



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 105916634 A

(43)申请公布日 2016.08.31

(21)申请号 201580004624.3

(22)申请日 2015.01.30

(30)优先权数据

2014-016092 2014.01.30 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2016.07.14

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2015/000408 2015.01.30

(87)PCT国际申请的公布数据

W02015/115105 JA 2015.08.06

(71)申请人 古河凿岩机械有限公司

地址 日本东京都

(72)发明人 松田年雄 金子勉

(74)专利代理机构 北京林达刘知识产权代理事

务所(普通合伙) 11277

代理人 刘新宇 张会华

(51)Int.Cl.

B25D 9/18(2006.01)

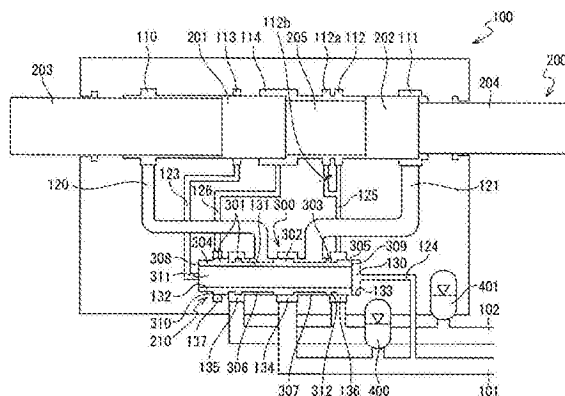
权利要求书2页 说明书15页 附图6页

(54)发明名称

液压式冲击装置

(57)摘要

本发明提供一种提升冲击效率且低成本的液压式冲击装置。活塞(200)在其大径部具有阀切换槽(205)，缸体(100)在与阀切换槽(205)相对应的位置具有3个控制口(112、113、114)，切换阀机构(210)具有始终对阀(300)朝向一个方向施力的阀施力部件和在供给压力油时克服阀施力部件的作用力而使阀(300)向相反方向移动的阀控制部件。阀控制口(114)以能够向阀控制部件供给压力油的方式与该阀控制部件连通，并且与活塞前室(110)、后室(111)相互隔绝，活塞后退控制口(113)和活塞前进控制口(112)通过与阀切换槽(205)的前后移动相应地只有任一个口与阀控制口(114)连通。



1. 一种液压式冲击装置,其包括:缸体;活塞,其滑动嵌合于该缸体的内部;活塞前室和活塞后室,其被划分在所述活塞的外周面和所述缸体的内周面之间且隔离配置在轴向的前后;以及切换阀机构,其用于将所述活塞前室和所述活塞后室交替地切换为高压回路和低压回路,该液压式冲击装置使所述活塞在所述缸体内前进、后退而冲击冲击用的杆,该液压式冲击装置的特征在于,

所述活塞具有大径部、分别设置在该大径部的前后的小径部以及形成在所述大径部的轴向的大致中央的阀切换槽,

所述切换阀机构具有:阀室,其与所述活塞不同轴地形成在所述缸体内;阀,其滑动嵌合于该阀室内且形成有利用自身的前进、后退将所述活塞前室和所述活塞后室交替地切换为与高压回路和低压回路连通的活塞高低压切换部;阀施力部件,其始终对所述阀朝向前进、后退方向的一个方向施力;以及阀控制部件,其在供给有压力油时克服所述阀施力部件的作用力而使所述阀向相反方向移动,

所述缸体在所述活塞前室和所述活塞后室之间从前方按顺序具有活塞后退控制口、阀控制口以及活塞前进控制口这3个控制口,

所述阀控制口以能够相对于所述阀控制部件供给、排出压力油的方式与该阀控制部件连通,并且分别与所述活塞前室和所述活塞后室始终隔绝,

所述活塞后退控制口和所述活塞前进控制口通过与由所述活塞的前进、后退引起的所述阀切换槽的前后移动相应地只有任一个口与所述阀控制口连通,从而相对于所述阀控制部件供给、排出压力油而使所述阀前进、后退,所述切换阀机构供给、排出工作油,从而与由该阀的前进、后退引起的所述活塞高低压切换部的前后移动相应地将所述活塞前室和所述活塞后室交替地切换为高压回路和低压回路而使所述活塞反复前进和后退。

2. 根据权利要求1所述的液压式冲击装置,其特征在于,

所述阀是具有在轴向上贯通的阀空心通路的空心结构。

3. 根据权利要求2所述的液压式冲击装置,其特征在于,

所述阀空心通路作为工作油的通路始终与高压回路连接。

4. 根据权利要求1~3中任一项所述的液压式冲击装置,其特征在于,

所述活塞后退控制口始终连接高压。

5. 根据权利要求4所述的液压式冲击装置,其特征在于,

所述活塞前进控制口包括前后隔离地设置的短冲程口和长冲程口,在所述短冲程口和所述阀低压通路之间设有能够从全闭调整到全开的可变节流件。

6. 根据权利要求1~5中任一项所述的液压式冲击装置,其特征在于,

在向所述阀施力部件和所述阀控制部件供给压力油的路径与向所述活塞后室供给压力油的路径之间设置储压器。

7. 一种液压式冲击装置,其包括:缸体;活塞,其滑动嵌合于该缸体的内部;活塞前室和活塞后室,其被划分在所述活塞的外周面和所述缸体的内周面之间且隔离配置在轴向的前后;以及切换阀机构,其用于将所述活塞前室和所述活塞后室交替地切换为高压回路和低压回路,该液压式冲击装置使所述活塞在所述缸体内前进、后退而冲击冲击用的杆,该液压式冲击装置的特征在于,

所述活塞具有大径部、分别设置在该大径部的前后的小径部以及形成在所述大径部的

轴向的大致中央的阀切换槽，

所述切换阀机构具有：阀室，其与所述活塞不同轴地形成在所述缸体内；阀，其滑动嵌合于该阀室内且形成有利用自身的前进、后退将所述活塞前室和所述活塞后室交替地切换为与高压回路和低压回路连通的活塞高低压切换部；阀施力部件，其始终对所述阀朝向前进、后退方向的一个方向施力；以及阀控制部件，其在供给有压力油时克服所述阀施力部件的作用力而使所述阀向相反方向移动，

所述缸体在所述活塞前室和所述活塞后室之间从前方按顺序具有活塞后退控制口、阀控制口以及活塞前进控制口这3个控制口，

所述阀控制口以能够相对于所述阀控制部件供给、排出压力油的方式与该阀控制部件连通，并且分别与所述活塞前室和所述活塞后室始终隔绝，

对于所述活塞后退控制口和所述活塞前进控制口来说，随着所述活塞的前进，所述阀切换槽使所述活塞后退控制口和所述阀控制口连通，向所述阀控制部件供给压力油而使所述阀后退，随着所述活塞的后退，所述阀切换槽使所述活塞前进控制口和所述阀控制口连通，从所述阀控制部件排出压力油而使所述阀前进，所述切换阀机构供给、排出工作油，从而与由该阀的前进、后退引起的所述活塞高低压切换部的前后移动相应地将所述活塞前室和所述活塞后室交替地切换为高压回路和低压回路，使所述活塞反复前进和后退。

液压式冲击装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种凿岩机、破碎机等液压式冲击装置,特别是涉及一种用于控制工作压力油以将活塞的前室和后室交替地切换为高压回路和低压回路的液压式冲击装置。

背景技术

[0002] 在液压式冲击装置中,作为获得高输出力、即强力的冲击力的一个方案,进行增大冲击数量的做法。为了实现高冲击数量,控制工作压力油以将活塞的前室和后室交替地切换为高压回路和低压回路的冲击方式(以下也称作“活塞前后室高低压切换式”)是有效的。即,只要是活塞前后室高低压切换式的液压式冲击装置,前室侧的工作油就不会阻碍活塞向冲击方向的移动。因而,在实现高冲击数量的方面较为理想。

[0003] 在此,作为这种液压式冲击装置,例如公开了专利文献1所记载的技术。像图9中表示示意图的那样,该文献所记载的活塞前后室高低压切换式的冲击装置包括活塞520,该活塞520具有轴向中央的大径部521、522和形成在该大径部的前后的小径部523、524。而且,通过该活塞520滑动嵌合地设置在缸体500内,在缸体500内分别划分有活塞前室501和活塞后室502。在活塞大径部521、522的中央形成有排油槽525。另外,在本说明书中,将冲击方向(图中左方向)定义为“前方”进行说明。

[0004] 在活塞前室501连接有活塞前室通路506,该活塞前室通路506利用后述的阀526的前进、后退切换使活塞前室501分别与高压回路538和低压回路539连通。另一方面,在活塞后室502连接有活塞后室通路507,该活塞后室通路507利用阀526的前进、后退切换使活塞后室502分别与高压回路538和低压回路539连通。在高压回路538设有高压储压器540,在低压回路539设有低压储压器543。

[0005] 在活塞前室501的后方隔离预定间隔地设有活塞前进控制口503,在活塞后室502的前方隔离预定间隔地设有活塞后退控制口504。另外,活塞前进控制口503在两处设有开口部作为通常冲程用途和短冲程用途,活塞前室501侧的活塞前进控制口503a是具备可节流件的短冲程用途。在本说明书中,利用通常冲程的设定、即、将可节流件设为全闭状态而活塞后室502侧的活塞前进控制口503起作用的设定进行说明。

[0006] 在活塞前进控制口503的后方隔离预定间隔地设有活塞后退控制连动口508。此外,在活塞后退控制口504的前方隔离预定间隔地设有活塞前进控制连动口509。在活塞后退控制连动口508和活塞前进控制连动口509之间分别隔离预定间隔地设有排油口505。并且,活塞前进控制口503和活塞后退控制连动口508利用阀控制通路518和后述的阀后室511相连通,活塞后退控制口504和活塞前进控制连动口509利用阀控制通路517和后述的阀前室510相连通。

[0007] 此外,在缸体500以与活塞520不同轴的方式形成有阀室541,在该阀室541滑动嵌合有阀526。在阀室541利用圆环状的台阶从前方朝后方按顺序形成有阀前室510、阀后退保持室515、主室542、阀前进保持室516以及阀后室511。在主室542从前方朝后方隔离预定间隔地设有活塞前室低压口512、活塞高压口514以及活塞后室低压口513。在活塞前室低

压口512和活塞高压口514之间连接有活塞前室通路506,在活塞高压口514和活塞后室低压口513之间连接有活塞后室通路507。

[0008] 阀526是实心的阀芯(阀柱),其具有大径部527、528、529、设置在该大径部527、528、529前后的中径部530、531、设置在中径部530的前侧的小径部532以及设置在中径部531的后侧的小径部533。在大径部527和大径部528之间以圆环状设有活塞前室切换槽534,在大径部528和大径部529之间以圆环状设有活塞后室切换槽535。小径部532和活塞前室切换槽534利用连通路536互相连通,小径部533和活塞后室切换槽535利用连通路537互相连通。

[0009] 阀526相对于阀室541以小径部532位于阀前室510、中径部530位于阀后退保持室515、大径部527、528、529位于主室542、中径部531位于阀前进保持室516、小径部533位于阀后室511的方式滑动嵌合。通过阀526进行前进后退动作,大径部527打开、关闭活塞前室低压口512,大径部528在将活塞前室通路506和活塞高压口514连通、封闭的同时将活塞后室通路507和活塞高压口514封闭、连通,大径部529打开、关闭活塞后室低压口513。

