

(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102292572 A

(43) 申请公布日 2011. 12. 21

(21) 申请号 200980155172. 3

(74) 专利代理机构 北京市中咨律师事务所  
11247

(22) 申请日 2009. 12. 16

代理人 吴鹏 张亚非

(30) 优先权数据

102009005753. 6 2009. 01. 23 DE

(51) Int. Cl.

F16H 61/00(2006. 01)

(85) PCT申请进入国家阶段日

2011. 07. 22

(86) PCT申请的申请数据

PCT/EP2009/009041 2009. 12. 16

(87) PCT申请的公布数据

W02010/083862 DE 2010. 07. 29

(71) 申请人 戴姆勒股份公司

地址 德国斯图加特

(72) 发明人 M·布兰登伯格 B·克姆那

J·辛德勒

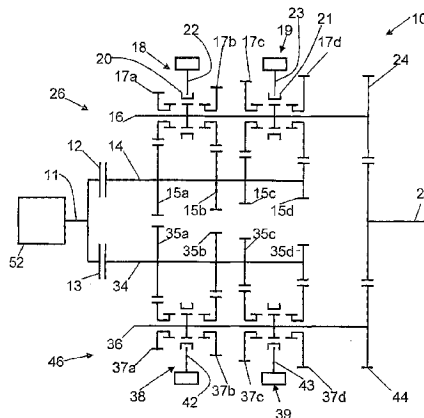
权利要求书 2 页 说明书 13 页 附图 3 页

(54) 发明名称

用于自动变速器的液压控制装置

(57) 摘要

本发明涉及一种用于机动车的自动变速器、尤其是双离合变速器的液压控制装置。本发明的目的在于,提出一种液压控制装置,在所述液压控制装置中可简单、经济地对润滑冷却系统中的润滑压力进行调节。根据本发明,液压控制装置(50)包括主泵(51)和能被控制的附加泵(56),所述主泵和所述附加泵共同保证所述液压控制装置(50)的油供给。附加泵(56)能对所述润滑压力滑阀(RS SmD)的控制通道(102)进行供给、进而建立润滑控制压力。通过改变润滑控制压力来改变由润滑压力滑阀(RS SmD)设定的在润滑冷却系统(80)中的润滑压力。



1. 一种用于机动车的自动变速器、尤其是双离合变速器的液压控制装置,包括润滑冷却系统(80),所述润滑冷却系统具有用于调节所述润滑冷却系统(80)中的润滑压力的润滑压力滑阀(RS SmD),其特征在于:设有主泵(51)和能被控制的附加泵(56),所述主泵和所述附加泵共同保证所述液压控制装置(50)的油供给,其中,所述附加泵(56)能对所述润滑压力滑阀(RS SmD)的控制通道(102)进行供给、进而建立润滑控制压力。

2. 根据权利要求1的液压控制装置,其特征在于:所述润滑冷却系统(80)具有能被驱控的第一冷却滑阀(SS K),借助所述第一冷却滑阀能建立和分开在所述润滑压力滑阀(RS SmD)的控制通道(102)与所述附加泵(56)之间的连接。

3. 根据权利要求1或2的液压控制装置,其特征在于:经由一输入通道(106)由所述主泵(51)为所述润滑冷却系统(80)供给油体积流,所述润滑冷却系统附加地还具有附加油通道(103),经由所述附加油通道一附加的油体积流能由所述附加泵(56)流到所述润滑冷却系统(80)中,其中,所述润滑压力滑阀(RS SmD)的控制通道(102)至少部分地相应于所述附加油通道(103)。

4. 根据权利要求1至3之一的液压控制装置,其特征在于:所述润滑冷却系统(80)具有用于冷却所述变速器(10)的起步离合器(12,13)的第一冷却通道(99);能借助于能被驱控的所述第一冷却滑阀(SS K)打开和关闭与所述第一冷却通道(99)并联设置的第二冷却通道(101)。

5. 根据权利要求4的液压控制装置,其特征在于:借助所述第一冷却滑阀(SS K)能打开和关闭一回引通道(105),经由所述回引通道一油体积流能从所述润滑冷却系统(80)流到所述液压控制装置(50)的泵(51)的抽吸侧。

6. 根据权利要求4或5的液压控制装置,其特征在于:借助所述第一冷却滑阀(SS K)能打开和关闭所述附加油通道(103),经由所述附加油通道一附加的油体积流能流入所述润滑冷却系统(80)中。

7. 根据权利要求6的液压控制装置,其特征在于:所述附加油通道(103)通入用于冷却所述起步离合器(12,13)的第一冷却通道(99)或第二冷却通道(103)中。

8. 根据权利要求4至7之一的液压控制装置,其特征在于:所述润滑冷却系统(80)具有能被驱控的第二冷却滑阀(RS KK),借助所述第二冷却滑阀能对所述第一冷却通道(99)中的一油体流量进行调节。

9. 根据权利要求8的液压控制装置,其特征在于:所述第二冷却滑阀(RS KK)被一能被驱控的第二阀(RV 6R)以第二冷却控制压力来驱控,所述第二阀在所述液压控制装置(50)内具有一不同于对所述第二冷却控制压力进行调节的主功能。

10. 根据权利要求2至9之一的液压控制装置,其特征在于:所述第一冷却滑阀(SS K)由能被驱控的第一阀(RV 42)以第一冷却控制压力来驱控,所述第一阀在所述液压控制装置(50)内具有不同于对所述第一冷却控制压力进行调节的主功能。

11. 根据权利要求1至10之一的液压控制装置,其特征在于:设有档位致动系统(62),所述档位致动系统具有:

- 流体致动的第一切换装置(18)和第二切换装置(19),借助于所述流体致动的第一和第二切换装置能分别使一空套齿轮(17a,17b)与一轴(16)联接、从而在齿轮变速器中挂入一档,

- 第一档位滑阀 (SS GS73) 和第二档位滑阀 (SS GS51), 所述第一档位滑阀和第二档位滑阀分别属于所述第一切换装置 (18) 和第二切换装置 (19), 借助于所述第一档位滑阀和第二档位滑阀能根据档位控制压力在各自相关的切换装置 (18, 19) 上施加一致动压力,

- 能被驱控的第一档位阀 (RV73) 和第二档位阀 (RV51), 所述能被驱控的第一档位阀和第二档位阀分别属于所述第一档位滑阀 (SS GS73) 和第二档位滑阀 (SS GS51), 借助于所述能被驱控的第一档位阀和第二档位阀能在各自相关的档位滑阀 (SS GS73, SS GS51) 上设定出第一档位控制压力和第二档位控制压力, 其中,

- 在所述第一档位滑阀 (SS GS73) 上, 所述第二档位滑阀 (SS GS51) 的第二档位控制压力反作用于所述第一档位控制压力, 由此所述第一档位滑阀 (SS GS73) 能通过所述第二控制压力锁闭。

12. 根据权利要求 11 的液压控制装置, 其特征在于:

- 所述档位致动系统 (62) 构造成, 使得当所述第二档位控制压力超过一第一压力阈值时选出所述第二切换装置 (19), 以及

- 所述档位致动系统 (62) 的第一档位滑阀 (SS GS73) 构造成, 使得当所述第二档位控制压力超过一第二压力阈值时不再能借助于所述第一档位控制压力对所述第一切换装置 (18) 上的致动压力进行调节。

13. 根据权利要求 12 的液压控制装置, 其特征在于: 所述档位致动系统 (62) 的第一档位滑阀 (SS GS73) 具有一弹簧 (70), 该弹簧与所述第二档位控制压力一起反作用于所述第一档位控制压力。

14. 根据权利要求 12 或 13 的液压控制装置, 其特征在于: 所述档位致动系统 (62) 的第一档位滑阀 (SS GS73) 构造成, 使得所述第一档位控制压力的第一作用面小于所述第二档位控制压力的第二作用面。

15. 根据权利要求 11 至 14 之一的液压控制装置, 其特征在于: 所述档位致动系统 (62) 的第二档位滑阀 (SS GS51) 能通过所述第一档位控制压力锁闭。

16. 根据权利要求 15 的液压控制装置, 其特征在于: 为了致动一第二分传动机构 (46), 所述档位致动系统 (62) 具有:

- 流体致动的第三切换装置 (38) 和第四切换装置 (39),

- 第三档位滑阀 (SS GS42) 和第四档位滑阀 (SS GS6R),

- 能被驱控的第三阀 (RV42) 和第四阀 (RV6R), 借助所述第三阀和第四阀能对第三档位控制压力和第四档位控制压力进行设定,

所述第三档位滑阀 (SS GS42) 能通过所述第四档位控制压力锁闭, 所述第四档位滑阀 (SS GS6R) 能通过所述第三档位控制压力锁闭。

17. 根据权利要求 11 至 16 之一的液压控制装置, 其特征在于: 所述档位致动系统 (62) 具有锁止装置 (29), 所述锁止装置在无致动压力存在时将所述切换装置 (18, 19, 38, 29) 的位置锁止。

