



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102221076 B

(45) 授权公告日 2013. 05. 08

(21) 申请号 201110122429. 4

审查员 李宇

(22) 申请日 2011. 05. 12

(73) 专利权人 贵州凯星液力传动机械有限公司
地址 563003 贵州省遵义市大连路贵州航天
高新技术产业园

(72) 发明人 王建新 李世鹏 刘翼 邱文刚
张正富 冷坚 罗静 舒瑞龙
马晨启 张芳 李进洪 刘泽霖
叶义书 余晓顺 龙眉 饶凤
廖安强 李晓东

(51) Int. Cl.

F16H 47/08(2006. 01)

F16H 57/02(2012. 01)

(56) 对比文件

CN 2622485 Y, 2004. 06. 30, 全文.

DE 102004041509 A1, 2006. 03. 16, 全文.

CN 101592222 A, 2009. 12. 02, 全文.

CN 202203359 U, 2012. 04. 25, 权利要求 1.

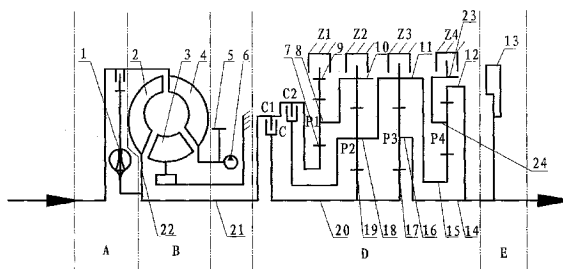
权利要求书1页 说明书5页 附图1页

(54) 发明名称

一种多档位行星式液力变速器传动机构

(57) 摘要

本发明公开了一种多档位行星式液力变速器传动机构,它主要由闭锁及减振离合器总成(A)、液力变矩器(B)、动力输出装置(5)、内置摆线齿轮泵(6)、涡轮输出轴(21)、行星变速箱(D)、输出轴(14)、减速器总成(E)等部件所构成。本发明在不增加原有离合器、制动器和行星排数量的基础上,通过采用新型的液力变速器传动结构形式,可实现七个前进档和一个倒档的动力输出。本发明结构紧凑、体积较小,有利于整机布置。



1. 一种多档位行星式液力变速器传动机构, 主要由闭锁及减振离合器总成 (A)、液力变矩器 (B)、动力输出装置 (5)、内置摆线齿轮泵 (6)、涡轮输出轴 (21)、行星变速箱 (D)、输出轴 (14)、减速器总成 (E) 所构成, 其特征在于: 液力变矩器 (B) 的泵轮 (4) 分别与发动机、内置摆线齿轮泵 (6) 连接; 闭锁及减振离合器 (1) 与变矩器的涡轮座 (22) 连接, 涡轮座 (22) 与涡轮输出轴 (21) 连接, 涡轮输出轴 (21) 与行星变速箱 (D) 内的旋转离合器总成 (C) 连接; 旋转离合器总成 (C) 采用嵌套式结构, 由第一旋转离合器 (C1) 和第二旋转离合器 (C2) 构成, 第二旋转离合器 (C2) 位于第一旋转离合器 (C1) 的外部, 共用一个活塞壳, 第一旋转离合器 (C1) 与中间轴 (20) 连接, 第二旋转离合器 (C2) 与第一太阳轮 (7) 连接, 第二旋转离合器 (C2) 的驱动毂与第二行星架 (18) 花键连接; 第一齿圈 (9) 为浮动齿圈, 它通过第一制动器 (Z1) 制动, 第一行星架 (8) 通过斜齿与第二齿圈 (10) 连接, 并靠推力轴承进行轴向定位, 第二齿圈 (10) 通过第二制动器 (Z2) 制动, 并用挡圈进行轴向定位, 第二太阳轮 (19) 与中间轴 (20) 花键连接, 第二行星架 (18) 通过斜齿与第三齿圈 (11) 连接, 并靠推力轴承进行轴向定位, 第三齿圈 (11) 通过第三制动器 (Z3) 制动, 并用挡圈进行轴向定位, 第三太阳轮 (17) 与中间轴 (20) 花键连接, 第三行星架 (16) 与输出轴 (14) 花键连接, 并靠推力轴承进行轴向定位, 第三齿圈 (11) 通过斜齿及花键与第四太阳轮 (15) 连接, 第四行星架外齿圈 (23) 与第四行星架 (24) 通过花键连接为一个整体, 并用挡圈进行轴向定位, 第四行星架 (24) 通过第四制动器 (Z4) 制动, 并通过齿毂 (12) 与输出轴 (14) 连接; 减速器 (F) 布置在整个液力变速器传动机构的后面, 并通过花键与输出轴 (14) 连接。

