

(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102175387 A

(43) 申请公布日 2011.09.07

(21) 申请号 201110023654.2

(22) 申请日 2011.01.21

(71) 申请人 吉林大学

地址 130012 吉林省长春市前进大街 2699  
号

(72) 发明人 张学成 刘大威

(74) 专利代理机构 长春吉大专利代理有限责任  
公司 22201

代理人 邵铭康 朱世林

(51) Int. Cl.

G01L 25/00(2006.01)

G01L 27/00(2006.01)

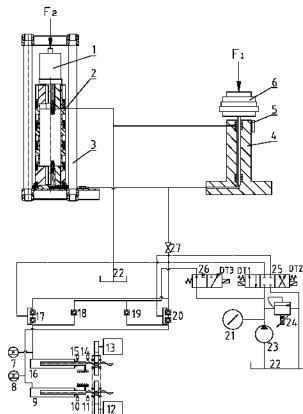
权利要求书 2 页 说明书 8 页 附图 4 页

(54) 发明名称

滚动摩擦油缸液压式力标准机

(57) 摘要

滚动摩擦油缸液压式力标准机属机械工程技  
术领域，本发明以滚动摩擦柱塞式液压缸 I 为核  
心，根据帕斯卡原理，运用两个滚动摩擦柱塞式液  
压缸形成一连通器，构成液压式力标准机的主体，  
配以测力仪、机架、滚动摩擦油缸 II、位移传感  
器、砝码、液压补油系统和液压辅助回路，组成完  
整的液压式力标准机；本发明工作精度高，油缸  
的结构和制造工艺简化；工作过程中能有效控制  
加载时间，无需高压液压泵，也没有压力和流量脉  
动现象，流量控制精确、稳定，还可通过控制柱塞  
的精确位移，实现最小稳定流量需求，维持系统工  
作压力稳定、准确。



1. 一种滚动摩擦油缸液压式力标准机,其特征在于由测力仪(1)、滚动摩擦油缸I(2)、机架(3)、滚动摩擦油缸II(4)、位移传感器(5)、砝码(6)、液压补油系统和液压辅助回路组成,其中滚动摩擦油缸I(2)底部与机架(3)固接,测力仪(1)和工作台(29)置于滚动摩擦油缸I(2)顶部,砝码(6)置于滚动摩擦油缸II(4)顶部,位移传感器(5)固接于滚动摩擦油缸II(4)一侧;液压辅助回路中的油箱(22)分别经油管与滚动摩擦油缸I(2)的泄油口(46)和滚动摩擦油缸II(4)的泄油口连接;滚动摩擦油缸I(2)中的泄油口(46)、进油口(45)与滚动摩擦油缸II(4)中的泄油口、进油口,经油管连接形成回路;滚动摩擦油缸I(2)与滚动摩擦油缸II(4)形成一连通器;液压辅助回路中的液控单向阀组II(20)经截止阀(27)与滚动摩擦油缸I(2)中的进油口(45)和滚动摩擦油缸II(4)中的进油口之间的油管连接;液压补油系统中的柱塞缸I(9)和柱塞缸II(16)的油腔,分别与液压辅助回路中的压力传感器II(8)和压力传感器I(7)连接。

2. 按权利要求1所述的滚动摩擦油缸液压式力标准机,其特征在于所述的滚动摩擦油缸I(2)由缸筒、导轨连接件(30)、导轨(32)、滑块(33)、滑块连接件(35)、柱塞(37)、短圆筒形构件(38)、密封圈I(39)、缸盖(41)、密封圈II(42)、螺钉V(43)、进油口(45)和泄油口(46)组成,其中缸筒由2-8个内径相同的短圆筒形构件(38)叠置构成,每两个与短圆筒形构件(38)相同的短圆筒形构件的端面之间,置有与密封圈I(39)相同的密封圈,并经与螺钉IV(40)相同的螺钉连接;滚动摩擦油缸I(2)两端分别安装形式相同的直线滚动导轨,其中一端的滑块(33)与柱塞(37)上端的滑块连接件(35)固接,导轨(32)与缸筒端部的导轨连接件(30)固接,另一端的滑块、柱塞(37)下端的滑块连接件、导轨和导轨连接件的连接方式与之相同;滚动摩擦油缸I(2)底部加装缸盖(41),经螺钉V(43)与缸筒固接,除进油口(45)与外界连通外,由密封圈II(42)密封,形成油缸的工作油腔;滚动摩擦油缸I(2)一侧设有泄油口(46),经油管与液压辅助回路中的油箱(22)连接;滚动摩擦油缸I(2)与滚动摩擦油缸II(4)形成一连通器。

3. 按权利要求1所述的滚动摩擦油缸液压式力标准机,其特征在于所述的液压补油系统由柱塞缸I(9)、限位开关I(10)、限位开关II(11)、伺服电机I(12)、伺服电机II(13)、限位开关III(14)、限位开关IV(15)和柱塞缸II(16)组成,其中柱塞缸I(9)和柱塞缸II(16)差动连接,柱塞缸I(9)由伺服电机I(12)驱动控制,柱塞缸II(16)由伺服电机II(13)驱动控制;柱塞缸I(9)的行程端点由限位开关I(10)和限位开关II(11)确定,柱塞缸II(16)的行程端点由限位开关III(14)、限位开关IV(15)确定。

4. 按权利要求1所述的滚动摩擦油缸液压式力标准机,其特征在于所述的液压辅助回路由压力传感器I(7)、压力传感器II(8)、液控单向阀组I(17)、单向阀I(18)、单向阀II(19)、液控单向阀组II(20)、压力表(21)、油箱(22)、补油液压泵(23)、比例溢流阀(24)、三位换向阀(25)、两位换向阀(26)、和截止阀(27)组成,其中液压补油系统中的柱塞缸II(16)经液控单向阀组I(17)和截止阀(27),与滚动摩擦油缸I(2)和滚动摩擦油缸II(4)形成的连通器连接,柱塞缸II(16)还经单向阀I(18)、两位换向阀(26)与补油液压泵(23)连接;液压补油系统中的柱塞缸I(9)经液控单向阀组II(20)与滚动摩擦油缸I(2)和滚动摩擦油缸II(4)形成的连通器连接,柱塞缸I(9)还经单向阀II(19)、两位换向阀(26)与补油液压泵(23)连接;补油液压泵(23)设有压力表(21);三位换向阀(25)的A口与液控单向阀组I(17)的控制口连接,三位换向阀(25)的B口与液控单向阀组II(20)的控制口