## 用于自动变速器的液压控制装置

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种具有权利要求 1 前序部分特征的、用于机动车的自动变速器、尤其是双离合变速器的液压控制装置。

### 背景技术

[0002] DE 10 2006 006 181 A1 描述了一种用于机动车的自动变速器的液压控制装置。该液压控制装置具有润滑冷却系统,借助于所述润滑冷却系统可冷却构造成湿式膜片离合器的起步离合器。液压控制装置具有润滑压力滑阀,借助于所述润滑压力滑阀可调节润滑冷却系统中的润滑压力的大小。在此根据在传动系中流动的转矩来调节润滑压力。液压控制装置为此具有能被驱控的压力控制阀,所述压力控制阀对润滑压力滑阀上的先导控制压力形式的润滑控制压力进行调节。

### 发明内容

[0003] 与此相应,本发明的目的在于,提出一种用于自动变速器的液压控制装置,在所述液压控制装置中可简单、经济地对润滑冷却系统中的润滑压力进行调节。根据本发明,所述目的通过具有权利要求 1 特征的液压控制装置来实现。

[0004] 根据本发明,所述液压控制装置具有主泵和能被控制的附加泵/辅助泵,所述主泵和附加泵共同保证所述液压控制装置的油供给。主泵尤其是与机动车的驱动机、例如内燃机机械联接并且由所述驱动机驱动。主泵的输送量在此情况下与驱动机的转速相关。附加泵尤其是由一被电子控制器驱控的电机来驱动,由此,附加泵的输送量可通过改变电机的转速来调节并且尤其是也可降低到零。附加泵由此可在对液压控制装置的供给方面支持主泵并且尤其是能在驱动机停机时还给液压控制装置供油。由此可实现机动车的所谓的启停运行(Start-Stop-Betrieb),在所述启停运行中,在不需要驱动机的功率的状况中,所述驱动机自动停止、然后再启动。

[0005] 附加泵能对润滑压力滑阀的控制通道进行供给、进而建立润滑控制压力。通过改变润滑控制压力,使润滑冷却系统中的由润滑压力滑阀设定的润滑压力也变化。由此能够简单、经济地改变润滑控制压力、进而对润滑压力进行调节。

[0006] 自动变速器尤其是构造成双离合变速器。但也可以构造成例如自动换档变速器、具有行星齿轮组的自动变速器或无级变速器。

[0007] 尤其是将润滑压力滑阀构造成,使得所设定出的润滑压力随着润滑控制压力的上升而上升,其中,通过一弹簧来确定润滑压力的下限。由此,当附加泵输送油、进而使润滑控制压力提高时,尤其是润滑压力以及所提供的润滑油量提高。因为附加泵尤其是当存在提高的冷却和润滑需求时才被接通,所以在此状况下使润滑压力也提高。

[0008] 在本发明的一个构型中,润滑冷却系统具有能被驱控的第一冷却滑阀,借助所述第一冷却滑阀能建立和分开在所述润滑压力滑阀的控制通道与所述附加泵之间的连接。由此可以在不会对润滑压力滑阀造成强制影响、进而不会对润滑压力造成强制影响的情况下

激活附加泵。即，附加泵尤其是也可以在使润滑压力提高的情况下输送油。这一点尤其是对于在启停运行的停止阶段中对液压控制装置的供给是必要的。在这种停止阶段中，即在驱动机停机时不必提高润滑压力。这一点仅会引起必须仍由附加泵来满足的油需求提高。

[0009] 在本发明的一个构型中，经由一输入通道由主泵为润滑冷却系统供给油体积流。润滑冷却系统附加地还具有附加油通道，经由所述附加油通道一附加的油体积流能由附加泵流到所述润滑冷却系统中。在此，润滑压力滑阀的控制通道至少部分地相应于所述附加油通道。由此，可以为控制通道和附加油通道至少部分地使用唯一的通道，这样便在液压控制装置中实现了简单的通道引导结构。在附加油通道中尤其是这样设置一止回阀，使得油仅能从附加泵流到润滑冷却系统中，而不能反向地流动。

[0010] 在本发明的一个构型中，能借助于所述能被驱控的第一冷却滑阀能打开和关闭与所述第一冷却通道并联设置的第二冷却通道。由此，在起步离合器上损失功率大的情况下通过打开第二冷却通道可将非常大的冷却油量引导到起步离合器。如果冷却油需求不是这样大，则可以关闭第二冷却通道并且不向起步离合器引导非必要的冷却油。

[0011] 除了第二冷却通道的打开和关闭位置之外，也可考虑设定出一中间位置，其中，打开不是绝对意味着完全打开而关闭也不是绝对意味着完全关闭。冷却滑阀例如可由电磁阀驱控，所述电磁阀可构造成转换或调节电磁阀。

[0012] 在本发明的一个构型中，借助所述第一冷却滑阀能打开和关闭一回引（反馈）通道，经由所述回引通道一油体积流能从润滑冷却系统流到液压控制装置的泵的抽吸侧。该泵给液压控制装置供油，其中，液压控制装置也可以具有多于一个的泵。所述泵尤其是经由抽吸过滤器从储箱抽吸油。通过回引通道可将润滑冷却系统中不需要的油直接回引到该泵。这比将多余的油引入储箱而泵又必然再从所述储箱抽吸油的方案更节能。尤其是这样构造第一冷却滑阀，使得当第二冷却通道打开时回引通道关闭，而当回引通道打开时第二冷却通道关闭。

[0013] 在本发明的一个构型中，借助第一冷却滑阀能打开和关闭附加油通道，经由所述附加油通道一附加的油体积流能流入所述润滑冷却系统中。由此，能将特别高的油量输入润滑冷却系统，其中，无需为附加油通道的打开和关闭提供另外的构件。

[0014] 在本发明的一个构型中，附加油通道通入用于冷却所述起步离合器的第一或第二冷却通道中。由此，可将附加的油体积流直接引导到起步离合器，从而为起步离合器供给特别高的油体积流以用于冷却，从而能可靠地避免起步离合器过热。

[0015] 在本发明的一个构型中，润滑冷却系统具有能被驱控的第二冷却滑阀，借助所述第二冷却滑阀能对所述第一冷却通道中的一油体积流量进行调节。该驱控尤其是通过一例由电磁阀调节的控制压力来进行。第二冷却滑阀尤其是构造成，使得供冷却和润滑使用的油体积流可以被分成进入通向起步离合器的第一冷却通道的分体积流和例如通向变速器的（齿）轮组和 / 或通向电子控制装置的另一分体积流。

[0016] 在本发明的一个构型中，第二冷却滑阀被一能被驱控的第二阀、特别是一电磁阀以第二冷却控制压力驱控，所述能被驱控的第二阀在液压控制装置内具有一不同于对所述第二冷却控制压力进行调节的主功能。第一冷却滑阀尤其是由能被驱控的第一阀、尤其是电磁阀以第一冷却控制压力驱控，所述能被驱控的第一阀在液压控制装置内具有不同于对所述第一冷却控制压力进行调节的主功能。由此可节省能被驱控的阀尤其是电磁阀，这样

便能实现经济的液压控制装置。所述的能被驱控的阀尤其是具有如下的主要任务：从变速器的多个切换装置中选出一个在切换时应被加载致动压力的切换装置。对能被驱控的阀的多重利用例如可以通过对不同的任务使用不同的压力水平来实现。

[0017] 在本发明的一个构型中，液压控制装置具有档位致动系统，所述档位致动系统具有第一和第二档位滑阀，所述第一和第二档位滑阀分别属于第一分传动机构的第一和第二切换装置。借助于档位滑阀能在各自相关的切换装置上施加一致动压力。为此，必须借助档位控制压力使相关的档位滑阀到达相应的位置、进而选出一个切换装置。借助于能被驱控的第一档位阀和第二档位阀能分别对第一档位滑阀和第二档位滑阀上的第一、第二档位控制压力进行调节，所述第一档位阀和第二档位阀的形式尤其是分别配设给第一档位滑阀和第二档位滑阀的电磁阀。在第一档位滑阀上，第二档位滑阀的第二档位控制压力在此反作用于第一档位控制压力，由此，第一档位滑阀可通过第二控制压力锁闭。

