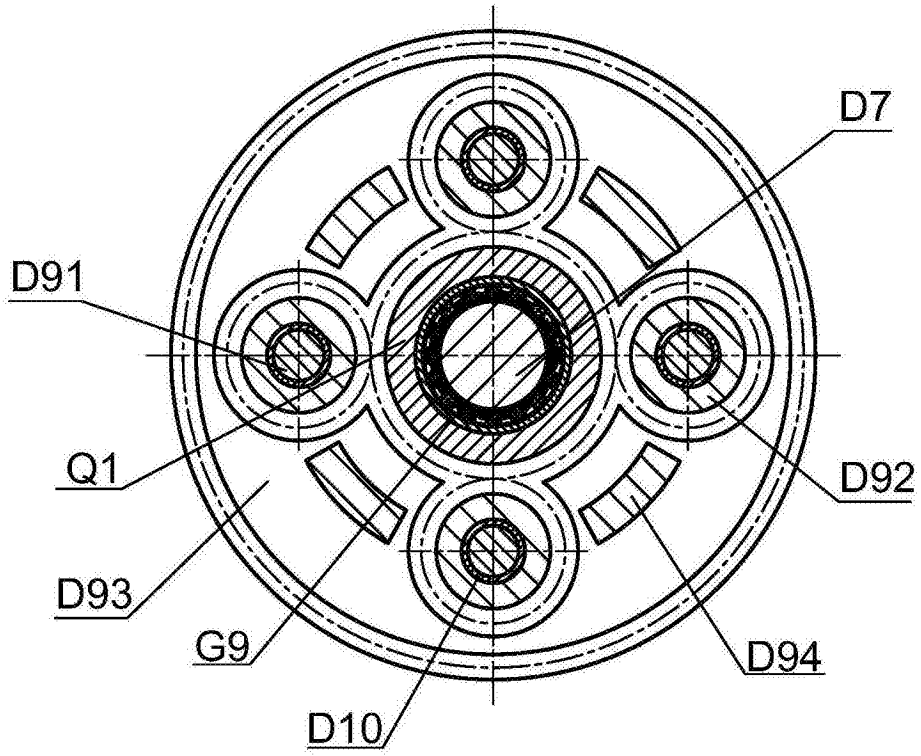


图 14

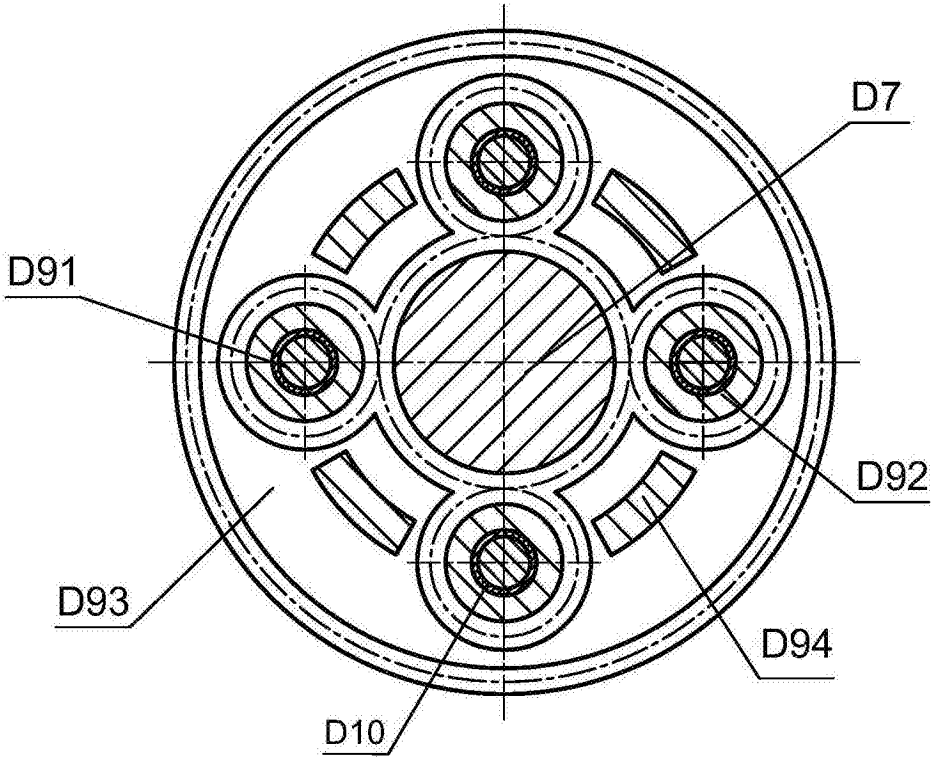


图 15