连接,三位换向阀(25)的P口与补油液压泵(23)连接,补油液压泵(23)的出油口与比例溢流阀(24)连接;补油液压泵(23)的入油口与油箱(22)连接;液压补油系统中的柱塞缸I(9)和柱塞缸II(16)的油腔,分别与压力传感器II(8)和压力传感器I(7)连接。

5. 按权利要求4所述的滚动摩擦油缸液压式力标准机,其特征在于当工作系统的工作压力低时,可取消液压辅助回路中的补油液压泵(23),并以液控单向阀I(47)代替液控单向阀组I(17),以液控单向阀II(48)代替液控单向阀组II(20),将单向阀I(18)和单向阀II(19)的输入端直接与油箱(22)连接。

## 滚动摩擦油缸液压式力标准机

### 技术领域

[0001] 本发明属机械工程技术领域,具体涉及一种以滚动摩擦油缸核心的应用于力值计量检定的液压式力标准机。

### 背景技术

[0002] 液压传动系统中以输出推力和速度为目的柱塞式液压油缸应用广泛。在试验机、机床等应用领域,为了减小摩擦力,提高工作效率,许多情况下采用间隙密封方式。间隙密封的液压油缸,缸筒和活塞或者柱塞之间有一很小的间隙,用以形成润滑油膜,起到减摩、降磨的作用。由于间隙较大时泄漏量大,无法建立工作压力,必须提高油缸的加工制作精度。但是由于缸筒和活塞或者柱塞之间依然为滑动摩擦,仍然会有较大的摩擦力存在。为了保证工作精度,油缸的活塞或者柱塞运动必须最大限度地减小摩擦力的作用。为此,传统的做法是在精细制作油缸的基础上,采取减摩措施。油缸精细制作的方法包括良好的热处理、柱塞和缸筒配对研磨等;减摩的措施包括缸筒相对于柱塞作旋转运动,以便在柱塞与缸筒之间的缝隙中形成动压油膜。减摩的措施还包括采用静压润滑技术,在柱塞与缸筒之间的缝隙中形成静压油膜。所有这些措施和方法都存在加工制造困难、周期长、成本过高、效果不明显等缺点。

[0003] 以间隙密封的液压油缸为工作油缸的一种精密设备——液压式力标准机广泛应用于力值计量检测领域。它特别适合于对科研、生产和应用中的较大负荷的测力传感器、称重传感器以及各种测力仪进行检定、标定和校准。今天,大负荷的测力仪的需求越来越多,负荷能力也越来越大,例如有 60MN 的测力传感器。

[0004] 已有的大规格力标准机一般是液压式的,即利用帕斯卡原理工作,通过一个由大、小油缸组成的连通器,将作用于小油缸上较小的砝码重力经液压放大后,由大油缸施加于被检定的测力仪上。这里的大、小油缸为了减小摩擦力,提高力值精度,通常采用间隙密封方式。由于间隙密封的缘故,机器工作时会有工作介质的泄漏。为了建立和维持系统的精确工作压力,需要由液压系统准确补偿泄漏。通常的补油液压系统,由于液压泵的压力和流量存在难以避免的脉动现象,使得系统压力稳定性变差,由大油缸施加于被检定的测力仪上的作用力必然随之变化,力值精度降低。此外,液压补油系统的流量控制,受流量控制阀的性能限制,最小稳定流量不能无限度减小,使得补充的液压油流量与泄漏的液体流量完全相等比较困难。

### 发明内容

[0005] 本发明的目的在于提供一种工作精度高,油缸的结构和制造工艺简化,还可通过控制柱塞的精确位移,实现最小稳定流量需求,维持系统工作压力稳定、准确的滚动摩擦油缸液压式力标准机。

[0006] 本发明由测力仪 1、滚动摩擦油缸 I 2、机架 3、滚动摩擦油缸 II 4、位移传感器 5、砝码 6、液压补油系统和液压辅助回路组成,其中滚动摩擦油缸 I 2 底部与机架 3 固接,测力

仪 1 和工作台 29 置于滚动摩擦油缸 I 2 顶部, 砝码 6 置于滚动摩擦油缸 II 4 顶部, 位移传感器 5 固接于滚动摩擦油缸 II 4 一侧; 液压辅助回路中的油箱 22 分别经油管与滚动摩擦油缸 I 2 的泄油口 46 和滚动摩擦油缸 II 4 的泄油口连接; 滚动摩擦油缸 I 2 中的泄油口 46、进油口 45 与滚动摩擦油缸 II 4 中的泄油口、进油口, 经油管连接形成回路; 滚动摩擦油缸 I 2 与滚动摩擦油缸 II 4 形成一连通器; 液压辅助回路中的液控单向阀组 II 20 经截止阀 27 与滚动摩擦油缸 I 2 中的进油口 45 和滚动摩擦油缸 II 4 中的进油口之间的油管连接; 液压补油系统中的柱塞缸 I 9 和柱塞缸 II 16 的油腔, 分别与液压辅助回路中的压力传感器 II8 和压力传感器 I 7 连接。

[0007] 滚动摩擦油缸 I 2 由缸筒、导轨连接件 30、导轨 32、滑块 33、滑块连接件 35、柱塞 37、短圆筒形构件 38、密封圈 I 39、缸盖 41、密封圈 II 42、螺钉 V 43、进油口 45 和泄油口 46 组成, 其中缸筒由 2~8 个内径相同的短圆筒形构件 38 叠置构成, 每两个与短圆筒形构件 38 相同的短圆筒形构件的端面之间, 置有与密封圈 I 39 相同的密封圈, 并经与螺钉 IV40 相同的螺钉连接; 滚动摩擦油缸 I 2 两端分别安装形式相同的直线滚动导轨, 其中一端的滑块 33 与柱塞 37 上端的滑块连接件 35 固接, 导轨 32 与缸筒端部的导轨连接件 30 固接, 另一端的滑块、柱塞 37 下端的滑块连接件、导轨和导轨连接件的连接方式与之相同; 滚动摩擦油缸 I 2 底部加装缸盖 41, 经螺钉 V43 与缸筒固接, 除进油口 45 与外界连通外, 由密封圈 II42 密封, 形成油缸的工作油腔; 滚动摩擦油缸 I 2 一侧设有泄油口 46, 经油管与液压辅助回路中的油箱 22 连接; 滚动摩擦油缸 I 2 与滚动摩擦油缸 II 4 形成一连通器。

