

1. 用于流体静力泵(1)的调节设备,其具有功率调节阀(4、104),所述功率调节阀具有第一接口、第二接口和第三接口以及阀滑块,液压油能够从所述泵的压力接口流入所述第一接口;所述第二接口能够与油箱连接;所述第三接口与在伺服活塞处的伺服腔室相连接;能够在减小所述泵的排量的情况下由控制压力加载所述阀滑块并且能够在增大摆动角的情况下由弹簧装置加载所述阀滑块,其特征在于,存在可调节的阀装置(10、110、210、310),通过所述阀装置根据对功率调节阀的阀滑块的调节能够加载相当于在所述泵的压力接口处的压力的控制压力或者能够加载相对于在所述泵的压力接口处的压力减小的控制压力。

2. 按权利要求1所述的调节设备,其中所述阀装置包括压差阀(10、110、210),所述压差阀具有沿流过横截面变小的方向作用到锁定体(34)上的调节弹簧(36)。

3. 按权利要求2所述的调节设备,其中能够调节所述调节弹簧(36)的预紧力。

4. 按权利要求3所述的调节设备,其中能够通过可定位在所述阀装置的壳体中的阀座调节所述调节弹簧(36)的预紧力。

5. 按权利要求4所述的调节设备,其中所述阀座构造在阀座栓(38、138、238)上,所述阀座栓能够通过与所述泵(1)的高压侧(B)的可切换的连接部定位。

6. 按权利要求5所述的调节设备,其中所述阀座栓(38)能够沿所述调节弹簧(36)的预紧力增加的方向加载切换弹簧(42)的力,并且能够在控制面上通过可切换的连接部加载高压。

7. 按权利要求3或4所述的调节设备,其中所述阀座能够通过电磁的调节设备(145)定位。

8. 按权利要求7所述的调节设备,其中所述阀座栓(138)加载切换弹簧(42)的沿调节弹簧(36)的预紧力减小的方向作用的力,所述切换弹簧反作用所述电磁的调节设备(145)。

9. 按权利要求1所述的调节设备,其中所述阀装置包括隔板(310)。

10. 按权利要求1、2或者9所述的调节设备,其中所述阀装置包括可切换的旁通阀(28),所述旁通阀平行于引起降低的控制压力的阀(10、110、210、310)布置并且能够在闭锁位置与打开位置之间转换。

11. 按权利要求9或10所述的调节设备,其中所述隔板(310)具有节流螺栓(338),所述节流螺栓能够手动地可转动地定位在所述阀装置的壳体中并且能够相对于所述壳体的内圆周梯级(335)定位。

12. 具有按上述权利要求中任一项所述的调节设备的流体静力泵(1),其中所述阀装置(10、110、210、310)集成到泵壳体(7)中。

用于流体静力泵的调节设备以及流体静力泵

技术领域

[0001] 本发明涉及一种调节设备,设置所述调节设备以便调节能够调节的流体静力泵的排量,并且所述调节设备具有由权利要求 1 的前序部分所述的特征。

背景技术

[0002] 所述流体静力泵能够例如是以轴向活塞式结构的调节泵,其中通过倾斜盘的摆动角的改变调节供油量。由文献 DE 10 2008 038 435 A1 已知调节泵的用于电比例摆动角调节的调节设备的基本结构。在此,由伺服缸的伺服活塞在摆动角增大的方向上并且由对置缸的对置活塞在摆动角减小的方向上加载倾斜盘。所述对置活塞总是加载高压,而通过伺服缸的伺服腔室的电控比例可调节的调节阀能够输送液压油或者将液压油从伺服腔室导出到油箱。调节阀的阀滑块通过回位弹簧与伺服活塞处于有效连接。因此,通过调节阀的比例磁铁能够与流经电磁铁的电流强度成比例地调节摆动角。

[0003] 由文献 DE 100 01 826 C1 已知用于调节泵的功率调节、确切地说是力矩调节。因为泵的转速也算入到泵的功率中,在压力和供油量的乘积保持恒定时,调节实际上是力矩调节。通常仍然谈到功率调节,正如这也应该在以下发生的那样。在此存有功率调节阀,所述功率调节阀具有第一接口、第二接口和第三接口以及阀滑块,液压油能够从泵的压力接口流入所述第一接口,所述第二接口能够与油箱连接,所述第三接口与在伺服活塞处的伺服腔室相连接,能够在轴向活塞泵的摆动角减小的方向上由泵压力加载所述阀滑块并且能够在摆动角增大的方向上由两个弹簧加载所述阀滑块,其中在较小的摆动角时两个弹簧作用在阀滑块上并且在较大的摆动角时仅一个弹簧作用在阀滑块上。以这种方式获得功率调节曲线,所述功率调节曲线由两条直线部段组成并且近似恒定功率的双曲线。

[0004] 此外,例如由文献 EP 826 110 B1 已知以功率调节阀调节泵的摆动角,所述功率调节阀通过液压控制管路与压力-输送流量调节器相连接。该压力-输送流量调节器具有负荷传感接口,通过所述负荷传感接口将由泵供给的消耗件的最高负荷的消耗件压力报告给压力-输送流量调节器,从而能够与此相应地调节所述泵。

[0005] 在此由背景技术已知或多或少地节流地、能够连接到泵的高压侧地构成压力-输送流量调节器的负荷传感接口。因此,能够改变所述贴靠在负荷传感接口上和有力矩阀上的控制压力并且进而移动功率曲线,所述力矩阀根据直接受控的限压阀的类型,摆动角回位到限压阀的关闭弹簧上。因此能够以两个等级通过接通阀以需求为导向地选择泵的功率。

[0006] 用于流体静力泵的这种调节设备的缺点是,对于具有增加的功率的切换位置来说,由泵的高压侧“分岔”的液压油流是必需的,所述液压油流降低了泵的效率。

发明内容

[0007] 与此相对地,本发明的任务在于一种调节设备,所述调节设备设置用于调节可调节的流体静力泵的排量并且具有由权利要求 1 的前序部分所述的特征,并且如此构造相应

的泵,从而能够调节不同的功率级。

[0008] 通过具有权利要求 1 所述特征的调节设备以及通过具有权利要求 12 所述特征的泵解决该任务。

[0009] 按照本发明的用于可调节的流体静力泵的调节设备具有具有功率调节阀,所述功率调节阀具有第一接口、第二接口和第三接口以及阀滑块,液压油能够从所述泵的压力接口流入所述第一接口;所述第二接口能够与油箱连接;所述第三接口与在伺服活塞处的伺服腔室相连接;能够在减小所述泵的排量的情况下由控制压力加载所述阀滑块并且能够在增大摆动角的情况下由弹簧装置加载所述阀滑块。存在可调节的阀装置,通过所述阀装置根据对功率调节阀的阀滑块的调节能够加载相当于在所述泵的压力接口处的压力的控制压力或者能够加载相对于在所述泵的压力接口处的压力减小的控制压力。

[0010] 因此,在调节设备的第一运行状态中将出现在泵的高压接口上的泵压力作为控制压力未减少地传送到功率调节阀的阀滑块处,或者在第二运行状态中通过阀装置将泵压力减小到降低的控制压力上。在第一运行状态中,通过功率调节阀调节泵的更低的功率级。在第二运行状态中调节泵的更高的功率级。