[0018] 由此保证：一旦借助对第二档位控制压力的相应调节选出第二切换装置，便不再能选出第一切换装置。因此，简单地避免了在选出第二切换装置之后接着又选出第一切换装置、进而同时挂入第一分传动机构的两个档位。尤其是这样构造档位致动系统，使得第二档位滑阀能被第一控制压力以相应的方式锁闭。在齿轮变速器构造造成双离合变速器的情况下，所存在的第二分传动机构的切换装置具有相应的锁闭结构。

[0019] 由此，简单地实现了对分传动机构的档位的可靠锁闭。此外，借助档位控制压力还能在控制器内实现其它功能。例如在借助第二档位控制压力选出第二切换装置之后，可以在不会在选出第二切换装置的同时选出第一切换装置的情况下使第一档位控制压力提高。由此，在此情况下可借助于第一档位控制压力来控制例如润滑冷却系统的特性。

[0020] 尤其是这样构造档位致动系统，使得当第二档位控制压力超过一第一压力阈值时选出所述第二切换装置。第二档位控制压力尤其是反作用于一弹簧，因此相应的压力限值通过弹簧的特性给出。当第二档位控制压力超过一第二压力阈值时，不再能选出第一切换装置、进而不再能借助第一档位控制压力对第一切换装置上的致动压力进行调节。该第二压力阈值可以等于、大于或小于第一压力阈值。由此实现了对第一切换装置的可靠锁闭。

[0021] 第一档位控制压力尤其是反作用于一弹簧。由此，不仅是第二档位控制压力、而且是弹簧力反作用于第一档位控制压力。由此，较小的第二档位控制压力的大小便足以避免第一切换装置被选出。

[0022] 在本发明的一个构型中，这样构造档位致动系统的第一档位滑阀，使得第一档位控制压力的第一作用面小于第二档位控制压力的第二作用面。由此，同样是较小的第二档位控制压力的大小便足以避免第一切换装置被选。

[0023] 所述的弹簧和 / 或第一作用面与第二作用面的面积比尤其是配置成，使得在将选出第二切换装置所需的最小压力设定为第二档位控制压力时所能调节出的最大第一档位控制压力不足以附加地选出第一切换装置。

[0024] 在本发明的一个构型中，档位致动系统具有锁止装置，所述锁止装置在无致动压力存在时将所述切换装置的位置锁止。由此，无需提供致动压力来保持切换装置的被设定的位置。由此，一方面避免了未被选出的切换装置的位置非受控地变化，另一方面，不必为保持所选出的切换装置的位置而建立压力，这种压力建立会使控制器的效率恶化。但所选出的切换装置的相应的档位控制压力保持不变以保证所述的锁闭。锁止装置可以例如直接

设置在档位滑阀上,也可以设置在切换拨叉上。

### 附图说明

[0025] 借助于对实施例进行的下述说明以及借助于附图得到本发明的其它优点、特征和细节,在所述附图中,相同或功能相同的元件具有同一个附图标记。附图中:

[0026] 图 1 表示机动车的双离合变速器的示意图,

[0027] 图 2 表示双离合变速器的构造成液压控制装置的控制器线路图,

[0028] 图 3 表示双离合变速器的切换装置的锁止装置,

[0029] 图 4 表示液压控制装置的供给压力滑阀的特性曲线,以及

[0030] 图 5 表示在对液压控制装置的应急滑阀进行功能检验时的压力变化曲线。

### 具体实施方式

[0031] 根据图 1,具有七个前进档位和一个倒车档位的、用于机动车的、双离合变速器 10 形式的自动变速器通过一驱动轴 11 与例如内燃机形式的驱动机 52 连接。驱动轴 11 与第一和第二离合器 12、13 处于作用连接。离合器 12、13 用作起步离合器并且尤其是构造成可液压操作的湿式摩擦离合器。此外,离合器 12 与第一变速器输入轴 14 处于作用连接,在所述第一变速器输入轴上设置有四个固定齿轮 15a 至 15d。与第一变速器输入轴 14 并行地设置有第一副轴 16,在所述第一副轴上可转动地支承有四个空套齿轮/浮动齿轮 17a 至 17d,所述空套齿轮分别与第一变速器输入轴 14 的固定齿轮 15a 至 15d 啮合。可借助于第一切换装置 18 使空套齿轮 17a、17b 与副轴 16 以不能相对转动的方式联接,可借助于第二切换装置 19 使空套齿轮 17c、17d 与副轴 16 以不能相对转动的方式联接。切换装置 18、19 为此具有滑动套筒(滑动接合套)20、21,通过所述滑动套筒沿副轴 16 的轴向方向的滑动可用公知方式建立和分开在空套齿轮 17a 至 17d 与副轴 16 之间的联接。滑动套筒 20、21 为此可由切换拨叉 22、23 推动。由此,可形成或者说挂入和脱开双离合变速器 10 的四个档位。第一副轴 16 通过第一输出齿轮 24 与双离合变速器 10 的输出轴 25 连接。

[0032] 第一变速器输入轴 14、固定齿轮 15a 至 15d、副轴 16、空套齿轮 17a 至 17d 和第一输出齿轮 24 由此形成双离合变速器 10 的第一分传动机构 26。

[0033] 第二变速器输入轴 34、固定齿轮 35a 至 35d、副轴 36、空套齿轮 37a 至 37d 和第二输出齿轮 44 以相同方式形成双离合变速器 10 的第二分传动机构 46,所述第二分传动机构与第二离合器 13 连接。由此形成的四个档位可通过第三和第四切换装置 38、39 和相关的切换拨叉 42、43 挂入和脱开。

[0034] 离合器 12、13 和切换装置 18、19、38、39 由构造成液压控制装置的控制器控制,所述控制器的线路图在图 2 中示出。

[0035] 根据图 2,液压控制装置 50 具有主泵 51,所述主泵由机动车的驱动机 52 驱动。主泵 51 为此经由抽吸过滤器 49 从储箱 53 抽吸油。在线路图的多个位置处使用储箱符号。于是储箱符号应理解成相关的管路通到储箱。

[0036] 在主泵 51 的输出侧设置有分隔阀 54。只要主泵 51 还未建立足够的约 1~1.5bar 的压力,分隔阀 54 就将主泵 51 与液压系统的其余部分分隔开。为此,泵压力用作分隔控制压力,所述分隔控制压力反作用于弹簧 55。仅当泵压力大到足以克服弹簧力时,分隔阀 54

才从所示位置移开并且建立在主泵 51 与液压系统其余部分之间的连接。分隔阀 54 一方面用于阻止油朝向主泵 51 的方向流动,另一方面用于保证主泵 51 的必要的启动特性。

[0037] 在分隔阀 54 下游设置有工作压力滑阀 RS AD,借助于所述工作压力滑阀可调节液压系统中的工作压力。工作压力滑阀 RS AD 构造成三位四通阀、即具有四个连接部和三个位置的阀的形式。工作压力滑阀 RS AD 通过第一连接部与分隔阀 54 连接。第二连接部与主泵 51 的抽吸侧连接。多余的油可通过所述连接部直接返回到主泵 51。第三连接部通向高压系统,在所述高压系统中存在工作压力,第四连接部通向润滑冷却系统 80。

[0038] 工作控制压力与弹簧力一起抵抗回引工作压力作用在工作压力滑阀 RS AD 上。工作控制压力由一调节电磁阀 RV AD 设定,所述调节电磁阀如所有其它的电磁阀那样由未示出的电子控制装置驱控。通过设定工作控制压力可设定出希望的、处于大约 3bar 至 25bar 之间的工作压力。为此,工作压力滑阀 RS AD 占据相应的位置。

[0039] 在工作压力滑阀 RS AD 的所示的第一位置中,主泵 51 仅仅对高压系统进行供给,其它两个连接部不被连接。当所要求的工作压力大于回引的实际工作压力时,工作压力滑阀 RS AD 占据该位置。尤其是当主泵 51 没有带来足够高的输送功率时得到该位置。由此,高压系统比润滑冷却系统 80 更优先。如果工作压力足够大,则工作压力滑阀 RS AD 移动到第二位置中,在所述第二位置中,主泵 51 不仅对高压系统进行供给而且对润滑冷却系统 80 进行供给。不发生向主泵 51 的抽吸侧的回流。如果工作压力过大,则工作压力滑阀 RS AD 移动到第三位置中,在所述第三位置中,全部连接部都彼此连通、由此能附加地还发生向主泵 51 的抽吸侧的回流。通过快速变换不同的位置可调节出所要求的工作压力。

