



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103851037 A

(43) 申请公布日 2014. 06. 11

(21) 申请号 201210541770. 8

(22) 申请日 2012. 11. 29

(71) 申请人 何荣志

地址 315800 浙江省宁波市北仑区新大路上
仁花园 3-304

(72) 发明人 何荣志

(51) Int. Cl.

F15B 21/00 (2006. 01)

F15B 3/00 (2006. 01)

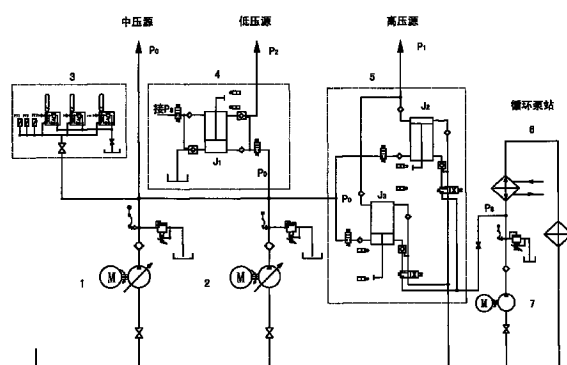
权利要求书1页 说明书6页 附图3页

(54) 发明名称

一种多压力源节能液压站

(57) 摘要

一种多压力源节能液压站,可输出 2 ~ 4 不同压力等级的动力源,其中至少有一路由原动机-工作泵输出中高压源 P_0 ,另至少有一路由液压压力变换装置将 P_0 经减压得到的减压源 P_2 ,根据实际需求,还可输出 1 ~ 2 路增压源 P_1 ;液压压力变换装置是利用液压缸两腔活塞面积不等的特性作压力等比变换,其基本结构包括变压缸、输入输出控制回路、复位回路及位置检测元件,可构成单缸间断变压输出和多缸连续变压输出。该多压力源液压站具有节能效率高、使用方便和可靠性好的优点。



1. 一种多压力源节能液压站,其输出包括泵供动力源 P_0 和缸供动力源 P_1 或 P_2 ,可根据需求输出 2 ~ 4 种不同压力等级的动力源,该新型液压站由工作泵、减压压力单元或增压压力单元组成混合液压动力源,每种压力源都相对独立,并可单独输出各自压力源;其中,缸供输出动力源必须以 P_0 为输入为动力源,经液压压力转换器压力变换后得到减压源 P_2 或增压源 P_1 。

2. 根据权利要求 1 所述,该新型多压力源节能液压站可输出 2 ~ 4 种不同等级的压力源,其中,由工作泵直接输出 8 ~ 16.0MPa 中高压动力源 P_0 ,减压源 P_2 由减压压力转换器(或压力转换组)将输入 P_0 经压力转换成 2 ~ 5MPa 后输出;本多压力源液压站,以输出 P_0 和 P_2 压力源为主,输出增压源 P_1 为辅,输出 P_1 仅作为优选条件;可根据实际需求提供 1 ~ 2 种高压源,且该高压源 P_1 必需由增压压力转换器(或压力转换组)将输入压力源 P_0 转换成 15 ~ 40MPa 后输出。

3. 根据权利要求 1 所述,缸供动力源是由标准的“压力转换器”或“压力转换组”构成的输出动力装置;其中,“压力转换器”是由变压缸主体、输入输出控制回路、复位控制回路和位置检测元件共 4 大部分组成的一个有机整体;单个压力转换器可对外间隙性地输出压力源,在复位过程中则无法对外输出;由多个压力转换器并联可组成压力变换组,由该组中的各标准压力转换器交替对外输出和复位,便形成连续的对外输出动力源。

4. 根据权利要求 3 所述,各压力转换器是由变压缸主体、输入输出控制回路、复位控制回路和位置检测元件共 4 大部分组成一个有机整体,其中,变压缸为压力转换器的主体,该每个变压缸上设有 A、B、C、D 共 4 个控制口,分别连接压力油源 P_0 、 P_1 (或 P_2)、 P_s 及回油箱,变压缸是利用液压缸两腔活塞面积不等的特性作压力等比变换,既可以增压,也可以减压,且每个变压缸的输入源为泵供压力源 P_0 ,输出压力源则直接输出供各负载回路使用;输入输出控制回路、复位控制回路和位置检测元件为变压缸的逻辑控制元件和回路,控制变压缸的具体行为;位置检测元件为各类检测变压缸运动位置或行程的电气检测元件,可以是位置感应开关、行程开关、位置传感器或光电编码器等电气检测装置,主要是检测变压缸工作行程的“起点”和“终点”位置。

5. 根据权利要求 3 所述,每个压力转换器在循环输出过程中都需要复位装置,其复位工作方式可以选用外加专用复位油缸复位,也可以选用外加重锤复位工作方式,还可以选用外加专用复位控制回路工作方式,一般地,优先选用外加专用复位控制回路进行复位。