[0011] 所述阀装置优选位于功率调节阀的压力接口和泵的压力接口之间,从而在功率调节阀的压力接口处的阀装置的所述一个状态中,相对于泵压力更低的控制压力呈现在所述功率调节阀的压力接口上。但是,这保持存在而没有影响,因为所述在伺服活塞上建立的伺服压力通常远远低于泵压力。

[0012] 原则上阀装置也能够位于通到阀滑块处的控制支管中,从而泵压力呈现在功率调节阀的压力接口上。但是,控制支管大多数以短路径从功率调节阀的压力接口输导到阀滑块的控制面上,并且将阀装置嵌入到该控制支管中显得较为昂贵。

[0013] 在一种装置技术简单的实施方式中,阀装置能够切换到预先确定的减小的开启截面中,从而能够在泵的两种功率级之间选择。

[0014] 在从属权利要求中描述本发明的其他有利的设计方案。

[0015] 在一种特别优选的改进方案中,所述阀装置包括压差阀,所述压差阀具有沿流过横截面变小的方向作用到锁定体上的调节弹簧。

[0016] 优选地,能够调节所述调节弹簧的预紧力。通过例如在两个等级中的预紧力的改变能够通过压差阀调节压差并且进而在控制压力和泵压力之间的差值。如果调节弹簧大大地松弛,则所述压差非常小并且控制压力近似等于泵压力。在调节弹簧预紧时得到相应的压差。当达到设定的压差时压差阀关闭。于是,只有当在压差阀的下游例如通过将液压油输送到在伺服活塞处的伺服腔室中而实现液压油流出时,液压油才会流动。因此在每个功率级中都具有良好的液压效率。

[0017] 尤其是在有待调节的泵的标称尺寸较小时或者在在车辆液压系统中使用所述泵时,按照本发明的效率的改善在最大功率时是重要的。

[0018] 调节弹簧能够优选支撑在阀装置的壳体上。所述锁定体优选具有圆锥形的密封部段。

[0019] 能够通过可定位在所述阀装置的壳体中的阀座调节所述调节弹簧的预紧力。

[0020] 在此是优选的是,所述阀座构造在阀座栓上,所述阀座栓能够通过与所述泵的高压侧的可切换的连接部、尤其通过切换阀定位。因此,阀座栓能够将锁定体相对于调节弹簧

移动,以便如此调节其预紧力。

[0021] 在一种优选的改进方案中,所述阀座栓能够沿所述调节弹簧的预紧力增加的方向加载切换弹簧的力,并且能够在控制面上通过可切换的连接部加载泵压力。因为调节弹簧应该总是具有一定的张紧力,以便将压差阀的锁定体保持在阀座上,切换弹簧沿调节弹簧的预紧力增加的方向作用到阀座栓上,从而该阀座栓可靠地接通。

[0022] 在关于阀座栓的另一种改进方案中,能够手动地将所述阀座栓定位在阀装置的壳体中。在阀座栓和壳体之间的螺纹啮合是装置技术简单的。

[0023] 所述阀座栓也能够通过电磁调节设备移动。

[0024] 在此,在一种优选的设计方案中,由切换弹簧的沿调节弹簧的预紧力减小的方向作用的力加载阀座栓。与此相对地,电磁调节设备沿调节弹簧的预紧力增大的方向起作用。

[0025] 在另一种优选的设计方案中,按照本发明的调节设备的阀装置具有压差阀,所述压差阀不必是可切换的,从而能够省去可定位的阀座。压差阀具有沿关闭方向作用到锁定体上的调节弹簧,所述调节弹簧优选支撑在阀装置的壳体上。为了转换阀装置,平行于压差阀布置可切换的旁通阀。因此,在功率调节阀上的控制压力按照本发明在两个等级中变化并且得到两种功率级。

[0026] 在另一种设备技术特别简单的变形方案中,所述阀装置是可调节的隔板。因此,按照本发明从泵的高压侧到功率调节阀同样能够产生压差。

[0027] 在此优选的是,所述隔板具有节流螺栓,所述节流螺栓能够手动地可转动地定位在所述阀装置的壳体中并且能够相对于所述壳体的内圆周梯级定位。

[0028] 在另一种优选的设计方案中,阀装置具有不可变的隔板,从而能够省去可定位的节流螺栓。为了转换阀装置,平行于隔板设置可切换的旁通阀。因此,在功率调节阀上的控制压力按照本发明在两个等级中变化并且得到两种功率级。

[0029] 与此不同地,所述平行于旁通阀布置的隔板也能够是可调节的并且尤其能够在按照本发明的调节设备的开始运转(Inbetriebnahme)之前进行调整。为此,所述隔板具有节流螺栓,所述节流螺栓能够手动地可转动地定位在所述阀装置的壳体中并且能够相对于所述壳体的内圆周梯级定位。

[0030] 按照本发明的流体静力泵优选是车辆液压系统的轴向活塞泵并且具有上述的调节设备,其中所述阀装置能够布置在泵壳体中。

附图说明

[0031] 以下根据附图详细地描述本发明的不同的实施例。附图示出:

图 1 是具有按照本发明的调节设备的第一实施例的可调节的流体静力泵的接线图;

图 2 是具有按照本发明的调节设备的第二实施例的可调节的流体静力泵的接线图;

图 3 以纵剖面图示出了对于根据图 1 和 2 的第一和第二实施例的压差阀的第一种变形方案;

图 4 以纵剖面图示出了对于根据图 1 和 2 的第一和第二实施例的压差阀的第二种变形方案;

图 5 以纵剖面图示出了对于根据图 1 和 2 的第一和第二实施例的压差阀的第三种变形方案;

图 6 是具有按照本发明的调节设备的第三实施例的可调节的流体静力泵的接线图；
图 7 是具有按照本发明的调节设备的第四实施例的可调节的流体静力泵的接线图；并且
图 8 是对于根据图 6 和图 7 的第三和第四实施例的可调节的隔板。

具体实施方式

[0032] 图 1 示出了具有按照本发明的用于泵 1 的可偏斜的倾斜盘 2 的调节设备的第一实施例的可调节的流体静力泵 1 的接线图。所述调节设备包括由功率调节阀 4 形成的功率调节器和连接到倾斜盘 2 上的伺服活塞 6。此外，所述调节设备具有放置到泵壳体 7 上的压力 - 输送流量调节器 8 和嵌入到泵壳体 7 中的按照本发明的阀装置。该阀装置在根据图 1 的第一实施例中和在根据图 2 的第二实施例中以及在根据图 5 的第三实施例中包括压差阀 10、110、210。

[0033] 压力 - 输送流量调节器 8 通过高压控制接口 12、通过控制接口 14 并且通过泄漏接口 16 与泵壳体 7 相连接。此外，压力 - 输送流量调节器 8 具有负荷传感接口 X，通过所述负荷传感接口将所有由泵 1 供给的（未详细地示出的）消耗件的最高消耗件压力报告给压力 - 输送流量调节器 8。压力 - 输送流量调节器具有由 3/2 换向阀形成的输送流量调节器 18 和由 3/2 换向阀形成的压力调节器 20。压力 - 输送流量调节器 8 根据在高压控制接口 12 处的压力和负荷传感接口 X 处的压力调节在与功率调节阀 4 的接口 22 连接的控制接口 14 处的液压油的流动。

