



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101627213 B

(45) 授权公告日 2013. 05. 22

(21) 申请号 200880007290. 5

(51) Int. Cl.

(22) 申请日 2008. 02. 13

F15B 1/02 (2006. 01)

F16H 61/00 (2006. 01)

(30) 优先权数据

60/904, 998 2007. 03. 05 US

60/936, 538 2007. 06. 21 US

(85) PCT申请进入国家阶段日

2009. 09. 07

(86) PCT申请的申请数据

PCT/DE2008/000269 2008. 02. 13

(87) PCT申请的公布数据

W02008/106923 DE 2008. 09. 12

(73) 专利权人 舍弗勒技术股份两合公司

地址 德国黑措根奥拉赫

(72) 发明人 M·施陶丁格 L·伊艾兴

M·格雷特勒 E·米勒

(74) 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

72002

代理人 侯鸣慧

(56) 对比文件

US 5826487 A, 1998. 10. 27,

CN 2660201 Y, 2004. 12. 01,

DE 4130128 A1, 1993. 03. 18,

DE 3641801 A1, 1988. 06. 16,

DE 4410268 A1, 1994. 09. 29,

CN 2047720 U, 1989. 11. 15,

审查员 冯瑶

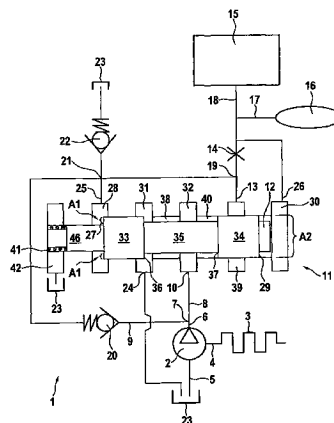
权利要求书1页 说明书6页 附图3页

(54) 发明名称

液压系统

(57) 摘要

本发明涉及一种液压系统,包括一个用于将液压流体从抽吸侧输送到压力侧的泵,其中,在该压力侧设置有一个压力储存器,其中,在泵与压力储存器之间设置有一个液压的控制阀,该控制阀至少具有两个阀位置,其中,该泵的压力侧在第一阀位置中与该压力储存器相连接并且在第二阀位置中与该压力储存器分开,其中,该泵的压力侧在第二阀位置中通过该控制阀与该抽吸侧相连接,在该控制阀的压力侧输出端与第二回导面之间设置有一个孔板。



1. 液压系统 (1), 包括一个用于将液压流体从抽吸侧 (5) 输送到压力侧 (6) 的泵 (2), 其中, 在该压力侧 (6) 设置有一个压力储存器 (16), 在泵 (2) 与压力储存器 (16) 之间设置有一个液压的控制阀 (11), 该控制阀具有至少两个阀位置 (I, II), 其中, 该泵 (2) 的压力侧 (6) 在第一阀位置 (I) 中与该压力储存器 (16) 相连接并且在第二阀位置 (II) 中与该压力储存器 (16) 分开, 其中, 该泵 (2) 的压力侧 (6) 在第二阀位置 (II) 中通过该控制阀 (11) 与该抽吸侧 (5) 相连接, 在该控制阀 (11) 的压力侧输出端 (13) 与第二回导面 (29) 之间设置有一个孔板 (14), 其中该孔板 (14) 设置在该控制阀 (11) 与该压力储存器 (16) 之间, 该控制阀 (11) 的阀位置通过该压力储存器 (16) 中的压力 ( $p_S$ ) 控制, 其中该控制阀 (11) 具有一个确定阀位置 (I, II) 的可运动的机构 (12), 该机构包括液压地起作用的面积 ( $A_1, A_2$ ) 不同的两个相反地起作用的回导面 (27, 29), 其中, 具有较小的液压地起作用的面积 ( $A_1$ ) 的回导面 (27) 被加载与阀位置相关的预压紧力, 其中具有较小面积 ( $A_1$ ) 的回导面 (27) 被加载该孔板 (14) 的与该控制阀 (11) 相连接的侧的压力, 具有较大面积 ( $A_2$ ) 的回导面 (29) 被加载该孔板 (14) 的与该压力储存器 (16) 相连接的侧的压力, 其中该孔板 (14) 的与该控制阀 (11) 相连接的侧通过一个止回阀 (22) 与储罐 (23) 相连接。

2. 根据权利要求 1 的液压系统, 其特征在于: 该控制阀 (11) 包括一个阀活塞 (12), 该阀活塞在其轴向的端部面上具有液压地起作用的面积 ( $A_1, A_2$ ) 不同的彼此对置的回导面 (27, 29), 其中, 具有较小面积 ( $A_1$ ) 的回导面 (27) 通过预压紧弹簧 (41) 的力加载, 其中, 当该阀活塞 (12) 朝具有较小面积 ( $A_1$ ) 的回导面 (27) 的方向运动时, 力争达到第二阀位置 (II), 当朝具有较大面积 ( $A_2$ ) 的回导面 (29) 的方向运动时, 力争达到第一阀位置 (I)。

