



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 110005646 B

(45)授权公告日 2020.03.03

(21)申请号 201910256119.8

F15B 11/17(2006.01)

(22)申请日 2019.04.01

F15B 13/06(2006.01)

(65)同一申请的已公布的文献号

审查员 程妍妍

申请公布号 CN 110005646 A

(43)申请公布日 2019.07.12

(73)专利权人 浙江大学

地址 310058 浙江省杭州市西湖区余杭塘路866号

(72)发明人 林勇刚 丁京龙 陈开 孟浩
刘宏伟 李伟

(74)专利代理机构 杭州宇信知识产权代理事务
所(普通合伙) 33231

代理人 刘艳艳

(51)Int.Cl.

F15B 11/028(2006.01)

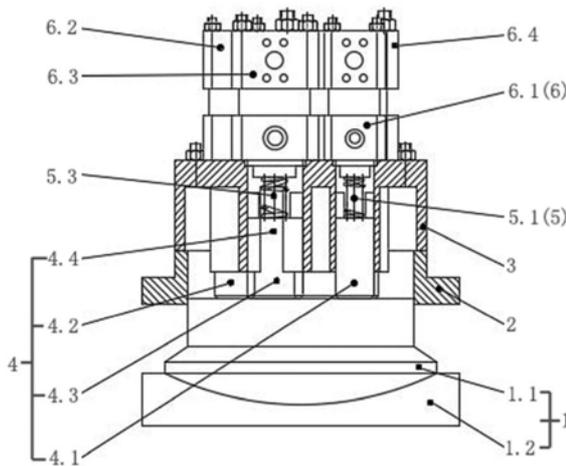
权利要求书2页 说明书8页 附图3页

(54)发明名称

一种适用于大载荷区间的数字电液加载装置及其加载方法

(57)摘要

本发明公开了一种适用于大载荷区间的数字电液加载装置,包括作用面积按等比数列递增的液压缸组、导向机构、加载机构以及加载控制回路,所述液压缸组通过导向机构与加载机构连接以将加载力传递到加载机构上;所述液压缸组包括1个由电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸和(N-1)个由普通开关阀控制的液压缸,其中N为大于1的正整数,通过控制不同载荷数值下电液比例阀或电液伺服阀控液缸的压力大小以及(N-1)个普通开关阀控液缸的开启或关闭状态,以实现总输出加载力在某个全区间的连续变化。该装置无需采用大型液压缸以及与大型液压缸配合的液压系统,避免了制作成本增加、使系统响应变慢、使系统动态性能变差的问题。



1. 一种适用于大载荷区间的数字电液加载装置,其特征在于,包括作用面积按等比数列递增的液压缸组(6)、导向机构(4)、加载机构以及加载控制回路,所述液压缸组(6)通过导向机构(4)与加载机构连接以将加载力传递到加载机构上;所述液压缸组(6)包括1个由电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸和 $N-1$ 个由普通开关阀控制的液压缸,其中 N 为大于1的正整数,通过控制不同载荷数值下电液比例阀或电液伺服阀控液压缸的压力大小以及 $N-1$ 个普通开关阀控液压缸的开启或关闭状态,以实现总输出加载力在某个全区间的连续变化;设由电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸的作用面积为 S_0 ,第 i 号普通开关阀控制的液压缸的作用面积为 S_i ,所有普通开关阀控制的液压缸作用面积按照比例系数为2的条件等比例递增,即 $S_{(i+1)} = 2 \cdot S_i$, $i = 1, 2, \dots, N-1$,其中最小的作用面积为 S_1 ,所述 $S_1 = S_0$;设液压系统的最大油压为 P_{\max} ,由电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸的加载力为 F_s ,第 i 号由普通开关阀控制的液压缸的加载力为 F_{Ki} ,则 $F_s \in [0, P_{\max} \cdot S_0]$, $F_{Ki} \in \{0, 2^{(i-1)} \cdot P_{\max} \cdot S_0\}$,则液压缸组(6)输出的总压力为 $F_s + \sum_{i=1}^{N-1} F_{Ki}$,通过控制1个电液比例阀或电液伺服阀的流量和 $N-1$ 个普通开关阀控制的实际工作液压缸数以连续、精确地得到 $[0, 2^{(N-1)} \cdot P_{\max} \cdot S_0]$ 区间范围内的任意加载力。

2. 根据权利要求1所述的适用于大载荷区间的数字电液加载装置,其特征在于,所述液压缸组(6)包括 N 个液压缸,液压缸组的作用面积为最小是 S_0 的等比数列,针对不同的使用场景确定加载力的最大值为 F_{\max} ,设控制精度为 F_a ,液压系统可提供的最大油压为 P_{\max} ,油压波动最大为 P_a ;

S_0 的取值符合条件: $0 \leq S_0 \leq F_a/P_a$,此判定条件下得出的 S_0 作为电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸作用最大面积;

N 的取值符合条件: $N-1 = \lceil \log_2(F_{\max}/P_{\max})/S_0 \rceil$, $\lceil \rceil$ 代表向上取整,通过此条件下得出的整数 N 再反算 S_0' ,使得 $2^{(N-1)} = (F_{\max}/P_{\max})/S_0'$,最终取 $S_0 = S_0'$,即可确定 N 的具体数值。

3. 根据权利要求1所述的适用于大载荷区间的数字电液加载装置,其特征在于,所述导向机构(4)包括 N 个与液压缸一一对应的导向块,每个导向块的一端与一个液压缸的活塞杆相抵、另一端与加载机构相抵。

4. 根据权利要求3所述的适用于大载荷区间的数字电液加载装置,其特征在于,每个导向块与液压缸活塞杆相抵的一端开设有与导向块同轴心的圆柱形凹槽,每个凹槽内设有一个弹簧(5),每个弹簧的一端与对应液压缸的活塞杆相抵、另一端与导向块相抵。

5. 根据权利要求3或4所述的适用于大载荷区间的数字电液加载装置,其特征在于,所述加载机构包括固定支架(3)和加载块(1),液压缸组(6)固定于固定支架(3)上,所述固定支架(3)内设有 N 个供导向块滑行的滑槽(3.1);加载块(1)包括球面加载块(1.1),各导向块的另一端与球面加载块(1.1)相抵。

6. 根据权利要求5所述的适用于大载荷区间的数字电液加载装置,其特征在于,所述加载块(1)还包括与球面加载块(1.1)相匹配的凹面承载块(1.2)。

7. 根据权利要求5所述的适用于大载荷区间的数字电液加载装置,其特征在于,所述加载机构还包括加载块导向架(2),所述加载块导向架(2)设于球面加载块(1.1)上远离球面的一端且与球面加载块远离球面的这一端间隙配合。

8. 根据权利要求1-4中任一项或6或7所述的适用于大载荷区间的数字电液加载装置, 其特征在于, 所述加载控制回路包括给电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸供油的动态调节回路以及给每个普通开关阀控制的液压缸供油的静态支持回路;