[0034] 由控制接口 26 通过压差阀 10、110、210 为功率调节阀 4 的另一个接口 24 提供液压油。控制接口 26 与泵 1 的高压接口或者说工作接口 B 相连接，从而通过压差阀 10、110、210 由泵的高压接口为接口 24 提供液压油。在压差阀和功率调节阀 4 的接口 24 之间分岔控制支管 21 到在功率调节阀的阀滑块处的控制面，通过所述控制支管对该控制面施加对应于在压差阀下游的压力的控制压力。同样的压力也呈现在功率调节阀 4 的接口 24 处。

[0035] 调节设备具有耦接元件 25，通过所述耦接元件通过两个弹簧 23 建立从倾斜盘 2 或者说从伺服活塞 6 到功率调节阀 4 的阀活塞的移走连接，所述弹簧施加与通过控制压力产生的力相反的力到功率调节阀的阀滑块上。根据倾斜盘的调节，所述弹簧 23 不同强度地张紧，从而由弹簧施加的力与倾斜盘的调节有关。

[0036] 功率调节阀 4 具有与伺服腔室相连接的第三个接口。如果当倾斜盘的摆动角变小时，液压油通过该接口 27 流向伺服腔室，并且如果当倾斜盘的摆动角变大时，液压油通过该接口从伺服腔室排挤到油箱。

[0037] 图 2 示出了具有按照本发明的调节设备的第二实施例的可调节的流体静力泵 1 的接线图。所述调节设备具有在图 1 中示出的调节设备的所有组件，即尤其是功率调节阀 4、压力 - 流量调节器 8 和压差阀 10、110、210。

[0038] 附加于根据图 1 的第一实施例，在第二实施例中与压差阀 10、110、210 并行地布置制成为 2/2 换向阀的旁通阀 28，通过所述旁通阀在控制接口 26 和功率调节阀 4 的接口 24 之间能够打开和关闭附加的连接。为此，所述旁通阀 28 具有通过弹簧预紧的打开位置和通过执行器可切换的关闭位置。

[0039] 如果旁通阀打开，则压差阀无效并且关闭。泵压力呈现在支管 21 中并且进而在功

率调节阀 4 的阀滑块的控制面上,则获得相应于低功率级的功率调节。如果旁通阀关闭,则在接口 24 上的和在控制支管 21 中的压力由于通过阀滑块和伺服活塞的泄漏而下降。如果在泵压力和下降的压力之间的差值达到在压差阀处设定的值,则这总是使如此多的液压油通过,从而在其下游接口处的压力并且进而在控制支管 21 中的压力总是小于泵压力一个固定的差值。也就是在泵压力高于在低功率级中的压力差时,功率调节才起反应。也就是现在相应于高功率级调节所述功率。

[0040] 图 3 至图 5 分别示出了泵壳体 7 的截取区段,在所述截取区段中分别构造导入每个压差阀 10、110、210 的流入口 30 和从每个压差阀 10、110、210 导出的流出口 32。根据图 3 至图 5 的三种变形方案分别具有锁定体 34,所述锁定体通过调节弹簧 36 相对于阀座栓 38、138、238 预紧。在此,锁定体 34 的圆锥形的部段贴靠在阀座栓 38、138、238 的环形阀座上。锁定体 34 在打开方向上施加由在流入口 30 中在通过阀座直径给出的平面上的压力产生的力,并且在关闭方向上施加由调节弹簧 36 的力和由在流出口 32 中在其有效大小再次通过阀座直径给出的平面上的压力产生的力。当在流出口 32 中的压力关于弹簧 36 的等效压力、即关于通过由弹簧力和压力作用面的大小产生的比例给出的压差小于在流入口 30 中的压力时,在锁定体 34 上存在力平衡。

[0041] 以下根据图 3 至 5 阐述压差阀的三种变形方案 10、110、210 的不同点。

[0042] 图 3 示出了对于按照本发明的调节设备的第一和第二实施例的压差阀 10 的第一种变形方案。控制压力腔 40 和切换弹簧 42 端面地布置在阀座栓 38 上,阀座栓 38 通过其能够在指向锁定体 34 的方向上移动,由此增加调节弹簧 36 的关闭力。在此,图 3 示出了具有调节弹簧 36 的最大预紧力的压差阀 10。切换弹簧 42 支撑在螺纹接套上或者说在连接套筒 44 上,所述连接套筒旋入到泵壳体 7 中。控制压力腔 40 通过连接套筒 44 能够与泵 1 的高压侧或者说与高压接口 B (参见图 1 和 2) 相连接。为此,在泵 1 的高压侧和连接套筒 44 之间的连接管路设有接通阀(两个都未示出)。图 3 示出了压差阀 10 调节到最大压差,所述压差通过对控制压力腔 40 施加高压而产生。在此,阀座栓 38 的径向凸缘 46 贴靠在泵壳体 7 的挡块 48 上。

[0043] 在阀座栓 38 上在流入口 30 的区域中设置径向降阶部(Rückstufung),孔 50 从所述径向降阶部出发通入到端侧的盲孔 51 中,所述盲孔的孔口棱边(Mündungskante)构成用于锁定体 34 的支座棱边。因此,从流入口 30 通过所述径向降阶部、通过孔 50、通过具有锁定体 34 的阀座到流出口 32 形成通过压差阀 10 的液压油流。

[0044] 阀座栓 38 (在图 3 中)通过在控制压力腔 40 中的压力降低能够在朝向连接套筒 44 的方向上移动,直到凸缘 46 贴靠在连接套筒 44 上。在此,锁定体 34 在在此其预紧力降低的调节弹簧 36 的影响下一起移动。以这种方式降低在压差阀上的压降,以便激活泵 1 的降低的功率级。当在控制压力腔 40 中呈现油箱压力时,阀座栓 38 朝向切换弹簧 42 地移动到连接套筒 44 处,因为在其阀座内部,高压贴靠在流入口 30 和孔 50 上,并且在阀座外部在阀座栓 38 的环面上呈现出关于所述大大松弛的调节弹簧 36 的(相对较小的)等效压力的、相对于高压降低的压力。在此,所述高压很大程度上对于功率曲线是决定性的。在更小的功率级上调节所述功率。

[0045] 如果对连接套筒 44 的控制接口和进而控制压力腔 40 施加高压,则根据调节弹簧 36 的初始预紧力或多或少地对阀座栓 38 进行压力均衡。当调节弹簧 36 的初始预紧力相对

高时,液压力的不平衡可以足够将阀座栓 38 在调节弹簧 36 的更强的预紧力方向上移动直至到挡块 48 上到在图 3 中示出的位置中。如果调节弹簧 36 初始时未张紧或者稍稍张紧,则在液压力之间不存在或者仅存在少许不平衡。对于在这种情况下阀座栓 38 也可靠地开关而存有切换弹簧 42。当然,调节弹簧 36 初始时应该稍有预紧,以便将锁定体 34 可靠地保持在阀座栓 38 的阀座上。