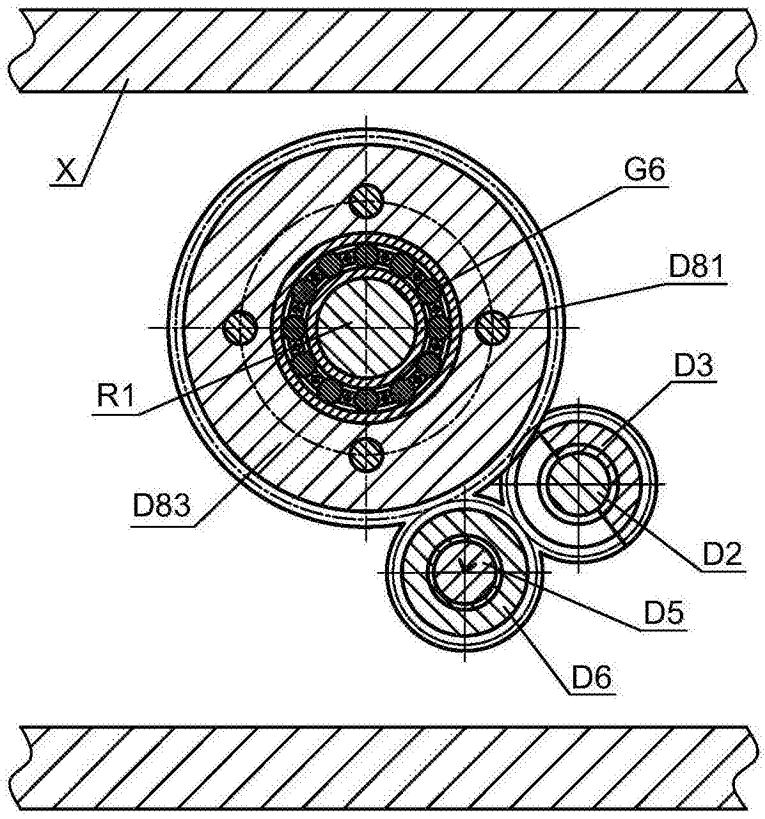


图 16

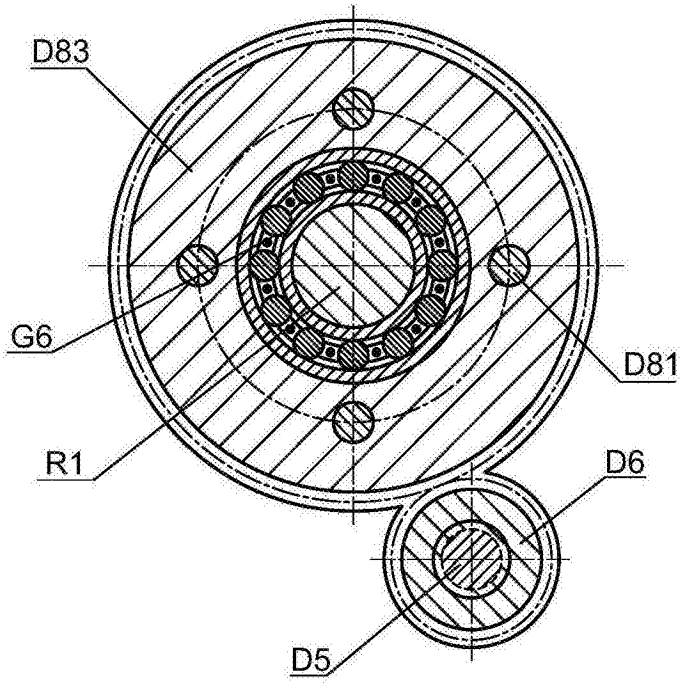


图 17