3. 根据权利要求 1 的液压系统, 其特征在于: 该孔板 (14) 的与该控制阀 (11) 相连接的侧通过一个止回阀 (20) 与该泵 (2) 的压力侧 (6) 相连接。

4. 根据权利要求 1 的液压系统, 其特征在于: 该孔板 (14) 通过一个止回阀跨接。

5. 根据权利要求 1 的液压系统, 其特征在于: 该泵 (2) 的压力侧 (6) 通过一个止回阀 (44) 与该储罐 (23) 相连接。

6. 根据上述权利要求中任一项的液压系统, 其特征在于: 该液压系统设置在机动车中, 该泵通过内燃机的曲轴持久地驱动。

7. 控制阀 (11), 在根据上述权利要求之一的液压系统中使用, 其特征在于: 该控制阀 (11) 具有一个确定阀位置 (I, II) 的可运动的机构 (12), 该机构包括液压地起作用的面积 ( $A_1, A_2$ ) 不同的两个相反地起作用的回导面 (27, 29), 其中, 具有较小的液压地起作用的面积 ( $A_1$ ) 的回导面 (27) 被加载与阀位置相关的预压紧力, 在该控制阀 (11) 的压力侧输出端 (13) 与第二回导面 (29) 之间设置有一个孔板 (14)。

8. 根据权利要求 7 的控制阀 (11), 其特征在于: 该控制阀 (11) 包括一个阀活塞 (12), 该阀活塞在其轴向的端部面上具有液压地起作用的面积 ( $A_1, A_2$ ) 不同的彼此对置的回导面 (27, 29), 其中, 具有较小面积 ( $A_1$ ) 的回导面 (27) 通过预压紧弹簧 (41) 的力加载, 其中, 当该阀活塞 (12) 朝具有较小面积 ( $A_1$ ) 的回导面 (27) 的方向运动时, 力争达到第二阀位置 (II), 当朝具有较大面积 ( $A_2$ ) 的回导面 (29) 的方向运动时, 力争达到第一阀位置 (I)。

## 液压系统

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种液压系统以及一种在这种液压系统中使用的控制阀,该液压系统包括一个用于将液压流体从抽吸侧输送到压力侧的泵,其中,在压力侧设置有一个压力储存器。

### 背景技术

[0002] 为了在机动车中产生液压压力,在现有技术中基本上存在三种不同的方案,即其方式是液压泵直接由内燃机驱动或者其方式是液压泵通过电动机驱动,其中,或者通过液压泵填充液压压力储存器或者按照要求调节液压泵。液压驱动装置以多种方式在车辆中应用,例如用于操作 CVT 变速器的变速机构或者用于转换自动变速器或者类似装置。这种液压子系统在后面被称为液压消耗器,与此相应存在压力产生单元,该压力产生单元在本发明的意义上是独立的液压系统。

[0003] 恰恰在通过内燃机的曲轴直接驱动液压系统的泵时产生问题:即使液压流体通过液压消耗器不减少,通过泵也要求相对高的轴功率。

### 发明内容

[0004] 因此,本发明的任务在于,给出一种液压系统,其用于驱动泵的轴功率尤其是在一些工作阶段中降低,在这些工作阶段中没有或仅少的体积流量通过消耗器减小。

[0005] 该问题通过一种液压系统来解决,该液压系统包括一个用于将液压流体从抽吸侧输送到压力侧的泵,其中,在压力侧设置有一个压力储存器,其中,在泵与压力储存器之间设置有一个液压的控制阀,该控制阀具有至少两个阀位置,其中,泵的压力侧在第一阀位置中与压力储存器相连接并且在第二阀位置中与压力储存器分开,其中,泵的压力侧在第二阀位置中通过控制阀与抽吸侧相连接,此外,在控制阀的压力侧输出端与第二回导面之间设置有一个孔板。因此,在第二阀位置中,泵间接地通过其它液压元件或者直接地被短接。抽吸侧和压力侧例如通过控制阀直接地与储罐相连接。该液压系统由此具有优点:在无电磁辅助力或电子调节的情况下就可工作。

[0006] 优选提出,控制阀的阀位置通过压力储存器中的压力控制。由此不需要附加地例如电子地控制或调节阀位置。为此优选控制阀具有一个确定阀位置的可运动的机构,该机构包括液压地起作用的面积不同的两个相反地起作用的压力面,其中,具有较小的液压地起作用的面积的压力面被加载与阀位置相关的预压紧力。

[0007] 优选提出,控制阀包括一个阀活塞,该阀活塞在其轴向的端部面上具有液压地起作用的面积不同的彼此对置的回导面,其中,具有较小面积的回导面通过预压紧弹簧的力加载,其中,当阀活塞朝具有较小面积的回导面的方向运动时,力争达到第二阀位置,当朝具有较大面积的回导面的方向运动时,力争达到第一阀位置。阀活塞的位置由此与压力储存器的压力相关。

