(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 204323063 U
(45)授权公告日 2015.05.13

(21)申请号 201420801134.9
(22)申请日 2014.12.16
(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(遵义园区)
(72)发明人 饶凤 李世鹏 罗静 马晨启 丁锡勇 杨汉明 刘森梧 张雪峰 庞海通 秦龚玉 王辉 熊模建 邱文刚 邓航
(74)专利代理机构 北京路浩知识产权代理有限公司 11002
代理人 谷庆红
(51)Int.Cl.
B60K 17/344(2006.01)
F16H 57/023(2012.01)

(ESM)同样的发明创造已同日申请发明专利

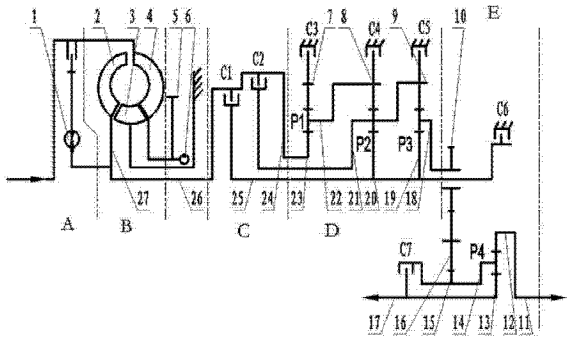
权利要求书1页 说明书6页 附图1页

(54)实用新型名称

一种七挡变速结构

(57)摘要

本实用新型公开了一种七挡变速结构，属于机械传动技术领域，包括闭锁及减振离合器总成、液力变矩器、旋转离合器总成、行星变速箱、动力输出装置、内置摆线齿轮泵和涡轮输出轴，所述闭锁及减振离合器总成通过其闭锁及减振离合器与液力变矩器的涡轮座连接，涡轮座与涡轮输出轴连接，涡轮输出轴通过旋转离合器总成与行星变速箱连接，同时，液力变矩器的泵轮分别与动力输出装置和内置摆线齿轮泵连接，行星变速箱末端还连接有分动箱总成。本技术方案通过将动力从变速器前后两个方向同时输出，并将扭矩变动分配，输出端与输入端不在同一轴线上，能把驱动扭矩合理的分配到前后轮，充分发挥前后轮的驱动力，提高了车辆的驱动性能和稳定性。



CN 204323063 U

1. 一种七挡变速结构，包括闭锁及减振离合器总成 (A)、液力变矩器 (B)、旋转离合器总成 (C)、行星变速箱 (D)、动力输出装置 (5)、内置摆线齿轮泵 (6) 和涡轮输出轴 (26)，所述闭锁及减振离合器总成 (A) 通过其闭锁及减振离合器 (1) 与液力变矩器 (B) 的涡轮座 (27) 连接，所述涡轮座 (27) 与涡轮输出轴 (26) 连接，所述涡轮输出轴 (26) 通过旋转离合器总成 (C) 与行星变速箱 (D) 连接，同时，所述液力变矩器 (B) 的泵轮 (4) 分别与动力输出装置 (5) 和内置摆线齿轮泵 (6) 连接，其特征在于 ：所述行星变速箱 (D) 末端还连接有分动箱总成 (E)。

2. 根据权利要求 1 所述的一种七挡变速结构，其特征在于 ：所述分动箱总成 (E) 包括主动齿轮 (10)、P4 齿圈 (12)、P4 太阳轮 (13)、P4 行星架 (14)、从动齿轮 (15) 和惰轮 (16)，主动齿轮 (10) 与惰轮 (16) 啮合，惰轮 (16) 与从动齿轮 (15) 啮合，从动齿轮 (15) 一边与 P4 行星架 (14) 花键连接，同时 P4 行星架 (14) 与 P4 齿圈 (12) 和 P4 太阳轮 (13) 啮合，P4 齿圈 (12) 通过花键与后输出轴 (11) 连接，P4 太阳轮 (13) 通过花键与前输出轴 (17) 连接 ；从动齿轮 (15) 另一边与 C7 离合器壳花键连接，C7 离合器壳与 C7 离合器毂通过第五制动器 (C7) 浮动连接，C7 离合器毂通过花键与前输出轴 (17) 连接。

3. 根据权利要求 1 所述的一种七挡变速结构，其特征在于 ：所述旋转离合器总成 (C) 包括第一旋转离合器 (C1) 和第二旋转离合器 (C2)，采用嵌套式结构，第一旋转离合器 (C1) 嵌套在第二旋转离合器 (C2) 中。