一种多档位行星式液力变速器传动机构

技术领域

[0001] 本发明涉及机械传动领域,属于一种多档位行星式液力变速器传动机构。

背景技术

[0002] 行星式液力变速器传动装置一般由液力变矩器和机械行星齿轮变速箱所构成,其特点是同轴传动,适用于同轴布置、单向输出的机械;且行星式结构紧凑,单位体积功率密度大,适用于大功率机械和要求布置紧凑的机械和车辆。这种传动装置的自适应性能很强,能使车辆自动调节运行状态,现已成为重型自卸汽车、铲运车、挖掘机、振动式压路机、多用途工程车等非公路用车辆传动系统的主要传动装置。

[0003] 《车辆液力传动》国防工业出版社 1983 年 6 月第一版第 345 页介绍了阿里森非公路用车液力传动装置,目前应用于矿山、工程机械领域的液力变速器仍广泛采用这种液力传动结构,该类液力传动装置由带闭锁离合器的液力变矩器、六档行星变速箱和液力减压器组成,与发动机匹配后能产生六个前进档和一个倒档的动力输出。但随着技术的发展和野外作业环境的日趋复杂,矿山、工程机械领域非公路用车辆和大功率作业设备对液力变速器传动装置的技术要求不断提高,传统的具有六个前进档位的阿里森非公路用车液力传动装置已满足不了野外作业设备在某些特定工作环境下的作业需求。例如,很多行走式工程机械设备在低负载状态下为了提高移动的速度,在发动机性能不变的情况下需要传动比更小的超速档位,而传统的具有六个前进档位的液力传动装置只有一个超速档位,且传动比相对较大,难以满足实际工作的需要。

[0004] 液力变速器中可得到的前进速度比的数量决定了发动机扭矩范围重复的次数,而传统的阿里森非公路用车液力传动装置最多只有六个前进档,因此速比之间的比阶较大,燃油消耗点难以接近于最有效点,燃油经济性较差;其次,这种液力传动装置的两个旋转离合器采用串联结构,其油泵总成采用外置式的布置方式,这使得整机的体积和重量较大,已不能满足现代化野外作业设备对液力传动装置形体小型化的要求。因此,亟需一种具有更多前进档位、结构更加紧凑的液力传动装置。通过增加液力传动装置速度比的数量,可以使速度比之间的比阶大小趋于合理,提高燃油的经济性,并使操作员在正常的车辆加速过程中基本察觉不到速度比的替换,从而改进了变速器的换挡质量。

发明内容:

[0005] 本发明解决的技术问题:为了提高发动机燃油的经济性,改进变速器的换挡质量,进一步减小和降低液力传动装置的体积和重量,满足矿山、工程机械领域现代化非公路用车辆和大功率作业设备对行星式液力传动装置新的技术性能要求,在不增加原有离合器、制动器和行星排数量的基础上,提供一种具有七个前进档(其中有两个超速档)、整机结构更加紧凑的液力变速器传动机构。

[0006] 本发明的技术方案:

[0007] 本发明一种多档位行星式液力变速器传动机构主要由闭锁及减振离合器总成

(A)、液力变矩器 (B)、动力输出装置 (5)、内置摆线齿轮泵 (6)、涡轮输出轴 (21)、行星变速箱 (D)、输出轴 (14)、减速器总成 (E) 等部件所构成,在不增加原有离合器、制动器和行星排数量的基础上,通过采用新型的液力变速器传动结构形式,可实现七个前进档和一个倒档的动力输出,并使整机结构更紧凑。

