

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F16D 25/10 (2006.01)

F16D 21/06 (2006.01)

F16D 25/0638 (2006.01)



# [12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200580037895.5

[43] 公开日 2007年10月10日

[11] 公开号 CN 101052819A

[22] 申请日 2005.10.27

[21] 申请号 200580037895.5

[30] 优先权

[32] 2004.11.5 [33] DE [31] 102004055361.0

[86] 国际申请 PCT/EP2005/011519 2005.10.27

[87] 国际公布 WO2006/048179 德 2006.5.11

[85] 进入国家阶段日期 2007.5.8

[71] 申请人 格特拉格传动机构和齿轮工厂赫尔曼  
·哈根迈尔有限公司 & 两合公司

地址 德国下格龙巴赫

[72] 发明人 H·格伦佩利尼 K·弗罗纽斯

[74] 专利代理机构 北京市金杜律师事务所

代理人 苏娟

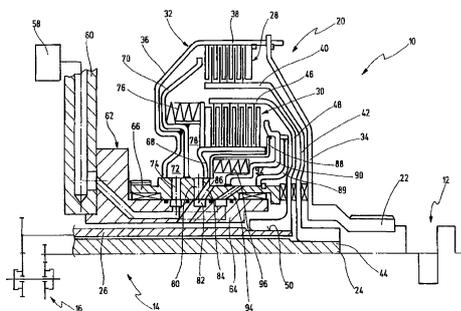
权利要求书2页 说明书9页 附图2页

[54] 发明名称

双作用离合器系统

[57] 摘要

本发明涉及一种用于机动车辆的双作用离合器传动装置(14)的双作用离合器系统(20)，具有均可流体地致动的第一摩擦离合器和第二摩擦离合器(28, 30)，第一活塞系统，其用于致动第一摩擦离合器(28)并具有第一活塞(70)、第一活塞空间(72)以及第一离心力均衡空间(78)，第二活塞系统，其用于致动第二摩擦离合器(30)并具有第二活塞(90)、第二活塞空间(92)以及第二离心力均衡空间(86)，活塞空间(72, 92)和离心力均衡空间(78, 86)分别位于相关活塞(70, 90)的相对侧上，且借助于输入管路(74, 82, 94)与一个阀系统连接。



1、一种用于机动车辆的双作用离合器传动装置（14）的双作用离合器系统（20），具有：

均可流体致动的第一摩擦离合器和第二摩擦离合器（28,30），  
第一活塞系统，其用于致动第一摩擦离合器（28）并具有第一活塞（70）、第一活塞空间（72）以及第一离心力均衡空间（78），  
第二活塞系统，其用于致动第二摩擦离合器（30）并具有第二活塞（90）、第二活塞空间（92）以及第二离心力均衡空间（86），  
活塞空间（72,92）和离心力均衡空间（78,86）分别位于相关活塞（70,90）的相对侧上，且借助于输入管路（74,82,94）与一个阀系统连接，

其特征在于，离心力均衡空间（78,86）借助于一公共管路（82）与该阀系统连接。

2、如权利要求1所述的双作用离合器系统，其特征在于，所述摩擦离合器（28,30）分别具有一个输入元件（38,68），该输入元件（38,68）安装在一毂（66）上，且该毂（66）与一驱动输入轴（22）连接不可相对转动。

3、如权利要求2所述的双作用离合器系统，其特征在于，该驱动输入轴（22）借助于一个径向围绕摩擦离合器（28,30）的保持架（32）与毂（66）连接。

4、如权利要求2或3所述的双作用离合器系统，其特征在于，该毂（66）安装在一个旋转引入系统（62）的轴颈部分（64）上，该轴颈部分（64）固定在壳体上。

5、如权利要求4所述的双作用离合器系统，其特征在于，该毂（66）具有径向导管（74,80,84,94），向摩擦离合器（28,30）供给流体。

6、如权利要求5所述的双作用离合器系统，其特征在于，该毂（66）具有至少两个径向致动导管（74,94）以致动摩擦离合器（28,30）。

7、如权利要求4至6之一所述的双作用离合器系统，其特征在于，

该旋转引入系统具有环形导管（82），其形成两个离心力均衡空间（78,86）的公共管路（82）。

8、如权利要求7所述的双作用离合器系统，其特征在于，该毂（66）具有至少一个第一径向辅助导管（80），其与第一离心力均衡空间（78）连接，和至少一个第二径向辅助导管（84），其与第二离心力均衡空间（86）连接，其中径向辅助导管（80,84）径向地在内部与环形导管（82）连接。