4. 根据权利要求 1 所述的一种七挡变速结构，其特征在于 ：所述行星变速箱 (D) 包括 P1 行星排、P2 行星排和 P3 行星排，P1 行星排包括 P1 齿圈 (7)、P1 行星架 (22) 和 P1 太阳轮 (23)，P1 齿圈 (7) 通过第一制动器 (C3) 制动 ；P2 行星排包括 P2 齿圈 (8)、P2 太阳轮 (20) 和 P2 行星架 (21)，P2 齿圈 (8) 通过第二制动器 (C4) 制动 ；P3 行星排包括 P3 齿圈 (9)、P3 行星架 (18) 和 P3 太阳轮 (19)，P3 齿圈 (9) 通过第三制动器 (C5) 制动。

5. 根据权利要求 4 所述的一种七挡变速结构，其特征在于 ：所述 P2 太阳轮 (20) 和 P3 太阳轮 (19) 与中间轴 (25) 连接，中间轴 (25) 两端分别连接第一旋转离合器 (C1) 和第四制动器 (C6)。

一种七挡变速结构

技术领域

[0001] 本实用新型属于机械传动技术领域，涉及一种变速器，尤其是涉及一种七挡变速结构。

背景技术

[0002] 目前工程车辆与特种车辆使用的自动变速器一般由液力变矩器和变速箱构成，其特点是同轴传动，适用于同轴布置、单向输出的机械传动；且行星式传动系统结构紧凑，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及车辆传动。也有部分变速箱可前后输出，实现车辆四轮驱动，但由于其扭矩为固定分配，无法根据行驶路面情况调整合适的扭矩，而在良好的路面上并不需要很大的驱动力，采用四轮驱动造成了资源浪费。同时随着技术的发展和野外作业环境的日趋复杂，特别是特种车辆的行驶特性和操纵稳定性要求越来越高，如非公路行驶的通过性、车辆的转向性、方向的稳定性和加速性能等，一般自动变速器不能满足在特定环境下的作业要求。因此，亟需一种具有更强的野外作业适应性、良好的加速性能和通过能力、结构更加紧凑等特性的自动变速器，在兼顾以前自动变速器优点的同时，实现扭矩可变分配，并提高机械设备野外作业时的通过性、稳定性、转向性等性能。

实用新型内容

[0003] 为了解决上述问题，本实用新型提供了一种七挡变速结构，从而达到了扭矩可变分配、变速性能得到优化和提高的效果。

[0004] 本实用新型是通过如下技术方案予以实现的。

[0005] 一种七挡变速结构，包括闭锁及减振离合器总成、液力变矩器、旋转离合器总成、行星变速箱、动力输出装置、内置摆线齿轮泵和涡轮输出轴，所述闭锁及减振离合器总成通过其闭锁及减振离合器与液力变矩器的涡轮座连接，所述涡轮座与涡轮输出轴连接，所述涡轮输出轴通过旋转离合器总成与行星变速箱连接，同时，所述液力变矩器的泵轮分别与动力输出装置和内置摆线齿轮泵连接，所述行星变速箱末端还连接有分动箱总成。

[0006] 所述分动箱总成包括主动齿轮、P4 齿圈、P4 太阳轮、P4 行星架、从动齿轮和惰轮，主动齿轮与惰轮啮合，惰轮与从动齿轮啮合，从动齿轮一边与 P4 行星架花键连接，同时 P4 行星架与 P4 齿圈和 P4 太阳轮啮合，P4 齿圈通过花键与后输出轴连接，P4 太阳轮通过花键与前输出轴连接；从动齿轮另一边与 C7 离合器壳花键连接，C7 离合器壳与 C7 离合器毂通过第五制动器浮动连接，C7 离合器毂通过花键与前输出轴连接。

[0007] 所述旋转离合器总成包括第一旋转离合器和第二旋转离合器，采用嵌套式结构，第一旋转离合器嵌套在第二旋转离合器中。

[0008] 所述行星变速箱包括 P1 行星排、P2 行星排和 P3 行星排，P1 行星排包括 P1 齿圈、P1 行星架和 P1 太阳轮，P1 齿圈通过第一制动器制动；P2 行星排包括 P2 齿圈、P2 太阳轮和 P2 行星架，P2 齿圈通过第二制动器制动；P3 行星排包括 P3 齿圈、P3 行星架和 P3 太阳轮，