[0040] 除主泵 51 外,液压控制装置 50 还具有附加泵 56,所述附加泵由一电机 57 驱动。电机 57 由电子控制装置控制。因此,附加泵 56 的运行与机动车的驱动机 52 的运行状态无关。附加泵 56 也经由抽吸过滤器 49 抽吸油并且将油经由止回阀 58 输送到高压系统中。止回阀 58 这样设置,使得朝向附加泵 56 方向的油流动被阻断。附加泵 56 通过止回阀 58 与工作压力滑阀 RS AD 的第三连接部连接、进而也与通向工作压力滑阀 RS AD 的回引部连接。分隔阀 54 负责使由附加泵 56 输送的油不能朝向主泵 51 的方向流出。此外,附加泵 56 也可将油输送到润滑冷却系统 80 中。

[0041] 因此,在给液压控制装置 50 供油时,附加泵 56 也可支持主泵 51,由此,主泵 51 可设计得较小。尤其是当机动车的驱动机 52 停机、进而主泵 51 停机时,附加泵 56 也可保证供油。由此可实现机动车的所谓启停运行。

[0042] 由工作压力通过供给压力滑阀 RS VD 引出恒定的大约 6.5bar 的供给压力用以供给液压系统 50 的电磁阀,并将所述供给压力引导到电磁阀。

[0043] 液压系统 50 具有驻车锁定装置致动系统 59,借助于所述驻车锁定装置致动系统可挂入和脱开仅示意性示出的驻车锁定装置 60。借助于驻车锁定装置 60 可用公知方式在双离合变速器的输出轴与壳体之间建立形锁合连接、进而阻止机动车运动。驻车锁定装置致动系统 59 具有二位五通阀形式的驻车锁定滑阀 SS PbW。在所示的第一位置中,驻车锁定装置 60 的双向作用缸 61 的第一侧与工作压力接通。由此使驻车锁定装置 60 被脱开或处于脱开状态,这一点利用相关的行驶级 (Fahrstufen) R、N、D 来表示。在驻车锁定滑阀 SS PbW 的第二位置中,双向作用缸 61 的另外的第二侧与工作压力接通,由此,驻车锁定装置 60 被挂入或处于挂入状态。这一点用相关的行驶级 P 来表示。双向作用缸 61 的、不与工作压力



接通的一侧分别通过驻车锁定滑阀 SS PbW 与储箱连接。为了设定出驻车锁定滑阀 SS PbW 的这两个位置,由电磁转换阀 SV PbW 设定出的驻车控制压力作用在驻车锁定滑阀 SS PbW 上。

[0044] 驻车锁定装置的当前位置可通过保持装置 45 锁止。保持装置 45 被电磁地致动,其中,所述保持装置在未被致动的状态中锁止驻车锁定装置 60 的当前位置。这样设计驻车锁定装置 60,使得该驻车锁定装置只要没有被保持装置 45 锁止在脱开位置便在驻车锁定装置致动系统 59 的无压力状态下挂入,即激活行驶级 P。如果希望脱开驻车锁定装置 60——这例如可由驾驶员借助切换杆触发,则首先致动保持装置以取消对行驶级 P 的锁止。接着可通过驻车锁定装置致动系统 59 脱开驻车锁定装置。在脱开之后,通过保持装置 45 将处在脱开位置中的驻车锁定装置 60 锁止。保持装置 45 由未示出的单独的电流源、例如电池供给电能,由此,即使在车载电压源不再工作时也可对保持装置 45 进行致动、从而能允许变换行驶级。如果驻车锁定装置致动系统 59 在该时刻无压力,则如上所述,将驻车锁定装置挂入并且使机动车不能再运动。由此,驻车锁定装置 60 即使在主泵 51 停机时也能被挂入。

[0045] 这样设计附加泵 56 和驻车锁定装置致动系统 59,使得由附加泵 56 输送的油体积流量足以在液压系统 50 中建立足够使驻车锁定装置 60 脱开的压力。为此所需的压力例如处于 4bar 至 10bar 之间的范围内,其中,附加泵 56 例如可提供大约 2l/min 至 8l/min 之间的油体积流量。由此实现了,即使在没有来自主泵 51 的油的情况下、例如在驱动机 52 损坏的情况下也能致动、进而打开驻车锁定装置 60。由此,不需要在这种情况下允许驻车锁定装置脱开的可能的机械解决方案。附加泵和驻车锁定装置致动系统的这种设计与液压控制装置的其它结构无关,并且可使用不同构造的液压控制装置以及其它变速器系统、例如自动换档变速器、具有行星齿轮组的自动变速器或无级变速器。

[0046] 此外,液压系统 50 具有档位致动系统 62,借助所述档位致动系统可致动切换装置 18、19、38、39、从而可通过切换拨叉 22、23、42、43 的所述移动挂入和脱开双离合变速器的不同档位。图 2 中也示出了切换拨叉 22、23、42、43。切换装置 18、19、38、39 结构几乎相同,由此,出于清楚原因,对每个构件仅分别给出并且在图中示出一个附图标记作为全部切换装置 18、19、38、39 的代表。

[0047] 切换拨叉 22、23、42、43 分别与可移动地设置在缸 64 内的活塞 63 处于作用连接。活塞 63 和缸 64 因此形成一左压力室 74 和一右压力室 75。左压力室 74 与左致动压力管路 65 连接,右压力室 75 与右致动压力管路 66 连接。通过将油输入左压力室 74 或右压力室 75 中,活塞 63 可在两侧被加载致动压力,由此,所述活塞可通过在第一方向和第二方向上运动分别到达两个外位置和一个所示的中央位置。在一个外位置中,借助相关的切换拨叉使配设给对应的切换装置的滑动套筒到达被接合的位置中,由此,使配设给对应的切换装置的两个空套齿轮之一与一副轴联接并且一个档位接合。在活塞 63 的中央位置中,相关的滑动套筒也处于中性的中央位置中,由此,所述滑动套筒不接合任何档位。因此,第一切换装置 18 可以对第 3 或第 7 档位进行切换,第二切换装置 19 可以对第 1 或第 5 档位进行切换,第三切换装置 38 可以对第 2 或第 4 档位进行切换,第四切换装置 39 可以对倒车档位或第 6 档位进行切换。由此,相应地,在图 1 中,档位 3、7、1 和 5 属于第一分传动机构 26,而档位 2、4、6 和倒车档位属于第二分传动机构 46。切换装置 18、19、38、39 具有图 2 中未示出

的锁止装置,所述锁止装置负责即使在没有另外的压力加载的情况下也保持活塞 63 的所设定的位置。图 3 中示出锁止装置的可能实施形式。

[0048] 图 3 中示例性地示出了第一切换装置 18 的切换拨叉 22 上的锁止装置 29。在切换拨叉 22 上这样设置第一臂 27,使得在切换拨叉 22 与第一臂 27 之间形成一直角。第一臂 27 具有三个半圆形的凹部 28a、28b、28c。并行地并且与凹部 28a、28b、28c 对置地设有固定在壳体上的第二臂 30,在所述第二臂上固定有套管 31。在套管 31 中设置有弹簧 32,所述弹簧将滚珠 33 压在第一臂 27 上。凹部 28a、28b、28c 这样设置在第一臂 27 上,使得在切换装置的活塞 63、进而是切换拨叉 22 处于两个外位置之一或处于中央位置中的情况下,滚珠 33 被压在凹部 28a、28b、28c 之一中。由此,在所述情况下切换拨叉 22 被固定,并且即使在没有致动压力作用在切换装置的活塞 63 上的情况下也使位置稳定、进而锁止。

[0049] 根据图 2,给切换装置 18、19、38、39 配设第一、第二、第三和第四档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R。档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 构造成二位六通阀 (6/2-Ventil)。在档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 的各自所示的第一位置中,左致动压力管路 65 和右致动压力管路 66 与储箱连接。在档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 的第二位置中,左致动压力管路 65 和右致动压力管路 66 分别与第一供给输入部 67 和第二供给输入部 68 连接。在第一供给输入部 67 或第二供给输入部 68 上可存在油压力,所述油压力可通过档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 及致动压力管路 65、66 作用于活塞 63。

[0050] 对档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 的调节分别通过调节电磁阀 RV73、RV51、RV42、RV6R 形式的档位阀来进行,所述档位阀分别将档位控制压力施加在相关的档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 上。档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 为此分别具有控制压力输入部 69,所述控制压力输入部与相关的调节电磁阀 RV73、RV51、RV42、RV6R 连接。分别有一弹簧 70 反作用于相应的档位控制压力,所述弹簧会将档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 压到所述的非作用的第一位置中。通过设定足够高的档位控制压力——所述档位控制压力在档位滑阀 SS GS73、SS GS51 中取值约为 3bar 而在档位滑阀 SS GS42、SS GS6R 中取值约为 5bar,可选择、进而激活一切换装置并且通过两个致动压力管路 65、66 之一和两个供给输入部 67、68 之一对所属的活塞 63 施加压力。