[0010] 在活塞前室通路506与活塞高压口514连通时,阀后退保持室515成为高压。相反,在活塞后室通路507与活塞高压口514连通时,阀前进保持室516成为高压。在此,阀前室510的受压面积被设定得大于阀前进保持室516的受压面积。同样,阀后室511的受压面积被设定得大于阀后退保持室515的受压面积。

[0011] 接着,参照图10说明上述液压式冲击装置的工作。另外,在图10中用“阴影”图示了高压状态时的通路。

[0012] 此时,若阀526切换到前进位置,则活塞高压口514和活塞后室通路507连通而活塞后室502成为高压。另一方面,由于活塞前室低压口512和活塞前室通路506连通而活塞前室501成为低压,因此,活塞524前进。此时,虽然阀前室510和阀后室511均为低压,但是阀前进保持室516成为高压,阀526保持在前进位置(参照图10的(a))。

[0013] 接着,在活塞524前进而活塞后退控制口504和活塞后室502连通时,阀前室510成为高压。在此,由于阀前室510的受压面积大于阀前进保持室516的受压面积,因此,阀526开始后退。此时,由于阀后室511经由阀控制通路518、活塞后退控制连动口508以及排油口505与低压回路539相连通,因此,阀526能够没有问题地后退(参照图10的(b))。

[0014] 在图10的(b)所示的、阀526的后退局面下,假使试着设想不存在活塞后退控制连动口508的液压回路,则由于利用活塞大径部521封闭了活塞前进控制口503,因此,阀后室511和阀控制通路518成为封闭回路,阀526不能后退。即,可知在阀前室510经由活塞后退控制口504、活塞后室502而与高压回路538连通的情况下,为了保障阀526的后退动作,使阀后室511经由排油口505与低压回路539连通的活塞后退控制连动口508是必需的。

[0015] 在活塞520刚刚到达冲击点之后,阀526立即完成其向后退位置的切换。在阀后退位置,活塞前室501与活塞高压口514连通而活塞前室501成为高压,并且活塞后室502与活塞后室低压口513连通而活塞后室502成为低压,因此,活塞520转为后退。虽然阀前室510和阀后室511均为低压,但是阀后退保持室515为高压,阀526保持在后退位置(参照图10的(c))。

[0016] 在活塞520后退而活塞前进控制口503和活塞前室501连通时,阀后室511成为高压,由于阀后室511的受压面积大于阀后退保持室515的受压面积,因此,阀526开始前进。此

时,阀前室510经由阀控制通路517、活塞前进控制连动口509以及排油口505与低压回路539连通,因此,阀526能够没有问题地前进(参照图10的(d))。然后,阀526再次切换到前进位置,重复上述的循环而进行冲击。

[0017] 在图10的(d)所示的、阀526的前进局面下,假定试着设想不存在活塞前进控制连动口509的液压回路,由于利用活塞大径部522封闭了活塞后退控制口504,因此,阀前室510和阀控制通路517成为封闭回路,阀526不能前进。即,可知在阀后室511经由活塞前进控制口503、活塞前室501而与高压回路538连通的情况下,为了保障阀526的前进动作,使阀前室510经由排油口505而与低压回路539连通的活塞前进控制连动口509是必需的。

[0018] 现有技术文献

[0019] 专利文献

[0020] 专利文献1:日本特开昭46-1590号公报

发明内容

[0021] 发明要解决的问题

[0022] 然而,本发明人以液压式冲击装置的高输出化为目标研究了活塞前后室高低压切换方式,但同时掌握到液压式冲击装置的高效率化和低成本化也是重要的课题。

[0023] 为了实现第一课题即液压式冲击装置的高效率化,必须提升阀的响应性而将阀驱动所需要的工作油量抑制得较低。为此,阀主体的小型化和空心化是有效的。此外,为了第二课题即以低成本制作液压式冲击装置,避开复杂的机构而简化口、连接口之间的通路的布局的做法是有效的。

[0024] 在此,整理上述的、专利文献1所记载的活塞前后室高低压切换式的液压式冲击装置的结构,如下所述。

[0025] 1)驱动阀的是向阀的前/后室供给的来自活塞的后/前室的压力油。也就是说,在该文献所记载的技术中,阀也与活塞同样采用前后室高低压切换方式。

[0026] 2)在阀切换之后,阀的前室和后室同时成为低压。因此,在该文献所记载的技术中,为了保持阀的位置,必须具备相对于使阀前后移动的机构独立的阀保持机构。该阀保持机构是用于向由阀中径部和阀前进(后退)保持室形成的空间供给、排出压力油的结构。

[0027] 3)为了驱动阀,必须具备将与加压的一侧(例如阀前室)相抗衡的一侧(阀后室)的路径开放的口(活塞后退控制连动口)。

[0028] 4)具备将上述3)的、将路径开放的口和低压回路连通的排油口。

[0029] 但是,在该文献所记载的技术中,由于上述2)的阀保持机构是向由阀中径部和阀前进(后退)保持室形成的空间供给、排出压力油的结构,因此由于阀的尺寸较小,因此在缸体侧形成该压力油的供排通路是非常困难的。因此,在该文献所记载的技术中,虽然将上述压力油的供排通路作为设置在阀主体内部的连通路得以实现,但由此不能将阀做成空心结构(具有在轴向上贯通的空心部的结构)。因而,存在无法提升阀的响应性而将阀驱动所需要的工作油量抑制得较低这样的问题,冲击效率较低。

[0030] 此外,上述阀保持机构的各结构需要高度的加工精度,并且阀主体所滑动接触的阀室的多级的内径面(以小径一中径一大径一中径一小径连续的阀室内表面)的加工其自身的难易度较高,将该部分做成一体结构较困难。因此,不得不做成将多个构件组合这样的

复杂的结构,存在加工成本上升这样的问题。

[0031] 此外,在该文献所记载的技术中,在活塞520的前室501和后室502之间从前方按顺序开设有活塞前进控制口503、活塞后退控制连动口508、排油口505、活塞前进控制连动口509以及活塞后退控制口504这五处的口,因此,存在开口于活塞的前后室之间的口的加工成本上升这样的问题。

[0032] 此外,前侧的两个口构成为在阀控制通路(前)517中合流,并且其一端与活塞前室501连通,另一端与阀后室511连通,后侧的两个口构成为在阀控制通路(后)518中合流,并且其一端与活塞后室502连通,另一端与阀前室510连通,因此,阀控制通路(前)和阀控制通路(后)分别使活塞前·后室和阀后·前室连通。因此,必须以互相交叉的方式配设通路。因而,通路布局(口布局)的自由度变低,而且通路布局变得非常复杂,存在加工成本进一步上升这样的问题。

[0033] 并且,在通路布局的自由度较低的情况下,例如与活塞后室连接的活塞后室通路在活塞前进时需要大量的油量,因此,优选将通路面积设定得较大,结果也存在受到通路布局上的制约而无法扩大通路面积的情况。此外,一般来讲,就开口的口数较多这样的方式而言,单纯地发生压力油泄漏的风险也升高。因此,也存在很有可能导致冲击效率降低这样的一面。

[0034] 因此,本发明即是着眼于这样的问题点而完成的,其目的在于提供一种提升冲击效率且低成本的活塞前后室高低压切换方式的液压式冲击装置。

[0035] 用于解决问题的方案

[0036] 为了解决上述课题,本发明的第一技术方案的液压式冲击装置包括:缸体;活塞,其滑动嵌合于该缸体的内部;活塞前室和活塞后室,其被划分在所述活塞的外周面和所述缸体的内周面之间且隔离配置在轴向的前后;以及切换阀机构,其用于将所述活塞前室和所述活塞后室交替地切换为高压回路和低压回路,该液压式冲击装置使所述活塞在所述缸体内前进、后退而冲击冲击用的杆,该液压式冲击装置的特征在于,所述活塞具有大径部、分别设置在该大径部的前后的小径部以及形成在所述大径部的轴向的大致中央的阀切换槽,所述切换阀机构具有:阀室,其与所述活塞不同轴地形成在所述缸体内;阀,其滑动嵌合于该阀室内且形成有利用自身的前进、后退将所述活塞前室和所述活塞后室交替地切换为与高压回路和低压回路连通的活塞高低压切换部;阀施力部件,其始终对所述阀朝向前进、后退方向的一个方向施力;以及阀控制部件,其在供给有压力油时克服所述阀施力部件的作用力而使所述阀向相反方向移动,所述缸体在所述活塞前室和所述活塞后室之间从前方按顺序具有活塞后退控制口、阀控制口以及活塞前进控制口这3个控制口,所述阀控制口以能够相对于所述阀控制部件供给、排出压力油的方式与该阀控制部件连通,并且分别与所述活塞前室和所述活塞后室始终隔绝,所述活塞后退控制口和所述活塞前进控制口通过与由所述活塞的前进、后退引起的所述阀切换槽的前后移动相应地只有任一个口与所述阀控制口连通,从而相对于所述阀控制部件供给、排出压力油而使所述阀前进、后退,所述切换阀机构供给、排出工作油,从而与由该阀的前进、后退引起的所述活塞高低压切换部的前后移动相应地将所述活塞前室和所述活塞后室交替地切换为高压回路和低压回路而使所述活塞反复前进和后退。

[0037] 采用本发明的第一技术方案的液压式冲击装置,在活塞后退控制口和活塞前进控

制口与由活塞的前进、后退引起的阀切换槽的前后移动相应地只有任一个口与阀控制口连通时,切换阀机构供给、排出工作油,由此将活塞前室和活塞后室交替地切换为高压回路和低压回路而使活塞反复前进和后退,因此,能够利用活塞前后室高低压切换方式的冲击来提升冲击效率。

[0038] 而且,采用本发明的第一技术方案的液压式冲击装置的切换阀机构,具有始终对阀朝向前进、后退方向的一个方向施力的阀施力部件和在供给有压力油时克服阀施力部件的作用力使阀向相反方向移动的阀控制部件,因此,能够始终对阀向一个方向施力,并且在向阀控制部件供给压力油时克服其作用力而使阀向相反方向移动。因此,不需要像上述的专利文献1的液压式冲击装置那样相对于使阀前后移动的机构独立的阀保持机构。因而,阀的滑动接触部的加工容易,因此,能够降低加工成本。

[0039] 此外,由于在活塞前室和后室之间开口的控制口只是活塞后退控制口、阀控制口以及活塞前进控制口这3处,因此,也能够降低在活塞的前后室之间开口的口的加工成本。

[0040] 并且,由于驱动活塞的前·后室和阀的阀控制口的回路为了不吸入工作油而相互隔绝(阻断),因此,通路布局的自由度较高,能够进一步降低加工成本。此外,由于通路布局的自由度较高,因此,能够使将活塞侧和阀侧的各口之间连接的通路最佳化。

[0041] 在此,本发明的第一技术方案的液压式冲击装置优选的是,所述阀是具有在轴向上贯通的阀空心通路的空心结构。若是这样的结构,由于减小了阀的重量,因此,能够提升阀的响应性而将阀驱动所需要的工作油量抑制得较低,并且提高冲击效率。