[0046] 图 4 示出了对于根据图 1 和图 2 的第一实施例和第二实施例的压差阀 110 的第二种变形方案。在此,以下仅阐述与根据图 3 的第一种变形方案的不同点。在这里看到这些不同点,即阀座栓 138 能够通过电磁铁 145 定位。在此,切换弹簧 142 在调节弹簧 36 的预紧力降低的方向上起作用。切换弹簧 142 将阀座栓 138 的凸缘 46 加载在内端面上,而与此相反,电磁铁 145 的电枢 147 将凸缘 46 加载在外端面上。电枢 147 在极管 144 中传导,所述极管旋入到泵壳体 7 中并且用作对于阀座栓 138 的凸缘 46 的挡块。在此,图 4 示出了在其最大松弛位置中的调节弹簧 36,通过该挡块限定所述位置。在此电磁铁 145 未通电流。切换弹簧 142 在此必须首先这样强,从而切换弹簧能够克服液压力的较小的不平衡。存在这种不平衡是因为在所述一个方向上在流入口 30 中存在的高压通过孔 149 呈现在磁体腔 140 中并且进而在阀座栓 138 的整个横截面上在朝向挡块 48 的方向上施加一个力到阀座栓上,而在反方向上高压仅呈现在阀座内部并且在阀座外部在环面上呈现出关于所述大大松弛的调节弹簧 36 的(相对较小的)等效压力的、相对于高压降低的压力。

[0047] 如果现在电磁铁 145 通电,则阀座栓 138 朝向切换弹簧 142 地移动直到挡块 48。调节弹簧 36 被更强地张紧。在压差阀 110 的流出口 32 中的压力降低。在此少许油必须例如通过功率调节阀 4 的阀活塞(参见图 1 和图 2)的泄漏而流走。在液压力之间的不平衡现在大于在转换之前的不平衡。

[0048] 如果现在再次关断电磁铁 145,那么切换弹簧 142 应该将阀座栓 138 移动离开挡块 48 到电磁铁 145 处。切换弹簧 142 也就是必须在切换回去的开始时如此强地张紧,从而切换弹簧能够克服较大的液压不平衡力。必须相应地坚固地构造电磁铁 145。为了限制电磁铁 145 的尺寸,阀座栓 138 应该尽可能地压力均衡。因此在泵壳体 7 中设置孔 149,磁体腔 140 通过所述孔与流入口 30 并且进而与高压相连接。通过孔 149 在以上描述的开关时也能够发生体积均衡。

[0049] 图 5 示出了对于根据图 1 和图 2 的第一实施例和第二实施例的压差阀 210 的第三种变形方案。在此,以下仅阐述与根据图 3 和图 4 的第一种和第二种变形方案的不同点。在这里看到这些不同点,即阀座栓 238 的外部端部段具有设有外螺纹的螺栓头 244,所述螺栓头旋入到泵壳体 7 中。由此能够将阀座栓 238 定位和固定在泵壳体 7 中,由此以所描述的方式能够不同强度地预紧调节弹簧 36。由此将压差阀 210 预先调节到确定的压差。根据按照本发明的根据图 2 的调节设备的第二实施例通过旁通阀 28 在泵 1 的两种功率曲线之间转换。

[0050] 图 6 示出了具有按照本发明的调节设备的第三实施例的可调节的流体静力泵 1 的接线图。该调节设备具有根据第一和第二实施例的压力-输送流量调节器 8、功率调节阀 104 和按照本发明的在第三实施例中构造为可调节的隔板 310 的阀装置。隔板 310 布置在控制接口 26 和功率调节阀 104 的进液口 24 之间。

[0051] 图 7 示出了具有按照本发明的调节设备的第四实施例的可调节的流体静力泵 1 的

接线图。在此,在这里看到与根据图 6 的第三实施例的不同点,即平行于可调节的隔板 310 设置旁通阀 28。因此在控制接口 26 和进液口 24 之间提供附加的连接。所述旁通阀 28 为此具有通过弹簧预紧的打开位置和通过执行器可关闭的关闭位置。在根据图 7 的第四实施例中,在调试时调节可调节的隔板 310 并且通过旁通阀 28 的接通实现在两种功率曲线之间的转换。当旁通阀 28 的移动的阀体在其通过弹簧预紧的初始位置中时,泵压力位于功率调节阀 104 上,由此选择更低的功率级。

[0052] 图 8 示出了对于根据图 6 和图 7 的第三和第四实施例的可调节的隔板 310。所述隔板具有在泵壳体 7 中形成的孔,在所述孔上构造内圆周梯级 335,所述内圆周梯级在控制压力介质的流动方向上布置在流入口 30 和流出口 32 之间。在内圆周梯级 335 中能够这样定位圆锥形的部段 334,从而形成具有可选择大小的环状间隙。在图 8 中该环状间隙为最小。所述圆锥形的部段 334 与节流螺栓 338 一体地形成在节流螺栓的端部段上。与该端部段对置的端部段能够通过与节流螺栓 338 一体地形成的螺栓头 244 定位和固定。因此能够手动地调节可调节的隔板 310,方法是节流螺栓 338 不同程度地旋入到泵壳体 7 中。

[0053] 当控制压力介质流动时,通过可调节的节流阀或者说通过可调节的隔板 310 就能够实现按照本发明的压降。根据图 6 的第三实施例至少在功率调节阀 104 的阀活塞的调整位置中并且在旁侧位置中是这种情况。在调整位置中,控制压力介质能够通过可调节的隔板 310 以及通过功率调节阀 104、压力调节器 20 和输送流量调节器 18 流到泄漏接口 L 处。控制压力介质也能够不依赖压力调节器 20 通过两个串联的喷嘴并且不依赖于输送流量调节器 18 通过其中一个喷嘴流到泄漏接口 L 处。

[0054] 与根据图 2 的第二实施例不同,所述可调节的压差阀 10、110、210 也能够不可调节,因为能够通过旁通阀 28 的开关选择阀装置的配属于两个按照本发明的不同的功率级的状态。

[0055] 与根据图 7 的第四实施例不同,所述可调节的隔板 310 也能够不可调节,因为能够通过旁通阀 28 的开关选择阀装置的配属于两个按照本发明的不同的功率级的状态。

[0056] 公开了一种用于可调节的流体静力泵、尤其是用于车辆液压系统的轴向活塞泵的、具有功率调节器、尤其是具有功率调节阀的调节设备,通过所述功率调节器或者说所述功率调节阀能够根据泵压力调节泵的摆动角。所述功率调节器与泵的高压侧(尤其是高压通道或者高压接口)可液压地连接或者液压地连接。在泵的高压接口和功率调节器之间布置可调节的阀装置。通过该阀装置在调节设备的第一运行状态中将出现在泵的高压接口上的泵压力未减少地传送到功率调节器的流入口处。或者在第二运行状态中将通过阀装置相对于泵压力减少的压力传递到功率调节器处。在第一运行状态中,通过功率调节器调节泵的更小的摆动角和进而更低的功率。在第二运行状态中调节泵的更高的摆动角和进而更高的功率。所述可调节的阀装置尤其包括可调节的压差阀。

[0057] 附图标记列表:

1	泵
2	倾斜盘
4、104	功率调节阀
6	伺服活塞
7	泵壳体

8		压力－输送流量调节器
10、110、210	压差阀	
12		高压控制接口
14		控制接口
16		泄漏接口
18		输送流量调节器
20		压力调节器
21		控制支管
22		接口
23		弹簧装置
24		接口
25		耦接元件
26		控制接口
27		接口
28		旁通阀
30		流入口
32		流出口
34		锁定体
36		调节弹簧
38、138、238	阀座栓	
40		控制压力腔
42、142	切换弹簧	
44		连接套筒
46		凸缘
48		挡块
50		孔
140		磁体腔
144		极管
145		电磁铁
147		电枢
149		孔
244		螺栓头
310		可调节隔板
334		圆锥形部段
335		内圆周梯级
338		节流螺栓
B		高压接口
X		负荷传感接口
L		泄漏接口