[0051] 为了不同时激活一个分传动机构 26、46 的两个切换装置 18、19 或 38、39、进而不可能同时将一个分传动机构 26、46 中的两个档位挂入,提出使切换装置 18 和 19 或 38 和 39 相互锁闭。此外,锁闭还允许档位控制压力可满足附加功能。

[0052] 通过第二切换装置 19 对第一切换装置 18 的锁闭这样来实现:由调节电磁阀 RV 51 产生并且主要用于激活第二切换装置 19 的第二档位控制压力被这样引导到第一档位滑阀 SS GS73 上,使得所述第二档位控制压力附加于弹簧力反作用于由调节电磁阀 RV 73 产生的第一档位控制压力。第一档位控制压力在此作用于第一作用面,第二档位控制压力作用于第二作用面。在第一档位滑阀 GS SS73 上第二档位控制压力的第二作用面在此大于第一档位控制压力的第一作用面。此外,因为还有弹簧力反作用于第一档位控制压力,所以,一旦第二档位控制压力达到一压力阈值,第一切换装置 18 就不再(能)被第一档位控制压力激活。当第二切换装置 19 被激活时,在任何情况下都达到所述的压力阈值。

[0053] 通过第一切换装置 18 对第二切换装置 19 的锁闭类似地这样来实现：由调节电磁阀 RV 73 产生并且主要用于激活第一切换装置 18 的第一档位控制压力这样被引导到第二档位滑阀 SS GS51 上，使得所述第一档位控制压力附加于弹簧力反作用于由调节电磁阀 RV 51 产生的第二档位控制压力。在档位滑阀 GS SS51 上的档位控制压力的作用面的情况与在档位滑阀 GS SS73 中的情况相同。

[0054] 由此，第一切换装置 18 与第二切换装置 19 相互锁闭。

[0055] 第二分传动机构 46 的第三和第四切换装置 38、39 的锁闭也与此类似地来构造。唯一的区别在于，在档位滑阀 SS GS42 和 SS GS6R 中，档位控制压力的所述的第一和第二作用面大小相等。在此情况下，可靠的锁闭通过相应设计弹簧 70 来实现。所施加的弹簧力尤其是比在档位滑阀 SS GS73 和 SS GS51 中的弹簧力高。

[0056] 档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 的第一和第二供给输入部 67、68 上的油压力由供给压力滑阀 RS GS 形式的供给阀来调节。供给压力滑阀 RS GS 构造成三位五通阀，所述三位五通阀具有两个供给输出部 71、72，所述供给输出部分别与档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 的供给输入部 67、68 连接。除了通向储箱的两个排出口之外，供给压力滑阀 RS GS 还具有通向工作压力滑阀 RS AD 的连接装置，通过所述连接装置给所述供给压力滑阀供给工作压力。在供给压力滑阀 RS GS 的所示第一位置中，档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 的第一供给输入部 67 被加载工作压力。由此，在档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 的相应位置下，可使切换装置 18、19、38、39 的一活塞 63 参照图 2 向右移动。在供给压力滑阀 RS GS 的第二中央位置中，档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 的两个供给输入部 67、68 与储箱连接。由此，没有致动压力能够作用于活塞 63。在供给压力滑阀 RS GS 的第三位置中，档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 的第二供给输入部 68 被加载工作压力。由此，在档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 的相应位置下，使切换装置 18、19、38、39 的一活塞 63 参照图 2 向左移动。通过供给压力滑阀 RS GS 的中央位置保证，绝不能同时在档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 的两个供给输入部 67、68 上存在压力。供给压力滑阀 RS GS 因此可将工作压力作为供给压力选择性地引导到两个供给压力输出部 71、72 之一上。

[0057] 对供给压力滑阀 RS GS 的驱控通过调节电磁阀 RV GS 形式的供给阀来进行，该调节电磁阀将供给控制压力施加在供给压力滑阀 RS GS 上。供给控制压力反作用弹簧 73，所述弹簧这样设置，使得所述弹簧将供给压力滑阀 RS GS 压到所述第一位置中。此外，供给输出部 71、72 上的压力被回引到供给压力滑阀 RS GS 上。供给输出部 71 上的压力在此与供给控制压力同向地作用，供给输出部 72 上的压力与弹簧 73 同向地作用。由此，供给压力滑阀 RS GS 构造成调节滑阀，由此，供给输入部 71、72 之一上的通过供给控制压力预规定的理论压力可得到调节。

[0058] 图 4 中示意性地示出了所得到的供给压力滑阀 RS GS ( 的压力 ) 关于调节电磁阀 RV GS 的驱控电流的特性曲线。在此，基于调节电磁阀 RV GS 具有上升的特性曲线并且调节电磁阀 RV GS 的电流 - 压力特性曲线在理想情况下是一条过原点直线。在图 4 中，第一供给输出部 71 上的压力用 p1 标记 ( 点线 )，第二供给输出部 72 上的压力用 p2 标记 ( 虚线 )。在驱控电流为 0mA 时，第一供给输出部 71 上的压力得到例如 20bar 的最大值。假设工作压

力至少高到使得该压力由供给压力滑阀 RS GS通过在所述的第一与第二位置之间的可能必要的变换来设定出。第二供给输出部 72 上的压力在此情况下为 0。随着驱控电流的上升,第一供给输出部 71 上的所调节出的压力成比例地下降,因此,与供给控制压力同向地回引所述压力是必要的。在驱控电流大约为 400mA 时第一供给输出部 71 上的压力到达值 0,并且在驱控电流进一步上升时也恒定地保持在 0。第二供给输出部 72 上的压力一直恒定地保持为 0 直到约 600mA 的驱控电流,然后随着驱控电流的上升而成比例地上升。因此,第二供给输出部 72 上的压力的回引也必须与供给控制压力反向地进行。第二供给输出部 72 上的通过供给控制压力预先规定的理想压力由供给压力滑阀 RS GS通过在所述的第二与第三位置之间的可能必要的变换来调节出。如果驱控电流处于约 400mA 与 600mA 之间,则供给压力滑阀 RS GS 处于所述的第二位置中并且在任一供给输出部 71、72 上都不存在压力。由此,借助于供给压力滑阀 RS GS 可以在第一供给输出部 71 或者第二供给输出部 72 上设定出一确定的压力。

[0059] 由此,通过相应地驱控供给压力滑阀 RS GS 可选出一切换装置 18、19、38、39 的一被选出的活塞 63 的运动方向、进而选出切换方向。此外,可以对活塞 63 上的致动压力进行设定或调节。

[0060] 由此,为了在双离合变速器 10 中实施切换,通过相应地驱控调节电磁阀 RV GS 经由供给压力滑阀 RS GS 选出切换方向并且设定对档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 的希望供给压力。此外,通过相应地驱控调节电磁阀 RV73、RV51、RV42、RV6R,经由档位滑阀 SS GS73、SS GS51、SS GS42 和 SS GS6R 选出一切换装置 18、19、38、39,其中,由于锁闭而不可能同时选出一个分传动机构 26、46 的两个切换装置 18、19 或 38、39。通过相应地设定出所选档位滑阀的档位控制压力,可对穿过档位滑阀进入所选的压力室 74、75 中的流量进行控制。由此,可能改变在切换时活塞 63 的速度。由于能够调节供给压力、进而能够调节致动压力并且能够控制进入压力室 74、75 中的流量,所以能精确地预先规定双离合变速器 10 中的切换进程。

[0061] 液压系统 50 附加地具有离合器控制系统 76,借助于所述离合器控制系统对离合器 12、13 进行致动,即能对所述离合器加载致动压力或接合压力。由此,离合器 12、13 能被接合和分离,也能被保持在确定的滑磨位置 (Schlupfstellung) 中。

[0062] 离合器控制系统 76 也可由工作压力滑阀 RS AD 供给工作压力。给第一离合器 12 配设有第一离合器滑阀 RV K1,给第二离合器 13 配设有第二离合器滑阀 RV K2,所述第一离合器滑阀和第二离合器滑阀都被供给工作压力。离合器滑阀 RV K1 和 RV K2 构造成被直接驱控的调节滑阀,所述调节滑阀由电子控制装置驱控。离合器滑阀 RV K1 和 RV K2 构造成二位三通阀并且能分别通过第一和第二离合器管路 77、78 在第一和第二离合器 12、13 上调节出希望的离合器压力。为此,离合器管路 77、78 可以与工作压力连接或者与储箱连接。