[0008] 液压补油系统由柱塞缸 I 9、限位开关 I 10、限位开关 II 11、伺服电机 I 12、伺服电机 II 13、限位开关 III14、限位开关 IV15 和柱塞缸 II 16 组成, 其中柱塞缸 I 9 和柱塞缸 II 16 差动连接, 柱塞缸 I 9 由伺服电机 I 12 驱动控制, 柱塞缸 II 16 由伺服电机 II 13 驱动控制; 柱塞缸 I 9 的行程端点由限位开关 I 10 和限位开关 II 11 确定, 柱塞缸 II 16 的行程端点由限位开关 III14、限位开关 IV15 确定。

[0009] 液压辅助回路由压力传感器 I 7、压力传感器 II 8、液控单向阀组 I 17、单向阀 I18、单向阀 II 19、液控单向阀组 II 20、压力表 21、油箱 22、补油液压泵 23、比例溢流阀 24、三位换向阀 25、两位换向阀 26、和截止阀 27 组成, 其中液压补油系统中的柱塞缸 II 16 经液控单向阀组 I 17 和截止阀 27, 与滚动摩擦油缸 I 2 和滚动摩擦油缸 II 4 形成的连通器连接, 柱塞缸 II 16 还经单向阀 I18、两位换向阀 26 与补油液压泵 23 连接; 液压补油系统中的柱塞缸 I 9 经液控单向阀组 II 20 与滚动摩擦油缸 I 2 和滚动摩擦油缸 II 4 形成的连通器连接, 柱塞缸 I 9 还经单向阀 II 19、两位换向阀 26 与补油液压泵 23 连接; 补油液压泵 23 设有压力表 21; 三位换向阀 25 的 A 口与液控单向阀组 I 17 的控制口连接, 三位换向阀 25 的 B 口与液控单向阀组 II 20 的控制口连接, 三位换向阀 25 的 P 口与补油液压泵 23 连接, 补油液压泵 23 的出油口与比例溢流阀 24 连接; 补油液压泵 23 的入油口与油箱 22 连接; 液压补油系统中的柱塞缸 I 9 和柱塞缸 II 16 的油腔, 分别与压力传感器 II8 和压力传感器 I 7 连接。

[0010] 当工作系统的工作压力低时, 可取消液压辅助回路中的补油液压泵 23, 并以液控单向阀 I 47 代替液控单向阀组 I 17, 以液控单向阀 II 48 代替液控单向阀组 II 20, 将单向阀 I18 和单向阀 II 19 的输入端直接与油箱 22 连接。

[0011] 下面结合附图, 对滚动摩擦油缸液压式力标准机进行详细说明:

[0012] 1、系统结构组成的详细说明

[0013] 作直线运动的滚动摩擦油缸的结构组成如图 2 所示。由 2~8 个内径相同的短圆筒形构件 38，以圆心和端面定位，叠置构成一个长圆筒形实体，做为滚动摩擦油缸的缸筒。两个短圆筒形构件 38 的端面通过螺钉 IV40 对接在一起，短圆筒形构件 38 端面之间加装密封圈 I 39。

[0014] 圆柱形柱塞 37 装入长圆筒形缸筒的内孔中，缸筒和柱塞 37 构成液压缸的主体。在液压缸的主体两端部位，分别安装直线运动滚动摩擦副（图中为直线导轨）部件。其中滚动摩擦副的动件（图中为滚动导轨的滑块 33）用螺钉 I31 固定在滑块连接件 35 上，再通过滑块连接件 35 用螺钉 III36 与柱塞 37 端部固接。滚动摩擦副的静件（图中为滚动导轨 32）通过导轨连接件 30 用螺钉 II 34 与缸筒固接。直线运动滚动摩擦副部件的装配，须保证柱塞 37 与缸筒之间周边留有间隙  $\delta$ 。然后在油缸主体的一端加装缸盖 41，使其与缸筒通过螺钉 V43 固接，除留有进油口 45 外，与外界通过密封圈 II 42 密封，形成油缸的工作油腔。油缸主体的另一端留有泄油口 46，与油箱 22 连接，从而构成了完整的滚动摩擦柱塞式液压油缸。

[0015] 通过 2~8 个内径相同的短圆筒形构件 38，以圆心和端面定位，叠置构成长圆筒形缸筒，目的是提高制造精度，使制造工艺尽量简单。短圆筒形构件 38 的内径可以通过与已经加工好的柱塞 37 的外径配磨保证配合间隙  $\delta$ ，并使  $\delta$  尽可能小。装配时首先将直线运动滚动摩擦副部件连同导轨连接件 30 和滑块连接件 35 一起装配成组件，然后再将柱塞 37 与滑块连接件 35 连接，接下来逐次装配短圆筒形构件 38，并用塞尺或者其它仪器检查柱塞 37 的外圆表面与缸筒的配合间隙。全部短圆筒形构件 38 装配完毕后，再装配另一端的直线运动滚动摩擦副部件。直至安装好缸盖 41。

[0016] 根据帕斯卡原理，运用滚动摩擦油缸 I 2 和滚动摩擦油缸 II 4 形成一连通器，构成液压式力标准机的主体，配以测力仪 1、机架 3、位移传感器 5、砝码 6、液压补油系统和液压辅助回路，组成完整的液压式力标准机，其中柱塞面积较小的滚动摩擦油缸 II 4，工作时其柱塞上施加专用砝码 6，其对柱塞的作用力设为  $F_1$ 。滚动摩擦油缸 I 2 对被施加作用力的试件（例如测力仪 1）施加作用力  $F_2$ 。设面积比为  $i$ ，则在满足帕斯卡原理的条件下，有

$$F_2 = F_1 * i \quad (1)$$

[0018] 本发明设计的液压控制系统包括液压补油系统和液压辅助回路，其主体是两个差动连接的柱塞缸 I 9、柱塞缸 II 16 构成的专用补油液压泵，用以使连通器形成工作压力，并补充滚动摩擦油缸 I 2 和滚动摩擦油缸 II 4 由于间隙  $\delta$  而产生的泄漏，维持系统工作压力。工作时，柱塞缸 I 9、柱塞缸 II 16 交替作直线运动，柱塞缸 I 9 由伺服电机 I 12 驱动控制，柱塞缸 II 16 由伺服电机 II 13 驱动控制。通常当一个柱塞缸给连通器提供压力油时，另一个则给自身补充油液。柱塞缸 II 16 通过液控单向阀组 I 17 与连通器连接，通过单向阀 I18 经两位换向阀 26 与补油液压泵 23 连接，柱塞缸 I 9 通过液控单向阀组 II 20 与连通器连接，通过单向阀 II 19 经两位换向阀 26 与补油液压泵 23 连接。三位换向阀 25 的 A 口与液控单向阀组 I 17 的控制口连接，B 口与液控单向阀组 II 20 的控制口连接，P 口与补油液压泵 23 连接，补油液压泵 23 的出油口与比例溢流阀 24 连接。