9、如权利要求8所述的双作用离合器系统，其特征在于，该摩擦离合器（28,30）之一（30）的输入元件（68）在两个径向辅助导管（80,84）之间的区域中与毂（66）连接。

10、如权利要求6至9之一所述的双作用离合器系统，其特征在于，该环形导管（82）还用于向至少一个摩擦离合器（28,30）供给冷却液。

11、如权利要求1至10之一所述的双作用离合器系统，其特征在于，该离心力均衡空间（78,86）彼此流体连接。

12、如权利要求1至11之一所述的双作用离合器系统，其特征在于，所述摩擦离合器（28,30）为径向嵌套的多片离合器（28,30），并分别具有一个内片支架（40,68）和一个外片支架（38,46）。

13、如权利要求12所述的双作用离合器系统，其特征在于，该径向向外的多片离合器（28）的输入元件（38）是外片支架（38），并且，径向向内的离合器（30）的输入元件（68）是内片支架（68）。

14、如权利要求1所述的双作用离合器系统，所述摩擦离合器（28,30）为径向嵌套的多片离合器（28,30），并分别具有一个内片支架（40,68）和一个外片支架（38,46），其特征在于，该径向向外的多片离合器（28）的输入元件（38）是外片支架（38），并且，径向向内的离合器（30）的输入元件（68）是内片支架（68）。

## 双作用离合器系统

### 技术领域

本发明涉及一种用于机动车辆的双作用离合器传动装置的双作用离合器系统，具有均可流体致动的第一摩擦离合器和第二摩擦离合器；第一活塞系统，其用于致动第一摩擦离合器并具有第一活塞、第一活塞空间以及第一离心力均衡空间；第二活塞系统，其用于致动第二摩擦离合器并具有第二活塞、第二活塞空间以及第二离心力均衡空间。活塞空间和离心力均衡空间分别位于相关活塞的相对侧上，且通过输入管路与一个阀系统连接。

### 背景技术

所述类型的双作用离合器系统整体是公知的。

双作用离合器传动装置具有一个双作用离合器系统和两个部分传动装置。部分传动装置一般设计为副轴传动装置。这里，其中一个部分传动装置被分配给偶数传动级，而另一个部分传动装置被分配给奇数传动级。

因此，可借助于双作用离合器系统的两个离合器的重叠动作来进行换档，而不用中断牵引力。

所述类型的双作用离合器传动装置适用于机动车辆，尤其适用于客车。

当今在双作用离合器系统中一般使用流体操作的摩擦离合器，例如湿式运行的多片离合器。

为了获得短轴向设计，通常在此优选两个双作用离合器径向地一个套另一个，其中一个摩擦离合器径向地位于内部，而另一个径向地位于外部。

为了给摩擦离合器提供流体尤其是液压油，已知提供一种具有轴

颈部分的旋转引入件，两个双作用离合器的公共毂位于该轴颈部分上。

这里，在已知的双作用离合器系统中，四根导管分别设在旋转引入件和毂上，其中的两根管被分配给两个活塞空间，另两根管被分配给两个离心力均衡空间。

这里，第一活塞空间的导管轴向地位于一端。与之相邻的是第一离心力均衡空间的导管。而第二活塞空间的导管又与该导管相邻，并且在另一端轴向地布置有第二离心力均衡空间的导管。

## 发明内容

本发明的目的在于，提供一种改进的双作用离合器系统。

所述目的通过前序部分所述的双作用离合器系统实现，其中，离心力均衡空间借助于一公共管路与阀系统连接。

在本发明的第二方面中，该目的通过前序部分所述的双作用离合器实现，其中，摩擦离合器为径向嵌套的多片离合器，并分别具有一个内片支架和一个外片支架，径向向外的多片离合器的输入元件为外片支架，径向向内的离合器的输入元件为内片支架。

借助于按照本发明第一方面的措施，可提供一种总体上轴向更为紧凑的双作用离合器系统，尤其是因为需要更少的输入管路来向活塞空间和流体均衡空间引入流体。由此还带来了重量轻的优点。