[0063] 在离合器滑阀 RV K1 和 RV K2 与离合器 12 和 13 之间设置有应急滑阀 SS Not,借助于所述应急滑阀能在应急滑阀 SS Not 的应急位置中将离合器管路 77、78 分开并且使离合器 12 和 13 与储箱连接。在此情况下,离合器 12 和 13 上的离合器压力突然降到零,由此使离合器 12 和 13 分离。由此,电子控制装置例如在双离合变速器 10 中识别出故障时触发应急分离,离合器 12 和 13 被突然地打开。应急滑阀 SS Not 为此构造成二位六通阀,一应急控制压力抵抗弹簧 79 作用于所述二位六通阀。如果通过应急控制压力作用的力小于弹

簧 79 的力,则应急滑阀 SS Not 被压到所示位置、即常规位置中,在所述常规位置中,在离合器滑阀 RV K1 和 RV K2 与离合器 12、13 之间建立连接。

[0064] 主要用于选出第二分传动机构 46 的其中一个切换装置 38、39 的档位滑阀 SS GS42 和 SS GS6R 的档位控制压力同时用作应急控制压力。应急控制压力的作用面和弹簧 79 这样设计,使得两个档位滑阀 SS GS42 和 SS GS6R 之一的最大档位控制压力不足以独自使应急滑阀 SS Not 从所示位置移动并触发应急分离。因此,为了触发应急分离,必须(同时)对这两个相关的调节电磁阀 RV 42 和 RV 6R 进行驱控。尤其是配置成:使这两个调节电磁阀 RV 42 和 RV 6R 必须接近提供其最大压力。

[0065] 但也可以是这样的配置:一个档位控制压力能独自触发应急分离。在此情况下,应急分离所需的压力必须明显高于激活相应切换装置所需的压力。例如可以是,3bar 的压力便足以激活切换装置,而应急分离则需要 5bar 的压力。在此情况下,也可以仅将一个档位控制压力作为应急控制压力引导到应急滑阀上。

[0066] 在双离合变速器 10 的常规运行中,绝不对应急滑阀 SS Not 进行切换。由此存在如下危险:仅当希望进行应急分离时才能确定应急滑阀 SS Not 上的可能缺陷。为了避免这种情况,由电子控制装置对应急滑阀 SS Not 实施功能检验。为此,在双离合变速器 10 的中性位置中,即在双离合变速器 10 中没有挂入任何档位的状态下,即例如在行驶级 N 或 P 中,在应急滑阀 SS Not 的两个位置中比较第一和 / 或第二离合器滑阀 RV K1 和 RV K2 下游的压力建立。为此,离合器致动压力阶跃式地从零提高到一确定的值。所述比较所需的压力变化曲线可借助于压力传感器 108、109 来测量,所述压力传感器分别设置在第一和第二离合器滑阀 RV K1、RV K2 与应急滑阀 SS Not 之间。

[0067] 如果应急滑阀 SS Not 处于应急位置中,则离合器管路 77、78 被应急滑阀 SS Not 切断。而在(应急滑阀的)常规位置中,离合器管路 77、78 与离合器 12、13 的未示出的压力室连接。由此,在应急滑阀 SS Not 的常规位置中从离合器滑阀 RV K1 和 RV K2 输送到离合器管路 77、78 中的油占明显更大的容积。由此,离合器管路 77、78 中的压力在应急滑阀 SS Not 的常规位置中比在应急位置中更缓慢或更平缓地升高。为了使在应急滑阀 SS Not 的两个位置的情况下的压力建立也存在明显差别,尤其是不应当在压力传感器 108、109 与离合器之间设置节流器。设置在该位置处的节流器会在应急滑阀 SS Not 处于常规位置的情况下阻碍流向离合器 12、13 中的油流、进而产生背压 / 速滞压力 (Staudruck)。所述背压会被压力传感器 108、109 测量到。由此,在 SS Not 处于两个位置情况下的压力建立的差别将会很小并且很可能不会被可靠地识别出。出于此原因,节流器 110 和 111 分别设置在压力传感器 108、109 与离合器滑阀 RV K1 和 RV K2 之间。

[0068] 节流器也可设置在工作压力滑阀 RS AD 与离合器滑阀 RV K1 和 RV K2 之间。也可这样设置节流器,使得所述节流器分别设置在离合器滑阀 RV K1 和 RV K2 的回引管路的分支与离合器滑阀 RV K1 和 RV K2 之间。

[0069] 为了对应急滑阀 SS Not 进行功能检验,首先在应急滑阀 SS Not 的常规位置中驱控离合器滑阀 RV K1 和 / 或 RV K2,接着在应急滑阀 SS Not 的被驱控的应急位置中对离合器滑阀 RV K1 和 / 或 RV K2 进行同样的驱控。接着比较这两种驱控下的压力变化曲线或压力建立。如果在应急滑阀 SS Not 的被驱控的应急位置中压力建立更快或更陡,则对应急位置的设定成功并且应急滑阀 SS Not 的功能得到确保。用于确定出不同梯度的特性参量的

简单方法是,测量达到确定的压力值的时间长度。如果在被驱控的常规位置下的时间长度之间的差别比在被驱控的应急位置下的时间长度长一可调节的时段,则由此推断出:应急滑阀 SS Not 实际上也占据被驱控的应急位置。对于功能检验,仅对一个压力的压力建立进行比较并且与此相应地仅对一个离合器滑阀 RV K1 或 RV K2 进行驱控便足够。

[0070] 图 5 中示例性地示出了第一离合器滑阀 RV K1 与应急滑阀 SS Not 之间的压力关于时间的两个压力变化曲线。实线 (p\_K1\_1) 示出了在应急滑阀 SS Not 的常规位置下的压力建立,虚线 (p\_K1\_2) 示出了在被驱控的应急位置下的压力建立。可明显看出,在应急滑阀 SS Not 的常规位置下的压力明显更缓慢且更平缓地上升。在常规位置下的压力建立具有理论上内凹的变化曲线,而在应急位置下的压力建立具有理论上外凸的变化曲线。由此,电子控制装置能识别出:被驱控的应急位置实际上已被设定、因而应急滑阀起作用了。

[0071] 液压系统 50 的润滑冷却系统 80 主要由工作压力滑阀 RS AD 通过其第四连接部经由输入通道 106 供油。所述油被引导到润滑压力滑阀 RS SmD 上,所述润滑压力滑阀调节润滑冷却系统 80 中的润滑压力。润滑压力的大小一方面通过反作用于回引的润滑压力的弹簧 81 的配置得到,另一方面根据也反作用于弹簧 81 的润滑控制压力得到。例如这样配置弹簧 81,使得在无附加的润滑控制压力的情况下设定一约 3.5bar 的润滑压力。下面将进一步描述对润滑控制压力的设定。

[0072] 油从润滑压力滑阀 RS SmD 一方面到达公知的恒温器阀 82,借助于所述恒温器阀,根据油温或者经过油冷却器 83 或者直接地将油引导到设置在油冷却器 83 下游的油过滤器 84。为了更快地加热双离合变速器 10,油冷却器 83 在油温低时被绕过。与油过滤器 84 并联地这样设置一止回阀 85,使得从一确定的背压起在油过滤器 84 上游油也能通过止回阀 85 绕流过油冷却器 84。

[0073] 在油冷却器 84/ 止回阀 85 下游并联地设置有第一冷却滑阀 SS K 和第二冷却滑阀 RS KK,由此,这两个冷却滑阀由油冷却器 84/ 止回阀 85 供油。第二冷却滑阀 RS KK 构造成三位五通阀。冷却滑阀 RS KK 的三个输入部 86、87、88 与油冷却器 84/ 止回阀 85 连接,其中,第一输入部 86 通过第一节流器 89、第二输入部 87 通过第二节流器 90 并且第三输入部 88 直接地即不在中间连接节流器的情况下被供油。第一节流器 89 在此尤其是具有比第二节流器 90 更大的直径。

[0074] 冷却滑阀 RS KK 的第一输出部 91 通过第三节流器 93 与双离合变速器 10 的(齿)轮组的冷却系统 94 连接并且通过第四节流器 95 与电子控制装置的冷却系统 96 连接。冷却滑阀 RS KK 的第二输出部通过设置有第五节流器 97 的第一冷却通道 99 与离合器 12、13 的冷却系统 98 连接。通过对所述的节流器 89、90、93、95 和 97 的直径进行选择,可影响和配置向冷却系统的油流分配。

