



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 101865108 A

(43) 申请公布日 2010. 10. 20

(21) 申请号 200911000080. 6

(22) 申请日 2009. 12. 04

(30) 优先权数据

08170712. 7 2008. 12. 04 EP

(71) 申请人 流量仪表股份公司

地址 瑞士赖纳赫

(72) 发明人 T·普赖斯沃克 R·沙旺

(74) 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

72002

代理人 张文达

(51) Int. Cl.

F04B 23/06 (2006. 01)

F04B 49/20 (2006. 01)

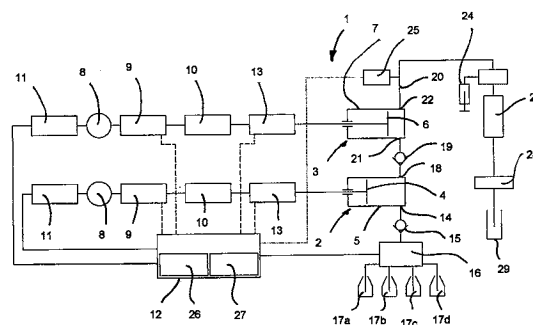
权利要求书 3 页 说明书 14 页 附图 10 页

(54) 发明名称

具有力传感器的活塞泵及用于控制所述活塞泵的方法

(57) 摘要

本发明涉及一种用于产生输送流动的活塞泵,所述输送流动基本上没有脉动,本发明尤其涉及双活塞泵;此外,本发明还涉及一种用于控制从低压区域输送泵送介质到高压区域的活塞泵的方法,其中使用了用于监测由泵结构或其相关驱动单元所输送的机械力或力矩的测量传感器,以用来取代为此目的而通常采用的压力或流动传感器。



1. 一种活塞泵 (1), 尤其是一种双活塞泵, 其用于产生待输送介质的输送流动, 该输送流动基本上没有脉动, 所述活塞泵包括:

至少两个活塞缸体单元 (2,3), 其用于将流出低压区域的所述介质输送进入高压区域, 驱动单元 (8,10), 其用于驱动活塞缸体单元 (2,3),

控制单元 (11,12), 其用于控制该驱动单元的被驱动速度, 和

传感器 (13), 其用于采集控制参数的实际值, 其中利用该实际值使得在高压区域中产生的流动的脉动程度可推导,

其中, 所述传感器 (13) 适于采集在至少一个活塞缸体单元 (2,3) 和 / 或驱动单元 (8,10) 的结构之中 / 之处所施加 / 传递的机械力和 / 或力矩的值。

2. 根据权利要求 1 所述的活塞泵, 其特征在于还包括:

由被泵送介质弄湿的区域; 和

在操作过程中未被介质弄湿的干燥区域,

其中, 所述传感器 (13) 位于该泵 (1) 的干燥区域, 且未被将输送的介质弄湿。

3. 根据权利要求 1 或 2 所述的活塞泵, 其中所述传感器 (13) 适于采集在活塞缸体单元 (2,3) 或驱动单元 (8,10) 之中 / 之上被施加 / 传递的张应力、压缩应力、剪切应力和 / 或扭曲应力。

4. 根据权利要求 1-3 中任一项所述的活塞泵, 其中所述传感器 (3) 是基于应变仪、压电元件、光学测量仪或声共鸣器。

5. 根据在前任一权利要求所述的活塞泵, 其中所述活塞泵是并联的双活塞泵。

6. 根据权利要求 1-4 中任一项所述的活塞泵, 所述活塞泵是串联的双活塞泵。

7. 根据在前任一权利要求所述的活塞泵, 其中每个活塞缸体单元 (2,3) 由单独的驱动单元驱动。

8. 根据在前任一权利要求所述的活塞泵, 其中每个驱动单元由单独的电机驱动。

9. 根据在前任一权利要求所述的活塞泵, 其中第一活塞缸体单元 (2) (工作活塞单元) 在其吸入侧与低压区域相流体连接, 并且在其排出侧并联地流体连接至第二活塞缸体单元 (3) (存储活塞单元) 和高压区域。

10. 根据权利要求 9 所述的活塞泵, 其中所述存储活塞单元 (3) 经由其排出侧而与高压区域进行液压连接。

11. 根据权利要求 9 或 10 所述的活塞泵, 其中所述传感器 (13) 监测着在所述工作活塞单元 (2) 的结构和 / 或所述工作活塞单元 (2) 的驱动器 (8,10) 之中 / 之上被施加 / 传递的机械力和 / 或力矩。

12. 根据权利要求 11 所述的活塞泵, 其中一个附加传感器 (13) 监测着在所述存储活塞单元 (3) 的结构和 / 或存储活塞单元 (3) 的驱动器 (8,10) 之中 / 之上被施加 / 传递的机械力和 / 或力矩。

13. 根据在前任一权利要求所述的活塞泵, 其中所述驱动单元 (10) 被设计成产生预压冲程。

14. 根据在前任一权利要求所述的活塞泵, 其中所述驱动单元 (10) 包括凸轮驱动器。

15. 一种用于控制活塞泵 (1)、尤其是控制双活塞泵的方法, 所述活塞泵用于将从低压区域流出的介质输送进入高压区域, 所述活塞泵包括: 至少两个活塞缸体单元 (2,3); 驱动

单元 (8,10), 其用于驱动所述活塞缸体单元 (2,3) 中的至少一个 ; 以及传感器 (13), 其用于监测在活塞缸体单元 (2,3) 的结构或驱动单元 (8,10) 之中 / 之上被施加 / 传递的机械力和 / 或力矩 ;

所述方法包括以下的处理步骤 :

i) 以第一速度 (n) 由驱动单元 (8,10) 来驱动至少一个活塞缸体单元 (2,3), 进而通过传感器 (13) 来监测在所述活塞缸体单元 (2,3) 的结构和 / 或所述驱动单元 (8,10) 之中 / 之上被施加 / 输送的机械力和 / 或力矩,

ii) 通过采用由所述传感器 (13) 监测到的所述机械力和 / 或力矩的值, 来监测流出活塞缸体单元 (2,3) 的被泵送介质实际开始输送进入高压区域的时刻,

iii) 监测在实际开始输送时的被泵送介质的压缩比率, 尤其是监测在过压或欠压出现时的被泵送介质的压缩比率,

iv) 以如下方式将驱动单元旋转速度调制到第二速度 (n+1), 即 : 由于变化系统背压而导致的变化压缩比率和 / 或在高压侧出现的被泵送介质的变化压缩性得到补偿, 并且在高压区域产生了被泵送介质的基本上无脉动的输送流动,

v) 通过将在步骤 iv) 中被调制的驱动单元旋转速度 (n+1) 用作第一速度 (n), 来使每个泵送循环都重复方法步骤 i) 至步骤 iv)。

16. 根据权利要求 15 所述的方法, 其中在步骤 ii) 中, 测量机械力和 / 或力矩的值的的过程受到监测。

17. 根据权利要求 15 或 16 所述的方法, 其中在恒定驱动单元旋转速度下的单个泵冲程过程中, 监测在步骤 ii) 中的机械力和 / 或力矩或者它们测量值过程。

18. 根据权利要求 15-17 中任一项所述的方法, 其中存储的运行程序用于对驱动单元旋转速度进行调制。

19. 根据权利要求 18 所述的方法, 其中基于输送实际开始而得到修正系数, 并且取决于该修正系数而选择特定旋转速度控制程序。

20. 根据权利要求 15-19 中任一项所述的方法, 其中在步骤 i) 中应用了旋转速度控制程序, 其被调制到在泵上所设定的流速。

21. 根据权利要求 15-20 中任一项所述的方法, 其中被泵送的介质在每个泵送循环的开始时受到预压。

22. 根据权利要求 21 所述的方法, 其中在驱动单元旋转速度上叠加着次级修正系数, 其补偿由预压产生的、相对于环境压力下的体积而言的过量输送流动。

23. 根据权利要求 20 或 22 所述的方法, 其中所述预压冲程适合于被预计用于泵送介质的指定最大输送压力和最大特定压缩性。

24. 根据权利要求 20-23 中任一项所述的方法, 其中所述驱动单元旋转速度在预压冲程过程中被调制时减小。

25. 根据权利要求 15-24 中任一项所述的方法, 其中利用泵来输送的介质的成分发生改变, 尤其是根据控制程序发生改变。

26. 根据权利要求 15-25 中任一项所述的方法, 其中对每个泵送循环监测以下体积量, 以便确定在吸入冲程开始时由于所述体积膨胀而产生的填充效率损失 : 所述体积量作为有害死区体积不能从工作活塞的活塞缸体单元 (2,3) 的位移区域中被排出, 但仍然不得不在

实际泵送开始之前根据当前操作条件被压缩。

27. 根据权利要求 25 或 26 中任一项所述的方法,其中用于随后填充冲程的梯度成分是根据在工作活塞的活塞缸体单元 (2,3) 的位移区域内的未排出有害死区体积的膨胀来进行修正。

28. 根据权利要求 15-27 中任一项所述的方法,其中所述驱动单元 (2,3) 是凸轮驱动器。

具有力传感器的活塞泵及用于控制所述活塞泵的方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种活塞泵,尤其是一种双活塞泵,其用于产生基本上没有脉动的输送流动;本发明还涉及一种用于控制所述活塞泵从低压区域输送泵送介质到高压区域的方法。

背景技术

[0002] 根据本发明的活塞泵包括:至少两个用于从低压区域输送泵送介质到高压区域的活塞/缸体单元,用于驱动至少一个活塞/缸体单元的凸轮驱动器,用于控制凸轮驱动器的旋转速度的控制单元,和用于测量控制参数实际值的传感器,其中通过所述控制参数的实际值可以得到在高压侧产生的输送流体的脉动程度。

[0003] 例如在液体色谱法(liquid chromatography)、尤其在高压液体色谱法(HPLC)和超高压液体色谱法(UHPLC)中采用了这种类型的泵,用于可动相(洗提液,eluant)的输送,例如以纯溶剂或低压侧梯度溶剂混合物的形式通过相关分析系统的分离柱中的静止相(包装件)。术语“低压侧梯度(low pressure side gradient)”为本领域技术人员所熟悉。

[0004] 有关于质量(保持时间)和数量(峰值面积)的正确分析结果,需要可动相的持续恒定质量流(mass flow)。理想地,需要确保“真质量流”(true mass flow),也即输送流动在一定单元时间中在大气压下相对于体积是恒定的。真质量流应该被确保至少持续在彼此相关联的一系列分析过程的持续期间。恒定的质量流具有重要的意义,尤其在HPLC和UHPLC中,这是因为当使用所述分析方法时所述泵的输送压力可以达到100MPa或更高。

[0005] 在这样的操作条件下,泵送的介质不再表现为理想的(也即不可压缩的)液体。这会导致这样的事实:由于泵送介质特定的压缩性,增长的输送压力进一步恶化了基本没有脉动的所产生的被泵送介质的真质量流。

[0006] 为了减小活塞泵所产生的高压输送流动中的脉动,具有例如多个活塞(尤其是两个活塞)的多个泵根据并联或者优选是串联的输送原则进行操作。换句话说,多个活塞输送进入共同高压区域,其中它们的冲程运动相对于彼此在时间上偏移,从而单个输送流动在理论上互相叠加以形成没有脉动的合成恒定流动。

[0007] 由于具有低的输送压力,总输送流动的脉动因而可以完全或者几乎避免;然而,对于高的或者最高的输送压力而言,还是会生成残余脉动。该残余脉动由泵送介质的特定压缩性而引起,所述特定压缩性随着输送压力的增加会具有增加的效应,且其程度取决于泵送介质的变化物理性质。所述残余脉动可以通过使每个输送循环以预压行程开始而得到减小或抑制,这确保了在实际输送开始之前在缸体内部空间中的介质得到压缩以匹配位于高压侧的各个系统压力,用于避免或至少减小在从一个活塞到另一个活塞的液力过渡时发生的泵送介质短期回流和/或持续输送中断。

[0008] 在相关泵中已知的反馈控制是用于(持续地)补偿泵送介质的特定压缩性对瞬间泵送效率的影响,该反馈控制或者是基于监测位于泵入口和/或出口处的输送压力,或者