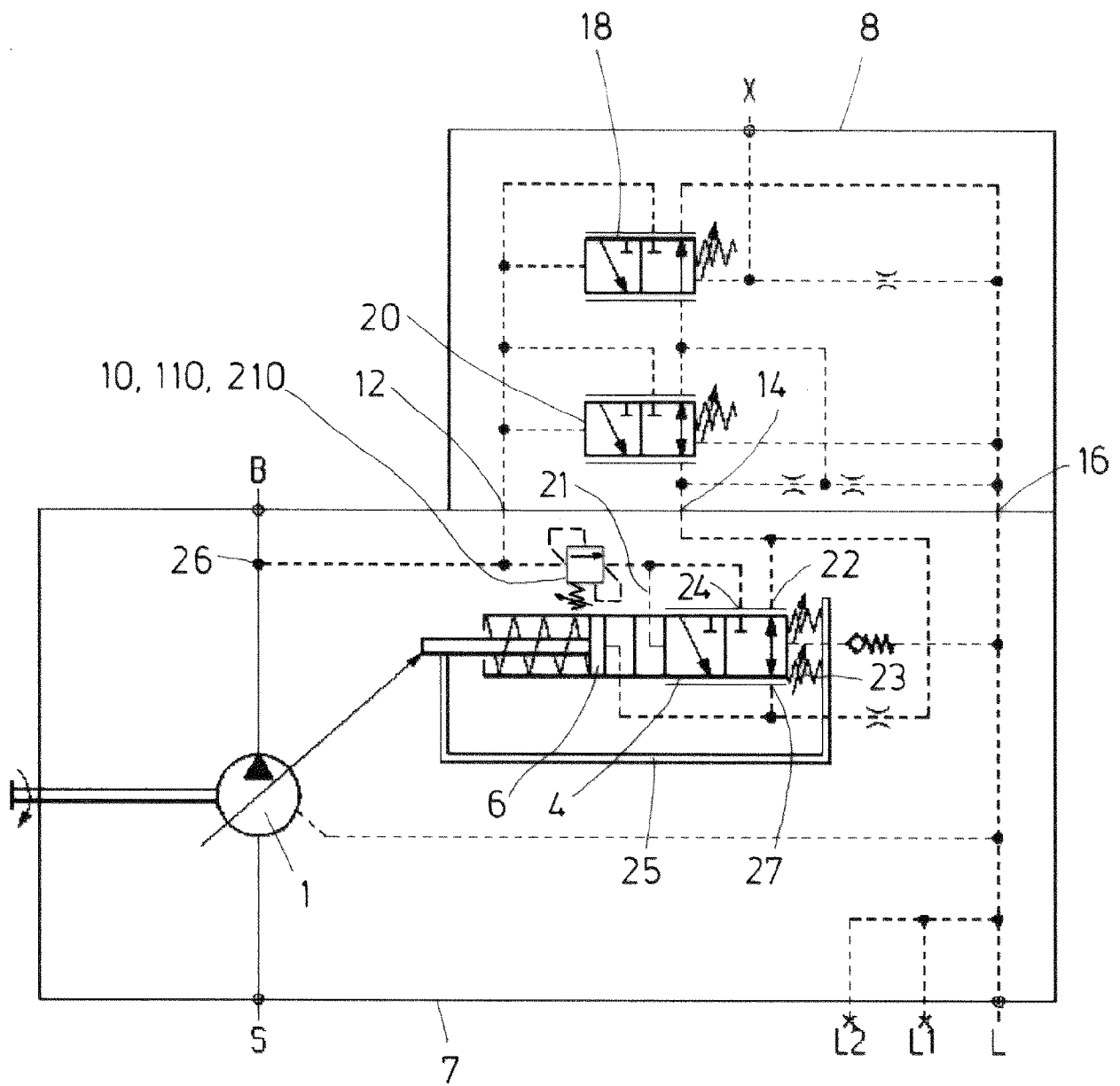


图 1

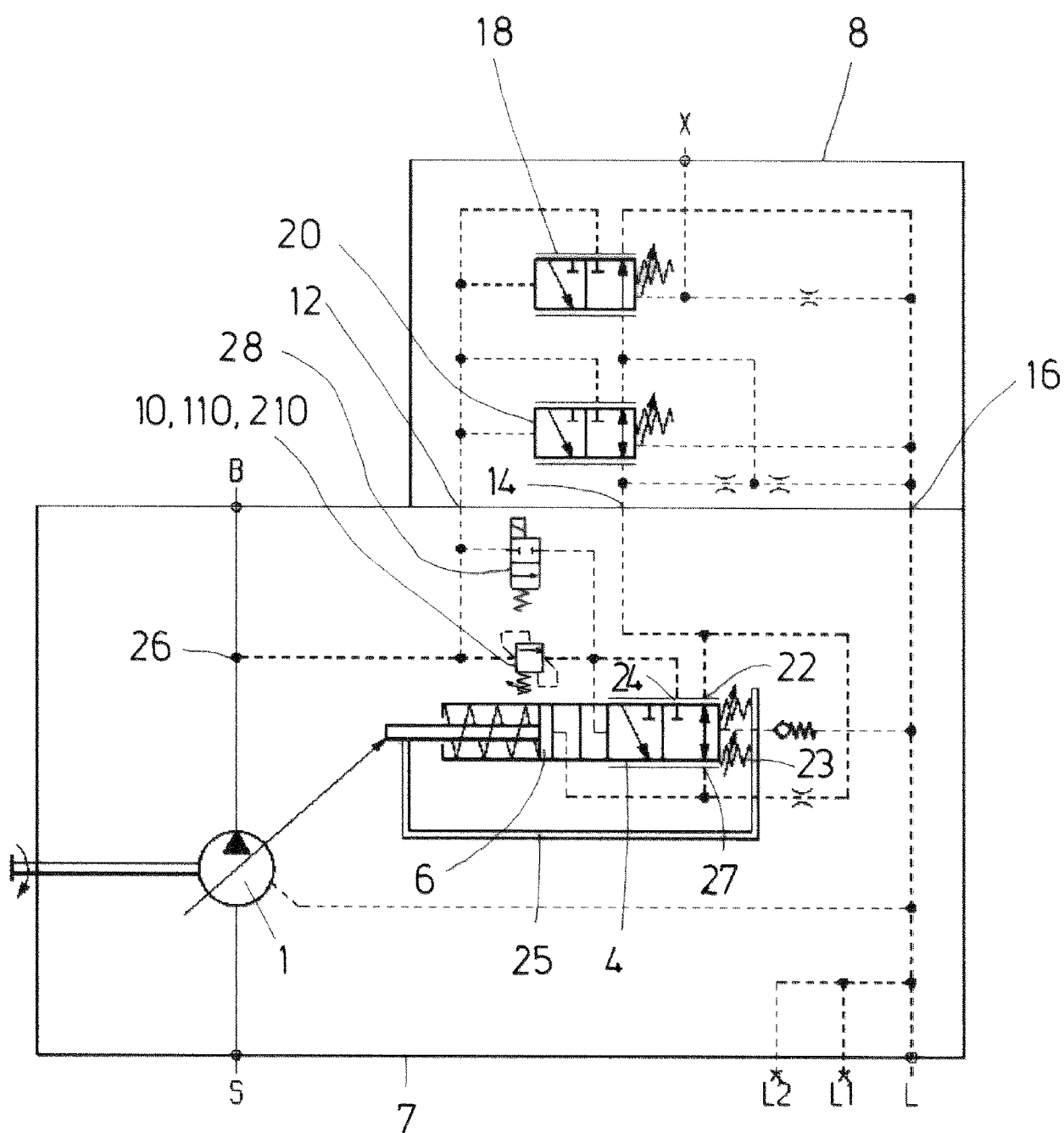


图 2