[0008] 优选提出,在控制阀与压力储存器之间设置有一个也被称为孔板的节流器,具有

较小面积的回导面被加载节流器的与控制阀相连接的侧的压力,具有较大面积的回导面被加载节流器的与压力储存器相连接的侧的压力。节流器产生压力降,由此,在两个回导面上作用不同的压力。

[0009] 优选提出,节流器的与控制阀相连接的侧通过一个止回阀、优选具有弹簧的止回阀与储罐相连接。弹簧的弹簧常数也如后面所述的具有弹簧的止回阀那样控制止回阀的打开压力。止回阀限制液压系统中的最大压力。另外在此优选提出,节流器的与控制阀相连接的侧通过一个止回阀、优选具有弹簧的止回阀与泵的压力侧相连接。该止回阀在控制阀转换时使压力峰值减小。

[0010] 在一个作为替换方案的构型中提出,孔板通过一个止回阀、优选具有弹簧的止回阀跨接。该止回阀在体积流量高时使通流量提高并且由此限制孔板处的压力差。另外在此优选提出,泵的压力侧通过一个止回阀、优选具有弹簧的止回阀与储罐相连接。该止回阀在控制阀转换时使压力峰值减小。

[0011] 优选提出,该液压系统设置在机动车中,泵通过内燃机的曲轴持久地即不可通过离合器分开地驱动。

[0012] 开头所述问题也通过一种控制阀来解决,该控制阀在根据上述权利要求之一的液压系统中使用,其中,该控制阀具有一个确定阀位置的可运动的机构,该机构包括液压地起作用的面积不同的两个相反地起作用的压力面,其中,具有较小的液压地起作用的面积的压力面被加载与阀位置相关的预压紧力,其中,在该控制阀的压力侧输出端与第二回导面之间设置有一个孔板。由此可实现一种被动的伺服阀(压力调节阀),即不需要电磁辅助力或电子调节。

[0013] 优选提出,该控制阀包括一个阀活塞,该阀活塞在其轴向的端部面上具有液压地起作用的面积不同的彼此对置的回导面,其中,具有较小面积的回导面通过预压紧弹簧的力加载,其中,当阀活塞朝具有较小面积的回导面的方向运动时,力争达到第二阀位置,当朝具有较大面积的回导面的方向运动时,力争达到第一阀位置。

## 附图说明

[0014] 下面借助于附图对本发明的实施例进行描述。附图表示:

[0015] 图 1 根据本发明的液压系统的第一实施例;

[0016] 图 2 处于第二阀位置中的根据图 1 的液压阀;

[0017] 图 3 根据本发明的液压系统的第二实施例的草图;

[0018] 图 4 图 3 中的例子的进一步构型。

## 具体实施方式

[0019] 图 1 示出了根据本发明液压系统 1 的一个实施例的线路草图。该液压系统包括一个泵 2,该泵通过内燃机 3 驱动。驱动例如这样进行:泵 2 的驱动轴通过内燃机 3 的曲轴直接地或间接地驱动。驱动轴 4 例如可直接与曲轴相连接,但也可例如通过齿轮变速器或缠绕接触装置变速器通过曲轴驱动。内燃机 3 一工作,泵 2 就被驱动。泵 2 包括一个抽吸侧 5 和一个压力侧 6。泵 2 的抽吸侧 5 与用于液压流体的无压力的储罐 23 相连接。对于“无压力”在此理解为:储罐可处于环境压力下,但在闭合的液压系统的情况下也可处于比环境

压力高或低的压力下。在抽吸侧 5 流入或被吸入到泵 2 中的液压流体通过泵 2 在压力侧 6 获得压力升高,其中,液压流体的体积流量  $Q$  流过泵 2。在泵 2 的压力侧 6 设置有一个压力侧的分支 7。在此,压力侧 6 分支成一个阀输入端管路 8 和一个导出部分 9。阀输入端管路 8 与控制阀 11 的一个泵侧输入端 10 相连接。控制阀 11 包括多个液压输入端和多个液压输出端,这些液压输入端和这些液压输出端可根据可滑动的阀活塞 12 的位置彼此相连接或彼此分开。控制阀 11 的功能在后面予以详细描述。一个压力侧输出端 13 通过孔板(节流器)14 与液压消耗器 15 相连接。液压消耗器例如可以是平行换档变速器、自动化的换档变速器、变速比可变化的变速器(无级变速器,CVT)、自动变速器或类似装置。在孔板 14 与液压消耗器 15 之间设置有一个压力储存器 16。在压力储存器 16 中存在压力  $p_s$ 。压力储存器 16 以公知方式例如可以是一个抵抗弹簧力工作的活塞或类似装置。压力储存器 16 通过支路管路 17 与处于孔板 14 与液压消耗器 15 之间的液压管路 18 相连接。在孔板 14 与压力侧输出端 13 之间设置有一个分支部位 19,该分支部位与导出部分 9 相连接。在导出部分 9 中设置有一个止回阀 20,当泵 2 的压力侧 6 与分支部位 19 之间的压力差超过一个预给定值时,该止回阀打开。该止回阀以及后面所述的止回阀承受弹簧负荷。弹簧将一个阀芯例如一个球压到阀座中。弹簧的弹簧常数确定打开压力。因此,止回阀在打开方向上仅当止回阀两侧的确定的压力差被超过时才打开并且在截止方向上与压力差无关地截止。止回阀的打开方向是从所示腿的方向朝圆的方向,即对于止回阀 20 是朝储罐的方向。在导出部分 9 中设置有另一个分支 21,该分支使导出部分 9 通过另一个止回阀 22 与无压力的储罐 23 相连接。