所述动态调节回路包括油箱、液压泵、驱动电机、高压过滤器、单向阀、电磁换向阀、电液比例阀或电液伺服阀、液压锁、液压缸、回油过滤器以及冷却器, 高压过滤器的出口设有溢流阀, 溢流阀的出口连接油箱;

每个静态支持回路包括油箱、液压泵、驱动电机、两个电磁换向阀、高压过滤器、单向阀、普通开关阀、液压锁、液压缸、回油过滤器以及冷却器。

9. 一种采用权利要求3-8任一项所述的适用于大载荷区间的数字电液加载装置的加载方法, 其特征在于, 包括如下:

步骤一、将 $[0, 2^{(N-1)} \cdot P_{\max} \cdot S_0]$ 区间内的加载力变化范围分成 $2^{(N-1)}$ 个区间段, 每个区间段的宽度相同, 第 i 个区间段的加载力变化范围为 $[P_{\max} \cdot S_0 \cdot (i-1)/2^{(N-1)}, P_{\max} \cdot S_0 \cdot i/2^{(N-1)}]$;

步骤二、通过电液比例阀或电液伺服阀控液压缸提供变化范围为 $[0, P_{\max} \cdot S_0]$ 的连续递增加载力, 并通过一个或多个普通开关阀控液压缸提供 $P_{\max} \cdot S_0 \cdot (i-1)/2^{(N-1)}$ 的恒定加载力, 即实现对于该区间内所有加载力数值的覆盖;

步骤三、按照步骤二的方法扩展到所有区间, 即可完成对于全区间的加载力覆盖, 通过以下公式表达全区间加载力的变化:

$$F_{\Sigma} = F_s + n_1 F_{K1} + n_2 F_{K2} + \dots + n_i F_{Ki}, \quad i = 1, 2, \dots, N-1$$

其中: F_{Σ} 为数字电液加载装置提供的加载力总和;

F_s 为电液比例阀或电液伺服阀控液压缸提供的加载力分量;

F_{Ki} 为第 i 号普通开关阀控液压缸提供的加载力分量;

n_i 为第 i 号普通开关阀的启闭状态, 1代表开启, 0代表关闭。

一种适用于大载荷区间的数字电液加载装置及其加载方法

技术领域

[0001] 本发明涉及液压加载控制技术领域,具体涉及一种适用于大载荷区间的数字电液加载装置及其加载方法。

背景技术

[0002] 液压传动是目前在工业领域应用十分广泛的动力传递方式,应用场景如起重机、压力机械、机床等等。相较于机械传动,液压传动系统中的各组成元件相对独立,可根据需要灵活布置;且系统的刚度大,精度高,响应速度快;具有自润滑、自冷却和较长使用寿命的特点,易于实现安全保护。

[0003] 液压系统的动力输出形式主要分为回转运动(执行元件为液压马达)和直线运动(执行元件为液压缸),后者常用于各种机械零部件的质量检测(如疲劳测试)实验台中。针对测试需要提供极大加载力时,传统的单液压缸加载模式显然不能满足条件。液压系统的压力不能无限制的提高,因此只能通过增大液压缸作用面积的方法提高加载力值;由于系统的控制量是油压,液压缸作用面积的增大也会造成误差的成倍放大,不能保证足够的加载力控制精度。而且,大型液压缸将导致系统的响应变慢,系统的动态性能变差。

发明内容

[0004] 本发明为了克服以上技术的不足,提供了一种适用于大载荷区间的数字电液加载装置,无需采用大型液压缸以及与大型液压缸配合的液压系统,避免了制作成本增加、使系统响应变慢、使系统动态性能变差的问题。

[0005] 本发明还提供了一种上述所述加载装置的加载方法。

[0006] 本发明克服其技术问题所采用的技术方案是:

[0007] 一种适用于大载荷区间的数字电液加载装置,包括作用面积按等比数列递增的液压缸组、导向机构、加载机构以及加载控制回路,所述液压缸组通过导向机构与加载机构连接以将加载力传递到加载机构上;所述液压缸组包括1个由电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸和(N-1)个由普通开关阀控制的液压缸,其中N为大于1的正整数,通过控制不同载荷数值下电液比例阀或电液伺服阀控液压缸的压力大小以及(N-1)个普通开关阀控液压缸的开启或关闭状态,调整电液比例阀或电液伺服阀控液压缸的输出加载力值以及普通开关阀控液压缸的接入数量,以实现总输出加载力在某个全区间的连续变化。

[0008] 本发明优选的,设由电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸的作用面积为 S_0 ,第i号普通开关阀控制的液压缸的作用面积为 S_i ,所有普通开关阀控制的液压缸作用面积按照比例系数为2的条件等比例递增,即 $S_{(i+1)} = 2 \cdot S_i$ $i = 1, 2, \dots, (N-1)$,其中最小的作用面积为 S_1 ,所述 $S_1 = S_0$;设液压系统的最大油压为 P_{\max} ,由电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸的加载力为 F_s ,第i号由普通开关阀控制的液压缸的加载力为 F_{Ki} ,则 $F_s \in [0, P_{\max} \cdot S_0]$, $F_{Ki} \in$

$\{0, 2^{(i-1)} \cdot P_{\max} \cdot S_0\}$,则液压缸组输出的总压力为 $F_s + \sum_{i=1}^{N-1} F_{Ki}$,通过控制1个电液比例阀或电

液伺服阀的流量和(N-1)个普通开关阀控制的实际工作液压缸数以连续、精确地得到 $[0, 2^{(N-1)} \cdot P_{\max} \cdot S_0]$ 区间范围内的任意加载力。

[0009] 本发明优选的,所述液压缸组包括N个液压缸,液压缸组的作用面积为最小是 S_0 的等比数列,针对不同的使用场景确定加载力的最大值为 F_{\max} ,设控制精度为 F_a ,液压系统可提供的最大油压为 P_{\max} ,油压波动最大为 P_a ;

[0010] S_0 的取值符合条件: $0 \leq S_0 \leq F_a/P_a$,此判定条件下得出的 S_0 作为电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸作用最大面积;

[0011] N的取值符合条件: $N-1 = \lceil \log_2(F_{\max}/P_{\max})/S_0 \rceil$, $\lceil \rceil$ 代表向上取整,通过此条件下得出的整数N再反算 S_0' ,使得 $2^{(N-1)} = (F_{\max}/P_{\max})/S_0'$,最终取 $S_0 = S_0'$,即可确定N的具体数值。

[0012] 本发明优选的,所述导向机构包括N个与液压缸一一对应的导向块,每个导向块的一端与一个液压缸的活塞杆相抵、另一端与加载机构相抵。

[0013] 本发明优选的,每个导向块与液压缸活塞杆相抵的一端开设有与导向块同轴心的圆柱形凹槽,每个凹槽内设有一个弹簧,每个弹簧的一端与对应液压缸的活塞杆相抵、另一端与导向块相抵。

