(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104185740 B
(45)授权公告日 2017.03.08

(21)申请号 201280071187.3

(22)申请日 2012.02.09

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 104185740 A

(43)申请公布日 2014.12.03

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2014.09.05

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/US2012/024547 2012.02.09

(87)PCT国际申请的公布数据
WO2013/119240 EN 2013.08.15

(73)专利权人 莫戈公司
地址 美国纽约

(72)发明人 J·科普

(74)专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所 11038
代理人 刘志强

(51)Int.Cl.
F15B 13/044(2006.01)

(56)对比文件
FR 1409269 A,1965.08.27,说明书第1页右栏倒数第5行-第3页左栏第23行、附图1-3.
FR 2281533 A1,1976.04.09,说明书第1页倒数第2行-第2页第23行、附图1-3.
US 4742322 A,1988.05.03,全文.
US 6199588 B1,2001.03.13,全文.
US 6000678 A,2000.12.14,全文.

审查员 韩兰兰

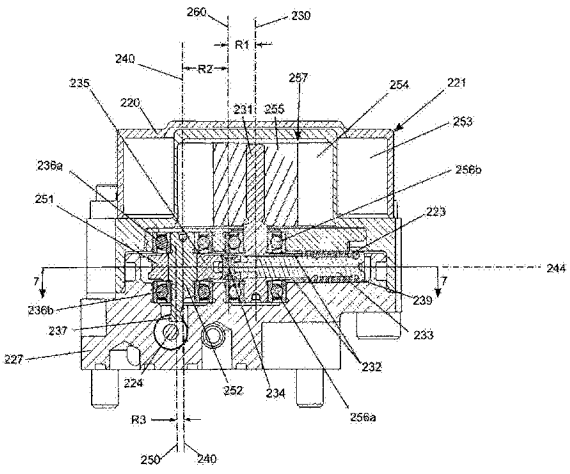
权利要求书3页 说明书10页 附图16页

(54)发明名称

电动液压伺服阀

(57)摘要

一种阀(210),包括:马达(221),其具有围绕着马达轴线(230)取向的输出轴(231);液压阀,其具有构成且布置成从第一位置向第二位置运动的驱动阀柱(224);在所述输出轴(231)和所述驱动阀柱(224)之间的机械联动件(222),其具有与所述输出轴(231)机械相连的套筒(232);杆轴(233),其构成用于在与所述马达轴线大体上垂直的方向上滑动接合;通过枢轴接头(234)与所述杆轴(233)连接的连杆(235);驱动轴(252),其与所述连杆(235)连接并且围绕着驱动轴线转动,所述驱动轴(252)具有端部,用于接合所述阀筒(224)并且向其施加力;以及弹簧(223),用于在所述杆轴(233)和所述套筒(232)之间提供偏压,从而在所述马达轴线和所述枢轴接头之间的距离乘以在所述驱动轴线和所施加的力之间的距离小于在所述驱动轴线和所述枢轴接头之间的距离。



CN 104185740 B

1.一种电动液压阀，包括：

旋转电动马达，其具有围绕着马达轴线取向的输出轴；

液压阀，其具有构成且布置成相对于阀筒从第一位置运动到第二位置的阀驱动阀柱；

在所述输出轴和所述阀驱动阀柱之间的机械联动件；

所述机械联动件包括：

与所述输出轴机械连接的套筒；

杆轴，其被构成且布置用于在与所述马达轴线大体上垂直的方向上相对于所述套筒滑动接合；

通过枢轴接头与所述杆轴连接的连杆；

驱动轴，其与所述连杆连接并且构成且布置成围绕着驱动轴线转动，

所述驱动轴具有端部，所述端部被构成且布置成接合所述阀驱动阀柱并且向所述阀驱动阀柱施加力；以及

弹簧，所述弹簧被构成且布置成在所述杆轴和所述套筒之间提供偏压，

所述机械联动件被构成并且布置使得在所述马达轴线和所述枢轴接头之间的距离乘以在所述驱动轴线和所施加的力之间的距离小于在所述驱动轴线和所述枢轴接头之间的距离，以及

其中所述旋转电动马达的转动使得所述阀驱动阀柱从所述第一位置运动到所述第二位置。

2.如权利要求1所述的电动液压阀，其中所述旋转电动马达从力矩马达、环形马达或固态促动器中选择。

3.如权利要求1所述的电动液压阀，其中所述第一位置为闭合位置，并且所述第二位置为打开位置。

4.如权利要求1所述的电动液压阀，其中所述端部为衬套。

5.如权利要求1所述的电动液压阀，其中所述驱动轴被支撑在轴承中。

6.如权利要求1所述的电动液压阀，其中所述弹簧被构成并且布置成相对于所述套筒推压所述杆轴以便减小在所述马达轴线和所述枢轴接头之间的距离。

7.如权利要求6所述的电动液压阀，其中所述弹簧被构成且布置成在所述阀驱动阀柱处于所述第一位置中时处于压缩状态中，并且在所述阀驱动阀柱处于所述第二位置中时处于压缩状态中。

8.如权利要求1所述的电动液压阀，其中所述弹簧被构成且布置成减小在所述机械联动件中的后冲。

9.如权利要求1所述的电动液压阀，其中所述驱动轴通过压缩接合与所述连杆连接，并且所述压缩接合可用定位螺钉调节。

10.一种电动液压阀，包括：

旋转促动器，其具有构造并布置成围绕着马达轴线旋转的输出轴；

液压阀，其具有阀驱动阀柱，所述阀驱动阀柱被构成且布置成相对于参考物从第一位置运动到第二位置；

在所述输出轴和所述阀驱动阀柱之间的机械联动件，

所述机械联动件包括：

与所述马达输出轴机械连接的第一连杆；

相对于所述参考物可围绕着驱动轴线转动的第二连杆，该第二连杆在第一机械接口处与所述第一连杆连接并且在第二机械接口处与所述阀驱动阀柱连接；

在所述马达轴线和所述第一连杆之间作用的偏压机构；

所述机械联动件被构成并且布置成使得在所述马达轴线和所述第一机械接口之间的距离乘以在所述驱动轴线和所述第二机械接口之间的距离小于在所述第一机械接口和所述驱动轴线之间的距离，