[0020] 此外,控制阀 11 包括一个储罐侧输出端 24,该储罐侧输出端直接与储罐 23 相连接。导出部分 9 的分支 21 与控制阀 11 的第一控制输入端 25 相连接。孔板 14 与液压消耗器 15 之间的液压管路 18 与控制阀 11 的第二控制输入端 26 相连接。阀活塞 12 具有第一回导面 27,该第一回导面配置给与第一控制输入端 25 相连接的环形空间 28。此外,阀活塞 12 具有第二回导面 29,该第二回导面配置给与第二控制输入端 26 相连接的环形空间 30。一个环形空间 31 与储罐侧输出端 24 相连接,一个环形空间 32 与泵侧输入端 10 相连接,一个环形空间 39 与分支 19 相连接。

[0021] 阀活塞 12 包括第一控制圆柱 33 和第二控制圆柱 34,该第一控制圆柱和该第二控制圆柱与连接部分 35 彼此相连接。第一控制圆柱 33 包括第一控制棱边 36,第二控制圆柱 34 包括第二控制棱边 37。第一控制圆柱 33 过渡到一个轴颈 46,该轴颈用于滑动地支承阀活塞 12。视阀活塞 12 的位置而定,环形空间 31 与 32 之间的连接通过一个连接通道形成,或者环形空间 39 与 32 之间的连接通过一个连接通道 40 形成。

[0022] 控制棱边的布置这样选择,使得在第一阀位置 I 中形成两个环形空间 31 和 32 的连接,即泵侧输入端 10 与储罐侧输出端 24 相连接,或者在第二阀位置 II 中形成环形空间 32 与 39 之间的连接,即泵侧输入端 10 与压力侧输出端 13 相连接。图 1 中示出了第二阀位置 II,在该第二阀位置中,泵侧输入端 10 与储罐侧输出端 24 相连接,即泵 2 将液压流体直接从储罐 23 泵回到该储罐中。泵 2 以此方式被短接,该泵以旁路运行方式工作。图 2 中示出了第一阀位置 I,在该第一阀位置中,泵侧输入端 10 与储罐侧输出端 24 之间的连接被截止并且泵侧输入端 10 与压力侧输出端 13 之间的连接被打开。即泵 2 现在将液压流体朝液压消耗器 15 的方向泵送并且泵到压力储存器 16 中。在该过程中,孔板 14 负责:孔板 14 的