一种多压力源节能液压站

技术领域

[0001] 本发明涉及一种新型节能液压站

背景技术

[0002] 传统液压站,仅能提供单一输出压力源,为满足系统多压力特性需求,往往要经过减压、溢流等技术手段来达到其压力需要,使能量很大一部分消耗在控制阀及管路等辅助装置上,损耗的能量最终转换成热量使油温升高,并由此需要附加额外的循环冷却系统来强制降温,进一步加大了系统能耗;同时,系统整体上使用高压,也极大地增强了系统内泄能耗,这种单一压力源已经不适合节能对液压系统的要求,现代液压系统需要更新的节能技术。

[0003] 现行液压系统,以单一压力源供能造成的浪费比比皆是,比如,在轧钢设备中,多辊轧机轧制力上推大油缸,在快速上升和下降时仅需要低压大流量,而在正常轧制时又仅需要高压小流量,我们在兼顾高压和大流量需求时,单一压力源要同时满足高压和大流量需求,这便造成了其设计装机功率的最大化,造成了很大空载能耗;又如卷取机旋转液压缸体积很大,旋转液压缸在收缩或涨开过程中,仅需要很小压力,而在涨开到位后却需要高压保压,但此时几乎不消耗压力油;而传统做法是以最高压力来满足整个过程需求;再如卷取机卷筒外支撑油缸在上升和下降全行程中并不需要高压油驱动,仅需要 2.0MPa 压力就足以推动外支撑快速运动,只有当外支撑到达行程末端接触卷筒球轴承后,才需要高压油保压,而此时也几乎不消耗高压油,可见这种单一压力源造成的空载驱动很浪费。这种现象在各个液压系统中都广泛存在,造成了液压系统能耗的普遍浪费。

[0004] 作为改进,在专利技术 1《一种多压力源节能液压系统》(申请号:201210103380.2)中描述了一种多压力源双压力控制回路的新型节能液压回路系统,该发明将系统负载按时序作功需求提供其最小压力源与之相适应,将整个液压系统控制回路按实际负载需求划分为 2~4 个压力源,在每个大流量高耗能重要回路中,都将采用双压力源来进行分时供能。且专利技术 2《一种新型节能液压站》(申请号:201210088618.9)描述了与专利技术 1 配套使用的一种多压力源新型节能液压站,由它们可以共同构建一种全新的液压节能系统。这种新型节能液压系统有着极广泛的应用前景,但与之配套的多压力源液压站也存在一些固有缺点:如该液压站需要大量使用高压或超高压蓄能站储存能量,在由液压马达驱动工作泵快速启动时存在冲击力大的缺点;其高压蓄能器皮囊及高速启动的液压泵和液压马达存在易损的风险,因此,实际维护成本较高,难以大面积推广。

[0005] 本发明针对上述发明专利 2 作进一步改进,压力变换装置中的液压马达-液压泵由变压缸取代,由变压缸形成的减压源或增压源组成多压力源,该发明能很好适应大、中、小等规模液压站的节能改造,具有低成本、高可靠性和易于维护等优点。

[0006] 为此,本发明在于提供一种由工作泵和变压缸形成的 2~4 种多等级液压动力源,以此充分适应液压执行元件对压力需求的多样性,使整个液压回路尽量不用溢流阀和减压阀,从整体上大幅降低系统压力,从而降低系统空载能耗和内泄漏损耗,从整体上达到节能

最大化。

发明内容

[0007] 本发明在于提供一种多压力源节能型液压站的构成方法,该液压站根据液压执行机构实际需求,可以独立输出 2 ~ 4 种不同压力等级的动力源,且其中至少有 1 种由原动机 - 工作泵输出的中压或中高压动力源 P_0 ,另至少有 1 种由 P_0 经液压压力转换器减压后输出的减压动力源 P_2 ,还可以有 1 ~ 2 种由 P_0 经压力转换器增压后输出的增压源 P_1 ,一般地,取中压源 $P_0 = 8 \sim 16\text{MPa}$,低压源 $P_2 = 2 \sim 5\text{MPa}$,高压源 $P_1 = 15 \sim 40\text{MPa}$ 。

[0008] 在这种由工作泵和变压缸输出的多种混合动力源中,以输出中压 (或中高压) P_0 及低压源 P_2 为主要驱动源,以高压源 P_1 为辅助动力源 ;且每种动力源都可以为多个液压回路共同使用。

[0009] 液压压力转换器是利用液压缸活塞两腔面积不等的特性进行减压或增压转换,这有别于使用减压阀得来的减压源,也区别于使用由液压马达驱动工作泵得到的减压源或增压源 ;这种由液压缸组成的液压压力转换系统,简称“压力转换器”,具有结构简单、可靠的优点。

[0010] 这种缸型液压压力转换器,是利用变压缸两腔面积 S_1 、 S_2 不相等特性,作等比压力变换,当从液压缸一侧进油时,在不考虑重力和摩擦力的情况下,当活塞达到静力平衡时,在另一侧可得到与 S_1/S_2 成比例的压强。利用这个原理,我们可以在一个大系统中,利用同一种压力源,经过多组这样的压力变换便得到多种动力源,且在实际变换过程中,能量变换损失较小,这远比使用压力控制阀来获取多种压力源节能。

