

1. 用于控制液压负载 (2) 的电动液压控制装置, 包括其排量可调节的流体泵 (10), 用于驱动流体泵而耦联在该流体泵上的可变转速的电动驱动装置 (12, 14) 以及用于探测流体压力的压力探测装置 (16, 21), 其特征在于, 设有主调节回路 (20, 14, 12, 10, 2, 6, 7 ; 32), 其调节元件是电动驱动装置 (12, 14) 的转速调节元件 (14) 和通过该主调节回路可以测量和调节流体压力和 / 或下属的调节参数, 和借助于一个副调节链 (22 ; 30 ; 40) 可以依据测量的流体压力控制流体泵 (10) 的排量调节元件 (23), 其中通过副调节链 (22) 对排量调节元件 (23) 调节可以按照干扰参数调节的方式通过主调节回路 (20, 14, 12, 10, 2, 6, 7) 补偿。

2. 按照权利要求 1 所述的电动液压控制装置, 其特征在于, 通过主调节回路 (20, 14, 12, 10, 2, 6, 7) 可以实施对负载 (2) 的一种分离的压力或速度调节。

3. 按照权利要求 1 所述的电动液压控制装置, 其特征在于, 为了进行压力调节, 所述副调节链 (30 ; 40) 按照输送给它的压力额定值作用于排量调节元件 (23), 并且为了实施对负载 (2) 的一种分离的压力或速度调节, 所述主调节回路 (32) 和所述副调节链 (30, 40) 共同作用。

4. 按照权利要求 3 所述的电动液压控制装置, 其特征在于, 在一种限压运行中转速调节元件 (14) 被施加预先设置的减小的转速值和在一种限速运行中排量调节元件 (23) 被调节到其最大值。

5. 按照权利要求 1 至 4 之一所述的电动液压控制装置, 其特征在于, 副调节链 (22) 包括一个压力转换调节器, 通过该调节器可以将可调节的流体泵 (10) 的排量依据预先设置的压力阈值 (Ps) 在一个预先设置的最小值和一个最大值之间调整。

6. 按照权利要求 5 所述的电动液压控制装置, 其特征在于, 所述压力转换调节器是两点式调节器。

7. 按照权利要求 1 至 4 之一所述的电动液压控制装置, 其特征在于, 副调节链 (30 ; 40) 包括压力调节器, 该压力调节器依据可预先设置的压力额定值按比例地控制排量调节元件 (23)。

8. 按照权利要求 5 所述的电动液压控制装置, 其特征在于, 副调节链 (30) 包括负荷压力的流体力学反馈 (21)。

9. 按照权利要求 7 所述的电动液压控制装置, 其特征在于, 副调节链 (30) 包括负荷压力的流体力学反馈 (21)。

10. 按照权利要求 5 所述的电动液压控制装置, 其特征在于, 副调节链 (40) 包括负荷压力的电子反馈 (16, 47)。

11. 按照权利要求 7 所述的电动液压控制装置, 其特征在于, 副调节链 (40) 包括负荷压力的电子反馈 (16, 47)。

电动液压控制装置

[0001] 本发明涉及一种按照权利要求 1 的前序部分所述的用于控制液压负载的电动液压控制装置。

[0002] 电动液压驱动装置例如用于这样的应用情况,其中在小尺寸的调节机构下要求高的调节力以及精确地控制被液压调节的机器部件。

[0003] 一种用于控制压铸机的液压负载的设计构思在本申请人的 EP0403041A2 中示出。一种恒定泵与液压负载按照一种液压力 / 行程比方式直接地相关联。该恒定泵由一种转速可变的电动伺服驱动装置操作。伺服驱动装置的速度调节回路是负载位置调节或压力调节的基础。

[0004] 正是在保持关闭压力情况下需要在非常小的转速下具有高的扭矩,以便借助于恒定泵保持高的压力。因此这种驱动装置设计的缺陷在于需要强劲的大尺寸的和因而也昂贵的伺服电机,它在低的转速下也能够提供足够的扭矩。