[0008] 如图 1 中所示,液力变矩器 (B) 采用传统的单级两相三元件结构,液力变矩器 (B) 的泵轮 (4) 分别与发动机、内置摆线齿轮泵 (6) 连接,它通过花键驱动内置摆线齿轮泵 (6) 为整个液力变速器提供动力油和润滑油,这种内置式油泵位于传动机构内部,可以有效节约液力传动装置的空间。闭锁及减振离合器 (1) 与变矩器的涡轮座 (22) 连接,涡轮座 (22) 与涡轮输出轴 (21) 连接,在闭锁工况下,系统提供的压力油可以推动闭锁及减振离合器活塞,实现发动机和涡轮 (2) 的刚性连接,使涡轮 (2) 与发动机达到同步旋转,同时涡轮座 (22) 通过花键带动涡轮输出轴 (21) 同步旋转,这提高了发动机的功率利用率,增宽了功效范围。当负荷较大时,闭锁及减振离合器活塞可以脱开,变矩器会在变矩工况下工作。

[0009] 涡轮输出轴 (21) 与行星变速箱 (D) 内的旋转离合器总成 (C) 连接,将动力传递到行星变速箱 (D) 处。旋转离合器总成 (C) 采用嵌套式结构,由第一旋转离合器 (C1) 和第二旋转离合器 (C2) 构成,第二旋转离合器 (C2) 位于第一旋转离合器 (C1) 的外部,共用一个活塞壳,这有效节约了变速箱的空间尺寸,降低了重量,第一旋转离合器 (C1) 与中间轴 (20) 连接,第二旋转离合器 (C2) 与第一太阳轮 (7) 连接,第二旋转离合器 (C2) 的驱动毂与第二行星架 (18) 花键连接;第一齿圈 (9) 为浮动齿圈,它通过第一制动器 (Z1) 制动,第一行星架 (8) 通过斜齿与第二齿圈 (10) 连接,并靠推力轴承进行轴向定位;第二齿圈 (10) 通过第二制动器 (Z2) 制动,并用挡圈进行轴向定位,第二太阳轮 (19) 与中间轴 (20) 花键连接,第二行星架 (18) 通过斜齿与第三齿圈 (11) 连接,并靠推力轴承进行轴向定位;第三齿圈 (11) 通过第三制动器 (Z3) 制动,并用挡圈进行轴向定位,第三太阳轮 (17) 与中间轴 (20) 花键连接,第三行星架 (16) 与输出轴 (14) 花键连接,并靠推力轴承进行轴向定位,第三齿圈 (11) 通过斜齿及花键与第四太阳轮 (15) 连接;第四行星架外齿圈 (23) 与第四行星架 (24) 通过花键连接为一个整体,并用挡圈进行轴向定位;第四行星架 (24) 通过第四制动器 (Z4) 制动,并通过齿毂 (12) 与输出轴 (14) 连接。

[0010] 减速器 (F) 布置在整个液力变速器传动机构的后面,并通过花键与输出轴 (14) 连接,这样便于根据车辆的使用工况决定是否安装减速器。此外,还可根据实际需要减少第四行星排 (P4) 和第四制动器 (Z4) 来实现档位数的变化,从而可以进一步缩小和减轻液力传动装置的体积及重量。

附图说明

[0011] 图 1 为本发明一种多档位行星式液力变速器传动机构的结构简图

[0012] 图 2 为传统的具有六个前进档的阿里森液力传动装置的结构简图

[0013] 图 1 中:1. 闭锁及减振离合器,2. 涡轮,3. 导轮,4. 泵轮,5. 动力输出装置,6. 内置摆线齿轮泵,7. 第一太阳轮,8. 第一行星架,9. 第一齿圈,10. 第二齿圈,11. 第三齿圈,12. 齿毂,13. 减速器,14. 输出轴,15. 第四太阳轮,16. 第三行星架,17. 第三太阳轮,18. 第二行星架,19. 第二太阳轮,20. 中间轴,21. 涡轮输出轴,22. 涡轮座,23. 第四行星架外齿圈,24. 第四行星架