[0011] 每个标准型压力转换器,由一件变压缸、输入输出逻辑控制回路、复位控制回路,缸行程位置检测元件,四大部分共同组成。液压变压装置的阀控逻辑控制回路指变压缸的进油源 P_0 及输出源 P_1 或 P_2 的控制回路 ;压力转换器的复位回路,指变压缸输出到达行程末端时必须附加一个复位控制回路,让变压缸能够正常复位,以形成周期性的往复运动 ;变压缸行程位置检测元件,是指安装在变压缸上的检测液压缸行程起点和终点的位置检测元件,检测变压缸的“起点”和“终点”位置并发出控制信号,其检测元件种类可以是位置感应开关、行程开关、位置传感器或行程编码器等位置检测装置。

[0012] 上述由标准压力转换器输出的变压源,当变压缸处于复位行程中时,压力转换器此时无法对外提供动力源,便形成了非连续输出的压力源。作为改进,本发明提供使用两件或两件以上的标准压力转换器组成的复合压力变换装置,简称“压力转换组”,可以连续输出压力源 ;当压力转换组中的一件变压缸处于对外输出压力源时,则另外一件处于待工作状态 ;当前一件变压缸到达行程末端时,后一件变压缸则开始接替其输出工作,而前一变压缸允许复位,并迅速到达工作起点,之后又开始处于工作准备状态。这样,由两件或两件以上的变压缸便构成了无输出时间间隙的压力源。

[0013] 在一个节能型多压力源输出液压站中,既有了由工作泵输出的基本动力源 P_0 ,也有了减压动力源 P_2 ,还有了增压压力源 P_1 ,且系统中以 P_0 和 P_2 输出为主, P_1 输出为辅的多压力源,这样,便可以很好地满足液压回路对多压力特性的节能需求,为最大限度地减少泵、执行元件的空载能耗,减少系统内泄漏和阀控元件的损失创造了条件,代表液压系统节能推广的未来发展方向。

附图说明

- [0014] 附图 1-a 为增压缸基本结构原理图
 [0015] 附图 1-b 为减压缸基本结构原理图
 [0016] 附图 1-c 为附加复位缸的变压装置结构示意图
 [0017] 附图 1-d 为附加重力复位的变压装置结构示意图
 [0018] 附图 1-e 为附加复位回路的变压装置结构示意图
 [0019] 附图 2-a 为压力转换组增压连续输出原理图
 [0020] 附图 2-b 为压力转换组减压连续输出原理图
 [0021] 附图 3 为多压力源输出的液压站结构原理图

具体实施方式

[0022] 本发明涉及一种新型节能液压站,该液压站可提供多种压力等级的液压动力源,且其中一种动力源 P_0 必须由原动机驱动工作泵来提供,其余压力等级的动力源可以由 P_0 经变压缸压力变换后得到。变压缸是利用其两腔面积不等的特性来进行压力转换,由此可以得到比 P_0 大的高压源,也可以得到比 P_0 小的低压源。本发明在于提供液压压力转换器和以此构成多压力源液压站的构成方法。

[0023] 1、压力转换器变压原理及基本结构

[0024] 液压压力转换器是利用变压缸活塞两腔面积不等的特性进行减压或增压转换,这有别于使用减压阀得来的减压源,也区别于使用由液压马达驱动工作泵得到的减压源或增压源。这种缸型液压压力转换器,既可以利用传统标准的专用增压缸进行增压或减压使用,也可以使用普通双作用液压缸进行变压,且普通双作用缸结构简单,单位体积相对较小,建议优先选用。

[0025] 传统标准型专用增压缸是利用大小不同的两件液压缸活塞进行机械连接,利用两件液压缸活塞面积不等的特性作压力等比变换。传统增压缸的用法主要是作为某单一液压回路增压使用,一般不作多回路动力源使用,也很少作为减压源使用。这是传统增压缸与本发明的增压缸在使用上的一大区别。

[0026] 在本发明中,只需要调换传统增压缸进出油口位置及修改其控制回路,同样可以输出减压源,在本发明中,重点提倡使用普通双作用液压缸来进行增压或减压,传统专用增压缸可看作是普通双作用缸使用中的特例。在具体多压力源输出液压站中,以中压源和减压源应用为主,增压源为辅,以形成多能级压力源的综合应用,达到整体节能最大化目的。

[0027] 故,缸型液压压力转换器总是利用其变压缸两腔面积 S_1 、 S_2 不相等特性,来作等比压力变换。当从大腔 S_1 一侧进油时,在不考虑重力和摩擦力的情况下,当活塞达到静力 F 平衡时,在 S_2 一侧总可得到与 S_1/S_2 成正比例的高压油源 P_1 , 且 $P_1 = K_1 P_0$, $k_1 = \frac{S_1}{S_2} > 1$, K_1 为增压系数;如果对进油侧和出油侧进行交换,使压力油源 P_0 从 S_2 一侧进油,则当活塞达到力静 F 平衡时,在 S_1 一侧可以得到与 S_2/S_1 成比例的低压源 P_2 , $P_2 = K_2 P_0$, 此时 $k_2 = \frac{S_2}{S_1} < 1$, 则 K_2 为减压系数。如图 1-a 为增压缸基本结构原理图,图 1-b 为减压缸基本结构原理图,其中, S_1 为变压缸活塞大腔面积, S_2 为变压缸活塞小腔面积。