是基于确定位于泵入口和 / 或出口处的流速 (例如通过根据热量测量原理操作的传感器), 以及对各个测量信号的定性或定量处理。

[0009] US4, 359, 312 公开了一种具有凸轮驱动器的双活塞泵, 其根据上述类型的并联或串联输送原理进行运行, 并且还公开了基于相减方法 (subtractive approach) 来控制所述泵的方法。为了能够抵消在增加输送压力时泵送效率的下降, 引起实际泵送动作的驱动凸轮器包括升程型面 (elevation profile section) 用于产生预压冲程, 同时吸入冲程相对于角度范围相应地缩短并且因为结构的原因而加速。最初, 预压冲程的长度以如下方式进行选择: 即所述预压冲程补偿了在指定的最大特定压缩性和指定最大许可输送压力下的泵送介质的特定压缩性对泵送效率的影响, ——所述泵被驱动以完全补偿这些最大值条件。为此目的, 所述设备包括压力传感器, 其中高压侧上的系统压力利用所述压力传感器得到持续监测。

[0010] 通过压力传感器所监测得到的测量值被供给到驱动控制系统, 并且驱动电机的旋转速度在预压冲程范围中以如下方法进行调制: 即通过迭代和相减方法, 泵从最大值条件的补偿进行迭代地回归, 从而补偿在实际运行压力下的泵送介质的实际条件。与其相并行地, 因在反馈过程中分别采用的预压冲程而获得在大气压力下相对于体积的输送增加。通过对凸轮旋转速度叠加次级修正系数, 利用再调制来修正所述多余输送。

[0011] 在 US4, 681, 513 中公开了另一种泵和另一种方法。其中, 根据串联输送原理运行的双活塞泵的两个活塞中的每一个都具有单独的凸轮驱动器。两个驱动凸轮器中的每一个的截面都具有形成不同冲程长度特征的不同升程轮廓 (elevation profile), 所述升程轮廓根据泵的特定最大输送速度而分级, 它们的斜率具有了恒定增加值。在每个泵送循环过程中, 在凸轮的相应角度范围内, 吸入冲程和泵送冲程及之前的预压冲程都由驱动凸轮的往复运动所引起, 而所述两个输送流动被组合以获得合成的恒定输送。

[0012] 用于压缩性补偿 (压力反馈) 的所有反馈控制 (所述反馈控制是基于输送压力测量的定性和 / 或定量应用) 的关键固有缺点, 是需要的一系列凸轮旋转 / 泵送循环中进行迭代调节 (PID 控制)、以及在压力伪差发生时控制的实际上有限鲁棒性 (robustness), 因为通过压力测量信号仅可能对泵送介质的位移过程进行间接而非直接的监测。扰动变量例如是压力脉动 (其发生在当试样被加入到相关分析系统中时), 尤其是在梯度操作过程中压力测量信号的漂移, 其中由于变化的物理性质 (粘性; 温度), 和 / 或当分离柱的阻塞发生或可能发生时, 背压变化出现或可能出现在分离柱处。

[0013] 除了压力反馈方法 (其用于补偿实际泵送介质的特定压缩性对泵送效率的影响) 之外, 还已知这样的流动反馈方法, 其利用在液体管路内安装于高压侧 (并且也可选地在低压侧) 上的流动传感器基于对泵的输送特性的监测, 其中该反馈方法依赖于所述传感器的测量信号。

[0014] 由于压力测量传感器和流动传感器必须适合于例如 0-100MPa 的非常宽测量范围的事实, 以及由于压力测量传感器和流动传感器必须能够经受高压并以可接受的效果使周边得到密封的事实, 压力测量传感器和流动传感器具有特定的技术问题。同时, 它们不可以影响流体通道在压降和流体动力学方面优选的几何结构, 并且由于它们与待输送的介质直接接触, 它们必须化学性能方面对所有将输送的介质具有耐抗性或者通过隔离膜或类似物来防护远离所述介质。对于流动传感器的情形而言, 尤其不利的是, 测量信号依赖于操作温

度和需要输送的各介质的特定热传导性 / 能力, 以及因此地必须在应用方面进行多个参数校正, 其可在泵操作过程中根据低压梯度方法最好利用代入循环方法由迂回计算来实现, 其中一组参考值可在真实分析操作条件下估定。

[0015] 当考虑串联双活塞泵的情况时, 关于设计概念的上述困难增加了泵送效率下降的基本系统问题, 该泵送效率下降由工作活塞的位移系统 (活塞 / 缸体单元) 中的有害死区体积引起。所述体积在泵送冲程过程中不排出位移腔 (其从入口阀的关闭边缘计算到出口阀的关闭边缘, 或属于上述范围), 且保持在其中作为液压弹性元件, 因为液体具有显著的特定压缩性。全进 / 全出概念 (all-in/all-out) 的应用在理论上给出该问题的答案, 并在属于位移腔的可行性各个组件的设计方面实际上具有技术限制。

[0016] 随着输送压力增加, 被输送的介质的压缩性引起泵送效率加速下降, 并且与之相关的是输送流动具有或多或少的明显残余脉动。该泵送效率只作为有害死区体积 (该死区体积在技术上难以减小) 的函数而被减小, 而不是作为在位移冲程过程中 (实际) 泵送体积受压缩的结果。

[0017] 在采用低压梯度方法来使用泵时, 有害的死区体积也影响各个供应流动 (其由泵的吸入侧上的比例阀引起) 的比例性。这是因为如下的事实: 在吸入冲程开始的过程中, 在“新鲜”液体能够流入位移区域之前, 所述死区体积首先不得不膨胀到环境压力下的体积。这导致填充冲程效率的降低, 该问题是在上述现有技术的泵中未解决的问题。

发明内容

[0018] 基于上述现有技术, 本发明的目的在于提供一种活塞泵和一种用于控制所述泵的方法, 其中即使改变待输送介质的特定压缩性并改变输送压力至 100MPa 或可能更大, 相比较已知的泵和方法, 整个泵送效率也能够得到维持, 而且输送流动的 (残余) 脉动被减小或甚至得到抑制。

[0019] 就设备而言, 该目的通过以下的一种活塞泵来实现, 所述活塞泵包括: 至少两个活塞缸体单元, 其用于将流出低压区域的所述介质输送进入高压区域; 驱动单元, 其用于驱动至少一个活塞缸体单元; 控制单元, 其用于控制该驱动单元的被驱动速度; 和传感器, 其用于采集控制参数的实际值, 其中利用该实际值使得在高压区域中产生的流动的脉动程度可推导; 在活塞泵中, 所述传感器适于采集在至少一个活塞缸体单元和 / 或驱动单元的结构之中 / 之处所施加 / 传递的机械力和 / 或力矩的值。

[0020] 通过根据本发明的泵设计, 可有利地避免了 (否则需要) 强制使用压力或流动测量传感器。这样, 传感器不再必须设置在被泵送介质所弄湿的区域中, 即高压区域和被介质弄湿的区域。相反地, 传感器可以设置于几乎任何的位置, 而只需适用于监测在泵操作过程中被施加和 / 或输送在泵结构内的机械力和力矩。优选地, 该传感器以如下方式进行设置, 即其不被所输送的介质弄湿, 尤其不被已经预压或受压的介质弄湿。

[0021] 通过上述的泵结构基本上实现了泵的所有机械装置和组件。特别地, 传感器监测着上述类型的力和力矩, 它们在活塞 / 缸体单元的结构、驱动单元的结构或在驱动单元和活塞 / 缸体单元的交界处的组件之处 / 之中进行输送, 或在其处被施加。上述意义上的泵的驱动单元包括输送驱动单元。有利地, 驱动单元可以是凸轮驱动器, 且包括带凸轮盘的相关驱动轴以及上述输送驱动单元。

[0022] 传感器的上述结构产生几个优点。

[0023] 通过上述结构,相比较于传统结构的泵,输送体积显著减小,其对于使低压梯度(优选没有再混合)经过泵是决定性的,并且因此地对适合于由有关分析系统提供高试样处理量(HTP)是决定性的。输送体积被定义为在总液体管道中的体积,其范围从形成梯度的比例阀关闭边缘到泵出口处的接头。输送体积越小,将分析系统重置到初始条件以用于下一次分析所需的时间就越少。

[0024] 如果传感器不是必须设置在被介质弄湿的区域中,那么无需集成传感器,所述传感器通常是两维的而不是理想的管状,并且根据它们的使用情况还必须是化学惰性的,所述高压下以流体紧密方式的集成在技术上是复杂和昂贵的。此外,上述方式还具有有利的副效应:通道的几何形状能够以如下的简单方式被构造,即只产生直接的流通液体区域。

[0025] 而且,在没有被泵送介质所弄湿的机械区域内利用力测量来监测的概念,内在地提供了对液体位移动作进行冲程同步监测的优点,其可以在泵送循环内以功能鲁棒性的方式实现或(甚至)解决。与基于测量输送压力和流速的传统方法相反地,在前所述的、可能是由于泵送介质粘性的改变或者其温度的改变而引起的输送压力伪差、当试样被供应到随后分析系统时的压力波动、在低压梯度操作过程中的压力测量信号漂移和随后分离柱发生的阻塞,都不构成具有直接影响的干扰因素,因为所处理的并不是改变的绝对值而是改变率。

[0026] 因为通过所述类型的传感器在活塞泵的机械装置和组件之中/之上被施加/输送的机械力和/或力矩的测量代替了仅提供非直接测量值的测量(例如对输送压力的直接测量),所以相应的监测值(除用于对泵进行控制之外)可被评估以用于进一步功能,其中特别地用于检查在液体位移单元中的(球)阀的正常作用,和/或用于检查活塞密封件出现的磨损程度。

[0027] 传感器最好是适用于监测在泵结构或被嵌入或集成在泵结构(其包括驱动单元)之中和/或之上的组件的张应力、压缩应力、剪切应力和/或扭应力。原则上,该传感器可以是监测机械力和/或力矩的传感器,其特别地包括应变仪、压电元件、声共鸣器(acoustic resonator)或者光学测量设备。

[0028] 例如,可以使用力矩或扭矩传感器(其结合在驱动单元或凸轮驱动器的轴之中或之处),并监测在此处被施加或输送的力矩/扭矩。另一方法是通过传感器来监测在凸轮驱动器的驱动单元处被传递的力矩。尤其有利的是,传感器不设置在高压侧上被泵送介质弄湿的泵区域。有利地,甚至还可以避免传感器在低压侧被介质弄湿。

[0029] 优选地,根据本发明的活塞泵是并联或串联双活塞泵。根据作为串联双活塞泵的特别有利实施方式,活塞/缸体单元被形成为工作活塞单元,尤其具有入口阀和出口阀,并且它们还作为存储活塞单元互相以如下方式连接:即,工作活塞单元从泵低压区域中抽取需要输送的介质,并将所述介质提供到由泵供应的出口侧上的一部分高压区域以及供应到位于存储活塞单元的入口侧上的另一部分,以使得通过互相调整的冲程移动来获得恒定的输送流动;以及即,存储活塞单元在工作活塞单元的随后吸入冲程中提供了全部的输送率。

[0030] 活塞泵最好包括驱动单元,其各自用于每个单个的活塞/缸体单元。并且,每个驱动单元可以通过单独的电机进行驱动。这导致了在控制和监测各个活塞/缸体单元的输送体积方面的高度技术自由度,因为通过调整两个电机的旋转速度可在较宽的限度内相互调

节两个驱动器。

[0031] 就方法而言,本发明的目的通过以下一种用于控制活塞泵(尤其是双活塞泵)的方法来实现,所述活塞泵用于将从低压区域流出的介质输送进入高压区域,所述活塞泵包括:至少两个活塞缸体单元;至少一个驱动单元,其用于驱动所述活塞缸体单元中的至少一个;以及传感器,其用于监测在活塞缸体单元的结构或驱动单元之中/之上被施加/传递的机械力和/或力矩;所述方法包括以下处理步骤:

[0032] i) 以第一速度(n)由驱动单元来驱动至少一个活塞缸体单元,进而通过传感器来监测在所述活塞缸体单元的结构和/或所述驱动单元之中/之上被施加/输送的机械力和/或力矩,

[0033] ii) 通过采用由所述传感器监测到的所述机械力和/或力矩的值,来监测流出活塞缸体单元的被泵送介质实际开始输送进入高压区域的时刻(moment),

[0034] iii) 监测在实际开始输送时的被泵送介质的压缩比率,尤其是监测在过压或欠压出现(即所谓的压缩性补偿)时的被泵送介质的压缩比率,

[0035] iv) 以如下方式将驱动单元旋转速度调制到第二速度(n+1),即:由于变化系统背压而导致的变化压缩比率和/或在高压侧出现的被泵送介质的变化压缩性得到补偿,并且在高压区域产生了被泵送介质的基本上无脉动的输送流动,

[0036] v) 通过将在步骤iv)中被调制的驱动单元旋转速度(n+1)用作第一速度(n),来使每个泵送循环都重复方法步骤i)至步骤iv)。

[0037] 根据本发明的方法最好使每个泵送循环都递归地求解(recursively pursued)。然而,控制循环也可基于几个输送冲程的测量数据。该方法能够在较宽输送压力和特定液体压缩性的范围内产生高压输送流动,所述高压输送流动基本上没有脉动。原则上,一个或多个活塞/缸体单元可以通过传感器得到监测。为了方便起见,在整个说明书中仅考虑了参考一个活塞/缸体单元的情况。

[0038] 当泵送操作一开始而启动泵时,也即在打开电源后很短的时间之后,泵首先必须经由启动阶段,直至在其初始启动之后达到稳定的输送流动。基本上,在启动阶段过程中该驱动速度可能具有任意的值;然而,其最好调节到泵送介质所期待的特定压缩性范围及调节到理想的输送率,这将便利对泵随后的控制。

[0039] 在泵达到稳定输送流动或者达到泵的稳定输送动作之后,开始了根据本发明的实际方法。根据该方法,至少在一个泵送循环或输送循环过程中,以第一速度(n)驱动泵。优选地,通过传感器来连续地监测在泵结构之中/之上被传递和或施加的机械力和/或力矩。特别地,监测力和/或力矩,其各自被传递和施加到活塞/缸体单元、驱动单元或中间单元的结构之中/之上。根据特别的实施方式,控制程序可以用于该目的,其适用于被选定的各个输送率。

[0040] 在随后的方法步骤ii)中,通过采用由传感器监测到的机械力和/或力矩而确定时间及活塞位置,其中在该时间处介质进入高压区域的实际输送开始,同时以第一速度(n)被驱动,或者至少在由传感器监测的活塞/缸体单元处发生上述情形。实际输送的开始可以被明确地和特别较好地监测到,尤其是通过使用由传感器监测得到的机械力和/或力矩的进程,例如通过数学方法获得采集到的测量值或系列测量值,例如关于时间或方位位置(活塞冲程位置)。

[0041] 当以第一速度 (n) 驱动活塞 / 缸体单元时,随着活塞的输送冲程持续地前进,系统压力在有关缸体位移腔内积蓄。所述压力增加,直至其等于主要在相邻高压区域中的系统压力。当高压区域内和活塞 / 缸体单元的缸体空间内存在压力平衡时,介质不再从缸体空间输送。只有在活塞 / 缸体单元的缸体空间内的压力和高压侧上的系统压力之间的平衡被超过之后,才能发生实际的输送。

[0042] 考虑到由传感器监测得到的机械力和 / 或力矩,实际输送的开始变得可识别,因为监测到的力和 / 或力矩测量值的过程显著地发生变化。通过额外或可选择地对这些值或进程的第一和 / 或第二冲程位置相关的数值或过程偏差进行评估和监测,可便于由传感器来监测力和 / 或力矩测量值的进程。

[0043] 由于驱动单元 (尤其是驱动凸轮) 的动力学性质以及凸轮驱动器的 (各自) 速度是已知的,在活塞 / 缸体单元内先前受影响的介质 (预) 压缩比率可通过采用由传感器监测的冲程位置或者特定驱动单元位置 (凸轮角度) 而计算得到,其中在所述驱动单元位置时实际输送已经开始。特别地,可确定了过压缩或欠压缩 (过或欠压缩补偿) 的存在。换句话说,可以确定:是否 (实际的) 输送相对于各自驱动单元 (凸轮驱动器) 呈现的几何形状开始得太早或太晚,以及是否出现了或由此导致所产生高压流动的 (残余) 脉动。在角度范围被集成在驱动单元中或凸轮驱动器中以特别用于产生预压冲程的情形下,可由此确定:在泵送介质的各自输送压力和 / 或各自特定压缩性下,通过在给定驱动速度下采用所述凸轮部所引起的压缩是否过多或欠多地补偿了泵送介质的特定压缩性对泵送效率的影响,进而导致输送流动的残余脉动。当根据低压侧梯度方法 (在吸入侧供应整体上成分 (composition) 改变的介质) 操作该泵时,这个特征尤其具有明显意义。

[0044] 在输送开始之前对受影响的 (预) 压缩确定,最好以与冲程相关的方式来完成。特别地,通过采用监测到的脉动特性来检查泵送介质的特定压缩性是否出现了过或欠补偿。

[0045] 在该方法进一步的过程中,驱动单元旋转速度 (或者凸轮驱动速度) 被调制或调节到第二速度 (n+1)。所述第二速度可以高于或低于先前的速度 (n),这依赖于在先前泵送循环中所确定的实际需要预压缩。作为该调制的结果,先前确定的太高或太低的预压比率 (过或欠补偿) 得到补偿或者至少其程度变小。结果使得,尽管是在高压侧上的系统压力发生改变和 / 或泵送介质的特定压缩性发生改变,还是产生了基本没有脉动的输送流动。

[0046] 第二速度 (n+1) 适用于改变后的操作参数,并且在该方法的下一过程的步骤 i) 中用作第一速度 (n),并且上述方法步骤迭代求解。优选地,上述方法在各个随后活塞冲程过程中已经完成。

[0047] 基于以所述方式获得的参考值,使用所述的方法有可能补偿从一个冲程到下一个冲程对变化压缩比率的影响,该压缩比率是作为由高压侧可变系统压力所引起的、泵送介质的改变特定压缩性和 / 或改变输送压力而导致的结果。

[0048] 驱动单元旋转速度 (凸轮驱动器速度) 在最初输送冲程过程中最好保持恒定,更为优选的是在启动所述控制方法的 (初始) 输送冲程中保持恒定。特别地,在输送冲程中以恒定驱动速度对机械力和 / 或力矩或其进程进行监测。

[0049] 就该方法而言,如果输送的介质在每个泵送循环中受到预压缩,则根据本发明的方法尤其有利。所需的预压冲程尤其适用于使输送介质产生最大输送压力和预计最大特定压缩性。对于将被输送流体的至少一个指定最大输送压力和特定应用的预计最大特定压缩

性而言,由所述冲程产生的预压是足够的。相应地可以预计,在以第一速度(n)操作的过程中,在方法步骤 i) 中将产生过压,同时通过在预压冲程过程中的调制来减小驱动单元旋转速度。这在本说明书其他地方被描述为泵送控制的迭代相减方法。

[0050] 根据本发明方法的一个具体实施方式,可以预计利用(由传感器)所确定的输送活塞的冲程位置来推导修正系数,其中在该冲程该位置开始实际的输送。通过该修正系数,从多个存储的运行程序中生成或者选出适合的运行程序,其然后形成了对驱动单元旋转速度(尤其在与预压冲程相关的凸轮部分内)调制的基础。

[0051] 通过导致对活塞速度调制的驱动速度进行的预压和/或调制(初级控制),将会发生与先前选择的额定输送量(nominal delivery)相关的过量输送。特别地,相对于环境压力下的(供应)体积而言的过量输送将会初始发生;泵被驱动用于补偿最大压缩性和最大操作压力。根据本发明进一步的实施例,所述过量输送通过叠加次级修正系数到调制后的(凸轮)驱动器速度上而得到补偿,该修正系数提供对过量输送的补偿(次级控制:产生真质量流)。

[0052] 根据本发明方法的具体实施方式,通过传感器监测到的值或值形态被用于修正与吸入冲程相关联的效率损失,所述效率损失根据泵送介质的各自特定压缩性和各自输送压力、由在先前的输送冲程过程中被压缩的活塞/缸体单元位移区域中的有害死区体积的膨胀、在每个吸入行程的开始时刻产生;也就是说,所述死区体积由于设计原因在输送冲程过程中不可避免地将不会排出,而在实际输送开始之前必须得到压缩。上述过程最好通过确定减压阶段的持续时间而完成。冲程体积的一部分得到监测,其中冲程体积的所述一部分由于有害的死区体积的膨胀而在每个泵送循环过程中不能从活塞/缸体单元的位移区域排出。吸入冲程的上述不能使用部分由有害死区体积的膨胀所导致。特别地,在低压梯度操作过程,即当将输送的介质的成分发生改变并且随后改变的压缩性和/或粘性影响到背压。这在非常高的输送压力下尤其有利,因为在随后吸入冲程过程中流入到泵中的介质的梯度成分(gradient composition)可根据有害死区体积的膨胀程度而进行调节。优选地,上述过程通过打开和关闭通常为此目的而采用的电磁阀而实现,所述电磁阀以合适控制的方式位于泵入口处用于每个随后的吸入冲程。

附图说明

[0053] 本发明的更多优点和特征,在从下面结合附图的非限制性实施方式的说明中将变得显而易见,其中:

[0054] 图 1 表示根据本发明的泵的示意图,所述泵包括用于(高压和超高压)液体色谱法装置中的控制单元,

[0055] 图 2 表示这样的图表,其中工作活塞(上图)和存储活塞(下图)的正规化冲程(normalized stroke)表示为凸轮轴旋转角度的函数,

[0056] 图 3 表示这样的图表,其中工作活塞(上图)和存储活塞(下图)的正规化输送率(normalized delivery rate)表示为凸轮轴旋转角度的函数,

[0057] 图 4 表示这样的图表,其中工作活塞(上图)和存储活塞(下图)中的正规化力(normalized force)表示为凸轮轴旋转角度的函数,

[0058] 图 5 表示这样的图表,其中在工作活塞处的力变化(alteration of force)作为

正则化一阶导数 (normalized first derivative) 而表示为凸轮轴旋转角度的函数, 和

[0059] 图 6 表示这样的图表, 其中入口阀 (上图) 和出口阀 (下图) 的打开条件表示为凸轮轴旋转角度的函数。

[0060] 图 7a, 7b 表示这样的图表, 其中最优选实施方式的工作活塞 (图 7a) 和存储活塞 (图 7b) 的正则化冲程表示为凸轮轴旋转角度的函数,

[0061] 图 8a, 8b 表示这样的图表, 其中最优选实施方式的工作活塞 (图 8a) 和存储活塞 (图 8b) 的正则化输送率表示为凸轮轴旋转角度的函数,

[0062] 图 9 表示这样的图表, 其中最优选实施方式的正则化凸轮旋转速度 (normalized cam rotational velocity) 表示为凸轮轴旋转角度的函数,

[0063] 图 10a, 10b 表示这样的图表, 其中最优选实施方式的工作活塞 (图 10a) 和存储活塞 (图 10b) 的正则化力表示为凸轮轴旋转角度的函数,

[0064] 图 11 表示这样的图表, 其中最优选实施方式的工作活塞上的力的正则化一阶导数表示为凸轮轴旋转角度的函数,

[0065] 图 12 表示双级齿轮系统的原理布局图,

[0066] 图 13 表示齿轮系统, 其包括两个 Z 形驱动臂中的其中一个, 和

[0067] 图 14 表示沿液体端的最优选实施方式的流动方向的纵向截面图。

具体实施方式

[0068] 根据本发明的活塞泵的实施方式在图 1 中示出。根据串联输送原理 (serial delivery principle) 设计的泵 1 包括工作活塞 / 缸体单元 2 和存储活塞 / 缸体单元 3。该工作活塞 / 缸体单元 2 主要地包括工作活塞 4, 其在工作缸体 5 的缸体空间内往复运动。类似地, 存储活塞 / 缸体单元 3 也包括存储活塞 6, 其在存储缸体 7 的缸体空间内进行往复运动。工作活塞 4 和存储活塞 6 各自自由分开的驱动单元驱动。在图 1 中显而易见的, 两个驱动单元可以是相同的, 因此下面只详细解释工作活塞 4 的驱动单元。所述解释对于存储活塞 6 同样是正确的。