[0014] 本发明优选的,所述加载机构包括固定支架和加载块,液压缸组固定于固定支架上,所述固定支架内设有N个供导向块滑行的滑槽;加载块包括球面加载块,各导向块的另一端与球面加载块相抵。

[0015] 本发明优选的,所述加载块还包括与球面加载块相匹配的凹面承载块。于是,每个液压缸的活塞杆均通过弹簧和导向块将加载力传递到球面加载块,再通过球面加载块与球面承载块的配合将液压缸组的输出总加载力作用到加载盘上。

[0016] 本发明优选的,所述加载机构还包括加载块导向架,所述加载块导向架设于球面加载块上远离球面的一端且与球面加载块远离球面的这一端间隙配合。

[0017] 本发明优选的,所述加载控制回路包括给电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸供油的动态调节回路以及给每个普通开关阀控制的液压缸供油的静态支持回路;

[0018] 所述动态调节回路包括油箱、液压泵、驱动电机、高压过滤器、单向阀、电磁换向阀、电液比例阀或电液伺服阀、液压锁、液压缸、回油过滤器以及冷却器,高压过滤器的出口设有溢流阀,溢流阀的出口连接油箱;每个静态支持回路包括油箱、液压泵、驱动电机、两个电磁换向阀、高压过滤器、单向阀、普通开关阀、液压锁、液压缸、回油过滤器以及冷却器。

[0019] 本发明还提供了一种采用上述所述适用于大载荷区间的数字电液加载装置的加载方法,包括如下:

[0020] 步骤一、将 $[0, 2^{(N-1)} \cdot P_{\max} \cdot S_0]$ 区间内的加载力变化范围分成 $2^{(N-1)}$ 个区间段,每个区间段的宽度相同,第i个区间段的加载力变化范围为 $[P_{\max} \cdot S_0 \cdot (i-1)/2^{(N-1)}, P_{\max} \cdot S_0 \cdot i/2^{(N-1)}]$;

[0021] 步骤二、通过电液比例阀或电液伺服阀控液压缸提供变化范围为 $[0, P_{\max} \cdot S_0]$ 的连续递增加载力,并通过一个或多个普通开关阀控液压缸提供 $P_{\max} \cdot S_0 \cdot (i-1)/2^{(N-1)}$ 的恒定加载力,即实现对于该区间内所有加载力数值的覆盖;

[0022] 步骤三、按照步骤二的方法扩展到所有区间,即可完成对于全区间的加载力覆盖,

通过以下公式表达全区间加载力的变化：

$$[0023] \quad F_{\Sigma} = F_s + n_1 F_{K1} + n_2 F_{K2} + \dots + n_i F_{Ki} \quad i = 1, 2, \dots, N-1$$

[0024] 其中： F_{Σ} 为数字电液加载装置提供的加载力总和；

[0025] F_s 为电液比例阀或电液伺服阀控液压缸提供的加载力分量；

[0026] F_{Ki} 为第*i*号普通开关阀控液压缸提供的加载力分量；

[0027] n_i 为第*i*号普通开关阀的启闭状态，1代表开启，0代表关闭。

[0028] 本发明的有益效果是：

[0029] 1、本发明所述的数字电液加载装置，采用多液压缸阵列的形式代替传统单液压缸的加载方式，克服了增大作用面积（获得更大的加载力）带来的加载力误差成倍增加的缺陷，同时在避免系统响应变慢和系统动态性能变差的基础上，可以提供较大加载力并保证足够高的加载精度。

[0030] 2、本发明所述的数字电液加载装置，提出了以最大加载力 F_{max} ，最大加载力波动范围 F_a 为初始条件，结合液压系统最大油压 P_{max} 等参数确定液压缸缸径、液压缸个数的布置方法，并结合二进制-十进制转换的基础理论提出了等比多缸切换的加载方法，保证加载曲线的连续性以及功率全区间的精确控制。

[0031] 3、本发明所述的数字电液加载装置的液压缸组，通过仅使用一个电液比例阀或电液伺服阀和需要数目的普通开关阀便可以使液压缸组的总输出加载力在一个大范围内连续变化，可减少电液比例阀或电液伺服阀的使用数量，降低制造成本。

附图说明

[0032] 图1为本发明实施例所述的数字电液加载装置的部分剖面结构示意图。

[0033] 图2为本发明实施例所述的数字电液加载装置的立体结构示意图。

[0034] 图3为本发明实施例所述的加载控制回路的示意图。

[0035] 图4为本发明实施例实现总加载力连续作用的各液压缸施力曲线图。

具体实施方式

[0036] 为了便于本领域人员更好的理解本发明，下面结合附图和具体实施例对本发明做进一步详细说明，下述仅是示例性的不限定本发明的保护范围。

[0037] 如图1-3所示，本实施例所述的一种适用于大载荷区间的数字电液加载装置，包括作用面积按等比数列递增的液压缸组6、导向机构4、加载机构以及加载控制回路，所述液压缸组6通过导向机构4与加载机构连接以将加载力传递到加载机构上。所述液压缸组6包括1个由电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸6.1和(N-1)个由普通开关阀控制的液压缸6.2-6.N，其中N为大于1的正整数，通过控制不同载荷数值下电液比例阀或电液伺服阀控液压缸的压力大小以及(N-1)个普通开关阀控液压缸的开启或关闭状态，以实现总输出加载力在某个全区间的连续变化。

[0038] 设由电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸的作用面积为 S_0 ，第*i*号普通开关阀控制的液压缸的作用面积为 S_i ，所有普通开关阀控制的液压缸作用面积按照比例系数为2的条件等比例递增，即 $S_{(i+1)} = 2 \cdot S_i \quad i = 1, 2, \dots, (N-1)$ ，其中最小的作用面积为 S_1 ，所述 $S_1 = S_0$ ；设液压系统的最大油压为 P_{max} ，由电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸的加载力为

F_s , 第*i*号由普通开关阀控制的液压缸的加载力为 F_{Ki} , 则 $F_s \in [0, P_{\max} \cdot S_0]$, $F_{Ki} \in \{0, 2^{(i-1)} \cdot P_{\max} \cdot S_0\}$, 则液压缸组6输出的总压力为 $F_s + \sum_{i=1}^{N-1} F_{Ki}$, 通过控制1个电液比例阀或电液伺服阀的流量和(N-1)个普通开关阀控制的实际工作液压缸数以连续、精确地得到 $[0, 2^{(N-1)} \cdot P_{\max} \cdot S_0]$ 区间范围内的任意加载力。