[0005] 在 EP0464286B2 中描述了另一种用于压铸机的电动液压驱动装置。不同的负载,如用于封闭模子和用于在注射装置中的材料进给以及用于驱动蜗杆的活塞 - 缸单元通过调节泵和阀单元进行控制。调节泵以公知的方式和方法在输送流量调节或压力调节的范围内运行。申请人在名称 SYDFEE 下提供具有相配属的调节装置的调节泵,参见数据页 RD30630/06.06。前述专利文献中描述的驱动装置还具有一个用于驱动调节泵的可变转速的电机。对压力介质的需求即需要的调节泵的输送量针对压铸过程的各个阶段被预先计算。输送量的值转换成电机的转数值和存储在过程控制仪中。过程控制仪用预先给定的转数值控制电机。这种设计的缺陷是所需要的转数的复杂的预先计算。这使得过程程序的制定和必要时的改变不必要地复杂。此外在确定转数值时必须总是要预先计划出输送容量的一定的余量,例如针对增大的摩擦或磨损。这导致运行中的能量损失。

[0006] 本发明的任务是提供一种能效高和可简单控制的电动液压控制装置。

[0007] 按照本发明该任务提供一种具有权利要求 1 的特征的电动液压控制装置解决。按照本发明的电动液压控制装置利用可调节的流体泵和利用可变转速的电动驱动装置进行控制。压力探测装置运行探测流体压力。该电动液压控制装置的主调节回路具有电动驱动装置的转速调节元件作为调节元件。借助于主调节回路可以调节流体压力和由此例如调节通过缸施加的力或后置的调节参数如例如负载的位置或速度。流体泵的排量调节元件借助于副调节链依据测量的流体压力进行控制。由此可以直接地用例如关于过程控制的额定值预置和在没有专门的了解电动液压控制装置的结构的情况下预先设置调节参数。由此例如可以在不知道所需要的输送量或泵转速情况下预先设置负载的速度。主调节回路通过调节转速将实际值调节到要求的设置值上。副调节链自动地和在过程控制的操作者或编程员没有辅助动作的情况下负责实现电动液压控制装置的高能效的低噪声和低磨损的运行。

[0008] 依据流体压力对排量调节元件的控制允许例如在压力保持运行中调节出较小的泵汲容积(**Schöpfvolumen**)。由此电动驱动装置的扭矩负荷下降。主调节回路必要时再调节转速。由此可以避免在低转速和高扭矩下对能量不利的运行状态。电动驱动装置可以针对较小的最大扭矩进行设计。这允许使用成本有利的电动驱动装置。在低的流体压力

下快速运行时副调节回路将调节泵调节到一个最大的泵汲容积。快速运行可以以低的转速和以小的噪声水平在调节泵的最大效率下结束。其它的有利的实施例在从属权利要求中给出。

[0009] 优选地,对排量调节元件的调节通过副调节链按照一种干扰参数调节的方式通过主调节回路补偿。副调节链此时在很大程度上与主调节回路相独立地反应和在噪声水平、能量使用、磨损和电动驱动装置的最大要求的扭矩方面优化主调节回路的调节对象的性能。对调节对象的这种干预由主调节回路自动地调节而没有过程控制机构的干预。

[0010] 按照本发明的一个优选的设计,可以通过主调节回路实施一种对负载的分离的(abloesend)压力/速度调节。在该分离的压力/速度调节下,对调节器同时预先设置了负载的一个压力额定值和一个速度额定值。额定值在作为上限值的同时用作相应的调节参数。调节器调整具有更负的调节误差的调节参数。一种这样的调节器例如用比较器电路构造和对于控制调节泵的柱塞调节元件本身是公知的。该调节原理也可以转用到对转速调节元件的控制上。通过副调节链使该调节方法在噪音水平、能量投入等等方面得到优化。另一个优选的构造规定,副调节链按照向其输送的压力额定值的标准对排量调节元件作用以便进行压力调节并且主调节回路和副调节链为了对负载进行分离的压力/速度调节而共同作用。由于副调节链本来就形成一种对测量的流体压力的反馈,因此它可以在使用很少的附加费用下配置为自己的调节回路。将调节划分成一个通过主调节回路形成的速度调节回路和一个通过副调节链形成的压力调节回路可以简化参与的调节器的调节器结构。系统特性可以简单地控制。

[0011] 如果在限制压力的运行中转速调节元件被施加预先设定的减小的转速值和如果在限制速度的运行中将排量调节元件调节到它的最大值,则尤其可以放弃昂贵的比较器电路。各不处于调节运行中的调节回路由此变成不起作用状态和必要时被控制到饱和状态。这简化了系统分析和提高了整个系统的调节稳定性。