[0075] 在冷却滑阀 RS KK 的所示第一位置中,仅第三输入部 88 与第二输出部 92 连接、进而与离合器 12、13 的冷却系统 98 连接。其它输入部和输出部不被连接。由此,在冷却滑阀 RS KK 的所示第一位置中,没有油流入冷却系统 94 和 96 中。在冷却滑阀 RS KK 的第二中央位置中,第一和第二输入部 86、87 共同与第一输出部 91、进而与冷却系统 94 和 96 连接。此外,如在第一位置中那样,第三输入部 88 与第二输出部 92 连接。在第三位置中,仅第二输入部 87 与第一输出部 91 连接。因此,在该位置中,没有油经由冷却滑阀 RS KK 流向离合器 12、13 的冷却系统 98。

[0076] 冷却滑阀 RS KK 的位置由弹簧 100 的力得到,冷却滑阀 RS KK 的第二输出部 92 上的反馈的压力以及第二冷却控制压力反作用于所述弹簧。作为第二冷却控制压力,使用调节电磁阀 RV 6R 的第四档位控制压力,所述调节电磁阀的主要功能是激活第四切换装置 39。因为为了激活第四切换装置如上所述地需要约 5bar,所以可以将该压力范围用于驱控第二冷却滑阀 RS KK。在第二冷却控制压力小并且第二输出部 92 上的压力小的情况下,冷却滑阀 RS KK 处于第一位置中。通过高的第二冷却控制压力可设定出第三位置。通过在第二输出部 92 上的压力回引可对在第二输出部 92 上的、进而在离合器 12、13 的冷却系统的第一冷却通道 99 中的通过第二冷却控制压力和弹簧 100 预先规定的压力值进行调节。

[0077] 第一冷却滑阀 SS K 构造成无回引结构的二位六通阀。所述第一冷却滑阀由油冷却器 84/ 止回阀 85 供给油体积流。为此提供的油量主要与第二冷却滑阀 RS KK 的位置相关。如果通过第二冷却滑阀 RS KK 可流出很多油,则通向第一冷却滑阀 SS K 的油体积流比在能通过第二冷却滑阀 RS KK 流出的油很少的情况下更小。通过第二冷却滑阀 RS KK 流出的油量与所述第二冷却滑阀的位置相关。由此,从油冷却器 84/ 止回阀 85 到第一冷却滑阀 SS K 的油体积流可借助第二冷却滑阀 RS KK 来控制。

[0078] 在第一冷却滑阀 SS K 的所示第一位置中,来自油冷却器 84/ 止回阀 85 的油经由回引通道 105 被引导到主泵 51 的抽吸侧。由此,可将多余的油从润滑冷却系统 80 直接再泵送到主压力循环回路中。在该位置下,所有其它连接部或者不具有连接或者与储箱连接。在冷却滑阀 SS K 的第二位置中,将来自油冷却器 84/ 止回阀 85 的油经由与第一冷却通道 99 并联设置的第二冷却通道 101 引导到离合器 12、13 的冷却系统 98。通向主泵 51 抽吸侧的连接在此情况下中断。此外,通过第一冷却滑阀 SS K 在它的第二位置中建立在附加泵 56 与润滑冷却系统 80 之间的连接。一方面,附加泵 56 的可能的压力通过控制通道 102 作为润滑控制压力被引导到润滑压力滑阀 RS SmD。如果附加泵 56 建立油压力,这就引起润滑冷却系统 80 中的润滑压力提高、进而导致为冷却和润滑而提供的油量提高。由附加泵 56 输送的油附加地通过部分地与控制通道 102 相应的附加油通道 103、经由止回阀 104 被引导到第一冷却通道 99 中、进而被引导到离合器 12、13 的冷却系统 98。止回阀 104 这样设置,使得油仅能从附加泵 56 朝向第一冷却通道 99 的方向流动。由此,使为冷却离合器 12、13 而提供的油量提高。

[0079] 由调节电磁阀 RV 73 和 RV 51 的第一档位控制压力和第二档位控制压力构成的第一冷却控制压力作用于第一冷却滑阀 SS K。所述档位控制压力主要用于选出第一分传动机构 26 的第一和第二切换装置 18、19。第一冷却控制压力反作用于弹簧 107,所述弹簧这样配置,使得在约 5bar 的压力下进行从第一冷却滑阀 SS K 的所述第一位置向第二位置的变换。因为一明显更小的压力就足以如上所述地对第一或第二切换装置 18、19 做出选择,所以能够在不影响第一冷却滑阀 SS K 的位置的情况下选出一个切换装置 18、19。

[0080] 如果希望使第一冷却滑阀 SS K 到达第二位置而不对两个切换装置中的任一个 18 或 19 做出选择,则设定约 2.5 ~ 2.7bar 的压力值作为调节电磁阀 RV 73 和 RV 51 的第一档位控制压力和第二档位控制压力。所述档位控制压力过小而不能选出第一或第二切换装置 18 或 19,但总体来讲,所述档位控制压力足以使第一冷却滑阀 SS K 到达第二位置。

[0081] 由此,润滑冷却系统 80 允许在不同的冷却模式之间进行转换。在所有冷却系统 94、96、98 都被供给基本油量的第一冷却模式中,第一冷却滑阀 SS K 处于所示的第一位置

中,使得从润滑冷却系统 80 将油回引到主泵 51 的抽吸侧。借助于作为第二冷却控制压力作用于第二冷却滑阀 RS KK 上的第四档位控制压力,在通向离合器 12、13 的冷却系统 98 的第一冷却通道 99 中调节出希望的压力。第二冷却滑阀 RS KK 由此处于在所述的第一位置和第二位置之间的调节位置中。第一和第二节流器 89、90 尤其是这样构造,使得最大的量被回引到主泵 51,而最小的量朝冷却系统 94 和 96 的方向流动。

[0082] 在离合器 12、13 的冷却系统 98 不被供油的第二冷却模式中,第一冷却滑阀 SS K 也处于所示的第一位置中。第二冷却滑阀 RS KK 借助于第二冷却控制压力到达所述的第三位置中,在所述第三位置中,没有油朝向离合器 12、13 的冷却系统 98 的方向流动。

[0083] 向离合器 12、13 的冷却系统 98 中引导较多油量的第三冷却模式中,第一冷却滑阀 SS K 基于相应的第一冷却控制压力而处于所述的第二位置中。由此,没有油从润滑冷却系统 80 回引到主泵 51 的抽吸侧。从油过滤器 84/ 止回阀 85 朝第一冷却滑阀 SS K 的方向流动的油经由第二冷却通道 101 被引导到离合器 12、13 的冷却系统 98。通过第二冷却控制压力可调节经由第二冷却滑阀 RS KK 流动的油的分配(份额)。附加泵 56 在此不运行。

[0084] 向离合器 12、13 的冷却系统 98 中引导非常大的油量的第四冷却模式中,与第三冷却模式的区别仅在于,附加泵 56 附加地将油输送到润滑冷却系统 80 中。由此,如上所述,通过润滑压力滑阀 RS SmD 使润滑压力提高,这便使得润滑冷却系统 80 中可供使用的油量提高。此外,油从附加泵 56 经由附加油通道 103 流动到离合器 12、13 的冷却系统 98。由此,向离合器 12、13 的冷却系统 98 输送最大油量。