其中所述旋转促动器的促动使得所述阀驱动阀柱从所述第一位置运动到所述第二位置。

11.如权利要求10所述的电动液压阀，其中所述旋转促动器选自力矩马达、环形马达、固态马达或MEMS微阀控制的液压马达。

12.如权利要求10所述的电动液压阀，其中所述第一位置为闭合位置，并且所述第二位置为打开位置。

13.如权利要求10所述的电动液压阀，其中所述第一连杆通过滑动接合与所述马达输出轴机械连接。

14.如权利要求13所述的电动液压阀，其中所述滑动接合沿着与所述马达轴线大体上垂直的方向。

15.如权利要求10所述的电动液压阀，其中所述第一连杆通过套筒与所述输出轴机械连接。

16.如权利要求10所述的电动液压阀，其中所述第一机械接口包括枢轴接头。

17.如权利要求10所述的电动液压阀，其中所述第一机械接口包括带齿轮的接口。

18.如权利要求10所述的电动液压阀，其中所述第二机械接口包括安装在所述第二连杆上的衬套，所述衬套被构成且布置成接合所述阀驱动阀柱并且向所述阀驱动阀柱施加力。

19.如权利要求10所述的电动液压阀，其中所述第二连杆通过轴承与所述参考物连接。

20.如权利要求10所述的电动液压阀，其中所述参考物包括伺服阀外壳。

21.如权利要求10所述的电动液压阀，其中所述偏压机构被构成且布置成朝着所述第一位置推压所述阀驱动阀柱。

22.如权利要求21所述的电动液压阀，其中所述偏压机构包括弹簧。

23.如权利要求22所述的电动液压阀，其中所述弹簧构成且布置成推压所述第一连杆以便减小在所述马达轴线和所述第一机械接口之间的距离。

24.如权利要求23所述的电动液压阀，其中所述弹簧被构成且布置成在所述阀驱动阀柱处于所述第一位置中时以及处于第二位置中时处于压缩状态。

25.如权利要求21所述的电动液压阀，其中所述偏压机构被构成且布置成减小在所述机械联动件中的后冲。

26.如权利要求10所述的电动液压阀，其中所述机械联动件包括驱动轴，所述驱动轴被构成且布置在所述第二连杆和所述第二机械接口之间。

27.如权利要求26所述的电动液压阀，其中所述驱动轴通过压缩接合与所述第二连杆连接，并且所述压缩接合可用定位螺钉调整。

28.一种电动液压阀，包括：

旋转促动器，所述旋转促动器具有构造和布置成围绕着马达轴线旋转的输出轴；

具有阀驱动阀柱的液压阀，所述阀驱动阀柱被构成且布置成相对于参考物从第一位置运动到第二位置；

在所述输出轴和所述阀驱动阀柱之间的机械联动件，

所述机械联动件包括：

与所述马达输出轴机械连接的第一连杆；

第二连杆，该第二连杆构成且布置成围绕着支点形成杠杆，并且具有位于所述支点的一侧的第一杠杆臂和位于所述支点的另一侧上的第二杠杆臂，

在所述马达轴线和所述第一连杆之间作用的偏压机构；

所述第一杠杆臂具有与所述第一连杆连接的第一机械连接部，并且所述第二杠杆臂具有阀柱接触接口，

所述第二连杆构成且布置成围绕着所述支点提供机械优点，

其中所述旋转促动器的促动使得所述阀驱动阀柱从所述第一位置运动到所述第二位置。

29.如权利要求28所述的电动液压阀，其中所述第一连杆包括通过轴套筒与所述输出轴机械连接的杆轴。

30.如权利要求29所述的电动液压阀，其中所述第一连杆包括头部端和枢轴端，并且所述第一机械连接部包括在所述第一连杆的所述枢轴端和所述第一杠杆臂之间的浮动枢轴接头。

31.如权利要求30所述的电动液压阀，还包括弹簧，所述弹簧构成且布置在所述杆轴和所述轴套筒之间。

32.如权利要求31所述的电动液压阀，其中所述弹簧在所述阀驱动阀柱处于所述第一位置和第二位置中时被压缩。

33.如权利要求28所述的电动液压阀，其中所述第二连杆由轴承支撑。

34.如权利要求28所述的电动液压阀，其中所述支点包括枢轴接头。

35.如权利要求28所述的电动液压阀，其中所述阀柱接触接口包括衬套。

电动液压伺服阀

技术领域

[0001] 本发明大体上涉及液压伺服阀的领域，更具体地说涉及电控液压伺服阀。

背景技术

[0002] 现有技术中已知有许多伺服阀结构。题目为“Servovalve Having a Trapezoidal Drive”的美国专利No.6,199,588披露了一种伺服阀，其具有梯形驱动元件，以便将电动马达连接至安装在偏压弹簧上的阀柱上。

[0003] 题目为“Motor/Spool Interface for Direct Drive Servovalve”的美国专利No.6,000,678涉及一种直接驱动伺服阀，其具有带有接合构件的马达轴，该接合构件使得阀构件随着轴的转动而往复运动。

[0004] 题目为“Direct Drive Servovalve with Rotary Force Motor”的美国专利No.4,742,322教导了一种直接驱动伺服阀，其具有有限角度旋转力马达。该马达具有带有偏心臂的输出轴，偏心臂具有用于与阀柱相接的球。

[0005] 题目为“Direct Drive Valve and Force Motor Assembly Including Interchangable Stator Assembly and Alignment System or Method”披露了一种直接驱动伺服阀，其具有磁性弹簧和偏心的柔性驱动轴，用于将旋转运动转变为线性运动。该阀组件包括用于相对于磁性弹簧零位调节液压阀零位的校准螺母。

[0006] 题目为“Differential Cylinder Pressure Gain Compensation for Single Stage Servovalve”的美国专利No.4,951,549披露了一种数字伺服阀，其具有与球螺杆机构连接的电动DC步进马达，用于将马达转动转变为液压四通伺服阀的位移。该组件包括固定在阀柱连接枢轴上的扭杆。

[0007] 题目为“Differential Cylinder Pressure Gain Compensation for Single Stage Servovalve”的美国专利No.5,031,653披露了安装在机械反馈弹簧上的单级往复阀柱。该阀柱由电控力矩马达驱动。

[0008] 题目为“Motor-To-Spool Coupling for Rotary-To-Linear Direct Drive Valve”的美国专利No.5,263,680披露了一种阀，其在马达和阀柱之间具有连接部，用于将旋转运动转变为线性运动。该马达包含有具有销的轴，该销最终连接至成型的可向外扩展的衬套上，该衬套具有平坦和弓形的表面。

发明内容

[0009] 所披露的实施方案的相应部件、部分或表面的加括号的附图标记只是用于例举说明目的而不是进行限制，本发明提供了一种电动液压阀(210)，包括：旋转电动马达(221)，其具有围绕着马达轴线(230)取向的输出轴(231)；液压阀，其具有构成并且布置成相对于阀筒(238)从第一位置向第二位置运动的阀驱动阀柱(224)；在所述输出轴(231)和所述阀驱动阀柱(224)之间的机械联动件(222)，所述机械联动件(222)具有与所述输出轴(231)机械相连的套筒(232)；杆轴(233)，构成并且布置用于在与所述马达轴线大体上垂直的方向

上相对于所述套筒滑动接合；通过枢轴接头(234)与所述杆轴连接的连杆(235)；驱动轴(252)，其与所述连杆连接并且构成且布置成围绕着驱动轴线(240)转动，所述驱动轴具有端部(237)，其构成且布置成接合所述阀筒并且向其施加力；以及弹簧(223)，其构成且布置成在所述杆轴和所述套筒之间提供偏压，所述机械联动件构成并且布置成在所述马达轴线和所述枢轴接头之间的距离(R1)乘以在所述驱动轴线和所施加的力之间的距离(R3)小于在所述驱动轴线和所述枢轴接头之间的距离(R2)，从而电动马达的转动使得所述阀驱动阀柱从所述第一位置运动到所述第二位置。