[0028] 变压缸为压力转换器的核心器件,既可以是普通双作用液压缸,也可以是传统专用增压缸;当使用普通双作用液压缸时, S_1 指无杆腔活塞面积, S_2 指有杆腔活塞面积;当变压缸使用传统专用增压缸时, S_1 指大缸活塞面积, S_2 指小缸活塞面积。

[0029] 2、压力转换器的复位形式

[0030] 作为输出动力源,变压缸需要作循环往复运动,因此,当变压缸到达行程终点时,需要有检查其行程的感应开关或位置传感器,当液压缸感知到达行程终点时,则需要返回到行程起始点后,才能参与下一个循环周期;故,液压缸需要复位装置。变压缸常见的复位方式有多种,如图 1-c 为附加复位缸的变压装置结构示意图,该压力转换器由复位液压缸 H 强制复位,强制其回到行程起点,复位液压缸的压力和流量需求远小于压力转换器的变换压力 P_0 和流量 Q ;如图 1-d 为靠外加重力(或变压缸活塞及活塞杆的自身重力)来自动复位的变压装置结构示意图,G 为外加重锤,该工作方式中,压力转换器只能垂直安装,并且也需要外加强制复位的控制油路来实现。这三种复位方式中,图 1-c 靠外加液压缸复位,需要增加一个复位液压缸及控制回路,其中,外加复位缸势必占用一定空间,在某些场合使用可能不太方便;图 1-d 靠外加重物复位完全可行,但其复位时间可能较长,再者外加重锤,也需要占用宝贵空间;1-e 为外加低压复位控制回路,该结构简单易行,为优选复位方式,本发明围绕该复位控制回路来说明各压力转换器的结构和功能。

[0031] 3、压力转换器标准结构及工作过程说明

[0032] 如图 1-e,为标准缸型压力转换器的完整结构原理图,该转换器由一件变压缸、输入输出控逻辑控制回路、复位控制回路和位置检测元件,这四大部分共同组成。 J_1 为变压缸主体,其上开有 4 个油口分别标记为 A、B、C、D,在该图中,A 为变压缸压力源 P_0 进油口,B 为压力源输出油口,C 为复位源 P_s 输入油口,D 为复位源回油口。在控制回路中,4 和 5 为进油口的逻辑控制元件,6 为输出油口的复位控制元件。在控制回路中, P_0 油源主要由单向阀 4 和逻辑通断阀 5 组成油路通或断的控制功能,输出控制油路上一般都设有单向阀 6 以防止输出源逆流,它可以是普通单向阀也可以是液控单向阀,还可以是逻辑通、断阀。在复位控制回路中,主要由逻辑通断阀 1、单向阀 2、和液控单向阀 3 组成,在需要复位时,逻辑阀 5 失电断开,右路输入、输出回路断开,同时,左路逻辑阀 1 导通,液控单向阀 3 打开,回路畅通,变压缸正常复位,当复位到达液压缸工作起点时,位置检测元件 L_2 信号接通,变压器发出“复位结束”信号,由此控制逻辑阀 1 断开, P_s 复位源断路,左路处于全部断开状态;当变压缸需要对外输出动力源时,逻辑阀 5 得电导通, P_0 控制回路接通,同时,输出源 P_1 回路也导通,而左路 P_s 回路则处于断开状态,故,变压源能够正常工作;当变压缸输出到达行程末端时,位置检测开关 L_1 信号接通,系统发出“复位”控制信号,变压装置开始复位工作,这样可以形成循环往复输出。逻辑通断阀一般由电磁换向阀、电磁截止阀等逻辑控制阀组成,主要控制其流量大小或实现其简单的导通或截止等功能。这是一个主动增压变压器原理图,主动减压原理也与之相似并不难获得,在此不再详细介绍。

[0033] 4、无输出时间间隙的压力转换组结构说明

[0034] 上述由标准缸型压力转换器形成的输出变压源,当变压缸处于复位行程中时,变压装置对外无法提供动力源,便形成了非连续输出的压力源。作为改进,本发明提供由两件或两件以上的标准型压力转换器构成一组复合转换装置,简称“压力转换组”,以此输出连续压力源。当压力转换组中的一件变压缸处于对外提供压力源时,则另一件处于工作准备

状态,待前一件变压缸到达行程末端时,则后一件变压缸便开始接替其工作,而前一件变压缸开始复位,并迅速到达工作起点,之后便开始处于工作准备状态,进而形成循环往复的连续输出动力源。