[0039] 本实施例中, 所述液压缸组6包括N个液压缸, 液压缸组的作用面积为最小是 S_0 的等比数列, 针对不同的使用场景确定加载力的最大值为 F_{\max} , 设控制精度为 F_a , 液压系统可提供的最大油压为 P_{\max} , 油压波动最大为 P_a 。 S_0 的取值符合条件: $0 \leq S_0 \leq F_a/P_a$, 此判定条件下得出的 S_0 作为电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸作用最大面积。N的取值符合条件:

$N-1 = \lceil \log_2(F_{\max}/P_{\max})/S_0 \rceil$, $\lceil \quad \rceil$ 代表向上取整, 通过此条件下得出的整数N再反算 S_0' , 使得 $2^{(N-1)} = (F_{\max}/P_{\max})/S_0'$, 最终取 $S_0 = S_0'$, 即可确定N的具体数值。此法则下得出的液压缸组可以保证加载力的波动范围符合要求, 同时完成全区间内的连续性加载。

[0040] 本实施例以N=4为例进行详细说明, 即液压缸数为4个。

[0041] 如图1所示, 所述液压缸组6包括1个由电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸6.1和3个由普通开关阀控制的液压缸6.2、6.3、6.4。

[0042] 所述导向机构4包括4个与液压缸一一对应的导向块4.1、4.2、4.3、4.4, 每个导向块为圆柱状实心结构, 导向块4.1与液压缸6.1对应、导向块4.2与液压缸6.2对应、导向块4.3与液压缸6.3对应、导向块4.4与液压缸6.4对应, 每个导向块的一端与一个液压缸的活塞杆相抵、另一端与加载机构相抵, 本实施例所述的“相抵”是指抵触连接; 进一步地, 每个导向块与液压缸活塞杆相抵的一端开设有与导向块同轴心的圆柱形凹槽, 每个凹槽内设置有一个弹簧5, 即对应设置4个弹簧, 分别为弹簧一5.1、弹簧二(图中被遮住, 未显示)、弹簧三5.3、弹簧四(图中被遮住, 未显示), 每个弹簧的一端与对应液压缸的活塞杆相抵、另一端与导向块相抵。

[0043] 所述加载机构包括固定支架3和加载块1, 液压缸组6的4个液压缸6.1、6.2、6.3、6.4分别通过螺栓固定于固定支架3的一个端面上, 所述固定支架3内设有4个供导向块滑行的滑槽, 4个滑槽的位置与4个导向块同轴, 对应位置的液压缸、弹簧与导向块均同轴; 所述加载块1包括球面加载块1.1, 各导向块的另一端与球面加载块1.1相抵, 本实施例所述球面加载块1.1的一端设有球面、另一端为圆柱状; 所述加载机构还包括加载块导向架2, 加载块导向架2为内圆外方型支架, 外表面形状与固定支架3相同, 内表面为圆柱形通孔, 内表面直径与球面加载块1.1远离球面的一端的直径相同, 加载块导向架2设于球面加载块1.1上远离球面的一端且与球面加载装块远离球面的这一端间隙配合, 起到对球面加载块1.1导向的作用。更进一步地, 所述加载块1还包括与球面加载块1.1相匹配的凹面承载块1.2, 所述凹面承载块1.2的外径大于球面加载块1.1的外径, 凹面承载块1.2的一端内凹以便与球面加载块1.1相匹配、另一端为平面, 液压缸组6通过导向机构4将全部压力传递到球面加载块1.1上, 再通过球面加载块1.1与凹面承载块1.2配合传递加载力, 减小多缸同时加载造成的不平衡力矩影响。

[0044] 图3为N=4时配套的加载控制回路的示意图。所述加载控制回路包括给电液比例阀或电液伺服阀控制的液压缸供油的动态调节回路以及给每个普通开关阀控制的液压缸

供油的静态支持回路,即包括1个由电液比例阀或电液伺服阀7.8控制的动态调节回路和3个由普通开关阀7.9a、7.9b、7.9c控制的静态支持回路。

[0045] 所述动态调节回路包括油箱7.16,液压泵7.1a,驱动电机7.3a,高压过滤器7.5,单向阀7.6,电磁换向阀7.7,电液比例阀或电液伺服阀7.8,液压锁7.10a,液压缸6.1,回油过滤器7.14以及冷却器7.15,高压过滤器7.5的出口设有溢流阀7.13,溢流阀7.13的出口连接油箱7.16,还包括用于连接液压泵7.1a与驱动电机7.3a的联轴器7.2a;所述电液比例阀或电液伺服阀7.8的进口和出口处连接有限压式压力补偿系统7.12,所述压力补偿系统7.12由或门型梭阀、定差减压阀以及溢流阀构成,定差减压阀置于电液比例阀或电液伺服阀前并与之进油口串联,或门型梭阀的两个进口分别与电液比例阀或电液伺服阀的两个口相连,或门型梭阀出口通过控制油路给定差减压阀提供参考油压,并连接溢流阀回油。压力补偿系统7.12的作用是使进口和出口的压差恒定,以使电液比例阀或电液伺服阀7.8的流量由其开度决定;所述电液比例阀或电液伺服阀7.8为中位0型三位四通换向阀,右位加载,左位卸荷;所述液压缸6.1进油管路连接有温度压力传感器7.11a,通过导线将检测信号反馈给上位机以达到实时补偿的作用。

[0046] 静态支持回路包括油箱7.16,液压泵7.1b、7.1c、7.1d,驱动电机7.3b、7.3c、7.3d,电磁换向阀7.4a、7.4b、7.4c和电磁换向阀7.7,高压过滤器7.5,单向阀7.6,普通开关阀7.9a、7.9b、7.9c,液压锁7.10b、7.10c、7.10d,液压缸6.2、6.3、6.4,回油过滤器7.14以及冷却器7.15,高压过滤器7.5的出口设有溢流阀7.13,溢流阀7.13的出口连接油箱7.16,还包括用于连接液压泵7.1b与驱动电机7.3b的联轴器7.2b、连接液压泵7.1c与驱动电机7.3c的联轴器7.2c、连接液压泵7.1d与驱动电机7.3d的联轴器7.2d;所述普通开关阀7.9a、7.9b、7.9c为中位0型三位四通换向阀,右位加载,左位卸荷;所述液压缸6.2、6.3、6.4的进油管路分别连接有温度压力传感器7.11b、7.11c、7.12d,通过导线将检测信号反馈给上位机以达到实时补偿的作用。

[0047] 动态调节回路和静态支持回路中的油箱7.16,高压过滤器7.5,单向阀7.6,电磁换向阀7.7,溢流阀7.13,回油过滤器7.14,冷却器7.15为共同干路;电磁换向阀7.7为两位四通换向阀,右位加载,左位系统整体卸荷;电磁换向阀7.4a、7.4b、7.4c为两位四通换向阀,右位加载,左位卸荷,其作用是根据系统所需流量调节液压泵7.1b、7.1c、7.1d实际工作的数量,流量需求低时只有泵7.1a供油,其余液压泵7.1b、7.1c、7.1d空载回油,流量需求高时全部液压泵7.1a、7.1b、7.1c、7.1d供油;所述液压锁7.10a、7.10b、7.10c、7.10d由互为液控连接的两个液控单向阀构成,当其中一个液控单向阀进油时,另一个液控单向阀的控制油路得到油液使阀口打开可以回油。