[0042] 此外,本发明的第一技术方案的液压式冲击装置优选的是,所述阀空心通路作为工作油的通路始终与高压回路连接。若是这样的结构,则在抑制阀的前后的冲程端发生空化的方面较为理想。此外,在将阀空心通路作为工作油的通路始终连接于高压回路的结构中,若利用阀的前端面和后端面的受压面积差构成阀施力部件,则在简化阀施力部件的结构、降低成本的方面更为理想。

[0043] 此外,本发明的第一技术方案的液压式冲击装置优选的是,所述活塞后退控制口始终连接高压。若是这样的结构,由于设置在紧跟活塞前室之后的位置的活塞后退控制口始终连接于高压回路,因此,高压油泄漏而始终向位于前方的活塞的大径部供给。因此,在减少由活塞的大径部的油膜耗尽而引起的活塞发生“粘连”的方面较为理想。此外,由于活塞前室侧的控制口始终连接于高压回路,因此,能够抑制活塞从后退转为前进时的前室附近成为负压状态。因此,在防止发生空化而助长油膜耗尽状态的方面较为理想。

[0044] 此外,本发明的第一技术方案的液压式冲击装置优选的是,所述活塞前进控制口包括前后隔离地设置的短冲程口和长冲程口,在所述短冲程口和所述阀低压通路之间设有能够从全闭调整到全开的可变节流件。若是这样的结构,则构成控制从阀排出的压力油的流量的、所谓的“出口节流式回路”。一般来讲,由于出口节流式回路与入口节流式回路相比控制性良好,因此,适合作为对于限制的调整量寻求线性的控制性的冲击装置的冲程调整机构。

[0045] 此外,本发明的第一技术方案的液压式冲击装置优选的是,在用于向所述阀施力部件和所述阀控制部件供给压力油的路径与用于向所述活塞后室供给压力油的路径之间设置储压器。若是这样的结构,由于在用于向阀施力部件和阀控制部件供给压力油的路径和用于向活塞后室供给压力油的路径之间设有储压器,因此,能够利用储压器缓冲在活塞

后室中产生的压力油的冲击。因此,压力油的冲击不会传播到阀施力部件和阀控制部件。因而,阀的行为不混乱,在使冲击性能稳定的方面较为理想。

[0046] 并且,为了解决上述课题,本发明的第二技术方案的液压式冲击装置包括:缸体;活塞,其滑动嵌合于该缸体的内部;活塞前室和活塞后室,其被划分在所述活塞的外周面和所述缸体的内周面之间且隔离配置在轴向的前后;以及切换阀机构,其用于将所述活塞前室和所述活塞后室交替地切换为高压回路和低压回路,该液压式冲击装置使所述活塞在所述缸体内前进、后退而冲击冲击用的杆,该液压式冲击装置的特征在于,所述活塞具有大径部、分别设置在该大径部的前后的小径部以及形成在所述大径部的轴向的大致中央的阀切换槽,所述切换阀机构具有:阀室,其与所述活塞不同轴地形成在所述缸体内;阀,其滑动嵌合于该阀室内且形成有利用自身的前进、后退将所述活塞前室和所述活塞后室交替地切换为与高压回路和低压回路连通的活塞高低压切换部;阀施力部件,其始终对所述阀朝向前进、后退方向的一个方向施力;以及阀控制部件,其在供给有压力油时克服所述阀施力部件的作用力而使所述阀向相反方向移动,所述缸体在所述活塞前室和所述活塞后室之间从前方按顺序具有活塞后退控制口、阀控制口以及活塞前进控制口这3个控制口,所述阀控制口以能够相对于所述阀控制部件供给、排出压力油的方式与该阀控制部件连通,并且分别与所述活塞前室和所述活塞后室始终隔绝,对于所述活塞后退控制口和所述活塞前进控制口来说,随着所述活塞的前进,所述阀切换槽使所述活塞后退控制口和所述阀控制口连通,向所述阀控制部件供给压力油而使所述阀后退,随着所述活塞的后退,所述阀切换槽使所述活塞前进控制口和所述阀控制口连通,从所述阀控制部件排出压力油而使所述阀前进,所述切换阀机构供给、排出工作油,从而与由该阀的前进、后退引起的所述活塞高低压切换部的前后移动相应地将所述活塞前室和所述活塞后室交替地切换为高压回路和低压回路,使所述活塞反复前进和后退。

[0047] 采用本发明的第二技术方案的液压式冲击装置,与本发明的第一技术方案的液压式冲击装置同样是将活塞前室和活塞后室交替地切换为高压回路和低压回路而使活塞反复前进和后退的、所谓的“活塞前后室高低压切换式”的液压式冲击装置,因此,能够增大冲击数量而谋求高输出化。此外,由于不需要相对于使阀前后移动的机构独立的阀保持机构,因此,阀的滑动接触部的加工容易。因此,能够降低加工成本。

[0048] 特别是,采用本发明的第二技术方案的液压式冲击装置,由于活塞前室与切换阀机构的阀施力部件和阀控制部件均隔绝,因此,因活塞冲击冲击用的杆时的冲击而产生的压力油的脉动不会直接影响阀的驱动。并且,由于通过从阀控制室排出压力油来进行阀的前进动作,因此,即使假使在整个高压路径上残留没有完全衰减的脉动,也能够减小其影响,因此,阀的行为稳定。

[0049] 发明的效果

[0050] 采用本发明,能够提供一种提升冲击效率且低成本的活塞前后室高低压切换方式的液压式冲击装置。

附图说明

[0051] 图1是本发明的活塞前后室高低压切换式的液压式冲击装置的第一实施方式的示意图。

- [0052] 图2是第一实施方式的液压式冲击装置的阀主体的说明图。
- [0053] 图3是第一实施方式的液压式冲击装置的工作原理图。
- [0054] 图4是第一实施方式的第一变形例,是在阀的内部设有高压通路的液压式冲击装置的示意图。
- [0055] 图5是第一实施方式的第二变形例,是具备逆工作型的阀的液压式冲击装置的示意图。
- [0056] 图6是第一实施方式的第三变形例,是将高压回路和低压回路相反地连接的液压式冲击装置的示意图。
- [0057] 图7是本发明的活塞前后室高低压切换式的液压式冲击装置的第二实施方式的示意图。
- [0058] 图8是第二实施方式的变形例,是阀施力部件为弹簧的液压式冲击装置的示意图。
- [0059] 图9是以往的活塞前后室高低压切换式的液压式冲击装置的示意图。
- [0060] 图10是以往的活塞前后室高低压切换式的液压式冲击装置的工作原理图。

具体实施方式

[0061] 以下,适当地参照附图说明本发明的实施方式以及变形例。另外,在所有的附图中,对同样的结构要素标注相同的附图标记。此外,就具有相同的功能但对布局、形状进行了变更的结构要素而言,对相同的附图标记标注了撇号。

[0062] (第一实施方式)

[0063] 如图1所示,第一实施方式的液压式冲击装置包括缸体100和以能够沿着轴向滑动移动的方式滑动嵌合于缸体100的内部的活塞200。活塞200具有轴向中央的大径部(前)201、大径部(后)202、形成在该大径部201、202的前后的小径部203、204。在活塞大径部201、202的大致中央仅在一处形成有圆环状的阀切换槽205。

[0064] 通过活塞200滑动嵌合地设置在缸体100内,在活塞200的外周面和缸体100的内周面之间分别在轴向的前后隔离地划分有活塞前室110和活塞后室111。而且,在缸体100的内部设有切换阀机构210,该切换阀机构210供给、排出工作油,从而将活塞前室110和活塞后室111交替地切换为高压回路101和低压回路102而使活塞200反复前进和后退。

[0065] 切换阀机构210具有与活塞200不同轴地形成在缸体100的内部的阀室130和与该阀室130滑动嵌合的阀(阀柱)300。阀室130利用多级的圆环状槽从前方朝向后方按顺序形成有阀室小径部132、阀室大径部131以及阀室中径部133。在阀室大径部131从前方朝向后方分别隔离预定间隔地设有阀控制室137、活塞前室低压口135、活塞高压口134以及活塞后室低压口136。

[0066] 在活塞前室110连接有利用阀300的前进、后退切换而使活塞前室110分别与高压回路101和低压回路102连通的活塞前室通路120。另一方面,在活塞后室111连接有利用阀300的前进、后退而使切换活塞后室111分别与高压回路101和低压回路102连通的活塞后室通路121。在高压回路101设有高压储压器400,在低压回路102设有低压储压器401。

[0067] 在活塞前室110和活塞后室111之间从前方朝向后方分别隔离预定间隔地设有活塞后退控制口113、阀控制口114以及活塞前进控制口112、112a。活塞前进控制口前后隔离地在两处设有通常冲程用的长冲程口112和短冲程口112a。活塞前室110侧的活塞前进控制

口是具备能够从全闭调整到全开的可变节流件112b的短冲程用途。在本说明书中,以通常冲程的设定、即、将可变节流件112b设为全闭状态而活塞后室111侧的长冲程口作为活塞前进控制口112起作用的设定进行说明。

[0068] 如图2所示,阀300是具有在轴向上贯通的阀空心通路311的空心圆筒形状的阀芯。阀300在外周面上具有阀大径部301、302、303、设置在阀大径部301的前侧的阀小径部304以及设置在阀大径部303的后侧的阀中径部305。在阀大径部301和阀大径部302之间设有圆环状的活塞前室切换槽306,在阀大径部302和阀大径部303之间设有圆环状的活塞后室切换槽307。在本实施方式中,这些活塞前室切换槽306和活塞后室切换槽307与用于解决上述课题的方案所述的“活塞高低压切换部”相对应。

[0069] 该切换阀机构210构成为阀大径部301、302、303与阀室大径部131滑动嵌合,阀小径部304与阀室小径部132滑动嵌合,阀中径部305与阀室中径部133滑动嵌合。

[0070] 阀300的两端面的前方为阀前端面308,后方为阀后端面309。在阀小径部304和阀大径部301之间的边界上形成有阀台阶面(前)310,在阀大径部303和阀中径部305之间的边界上形成有阀台阶面(后)312。

[0071] 在此,在将阀大径部301、302、303的外径设为 $\phi D1$ 、阀小径部304的外径设为 $\phi D2$ 、阀中径部305的外径设为 $\phi D3$ 、以及阀空心通路311的内径设为 $\phi D4$ 时, $\phi D1 \sim \phi D4$ 之间的关系如以下的(式1)所示。

[0072] $\phi D4 < \phi D2 < \phi D3 < \phi D1 \dots$ (式1)

[0073] 此外,在将阀前端面308的受压面积设为 $S1$ 、阀后端面309的受压面积设为 $S2$ 、阀台阶面(前)310的受压面积设为 $S3$ 、以及阀台阶面(后)312的受压面积设为 $S4$ 时,如以下的(式2)所示。

[0074] $S1 = \pi/4 \times (D2^2 - D4^2)$

[0075] $S2 = \pi/4 \times (D3^2 - D4^2)$

[0076] $S3 = \pi/4 \times (D1^2 - D2^2)$

[0077] $S4 = \pi/4 \times (D1^2 - D3^2) \dots$ (式2)

[0078] 而且,受压面积 $S1 \sim S4$ 之间的关系如以下的(式3)~(式5)所示。

[0079] $S1 < S2 \dots$ (式3)

[0080] $[S1 + S3] > S2 \dots$ (式4)

[0081] $S3 > S4 \dots$ (式5)