[0085] 主要通过离合器 12、13 的冷却需求来进行由电子控制装置对冷却模式的选择。



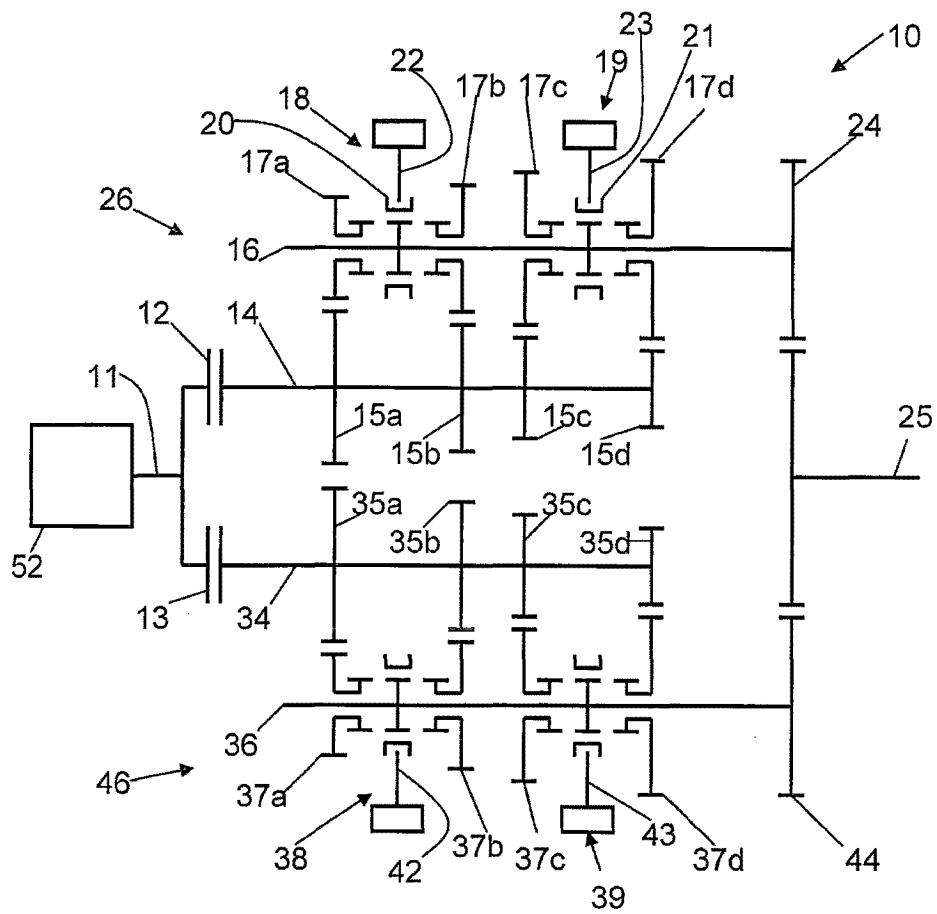


图 1

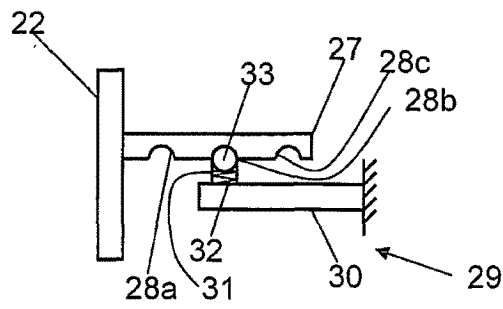


图 3

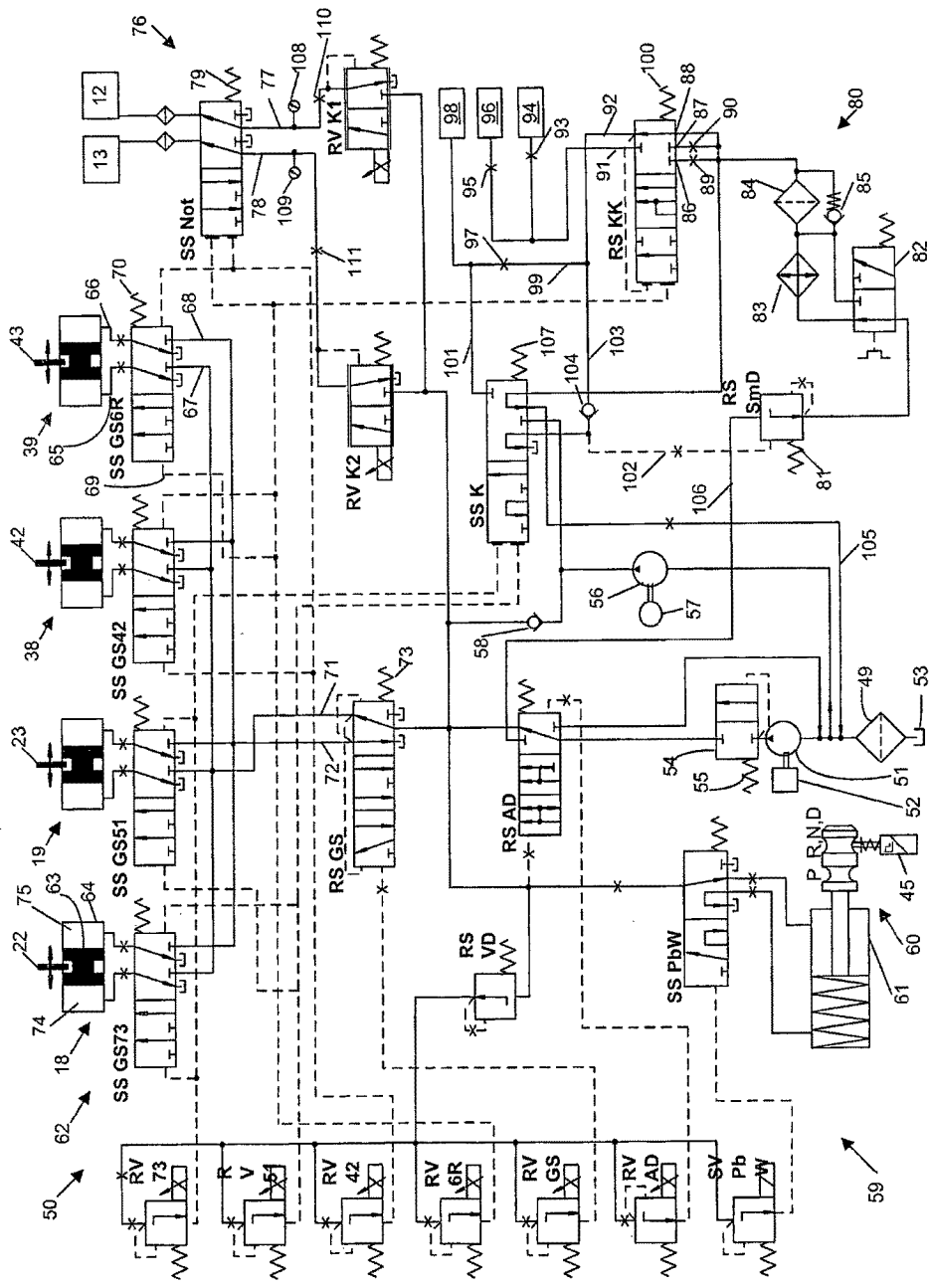


图 2

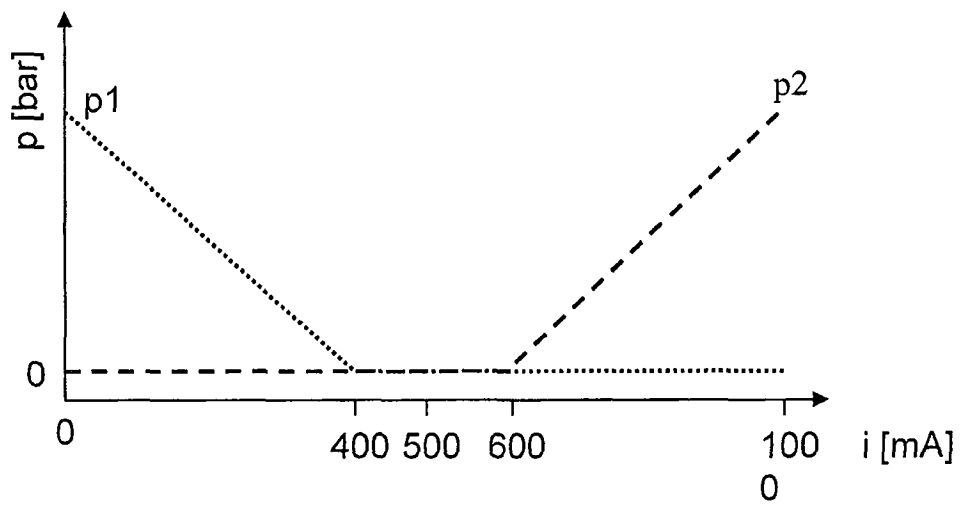


图 4

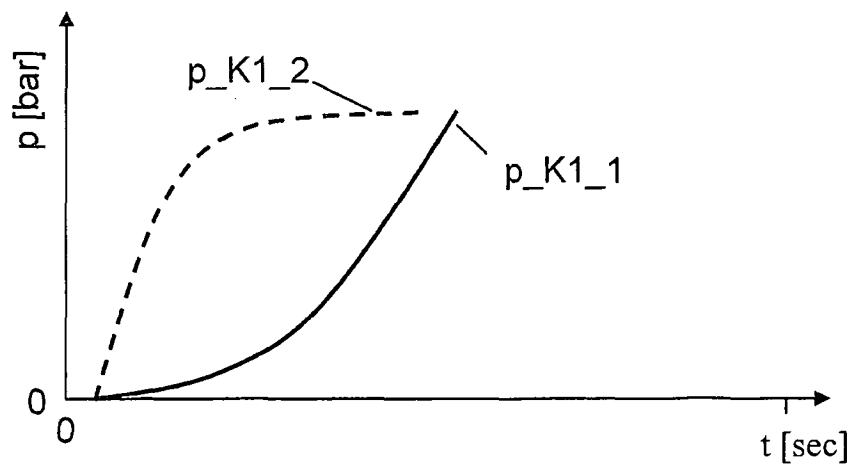


图 5