泵侧的压力大于孔板 14 的朝向液压消耗器 15 或者压力储存器 16 的侧的压力。其结果是, 环形空间 28 中的作用在第一回导面 27 上的压力高于环形空间 30 中的作用在第二回导面 29 上的压力。此外, 控制活塞 12 通过预负荷弹簧 41 压到图 2 中所示的阀位置中。此外, 控制阀包括一个配置给预负荷弹簧 41 的环形空间 42, 该环形空间通过泄漏管路 43 与储罐 23 相连接。第一回导面 27 具有液压地起作用的面积  $A_1$ , 第二回导面 29 具有液压地起作用的面积  $A_2$ 。第二回导面 29 的液压地起作用的面积  $A_2$  大于第一回导面 27 的液压地起作用的面积  $A_1$ , 因为轴颈 46 不具有在阀活塞 12 的轴向方向上起作用的面积。因为预负荷弹簧 41 朝图 2 中所示的阀位置的方向压阀活塞 12, 所以预负荷弹簧 41 的力加在由第一回导面 27 施加的压力上, 该压力反作用于通过第二回导面 29 产生的压力。因此, 当阀活塞 12 处于静止时, 预负荷弹簧 41 的力与通过第一回导面 27 施加的力的总和等于通过第二回导面 29 施加的力。阀活塞 12 在对应的位置中处于止挡, 就在达到转换点之前不久, 短时间地存在力平衡。如果压力储存器 16 被填充, 则系统中的压力上升, 由此, 不仅孔板 14 之前的而且其后的压力上升。但作用在回导面 27 和 29 上的压力由此也上升。从确定的系统压力起, 通过第二回导面 29 产生的力超过预负荷弹簧 41 的力与通过第一回导面 27 产生的力的总和, 因为第二回导面 29 的液压面积  $A_2$  大于第一回导面的液压面积  $A_1$ 。由此, 阀活塞 12 运动到图 1 中所示的位置中。如果现在通过液压消耗器 15 从压力储存器 16 取出液压流体, 则压力储存器 16 中的压力下降。如果该压力低于一定的程度, 则施加在较小的液压面积  $A_1$  上的压力与预负荷弹簧 41 的力的总和大于施加在较大的液压面积  $A_2$  上的力, 由此, 阀活塞 12 又运动到图 2 中所示的位置中。控制阀 11 以此方式受压力控制地在用于泵 2 的旁路运行方式与泵送运行方式之间转换, 该旁路运行方式是图 1 中所示的阀位置 II, 在该泵送运行方式中, 液压流体被输送到压力储存器 16 或液压消耗器 15, 该泵送运行方式是图 2 中所示的阀位置 I。转换压力仅与液压地起作用的面积  $A_1$  和  $A_2$  的比例以及预负荷弹簧 41 的弹簧常数相关, 即可任意地与当时占优势的压力情况相适配。控制棱边 36 和 37 或控制圆柱 33 和 34 的布置这样选择, 使得三个环形空间 31、32 以及 39 的连接决不同时建立。由此得到一个中间位置, 在该中间位置中, 在环形空间 31 与 32 或 32 与 39 之间不形成连接。该中间位置在无其它措施的情况下会导致在泵 2 的压力侧 6 压力冲击式上升。为了使这种冲击式的压力上升得到降低, 设置有止回阀 20。该止回阀使相对于消耗器侧的短时间产生的压力峰值降低。此外, 为了限制总地可在该系统中建立的压力, 设置有止回阀 22。控制阀 11 的压力侧输出端 13 上的压力一超过最大值, 该止回阀就打开。如果止回阀 20 与止回阀 22 相比在较小的压力下打开, 则当泵 2 的压力侧的压力超过通过止回阀 22 的打开压力预给定的最大压力时, 这两个止回阀打开。

[0023] 在内燃机启动时, 如果压力储存器 16 仍空着, 则由弹簧力产生唯一的作用在阀活塞 12 上的力。这意味着, 活塞处于根据图 2 的位置中。泵 2 由此将液压流体输送到压力储存器 16 中。流过孔板 14 的液压流体产生压力差, 由此, 在第一回导面 27 上与在第二回导面 29 上相比作用较高的压力。因为第二回导面 29 大于第一回导面 27, 所以通过第二回导面 29 作用在阀活塞上的力在最大压力下大于弹簧力与通过第一回导面 27 施加的力的总和。活塞因此在图 1 和图 2 的视图中开始向左滑动, 直到第二控制棱边 37 使泵 2 与压力储存器 16 之间的连接关闭。因为孔板 14 处的体积流量在该瞬间中断, 所以第一回导面 27 上的力也减小, 此后活塞冲击式地移动到根据图 1 的左侧止挡中并且泵 2 无压力地循环地输

送液压流体。通过液压系统中的泄漏和 / 或油消耗, 压力储存器 16 现在一直泄放, 直到达到最小压力  $P_{min}$ 。在该瞬间, 第一回导面 27 的力与弹簧 41 的力的总和超过第二回导面 29 的力。阀活塞 12 因此又向右运动, 直到控制棱边 37 朝液压系统的消耗器方向打开。在该瞬间, 经过孔板 14 的体积流量又建立, 该孔板引起第一回导面 27 与第二回导面 29 之间的压力差。第一回导面 27 上的力因此冲击式地提高。由此, 阀活塞 12 完全经历根据图 2 的右侧止挡并且压力储存器 16 被填充。

[0024] 图 3 示出了根据本发明的液压系统的作为替换方案的实施例。作为图 1 中所示实施例的替换方案, 取代止回阀 20, 一个直接设置在泵 2 的压力侧 6 的止回阀 44 直接与储罐 23 相连接。在转换阀活塞 12 时产生的压力峰值直接释放到储罐 23 中。因此也保证系统的可靠性以免超压。根据图 1 中的方案的与储罐 23 相连接的止回阀 22 在此作为止回阀 45 这样转换, 使得孔板 14 处的压力差被限制到一个最大压力差, 但在转速高的情况下的多余的体积流量在此不朝储罐 23 释放, 而是输送到压力储存器 16 中。由此, 在转速较高时, 压力储存器 16 可比孔板 14 的孔板横截面在给定压力差下所允许的更快速地被填充。

[0025] 图 4 中示出了图 3 的进一步构型。在此例如可看到, 在位置 X 处, 第二控制圆柱 34 相对于图 3 中的视图缩短。由此在那里取消一个控制棱边。此外, 在那里, 第二回导面 29 不再设置在控制阀 11 的端部上, 而是可以说“嵌入到”控制阀 11 中。这以这样的方式进行: 与壳体固定的内活塞 48 伸入到阀活塞 12 中。于是, 内活塞 48 的端面通过也设置在阀活塞 12 中的横向孔 47 加载。