P3 齿圈通过第三制动器制动。

[0009] 所述 P2 太阳轮和 P3 太阳轮与中间轴连接，中间轴两端分别连接第一旋转离合器和第四制动器。

[0010] 本实用新型的有益效果是：

[0011] 本实用新型所述的一种七挡变速结构，通过将动力从变速器前后两个方向同时输出，并将扭矩变动分配，输出端与输入端不在同一轴线上，能把驱动扭矩合理的分配到前后轮，充分发挥前后轮的驱动力，提高了车辆的驱动性能和操纵稳定性；在平整路面上可充分利用发动机动力，满足平稳行驶需求，而在较为恶劣的路况下又可以通过改变扭矩分配来提高其驱动能力，达到提高发动机燃油性能和提高车辆在较差路况下的行驶能力和操纵稳定性的效果。

附图说明

[0012] 图 1 为本实用新型的结构示意图。

[0013] 图中：1- 闭锁及减震器离合器，2- 涡轮，3- 导轮，4- 泵轮，5- 动力输出装置，6- 内置摆线泵，7-P1 齿圈，8-P2 齿圈，9-P3 齿圈，10- 主动齿轮，11- 后输出轴，12-P4 齿圈，13-P4 太阳轮，14-P4 行星架，15- 从动齿轮，16- 惰轮，17- 前输出轴，18-P3 行星架，19-P3 太阳轮，20-P2 太阳轮，21-P2 行星架，22-P1 行星架，23-P1 太阳轮，24- 旋转离合器内齿圈，25- 中间轴，26- 涡轮输出轴，27- 涡轮座，A- 闭锁及减震器总成，B- 液力变矩器，C- 旋转离合器总成，C1- 第一旋转离合器，C2- 第二旋转离合器，C3- 第一制动器，C4- 第二制动器，C5- 第三制动器，C6- 第四制动器，C7- 第五制动器，D- 行星变速箱，E- 分动箱总成。

具体实施方式

[0014] 下面结合附图进一步描述本实用新型的技术方案，但要求保护的范围并不局限于所述。

[0015] 如图 1 所示，本实用新型所述的一种七挡变速结构，包括闭锁及减振离合器总成 A、液力变矩器 B、旋转离合器总成 C、行星变速箱 D、动力输出装置 5、内置摆线齿轮泵 6 和涡轮输出轴 26，闭锁及减振离合器总成 A 通过其闭锁及减振离合器 1 与液力变矩器 B 的涡轮座 27 连接，所述涡轮座 27 通过花键与涡轮输出轴 26 连接，涡轮输出轴 26 通过旋转离合器总成 C 与行星变速箱 D 连接，将动力传递到行星变速箱 D 处，同时，液力变矩器 B 的泵轮 4 分别与动力输出装置 5 和内置摆线齿轮泵 6 连接，通过花键驱动内置摆线齿轮泵 6 为整个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；所述行星变速箱 D 末端还连接有分动箱总成 E，所述液力变矩器 B 采用传统的单级两相三元件结构。

[0016] 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，实现动力输出装 5 与涡轮 2 刚性连接，使涡轮 2 与发动机达到同步旋转，同时涡轮座 27 通过花键带动涡轮输出轴 26 同步旋转；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，提高了发动机的利用率。

[0017] 所述旋转离合器总成 C 包括第一旋转离合器 C1 和第二旋转离合器 C2，采用嵌套式结构，第一旋转离合器 C1 嵌套在第二旋转离合器 C2 中，共用一个活塞壳。

[0018] 第一旋转离合器 C1 通过花键与中间轴 25 连接，第二旋转离合器 C2 与 P2 行星架 21 连接，旋转离合器总成 C 通过其旋转离合器内齿圈 24 与 P1 太阳轮 23 键连接。

[0019] P1 太阳轮 23 与 P1 齿圈 7 啮合，P1 齿圈 7 为浮动齿圈，它通过第一制动器 C3 制动；P1 行星架 22 通过斜齿轮与 P2 齿圈 8 连接，并靠推力轴承进行轴向定位；P2 齿圈 8 通过第二制动器 C4 制动，并用挡圈进行轴向定位。

[0020] P2 太阳轮 20 与中间轴 25 花键连接，P2 行星架 21 通过斜齿与 P3 齿圈 9 连接，并靠推力轴承进行轴向定位；P3 齿圈 9 通过第三制动器 C5 制动，并用挡圈进行轴向定位。

[0021] P3 太阳轮 19 与中间轴 25 花键连接，P3 行星架 18 连接到主动齿轮 10，其中第四制动器 C6 与中间轴 25 通过第四制动器 C6 的离合器毂浮动连接。