利用按照本发明第二方面的双作用离合器系统，同样可实现短的安装长度，且由此带来重量轻的优点。

在根据本发明的双作用离合器系统中，有利的是，摩擦离合器分别具有一个输入元件，其中输入元件安装在一个毂上，且毂与一驱动输入轴连接不可相对转动。

所述措施整体上使双作用离合器系统的轴向结构紧凑。

这里，特别有利的是，驱动输入轴借助于一个径向围绕摩擦离合器的保持架与毂连接。

借助于所述措施，可有利地让摩擦离合器的驱动输出元件在驱动

输入轴的附近径向地引导经过轂。

根据另一个优选实施例，轂安装在一个旋转引入件固定在壳体上的轴颈部分上。

因此，可经由旋转引入件和轂给摩擦离合器提供使其工作的流体。

这里特别有利的是，轂具有径向导管，以便给摩擦离合器提供流体。

这里还有利的是，轂具有至少两个径向致动的导管，以致动两个摩擦离合器。在本文中，术语“径向导管”要在宽泛意义上理解。在表示径向导管和相关的旋转引入件时，纵剖图一般假定成，分别仅可看到一个径向导管或一个径向导管的投影。不过，不言而喻，径向导管例如也可以理解为多个在周向上分布的单个导管，例如是孔。在本发明的上下文中，单个的径向导管也可这样理解，即，两个在周向上错开的单个导管与一个旋转引入件的单个环形导管连接，但在轴向上却径向向外地彼此偏离。

旋转引入件优选具有一个形成两个离心力均衡空间公共管路的环形导管。

这里，特别有利的是，环形导管沿轴向布置在两个致动的径向导管之间。

借助于所述措施，可将环形导管与两个离心力均衡空间连接起来，尤其是在离心力均衡空间沿轴向在两个活塞空间之间彼此邻接的时候。

根据又一个优选实施方式，轂具有至少一个第一径向辅助导管，其与第一离心力均衡空间连接，和至少一个第二径向辅助导管，其与第二离心力均衡空间连接，其中径向辅助导管径向地在内部与环形导管连接。

这里，在一方面，径向辅助导管可分别由径向向外分支的、在所有情况下互连的导管组成。不过，优选第一径向辅助导管和第二径向辅助导管在周向上相对彼此错开。仅一个径向导管可在周向上的投影

中看到，于是，在此情况下，为简单起见，有时候就称为“一个”径向辅助导管。

这里，还特别有利的是，摩擦离合器之一的输入元件在两个径向辅助导管之间的区域中与毂连接。

按此方式，所述摩擦离合器的输入元件可用作两个离心力均衡空间之间的分隔元件。其输入元件按此方式与毂连接的摩擦离合器优选是径向向内的摩擦离合器。

根据另一个优选实施例，环形导管用于给至少一个摩擦离合器提供冷却液。

根据又一个优选实施例，离心力均衡空间彼此流体连接。

离心力均衡空间一般总处于无压状态，也就是说，被提供不加压的流体，例如，如果离合器通过将加压流体引入相关活塞空间中而致动，流体就被促动着流出相关的离心力均衡空间。若两个离心力均衡空间彼此流体连接，这就更为容易了。尤其是，在旋转引入件和/或毂中无需复杂的导管系统。