[0026] 通过减小回导面 29 这一措施, 主弹簧的力水平明显减小, 而阀的整体平衡不变化。换言之: 在阀活塞 12 的外直径不变化的情况下, 仅通过改变内活塞 48 的直径就可确定力水平。

[0027] 阀 11 的进一步优化在于去除泵 2 与孔板 14 之间的控制棱边 (参见位置 X)。膜片 (Lamelle) 在该部位不再闭合。如果阀现在转换到无压力的回路 (如图 4 中所示), 则仅仅止回阀而不是阀活塞 12 闭合, 由此, 储存器 16 不排空到储罐 23 中。孔板 14 和球-弹簧-旁路的功能和布置在布置和功能方面保持不变。

[0028] 由此也取消一个安全阀 (图 3 中的止回阀 44 和图 1 中的止回阀 20), 其作为压力限制阀起作用, 因为这种形式的系统在储存器中的压力提高时在任何情况下都朝储罐的方向打开并且泵由此不可使储存器破裂。控制阀 11 的唯一的控制棱边在该情况下是露出的, 即在储存器 16 中的压力提高时阀活塞 12 被卡住可得到排除。

[0029] 参考标号清单

[0030]	1 液压系统	20 止回阀
[0031]	2 泵	21 分支
[0032]	3 内燃机	22 止回阀
[0033]	4 驱动轴	23 储罐
[0034]	5 抽吸侧	24 储罐侧输出端
[0035]	6 压力侧	25 第一控制输入端
[0036]	7 压力侧的分支	26 第二控制输入端
[0037]	8 阀输入端管路	27 第一回导面
[0038]	9 导出部分	28 环形空间

[0039]	10 泵侧输入端	29 第二回导面
[0040]	11 控制阀	30 环形空间
[0041]	12 阀活塞	31 环形空间
[0042]	13 压力侧输出端	32 环形空间
[0043]	14 孔板	33 第一控制圆柱
[0044]	15 液压消耗器	34 第二控制圆柱
[0045]	16 压力储存器	35 连接部分
[0046]	17 支路管路	36 第一控制棱边
[0047]	18 液压管路	37 第二控制棱边
[0048]	19 分支部位	38 连接通道
[0049]	39 环形空间	46 轴颈
[0050]	40 连接通道	47 横向孔
[0051]	41 预负荷弹簧	48 内活塞
[0052]	42 环形空间	I、II 阀位置
[0053]	43 泄漏管路	A1、A2 液压地起作用的面积
[0054]	44 止回阀	X 位置 X
[0055]	45 止回阀	