[0069] 工作活塞 4 的驱动单元包括电机 8。原则上, 所有类型的电机可以用作电机 8。然而, 传统的电动电机, 例如直流电机、磁致伸缩系统或者压电驱动系统, 是优选的。电机 8 与绝对式编码器单元 (absolute encoder unit) 9 相结合, 并连接到具有驱动凸轮的齿轮 10 上。通过绝对式编码器单元 9, 驱动凸轮在齿轮 10 内的位置受到监测, 并相对于工作活塞 4 的冲程运动以确切和正确极化的方式进行关联。这也可通过与特定控制软件相结合的分度盘 (index disk) 或旋转编码器 (rotary encoder) 而实现。

[0070] 电机 8 通过伺服单元 11 控制, 后者依次连接到计算单元 12。控制程序以及优选是列表形式用于根据不同压缩修正系数来调制或适应电机旋转速度的特定控制程序, 是与其他内容一起存储在计算单元 12 或者通过计算得到。

[0071] 在齿轮 10 和相关的活塞 (工作活塞 4 或存储活塞 6) 之间, 每个力 / 力矩传感器 13 设置在工作活塞 / 缸体单元 2 的驱动器之中或之上, 以及设置在存储活塞 / 缸体单元 3 的驱动器之中或之上。力 / 力矩传感器 13 监测着在各自的活塞和输送单元之间进行施加或者输送的力和 / 或力矩。齿轮单元 10 构造为凸轮驱动单元。所述凸轮驱动单元的凸轮基本上可以具有任意的动力学轮廓, 然而总需要提供这样的角度范围, 其用于产生启动输送

冲程的预压冲程,并适合于关于输送压力和介质压缩性的最大化特定操作条件。通过维持基本驱动速度(根据如下所述的限定在没有被使用的过量部分中调制所述基本驱动速度:即工作活塞和存储活塞的冲程运动根据设定的输送率产生合成的恒定输送流),所述凸轮部分以等分方式(in aliquot way)根据系统压力范围而使用。

[0072] 计算单元 12 经由伺服单元 11 分别连接到工作活塞/缸体单元 2 的驱动装置和存储活塞/缸体单元 3 的驱动装置上。如图 1 中虚线所示,计算单元 12 还连接到绝对式编码器单元 9 和力/力矩传感器 13 上,并监测和/或处理其测量信号。

[0073] 工作活塞/缸体单元 2 在其入口侧包括在其入口 14 处的入口阀 15,用作未控制的止回阀。比例阀单元 16 设置在所述入口阀之前,其安装有四个特定的电磁阀以用于形成低压侧梯度形态。所述比例阀单元依次连接到计算单元 12 用于控制目的,并由所述计算单元控制。在泵操作过程中,通过适合地控制比例阀单元 16,被输送的介质可以从几个存储器 17a-17d 排出。利用在工作活塞 4 的吸入冲程过程中对比例阀单元 16 的电磁阀进行编程控制,可通过从存储器或者介质源 17a-17d 交替地引导介质经由入口阀 15 进入工作缸体 5 来完成在吸入侧上的梯度形成。在吸入冲程之后的工作活塞 4 输送冲程过程中,被吸入工作缸体 5 的介质经由工作活塞/缸体单元 2 的出口 18 输送,经由也构造为非控制止回阀的出口阀 19 以及经由入口 21 进入存储活塞/缸体单元 3(在示例的情况中其中没有示出阀)。

[0074] 从工作活塞/缸体单元 2 到存储活塞/缸体单元 3 的输送流,是经由入口 21 流入存储缸体 7 中。工作活塞 4 和存储活塞 6 的冲程运动以如下方式互相适应,即存储活塞 6 在工作活塞 4 的输送冲程过程中同时执行其吸入冲程。相应地,工作活塞 4 一方面输送进入存储活塞/缸体单元 3,另一方面通过该单元进入高压管路 20,形成了通向被供给介质系统的供应管路。由于具有该功能性原则,没有更多的介质压缩发生在存储活塞/缸体单元 3 中。介质总是在其中的系统压力之下。压缩和预压缩专门地在工作活塞/缸体单元 2 中进行。存储活塞/缸体单元 3 只用作存储和输送容器,以弥合(bridge)在吸入冲程过程中的工作活塞/缸体单元 2 的输送中断。存储活塞/缸体单元 3 可以形成容器,其体积能够适用于各个操作条件。在工作活塞/缸体单元 2 的吸入冲程过程中,存储在存储活塞/缸体单元 3 中的体积被从存储活塞/缸体单元 3 输送到高压管路 20 中。

[0075] 在本系统的功能延续部分中,高压试样喷射阀 24 被设置在高压管路 20 中或者设置在分离柱 23 之前的该管路后面。在分离柱 23 的出口处设置有监测器 28,其中通过其可以监测化学化合物,所述化学化合物随同试样体积被注射,并根据在分离阶段之间的差分间隔(differential partition)利用输送流动被来自分离柱的差分延迟(differential retardation)洗提。通过分离柱 23 和监测器而被传导的介质接收在废物容器 29 中。

[0076] 图 1 描述的泵单元还表示了例如出于安全原因而设置的压力传感器 25,用于监测主要在高压管路 20 中的介质压力(系统压力),其值经由虚线表示的信号线输送到计算单元 12 用于(备份)控制目的。必须注意的是,附加的压力传感器 25 是可选的而不是必须的,且只表示可选的控制设备。

[0077] 图 2-6 表示图 1 所示的活塞泵的示例性实施操作图。在每个图表中,凸轮轴的旋转角度被绘制在横坐标上 0° 到 360° 的范围内,其中需要考虑的特定旋转角度被重点显示。

[0078] 点 A 表示这样的凸轮轴旋转角度,其中工作活塞 40 的预压阶段在该点处完成。B 表示这样的旋转角度,在该点处进入高压区域的介质输送只受到工作活塞 4 的影响。C 表示

这样的旋转角度,在该点仅由工作活塞 4 引起的专门介质输送终止。D 表示这样的旋转角度,在该点处一旦开始吸入阶段介质就开始从低压区域流入到工作活塞 / 缸体单元 2 的缸体空间。在图 1-6 的每个图表中,其横坐标表示凸轮轴的整个旋转(从 0° 到 360°)。在利用从 0 旋转到点 E(该点 E 对应于凸轮轴旋转过完整的 360°)的凸轮截面之后,整个工作循环从位置 0 再次开始,在该点处工作活塞 4 的输送冲程开始(图 2 中的上图)。

[0079] 工作活塞 4 从 0 到 A 执行的冲程只产生预压。在进行该冲程范围的过程中,入口阀 15 和出口阀 19 都保持关闭(图 6)。存储活塞 6 在其驱动凸轮的相同旋转范围内执行其一部分输送冲程(图 2 下图)。如在图 3 中看到,在该旋转角度范围内输送介质进入高压管路 20 是只通过存储活塞 / 缸体单元 3 进行。通过工作活塞 / 缸体单元 2 获得的输送率完全消耗用于预压(图 3 上图):活塞位移动作不输送被泵送介质,而是仅对其进行压缩。图 4-5 显示了在工作活塞 4 和存储活塞 6 存在的正则化力,以及在工作活塞 4 存在的正则化力变化(normalized alteration of the force)(正则化力凸轮冲程位置处的一阶导数)。图 4 的上图表示,工作活塞 4 上的力在 0 到 A 的旋转角度范围内以平稳并且如果需要的话以恒定的方式增加。这也可以从图 5 得出结论,图 5 表示工作活塞 4 上的力变化。

[0080] 当到达凸轮轴旋转角度的点 A 时,在工作活塞 / 缸体单元 2 的缸体空间内的介质根据在高压侧上的系统压力而得到预压。这意味着预压阶段完成。图 6 的上图表示出口阀 19 在该时间点打开。工作活塞 4 的冲程以不变的速度前进,如同在 0 和 A 之间的预压阶段(图 2 上图)中的一样,而与在 0 和 A 之间的预压阶段的过程相比,存储活塞 6 的冲程略微滞后(图 2 下图)。图 3 表示,在 A 和 B 之间的范围中,与在 0 到 A 之间的预压阶段过程相比,存储活塞 6 的正则化位移动作略微地降低,降低量为工作活塞 4 的正则化位移动作量(其对应于上图的表示值)。工作活塞 4 的位移动作不再消耗用于在 A 和 B 之间范围中的预压。这导致以下的事实:存储活塞 6 和工作活塞 4 两者都输送介质进入到高压管路 20。如图 4 和 5 的力示意图所示,在工作活塞 4 上的正则化力和在存储活塞 6 上的正则化力都保持恒定。

[0081] 在旋转角度位置 C,存储活塞 6 达到其冲程运动的止点中心,填充冲程的末端。在该点,发生了从吸入冲程到输送冲程的转换,导致运动的反向(图 2 下图)。在 B 和 C 之间的范围中,进入高压管路 20 的介质输送是仅仅基于工作活塞 4 的位移动作。

[0082] 在 B 和 C 之间,相比较于预压阶段(0-A)过程中的冲程和相比较于工作活塞 4 和存储活塞 6 的共同输送阶段(A-B),工作活塞 4 相对于旋转角度的冲程显著地增加(图 2 的上图)。如从图 2 下图可以看到,存储活塞 6 的吸入冲程分别在 B 和 C 的范围内开始并终止。工作活塞 4 在 B 和 C 范围之间内的输送力对应于在 A 和 B 之间范围内的正则化力,因为工作活塞 4 持续地在高压侧上的系统压力(额定压力, nominal pressure)下输送。图 4 的下图还表示,由于持续暴露于系统压力,在存储活塞 6 处输送的正则化力在吸入冲程中也保持恒定。其原因是存储活塞 6 在入口侧和出口侧都处在系统压力下。参考整个泵送循环,力值曲线表示理论上的恒定过程。所述曲线平行于 x 轴线延伸,因为存储活塞持续地暴露于整个流体静压力(该流体静压力受到在泵出口之外的系统压力的支配)下。

[0083] 由在活塞和其密封件之间的摩擦所产生的额外力随着系统压力而改变,该系统压力支配着在接触区域将密封件的密封唇压于活塞表面上的力。然而,所述摩擦力只达到被流体静力学地施加在被监测泵结构上的力值的一部分。该密封摩擦力以增加及减少的方式

叠加在流体静力上。观察在泵循环过程中被监测到的力值的实际曲线可以发现,摩擦力的叠加呈现为(非常小的)逐级偏移,从而增加或减少是依赖于活塞冲程运动的方向:增加效应(如图4所示)与位移冲程(0-B和C-E部分)相关,而减少效应与填充冲程(B-C部分)相关。

[0084] 从图3可以看出,存储活塞6在B和C之间(在吸入冲程过程)范围内的正则化位移动作(normalized displacement action)变为负值。工作活塞4的正则化位移动作超过两个活塞的联合位移动作的大小正是这个值,所述位移动作在图3中通过点划线示出。在B和C之间范围内,工作活塞4的位移动作被划分为在其吸入冲程过程中、通过存储活塞/缸体单元3被泵送进入高压管路20的介质体积值以及被接收在存储活塞/缸体单元3中的介质体积值。

[0085] 在旋转角度位置C,工作活塞4位于其上止点中心(位移冲程的末端),而存储活塞6在其下止点中心(填充冲程的末端)。在该旋转角度位置C,工作活塞4和存储活塞6的冲程运动沿各自相反的方向上前进。这从图4的上图中所示的、工作活塞4处出现的正则化力的陡峭下降中可以明显看出。工作活塞4的输送阶段在到达旋转角度C时终止,而存储活塞6的位移动作开始于在后的阶段,存储活塞的整体位移动作对应于工作活塞4和存储活塞6的组合位移动作(图3)。在旋转角度C,出口阀19(其与工作活塞相关联)关闭且防止介质从高压侧倒流到工作活塞/缸体单元2的缸体空间5中。