[0010] 电动马达可以为力矩马达、环形马达或固态促动器。所述第一位置为闭合位置，并且所述第二位置可以为打开位置。所述端部可以为衬套。所述驱动轴可以保持在轴承(236)中。所述弹簧可以构成并且布置成相对于所述套筒推压所述杆轴以便减小在所述马达轴线和所述枢轴接头之间的距离。所述弹簧可以构成且布置成在所述阀驱动阀柱处于所述第一位置中时处于压缩状态中，并且在所述阀驱动阀柱处于所述第二位置中时处于压缩状态中。所述弹簧可以构成且布置成减小在所述机械联动件中的后冲。所述驱动轴可以通过压缩接合与所述连杆连接，并且所述压缩可以用定位螺钉(251)调节。

[0011] 在另一个方面，提供了一种电动液压阀，包括：促动器(221)，其具有围绕着马达轴线(230)取向的输出轴(231)；液压阀，其具有阀驱动阀柱(224)，其构成且布置成相对于参考物(220)从第一位置向第二位置运动；机械联动件，其位于所述输出轴和所述阀驱动阀柱之间，所述机械联动件具有与所述马达输出轴机械连接(232)的第一连杆(233)和相对于所述参考物可围绕着驱动轴线(240)转动的第二连杆(235)，该第二连杆在第一机械接口(234)处与所述第一连杆连接并且在第二机械接口(237)处与所述阀柱机械连接，所述机械联动件被构成并且布置成在所述马达轴线和所述第一机械接口之间的距离(R1)乘以在所述驱动轴线和所述第二机械接口之间的距离(R3)小于在所述第一接口和所述驱动轴线之间的距离(R2)，其中所述促动器的促动使得所述阀驱动阀柱从所述第一位置运动到所述第二位置。

[0012] 所述促动器可以为力矩马达、环形马达、固态马达或MEMS微阀控制液压马达。所述第一位置为闭合位置，并且所述第二位置可以为打开位置。所述第一连杆可以通过滑动接合与所述马达输出轴机械连接。所述滑动接合可以沿着与所述马达轴线大体上垂直的方向。所述第一连杆可以通过套筒与所述输出轴机械连接。所述第一机械接口可以包括枢轴接头。所述第一机械接口可以包括带齿轮的接口。所述第二接口可以包括安装在所述第二连杆上的衬套，其构成且布置成接合所述阀驱动阀柱并且向其施加力。所述第二连杆可以通过轴承(236)与所述参考物连接。所述参考物可以包括伺服阀外壳。所述电动液压阀还可以包括偏压机构(223)，其构成且布置成朝着所述第一位置推压所述阀柱。所述偏压机构可以为弹簧。所述弹簧可以构成且布置成推压所述第一连杆以便减小在所述马达轴线和所述机械接口之间的距离。所述弹簧可以构成且布置成在所述阀驱动阀柱处于所述第一位置中时以及处于第二位置中时处于压缩状态中。所述偏压机构可以构成且布置成减小在所述机械联动件中的后冲。所述机械联动件可以包括驱动轴(252)，其构成且布置在所述第二连杆和所述第二机械接口之间。所述驱动轴可以由所述第二连杆和定位螺钉(251)压缩接合。

[0013] 在另一方面，提供了一种电动液压阀，包括：促动器(221)，其具有围绕着马达轴线(230)取向的输出轴(231)；具有阀驱动阀柱(224)的液压阀，其构成且布置成相对于参考物

(220)从第一位置向第二位置运动;在所述输出轴和所述阀驱动阀柱之间的机械联动件,所述机械联动件具有与所述马达输出轴机械连接(232)的第一连杆(233)以及第二连杆(235、252),该第二连杆构成且布置成围绕着支点(240)形成杠杆,并且具有与所述支点一侧的第一杠杆臂和位于所述支点的相对侧上的第二杠杆臂,所述第一杠杆臂具有与所述第一连杆连接的第一机械连接部(234),并且所述第二杠杆臂具有阀柱接触接口,所述第二连杆构成且布置成围绕着所述支点提供机械增益,其中所述促动器的促动使得所述阀驱动阀柱从所述第一位置运动到所述第二位置。

[0014] 所述第一连杆可以包括通过轴套筒与所述输出轴机械连接的杆轴。所述第一连杆可以包括头部端(239)和枢轴端,并且所述第一机械连接部可以包括在所述第一连杆的所述枢轴端和所述第一杠杆臂之间的浮动枢轴接头。所述电动液压阀还可以包括弹簧,其构成且布置在所述杆轴和所述轴套筒之间。所述弹簧可以在所述阀驱动阀柱处于所述第一位置和第二位置中时压缩。所述第二连杆可以安装在轴承中。所述支点可以包括枢轴接头。所述阀柱接触接口可以包括衬套。

附图说明

[0015] 图1为伺服阀系统的第一总体实施方案的目标图。

[0016] 图2为在图1中所示的伺服阀的第一具体实施方案的透视图。

[0017] 图3为在图2中所示的伺服阀的分解视图。

[0018] 图4为在图2中所示的伺服阀的底部透视图。

[0019] 图5为在图2中所示的伺服阀的顶视图。

[0020] 图6为大体上沿着图5的6-6线剖开的在图5中所示的伺服阀处于零位结构中的竖直剖视图。

[0021] 图7为大体上沿着图6的7-7线剖开的在图6中所示的伺服阀的水平剖视图。

[0022] 图8为大体上沿着图7的8-8线剖开的在图7中所示的伺服阀处于零位结构中的竖直剖视图。

[0023] 图9为在图6中所示的伺服阀处于零位结构中的局部顶视图。

[0024] 图10为大体上沿着图7的8-8线剖开的在图7中所示的伺服阀处于促动结构中的竖直剖视图。

[0025] 图11为在图10中所示的伺服阀处于促动结构中的局部顶视图。

[0026] 图12为伺服阀的第二具体实施方案的局部顶视图。

[0027] 图13为伺服阀的第三具体实施方案的局部顶视图。

[0028] 图14为在图9中所示的系统的自由体受力机械模型。

[0029] 图15为在图9中所示的系统的自由体受力机械模型。

[0030] 图16为曲线图,显示出作为电动促动器输出轴的转动角度的函数的在第一实施方案中由偏压机构产生出的力矩。

[0031] 图17为曲线图,显示出作为促动器输出轴的转动角度的函数的由促动器提供的所需力矩。

具体实施方式

[0032] 首先应该理解的是，相同的附图标记在这几幅附图中用来始终标识相同的结构元件、部分或表面，而这些元件、部分或表面可以由整个书面说明书来进一步描述或说明，其中该详细说明为整体组成部分。除非另有指明，这些附图用于与说明书一起阅读(截面线、部分、比例、角度的布置等)，并且被认为是本发明的整个书面说明的一部分。如在下面的说明书中所用的一样，术语“水平”、“竖直”、“左”、“右”、“上”和“下”及其形容词和副词(例如“水平地”、“向右地”、“向上地”等)仅仅指的是在特定附图面向读者时所示结构的取向。同样，术语“向内地”和“向外地”大体上适当地指的是表面相对于延伸轴线或旋转轴线的取向。