[0035] 如图 2-a 所示,为连续性输出增压源,图 2-b 为连续性输出减压源。以图 2-a 为例加以说明,该工作组由变压缸 J_1 、 J_2 构成的标准型压力变换器并联而成,工作组变压缸左侧为压力变换控制回路,工作组变压缸右侧为压力变换器复位控制回路; J_1 和 J_2 的输入压力源 P_0 通过 N_1 点完全并联在一起, J_1 和 J_2 的输出压力源 P_1 通过 N_2 点完全并联在一起, J_1 和 J_2 的复位压力源 P_s 通过 N_3 和 N_4 点也完全并联在一起,其中, N_3 点为 P_s 输入复位源上的交汇点, N_4 点为回油管路上的交汇点。在工作开始时,变压缸 J_1 和 J_2 都处于准备工作起始位置,即变压缸 J_1 处于 L_2 位置,液压缸 J_2 处于 L_4 位置;正式开始工作时 T_1 得电导通,压力源 P_0 通过 T_1 导通进入变压缸 J_1 内, J_1 对外输出增压压力源,而 J_2 液压缸仍然处于准备工作状态,逻辑阀 T_2 、 T_3 、 T_4 均失电处于断开状态;但当液压缸 J_1 到达行程末端即 L_1 位置时,则 L_1 发出控制信号,使 J_2 逻辑阀 T_2 得电导通, P_0 压力源进入 J_2 变压缸内,由 J_2 开始接替 J_1 工作,同时 L_1 发出的信号控制 J_1 复位,使 T_1 断电, T_3 得电导通,即左侧变压主回路断开,且复位源 P_s 导通,则 J_1 液压缸快速复位,在 J_2 开始工作且 J_1 开始复位的同时, T_4 仍处于断电状态,另当 J_1 液压缸复位到达 L_2 起始位置时, L_2 位置检测元件发出信号“复位结束”信号,该信号控制 T_3 断电, P_s 复位源断开,此时, T_1 、 T_3 均处于断电状态,其控制主回路和复位回路均处于断路状态, J_1 重新处于准备工作状态;当液压缸 J_2 到达行程终点 L_3 后, L_3 发出 J_2 “工作结束”信号,表明本周期内 J_2 工作结束,交由下一周期 J_1 工作, L_3 信号同时控制 T_2 断电、 T_4 得电, T_1 得电,于是 J_1 开始工作, J_2 开始复位,当 J_2 快速复完毕时, L_4 发出“ J_2 准备完毕”信号,该信号控制 T_4 失电,此时,仅 T_1 带电导通, T_2 、 T_3 和 T_4 均处于失电断开状态。这样, J_1 和 J_2 组成的连续压力变压组始终可以交替连续输出动力源。

[0036] 同理,由 2 件或 2 件以上的标准变压器可以组成类似连续输出的减压源。如图 2-b 为对外无工作间隙输出的减压压力源。

[0037] 在图 2 中,输入源 P_0 和输出源压力 P_1 或 P_2 都远大于复位动力源 P_s 的压力,故,变压缸复位需求的能量很小。

[0038] 5、多压力源输出的典型液压站结构

[0039] 为适应负载多压力源节能驱动的需求,本发明提供一种由工作泵、减压缸或增压缸混合组成的多压力源节能型液压站供能系统。最基本构成特征为,液压站由工作泵提供一种中压或中高压动力源 P_0 ,高于 P_0 的动力源 P_1 由增压缸或增压缸组提供,低于 P_0 的低压源 P_2 由减压缸或减压缸组来提供;同时,根据系统实际需求,可提供多种高压压力源,也可同时提供多种低压动力源,各种压力源可同时对外输出。

[0040] 一般地,由泵站提供中压或中高压液压动力源 P_0 ,其取值范围为 $P_0 = 8.0 \sim 16.0 \text{ MPa}$,其余动力源由 P_0 经变换获得;其中,高压源 P_1 由增压缸(或增压缸组)变压获得,一般地,根据需要,其取值范围为 $P_1 = 15 \sim 40.0 \text{ MPa}$,低压源 P_2 由减压缸(或减压缸组)变换获得,一般地,根据需要其取值范围为 $P_2 = 2 \sim 5.0 \text{ MPa}$ 。

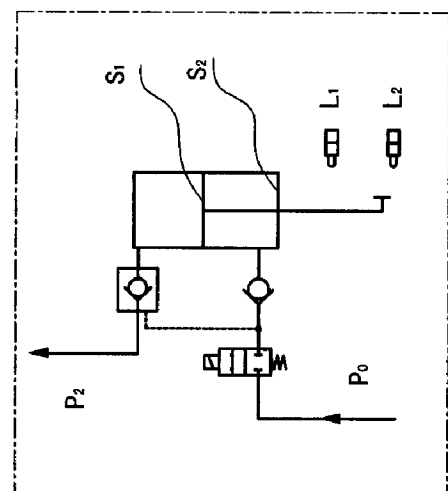
[0041] 在混合驱动源液压站中,压力源等级的构成细分原则为:对于 12.0 MPa 以下的液压系统,一般可划分为中高压源 P_0 和低压源 P_2 , $P_2 = 2.0 \sim 5.0 \text{ MPa}$ 及 $P_0 = 8.0 \sim 12.0 \text{ MPa}$ 两个压力源;对于 $12.0 \sim 21.0 \text{ MPa}$ 的高压源,可分为中高压源 P_0 、高压源 P_1 和低压源 P_2 ,