[0082] 高压回路101与活塞高压口134连接,低压回路102分别与活塞前室低压口135和活塞后室低压口136连接。

[0083] 活塞前室通路120的一端与活塞前室110连接,另一端与阀室大径部131的活塞高压口134和活塞前室低压口135的中间部连接。活塞后室通路121的一端与活塞后室111连接,另一端与阀室大径部131的活塞高压口134和活塞后室低压口136的中间部连接。

[0084] 阀高压通路(前)123将活塞后退控制口113和阀室130的前侧端面连接,阀高压通路(后)124将阀室130的后侧端面 and 高压回路101的比高压储压器400靠上游侧(图1中的右侧)的位置连接。因而,阀空心通路311始终为高压。另外,阀高压通路(前)123也可以将活塞后退控制口113和阀高压通路(后)124连接。

[0085] 阀低压通路125将活塞前进控制口112和活塞后室低压口136连接。阀控制通路126将阀控制口114和阀控制室137连接。另外,阀低压通路125也可以将活塞前进控制口112和低压回路102连接。

[0086] 接着,参照图3说明本实施方式的液压式冲击装置的动作和作用效果。另外,在图3中用“阴影”图示了高压状态时的通路。

[0087] 此时,如图3的(a)所示,在切换阀机构210的阀300切换到前进位置时,活塞高压口134和活塞后室通路121连通而活塞后室111成为高压。另一方面,活塞前室低压口135和活塞前室通路120连通而活塞前室110成为低压。由此,活塞200前进。

[0088] 此时,阀室130利用阀高压通路(后)124始终与高压回路101连接,阀前端面308和阀后端面309这两者为高压。由于对阀前端面308和阀后端面309这两者作用高压,因此,根据上述(式3),阀300保持在前进位置(参照图3的(a))。

[0089] 另外,在本实施方式中,利用该阀前端面308和阀后端面309的受压面积差始终对阀300作用前进推力的结构与用于解决上述课题的方案所述的“阀施力部件”相对应。

[0090] 接着,活塞200前进,阀控制口114和活塞前进控制口112的连通中断,取而代之,阀控制口114与活塞后退控制口113连通。由此,来自阀高压通路(前)123的高压力油经由阀控制通路126被供给到阀控制室137。在阀控制室137成为高压时,对台阶面310作用高压,根据上述(式4),阀300开始后退(参照图3的(b))。

[0091] 另外,在本实施方式中,向阀控制室137供给压力油而克服上述始终作用的前进推力(=阀施力部件的作用力)而使阀300后退的结构与上述的“阀控制部件”相对应。

[0092] 活塞200在冲击效率最大时到达冲击点(图3的(b)~图3的(c)之间),在冲击点,活塞200的顶端冲击冲击用的杆(未图示)的后端。由此,因冲击而产生的冲击波作为通过杆传播到顶端的钻头等而将岩盘等粉碎的能量来使用。

[0093] 在活塞200刚刚到达冲击点之后,阀300立即完成其向后退位置的切换。在阀后退位置,活塞高压口134和活塞前室通路120连通而活塞前室110成为高压。另一方面,活塞后室低压口136和活塞后室通路121连通而活塞后室111成为低压。由此,活塞200转为后退。在阀控制室137维持高压的期间里,阀300保持在后退位置(参照图3的(c))。

[0094] 接着,活塞200后退,阀控制口114和活塞后退控制口113的连通中断,取而代之,阀控制口114与活塞前进控制口112连通。由此,阀控制室137经由阀控制通路126和阀低压通路125与低压回路102连接。在阀控制室137成为低压时,根据上述(式3),阀300开始前进(参照图3的(d))。于是,阀300再次切换到前进位置,重复上述的冲击循环。

[0095] 在此,在本实施方式中,针对上述的结构整理特征,如以下的项目1~项目4所示。

[0096] 项目1)用于驱动阀300的机构像上述那样是阀施力部件和阀控制部件,但其中,阀施力部件的液压回路与活塞200的动作毫无关系,构成阀控制部件的各液压回路在活塞前室110和活塞后室111之间而且不与活塞前室110和活塞后室111连通地(为了不吸入工作油而始终相互隔绝)配设。

[0097] 项目2)用于驱动阀300的机构是阀施力部件和阀控制部件,阀施力部件始终对阀300向一个方向施力,通过相对于阀控制室137供给、排出压力油而切换阀300的前进后退。

[0098] 项目3)与阀控制室137连接的口只是阀控制口114这一处。

[0099] 项目4)阀300是具有在轴向上贯通的阀空心通路311的空心结构。

[0100] 针对本实施方式的上述项目1~项目4的结构,与参照图9、图10说明的以往的活塞前后室高低压切换式的液压式冲击装置进行对比。

[0101] 关于项目1)

[0102] 在上述以往技术中,与活塞前后室和阀驱动相关的各回路之间的关系是互相连通的关系。因此,回路结构的布局自由度较低。相对于此,就本实施方式的结构而言,阀施力部件的液压回路与活塞200的动作毫无关系,并且为了不吸入工作油而与活塞前后室相互隔绝,因此,与活塞前后室和阀驱动相关的各回路之间的关系独立。因而,相对于上述以往技术而言,可以说本实施方式的结构回路结构的布局自由度较高。

[0103] 特别是,由于上述以往技术的回路结构的布局自由度较低,因此,为了驱动阀,需要在前进侧和后退侧分别设置压力油的供给和排出这两个通路。因此,如图9所示,用于驱动阀的通路在活塞的前室和后室之间需要5处。相对于此,在本实施方式的情况下,如图1所示,仅是活塞后退控制口113、阀控制口114和活塞前进控制口112这3处。

[0104] 通路条数较少直接与加工成本的下降相关联。此外,回路结构的布局自由度较高能够汇集地配设活塞后室·阀·储压器而缩短通路长度。由此,能够提升液压效率,并且也能够扩大与活塞后室111连接的活塞后室通路121的通路面积而应对大油量。

[0105] 并且,上述以往技术的液压回路不只是通路条数较多这一点,而且如图9所示将活塞的前室和阀的后室、活塞的后室和阀的前室连接起来,因此,液压回路以互相交叉的方式配设,能看出是非常复杂的布局。相对于此,如图1所示,本实施方式的结构成为非常简单的回路。因而,能够降低加工成本。

[0106] 特别是,采用本实施方式的液压式冲击装置,由于活塞前室110与切换阀机构210的“阀施力部件”和“阀控制部件”均隔绝,因此,因活塞200的顶端冲击冲击用的杆时的冲击而产生的压力油的脉动不会对阀300的驱动直接产生影响。并且,通过从阀控制室137排出压力油来进行阀300的前进动作,因此,即使假使在整个高压路径上残留有没有完全衰减的脉动,也能够减小其影响,因此,阀300的行为稳定。

[0107] 而且,本实施方式的液压式冲击装置是将活塞前室110和活塞后室111交替地切换为高压回路101和低压回路102而使活塞200反复前进和后退的、所谓的“活塞前后室高低压切换式”的液压式冲击装置,因此,能够增大冲击数量而谋求高输出化,但由于是高冲击数量,必须避免阀300的行为紊乱,因此,可以说能够实现适合作为高输出用途的液压式冲击装置。

[0108] 关于项目2)

[0109] 上述以往技术采用阀的前后室高低压切换方式,而且具备在阀的前后室均成为低压的时机保持阀的保持机构,因此,如图9所示,阀结构作为与阀室滑动接触的外径形状,从前方朝向后方需要小径—中径—大径—中径—小径这5级的多级结构。并且,必须在前后两处设置用于保持阀的压力油的供排气通路。相对于此,本实施方式的阀结构是小径—大径—中径的仅3级,而且,不需要对阀进行自身的保持机构用的供排油通路的加工,因此,能够使阀的结构自身极为简单。本实施方式的阀结构的简单性不仅能够降低阀自身的加工成本,理所当然能够较大程度地降低对应的阀室侧的加工、即缸体内径加工的加工成本。

[0110] 关于项目3)

[0111] 在上述以往技术中,阀前室通过阀控制通路(前)连接的口是活塞前进控制口和活

塞后退控制连动口这两处,结果在阀后退局面(图10的(b))下,与作为其原本功能的阀前进局面下的向排油口排出阀前室的压力油的功能相反,活塞后退控制连动口会导致活塞前进控制口内的压力油泄漏到排油口(该现象对于阀后退局面下的活塞后退控制连动口也是同样的)。一般来讲,在冲击装置中,口的数量越多,则压力油泄漏的部位越多。

[0112] 相对于此,本实施方式的结构着眼于阀控制室137,经由阀控制通路126连接的口只是阀控制口114这一处,因此,能够将泄漏量限制为最小限度。

[0113] 此外,在本实施方式中,在从图3的(c)到图3的(d)的期间、即直到阀控制口114与活塞后退控制口113的连通状态中断而与活塞前进控制口112连通为止的期间里,阀控制室137利用活塞大径部(后)202成为封闭回路,通过在该封闭回路内封入压力油而将阀300保持在后退位置,结果若在不供给压力油的状态下泄漏量较大,则阀300的行为变得不稳定,因此,可以说与阀控制口114连接的口优选为一处。这样,在本实施方式中,不仅减少压力油的泄漏量而提高冲击效率,而且为了使阀300的行为稳定而设定阀控制口114。

[0114] 关于项目4)

[0115] 在上述以往技术中,由于在阀内部设有构成阀保持机构的供排油通路,因此,阀是实心结构。相对于此,本实施方式是阀300具有在轴向上贯通的阀空心通路311的空心结构,因此,能够通过使阀空心化而谋求减轻重量。因此,能够减少阀驱动所消耗的油量,冲击效率上升。

[0116] 像以上说明的那样,本实施方式的活塞前后室高低压切换方式的液压式冲击装置利用活塞前后室高低压切换而具有高冲击力,并且与以往相比,加工成本降低,能够提升液压效率。

[0117] 此外,一般来讲,在液压式冲击装置的阀的前后的冲程端,存在与低压回路连接而作用负压而压力下降到大气压以下的情况,在这种情况下,空化的发生有时会成为问题。相对于此,在本实施方式中,由于阀空心通路311、阀前端面308以及阀后端面309始终为高压,因此,与这些部位中的某处切换为低压的情况相比,能够抑制空化的发生。

[0118] 此外,在本实施方式中的从图3的(d)向图3的(a)切换的中途阶段、即阀300切换到前端位置、活塞前室110成为低压、活塞后室111成为高压、活塞200一边减速一边后退到后方冲程端的期间里,活塞前室110和阀控制口114这两者成为低压,因此,活塞大径部(前)201成为易于发生油膜耗尽、也易于发生空化的状态。对此,在本实施方式中,由于活塞后退控制口113始终成为高压,自此泄漏微量的压力油,因此,能够抑制发生油膜耗尽和空化。

[0119] 此外,在本实施方式的液压式冲击装置中,活塞前进控制口112经由阀低压通路125与低压回路102连接,因此,短冲程口112a和可变节流件112b连接低压。因此,在调整了可变节流件112b的情况下,活塞200后退,利用阀切换槽205使阀控制口114和短冲程口112a连通时,阀控制口114、阀控制通路126以及阀控制室137内的高压力油经由短冲程口112a和可变节流件112b被向低压回路102排出,阀300转为前进。