[0033] 现在参照这些附图，并且更具体地参照图1，本发明提供了一种改进的电动液压阀系统，其第一实施方案总体以210表示。如图1所示，阀系统210通常用在更大型的伺服系统100中，它大体上包括控制器212、液压泵213、液压促动器214、被驱动物体215和位置传感器216。伺服系统100构成为通过命令阀系统210控制与促动器214连接的液压控制端口228和229来控制被驱动物体215的位置。

[0034] 如所示一样，阀系统210大体上包括电动促动器221、机械联动件222、液压阀224和偏压机构223。电动液压阀210通过液压供应管道226和液压回流管道225与液压泵213连接。电动液压阀210还通过控制端口228和控制端口229与液压促动器214连接。

[0035] 控制器212给电动液压阀210提供伺服指令217。指令217与所期望的设定点相关联。该设定点通常为被驱动物体215的所期望位置或者被驱动物体215的所期望的运动速度。液压阀210根据从控制器212接收到的指令217控制从液压泵213提供给的液压促动器214的液压能量。

[0036] 液压促动器214布置成在控制端口228和控制端口229之间存在液压压力差时机械驱动物体215。物体215的位置由位置传感器216检测出，并且传感器216的输出提供作为给控制器212的反馈218。反馈回路通过控制器212实现使得控制器212根据所接收到的反馈218的大小调整指令217。

[0037] 在正常操作中，控制器212主动给旋转力矩马达221提供以模拟电流形式的指令217。力矩马达221在其输出轴231上产生出力矩，它大体上与电流217成比例。在输出轴231上的力矩通过机械联动件222转变成线性力，该线性力作用在液压阀224上。

[0038] 液压阀224接收来自液压泵213的液压供应管道226，并且让液压回流管道225返回到液压泵213。液压阀224与控制端口228和控制端口229连接，从而在阀224的位置改变时，在控制端口228和控制端口229之间产生出压力差。该压力差使得液压促动器214驱动物体215。

[0039] 偏压机构223朝着其中阀224在控制端口228和控制端口229中引起大致相等的压力的位置推压机械联动件222，该位置也被称为零位位置或结构。

[0040] 图2为第一实施方案阀系统210的等比例顶视图。图4为系统210的等比例底视图，显示出液压供应端口225、回流端口226、控制端口228和控制端口229。

[0041] 图3为阀系统210的分解等比例视图。如图3所示，阀系统210将其主要元件容纳在由用螺栓固定在一起的外壳上部220和主体227形成的密封空腔中。在密封空腔内布置有：电促动器221；马达输出轴231和输出轴套筒232；杆轴233和弹簧223；驱动连杆235和销234；衬套驱动轴252和衬套237；以及阀柱224。

[0042] 电促动器221为旋转力矩马达，其具有被驱动绕着轴线230旋转的输出轴231。但是，虽然显示并且描述了旋转力矩马达，但是可以想到的是，可以采用其它类型的马达，例如环形马达、步进马达、感应马达、混合马达或其它类似的促动器。

[0043] 马达输出轴231由与输出轴套筒232相同的金属铸模一起形成，从而它们作为单个整体构件一起运动。可选的是，输出轴231和输出轴套筒232可以由单独的部件形成并且焊接在一起。

[0044] 如图3和6所示，套筒232为围绕着轴线244形成的大体上为圆筒形的管状构件，该轴线为大体上垂直于输出轴轴线230取向的轴线。轴套筒232限定了中空圆筒形开口232a，其中布置有杆轴233。中空圆柱体232a的内径其尺寸设定为接收杆轴233，从而套筒232和杆轴233以最小的公差沿着轴线244相互滑动接合。

[0045] 杆轴233包括位于一个端部处的头部239。偏压弹簧223布置成在套筒232和杆轴头部239之间作用，从而沿着滑动轴线244将这两者分开。销接头开口233a位于杆轴233的与头部239相反的另一端。枢轴接头销234滑动配合到在驱动连杆235中的开口235a和在杆轴233中的相应接头开口233a中以形成枢轴接头。销接头开口233a、枢轴接头销234和连杆开口235a构成为形成浮动枢轴接头。在该实施方案中，销接头234为肘销。但是，可以采用其它可选的枢轴接头。

[0046] 驱动连杆235包含第二开口235b，其中通过定位螺钉251压缩保持着衬套驱动轴，如图6所示的。在正常操作期间，驱动连杆235和衬套驱动轴252连接并且成一个单元地运动。但是，将驱动连杆235保持在衬套驱动轴252上的定位螺钉251必要时可以在校准期间松开以调节在驱动连杆235和衬套驱动轴252之间的相对旋转和竖直位置。衬套驱动轴252也具有上、下轴颈表面，用于与外壳主体227旋转接合，从而衬套轴252围绕着竖直轴线240相对于主体227转动。

[0047] 衬套237位于衬套驱动轴252的底端上。衬套237具有大体上为球形的外表面，用于与阀柱224接触。阀柱224为普通的液压伺服阀。衬套237没有沿着衬套轴252的中心轴240布置。由于这个偏置，在衬套轴252相对于主体227转动时，它围绕着轴线240以弧形运动。虽然在该实施方案中与阀柱224接触的元件为衬套，但是可以采用任选的接触元件，包括但不限于驱动小块、金刚石表面或类似的传动元件。

[0048] 阀柱224构成且布置用于可滑动接合在阀体227的圆筒部238中。随着衬套轴252转动，衬套237使得阀柱224在圆筒部238内运动。阀柱224具有多个圆筒形平台部241a-f，它们构成为与圆筒部238具有紧密的径向公差，以便使得在每个平台部上的流体泄漏最小。

[0049] 在力矩马达221使输出轴231转动时，输出轴套筒232使得杆轴233也转动。随着杆轴233转动，它推压在销接头234上，该销接头推压在驱动连杆235上。由此使得驱动连杆235转动。衬套轴252与驱动连杆235刚性连接，并且因此与驱动连杆235一起转动。随着衬套轴252转动，它使得衬套237运动并且在阀柱224上施加力，从而使得阀柱224在圆筒部238内滑动。

[0050] 图5为第一实施方案阀系统210在第一零位结构中的顶视图，其中阀切断。图6为沿着在图5中的6-6线剖开的竖直剖视图，并且图7为沿着在图6中的7-7线剖开的水平剖视图。如图6所示，电动马达221布置在由外壳220和阀体227形成的腔室内。电动马达为具有旋转轴线230的旋转马达。定子253和转子区域257两者大体上关于旋转轴线230对称。定子253与