[0086] 入口阀15延迟地打开。这在图6的比较图中尤其明显,从中可以看到:入口阀15只在旋转角度D处打开。在C和D之间的旋转角度范围中,没有从工作活塞/缸体单元2中排出、但是在之前输送冲程中仍然被压缩到系统压力的有害死区体积会再次膨胀至环境压力下的体积。因此,在所述膨胀阶段,介质不能从低压侧被吸入到工作活塞/缸体单元2的缸体空间5内。相应地,在工作活塞4上存在的正则化力基本只在旋转角度位置D处达到0值。

[0087] 在旋转角度位置D处,用于实际启动吸入冲程所需的负压产生在工作活塞/缸体单元2的缸体空间5中。在该过程中,入口阀15打开(图6上图),工作活塞4的吸入冲程在点D开始进行直至在旋转角度E处到达上止点中心。在D和E的范围中以及在C和D的范围中,介质从泵进入高压管路20的输送仅仅基于存储活塞6的位移动作。在旋转角度位置E(该位置对应于旋转角度0),上述循环重复进行。

[0088] 压力传感器25在高压管路20中被设置在存储活塞/缸体单元3后面。该传感器不要求用于执行根据本发明的方法,并因此原则上省略。在所示的实施例中,压力传感器25(如虚线所示)优选地通过信号管线连接到计算单元12。通过将其与由力/力矩传感器13所测量得到的值进行比较,由压力传感器25所提供的测量压力值例如允许推断出有关于失效和故障的原因(包括整个系统1的失效和故障的原因)。

[0089] 在最优选的实施方式中,本发明的实施基于双活塞串联型泵1(其包括“工作活塞”4和“存储活塞”6),所述泵1具有单个DC电机8,其配合有使双凸轮轴41旋转的带驱动器40。凸轮盘42轮廓的旋转运动通过在Z型驱动臂44附近端处的辊子43被转变为直线往复运动。利用轴向球轴承,驱动臂44沿着精确引导轴进行它们的往复运动,同时通过横向设置的辊子轴承靠着斜面实现稳定。而且,驱动活塞4、6每个在它们的远端在托架保持元件46中装配有硬的接触杆45,同时所述杆的低摩擦相反表面连同叉型弹簧一起提供

了在驱动器和泵送活塞 4、6 之间引起连接的自由浮动的、无侧向的负载。

[0090] 为了允许对依赖于被泵送介质的输送压力及特定压缩性的液体位移过程进行持续监测,工作驱动臂 44 安装有应变仪。通过该应变仪 49,泵送和填充冲程的效率可在每个泵送循环中持续而精确地监测,并且对其信号轨迹的处理形成了快速而有效反馈控制方法的基础,以补偿泵送流体在高操作压力和最高操作压力下特定压缩性对泵送性能和效率的影响。试比较图 10a 和 10b。

[0091] 根据美国专利第 5,653,876,相关的液体位移组件 (LDA) 被设计为夹层结构。

[0092] 用于工作活塞 4 和存储活塞 6 的驱动凸轮盘 42 的动力学数据表示在图中,所述图显示了相对于工作活塞 4 的最大冲程幅值进行正则化升程 (elevation normalised),并覆盖了整个泵送循环 (360°) (其中图 7a 和 7b 各自表示工作活塞 4 和存储活塞 6)。相关的凸轮参考角度 A 到 E 用于表示所用的凸轮轮廓。这些图需要与图 2 的理想曲线图相比较。

[0093] 覆盖整个泵送循环 (360°),在图 8a 和 8b (各自表示工作和存储活塞) 中显示了具有给定凸轮轮廓在恒定角速度下的实际正则化输送率 (actual normalised delivery rate) 与凸轮角度位置的关系。相关的凸轮参考角度 A 到 E 表示用于真实的 (实施所用) 凸轮轮廓。这些图需要与图 3 的理想曲线图相比较。

[0094] 示例地,在图 9 中显示:在每个泵送循环过程中具有足够压缩性补偿处理步骤的情形下,作为凸轮角度位置函数的真实测量角速度。在 A 和 B 之间,即在合适的预压水平已在 A 点达到后,电机速度在控制期间中以如下方式下降,即凸轮旋转速度下降到约 40%,并且随后凸轮旋转速度再次以如下的方式增加到其初始的额定值 (nominal value),即通过两个活塞来产生合成的恒定输送流。

[0095] 在理想的方法中,减速固有地几乎瞬间完成,因为出口止回阀以可忽略延迟的方式被液压致动,进而额定凸轮速度 (nominal cam velocity) 的加速直至点 B 是由凸轮驱动器轮廓进行同步。在 A 到 B 部分中的反馈触发事件在控制单元中是作为工作活塞处的被监测力的一阶倒数被处理,作为凸轮轴旋转角度的函数。

[0096] 一旦在连续循环中采用已描述的控制方法实现了完整的压缩性补偿控制循环,由力传感器测量得到的真实正则化力如图 10 所示。典型地,需要进行 2 至 3 个泵送冲程循环,直到在系统的高压出口侧处建立起了稳定和持续的流动条件。

[0097] 所显示的信号轨迹等同于图 4 中的理想轨迹。在工作活塞 4 处测量的从旋转角度部分 D 到 E 的较小值特征性负力,量化了免受液压负载的活塞密封件的摩擦力值,同时入口止回阀 38 被打开以用于填充冲程。根据活塞运动的信号,存储活塞力传感器测量了交替有效摩擦,该交替有效摩擦起因于相关密封件引起的影响,该密封件永远处于根据系统背压的负载作用下。实际测量值相对于理论值的较小偏差主要由密封摩擦的非线性误差引起。

[0098] 如前所述,密封摩擦力以增加或减少的方式叠加在静压力上。观察在泵送循环过程中监测得到的力值的实际曲线会发现,摩擦力的叠加表现为相对小的逐级偏移 (进而增加或减少) 是依赖于活塞冲程的运动方向:增加效应 (如图 10b 所示) 与位移冲程 (O-B 和 C-E 部分) 相关联,而减少效应与填充冲程 (B-C 部分) 相关联。

[0099] 所测量力的实际正则化一阶导数如图 11 所示。其等同于图 5。所示的原始和未减幅的信号轨迹带有噪音,还显示了远在所需水平值之上的幅度以区别泵送循环的不同阶段。

[0100] 在优选实施方式中,具有石墨电刷的 Maxon Moter™ RE 268214 的电机被使用。然而,具有适当功率定额、足够力矩和高带宽旋转速度规格且匹配或超出所述电机性能的任何 DC 电机,都将足以驱动所述泵系统。

[0101] 电机 1 典型地在几 rpm 直至 12,000rpm 的范围内操作,以产生从 0 至最大值为 5ml/min 的范围的泵流速率。

[0102] 在图 12 中描述了双级齿轮系统的原理布局图。使用商业上可得到的齿轮,所述双级齿轮系统可根据已知的设计而制造。用于产生指定流速范围所需的动态速度 (dynamic velocity) 和加速度范围通过双级带驱动系统而达到,该双级带驱动系统提供了 100 : 1 的减速比。通过上述原理,该齿轮系统对应于传统的和商业上可得到的设计。

[0103] 图 13 表示了齿轮系统的横截面图,其包括两个 Z 形驱动臂 44 中的一个或者主要活塞。驱动活塞 44 安装有轴向球轴承 47,以沿着精确引导轴进行它们的往复运动。它们每个在其近端经由辊子 43 被凸轮轮廓 42 所联动,将旋转凸轮运动转换为往复活塞冲程运动。在它们的远端,驱动活塞 44 在夹紧端部件 48 中承载着由硬质材料制成的接触杆 45,该接触杆具有用于泵送活塞 44 的低摩擦相对表面。与叉型弹簧相结合,所述表面确保在致动端和泵送活塞轴 45 之间的自由浮动连接。

[0104] 在驱动活塞 44 的左“臂”可看到的应变仪 49 被粘结剂固定到埋头孔中。为清楚起见,该应变仪 49 被放大显示了。在本实施方式中,齿轮系统对工作活塞 4 和存储活塞 6 而言都是相同的,因此只表示了齿轮系统的一个半部。在可能的力传感设备中,最优选实施方式中使用的力传感器类型是基于已知的电阻应变仪原理。所述的应变仪 49 通过硬化的粘接剂进行固定,并方便地位于 Z 形驱动活塞 44 的悬臂部,并且在此处挠曲应变和 / 或剪切应变达到它们的最大可测量值。

[0105] 使用了商业上可得到并且成为工业标准的电阻应变仪 49,例如 Vishay™ Type062LV。所述类型的电阻应变仪最适宜于剪切应变的测量(其包括全平衡的惠斯通电桥装置)。实现本发明的反馈泵控制原理所需的力传感器被集成到与工作活塞 4 相关连的驱动活塞 44 结构中,并且可选地也集成到与存储活塞 6 相关连的驱动活塞 44 中。

[0106] 图 14 所示的是沿液体端的最优选实施方式的流动方向的纵向截面图。

[0107] 附图标记列表

[0108]	1 泵	28 监测器
[0109]	2 工作活塞 / 缸体单元	29 废物容器
[0110]	3 存储活塞 / 缸体单元	30 液体位移组件外壳
[0111]	4 工作活塞	(angeschnitten)
[0112]	5 工作缸体	31 存储位移腔
[0113]	6 存储活塞	32 高压活塞密封件
[0114]	7 存储缸体	33 驱动 / 泵送活塞接口压缩元件
[0115]	8 电机	34 出口止回阀单元
[0116]	9 绝对式编码器单元	35 工作位移腔
[0117]	10 齿轮	36 高压活塞密封件
[0118]	11 伺服控制单元	37 驱动 / 泵送活塞接口压缩元件
[0119]	12 计算单元	38 入口止回阀单元

[0120]	13 力 / 力矩传感器	39 用于比例电磁线圈的入口组件
[0121]	14 工作活塞 / 缸体单元的入口	轴承 4 端口 (示出了其中 2 个)
[0122]	15 入口阀	40 带驱动器
[0123]	16 比例阀单元	41 双凸轮轴
[0124]	17a-17d 介质源, 溶剂存储器	42 凸轮盘
[0125]	18 工作活塞 / 缸体的出口	43 辊子
[0126]	19 出口阀	44Z 型 - 驱动臂或活塞
[0127]	20 高压管路	45 接触杆
[0128]	21 存储活塞 / 缸体单元的入口	46 托架保持元件
[0129]	22 存储活塞 / 缸体单元的出口	47 轴向轴承
[0130]	23 分离柱	48 夹紧端部件
[0131]	24 试样喷射阀	49 应变仪
[0132]	25 压力传感器	
[0133]	26 控制程序	
[0134]	27 控制程序表	