[0120] 即,本实施方式的液压回路构成用于控制从作为驱动器的阀300排出的压力油的流量的、所谓的“出口节流式回路”。一般来讲,由于出口节流式回路与入口节流式回路相比控制性良好,因此,是适合作为对于被限制的调整量寻求线性的控制性的冲击装置的冲程调整机构的结构。

[0121] 在此,在本实施方式的液压式冲击装置中,切换阀机构210成为在构成阀控制部件

和阀施力部件的通路和向活塞后室111供给压力油的通路之间夹设有高压储压器400的结构,构成阀控制部件和阀施力部件的通路即阀高压通路(后)124、空心通路311、阀高压通路(前)123、活塞后退控制口113、阀控制口114以及阀控制通路126(以下称作“阀驱动回路”),向活塞后室111供给压力油的通路即活塞高压口134和活塞后室通路121。

[0122] 在本实施方式的液压式冲击装置中,活塞200在冲击点冲击杆时(从图3的(b)到图3的(c)的期间里),在后室111中活塞200紧急停止。因此,因所谓的水击作用(水锤)而对压力油产生冲击,但此时,阀300并未完全到达后端冲程,因此,压力油的冲击传播到与高压连接的全部通路。由于上述“阀驱动回路”与高压连接,因此,在该水击作用的冲击传播时,阀300的行为有可能变得不稳定。

[0123] 相对于此,在本实施方式中,阀高压通路124将阀空心通路311和高压回路101的比高压储压器400靠上游侧的位置连接起来,因此,在活塞后室111和阀驱动回路之间夹设有高压储压器400。因此,能够抑制压力油内的冲击传播到阀控制室137、阀室130内的阀前端面308和阀后端面309。因此,阀300向前方的作用力和克服该作用力而作用的后退推力稳定。因而,阀300的行为稳定,因此,冲击性能稳定。

[0124] 以下,对本实施方式的变形例和其他的实施方式进一步进行说明。

[0125] (第一变形例)

[0126] 图4表示上述第一实施方式的第一变形例。如该图所示,在该第一变形例中,是在阀300a的阀大径部302设有在径向上贯通的阀主体高压通路313来替代图1所示的阀高压通路124的例子。另外,在该例子中,阀高压通路123'的一端与活塞高压口134连接。但是,也可以与图1所示的例子同样地,将阀高压通路123'的一端连接于阀室130的前端面。此外,为了不将在前述的活塞冲击时产生的压力油内的振动传递到阀控制室137,也可以将阀高压通路123'的一端连接于高压回路101的高压储压器400的上游侧。

[0127] 采用该第一变形例,能够省略图1中的阀高压通路(后)124。因此,能够进一步简化液压回路的结构,因此,能够降低加工成本。另外,由于阀主体高压通路313是在径向上贯通而不像以往的阀保持机构的连通路那样在中段带有弯曲部的贯通孔,因此,阀主体高压通路313的加工非常容易。

[0128] 但是,在该第一变形例中,与上述第一实施方式不同,在阀施力部件(空心通路311、阀前端面308、阀后端面309)和活塞后室111之间并未夹设高压储压器400。因此,与图1所示的上述第一实施方式相比,阀300a的水击作用时的行为的稳定性下降。

[0129] (第二变形例)

[0130] 图5表示上述第一实施方式的第二变形例。该第二变形例是变更了阀主体的槽结构和阀控制部件的回路结构的例子。如该图所示,该第二变形例是活塞—阀的动作关系与图1所示的第一实施方式相反(逆工作阀)的情况。

[0131] 详细地讲,如图5所示,阀300b是设有在轴向上贯通的阀空心通路311'的空心圆筒形状的阀芯。阀300b具有阀大径部301'、302'、303'、设置在阀大径部301'的前侧的阀小径部304'以及设置在阀大径部303'的后侧的阀中径部305'。在阀大径部301'和阀大径部302'之间设有活塞前室排油槽314。此外,在阀大径部303'和阀中径部305'之间设有活塞后室排油槽315。并且,在阀大径部302'和阀大径部303'之间设有活塞前后室切换槽316。

[0132] 阀300b的两端面的前方为阀前端面308',后方为阀后端面309'。在阀小径部304'

和阀大径部301'之间的边界上形成有阀台阶面(前)310'。

[0133] 阀高压通路(前)123"连接活塞前进控制口112和阀高压通路(后)124。阀低压通路125'连接活塞后退控制口113和活塞前室低压口135。阀控制通路126与图1所示的第一实施方式同样地连接阀控制口114和阀控制室137。由此,采用该第二变形例,图1所示的第一实施方式与活塞一阀的动作关系相反(逆工作阀)。

[0134] 该第二变形例的最大的特征是活塞前进控制口112始终连接于高压回路的方面。也就是说,像上述那样,在冲击装置的液压回路内,作为在连接低压的部位易于发生空化、结果产生的气穴破裂而引起侵蚀的部位,是气穴滞留的封闭场所、形成复杂形状的部位,在第一实施方式的冲击装置中,活塞前进控制口112的短冲程口112a相当于该部位。

[0135] 因此,在图1和图4所示的例子中,由于短冲程口112a始终与低压连接,在该部位易于发生侵蚀,因此,存在优选采用该第二变形例的情况。特别是在可变节流件全闭时(即,在仅以长冲程工作的作业现场使用时)防止在该部位发生侵蚀的方面,采用该第二变形例是有效的。但是,由于活塞后退控制口113始终为低压,因此,前述的活塞大径部(前)201的油膜耗尽防止效果和空化抑制效果下降。

[0136] (第三变形例)

[0137] 图6表示上述第一实施方式的第三变形例。该第三变形例是各液压通路、各口、阀结构其自身完全不变更,将来自液压源的高压线路和朝向容器去的低压线路对调连接的情况(即,将高压回路101设为低压回路102'、将低压回路102设为高压回路101'的情况)。

[0138] 另外,在该第三变形例的说明中,由于阀高压通路(前)123、阀高压通路(后)124变为低压,因此分别换称作阀低压通路(前)128、阀低压通路(后)129。此外,由于阀低压通路125变为高压,因此换称作阀高压通路127。同样,由于活塞高压口134变为低压,因此换称作活塞低压口140,活塞前室低压口135以及活塞后室低压口136变为高压,因此分别换称作活塞前室高压口138和活塞后室高压口139。另外,储压器400'设于高压回路101'。

[0139] 该第三变形例也与前述的第二变形例同样地,活塞一阀的动作关系与图1所示的第一实施方式相反。并且,由切换阀机构构成的阀驱动机构也存在不同点。即,“阀施力部件”不像图1、图4及图5所示的例子那样是由阀两端面的受压面积差引起的朝向前方的推力,而是因对台阶面312作用压力油而产生的朝向前方的推力。

[0140] 在该第三变形例中,活塞后退控制口113、阀空心通路311、阀前端面308以及阀后端面309始终为低压。因此,活塞大径部(前)201的油膜耗尽防止效果、空化抑制效果以及阀两端面的空化抑制效果下降。但是,另一方面,活塞前进控制口112始终为高压,因此,能够期待该部位的空化抑制效果。

[0141] 此外,只要将阀高压通路127的一端连接于高压储压器400'的上游侧,就能够不将在活塞冲击时产生的压力油内的水击作用的影响传播到阀控制室137。

[0142] (第二实施方式)

[0143] 接着,说明本发明的活塞前后室高低压切换式的液压式冲击装置的第二实施方式。图7是第二实施方式的示意图。在上述第一实施方式和其变形例中,表示了全部采用空心阀的例子,但本实施方式是采用实心阀的例子。以下,仅说明与第一实施方式的不同点。

[0144] 如图7所示,在缸体100a以与活塞200不同轴的方式形成有阀室150,在该阀室150滑动嵌合有阀350。阀室150从前方朝向后方按顺序具有阀前室152、阀主室151以及阀后室

153.在阀主室151从前方朝后方按顺序分别隔离预定间隔地设有活塞前室低压口155、活塞高压口154以及活塞后室低压口156。

[0145] 阀350是实心的阀芯,在外周面具有阀大径部351、352、353、设置在其前侧的阀中径部354以及设置在后侧的阀小径部355。在阀大径部351和阀大径部352之间设有圆环状的活塞前室切换槽356。在阀大径部352和阀大径部353之间设有圆环状的活塞后室切换槽357。在本实施方式中,这些活塞前室切换槽356和活塞后室切换槽357与用于解决上述课题的方案所述的“活塞高低压切换部”相对应。

[0146] 构成为阀大径部351、352、353与阀主室151滑动嵌合,阀中径部354与阀前室152滑动嵌合,阀小径部355与阀后室153滑动嵌合。阀350的两端面的前方为阀前端面358,后方为阀后端面359。在此,阀中径部354的外径被设定得大于阀小径部355的外径。因而,阀前端面358的受压面积大于阀后端面359的受压面积。

[0147] 高压回路101与活塞高压口154连接,低压回路102与活塞前室低压口155和活塞后室低压口156连接。活塞前室通路120的一端与活塞前室110连接,另一端与阀主室151的活塞高压口154和活塞前室低压口155的中间部连接。活塞后室通路121的一端与活塞后室111连接,另一端与阀主室151的活塞高压口154和活塞后室低压口156的中间部连接。

[0148] 阀高压通路(前)123连接活塞后退控制口113和阀高压通路(后)124。阀高压通路124连接阀后室153和高压回路101的比高压储压器400靠上游侧的位置(图7中的右侧)。因而,阀后室153始终为高压,通过向阀后端面359的受压面积供给压力油,始终对阀350作用前进推力。也就是说,在该第二实施方式中,通过始终使阀后室153为高压而向阀后端面359的受压面积供给压力油而始终对阀350作用前进推力的结构与用于解决上述课题的方案所述的“阀施力部件”相对应。

[0149] 阀低压通路125连接活塞前进控制口112和活塞后室低压口156。阀控制通路126连接阀控制口114和阀前室152。另外,阀低压通路125也可以连接活塞前进控制口112和低压回路102。

[0150] 阀控制口114与活塞后退控制口113连通,来自阀高压通路(前)123的高压力油经由阀控制通路126被供给到阀前室152。由此,利用阀前端面358和阀后端面359的受压面积差使阀350后退。在此,在该第二实施方式中,克服对于阀350施加的前进推力(=上述始终作用的“阀施力部件”的作用力)使阀350后退的结构与用于解决上述课题的方案所述的“阀控制部件”相对应。即,本实施方式的阀前室152相当于上述第一实施方式的阀控制室137。

[0151] 在该第二实施方式中,阀为实心结构是特征。实心阀与空心阀相比较刚度较高,因此,能够将大径部351、352、353和活塞前室切换槽356、活塞后室切换槽357的径差设定得较大,能够扩大该部分的通路面积。因而,采用第二实施方式的结构,即使液压效率差一些,在需要超高压·大油量的高冲击力规格冲击装置的情况下也是有效的。另外,在阀切换冲程端(大径部351的前端面和大径部353的后端面)存在发生空化的可能性,但除此之外,基本上起到与图1所示的第一实施方式同样的作用效果。

[0152] (第二实施方式的变形例)

[0153] 图8表示上述第二实施方式的变形例。该变形例是利用机械的结构而不是液压的结构实现“阀施力部件”的例子。即,如图8所示,该阀350a设有构成阀施力部件的小径部360而替代上述阀350的小径部355,通过在阀施力室157收容弹簧361而按压小径部360的端面,