外壳220连接并且包含有线圈。转子257安装用于围绕着旋转轴线230相对于定子253进行旋转运动。转子257包含有沿着其外圆周面的永磁体区域254、在径向上位于永磁体区域254内侧的铁芯区域255和中央布置的马达输出轴231。马达输出轴231通过环形轴承256a和256b与阀体227旋转连接。马达输出轴套筒232由与输出轴231相同的金属铸模形成。

[0051] 如图6所示，杆轴233同心布置在输出轴套筒232内。杆轴233构成且布置用于沿着轴线244与输出轴套筒232左右滑动接合。偏压弹簧223为沿着杆轴233的外圆筒形表面同心布置的压缩螺旋盘簧，并且作用在杆轴头部239的面向左的竖直环形表面和输出轴套筒232的面向右的竖直环形表面之间。

[0052] 杆轴233和驱动连杆235通过枢轴接头销234机械连接。枢轴接头234由于其旋转轴线没有相对于阀体227固定所以被认为是浮动枢轴接头。枢轴接头销234具有中心线260，它与马达输出轴线230偏移距离R1。驱动连杆235包括定位螺钉251以便压缩保持着衬套驱动轴252。衬套驱动轴252由环形上、下轴承236a和236b支撑，它们使得衬套驱动轴252能够围绕着衬套驱动轴轴线240相对于阀体227转动。衬套驱动轴轴线240与枢轴接头销中心线260偏移水平距离R2。

[0053] 衬套237的中心线250与衬套驱动轴旋转轴线240偏移距离R3。衬套237与阀柱224接触。阀柱234布置并且取向为沿着与轴线244垂直的方向在阀体227的阀圆筒部238内滑动接合。

[0054] 图7显示出在马达输出轴231中心和枢轴接头销234之间的距离R1。还显示出在枢轴接头销234和中心驱动轴252中心之间的距离R2。杆轴233相对于套筒232沿着轴线244向左和向右运动。剖面线8-8穿过衬套中心线250。

[0055] 图8为沿着在图7中的8-8线剖开的阀系统210的竖直剖面。要指出的是，图8的竖直剖面贯穿衬套237的中心得到。在图8中的结构为零位结构，其中阀门关闭。阀柱224包含平台部241a、241b、241c、241d、241e和241f。衬套237水平布置在平台部241c的右上表面和平台部241d的左上表面之间。在衬套237与平台部241c和241d之间保持最小公差或没有公差。如下面所进一步描述的一样，在通过衬套轴转动使得衬套237运动时，衬套237推压平台部241c或241d，从而使得阀柱224在圆筒部238内向左或向右运动。为了减小在阀柱平台部241c、241d和衬套237之间的滑动摩擦引起的磨损，衬套237可以由硬质材料例如金刚石制成。

[0056] 如在图8的零位结构中所示一样，在液压控制端口228和圆筒部238之间的液压流由平台部241b阻挡。同样，在控制端口229和圆筒部238之间的液压流由平台部241e阻挡。

[0057] 液压供应管道225与左液压供应腔室225a和右液压供应腔室226b连通，如图8中所示。液压供应腔室225a和225b处于高压力下。在图8中所示的零位结构中，通过阀柱平台部241a防止在腔室226a中的高压液压流体向左流动，并且通过阀平台部241b防止它向右流动。同样，在腔室226b中的高压液压流体由阀柱241c阻挡而不会向左流动，并且由阀柱平台部241f阻挡而不会向右流动。

[0058] 液压回流管道226与左液压回流腔室226a和右液压回流腔室226b连通。液压回流腔室226a和226b处于低液压压力下。在图8中所示的零位结构中，液压流体由阀柱平台部241b阻挡而不会从左流入到腔室225a中，并且由平台部241e阻挡而不会从右流入到腔室225b中。

[0059] 在阀柱224向左或向右运动时，阀柱平台部241b和241e不再分别沿着控制端口228和229对准，这使得流体能够根据阀柱224运动的方向从高低压腔室流流入控制端口228和229或从中流出。

[0060] 图9为处于零位结构中的阀系统的局部顶视图。伺服阀224沿着轴线282上、下滑动。阀柱224的下端在处于零位结构中时在位置280处对准。还有，如图9所示，杆轴233、套筒232和驱动连杆235在处于零位中时水平取向(垂直于轴线282)。压缩弹簧223具有在杆轴头部239和套筒232之间限定的长度L。即使在图9中衬套237被衬套驱动轴237阻挡而不能看到，在图9和11中在237s处显示出衬套237的代表性“阴影”。

[0061] 在输出轴231的中心和枢轴接头销234的中心之间的距离为R1。在枢轴接头销234的中心和衬套驱动轴251的旋转轴线之间的距离为R2。衬套237(在图9中未示出)沿着轴线282定中。在衬套驱动轴252的旋转轴线和衬套237的中心之间的距离为R3。

[0062] 图10和11显示出处于起作用构造中的阀系统210，其中系统元件已经从在相应的图8和9中所示的零位结构促动。

[0063] 如图10和11所示，衬套驱动轴已经顺时针转动了角度θ2。如图10所示，衬套237和阀柱224已经向左运动。如图11所示，衬套237和阀柱224两者已经向上运动。

[0064] 回过来参照图10，衬套237的中心线已经从与衬套轴的旋转轴线240水平对准的位置向位置250运动了一个水平位移X。同样，参照图11，阀柱224的右端已经从位置280朝着位置281也向上运动了一个竖直位移量X。

[0065] 在图10中所示的起作用构造中，阀柱平台部241b和241e不再分别覆盖着控制端口228和229。在左液压供应腔室225a和控制端口228之间形成有间隙，这使得液压流体从供应腔室225a流向控制端口228。同样，在右液压回流腔室226b和控制端口229之间形成有间隙，这使得液压流体从控制端口229流向液压回流腔室226b。

[0066] 如图11所示，输出轴231已经逆时针转动了角度θ1。套筒232和杆轴233已经逆时针转动了角度θ1。杆轴233已经相对于套筒232(如图11所示一样向左并且向下)滑动了一个量dL。相应的，在枢轴接头销234的中心和输出轴231的中心之间的距离从R1减小至R1’，减小量为dL。

[0067] 如图11所示，驱动轴235和相连的衬套驱动轴252已经围绕着衬套轴旋转轴线240(参见图10的衬套轴旋转轴线240)顺时针转动了角度θ2。衬套237的阴影已经从237s运动到237s’。阀柱224的底端已经从位置280运动到位置281，也运动了竖直位移X。

[0068] 在输出轴231和阀柱224之间的机械联动件为单自由度联动件。可以采用三角公式来找到在输出轴转动角度θ1和伺服阀线性位移X之间的函数关系。同样，在偏压弹簧223的长度中的变化量dL也可以表达为θ1的函数。