$P_0 = 12.0 \sim 15.0 \text{ MPa}$, $P_1 = 15.0 \sim 21.0 \text{ MPa}$ 及 $P_2 = 2.0 \sim 5.0 \text{ MPa}$ 三个压力源;对于高于 21.0 MPa 的压力源,除 P_0 、 P_1 、 P_2 这三档压力源外,根据需要可再提供一个高于 21.0 MPa 的增压源 P_3 , $P_3 = 21 \sim 40.0 \text{ MPa}$ 四个压力源,系统具体压力源的需求主要根据实际负载回路需求来选择,可由各压力转换单元来实际构成。

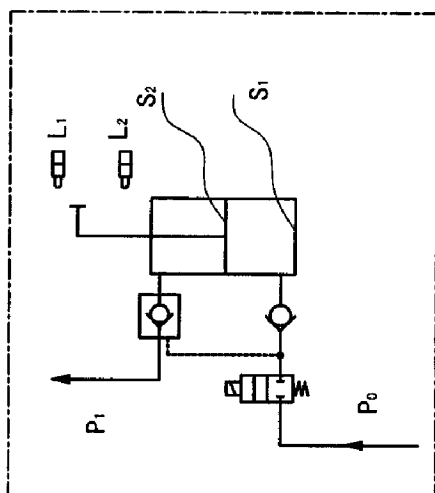
[0042] 如图 3 所示,为一种典型的多压力源输出液压动力系统结构示意图。该液压站由工作泵 1 和工作泵 2 提供基本动力源 P_0 ,工作泵 1 和 2 的出口并联一起接输出端 P_0 。增压压力变换单元 4 由标准增压缸组成,4 的输入口接泵的输出口 P_0 ,4 的输出口接输出动力源 P_1 ;减压压力变换单元 5 由标准减压缸组构成,5 的输入口接泵的输出口压力源 P_0 ,5 的输出口接输出动力源 P_2 。单个增压变换单元 4 组成间隙输出增压源(也可根据需要选择增压缸组构成无间隙动力源输出),减压缸组 5 构成无间隙输出减压动力源。这三种压力源可以各自单独输出,也可同时输出,并且输出不同等级的压力源以适应液压执行回路的个性化需求。

[0043] 该液压站可同时提供 3 种压力源,压力源 P_0 由工作泵的设定压力决定,压力 P_1 由 $P_0 \times \frac{S_1}{S_2}$ 决定,其中 S_1 为增压缸无杆腔活塞面积, S_2 为有杆腔活塞面积; $\frac{S_1}{S_2}$ 为增压系数 K_1 , $K_1 > 1$; 压力 P_2 由 $P_0 \times \frac{S_2}{S_1}$ 决定,其中 S_1 为减压缸无杆腔活塞面积, S_2 为有杆腔活塞面积; $\frac{S_2}{S_1}$ 为减压系数 K_2 , 此处, $K_2 < 1$ 。

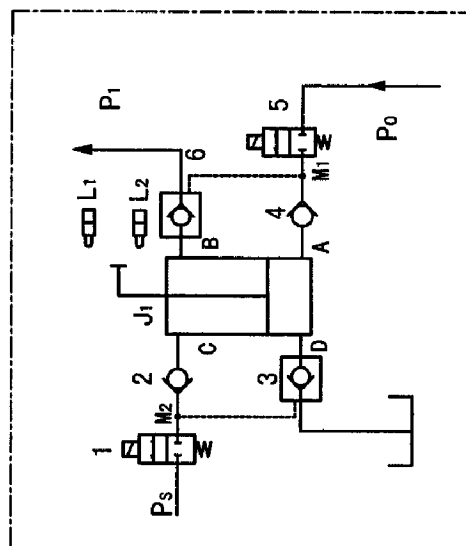
[0044] 图 3 中,循环泵站 6 除具备循环冷却、过滤功能外,还同时提供了供增压单元 4 和减压单元 5 复位的动力源 P_s , P_s 压力源一般为 $3.0 \sim 8.0 \text{ kg/cm}^2$,当增压缸或减压缸需要复位时,本身只需要很低的压力源就能提供足够的复位动力,因此,选用循环泵提供低压源来实现其功能。作为优选条件,本液压站在 P_0 液压源中设置了液压蓄能站,一般地,在各输出动力源中并联一定容量的液压蓄能站,不但能起缓冲和稳压作用,而且还能大幅度降低液压站工作泵-电机的装机容量,起到进一步节能目的。