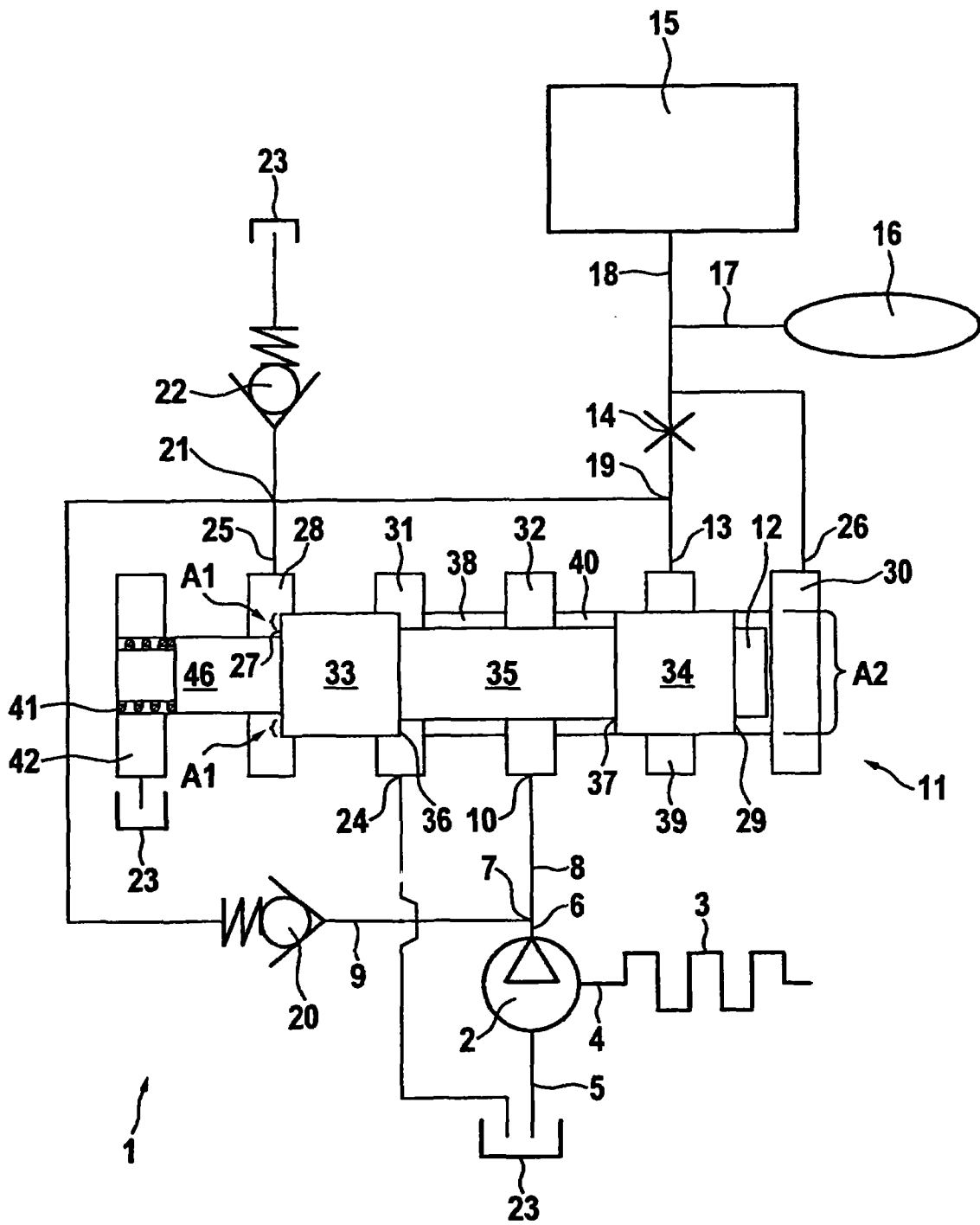


图 1

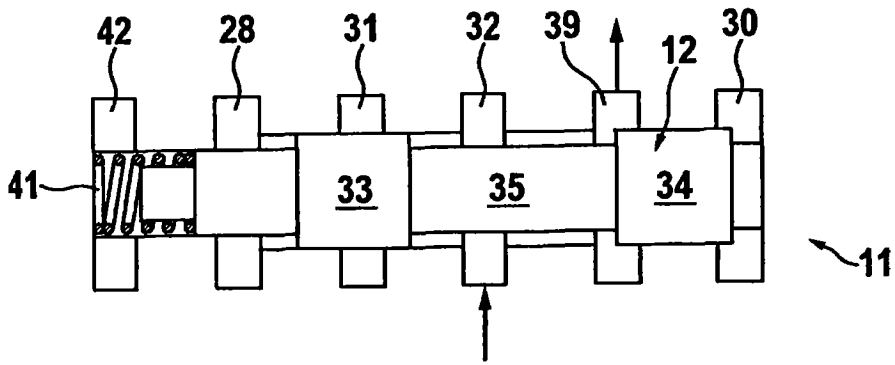


图 2