[0069] 从观察图11中应该清楚，压缩弹簧223的长度在阀系统210处于在图8和9中所示的零位结构中时是最大的。因为能量必须施加给压缩弹簧223以使之从零位结构压缩至在促动结构中的更短长度L’，所以必须遵循的是，在弹簧之外的系统中不存在任何驱动力矩或外部力，则阀系统210将由弹簧223驱动至零位结构。

[0070] 在下面的部分中，阀系统210的操作被描述为从在图8和9中所示的零位结构促动至在图10和11中的促动结构。

[0071] 参照图14，显示出处于零位结构中的阀系统210的机械模型，在马达221向输出轴

施加逆时针力矩T1时，机械联动件222将力矩T1转变为施加在阀柱224上的向上力F3。在图14中显示出等同的系统。位于输出轴231中心左边的杆轴233的那部分由“Link 1”表示。驱动连杆235和衬套驱动轴252有效地形成单个刚性构件，因为它们连接在一起并且表示为“Link 2”。支点设置成与衬套驱动轴252的中心一致。Link 1和Link 2通过与销234对应的接触相互作用。

[0072] 电动马达221将力矩T1施加到Link 1上。Link 1将向下的力施加到Link 2上，该Link 2必须承受向上力F1。抵消作用在Link 1上的动量提供：

[0073] $T1-F1\times R1=0$

[0074] $F1=T1/R1$

[0075] 作为杠杆，Link 2将向上力F2施加到阀柱224上。抵消在Link 2上的动量提供：

[0076] $F2\times R3-F1\times R2=0$

[0077] $F2=F1\times R2/R3$

[0078] 将上面的两个公式合并提供：

[0079] $F2=(T1/R1)\times R2/R3$

[0080] $F2=T1\times R2/R1/R3$

[0081] 因此，机械联动件222的机械增益受到R1、R2和R3的影响。可以通过增大R2或者通过减小R1或R3来提高机械增益。无论何时$R2>(R1\times R3)$，机械连杆机构222的机械增益将大于1。

[0082] 总之，用作在输出轴轴线230处具有支点的杠杆的杆轴233通过作用在销接头234上的力传递其力矩。销接头234将其向下力转递给驱动连杆235。驱动连杆235也用作具有围绕着衬套驱动轴轴线240对中的支点的杠杆。在销234和轴线240之间的长度R2用作驱动连杆235的第一杠杆臂，并且在轴线240和接触元件237之间的长度R3用作驱动连杆235的第二杠杆臂。施加在驱动连杆235上的力作为由接触元件237施加的向上力转递给阀柱224。

[0083] 在零位结构中，通过作用在杆轴233上的弹簧223将销234向右拉。我们对于我们上面的计算忽略了在销234上的这个力，因为该力完全是水平的，并且不会影响在零位结构中的力矩计算。但是，应该指出的是，压缩的偏压弹簧223使得在机械连杆机构222的所有接头上保持水平力，这用来降低后冲。例如，套筒232和输出轴231由弹簧223向左推动。通过在阀体227中的轴承在轴231上施加反作用力。枢轴接头234由杆轴233向右拉并且通过在驱动连杆235中的反作用力被向左拉。保持着衬套轴252的轴承通过驱动连杆235反作用于在衬套轴252上拉动的向右力。由于这些接头受到预拉伸或预压缩，所以它们将不会在输出轴231由马达221促动时抑制明显的后冲。

[0084] 上面的公式整个描述了只是在阀系统210处于零位结构中时的系统。在输出轴231转动时，可以调整这些公式。另外，在输出轴231转动时，弹簧233在力矩上的作用必须开始解决。

[0085] 如图11所示，力矩马达221已经使得输出轴231逆时针驱动角度θ1。输出轴套筒231与输出轴231一起转动。套筒232向杆轴233施加旋转力矩。在杆轴233逆时针转动时，枢轴接头销234受到向下力。但是，由于在销234和衬套驱动轴252的中心之间的距离被限制到固定值R2，所以销234在杆轴233将它向下推压时必须向左运动。换句话说，在销234向下运动时，驱动连杆235向左拉动销234。

[0086] 为了让销234向左运动，它必须同样向左拉动杆轴233，从而使得杆轴233在套筒232中向左并且向下滑动。在杆轴233在套筒232中滑动时，弹簧223进一步被压缩至长度L'。弹簧223的压缩力在销234上向上并且向右拉动。

[0087] 图15显示出在图11中的系统的机械模型。Link 1已经逆时针转动角度θ1。Link 1的长度已经增大dL，即杆轴233在套筒232中已经滑动的长度。在通过Link 1的转动将枢轴接头234向下拉时，Link2已经顺时针转动了θ2。

[0088] Link 2必须抵抗作用在杆轴233上的弹簧力，即显示为Fs的力。为了抵消由力Fs在Link 2上形成的动量，垂直反作用力Fr也必须由Link 2施加在Link 1上。该反作用力Fr在Link 1上形成回复力矩。有效的是，这表明来自偏压弹簧223的力如何引起在输出轴231上的回复力矩，这将输出轴231驱动至零位结构。图16显示出作为用在阀系统230中的给定弹簧系数的输出轴角度的函数的施加在输出轴231上的示例性弹簧力矩。

[0089] 在计算施加在阀柱224上的力F2时，对于给定的转动角度θ1从由马达231施加的力矩中减去弹簧力矩。

[0090] 另外，如图15所示，可以看出用于机械增益计算的公式必须调整。在不考虑弹簧力(Fs＝0)的情况下分析联动件的机械增益是最简单的。

[0091] 如果马达231向Link 1施加力矩T1，在公式中，该力矩必须被由Link 2施加的力Ft抵消。Fr与Link 2形成的角度为θ3。由于Fr垂直于Link 1，所以我们得到以下公式：

[0092] θ3＝180-θ1-θ2-90

[0093] θ3＝90-θ1-θ2

[0094] Link 1的动量平衡公式为：

[0095] T1-Fr×(R1+dL)＝0

[0096] Fr＝T1/(R1+dL)

[0097] Link 2的动量平衡公式因此为：

[0098] Fr×sin(θ3)-F2×sin(θ2)＝0

[0099] Fr×sin(90-θ1-θ2)＝F2×sin(θ2)＝0

[0100] Fr×sin(90-θ1-θ2)＝F2×sin(θ2)

[0101] F2＝Fr×sin(90-θ1-θ2)/sin(θ2)

[0102] 替代Fr得出：

[0103] F2＝T1/(R1+dL)/sin(90-θ1-θ2)/sin(θ2)

[0104] 还有，正弦定律得到：

[0105] sin(θ2)/(R1+dL)＝sin(θ1)/R2＝sin(180-θ1-θ2)/(R1+R2)

[0106] 解出该公式组并且绘制出图16的对于给定弹簧系数的结果。该图以曲线图的形式描绘出作为输出轴231的转动角度θ1的函数的由弹簧223产生出的力矩。如在曲线图中所示，该力矩只有在输出轴角度为0时或者换句话说在该数值为零位时才为零。在任意其他的位置中，弹簧223将给输出轴231提供力矩，从而将阀门推压至零位。