[0019] 为了控制需要，柱塞缸 I 9 和柱塞缸 II 16 的油腔分别接压力传感器 II 8 和压力传感器 I 7。

[0020] 柱塞缸 I 9 和柱塞缸 II 16 可采用柱塞面积相同的两油缸,也可采用柱塞面积一大一小的两油缸。若采用一大一小两个柱塞缸,则电机控制范围应足够一级载荷,大油缸用于粗调,大油缸工作时,小油缸自身补油。在液压式力标准机加码时,小油缸补偿泄露,大油缸完成自身补油。

[0021] 对于工作压力较低的工作系统,也可以采用图 5 所示的液压系统,即取消补油液压泵 23 的补油系统,并以液控单向阀 I 47 代替液控单向阀组 I 17,以液控单向阀 II 48 代替液控单向阀组 II 20,将单向阀 I 18 和单向阀 II 19 的输入端直接接入油箱 I 22。

[0022] 以上两种系统中,在压力波动要求较低、泄漏较小的情况下,均可以采用单个电机驱动系统,即机械结构上使两个柱塞缸在一套伺服电机驱动下实现差动运动。

## [0023] 2. 系统的工作原理

[0024] 如图 1,在安装好被检定测力仪 1,选择并施加专用砝码 6 至滚动摩擦油缸 II 4 的柱塞上,液压系统油路内均充满工作介质(液压油)的情况下,打开截止阀 27,开启伺服电机驱动系统,使柱塞缸 I 9、柱塞缸 II 16 的柱塞作直线运动(设首先柱塞缸 II 16 向左运动),柱塞缸 II 16 的柱塞压缩工作介质,通过液控单向阀组 I 17、已经开启了的截止阀 27 给连通器提供压力油。当连通器内建立起压力后,滚动摩擦油缸 II 4 的柱塞和滚动摩擦油缸 I 2 的柱塞向上移动,直至滚动摩擦油缸 II 4 的柱塞向上移动至预设高度位置。同时滚动摩擦油缸 I 2 的柱塞向上移动使测力仪 1 与机架 3 上横梁接触,并承受作用力。滚动摩擦油缸 II 4 的柱塞高度位置由非接触位移传感器 5 检测。随后,伺服电机驱动系统继续工作,补偿滚动摩擦油缸 II 4 和滚动摩擦油缸 I 2 构成的连通器的泄漏  $Q_L$ ,维持系统工作压力。设柱塞缸 II 16 的柱塞面积为  $A_1$ ,移动速度为  $V_1$ ,则有

$$[0025] Q_L = A_1 * V_1 \quad (2)$$

[0026] 或者

$$[0027] V_1 = Q_L / A_1 \quad (3)$$

[0028] 即选择合适的运动速度  $V_1$ ,即可以补偿泄漏  $Q_L$ ,保持滚动摩擦油缸 II 4 的柱塞的预设高度位置不变,维持系统工作压力。

[0029] 柱塞缸 II 16 的柱塞作直线运动,通过液控单向阀组 I 17 压缩工作介质,液控单向阀组 I 17 的开启由三位换向阀 25 控制,即三位换向阀 25 的电磁驱动元件 DT1 工作。

[0030] 在柱塞缸 II 16 的柱塞作直线运动维持系统工作压力的同时,通过两位换向阀 26 经单向阀 II 19,补油液压泵 23 可以对柱塞缸 I 9 补充工作介质,此时伺服电机驱动系统带动柱塞缸 I 9 的柱塞向右运动,直至行程端点。行程端点由限位开关 I 10、限位开关 II 11 控制。为了使系统工作稳定,在柱塞缸 I 9 补充工作介质结束后,可以启动伺服电机驱动系统带动柱塞向左运动,对油腔内的补充工作介质进行压力调节,使其压力(设为  $p_1$ )接近于连通器内工作介质的压力(设为  $p$ ),使  $p_1$  略小于  $p$ 。 $p$  和  $p_1$  分别由压力传感器 I 7、压力传感器 II 8 检测。

[0031] 当柱塞缸 II 16 的柱塞运动至由限位开关 III 14、限位开关 IV 15 确定的行程端点时,柱塞缸 I 9 的伺服驱动系统启动,接续柱塞缸 II 16 的柱塞工作,继续维持系统工作压力。此后可以启动柱塞缸 II 16 的补充工作介质的工作,过程与上述柱塞缸 I 9 的补充工作介质的工作相同。

[0032] 采用液控单向阀组旨在确保单向阀处于开启状态时无阻力。

[0033] 为了提高工作效率,系统工作压力建立的初始阶段可以由补油液压泵 23 直接对连通器供油,此时断开两位换向阀 DT3 的导电状态,接通三位换向阀 DT1 或者 DT2 均可以实现。

[0034] 对于根据如图 5 所示的液压原理工作的系统,与上述工作过程基本相同,只是不能实现在系统工作压力建立的初始阶段,由补油液压泵 23 直接对连通器供油。同时由于油箱 22 内液体相对压力为零,柱塞缸 I 9、柱塞缸 II 16 补充的工作介质压力也为零,欲使其压力接近于连通器内的压力需要消耗较大的柱塞缸容积。

[0035] 对于单电机工作的系统,与上述工作过程的不同点是在柱塞缸 I 9 或者柱塞缸 II 16 的任一个对连通器供油的同时,另一个由油箱 22 补充油液。当对连通器供油的柱塞缸运动至行程终点时,电动机需反向工作,带动另一个柱塞缸对连通器供油。由于补充的油液压低,因而建立工作压力需要的时间较长,同时需要消耗较大的柱塞缸容积。