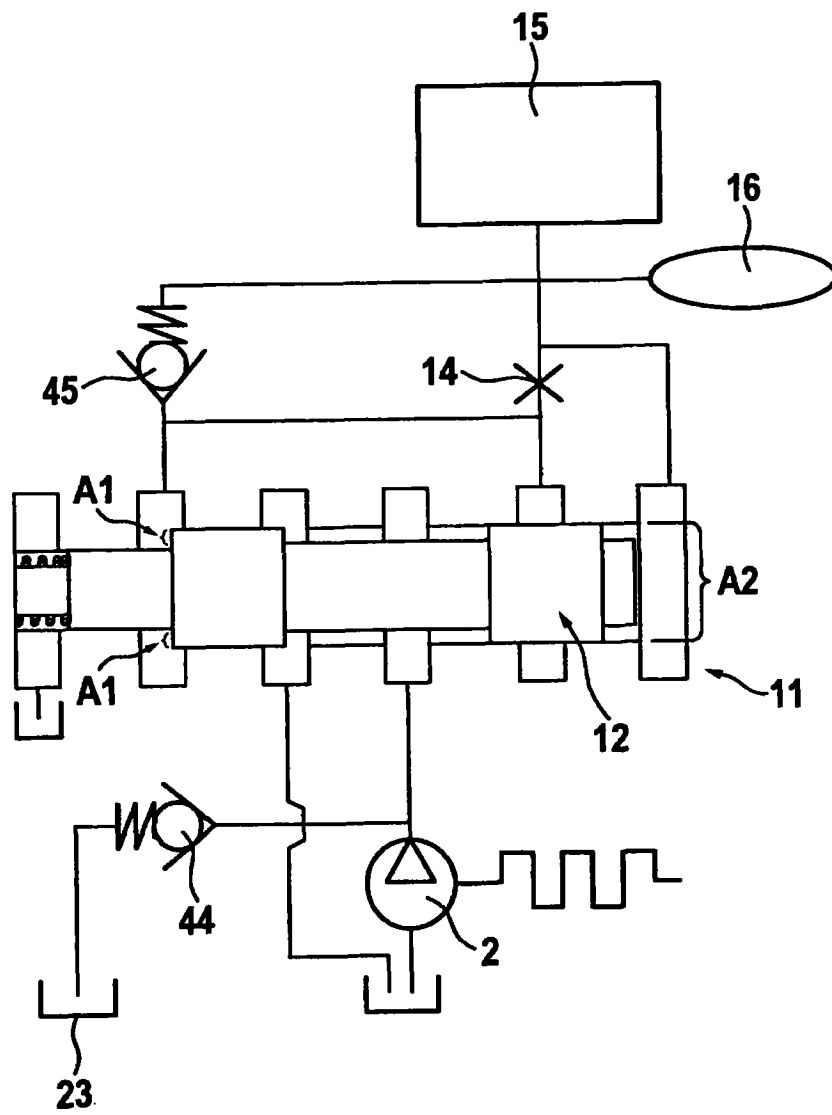


图 3

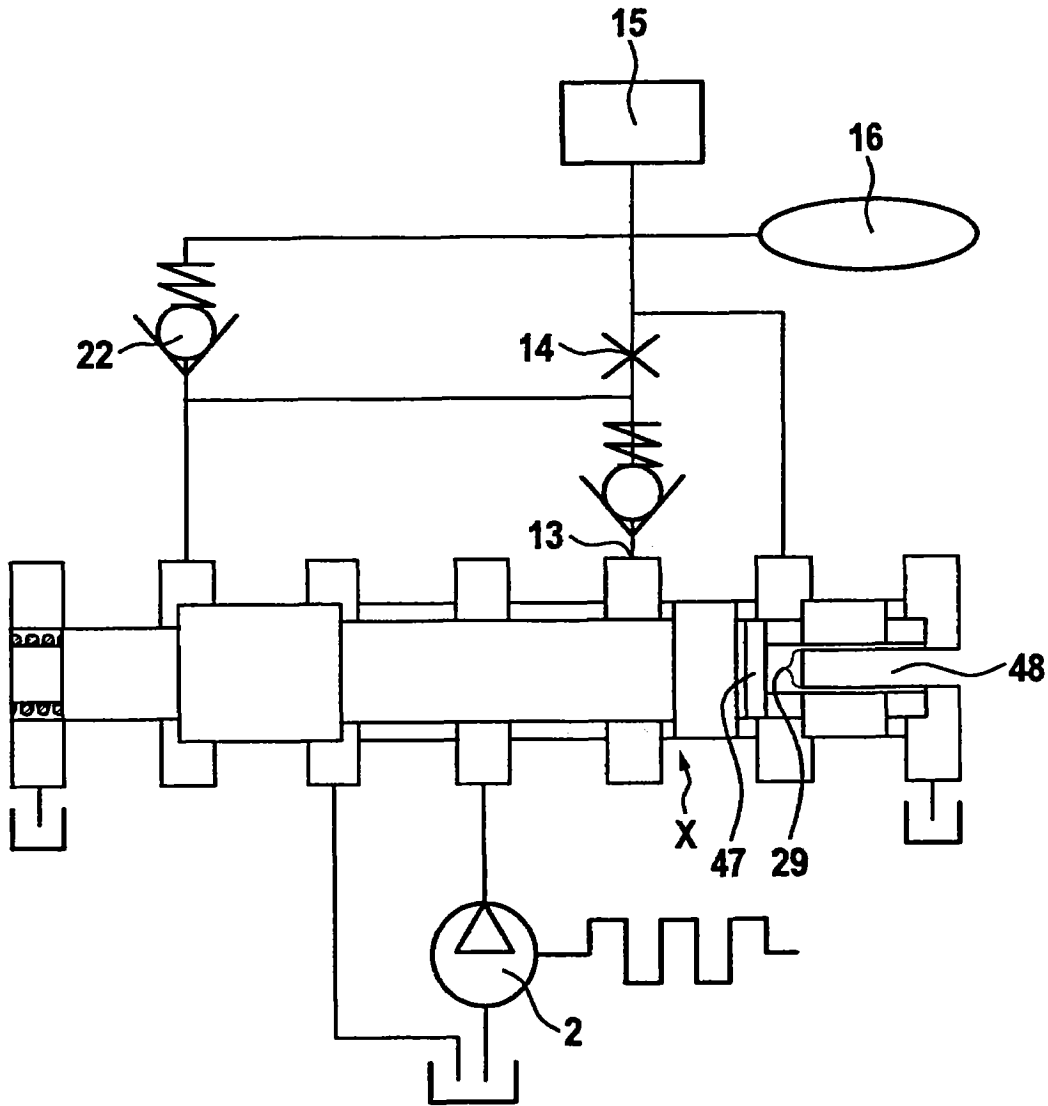


图 4