[0022] 所述分动箱总成 E 包括主动齿轮 10、P4 齿圈 12、P4 太阳轮 13、P4 行星架 14、从动齿轮 15 和惰轮 16，主动齿轮 10 与惰轮 16 啮合，惰轮 16 与从动齿轮 15 啮合，从动齿轮 15 一边与 P4 行星架 14 花键连接，同时 P4 行星架 14 与 P4 齿圈 12 和 P4 太阳轮 13 啮合，P4 齿圈 12 通过花键与后输出轴 11 连接，P4 太阳轮 13 通过花键与前输出轴 17 连接；从动齿轮 15 另一边与 C7 离合器壳花键连接，C7 离合器壳与 C7 离合器毂通过第五制动器 C7 浮动连接，C7 离合器毂通过花键与前输出轴 17 连接。

[0023] 工作时，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液力变矩器 B 的涡轮 2 吸收，然后由涡轮输出轴 26 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 27 相连接，发动机输出端与涡轮 2 形成刚性连接，发动机提供的功率经涡轮座 27 直接传递给涡轮输出轴 26，发动机与涡轮输出轴 26 实现同步旋转。经不同的传动组合达到不同的转速比，可实现七个前进档和一个倒档的动力输出，且各前进挡均可实现两种扭矩分配，当扭矩分配为 3:7 时，适合在良好的路面行驶，充分利用扭矩，降低油耗，而当扭矩分配为 1:1 时，适合在雪地、阶梯路面、冰面、泥潭等较恶劣的路况下行驶，提高车辆驱动力，增强车辆的通过性能。

[0024] 实施例

[0025] 1、空档，第三制动器 C5 在摆线齿轮泵 6 提供的压力油作用下结合，P3 齿圈 9 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 26 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。

[0026] 2、一档，第一制动器 C3 和第四制动器 C6 在摆线齿轮泵 6 提供的压力油作用下结合，中间轴 25 制动。由涡轮输出轴 26 输出的扭矩通过旋转离合器内齿圈 24 传递给 P1 太阳轮 23，然后通过 P1 行星架 22 传递给 P2 齿圈 8，P2 齿圈 8 通过 P2 行星架 21 将扭矩传递给 P3 齿圈 9，然后 P3 齿圈 9 扭矩通过 P3 行星架 18 输出，P3 行星架 18 将扭矩经主动齿轮 10 和惰轮 16 传递给从动齿轮 15；当第五制动器 C7 结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂相连接，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 C7 离合器壳和 C7 离合器毂传递给前输出轴 17，另一边通过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出的转速相同，前后输出扭矩比为 1:1；当第五制动器 C7 不结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂断开，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 P4 太阳轮 13，传递给前输出轴 17，另一边通过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出转速相同，前后输出扭矩比为 3:7。

[0027] 3、二档，第一旋转离合器 C1 和第三制动器 C5 在压力油作用下结合，P3 齿圈 9 制

动。由涡轮输出轴 26 输出的扭矩通过第一旋转离合器 C1 传递给中间轴 25，通过 P3 太阳轮 19 传递给 P3 行星架 18，P3 行星架 18 将扭矩经主动齿轮 10 和惰轮 16 传递给从动齿轮 15；当第五制动器 C7 结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂相连接，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 C7 离合器壳和 C7 离合器毂传递给前输出轴 17，另一边过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出的转速相同，前后输出扭矩比为 1:1；当第五制动器 C7 不结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂断开，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 P4 太阳轮 13，传递给前输出轴 17，另一边通过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出转速相同，前后输出扭矩比为 3:7。

[0028] 4、三档，第一旋转离合器 C1 和第二制动器 C4 在压力油作用下结合，P2 齿圈 8 制动。由涡轮输出轴 26 输出的扭矩通过第一旋转离合器 C1 传递给中间轴 25，一部分扭矩通过 P2 太阳轮 20 传递给 P2 行星架 21，由 P2 行星架 21 传递给 P3 齿圈 9，另一部分扭矩经中间轴 25 直接传递给 P3 太阳轮 19，由于 P3 齿圈 9 与 P3 太阳轮 19 的差动，扭矩经 P3 行星架 18 输出；P3 行星架 18 将扭矩经主动齿轮 10 和惰轮 16 传递给从动齿轮 15；当第五制动器 C7 结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂相连接，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 C7 离合器壳和 C7 离合器毂传递给前输出轴 17，另一边过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出的转速相同，前后输出扭矩比为 1:1；当第五制动器 C7 不结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂断开，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 P4 太阳轮 13，传递给前输出轴 17，另一边通过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出转速相同，前后输出扭矩比为 3:7。