[0048] 本实施例还提供了一种采用上述所述适用于大载荷区间的数字电液加载装置的加载方法,上述规则确定的液压缸数为N,电液开关阀或电液伺服阀控液压缸的作用面积为 S_0 ,普通开关阀控液压缸的作用面积成等比数列,比例系数为2,最小作用面积为 $S_1 = S_0$,加载方法的步骤包括如下:

[0049] 步骤一、将 $[0, 2^{(N-1)} \cdot P_{\max} \cdot S_0]$ 区间内的加载力变化范围分成 $2^{(N-1)}$ 个区间段,每个区间段的宽度相同,第i个区间段的加载力变化范围为 $[P_{\max} \cdot S_0 \cdot (i-1) / 2^{(N-1)}, P_{\max} \cdot S_0 \cdot i / 2^{(N-1)}]$;

[0050] 步骤二、通过电液比例阀或电液伺服阀控液压缸提供变化范围为 $[0, P_{\max} \cdot S_0]$ 的

连续递增加载力,并通过一个或多个普通开关阀控液压缸提供 $P_{\max} \cdot S_0 \cdot (i-1)/2^{(N-1)}$ 的恒定加载力,即实现对于该区间内所有加载力数值的覆盖;

[0051] 步骤三、按照步骤二的方法扩展到所有区间,即可完成对于全区间的加载力覆盖,通过以下公式表达全区间加载力的变化:

[0052] $F_{\Sigma} = F_s + n_1 F_{K1} + n_2 F_{K2} + \dots + n_i F_{Ki} \quad i = 1, 2, \dots, N-1$

[0053] 其中: F_{Σ} 为数字电液加载装置提供的加载力总和;

[0054] F_s 为电液比例阀或电液伺服阀控液压缸提供的加载力分量;

[0055] F_{Ki} 为第*i*号普通开关阀控液压缸提供的加载力分量;

[0056] n_i 为第*i*号普通开关阀的启闭状态,1代表开启,0代表关闭。

[0057] 下面还是以 $N=4$ 为例,加载时根据实际需要的加载力大小,通过上位机控制各个阀的工作状态,实现不同的加载力作用。驱动电机7.3a、7.3b、7.3c、7.3d通过对应的联轴器7.2a、7.2b、7.2c、7.2d推动对应的液压泵7.1a、7.1b、7.1c、7.1d,液压油通过高压过滤器7.5、单向阀7.6、电磁换向阀7.7左位,形成干路供给系统工作的液压油。

[0058] 如图4表示了实现总加载力连续作用的各液压缸施力曲线图,其中最靠近外侧的粗实线为多缸加载的总合力曲线,其余曲线由外到内依次是电液比例阀或电液伺服阀控液压缸的加载力曲线、1号普通开关阀控液压缸的加载力曲线、2号普通开关阀控液压缸的加载力曲线以及3号普通开关阀控液压缸的加载力曲线,总合力曲线是其余四条曲线的线性叠加。该图也进一步说明,本发明所述的加载装置与传统的单缸大缸径加载装置相比,拥有更高精度的优势;在加载力变化范围相同的条件下,本发明所述装置中电液比例阀或电液伺服阀控液压缸提供的加载力只有传统单缸作用装置的1/8(以 $N=4$ 为例),因此在相同条件下由电液比例阀或电液伺服阀控液压缸产生的加载力波动(包括误差)同样为传统装置的1/8;加之普通开关阀控液压缸的加载力波动范围极小可忽略不计,因此理论上总加载力的波动(包括误差)为传统方案的1/8,加载精度显著提高。

[0059] 当需要施加的液压缸组的加载力为 $0 \leq F \leq P_{\max} \cdot S_0$ 时,由电液比例阀或电液伺服阀7.8控制的液压缸6.1加载,其余液压缸6.2、6.3、6.4卸荷。该工况下,进油路为:液压泵7.1a、高压过滤器7.5、单向阀7.6、电磁换向阀7.7右位、电液比例阀或电液伺服阀7.8右位、液压锁7.10a左位,液压缸6.1无杆腔。回油路为:液压缸6.1有杆腔、液压锁7.10a右位、电液比例阀或电液伺服阀7.8右位、回油过滤器7.14、冷却器7.15、油箱7.16。

[0060] 当需要施加的液压缸组的加载力为 $P_{\max} \cdot S_0 \leq F \leq 2 \cdot P_{\max} \cdot S_0$ 时,由电液比例阀或电液伺服阀7.8控制的液压缸6.1、第1个普通开关阀7.9a控制的液压缸6.2共同加载,其余液压缸6.3和6.4卸荷。该工况下,进油路依次经过:液压泵7.1a、高压过滤器7.5、单向阀7.6、电磁换向阀7.7右位,再分别由支路供油;其中液压缸6.1的进油支路为:电液比例阀或电液伺服阀7.8右位、液压锁7.10a左位、液压缸6.1无杆腔;液压缸6.2的进油支路为:普通开关阀7.9a右位、液压锁7.10b左位、液压缸6.2无杆腔。回油路为各支路各自回油后汇总,其中液压缸6.1的回油支路为:液压缸6.1有杆腔、液压锁7.10a右位、电液比例阀或电液伺服阀7.8右位;液压缸6.2的回油支路为:液压缸6.2有杆腔、液压锁7.10b右位、普通开关阀7.9a右位;然后汇总到:回油过滤器7.14、冷却器7.15、油箱7.16。

[0061] 当需要施加的液压缸组的加载力为 $2 \cdot P_{\max} \cdot S_0 \leq F \leq 3 \cdot P_{\max} \cdot S_0$ 时,由电液比例阀或电液伺服阀7.8控制的液压缸6.1、第1个普通开关阀7.9b控制的液压缸6.3共同加载,其

余液压缸6.2和6.4卸荷。该工况下,进油路为:液压泵7.1a、高压过滤器7.5、单向阀7.6、电磁换向阀7.7右位,再分别由支路供油;其中液压缸6.1的进油支路为:电液比例阀或电液伺服阀7.8右位、液压锁7.10a左位、液压缸6.1无杆腔;液压缸6.3的进油支路为:普通开关阀7.9b右位、液压锁7.10c左位、液压缸6.3无杆腔。回油路为各支路各自回油后汇总,其中液压缸6.1的回油支路为:液压缸6.1有杆腔、液压锁7.10a右位、电液比例阀或电液伺服阀7.8右位;液压缸6.3的回油支路为:液压缸6.3有杆腔、液压锁7.10c右位、普通开关阀7.9b右位;然后汇总到:回油过滤器7.14、冷却器7.15、油箱7.16。