[0107] 在液压阀产出中加入摩擦系数和Bernoulli力的作用给出了在图17中所示的示例性曲线图。

[0108] 所披露的电动液压阀导致几个令人惊讶的优点。所披露的电动液压阀与当前的液压阀相比更小、更轻并且更快速。当前液压阀通常采用了多个液压级，以便用较小的力控制

较大的液压力。这些附加的液压级中的每一个给整个阀增加了明显的重量。另外，这些附加的液压级增大了该阀的整个液压泄漏。所披露的电动液压阀只有单级液压阀部分。因为不需要附加的液压级，所以所披露的电动液压阀更小并且更轻。另外，由于所披露的阀只有一个液压级，所以与当前可用的多级液压阀相比它出现的泄漏更少。

[0109] 还有，普通的电动液压阀必须采用非常大的电促动器来产生出使得阀柱运动所需的力或者可选的是采用具有明显后冲的机械结构，而所披露的电动液压阀需要相对小的电促动器，因为其机械联动件在驱动阀柱中提供了明显的机械增益。

[0110] 另外，所披露的电动液压阀包括独特的机械联动件，它产生出最小的后冲。因为该机械联动件不包含任何齿轮并且受到来自弹簧的恒定结构偏压，所以该机械联动件几乎不会出现任何后冲。

[0111] 另外，所披露的电动液压阀由于其偏压机构的设计而具有内在反馈机构和防后冲机构的优点。

[0112] 可以有所披露的电动液压阀的各种可选实施方案。例如，图12显示出电动液压阀的第二实施方案310，其中电促动器为电子控制MEMS(微机电系统)阀391，它控制着液压放大级。MEMS阀391接收液压供应管道395和液压回流管道396。液压流被控制为流向第一微液压促动器392和第二液压微控制器393。微控制器392和393其输出与安装在输出轴331上的驱动臂394连接。

[0113] 在图13中在310处所示的还有一个可选方案中，电促动器为固态促动器421。预加载弹簧498安装成与固态促动器421相反，以便使得促动器421能够使得套筒432逆时针和顺时针运动。

[0114] 因此，虽然已经展示并且描述了该电动液压阀的当前优选形式并且说明了几个变型，但是本领域技术人员将很容易理解的是，在不脱离本发明范围的情况下可以做出各种其他的变化。

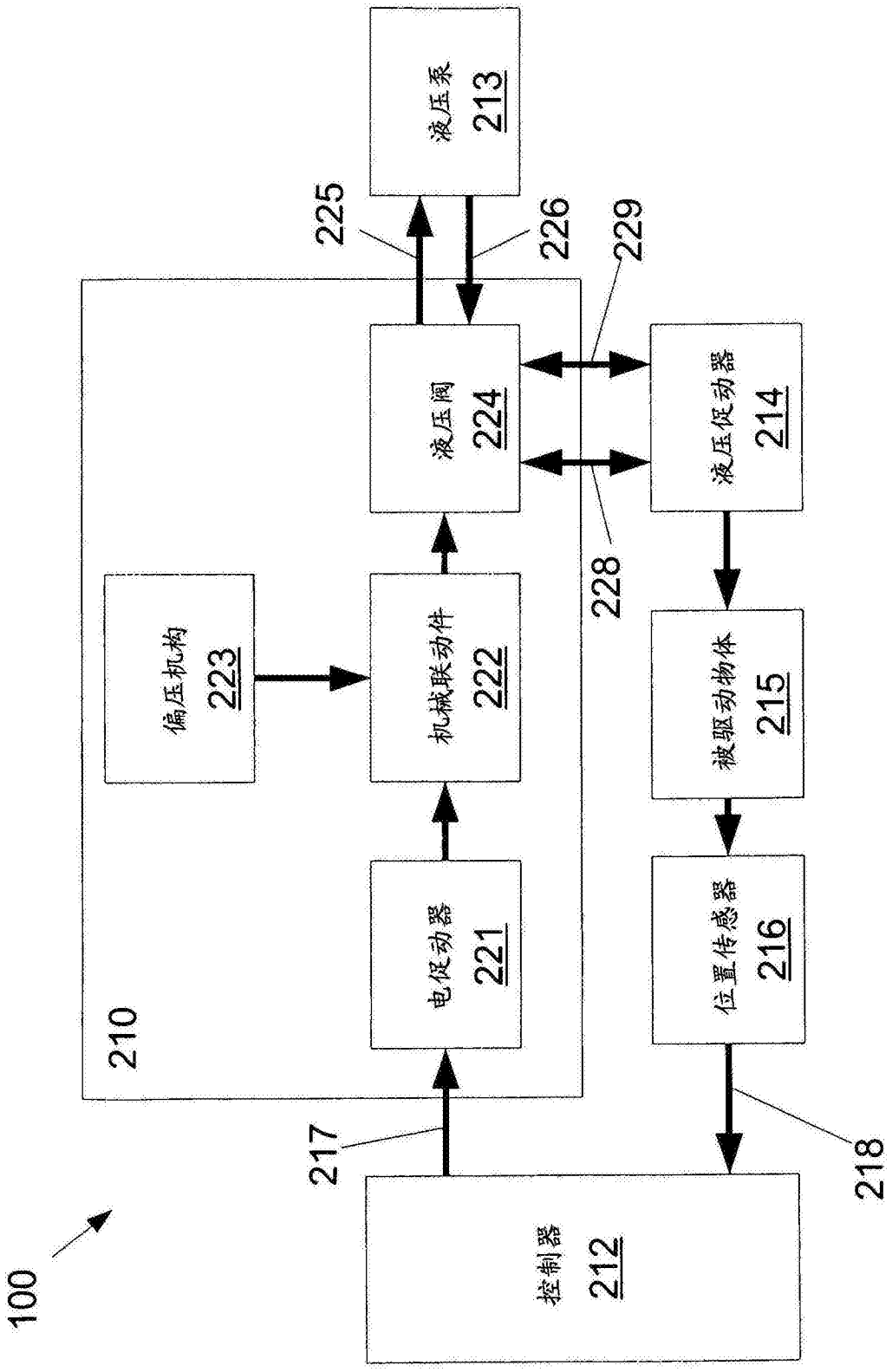

液压泵
213
225
226
229
液压阀
224
液压促动器
214
228
偏压机构
223
机械联动件
222
被驱动物体
215
电促动器
221
位置传感器
216
210
217
218
控制器
212
100