不过，通常还可设想，在离心力均衡空间相邻的情况下，例如借助于分隔元件（比如径向向内的摩擦离合器中的输入元件）中的开口让离心力均衡空间彼此流体连接。

根据一种优选的实施方式，摩擦离合器为径向嵌套的多片离合器，或将一个布置在另一个内的多片离合器，并分别具有一个内片支架和一个外片支架。

在所述实施例中，尤其有利的是，径向向外的多片离合器的输入元件是其外片支架，而径向向内的离合器的输入元件是其内片支架。

按此方式，就可采用结构上简单的方式，使双作用离合器系统总体轴向上很短。

不言而喻，上述特征和将要在下面阐述的特征不仅可用在分别指定的组合方案中，还可用在其它组合中或单独地使用，而不脱离本发明的范围。

## 附图说明

本发明的示范性实施例在附图中示出并在下面的说明中进行更为详细的说明。在附图中：

图1示出了按照本发明一个实施例的双作用离合器系统的示意纵剖图（基本旋转对称的系统的半剖图），结合有双作用离合器传动装置的相关部件；

图2示出了图1所示双作用离合器系统的轂的纵剖图。

## 具体实施方式

在图1中，整体用10表示机动车辆的传动系。

传动系10具有示意性表示的内燃机12，其输出端与双作用离合器传动装置14连接。

传动系10特别适用于机动车辆。驱动机动车辆的马达可以是内燃机12，或任何其它理想的驱动马达例如电力驱动器、混合驱动器等。

双作用离合器传动装置14包含一个多级传动装置（在图中示意性地用16表示），其被设计为一个副轴传动装置并包含两个部分传动装置。

此外，双作用离合器传动装置14具有双作用离合器系统20，其输入端与内燃机12的输出端连接，且其在输出端与多级传动装置16连接。

更确切地说，双作用离合器系统20具有输入轴22，借助于啮合结构等，该输入轴可与内燃机12的驱动输出轴连接不可相对转动。

双作用离合器系统20还具有实心轴形式的第一输出轴24，其与多级传动装置16的第一部分传动装置连接。此外，双作用离合器系统20具有中空轴形式的第二输出轴26，其与第二部分传动装置连接。轴24、26相对于彼此同心布置。

双作用离合器系统20具有第一摩擦离合器28，其连接输出轴22和第一输出轴24，还具有第二摩擦离合器30，其连接输出轴22和第二输出轴26。

两个摩擦离合器28、30径向嵌套，其中第一摩擦离合器28径向地位于外侧，第二摩擦离合器30与之同心地径向地位于内侧。

两个摩擦离合器28、30固定在一个保持架32中，该保持架32与输入轴22连接。更确切地说，保持架32具有第一保持架部分34，其与输入轴22连接并径向向外地自输入轴22延伸。此外，保持架32具有第二保持架部分36，其连接在第一保持架部分34上不可相对转动并具有一个作为第一摩擦离合器28的外片支架38形式的圆柱状部分和一个径向向内延伸的局部部分。

第一摩擦离合器28的内片支架40与第一篮架42连接，该第一篮架42与第一保持架部分34紧邻，且借助于第一啮合结构44与第一输出轴24连接。

第二摩擦离合器30的外片支架46与第二篮架48连接。第二篮架48与第一篮架42直接邻近，且借助于第二啮合结构50与第二输出轴26（中空轴）连接。

正如图中示意性地示出一样，轴向轴承可布置在第一保持架部分34与第一篮架42之间和第一篮架42与第二篮架48之间。

在图中，60表示一个离合器支架，其被安装固定在壳体上，也就是说不旋转。此外，58示意性地表示了一个阀系统或一个液压控制系统，借助于它，可操纵双作用离合器系统。

离合器支架60上紧固有一个旋转引入系统62，其具有轴向突出的中空轴颈（spigot）部分64，该轴颈部分围绕两个输出轴24、26同心地布置。轴颈部分64轴向地自第二保持架部分36的侧面延伸，几乎远到与第二输出轴26连接的第二篮架48。这里，轴颈部分64径向地位于两个摩擦离合器28、30内。

轂66可旋转地安装在旋转引入系统62的轴颈部分64上。图中示出了两个轴承，轂66借助于其可旋转地安装在旋转引入系统62的轴颈部分64上。

第二保持架部分36与轂66刚性连接，于是轂66就形成双作用离合器系统20的输入元件，并以附接电动机22的旋转速度旋转。

第二摩擦离合器30的内片支架68固定在毂66上。

第一摩擦离合器28的第一活塞70安装在内片支架68与第二保持架部分36之间，于是第一活塞70就能相对于毂66轴向地移动。活塞70为盘片状设计，且自毂66径向向外延伸地远到第一摩擦离合器28。

第一活塞空间72形成于第二保持架部分36与第一活塞70之间。第一活塞空间72借助于旋转引入系统62和离合器支架60与阀系统58连接。通过将流体（一般是液压流体，如ATF油）供给到第一活塞空间72中（经由第一径向致动导管74，如下所述），第一活塞70相对于第二保持架部分36轴向地移动，且将第一摩擦离合器28的多片压在一起，于是所述多片就摩擦接合，以便由此闭合第一摩擦离合器28并将输入轴22与第一输出轴24连接起来。