始终对阀350a作用前进推力。

[0154] 在该变形例中,不必向阀施力室157供给压力油。因此,阀高压通路(后)124'成为连接阀后退控制口113和高压回路101的结构。其他的结构与图7所示的第二实施方式相同。

[0155] 采用该变形例的结构,由于利用机械的结构而不是液压的结构实现“阀施力部件”,因此,能够省略一处液压通路。因此,能够抑制液压通路的加工成本。另外,在该变形例中,采用弹簧361作为构成“阀施力部件”的施力部件,但并不限于此,也可以采用其他的方案(例如在阀施力室157中填充高压气体)。

[0156] 像以上说明的那样,本发明的实施方式以及变形例将活塞的驱动设为前后室高低压切换式,因此,能够实现高冲击数量。而且,通过采用始终对阀向一个方向施力并且利用控制压力的供给、排出而切换阀的前进、后退方向的方式作为切换阀机构的阀驱动机构,能够使简化液压式冲击装置整体的液压回路结构而降低加工成本、并且提升冲击效率这样的课题同时成立,是与上述以往的冲击装置划清界限的技术。

[0157] 以上,参照附图说明了本发明的实施方式以及变形例,但本发明的活塞前后室高低压切换方式的液压式冲击装置并不限于上述实施方式以及变形例,只要不脱离本发明的主旨、就容许其他的各种变形、变更各结构要素是不言而喻的。

[0158] 附图标记说明

[0159] 100、缸体;100a、缸体;101、101'、高压回路;102、102'、低压回路;110、活塞前室;111、活塞后室;112、活塞前进控制口;112a”、(短冲程);113、活塞后退控制口;114、阀控制口;120、活塞前室通路;121、活塞后室通路;123、123'、123”、阀高压通路(前);124、124'、阀高压通路(后);125、125'、阀低压通路;126、126'、阀控制通路;127、阀高压通路;128、阀低压通路(前);129、阀低压通路(后);130、阀室;131、阀室大径部;132、阀室小径部;133、阀室中径部;134、活塞高压口;135、活塞前室低压口;136、活塞后室低压口;137、阀控制室;138、活塞前室高压口;139、活塞后室高压口;140、活塞低压口;150、阀室;151、阀主室;152、阀前室;153、阀后室;154、活塞高压口;155、活塞前室低压口;156、活塞后室低压口;157、阀施力室;200、活塞;201、大径部(前);202、大径部(后);203、小径部(前);204、小径部(后);205、阀切换槽;210、切换阀机构;300、阀(空心);300a、阀(空心、通路内置);300b、阀(空心、逆工作);301、301'、阀大径部(前);302、302'、阀大径部(中);303、303'、阀大径部(后);304、304'、阀小径部;305、306'、阀中径部;306、活塞前室切换槽(活塞高低压切换部);307、活塞后室切换槽(活塞高低压切换部);308、308'、阀前端面;309、309'、阀后端面;310、310'、阀台阶面(前);311、311'、阀空心通路;312、阀台阶面(后);313、阀主体高压通路;314、活塞前室排油槽;315、活塞后室排油槽;316、活塞前后室切换槽;350、阀(实心);350a、阀(实心、弹簧施力);351、阀大径部(前);352、阀大径部(中);353、阀大径部(后);354、阀中径部;355、阀小径部;356、活塞前室切换槽;357、活塞后室切换槽;358、阀前端面;359、阀后端面;360、小径部(阀施力部件);361、弹簧(阀施力部件);400、400'、高压储压器;401、401'、低压储压器。