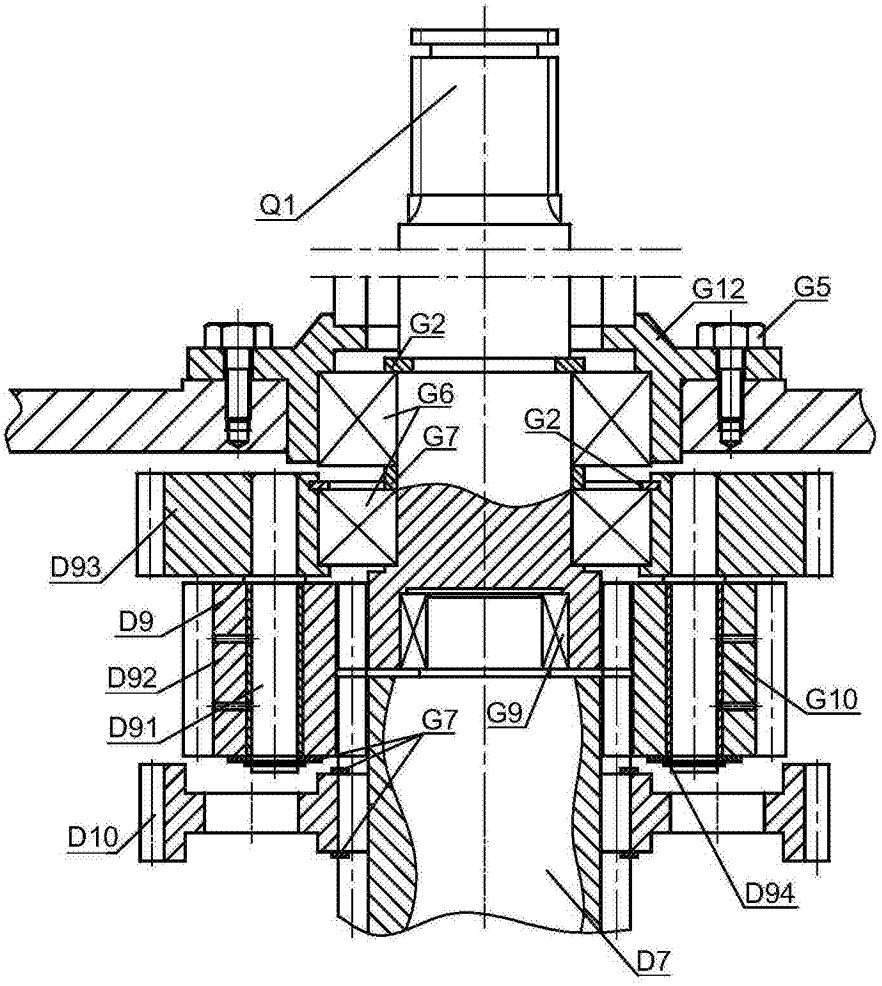


图 18

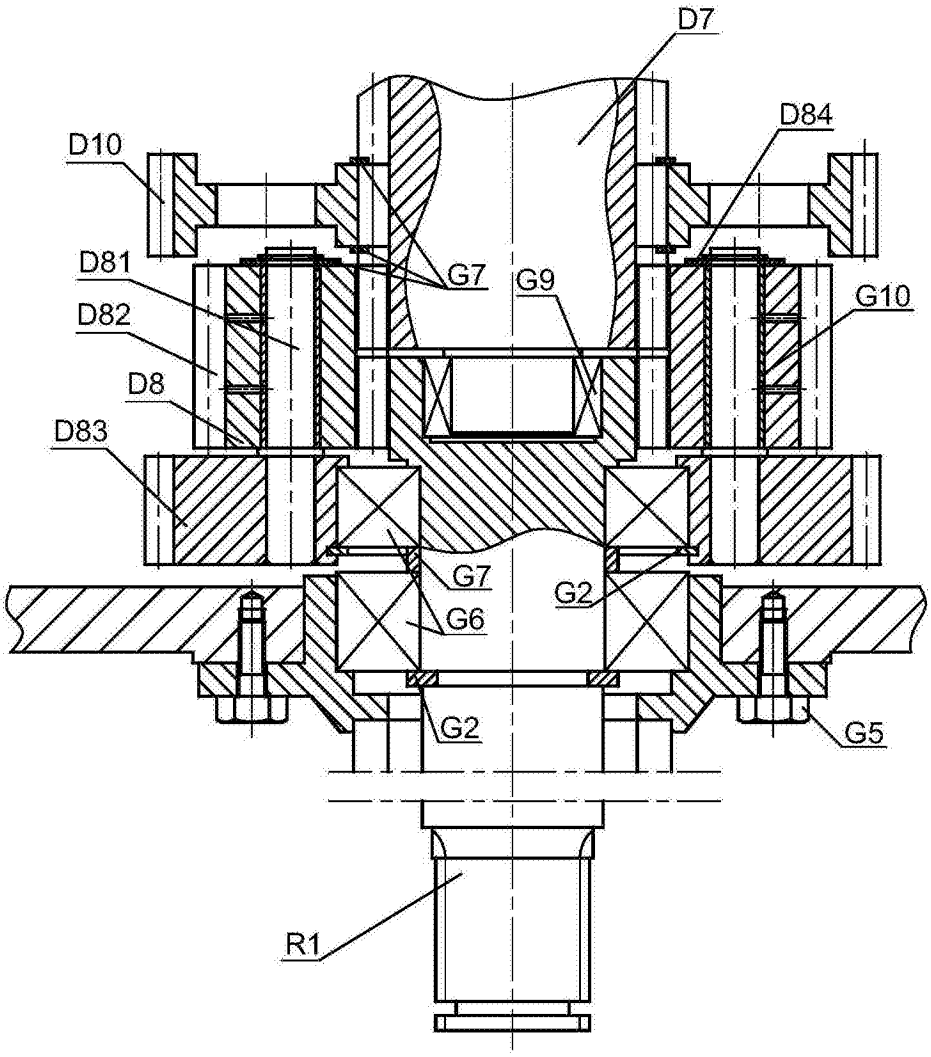


图 19