由第一摩擦离合器28的开启状态向闭合状态的转变能以受控方式进行，从而产生一个合适的滑移阶段，以便由此分别容许无急冲的起动和换档。

出于给第一活塞空间72供给液压流体的目的，第一径向致动导管74（例如借助于在周向上错开的多个孔形成）设置在毂66中，该第一径向致动导管74将第一活塞空间72与相对应的轴颈部分64的第一环形导管（未在图中示出任何细节）连接起来，其中，第一环形导管又借助于旋转引入系统62中合适的导管与离合器支架60连接或与阀系统58连接。

在内片支架68上还形成有一块连结板（未在图中示出任何细节），多个第一复位弹簧76支靠在该连结板上，该多个第一复位弹簧76这样排列，即，均匀地绕着周边分布。第一活塞70由此克服第一复位弹簧76的力致动。

第一离心力均衡空间78位于活塞70与第二摩擦离合器30的内片支架68之间。

离心力均衡空间78具有产生离合器致动力反作用力的功能，离合器致动力是通过离心力产生的且产生于相关的第一活塞空间72中。

第一活塞空间72中存在的液压流体尤其以高旋转速度外推，从而

最终在第一摩擦离合器28的致动方向上将一个作用力施加于活塞。因此，当第一摩擦离合器28开启时，所述作用力以干涉力的方式反作用于由复位弹簧76施加的反向力。为了均衡所述“干涉力”，容许液压流体不加压地流入相对的离心力均衡空间78中。由于离心力，在第一摩擦离合器28的开启方向上产生抵抗力，其反作用于所述“干涉力”并与之互相抵消。

为此，第一离心力均衡空间78借助于第一径向辅助导管80与轴颈部分64上的第二环形导管82连接，而第二环形导管82又借助于旋转引入系统62中相应的导管或管路与阀系统58连接。

第二离心力均衡空间86设立在内片支架68的另一侧。所述第二离心力均衡空间86借助于第二径向辅助导管84与轴颈部分64的第二环形导管82连接。

因此，两个离心力均衡空间78、86彼此相邻，且仅通过第二摩擦离合器30的内片支架68彼此隔开。

第二离心力均衡空间86通过第二活塞90界定在轴向另一侧，该第二活塞90同样被安装成相对于毂66在轴向上可移动。

支承元件89紧固在毂66上。所述支承元件89沿径向轴向地在第二活塞90与第二篮架48之间向外延伸。第二活塞空间92设立在支承元件89与第二活塞90之间。第二活塞空间92借助于第二径向致动导管94与轴颈部分64上的第三环形导管连接。第二活塞空间92借助于所述第三环形导管与阀系统58连接。

此外，第二复位弹簧96布置在第二离心力均衡空间86中，该第二复位弹簧96支靠在轴承元件88上。轴承元件88又支靠在内片支架68的自由端上或固定在其上。轴承元件88还用于借助于轴承元件88与第二活塞90之间的密封件界定第二离心力均衡空间86。

第二摩擦离合器30的机能与第一摩擦离合器28的相对应，仅仅致动方向定位在相反的方向上。在第一活塞70布置在两个摩擦离合器28、30一侧的同时，第二活塞90布置在相对侧。第二活塞90同样为一个盘片状元件，其安装在毂66上第二摩擦离合器30的轴向中央区域

中。第二活塞90绕着第二摩擦离合器30径向地自所述轴向中央区域延伸。第二离心力均衡空间86由此基本径向地布置在第二摩擦离合器30内。第二复位弹簧96也径向地布置在第二摩擦离合器30内。

作为所述措施的结果，双作用离合器系统20可总体在轴向上特别紧凑。

这也是容易的，因为两个离心力均衡空间78、86被布置成彼此相邻，并可借助于旋转引入系统62的轴颈部分64上的第二环形导管82与阀系统58连接，也就是说，可最终经由单个导管（公共管路）被供给不加压的液压流体。

摩擦离合器28、30亦可经由第二环形导管82或经由在周向上错开排列的径向辅助导管被供给冷却液。所述冷却液由于离心力径向地向外流出例如片支架中的通孔，并冷却两个摩擦离合器28、30。冷却液从那里返回（一般经由冷却器）。