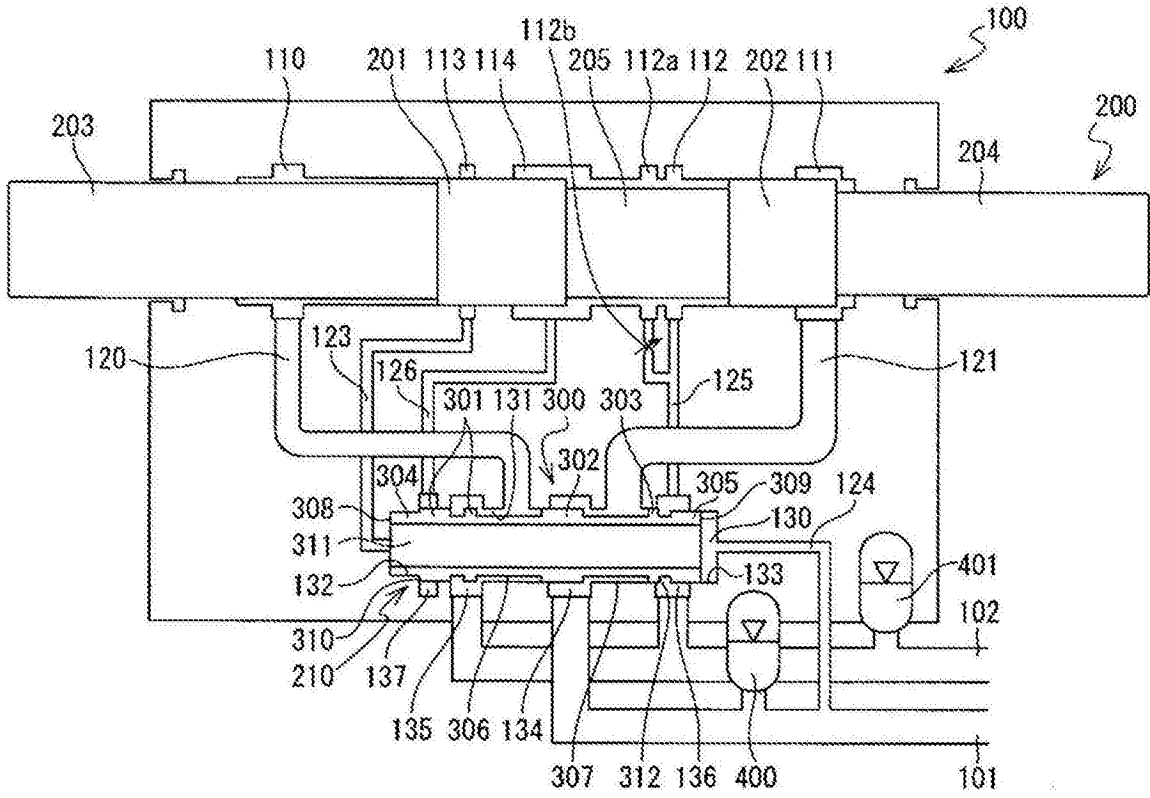


图1

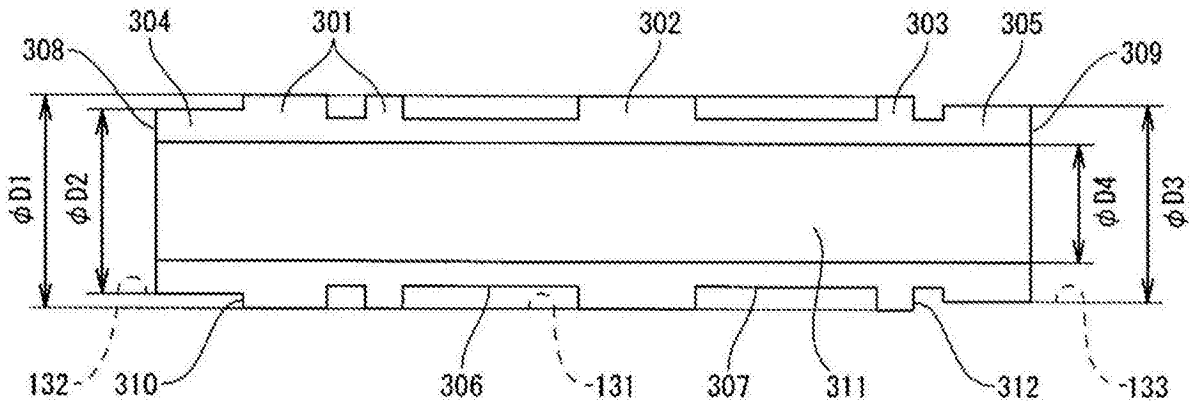


图2

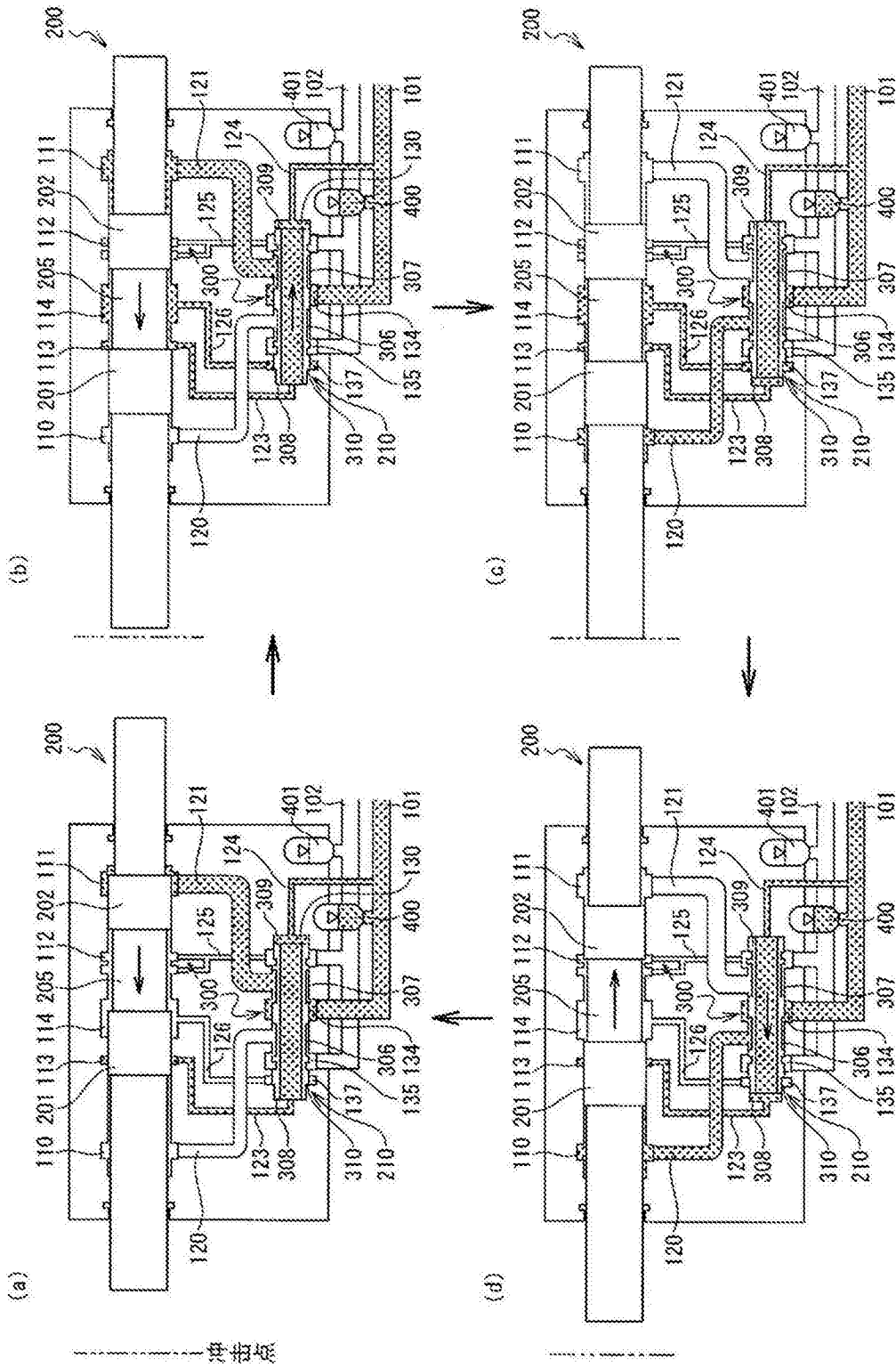


图3

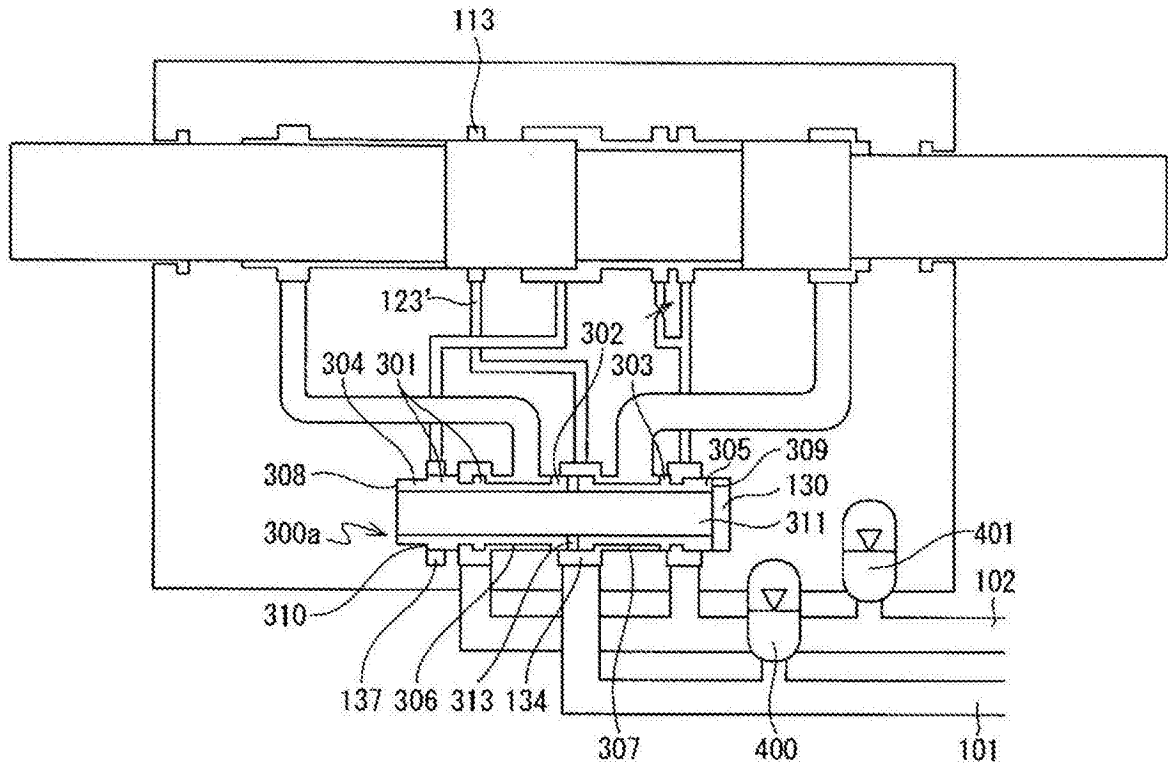


图4

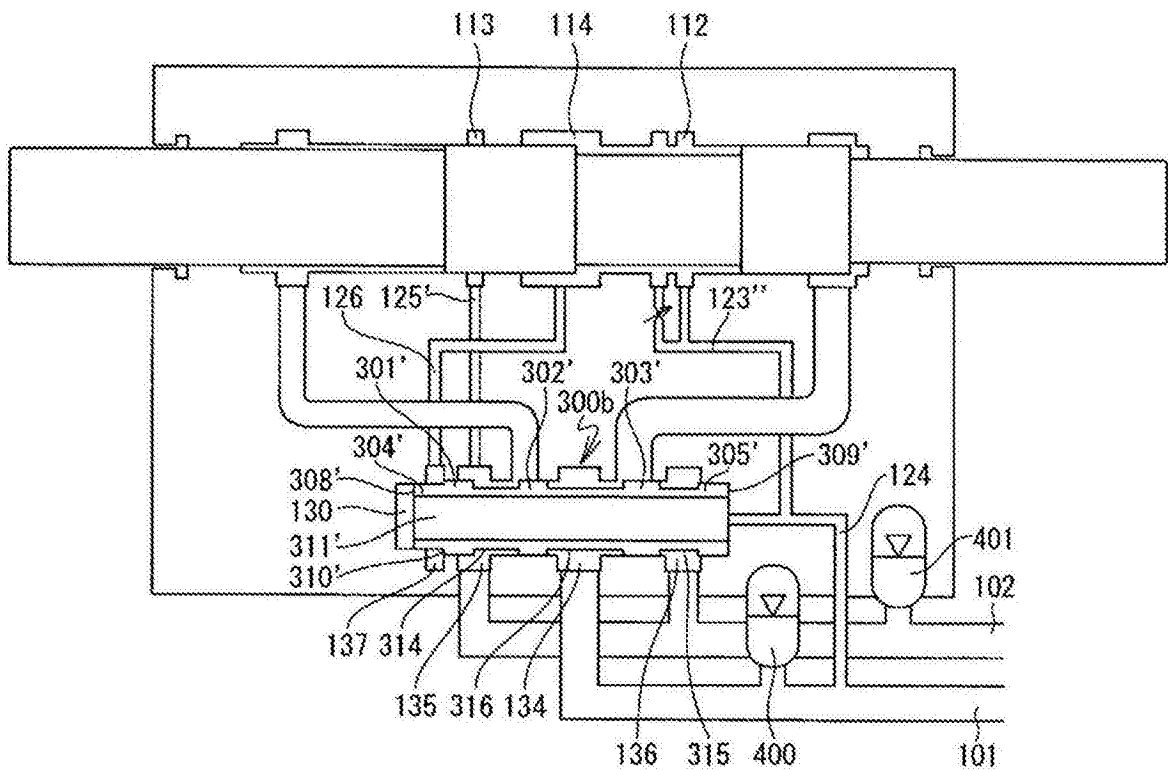


图5