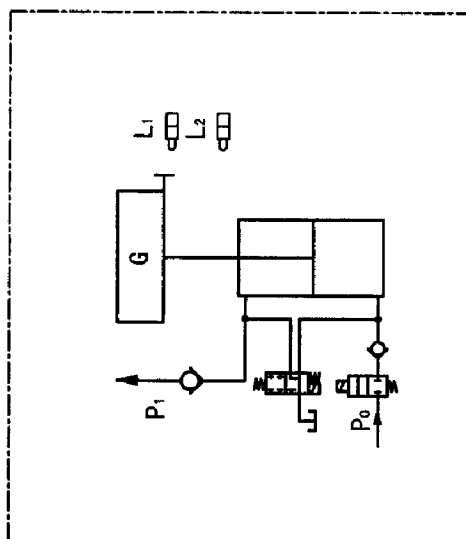
b



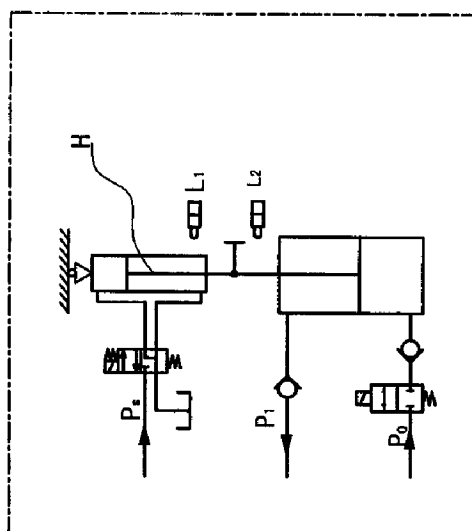
a



e



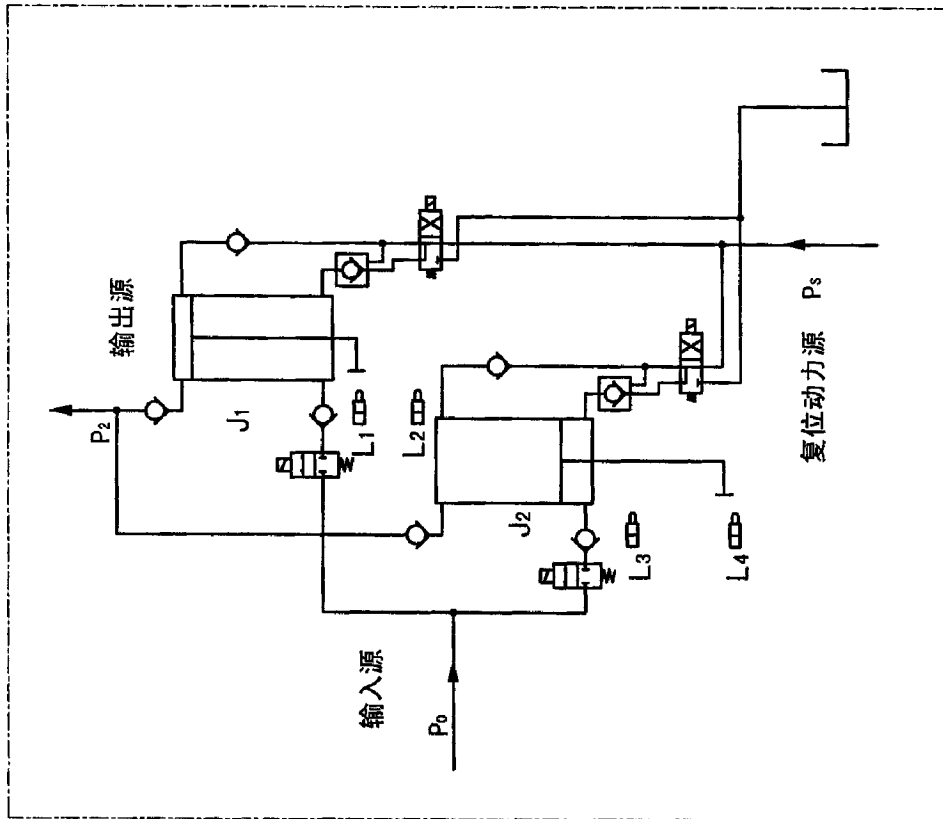