[0029] 5、四档，第一旋转离合器 C1 和第一制动器 C3 在压力油作用下结合，P1 齿圈 7 制动。由涡轮输出轴 26 输出的扭矩一部分通过旋转离合器内齿圈 24 传递给 P1 太阳轮 23，经 P1 行星架 22 传递给 P2 齿圈 8，另一部分扭矩通过第一旋转离合器 C1 传递给中间轴 25 上的 P2 太阳轮 20 和 P3 太阳轮 19；由于 P2 太阳轮 20 与 P2 齿圈 8 的差动，P2 行星架 21 输出扭矩，并传递给 P3 齿圈 9，由于 P3 齿圈 9 与 P3 太阳轮 19 的差动，扭矩经 P3 行星架 18 输出；P3 行星架 18 将扭矩经主动齿轮 10 和惰轮 16 传递给从动齿轮 15；当第五制动器 C7 结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂相连接，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 C7 离合器壳和 C7 离合器毂传递给前输出轴 17，另一边过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出的转速相同，前后输出扭矩比为 1:1；当第五制动器 C7 不结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂断开，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 P4 太阳轮 13，传递给前输出轴 17，另一边通过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出转速相同，前后输出扭矩比为 3:7。

[0030] 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 26 输出的扭矩一部分通过第二旋转离合器 C2 经 P2 行星架 21 传递给 P3 齿圈 9，另一部分扭矩通过第一旋转离合器 C1 传递给 P3 太阳轮 19，由于 P3 太阳轮 19、P3 齿圈 9 及 P3 行星架 18 与涡轮输出轴 26 同速同方向旋转，扭矩由 P3 行星架 18 输出；P3 行星架 18 将扭矩经主动齿轮 10 和惰轮 16 传递给从动齿轮 15；当第五制动器 C7 结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂相连接，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 C7 离合器壳和 C7 离合器毂传递给前输出轴 17，另一边过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出的转速相同，前后输出扭矩比为 1:1；当第五制动器 C7 不结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂断开，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 P4 太阳轮 13，传递给前输出轴 17，另一边通过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出转速相同，前后输出扭矩比为 3:7。

[0031] 7、六档，第二旋转离合器 C2 和第一制动器 C3 在压力油作用下结合，P1 齿圈 7 制

动。由涡轮输出轴 26 输出的扭矩一部分通过旋转离合器内齿圈 24 传递给 P1 太阳轮 23，再经 P1 行星架 22 传递给 P2 齿圈 8；另一部分通过第二旋转离合器 C2 传递给 P2 行星架 21。由于 P2 行星架 21 与 P3 齿圈 9 通过花键连接，扭矩被传递到 P3 齿圈 9 上，同时由于 P2 行星架 21 和 P2 齿圈 8 的差动，使一部分扭矩从 P2 太阳轮 20 输出，通过中间轴 25 传递给 P3 太阳轮 19；由于 P3 太阳轮 19 和 P3 齿圈 9 的差动，扭矩由 P3 行星架 18 输出。P3 行星架 18 将扭矩经主动齿轮 10 和惰轮 16 传递给从动齿轮 15；当第五制动器 C7 结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂相连接，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 C7 离合器壳和 C7 离合器毂传递给前输出轴 17，另一边过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出的转速相同，前后输出扭矩比为 1:1；当第五制动器 C7 不结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂断开，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 P4 太阳轮 13，传递给前输出轴 17，另一边通过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出转速相同，前后输出扭矩比为 3:7。

[0032] 8、七档，第二旋转离合器 C2 和第二制动器 C4 在压力油作用下结合，P2 齿圈 8 制动。由涡轮输出轴 26 输出的扭矩通过第二旋转离合器 C2 传递到 P2 行星架 21，然后由 P2 行星架 21 分别传递给 P3 齿圈 9 和 P2 太阳轮 20，P2 太阳轮 20 的扭矩再经中间轴 25 传递给 P3 太阳轮 19，由于 P3 齿圈 9 与 P3 太阳轮 19 的差动，扭矩由第三行星架 18 输出。P3 行星架 18 将扭矩经主动齿轮 10 和惰轮 16 传递给从动齿轮 15；当第五制动器 C7 结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂相连接，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 C7 离合器壳和 C7 离合器毂传递给前输出轴 17，另一边过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出的转速相同，前后输出扭矩比为 1:1；当第五制动器 C7 不结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂断开，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 P4 太阳轮 13，传递给前输出轴 17，另一边通过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出转速相同，前后输出扭矩比为 3:7。