复位弹簧76、96在图中示为螺旋弹簧。不过，也可改用片簧。

尤其显著的是，旋转引入系统62的轴颈部分64上只需三个在轴向上错开的轴向沟槽（环形导管），以将液压流体馈送给双作用离合器系统20。这也就缩短了轴向的安装长度，并带来了重量轻的优点。

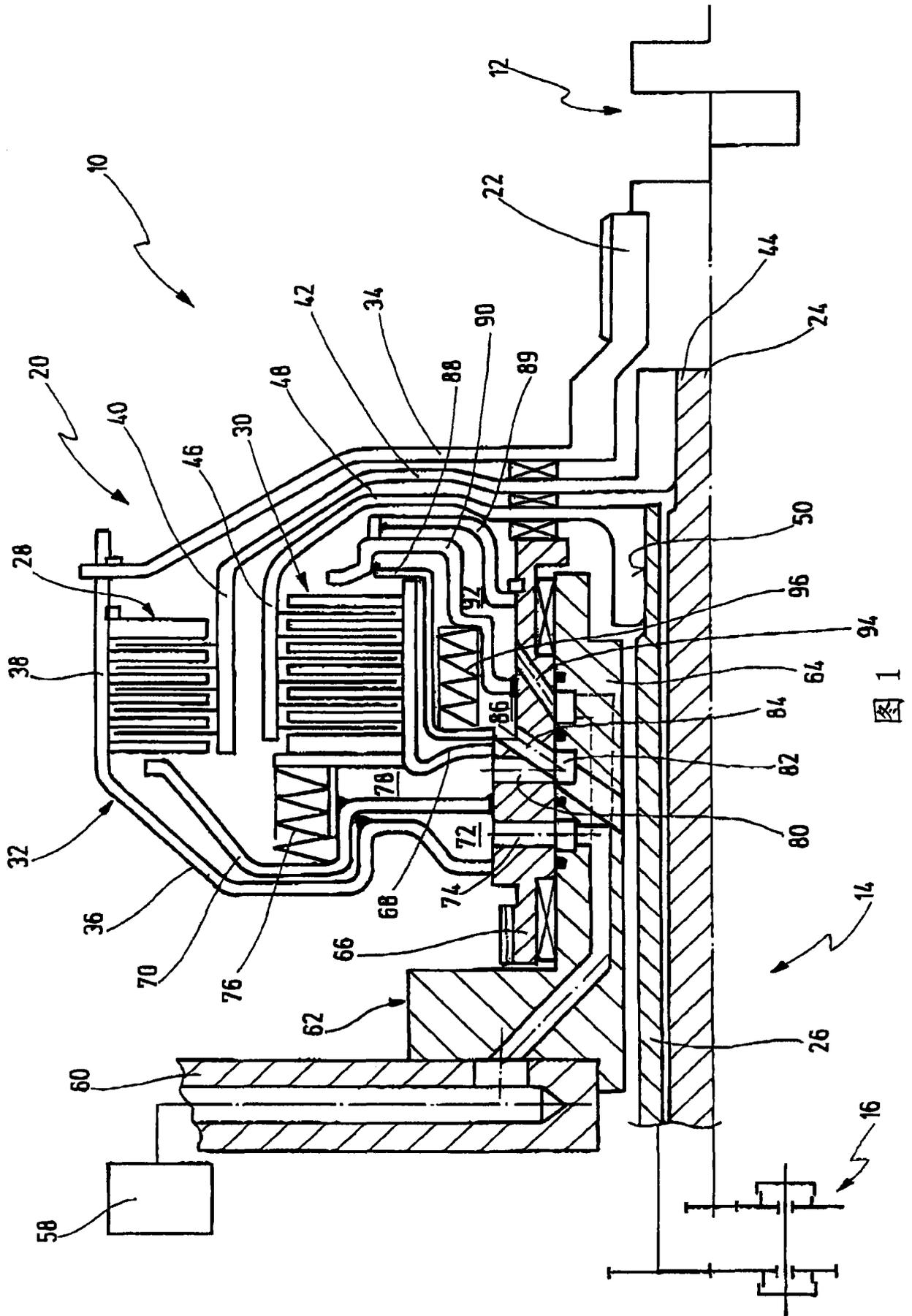
为了致动摩擦离合器28、30，例如15巴压力下的液压流体分别导入对应的活塞空间72和92中。