具体实施方式：

[0014] 泵轮 (4) 与发动机相连接,当发动机转速较低时,液力变矩器 (B) 处于变矩工况,发动机的输出功率经传动油作用后由变矩器涡轮 (2) 吸收,之后由涡轮输出轴 (21) 输出;当发动机转速较高时,液力变矩器 (B) 处于闭锁工况,闭锁及减振离合器活塞在压力油作用下与涡轮座 (22) 相连接,发动机和涡轮 (2) 形成刚性连接,发动机提供的功率经涡轮座 (22) 直接传递给涡轮输出轴 (21),发动机与涡轮输出轴 (21) 实现同步旋转,从而提高了液力变速器在高转速状态下的效率,增宽了功效范围。涡轮输出轴 (21) 与行星变速箱 (D) 内的旋转离合器总成 (C) 相连接,当第一旋转离合器 (C1) 或第二旋转离合器 (C2) 结合时,扭矩被传递到行星变速箱 (D) 处。在行星变速箱 (D) 内,通过控制不同制动器的结合可以实现各档扭矩传递。

[0015] 1、空档,第三制动器 (Z3) 在摆线齿轮泵 (6) 提供的压力油作用下结合,第三齿圈 (11) 制动。由于第一旋转离合器 (C1) 和第二旋转离合器 (C2) 处于脱开状态,由涡轮输出轴 (21) 输出的扭矩不能传递给行星变速箱 (D),整个变速箱无功率输出。

[0016] 2、一档,第一旋转离合器 (C1) 和第四制动器 (Z4) 在摆线齿轮泵 (6) 提供的压力油作用下结合,第四行星架 (24) 制动。由涡轮输出轴 (21) 输出的扭矩通过第一旋转离合器 (C1) 传递给中间轴 (20),然后通过第三行星排 (P3) 的第三太阳轮 (17) 传递给第三行星排 (P3) 的第三齿圈 (11),再由第三行星排 (P3) 的第三齿圈 (11) 传递给第四行星排 (P4) 的第四太阳轮 (15),接着经过第四行星排 (P4) 的齿毂 (12) 传递给输出轴 (14),最后由输出轴 (14) 将扭矩输出。

[0017] 3、二档,第一旋转离合器 (C1) 和第三制动器 (Z3) 在压力油作用下结合,第三齿圈 (11) 制动。由涡轮输出轴 (21) 输出的扭矩通过第一旋转离合器 (C1) 传递给中间轴 (20),通过第三行星排 (P3) 的第三太阳轮 (17) 传递给第三行星架 (16),由第三行星架 (16) 传递给输出轴 (14),最后由输出轴 (14) 将扭矩输出。

[0018] 4、三档,第一旋转离合器 (C1) 和第二制动器 (Z2) 在压力油作用下结合,第二齿圈 (10) 制动。由涡轮输出轴 (21) 输出的扭矩通过第一旋转离合器 (C1) 传递给中间轴 (20),一部分扭矩通过第二行星排 (P2) 的第二太阳轮 (19) 传递给第二行星架 (18),由第二行星架 (18) 传递给第三齿圈 (11),另一部分扭矩经中间轴 (20) 直接传递给第三行星排 (P3) 的第三太阳轮 (17),由于第三行星排 (P3) 的第三齿圈 (11) 与第三太阳轮 (17) 的差动,扭矩经第三行星架 (16) 传递给输出轴 (14),最后由输出轴 (14) 将扭矩输出。

[0019] 5、四档,第一旋转离合器 (C1) 和第一制动器 (Z1) 在压力油作用下结合,第一齿圈 (9) 制动。由涡轮输出轴 (21) 输出的扭矩一部分通过第二旋转离合器 (C2) 传递给第一太阳轮 (7),经第一行星架 (8) 传递给第二齿圈 (10),另一部分扭矩通过第一旋转离合器 (C1) 传递给中间轴上第二行星排 (P2) 的第二太阳轮 (19) 和第三行星排 (P3) 的第三太阳轮 (17),由于第二行星排 (P2) 的第二太阳轮 (19) 与第二齿圈 (10) 的差动,第二行星排 (P2) 由第二行星架 (18) 输出扭矩,并传递给第三行星排 (P3) 的第三齿圈 (11),由于第三行星排 (P3) 的第三齿圈 (11) 与第三行星排 (P3) 的第三太阳轮 (17) 的差动,扭矩经第三行星架 (16) 传递给输出轴 (14),最后由输出轴 (14) 将扭矩输出。