[0062] 当需要施加的液压缸组的加载力为 $3 \cdot P_{\max} \cdot S_0 \leq F \leq 4 \cdot P_{\max} \cdot S_0$ 时,由电液比例阀或电液伺服阀7.8控制的液压缸6.1、第1个普通开关阀7.9a控制的液压缸6.2、第2个普通开关阀7.9b控制的液压缸6.3共同加载,其余液压缸6.4卸荷。该工况下,进油路为:液压泵7.1a、高压过滤器7.5、单向阀7.6、电磁换向阀7.7右位,再分别由支路供油;其中液压缸6.1的进油支路为:电液比例阀或电液伺服阀7.8右位、液压锁7.10a左位、液压缸6.1无杆腔;液压缸6.2的进油支路为:普通开关阀7.9a右位、液压锁7.10b左位、液压缸6.2无杆腔;液压缸6.3的进油支路为:普通开关阀7.9b右位、液压锁7.10c左位、液压缸6.3无杆腔。回油路为各支路各自回油后汇总,其中液压缸6.1的回油支路为:液压缸6.1有杆腔、液压锁7.10a右位、电液比例阀或电液伺服阀7.8右位;液压缸6.2的回油支路为:液压缸6.2有杆腔、液压锁7.10b右位、普通开关阀7.9a右位;液压缸6.3的回油支路为:液压缸6.3有杆腔、液压锁7.10c右位、普通开关阀7.9b右位;然后汇总到:回油过滤器7.14、冷却器7.15、油箱7.16。

[0063] 当需要施加的液压缸组的加载力为 $4 \cdot P_{\max} \cdot S_0 \leq F \leq 5 \cdot P_{\max} \cdot S_0$ 时,由电液比例阀或电液伺服阀7.8控制的液压缸6.1、第3个普通开关阀7.9c控制的液压缸6.4共同加载,其余液压缸6.2和6.3卸荷。该工况下,进油路为:液压泵7.1a、高压过滤器7.5、单向阀7.6、电磁换向阀7.7右位,再分别由支路供油;其中液压缸6.1的进油支路为:电液比例阀或电液伺服阀7.8右位、液压锁7.10a左位、液压缸6.1无杆腔;液压缸6.4的进油支路为:普通开关阀7.9c右位、液压锁7.10d左位、液压缸6.4无杆腔。回油路为各支路各自回油后汇总,其中液压缸6.1的回油支路为:液压缸6.1有杆腔、液压锁7.10a右位、电液比例阀或电液伺服阀7.8右位;液压缸6.4的回油支路为:液压缸6.4有杆腔、液压锁7.10d右位、普通开关阀7.9c右位;然后汇总到:回油过滤器7.14、冷却器7.15、油箱7.16。

[0064] 当需要施加的液压缸组的加载力为 $5 \cdot P_{\max} \cdot S_0 \leq F \leq 6 \cdot P_{\max} \cdot S_0$ 时,由电液比例阀或电液伺服阀7.8控制的液压缸6.1、第1个普通开关阀7.9a控制的液压缸6.2、第3个普通开关阀7.9c控制的液压缸6.4共同加载,其余液压缸6.3卸荷。该工况下,进油路为:液压泵7.1a、高压过滤器7.5、单向阀7.6、电磁换向阀7.7右位,再分别由支路供油;其中液压缸6.1的进油支路为:电液比例阀或电液伺服阀7.8右位、液压锁7.10a左位、液压缸6.1无杆腔;液压缸6.2的进油支路为:普通开关阀7.9a右位、液压锁7.10b左位、液压缸6.2无杆腔;液压缸6.4的进油支路为:普通开关阀7.9c右位、液压锁7.10d左位、液压缸6.4无杆腔。回油路为各支路各自回油后汇总,其中液压缸6.1的回油支路为:液压缸6.1有杆腔、液压锁7.10a右位、电液比例阀或电液伺服阀7.8右位;液压缸6.2的回油支路为:液压缸6.2有杆腔、液压锁7.10b右位、普通开关阀7.9a右位;液压缸6.4的回油支路为:液压缸6.4有杆腔、液压锁7.10d右位、普通开关阀7.9c右位;然后汇总到:回油过滤器7.14、冷却器7.15、油箱7.16。

[0065] 当需要施加的液压缸组的加载力为 $6 \cdot P_{\max} \cdot S_0 \leq F \leq 7 \cdot P_{\max} \cdot S_0$ 时,由电液比例阀

或电液伺服阀7.8控制的液压缸6.1、第2个普通开关阀7.9b控制的液压缸6.3、第3个普通开关阀7.9c控制的液压缸6.4共同加载,其余液压缸6.2卸荷。该工况下,进油路为:液压泵7.1a、高压过滤器7.5、单向阀7.6、电磁换向阀7.7右位,再分别由支路供油;其中液压缸6.1的进油支路为:电液比例阀或电液伺服阀7.8右位、液压锁7.10a左位、液压缸6.1无杆腔;液压缸6.3的进油支路为:普通开关阀7.9b右位、液压锁7.10c左位、液压缸6.3无杆腔;液压缸6.4的进油支路为:普通开关阀7.9c右位、液压锁7.10d左位、液压缸6.4无杆腔。回油路为各支路各自回油后汇总,其中液压缸6.1的回油支路为:液压缸6.1有杆腔、液压锁7.10a右位、电液比例阀或电液伺服阀7.8右位;液压缸6.3的回油支路为:液压缸6.3有杆腔、液压锁7.10c右位、普通开关阀7.9b右位;液压缸6.4的回油支路为:液压缸6.4有杆腔、液压锁7.10d右位、普通开关阀7.9c右位;然后汇总到:回油过滤器7.14、冷却器7.15、油箱7.16。