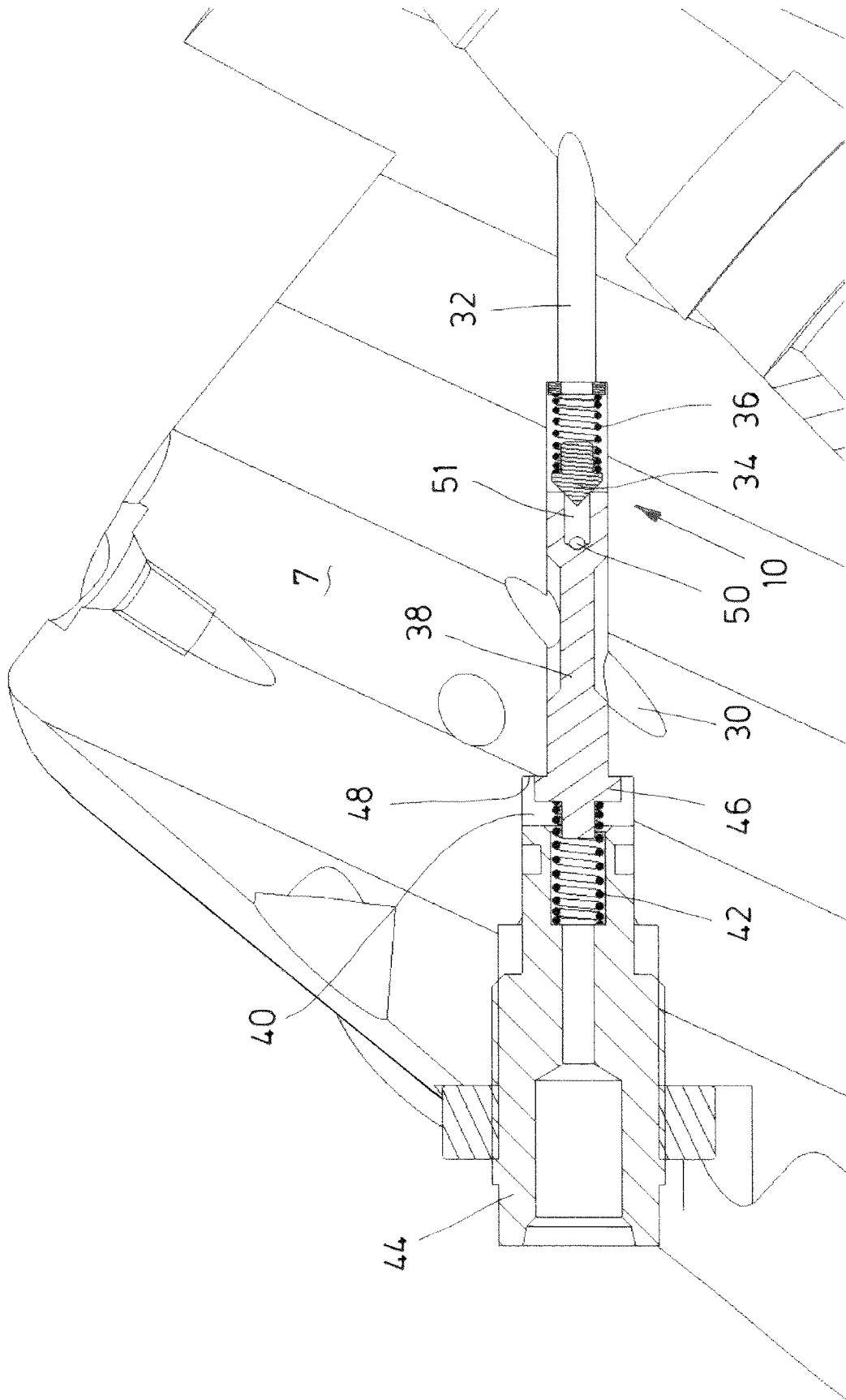


图 3

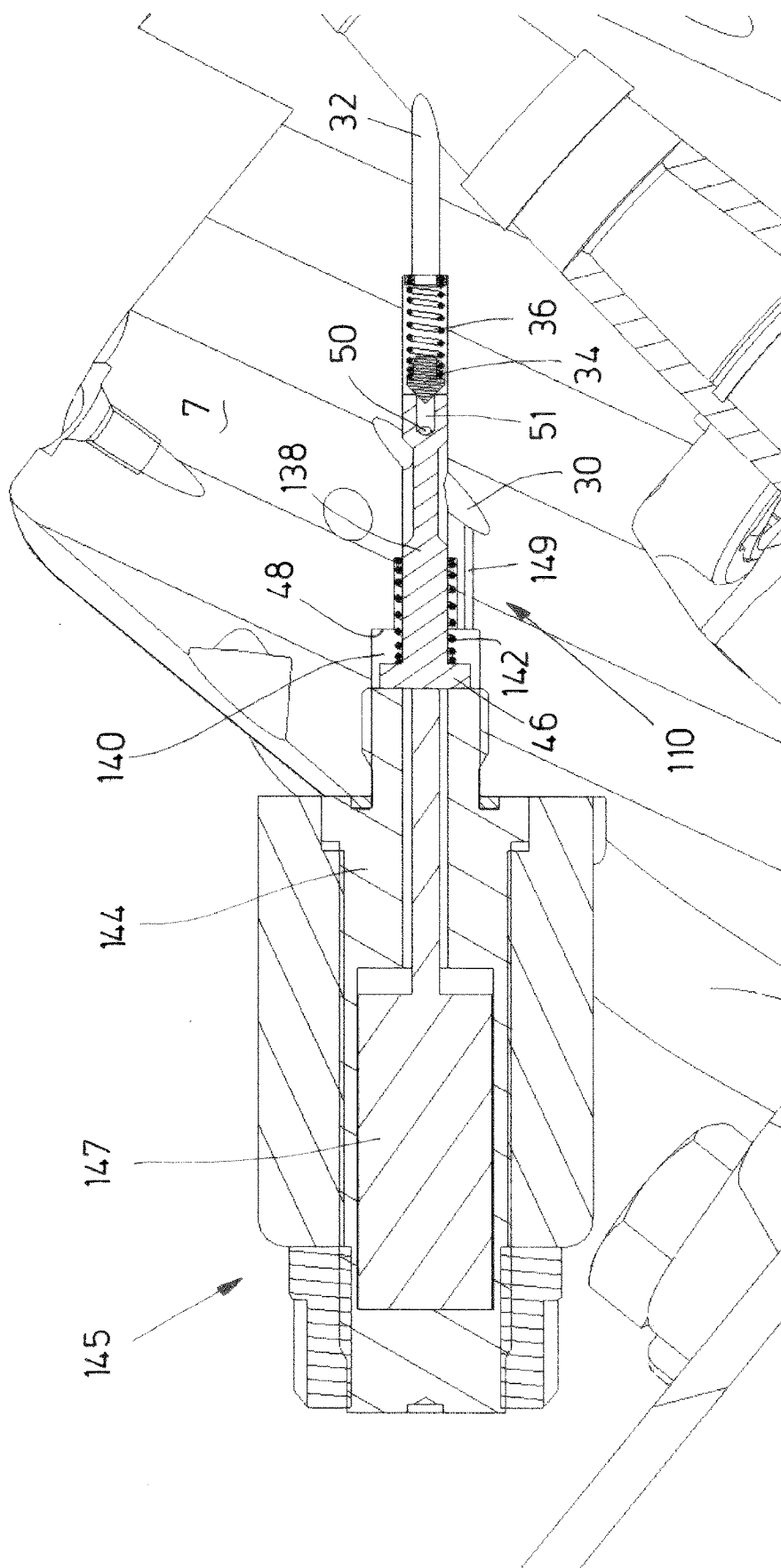


图 4