[0020] 6、五档,第一旋转离合器 (C1) 和第二旋转离合器 (C2) 在压力油作用下结合,由涡

轮输出轴 (21) 输出的扭矩一部分通过第二旋转离合器 (C2) 经第二行星架 (18) 传递给第三齿圈 (11), 另一部分扭矩通过第一旋转离合器 (C1) 传递给第三行星排 (P3) 的第三太阳轮 (17), 由于第三太阳轮 (17)、第三齿圈 (11) 及第三行星架 (16) 与涡轮输出轴 (21) 同速旋转, 扭矩由第三行星架 (16) 按 1 : 1 的比例传递给输出轴 (14), 最后由输出轴 (14) 将扭矩输出, 实现了变速器的直接档输出。

[0021] 7、六档, 第二旋转离合器 (C2) 和第一制动器 (Z1) 在压力油作用下结合, 第一齿圈 (9) 制动。由涡轮输出轴 (21) 输出的扭矩一部分通过第二旋转离合器 (C2) 传递给第一太阳轮 (7), 经第一行星架 (8) 传递给第二齿圈 (10), 由第二齿圈 (10) 经第二行星排 (P2) 的行星轮传递给第二太阳轮 (19), 由第二太阳轮 (19) 经中间轴 (20) 传递给第三太阳轮 (17), 另一部分扭矩通过第二旋转离合器 (C2) 传递给第二行星架 (18), 再传递给第三齿圈 (11), 由于第三齿圈 (11) 与第三太阳轮 (17) 的差动, 扭矩由第三行星架 (16) 传递给输出轴 (14), 最后由输出轴 (14) 将扭矩输出。

[0022] 8、七档, 第二旋转离合器 (C2) 和第二制动器 (Z2) 在压力油作用下结合, 第二齿圈 (10) 制动。由涡轮输出轴 (21) 输出的扭矩通过第二旋转离合器 (C2) 传递给第二行星架 (18), 然后由第二行星架 (18) 分别传递给第三齿圈 (11) 和第二太阳轮 (19), 第二太阳轮 (19) 的扭矩再经中间轴 (20) 传递给第三太阳轮 (17), 由于第三齿圈 (11) 与第三太阳轮 (17) 的差动, 扭矩由第三行星架 (16) 传递给输出轴 (14), 最后由输出轴 (14) 将扭矩输出。

[0023] 9、倒档, 第一制动器 (Z1) 和第三制动器 (Z3) 在压力油作用下结合, 第一齿圈 (9) 和第三齿圈 (11) 制动, 由涡轮输出轴 (21) 输出的扭矩通过第二旋转离合器 (C2) 传递给第一太阳轮 (7), 然后经第一行星架 (8) 传递给第二齿圈 (10), 再由第二齿圈 (10) 经第二行星排 (P2) 的行星轮传递给第二太阳轮 (19), 由于第二行星架 (18) 和第三齿圈 (11) 制动, 第二太阳轮 (19) 反向旋转, 并带动中间轴 (20) 和第三太阳轮 (17) 反向旋转, 从而使第三行星架 (16) 也反向旋转, 扭矩由第三行星架 (16) 传递给输出轴 (14), 最后由输出轴 (14) 将扭矩输出, 实现了倒档功能。

[0024] 当车辆需要辅助减速时, 使减速器 (13) 壳体内充满传动液体, 减速器转子在传动液体的阻力作用下会增大输出轴 (14) 的负荷, 从而实现了辅助减速。本发明实现各档位时离合器、制动器的结合情况:

[0025]

离合器 档位 \ 制动器	C1	C2	Z1	Z2	Z3	Z4
空档					+	
一档	+					+
二档	+				+	
三档	+			+		
四档	+		+			
五档	+	+				
六档		+	+			
七档		+		+		
倒档			+		+	