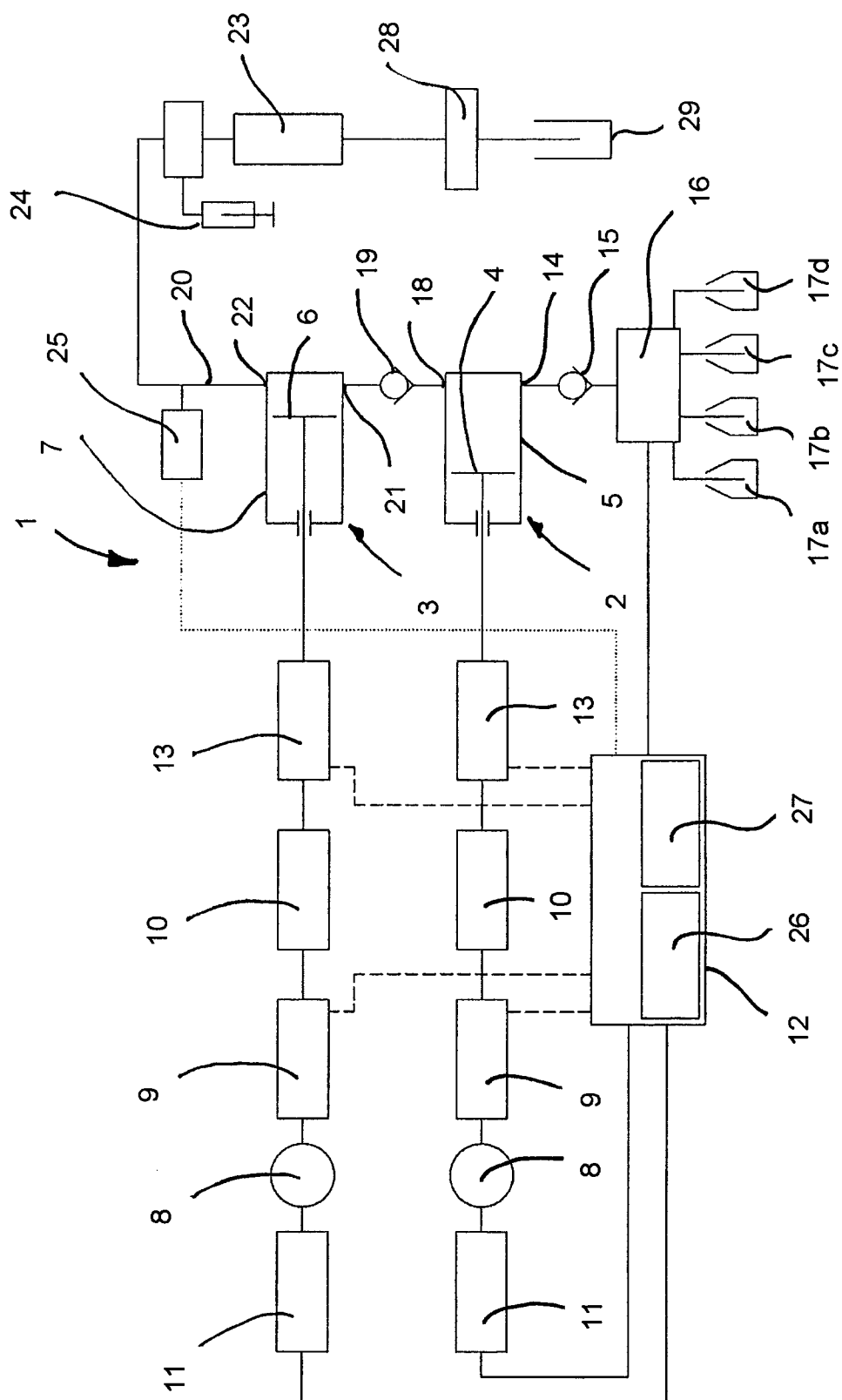


图 1

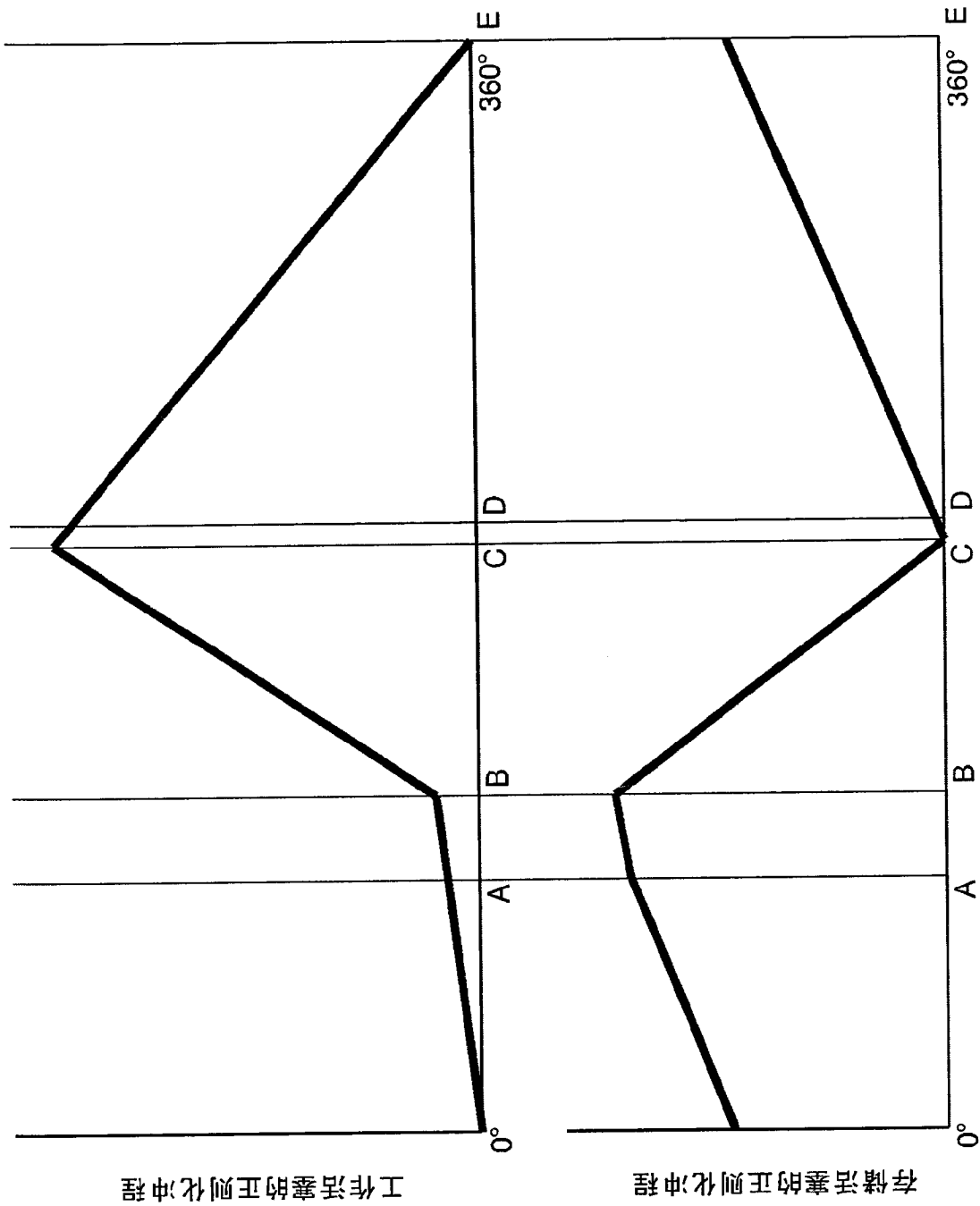


图 2

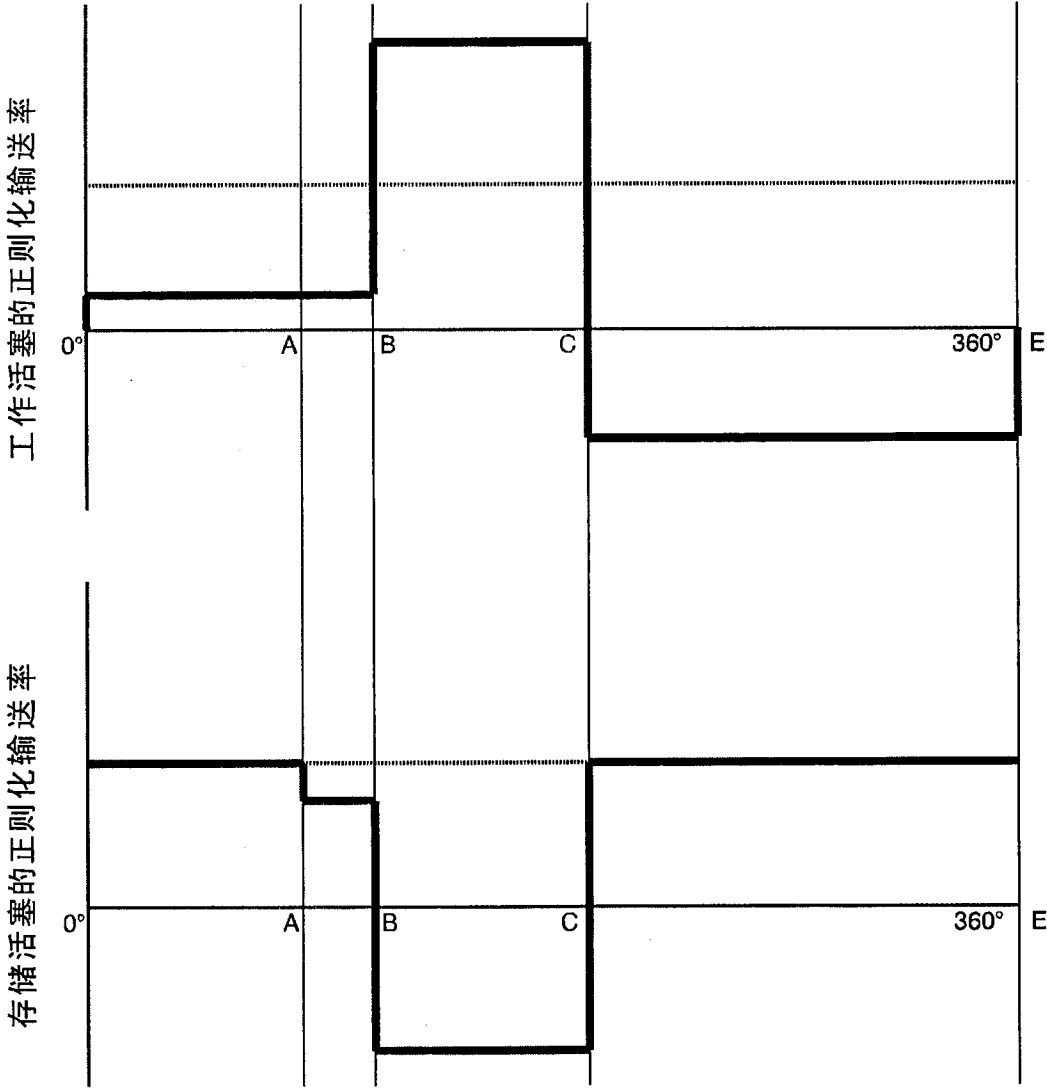


图 3

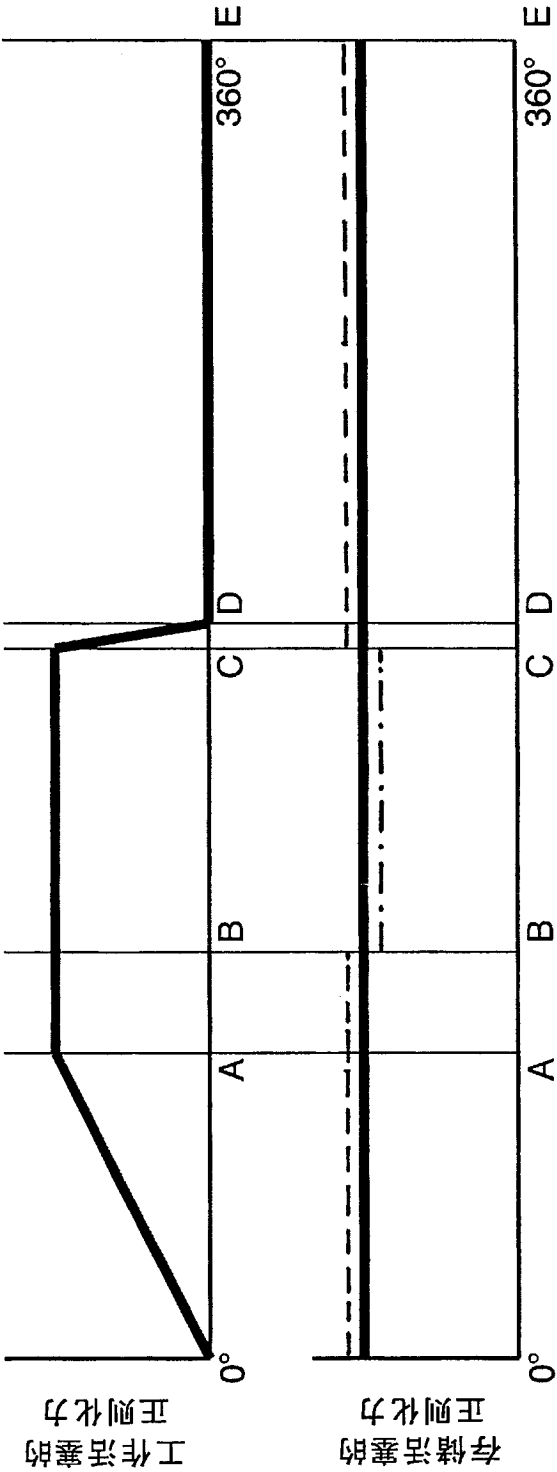


图 4

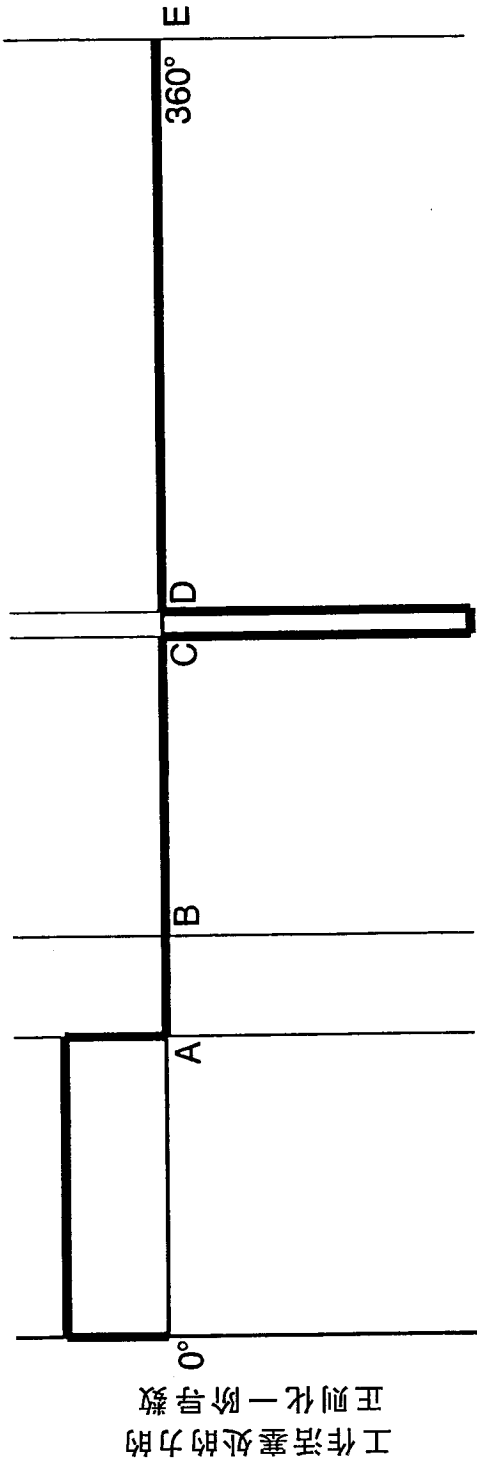


图 5

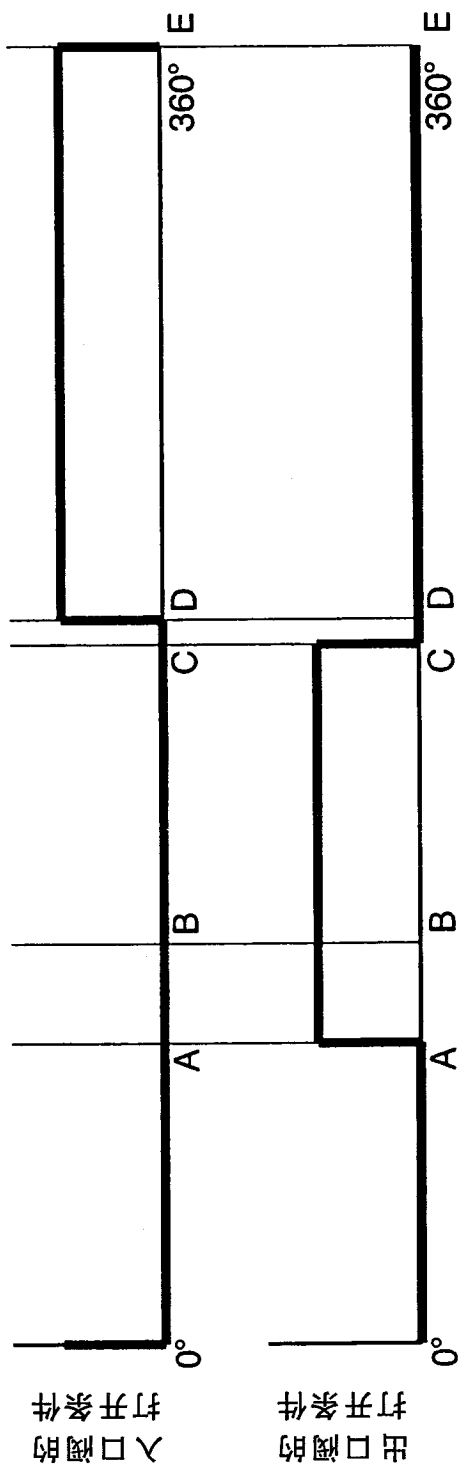