尽管图中示出的毂66分别具有一个第一径向致动导管74、一个第二径向致动导管94和两个径向辅助导管80、84，但不言而喻，可布置相应的导管或孔以绕着毂66的周边分布。

毂66在图2的纵剖图中示出。这里可看出，“径向导管”74、80、84、94可在所有情况下由多个周向分布孔组成。这里，导管80、84的孔被设置成在周向上交替。导管80、84在内部径向地通向公共管路102。

导管80的孔径向垂直地走向；导管84的孔径向向外倾斜地走向。

离合器30的导管84、94的孔在所有情况下在外部通向一轴向管路101。导管80、74的孔对应地分别通向在周向上错开的轴向管路103。



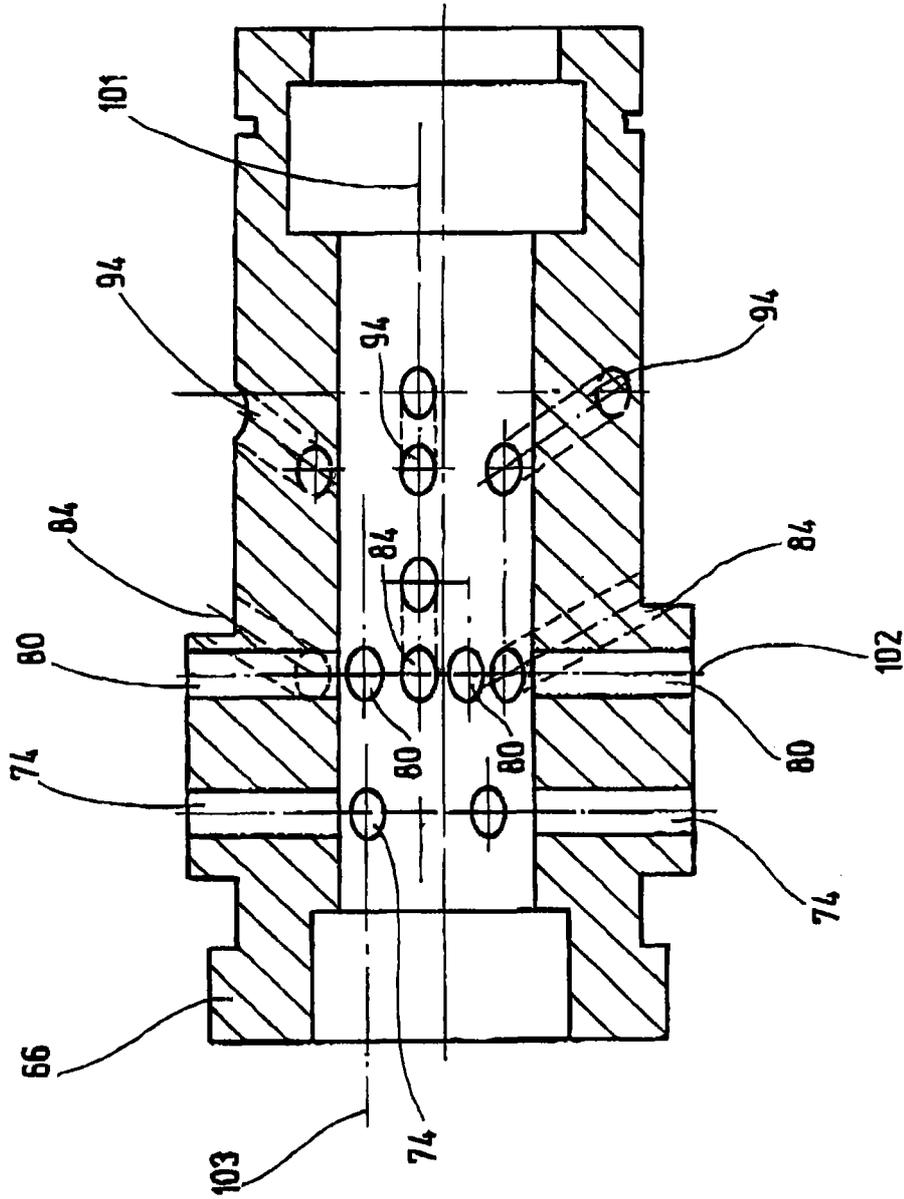


图 2