[0036] 3、滚动摩擦油缸柱塞受力分析与滚动直线导轨计算

[0037] 设滚动摩擦油缸柱塞与缸筒作用简化静力学模型如图 6。略去液体阻力、忽略柱塞面积变化,设柱塞与缸筒滚动体接触,所受正压力  $N_{21}$ 、 $N_{22}$ ,摩擦力  $f_1$ 、 $f_2$ ,砝码对柱塞施加的作用力为  $P$  为理论作用力,柱塞面积  $A_2$ ,液压作用力  $pA_2$ 。设柱塞几何中心线与铅垂线平行,根据静力平衡原理和库仑定律建立柱塞受力方程

$$[0038] pA_2 = P - f_1 - f_2 \quad (4)$$

$$[0039] N_{22} = N_{21} \quad (5)$$

$$[0040] f_1 = f_2 = f = N_{21} \cdot \mu_1 \quad (6)$$

[0041] 其中  $\mu_1$  为滚动摩擦系数。于是由于摩擦引起的力值误差

$$[0042] \delta P = 2f \quad (7)$$

[0043] 可见,当摩擦系数  $\mu_1$  很小时,由于摩擦引起的力值误差将会很小。

[0044] 直线导轨所受正压力  $N_{21}$ ,即施加于柱塞上的液体压力和砝码重力引起的侧向力,其大小与机械加工和装配使用的几何精度有关。由于几何偏差的原因,正压力不可避免。因此摩擦引起的力值误差也不可避免。本发明中正压力由直线导轨承受,因此直线导轨的承载能力首先要满足承受正压力的需要。其次,直线导轨的刚度必须能满足在最大正压力的情况下,不会使间隙  $\delta$  (见图 4) 变为零。

[0045] 4、补油柱塞缸计算

[0046] 设滚动摩擦油缸 II 4 和滚动摩擦油缸 I 2 构成的连通器的泄漏量为  $Q_L$ ,柱塞缸 I 9、柱塞缸 II 16 为两个结构完全相同的部件,柱塞面积  $A_1$ ,保压时间  $T$ ,则补油柱塞缸的柱塞行程  $S$  应满足

$$[0047] S > T * Q_L / A_1 \quad (8)$$

[0048] 设最大工作压力  $p_{max}$ ,则结构承载能力应为油缸耐压大于  $p_{max}$ ,丝杠轴向承载能力  $P_1$  应满足

$$[0049] P_1 > p_{max} * A_1 \quad (9)$$

[0050] 设柱塞运动最大速度  $V_{max}$ ,则电动机功率  $P_m$  应满足

$$[0051] P_m > P_1 * V_{max} \quad (10)$$

[0052] 本发明的有益效果在于:

[0053] 1. 滚动摩擦油缸的柱塞与缸筒之间的接触是滚动摩擦,可大幅度减小摩擦力,提

高工作精度,同时简化油缸的结构;

[0054] 2. 简化制造工艺,由于滚动摩擦油缸的柱塞与缸筒之间不直接接触,因而无需为减小磨损而进行严格的热处理;避免传统液压油缸制造的复杂工艺过程,尤其是无需研磨过程。

[0055] 3. 通过伺服电机驱动的补油柱塞缸,可以对泄漏的工作介质实施补偿,并保持滚动摩擦油缸柱塞的垂直位置不变,有效控制加载时间;

[0056] 4. 无需高压液压泵,也没有压力和流量脉动现象。流量控制精确、稳定。可通过控制补油柱塞缸柱塞的精确位移,实现最小稳定流量需要,维持系统工作压力稳定、准确。

## 附图说明

[0057] 图 1 为滚动摩擦油缸液压式力标准机结构示意图

[0058] 图 2 为滚动摩擦油缸 I 主视图

[0059] 图 3 为滚动摩擦油缸 IK 向(拆去工作台 29)视图

[0060] 图 4 为滚动摩擦油缸 IA-A 视图

[0061] 图 5 为工作压力较低的工作系统液压原理图

[0062] 图 6 为滚动摩擦油缸 II 柱塞受力状态示意图

[0063] 其中:1. 测力仪 2. 滚动摩擦油缸 I 3. 机架 4. 滚动摩擦油缸 II 5. 位移传感器 6. 砝码 7. 压力传感器 I 8. 压力传感器 II 9. 柱塞缸 I 10. 限位开关 I 11. 限位开关 II 12. 伺服电机 I 13. 伺服电机 II 14. 限位开关 III 15. 限位开关 IV 16. 柱塞缸 II 17. 液控单向阀组 I 18. 单向阀 I 19. 单向阀 II 20. 液控单向阀组 II 21. 压力表 22. 油箱 23. 补油液压泵 24. 比例溢流阀 25. 三位换向阀 26. 两位换向阀 27. 截止阀 29. 工作台 30. 导轨连接件 31. 螺钉 I 32. 导轨 33. 滑块 34. 螺钉 II 35. 滑块连接件 36. 螺钉 III 37. 38. 短圆筒形构件 39. 密封圈 I 40. 螺钉 IV 41. 缸盖 42. 密封圈 II 43. 螺钉 V 44. 螺钉 VI 45. 进油口 46. 泄油口 47. 液控单向阀 I 48. 液控单向阀 II

## 具体实施方式

[0064] 实施例:

[0065] — 10MN 液压式力标准机,最高工作压力  $p_{max} = 62MPa$ ,设滚动摩擦油缸 I 2 柱塞直径  $D = 460mm$ ,缝隙长度  $L = 800mm$ ,滚动摩擦油缸 II 4 柱塞直径  $d = 20mm$ ,长度  $l = 200mm$ 。放大比  $i = 529$ 。选用液压油动力粘度  $\mu = 180 \times 10^{-4}$ ,按机械加工六级精度考虑,取滚动摩擦油缸 I 2 间隙  $\delta_1 = 0.04mm$ ,滚动摩擦油缸 II 4 间隙  $\delta_2 = 0.015mm$ 。根据偏心情况下的圆环缝隙液流公式

$$[0066] Q_L = \frac{\pi D \delta^3}{12 \mu L} \Delta P (1 + 1.5 \varepsilon^2) \pm \frac{u_0}{2} \pi d \delta$$

[0067] 其中  $\varepsilon = \frac{e}{\delta}$ ,  $e$  为偏心距,  $\Delta P$  为压力差,  $u_0$  为柱塞运动速度。

[0068] 计算滚动摩擦油缸 I 2 泄漏量最大值 ( $\varepsilon = 1$ ,忽略  $u_0$  的影响)

$$[0069] Q_{Lmax} = 2.5 \times \frac{\pi D \delta_1^3}{12 \mu L} p_{max} = 2.5 \times \frac{\pi \times 0.46 \times (0.04 \times 10^{-3})^3}{12 \times 180 \times 10^{-4} \times 0.8} \times 62 \times 10^6 \approx 2.64 \times 10^{-5} m^3 / s$$