[0066] 当需要施加的液压缸组的加载力为 $7 \cdot P_{\max} \cdot S_0 \leq F \leq 8 \cdot P_{\max} \cdot S_0$ 时,由电液比例阀或电液伺服阀7.8控制的液压缸6.1、第1个普通开关阀7.9a控制的液压缸6.2、第2个普通开关阀7.9b控制的液压缸6.3、第3个普通开关阀7.9c控制的液压缸6.4共同加载,无液压缸卸荷。该工况下,进油路为:液压泵7.1a、高压过滤器7.5、单向阀7.6、电磁换向阀7.7右位,再分别由支路供油;其中液压缸6.1的进油支路为:电液比例阀或电液伺服阀7.8右位、液压锁7.10a左位、液压缸6.1无杆腔;液压缸6.2的进油支路为:普通开关阀7.9a右位、液压锁7.10b左位、液压缸6.2无杆腔;液压缸6.3的进油支路为:普通开关阀7.9b右位、液压锁7.10c左位、液压缸6.3无杆腔;液压缸6.4的进油支路为:普通开关阀7.9c右位、液压锁7.10d左位、液压缸6.4无杆腔。回油路为各支路各自回油后汇总,其中液压缸6.1的回油支路为:液压缸6.1有杆腔、液压锁7.10a右位、电液比例阀或电液伺服阀7.8右位;液压缸6.2的回油支路为:液压缸6.2有杆腔、液压锁7.10b右位、普通开关阀7.9a右位;液压缸6.3的回油支路为:液压缸6.3有杆腔、液压锁7.10c右位、普通开关阀7.9b右位;液压缸6.4的回油支路为:液压缸6.4有杆腔、液压锁7.10d右位、普通开关阀7.9c右位;然后汇总到:回油过滤器7.14、冷却器7.15、油箱7.16。