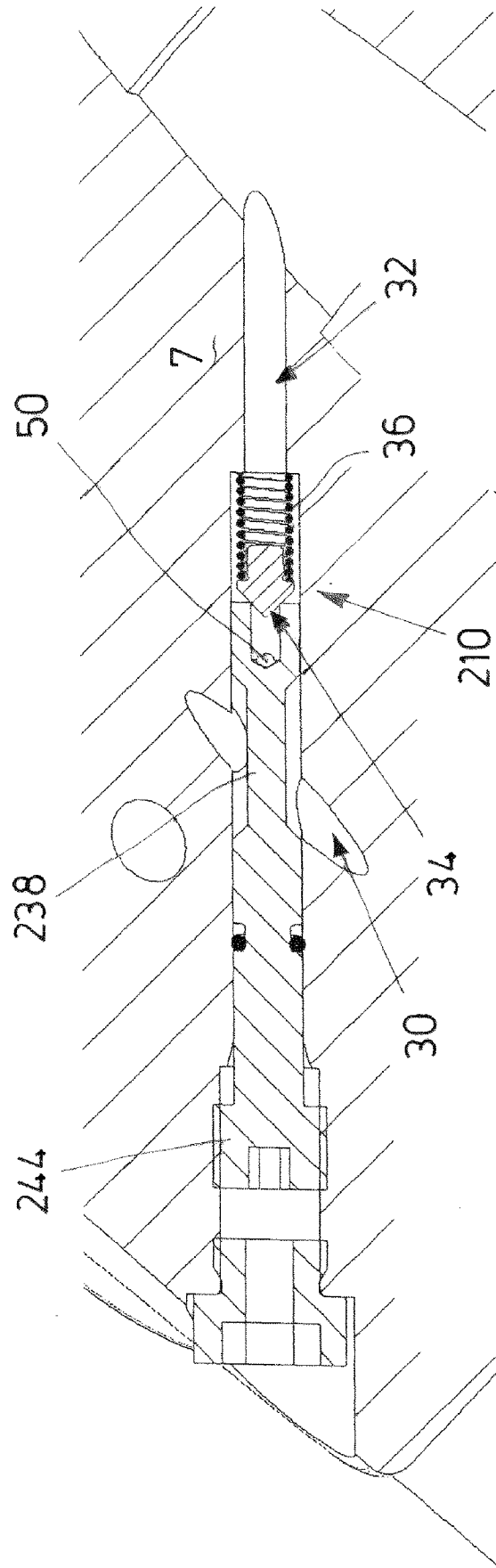


图 5

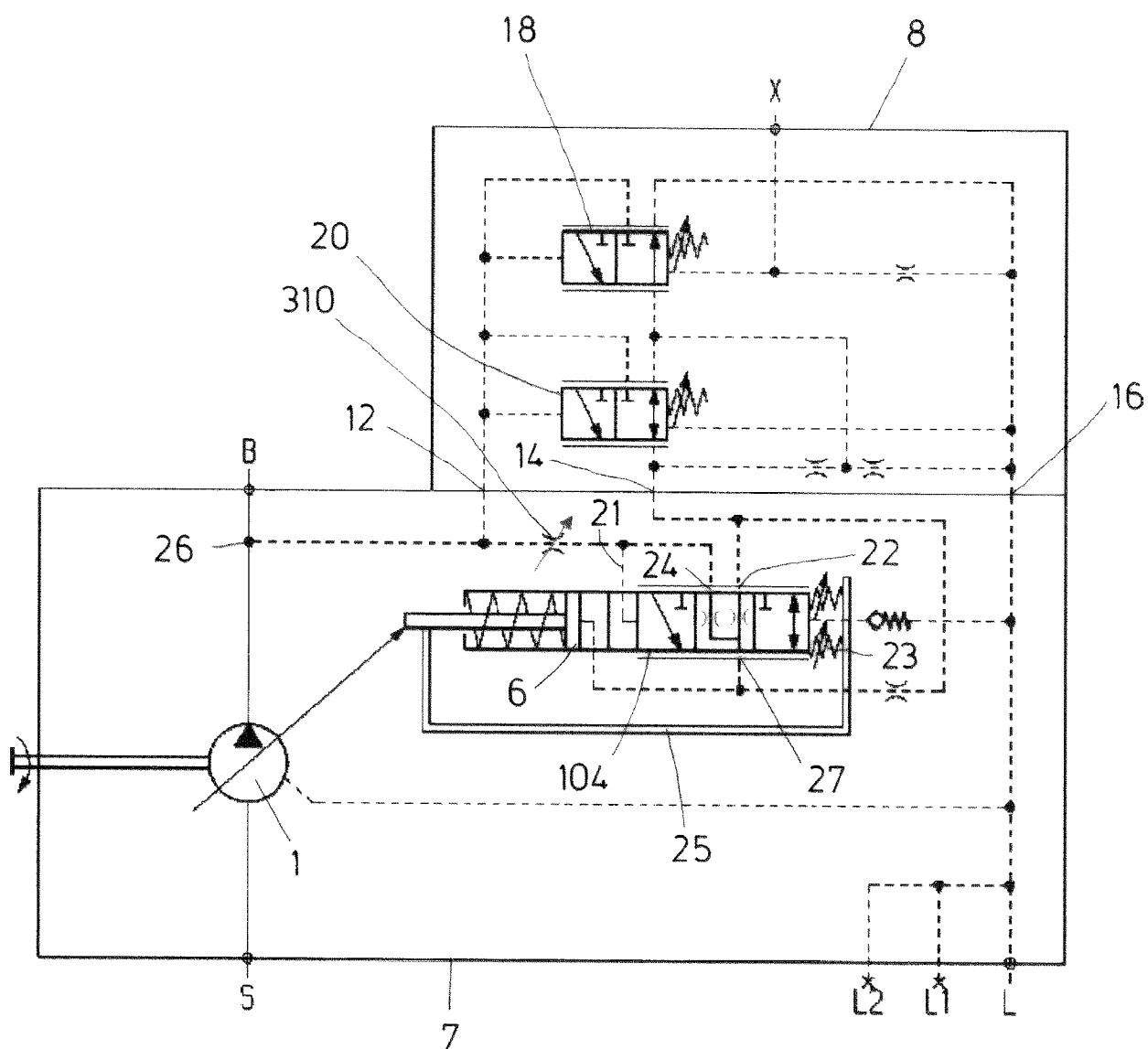


图 6