图 6

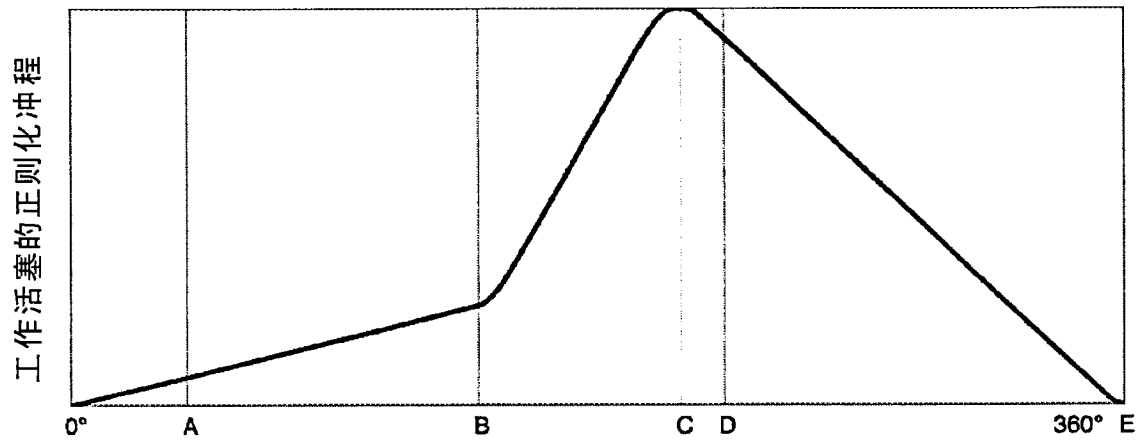


图 7a

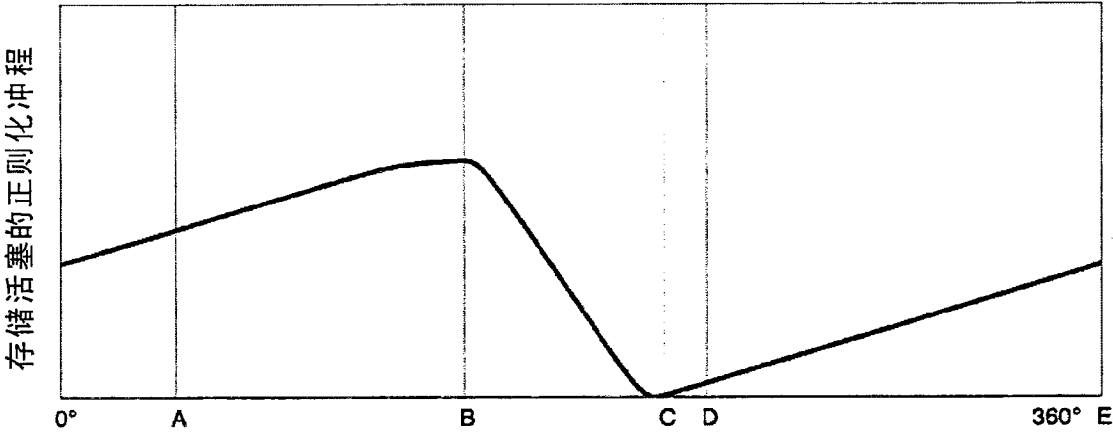


图 7b

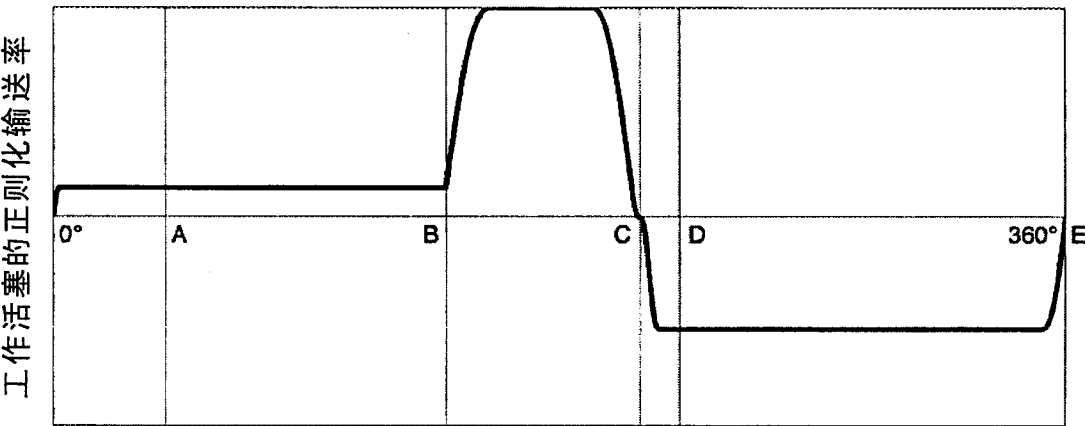


图 8a

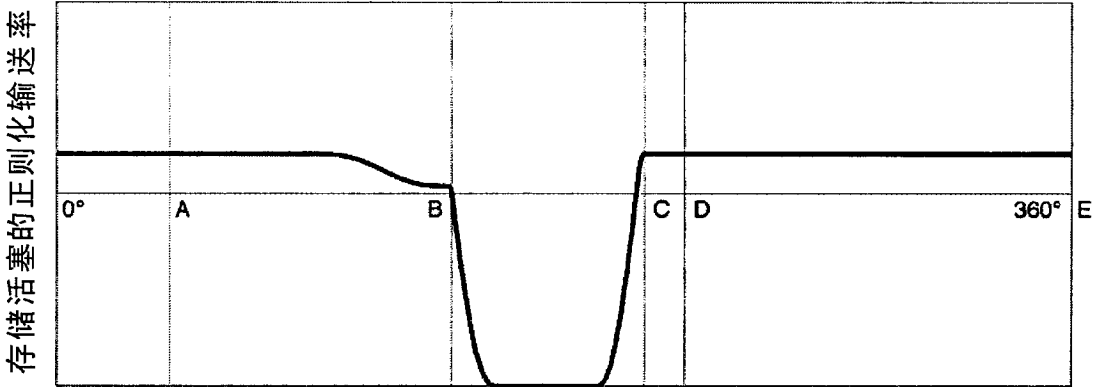


图 8b

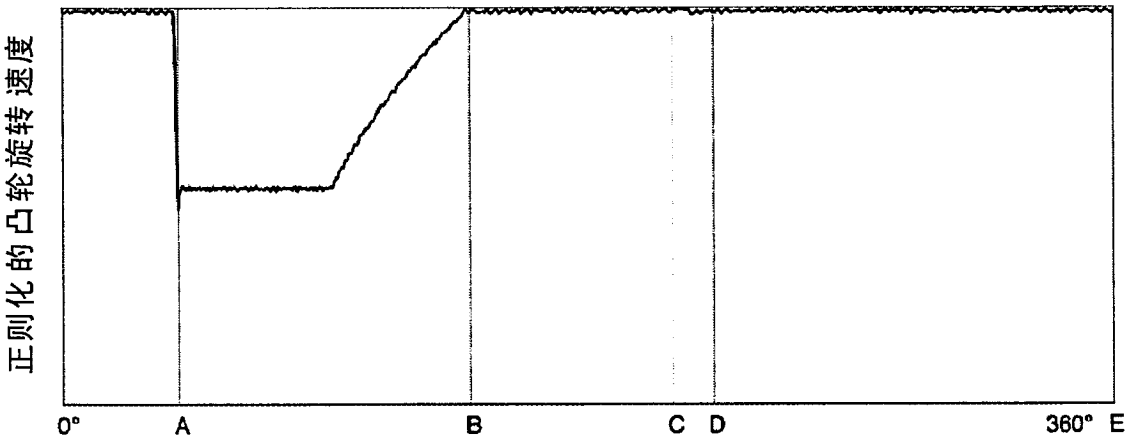


图 9