[0070]  $Q_{L_{\max}} \approx 1.58L / \text{min}$

[0071] 计算滚动摩擦油缸 II 4 泄漏量最大值 ( $\varepsilon = 1$ , 忽略  $u_0$  的影响)

$$[0072] q_{L_{\max}} = 2.5 \times \frac{\pi d \delta_2^3}{12 \mu l} p_{\max} = 2.5 \times \frac{\pi \times 0.02 \times (0.015 \times 10^{-3})^3}{12 \times 180 \times 10^{-4} \times 0.2} \times 62 \times 10^6 \approx 0.024 \times 10^{-5} m^3 / s$$

[0073]  $q_{L_{\max}} \approx 0.0145L / \text{min}$

[0074] 设正压力  $N_{21}$  为额定负荷的 1%, 即  $N_{21} = 100\text{kN}$ , 滚动摩擦系数取  $\mu_1 = 0.002$ , 则摩擦力  $f = 200\text{N}$  由于摩擦力引起的压力误差

[0075]  $\delta P = 2f = 400\text{N}$

[0076] 最大相对误差的绝对值为

$$[0077] \frac{400}{100 \times 10^6} = 4 \times 10^{-6}$$

[0078] 假设不采用滚动摩擦, 而采用滑动摩擦, 即使是使柱塞旋转, 产生动压油膜, 摩擦系数一般不会小于 0.03, 则上述误差为  $6 \times 10^{-5}$ 。

[0079] 设计补油柱塞缸的柱塞直径取为  $d_1 = 70\text{mm}$ , 则  $A_1 = 3.8 \times 10^{-3}\text{m}^2$ , 丝杠轴向承载能力  $P_1$  应满足

[0080]  $P_1 > p_{\max} * A_1 = 236\text{kN}$

[0081] 设保压时间  $T = 60\text{s}$ , 则补油柱塞缸柱塞行程  $S$  应满足

[0082]  $S > T * Q_1 / A_1 = 60 \times 2.9 \times 10^{-5} / (3.8 \times 10^{-3}) = 0.45\text{m}$

[0083] 取  $S = 500\text{mm}$

[0084] 伺服电机功率应满足

[0085]  $P_m > p_{\max} * (Q_{L_{\max}} + q_{L_{\max}}) = 1.79\text{kW}$

[0086] 本发明中滚动摩擦油缸 I 2 底部与机架 3 固接, 测力仪 1 和工作台 29 置于滚动摩擦油缸 I 2 顶部, 砝码 6 置于滚动摩擦油缸 II 4 顶部, 位移传感器 5 固接于滚动摩擦油缸 II 4 一侧; 液压辅助回路中的油箱 22 分别经油管与滚动摩擦油缸 I 2 的泄油口 46 和滚动摩擦油缸 II 4 的泄油口连接; 滚动摩擦油缸 I 2 中的泄油口 46、进油口 45 与滚动摩擦油缸 II 4 中的泄油口、进油口, 经油管连接形成回路; 滚动摩擦油缸 I 2 与滚动摩擦油缸 II 4 形成一连通器; 液压辅助回路中的液控单向阀组 II 20 经截止阀 27 与滚动摩擦油缸 I 2 中的进油口 45 和滚动摩擦油缸 II 4 中的进油口之间的油管连接; 液压补油系统中的柱塞缸 I 9 和柱塞缸 II 16 的油腔, 分别与液压辅助回路中的压力传感器 II 8 和压力传感器 I 7 连接。

[0087] 滚动摩擦油缸 I 2 按图 2 装配:

[0088] 缸筒由 2-8 个内径相同的短圆筒形构件 38 叠置构成, 每两个与短圆筒形构件 38 相同的短圆筒形构件的端面之间, 置有与密封圈 I 39 相同的密封圈, 并经与螺钉 IV40 相同的螺钉连接; 滚动摩擦油缸 I 2 两端分别安装形式相同的直线滚动导轨, 其中一端的滑块 33 与柱塞 37 上端的滑块连接件 35 固接, 导轨 32 与缸筒端部的导轨连接件 30 固接, 另一端的滑块、柱塞 37 下端的滑块连接件、导轨和导轨连接件的连接方式与之相同; 滚动摩擦油缸 I 2 底部加装缸盖 41, 经螺钉 V43 与缸筒固接, 除进油口 45 与外界连通外, 由密封圈 II 42 密封, 形成油缸的工作油腔; 滚动摩擦油缸 I 2 一侧设有泄油口 46, 经油管与液压辅助回路中的油箱 22 连接; 滚动摩擦油缸 I 2 与滚动摩擦油缸 II 4 形成一连通器。

[0089] 液压补油系统和液压辅助回路按图 1 连接：

[0090] 液压补油系统由柱塞缸 I 9、限位开关 I 10、限位开关 II 11、伺服电机 I 12、伺服电机 II 13、限位开关 III14、限位开关 IV15 和柱塞缸 II 16 组成，其中柱塞缸 I 9 和柱塞缸 II 16 差动连接，柱塞缸 I 9 由伺服电机 I 12 驱动控制，柱塞缸 II 16 由伺服电机 II 13 驱动控制；柱塞缸 I 9 的行程端点由限位开关 I 10 和限位开关 II 11 确定，柱塞缸 II 16 的行程端点由限位开关 III14、限位开关 IV15 确定。

[0091] 液压辅助回路由压力传感器 I 7、压力传感器 II 8、液控单向阀组 I 17、单向阀 I 18、单向阀 II 19、液控单向阀组 II 20、压力表 21、油箱 22、补油液压泵 23、比例溢流阀 24、三位换向阀 25、两位换向阀 26、和截止阀 27 组成，其中液压补油系统中的柱塞缸 II 16 经液控单向阀组 I 17 和截止阀 27，与滚动摩擦油缸 I 2 和滚动摩擦油缸 II 4 形成的连通器连接，柱塞缸 II 16 还经单向阀 I 18、两位换向阀 26 与补油液压泵 23 连接；液压补油系统中的柱塞缸 I 9 经液控单向阀组 II 20 与滚动摩擦油缸 I 2 和滚动摩擦油缸 II 4 形成的连通器连接，柱塞缸 I 9 还经单向阀 II 19、两位换向阀 26 与补油液压泵 23 连接；补油液压泵 23 设有压力表 21；三位换向阀 25 的 A 口与液控单向阀组 I 17 的控制口连接，三位换向阀 25 的 B 口与液控单向阀组 II 20 的控制口连接，三位换向阀 25 的 P 口与补油液压泵 23 连接，补油液压泵 23 的出油口与比例溢流阀 24 连接；补油液压泵 23 的入油口与油箱 22 连接；液压补油系统中的柱塞缸 I 9 和柱塞缸 II 16 的油腔，分别与压力传感器 II8 和压力传感器 I 7 连接。