[0012] 一个特别简单的实施例规定,副调节链包括压力转换调节器,尤其是两点式调节器,通过该调节器可以依据预先设定的压力阈值在一个预定的最小值和一个最大值之间调整可以调节的流体泵的排量。

[0013] 副调节链对主调节回路的影响和由此主调节回路中的补偿需求较小和更精细地配量,如果副调节链包括压力调节器,该压力调节器依据预定的压力额定值按比例地控制排量调节元件,那么副调节链对主调节回路的影响和由此主调节回路中的补偿需求就较小和被更精细地计量。

[0014] 如果副调节链包括负荷压力的流体力学式反馈,那么副调节链的结构得到简化。该流体力学式反馈可以在调节泵中实施。

[0015] 如果副调节链包括负荷压力的电子式反馈,则也可以得到电动液压控制装置的一种简单的低成本的结构。电子测量的负荷压力信号可以作为实际值信号以相同的方式用于主调节回路和副调节链。

[0016] 以下参照附图中示出的实施例详细描述本发明和其优点。

[0017] 附图中所示:

[0018] 图1是一个液压轴的简化的线路图,包括一个液压负载和一个电动液压控制装置,它具有调节泵,可变转速的电动驱动装置和压力转换调节器,

[0019] 图 2 是图 1 的电动液压控制装置中压力变化的一个示例,其中给出了在调节泵上调节的偏转角,

[0020] 图 3 是图 1 所示电动液压控制装置的一个变型,其中调节泵的偏转角可以通过一个液压调节器用液力机械式的压力测量进行调节,和

[0021] 图 4 是图 1 所示电动液压控制装置的另一个变型,其中调节泵的偏转角可以通过一个电动液压调节器用电子式的压力测量进行调节。

[0022] 在图 1 中示出了一个电动液压轴的一个简化的线路图。电动液压轴具有液压马达,通过该液压马达使例如压铸机,压力机,冲型剪切机,等等的机器部分运动。在所示的实施例中液压马达构造成活塞-缸单元 2。活塞-缸单元 2 结合在一个调节回路中。被调节的调节参数可以是位置,速度和 / 或力。活塞-缸单元 2 通过电动液压控制装置 1 用压力介质(以下也成为流体)进行控制。电动液压控制装置 1 的组成部分是一个在其泵汲容积上可以有偏差的调节泵 10,一个无刷电机 12,优选三相交流电动机以及一个电机调节仪 14,通过该调节仪可以用可变频的交流电驱动该电机 12。该电机调节仪 14 配属于系统调节器 20。由行程测量系统 6 测量的活塞-缸单元 2 的位置信号经信号线路 7 和通过压力传感器 16 测量的压力信号在信号线路 17 上输送给系统调节器 20。行程测量系统 6 或压力传感器 16,系统调节器 20,下游的电机调节仪 14,电机 12,调节泵 10 和活塞-缸单元 2 形成一个封闭的主调节回路。

[0023] 此外设有过程控制机构 4,它控制电动液压轴的运动循环。为此通过信号线路 8 和 9 将压力额定值,速度额定值或位置额定值传递给系统调节器 20。过程控制机构 4 也控制换向阀 18,通过换向阀确定活塞-缸单元 2 的运动方向。

[0024] 副调节链包括调节泵 10 的调节元件 23,通过它调节调节泵 10 的排量,以及与调节元件 23 连接的压力转换调节器 22。压力转换调节器 22 通过控制流体线路 23 探测在调节泵 10 的出口上存在的流体压力。通过最小输送止挡 24 预先设置调节泵 10 的最小排量。

[0025] 具有电动液压控制装置 1 的电动液压轴可以通过预先设置位置额定值,速度额定值或压力额定值以公知的方式进行控制。主调节回路的直接的调节参数是电机 12 的转速。在输送流量调节、压力调节或要调换的压力 / 输送流量调节的范围中活塞-缸单元 2 可以按照预先设置的额定值的标准运行。为此系统调节器 20 通过下属的电机调节仪 14 对电机 12 作用。电机调节仪 14 此时用作电动驱动装置的转速调节元件。