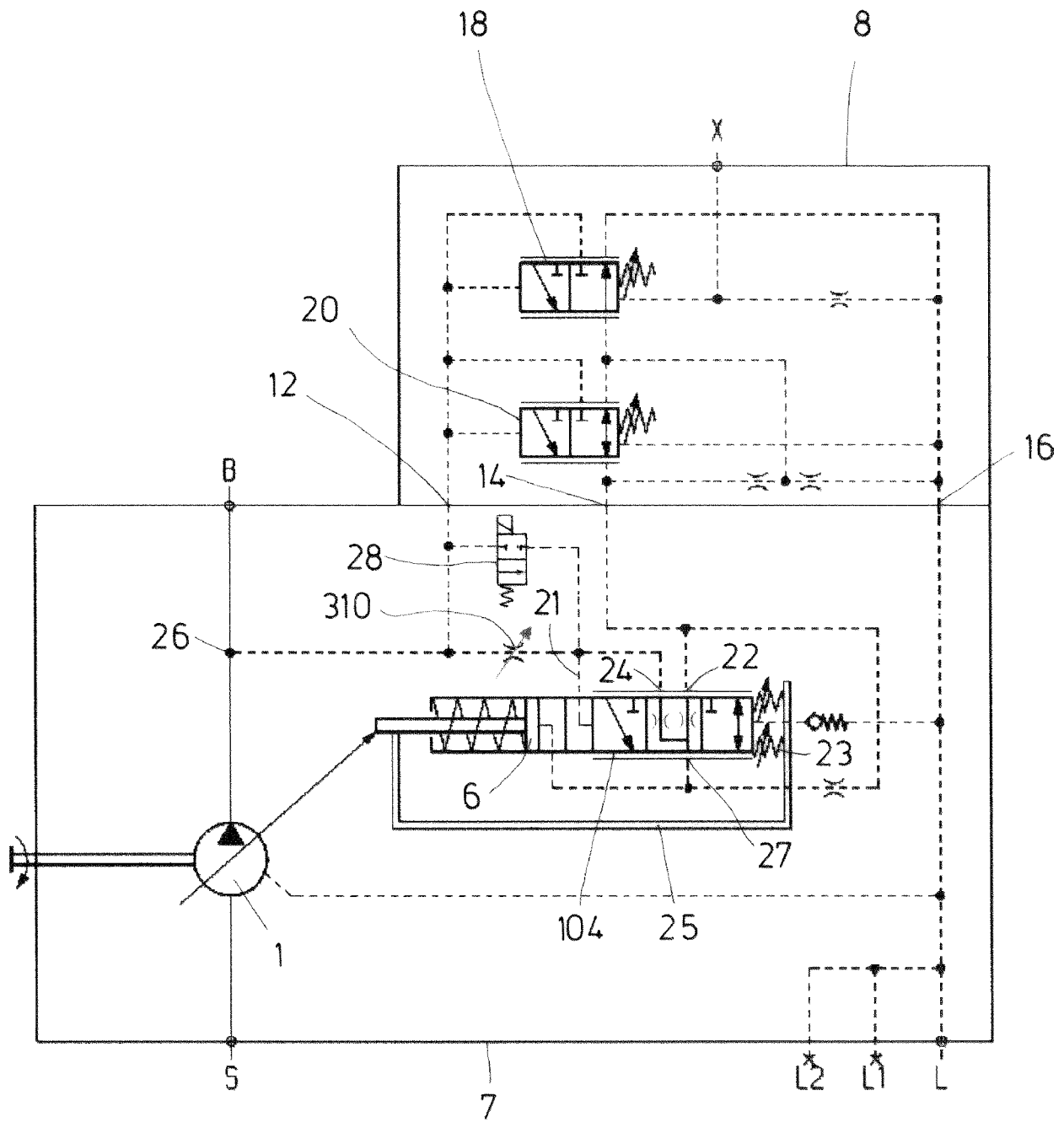


图 7

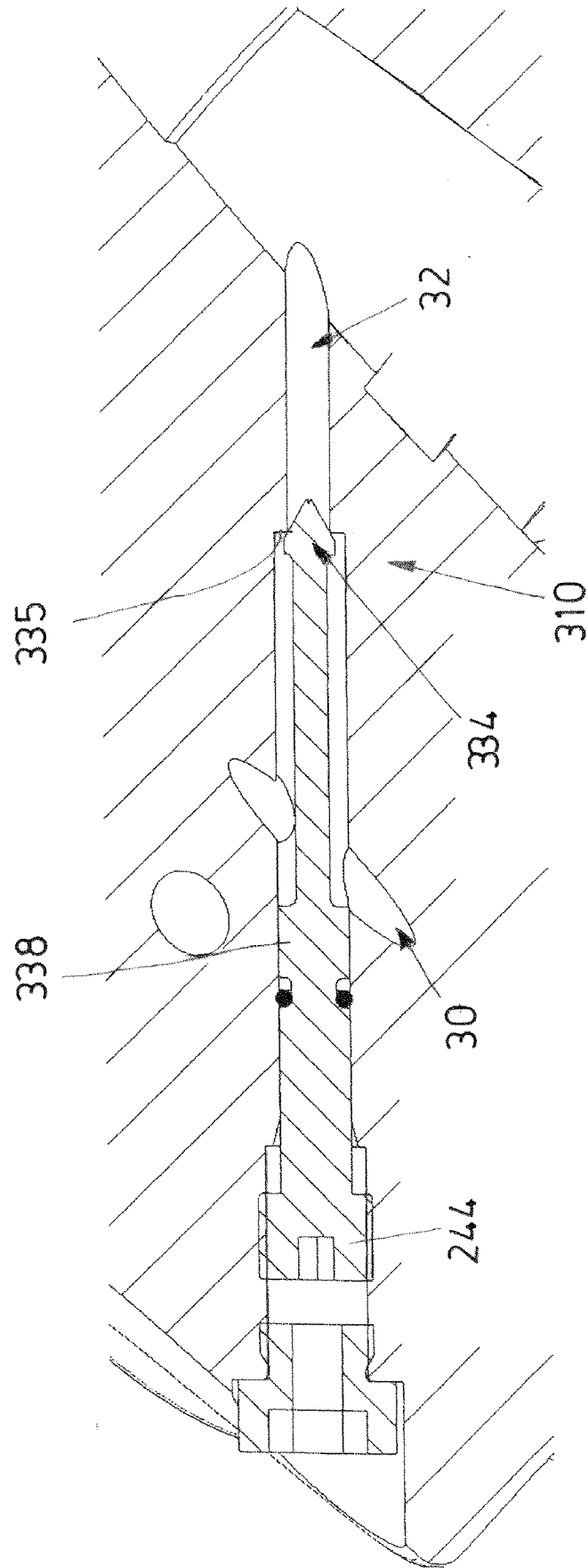


图 8