[0033] 9、倒档，第一制动器 C3 和第三制动器 C5 在压力油作用下结合，P1 齿圈 7 和 P3 齿圈 9 制动，由涡轮输出轴 26 输出的扭矩通过旋转离合器内齿圈 24 传递给 P1 太阳轮 23，然后经 P1 行星架 22 传递给 P2 齿圈 8，由于 P2 行星架 21 和 P3 齿圈 9 制动，P2 齿圈 8 经 P2 行星排的 P2 太阳轮 20 传递给中间轴 25，P2 太阳轮 20 正向旋转，并带动中间轴 25 和 P3 太阳轮 19 正向旋转，从而使 P3 行星架 18 反向旋转输出。P3 行星架 18 将扭矩经主动齿轮 10 和惰轮 16 传递给从动齿轮 15；当第五制动器 C7 结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂相连接，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 C7 离合器壳和 C7 离合器毂传递给前输出轴 17，另一边过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出的转速相同，前后输出扭矩比为 1:1；当第五制动器 C7 不结合时，C7 离合器壳与 C7 离合器毂断开，则从动齿轮 15 将扭矩一边通过 P4 太阳轮 13，传递给前输出轴 17，另一边通过 P4 齿圈 12 传递给后输出轴 11，两边输出转速相同，前后输出扭矩比为 3:7。

[0034] 表 1 本技术方案中实现各档位时离合器、制动器的结合情况

[0035]

离合器 制动器 档位	C1	C2	C3	C4	C5	C6
空档					+	
一档			+			+
二档	+				+	
三档	+			+		
四档	+		+			
五档	+	+				
六档		+	+			
七档		+		+		
倒档			+		+	

[0036] 注：表中 + 表示离合器闭合或制动器接合。

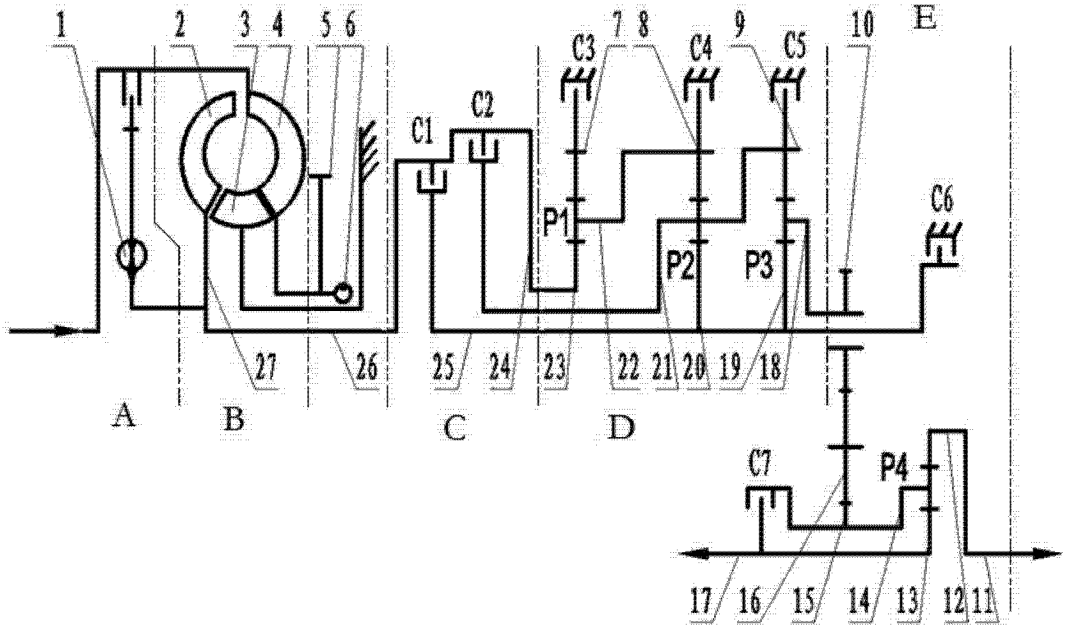

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
E
C1
C2
C3
C4
C5
C6
C7
P1
P2
P3
P4
27
26
25
24
23
22
21
20
19
18
17
16
15
14
13
12
11
A
B
C
D

图 1