[0026] 通过副调节链在与电机 12 的转速独立地和与前述的主调节回路并列地控制调节泵 10 的排量。在压力转换调节器 22 中预先给定一个压力阈值 P_s ,依据该阈值将调节泵 10 的排量在一个最大值和一个通过最小输送止挡 24 预设的最小值之间进行切换。依据其输出压力,调节泵 10 由此占据调节元件 23 的两个极限位置之一,即在低于压力阈值 P_s 的压力时的最大调节位置和在止挡 24 处在高于压力阈值 P_s 时的最小位置。压力转换调节器 22 可以根据该实施例形成两点式调节器。必要时可以希望使用具有多于两个切换状态的压力转换调节器。

[0027] 在图 2 中依据调节泵 10 的出口处的示例性压力变化曲线给出了调节元件 23 的所配属的调节。在该第一时间区 T_0 至 T_1 中压力低于压力阈值 P_s 。因此调节泵 10 被调节到最大排量。自时刻 T_1 输出压力超过压力阈值 P_s 。由此压力转换调节器 22 将调节元件 23 调节到最小输送止挡 24。此时通过主调节回路,经反馈通过压力传感器 16 和通过调节电机转速

来调节在负载 2 上作用的压力,也包括在时刻 T_1 之后所处于的压力 P_1 。在时刻 T_1 周围通过减小泵 10 的排量出现的对调节回路的影响通过提高电机转速(如一个干扰参数一样)来调节。

[0028] 所述的调节,其中主调节回路以及副调节链在最大程度上相互独立地或自主地作用于一个公共的调节对象,允许在能量效率、噪声优化和减小最大扭矩方面修改主调节对象。由此在超过压力阈值 P_s 时,如果例如应该保持一个高于压力 P_s 的压力 P_1 ,那么由电机 12 施加的最大扭矩通过减小调节泵 10 排量被明显地降低。在低压力下的快速运行情况下,例如在时间段 T_0 至 T_1 中,可以使用调节泵 10 的全排量,以使活塞-缸单元 2 在低的转速下轻声地和节能地运行。主调节回路的和尤其是系统调节器 20 的调节器结构可以对应于一种常规的压力调节器,输送流量调节器或位置调节器,或组合的压力/输送流量调节机构。通过副调节链,即压力转换调节器 22 和调节元件 23 产生的对调节对象的影响如一种干扰一样地作用并且通过系统调节器 20 被直接地补偿,尤其是对主调节回路的影响可以通过副调节链与主调节回路相比较作为低频干扰设计。

[0029] 在图 3 中示出了按照本发明的第二实施例的对图 1 中所示的电动液压轴,或电动液压控制装置 1 的一种变型。以下主要描述与前面所述实施例的控制装置 1 的区别。

[0030] 按照第二实施例的电动液压控制装置 1 配有一个可以比例调节的流体力学式调节器 30 取代压力转换调节器 22,其用于控制调节泵 10 的调节元件 23。流体力学式的泵调节器 30 经控制流体线路 21 探测调节泵 10 的输出压力和按照在信号线路 8 上供给它的压力额定值的标准在压力调节的范围中控制调节泵的调节元件 23。

[0031] 系统调节器实施成位置或速度调节器 32。主调节回路由此除了位置或速度调节器 32 以外还包括下游的电机调节仪 14,电机 12,调节泵 10,活塞-缸单元 2 以及行程测量系统 6 和信号线路 7。位置额定值或速度额定值经信号线路 9 被供到调节器 32。

[0032] 存在于活塞-缸单元 2 上的压力可以在最大程度上与电机 12 的转数相独立地通过流体力学的泵调节器 30 调节和限制。如果没有达到压力额定值,那么泵调节器 30 将调节元件 23 保持在一个最大值上和活塞-缸单元 2 的速度或位置调节通过主调节回路的速度调节器/位置调节器 32 进行。

[0033] 为了使在压力保持运行下的能量消耗最小,可以在进行压力调节时,例如当用于压力的调节故障信号低于一定的极限值时,将电机 12 的转速调节到预定的低的值上。这在线路技术中是容易实现的,例如通过向电机调节仪 14 供给一个确定的速度取代调节器 32 的初始信号。除了节能之外,通过预先设置合适的速度也没有避免电机 12 低于某个转速,该转速要求输出最小扭矩。

[0034] 按照图 3 中所示的线路,以简单的方式实现一种分离的压力/速度调节,其中参与的调节器 30 和 32 在很大程度上是自主反应的。不需要电子式压力测量。在整体上看,压力额定值预置或速度额定值预置分别作为所属的调节参数的上限值作用。