d



c

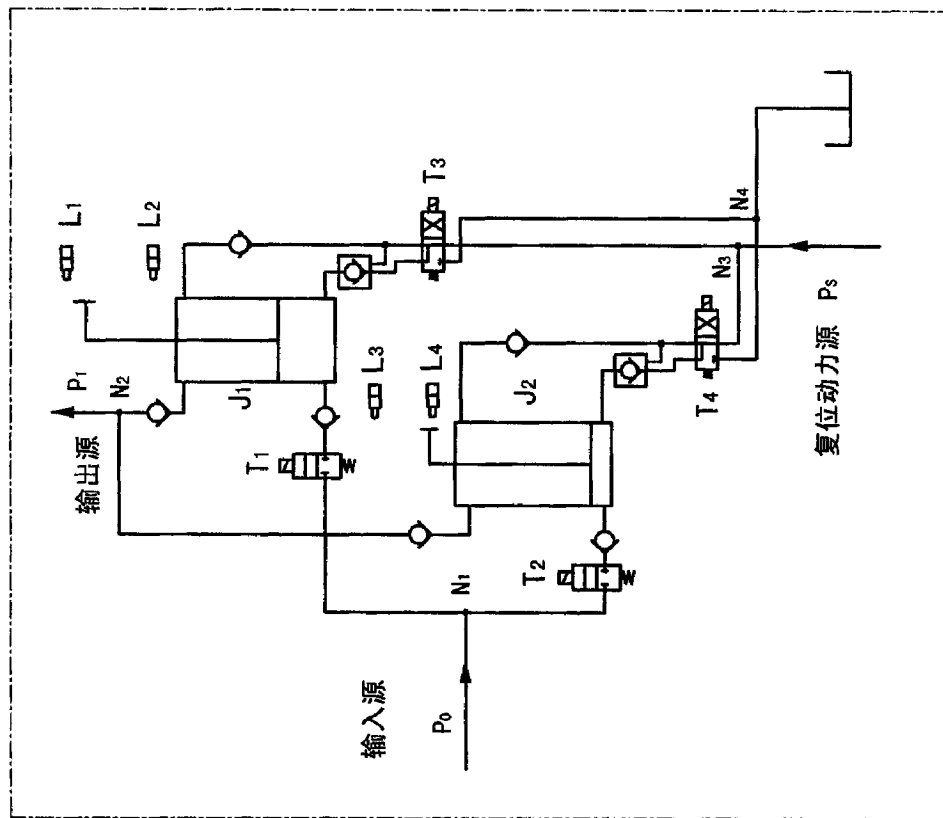
图 1

减压源



b

增压源



a

图 2

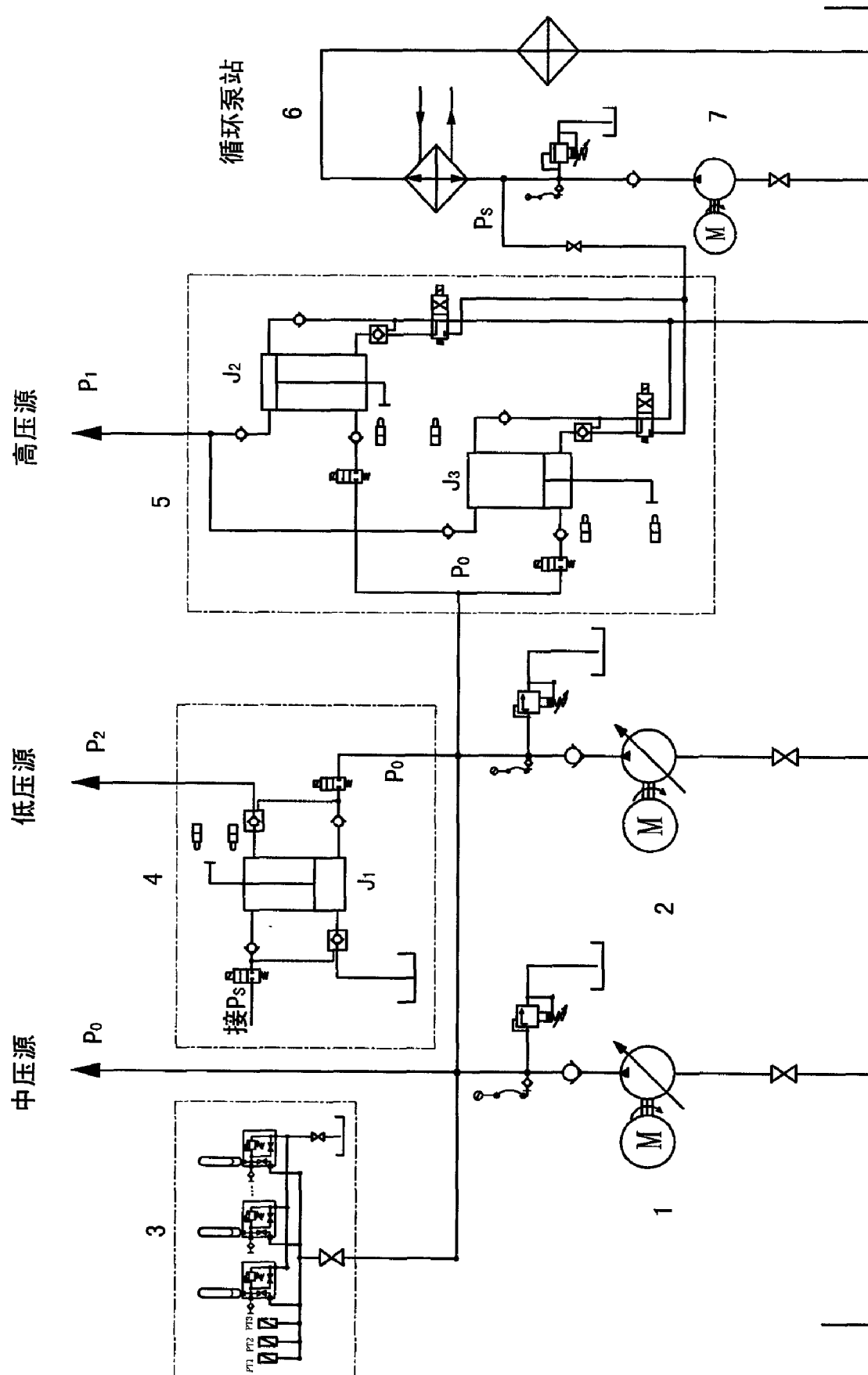


图 3