[0092] 当工作系统的工作压力低时，可取消液压辅助回路中的补油液压泵 23，并以液控单向阀 I 47 代替液控单向阀组 I 17，以液控单向阀 II 48 代替液控单向阀组 II 20，将单向阀 I 18 和单向阀 II 19 的输入端直接与油箱 22 连接。

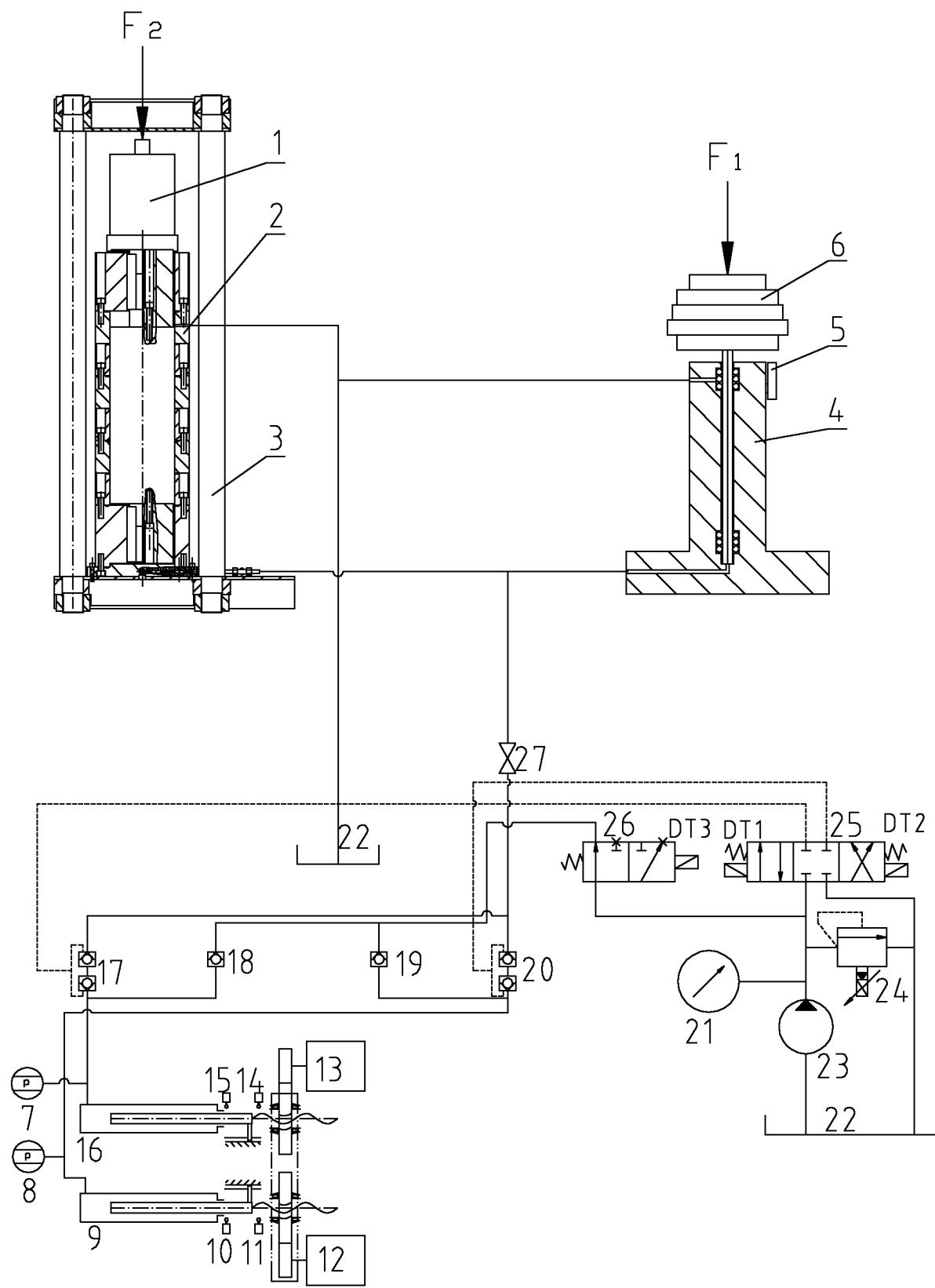


图 1

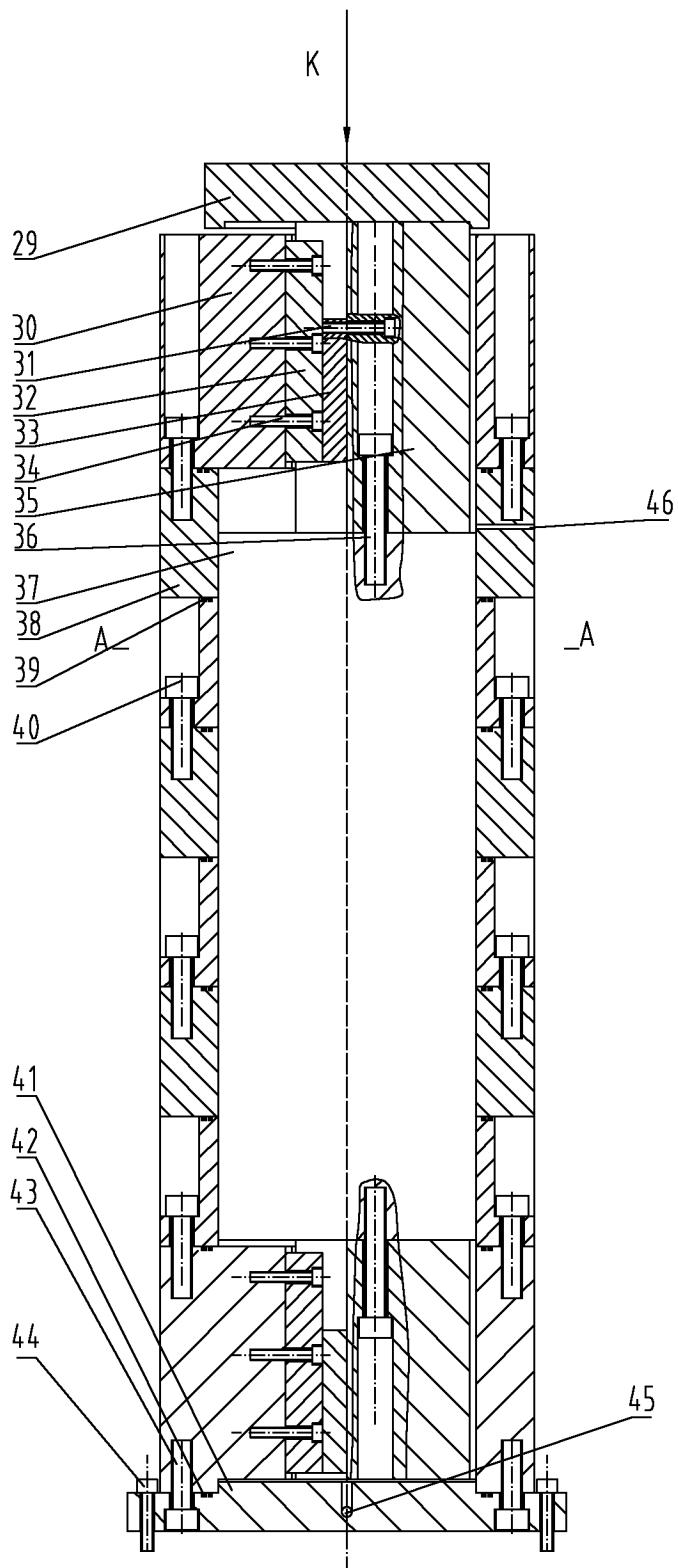