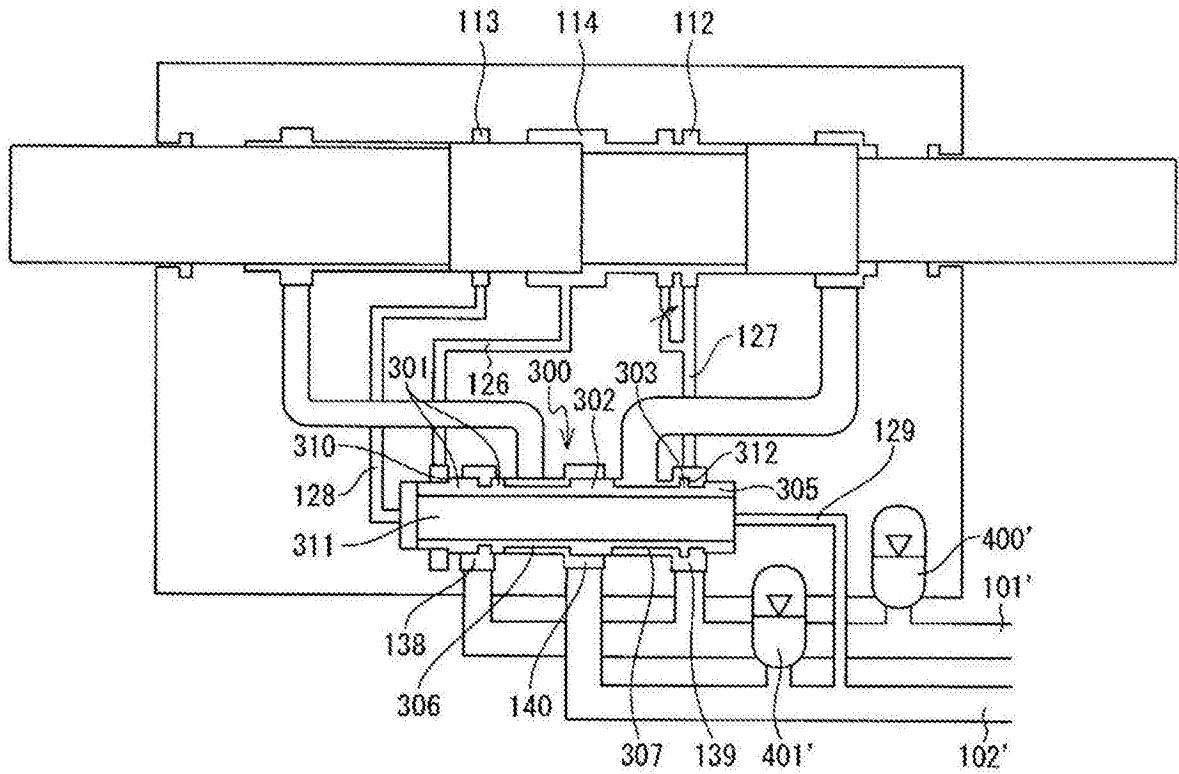


图6

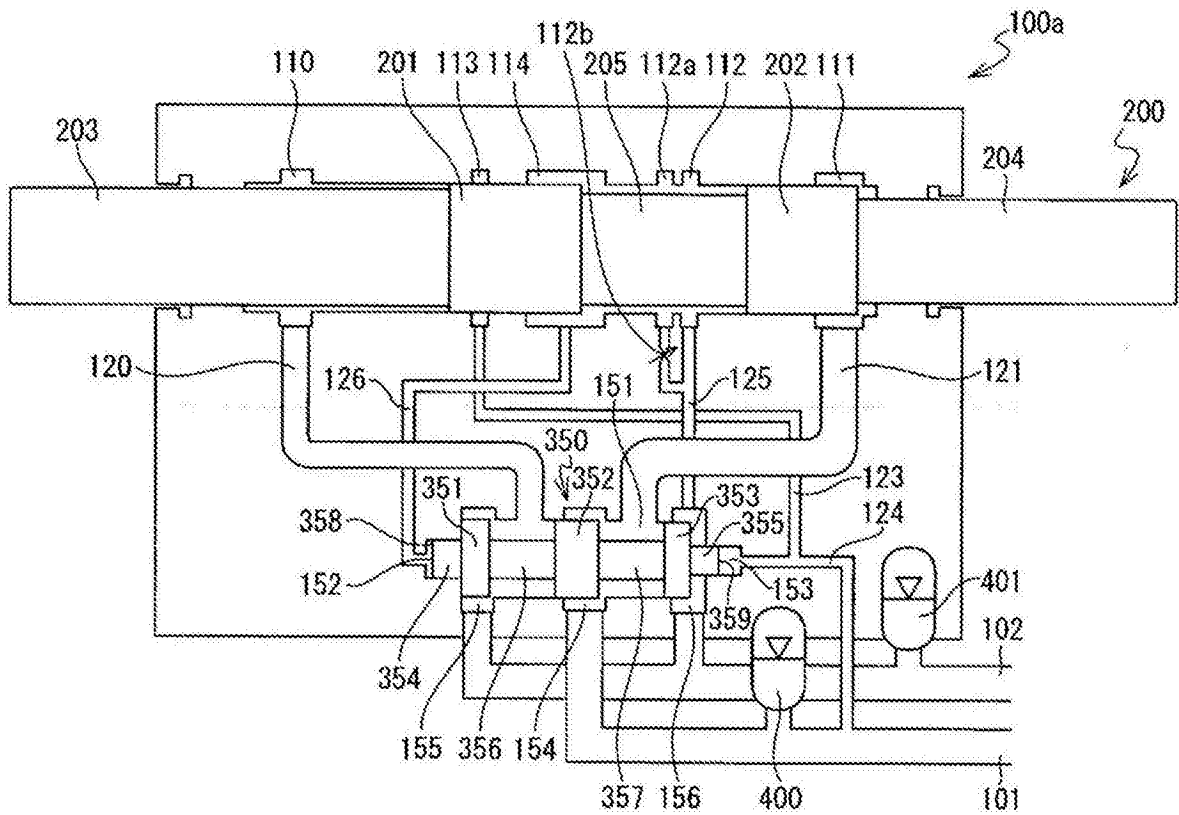


图7

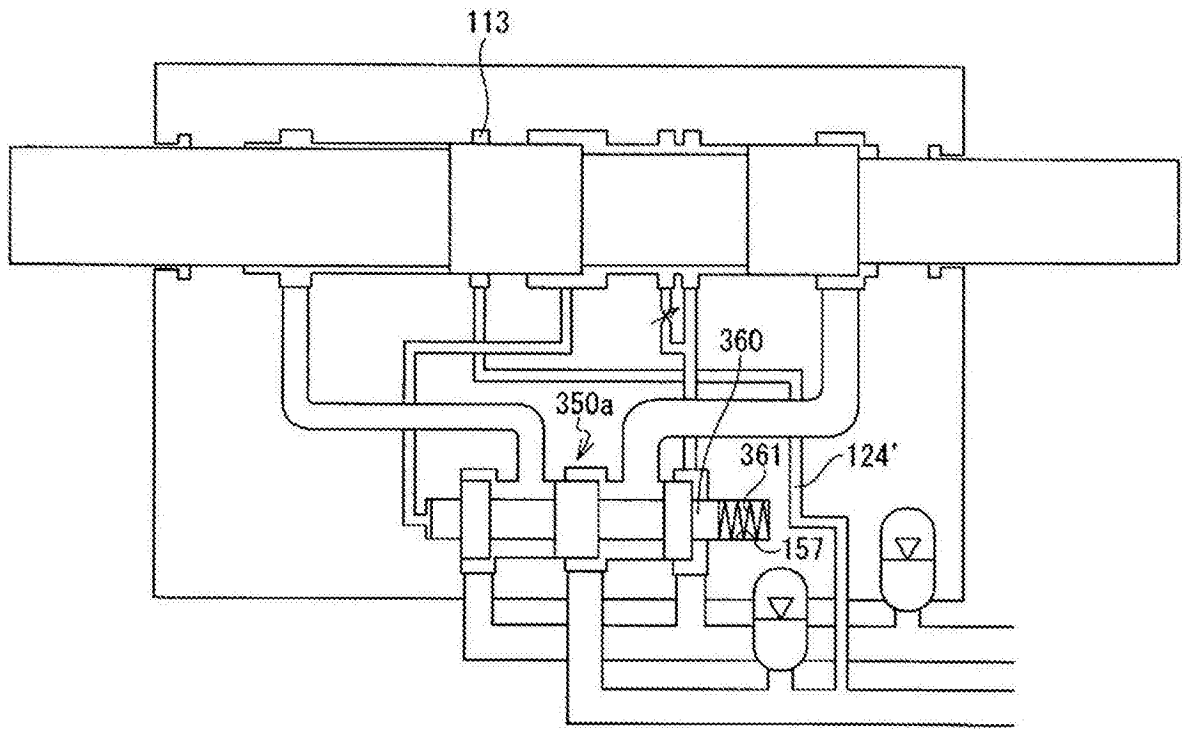


图8

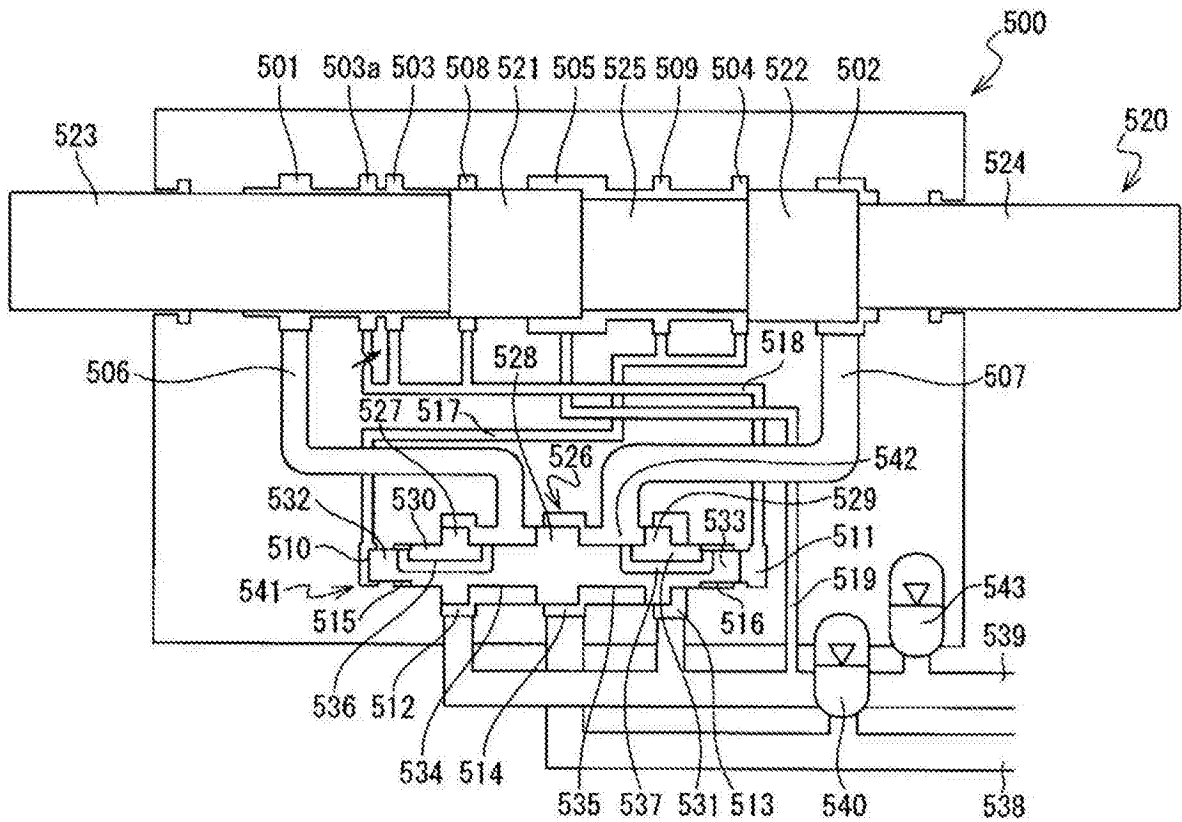


图9

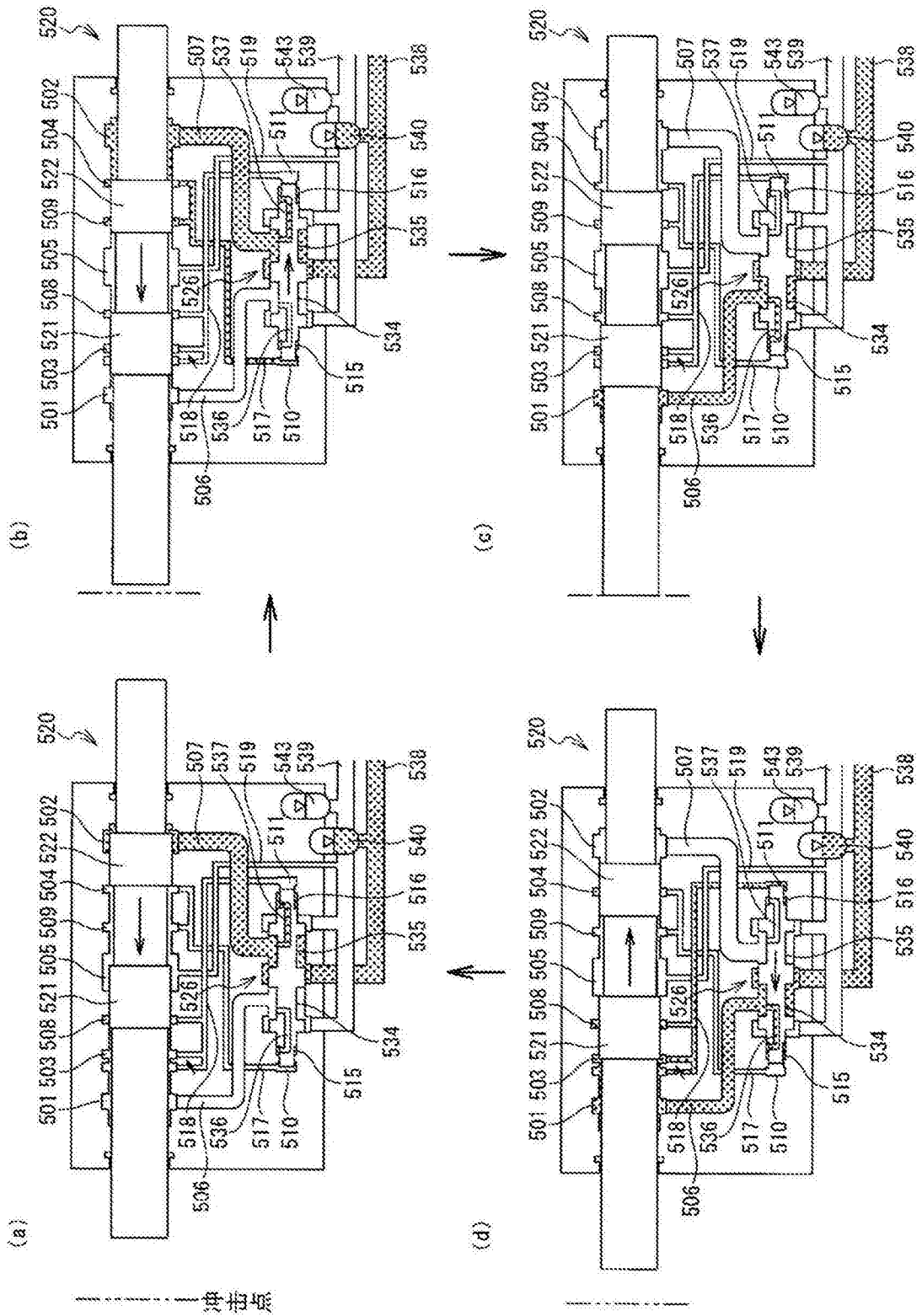


图10