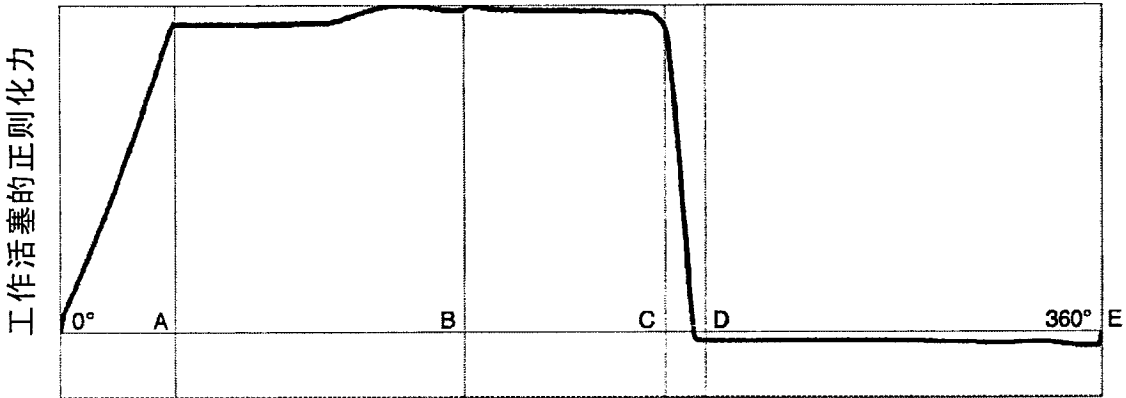


图 10a

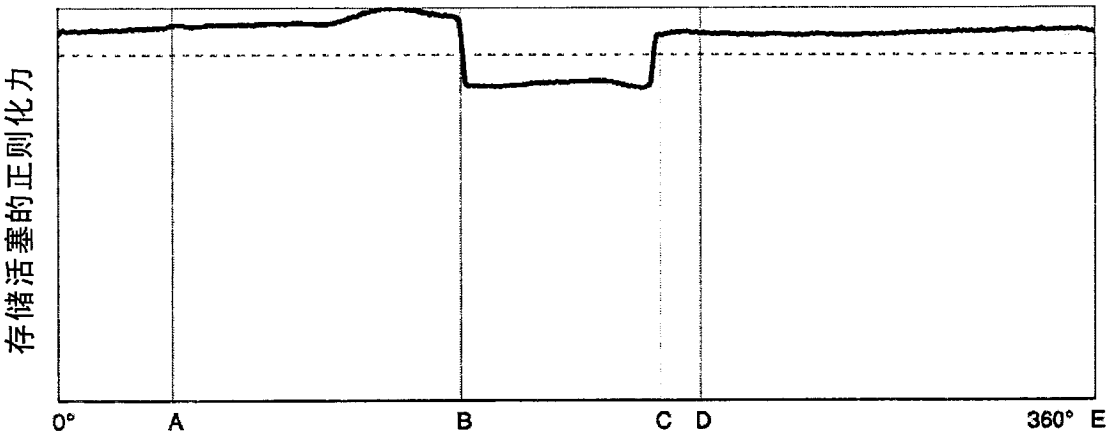


图 10b

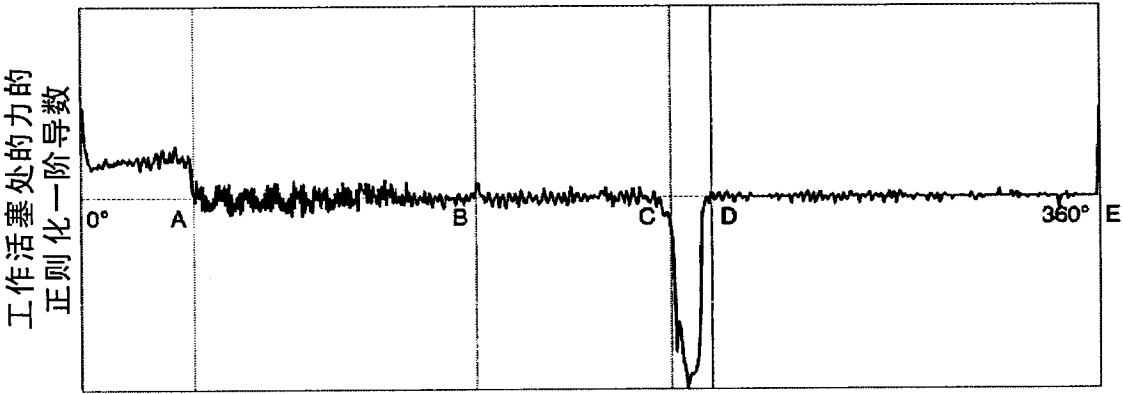


图 11

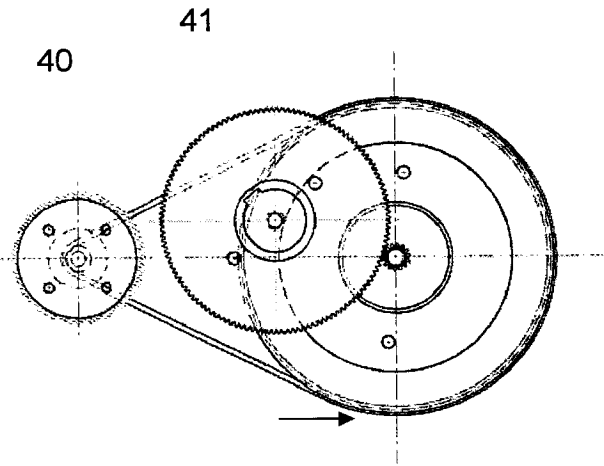


图 12

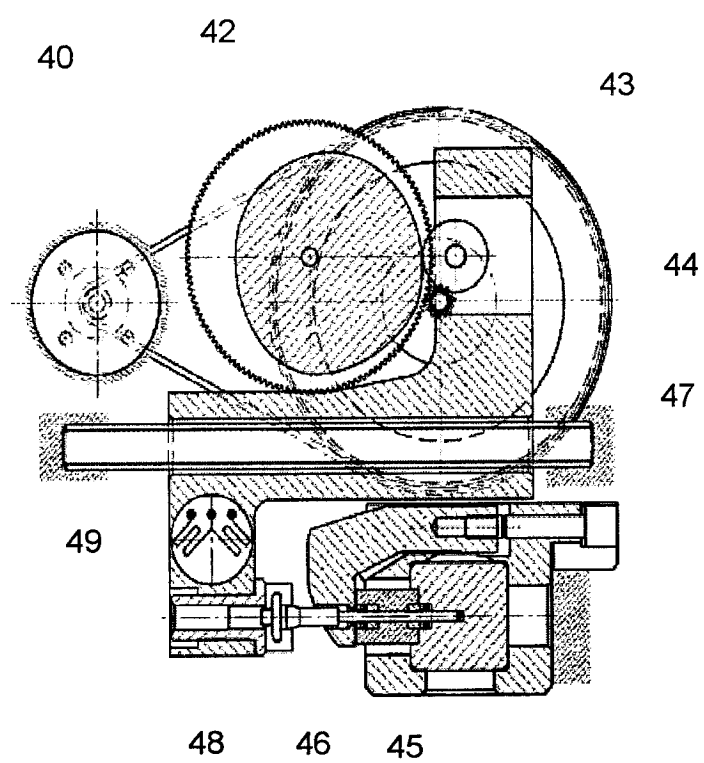


图 13

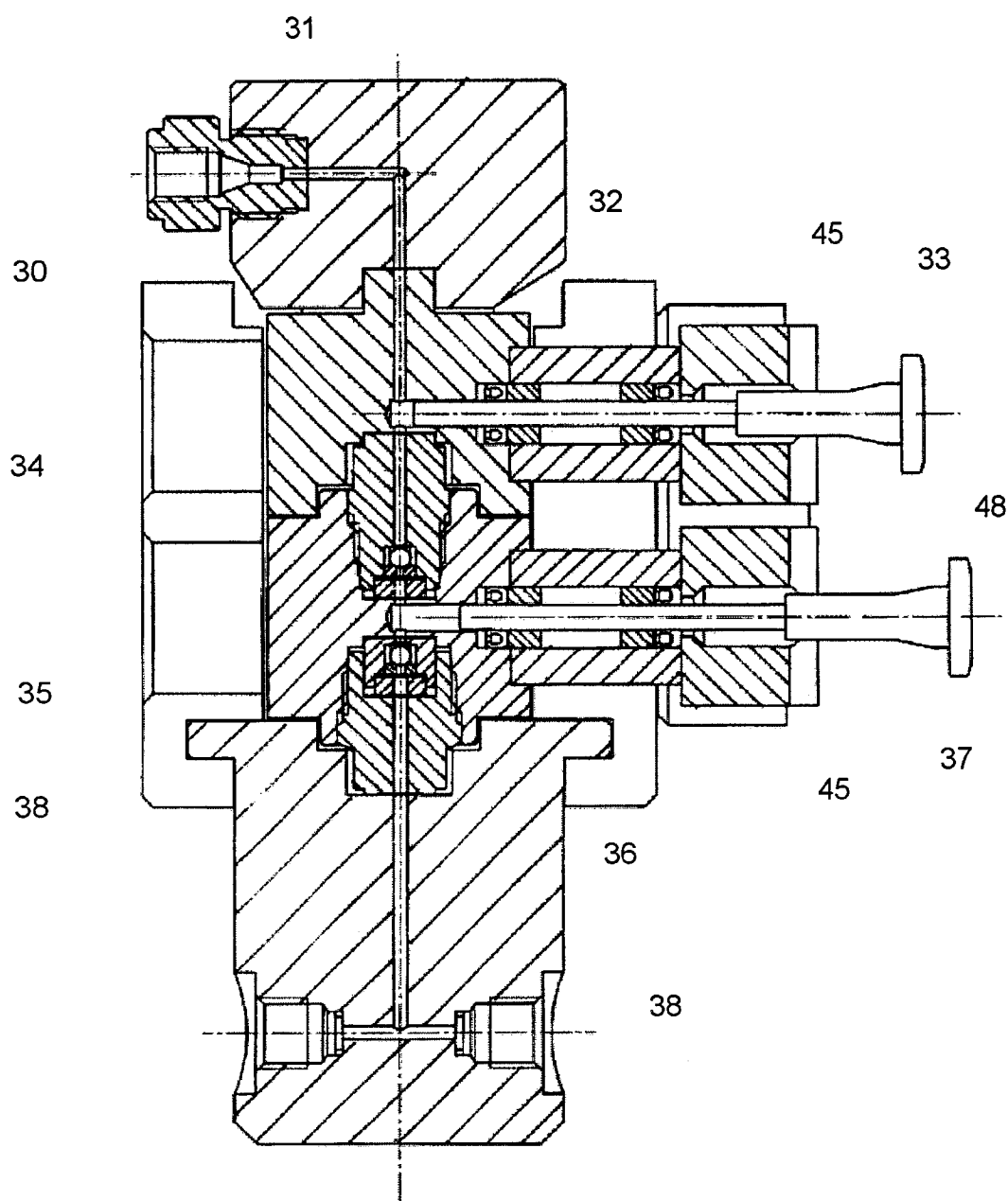


图 14