图 2

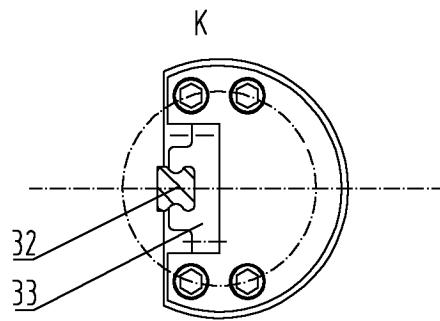


图 3

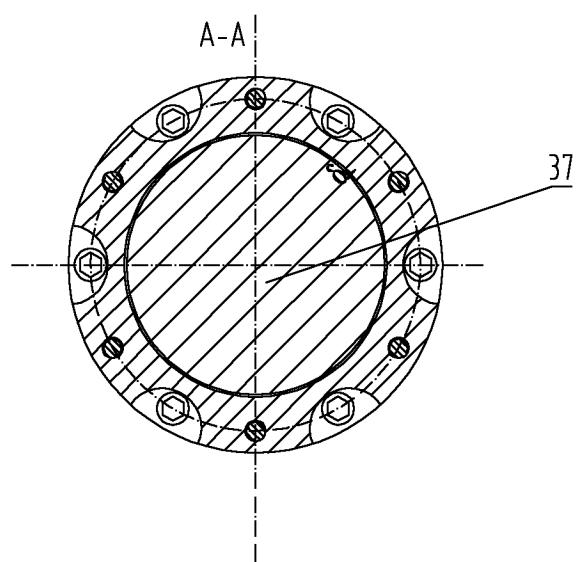


图 4

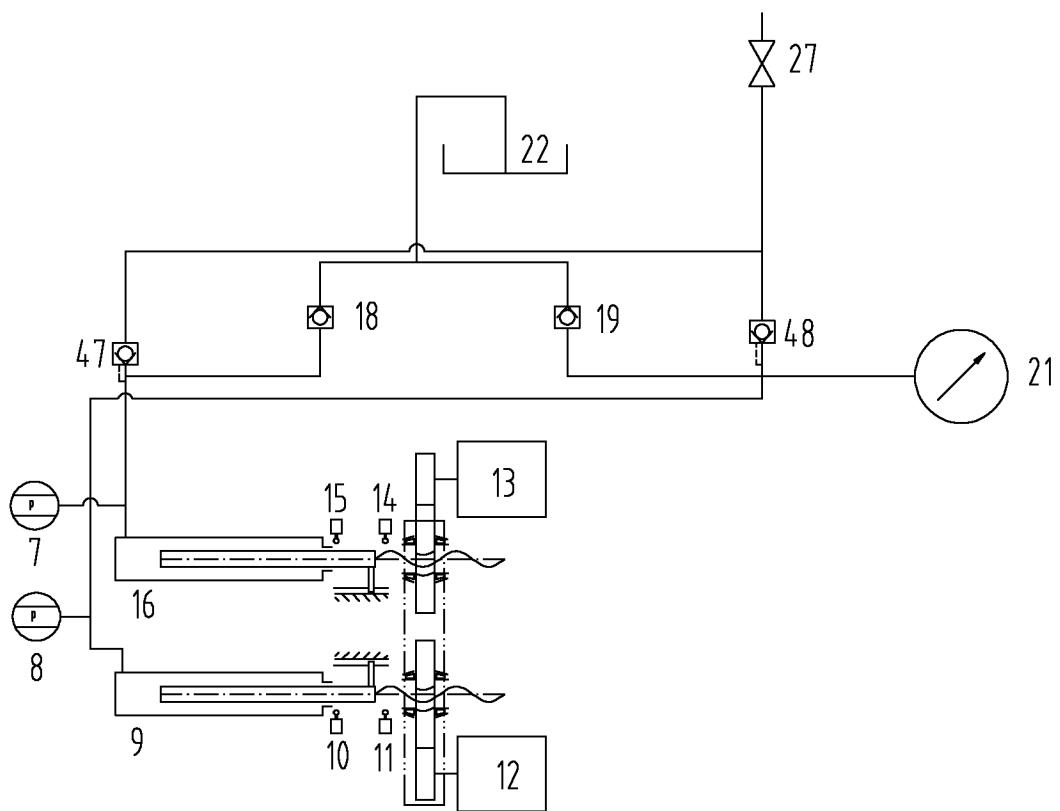


图 5

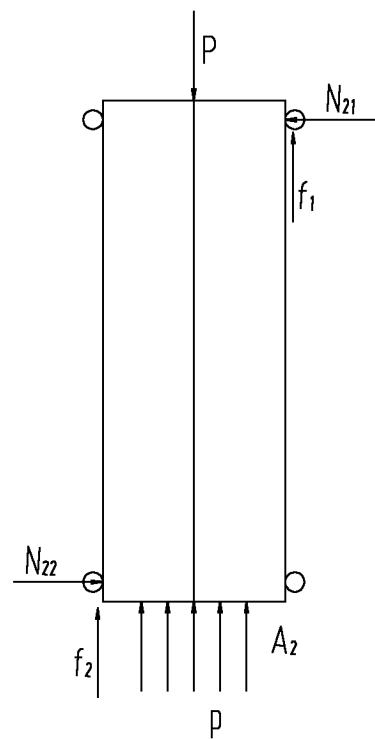


图 6