[0035] 图 1 中所示的线路的另一种变型在图 4 中示出。其中示出的用于控制活塞-缸单元 2 的电动液压控制装置 1 与图 3 中示出的电动液压控制装置 1 只有很小的区别。设置了电压力传感器 16 取代对调节泵 10 的输出压力的流体力学测量。经信号线路 47 经测量的压力输送给电子式泵调节器 40。后者在信号线路 8 上获得压力额定值。

[0036] 按照图 4 的电动液压控制装置 1 的功能对应于按照图 3 的电动液压控制装置 1 的

功能,区别在于,流体压力的反馈不是以流体力学方式而是电子式地进行的。这允许例如使用可以多方面参数化的数字式调节器。此外可以考虑将速度调节器 / 位置调节器 32, 电机调节仪 14(至少其调节器逻辑电路) 和电子式泵调节器 40 共同地集成在一个惟一的微控制器上。还应该注意,电动液压控制装置 1 不局限于控制线性马达如活塞 - 缸单元 2。也可以用旋转式马达取代活塞 - 缸单元 2。它的位置优选经由转角测量系统测量和输送给系统调节器 20 或速度调节器 / 位置调节器 32。

[0037] 按照本发明,电动液压控制装置与通过它控制的液压负载一起形成一个主调节回路。附加地,一个副调节链作用于该调节对象,以使得该调节对象的减小噪声、能量消耗和减小最大扭矩方面被优化。副调节链可以在很大程度上自主地按照例如预定的压力阈值的标准作用于调节对象。主调节回路在干扰参数补偿的范围中在改善前述性能的情况下补偿这种作用。副调节链也可以设计成全值的压力调节回路,用于在比例式压力调节的范围中限制和调节施加在液压负载上的压力极限。

[0038] 附图标记列表

- [0039] 1 电动液压控制装置
- [0040] 2 活塞 - 缸单元
- [0041] 4 过程控制机构
- [0042] 6 行程测量系统
- [0043] 7 信号线路
- [0044] 8 信号线路
- [0045] 9 信号线路
- [0046] 10 调节泵
- [0047] 12 电机
- [0048] 14 电机调节仪
- [0049] 16 压力传感器
- [0050] 17 信号线路
- [0051] 18 换向阀
- [0052] 20 系统调节器
- [0053] 21 控制流体线路
- [0054] 22 压力转换调节器
- [0055] 23 排量调节元件
- [0056] 24 最小输送止挡
- [0057] 30 流体力学式泵调节器
- [0058] 32 速度调节器 / 位置调节器
- [0059] 40 电子式泵调节器
- [0060] 47 信号线路
- [0061] P_s 压力阈值
- [0062] P_1 压力额定值