[0067] 以上仅描述了本发明的基本原理和优选实施方式,本领域人员可以根据上述描述做出许多变化和改进,这些变化和改进应该属于本发明的保护范围。

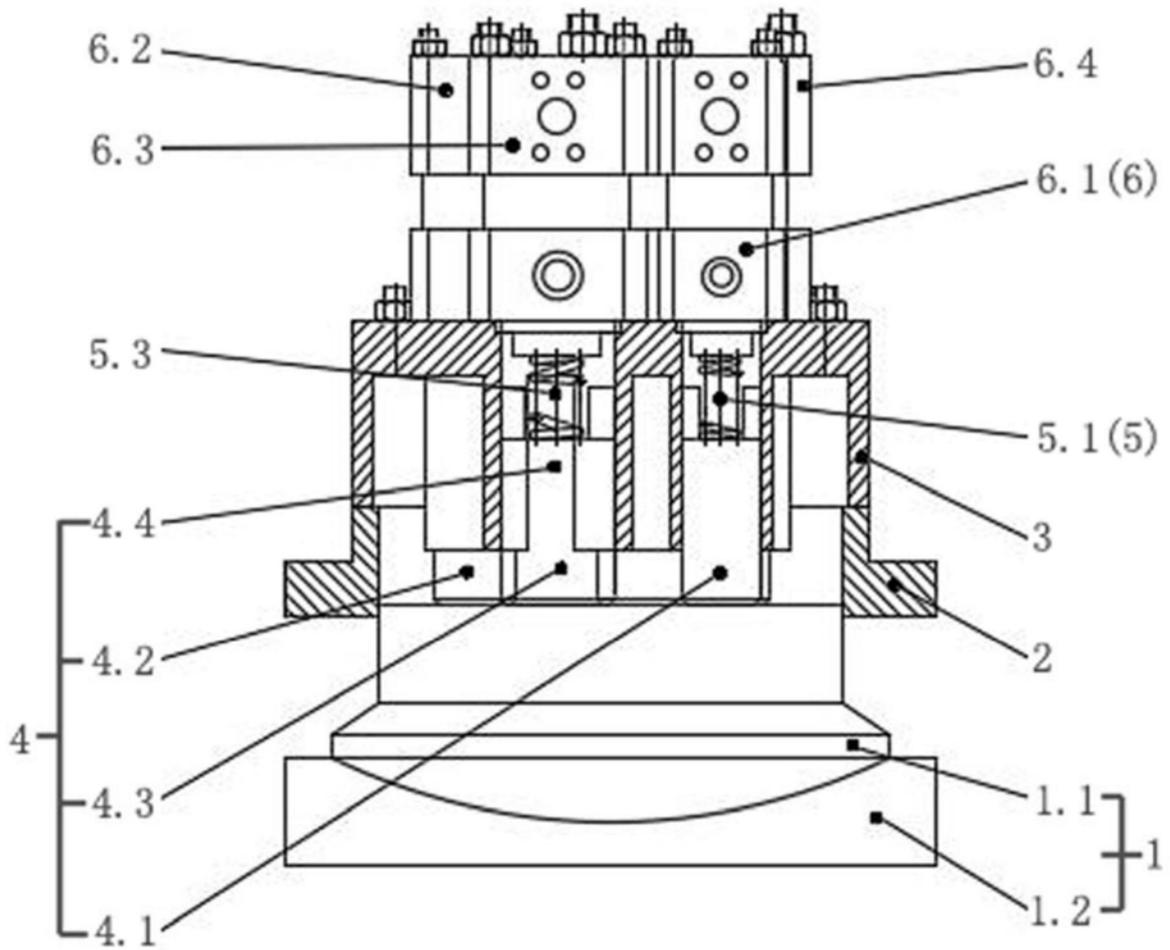


图1

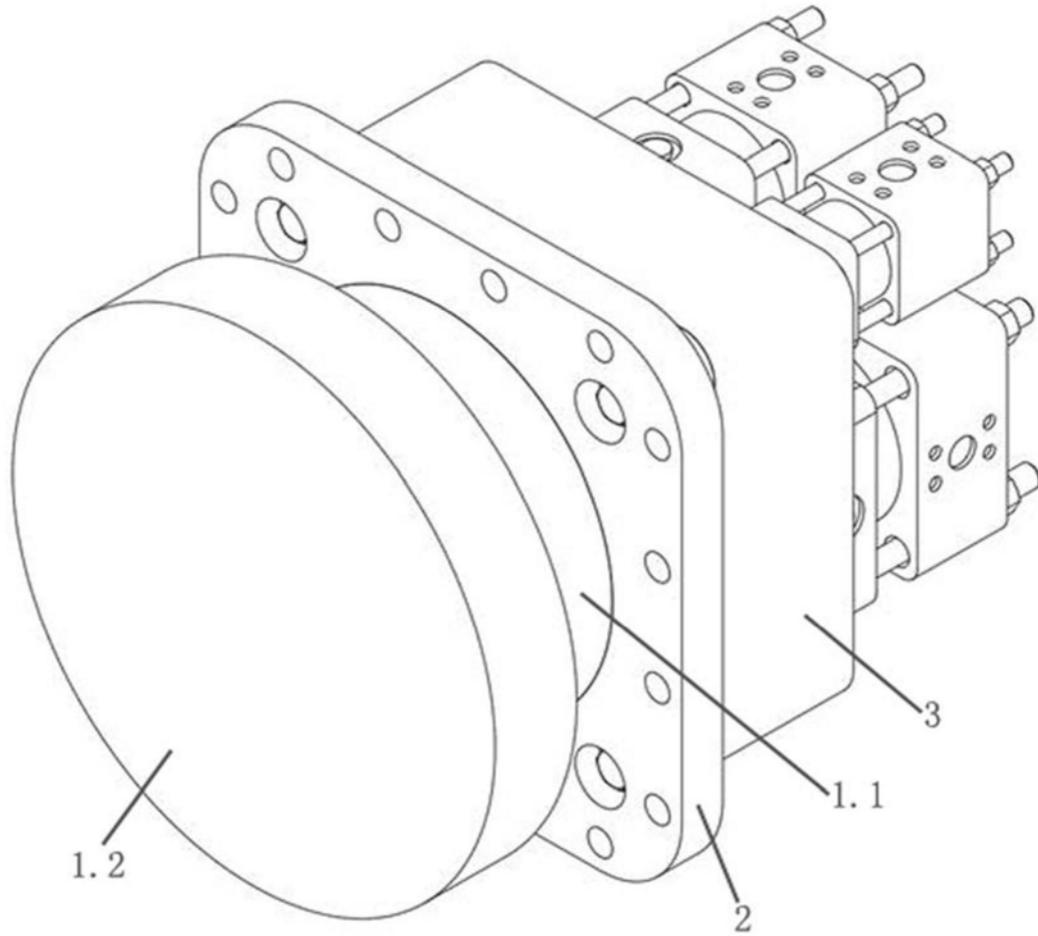


图2

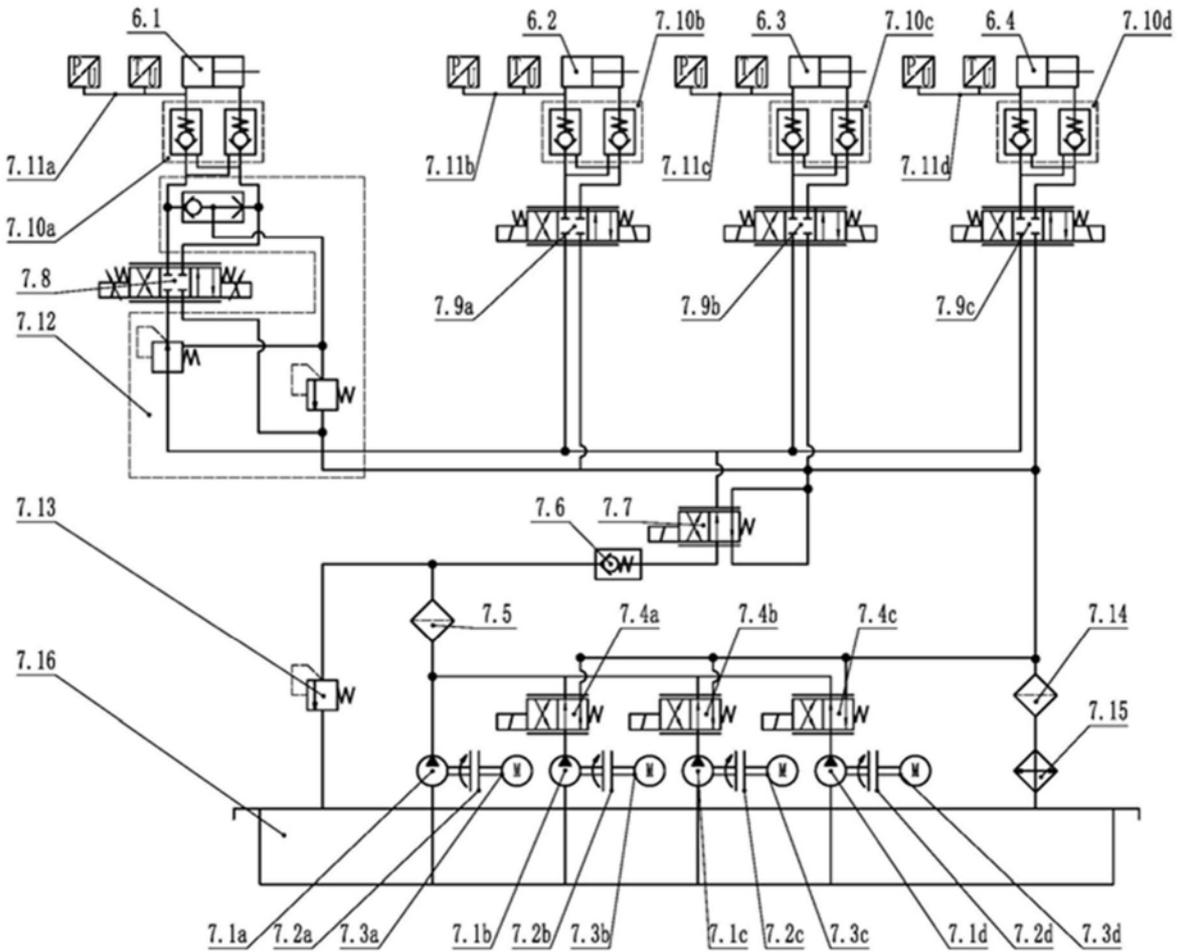


图3

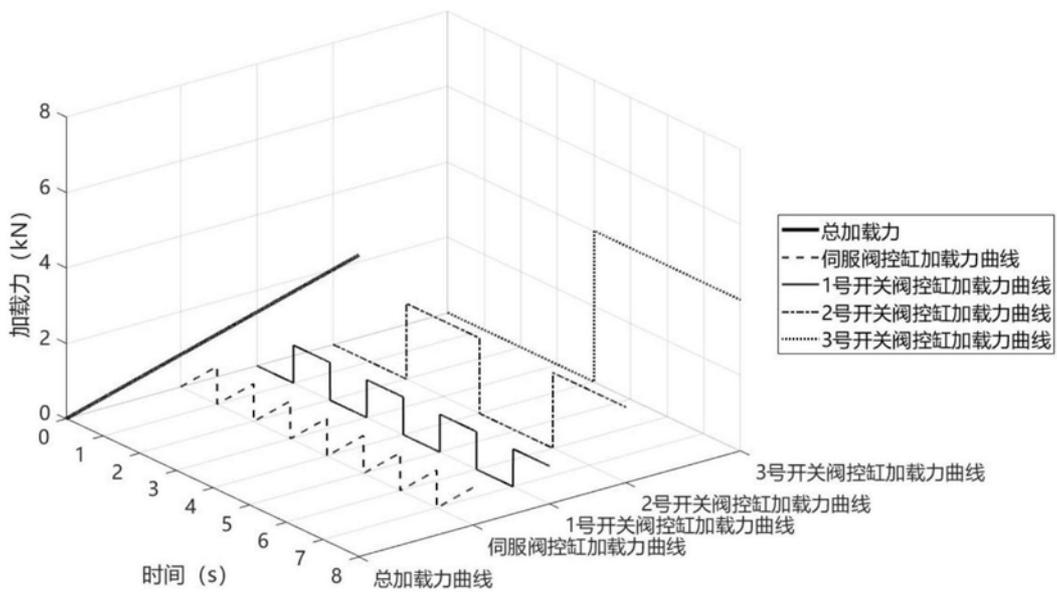


图4