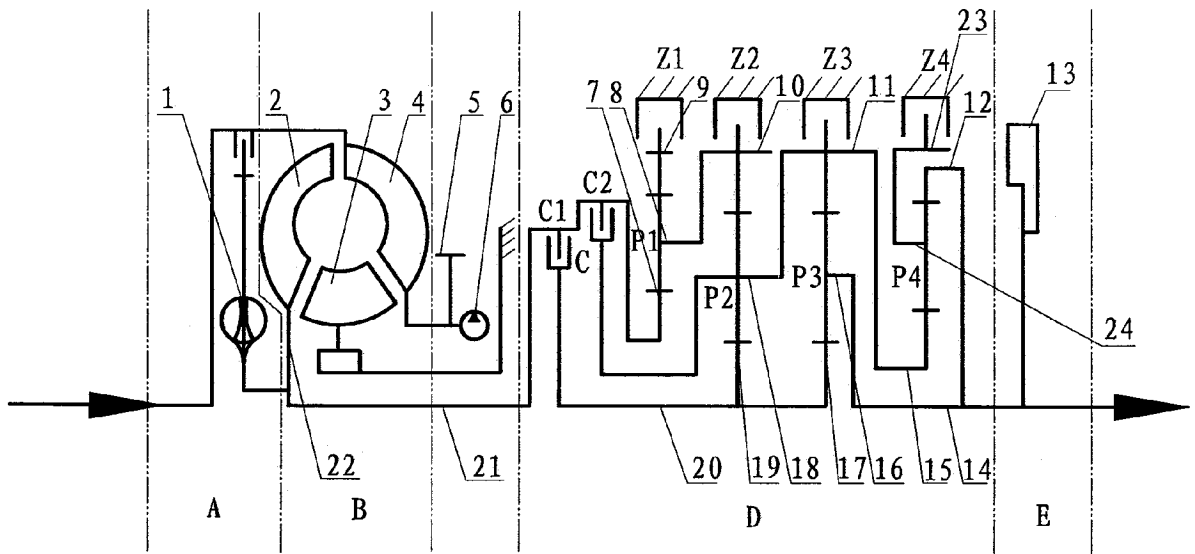


图 1

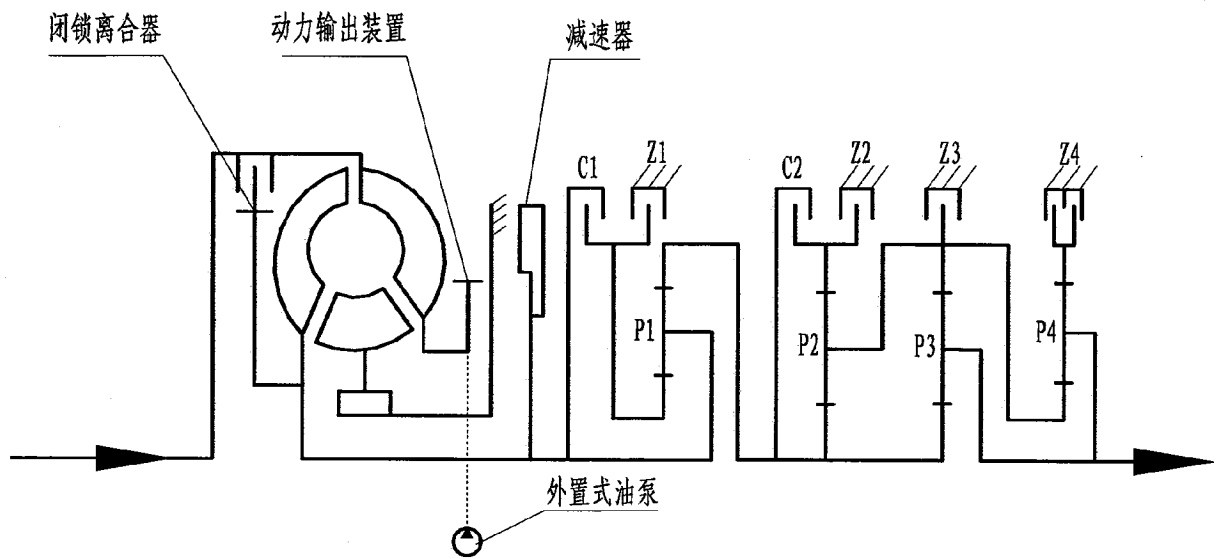


图 2