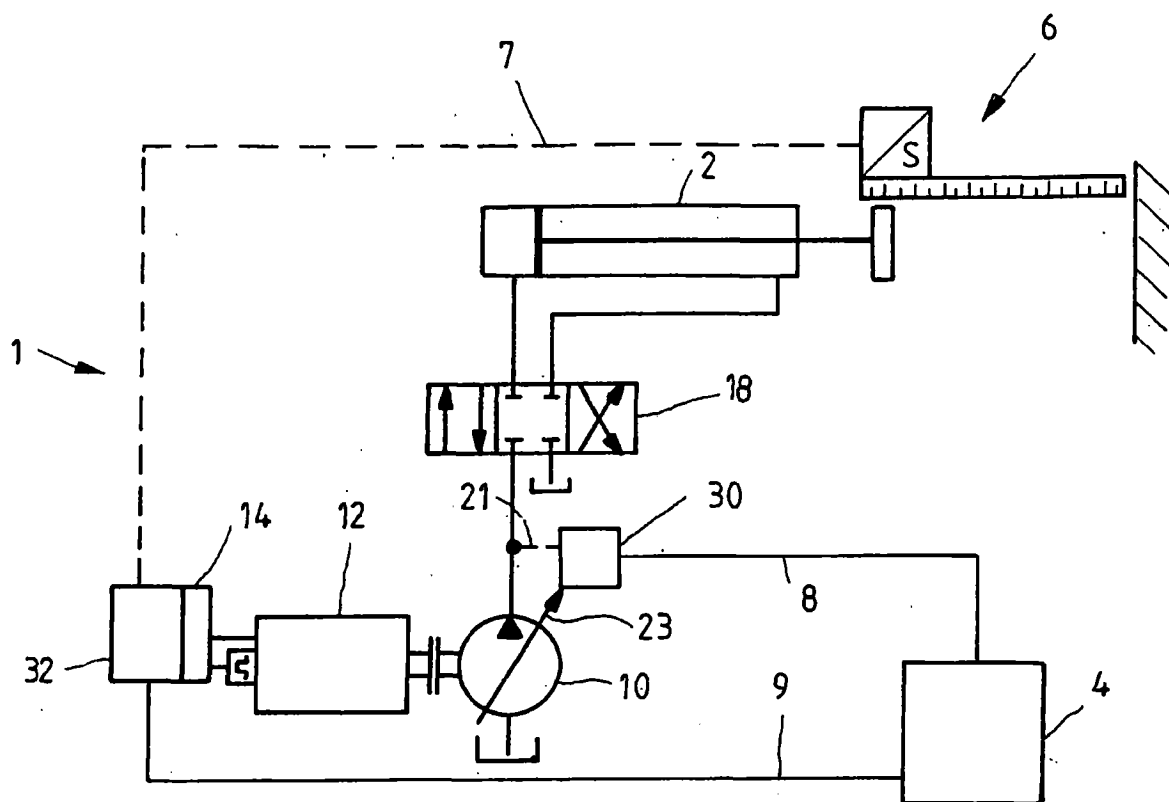


图 3

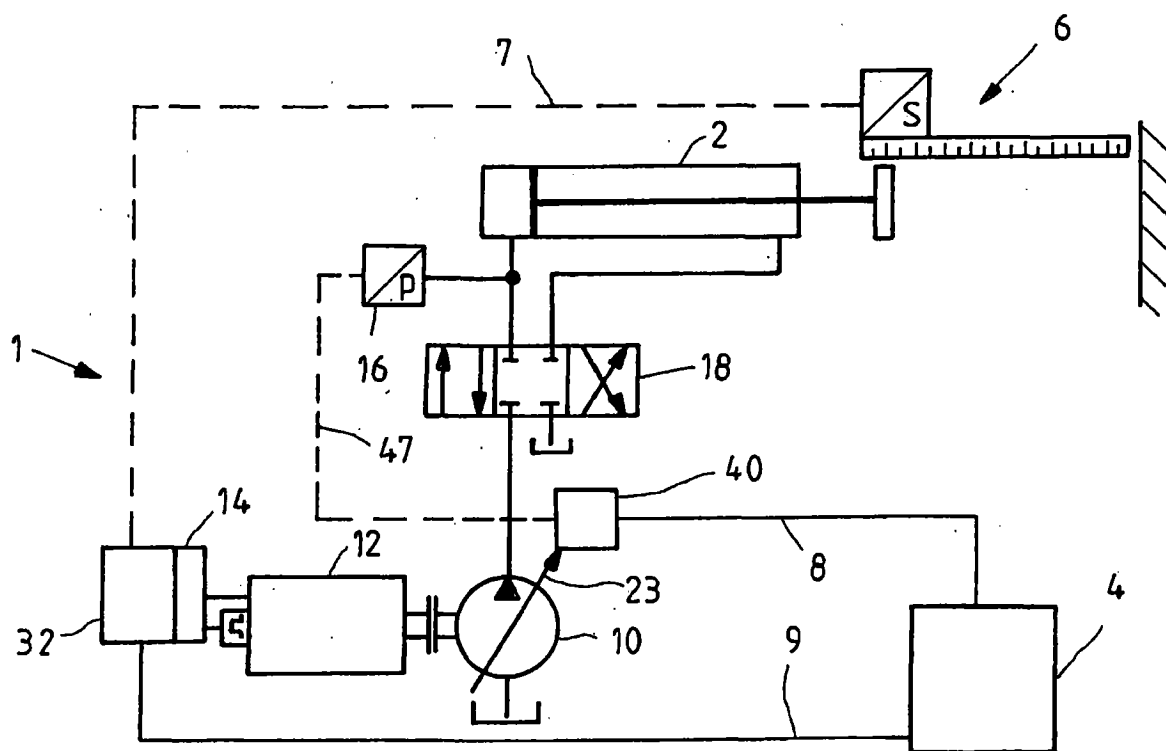


图 4