图1

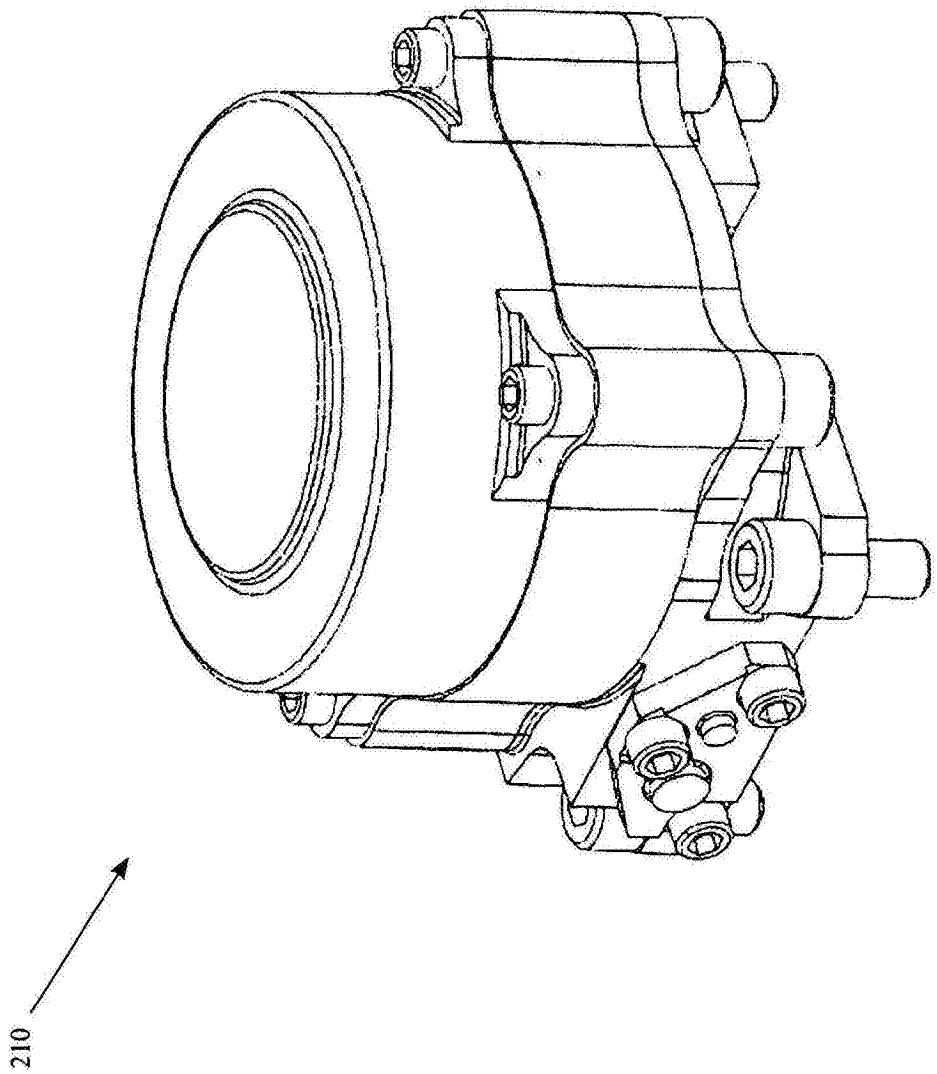


图2

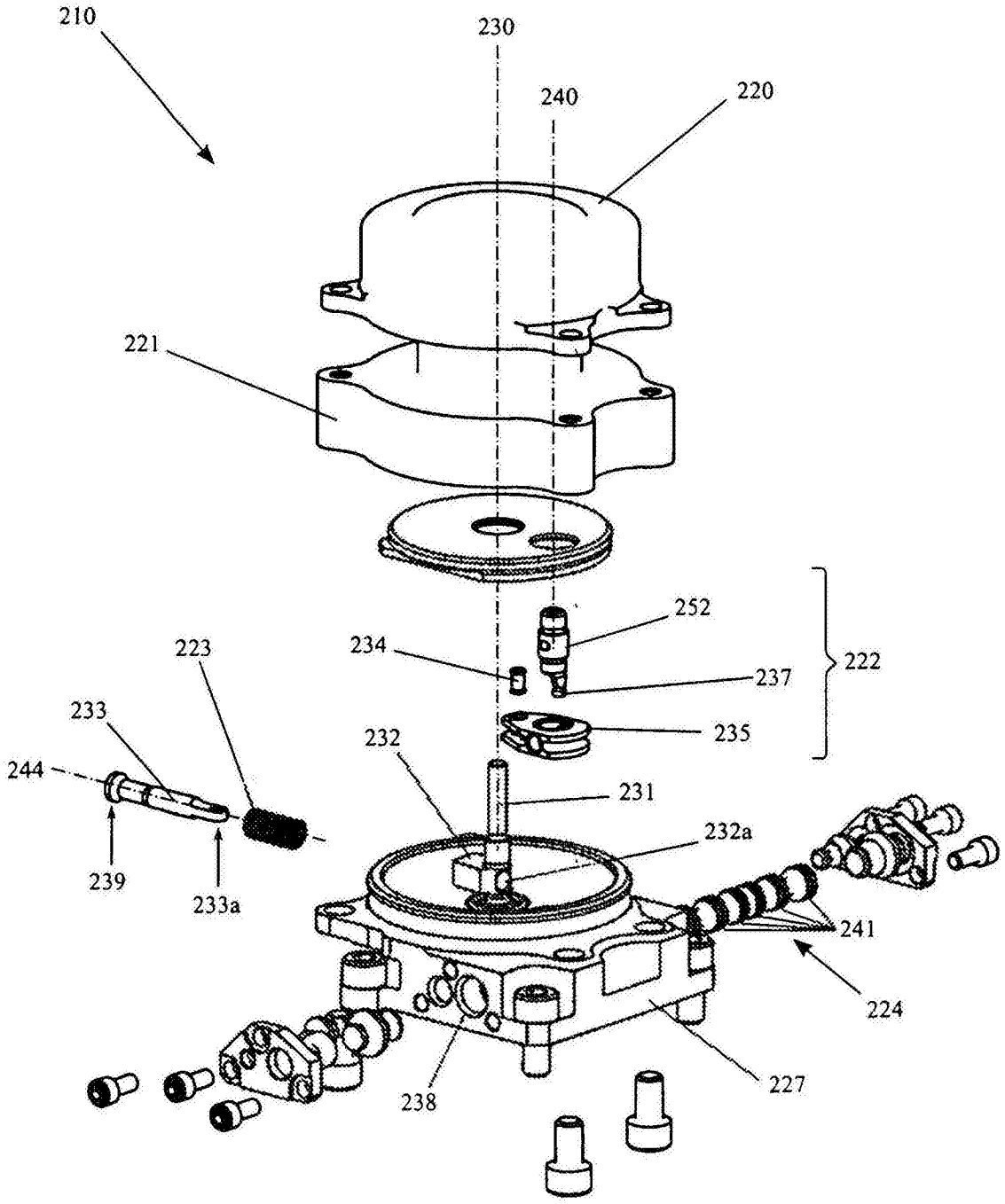

210
230
240
220
221
252
234
223
222
237
233
235
232
244
231
232a
239
233a
241
224
227
238

图3

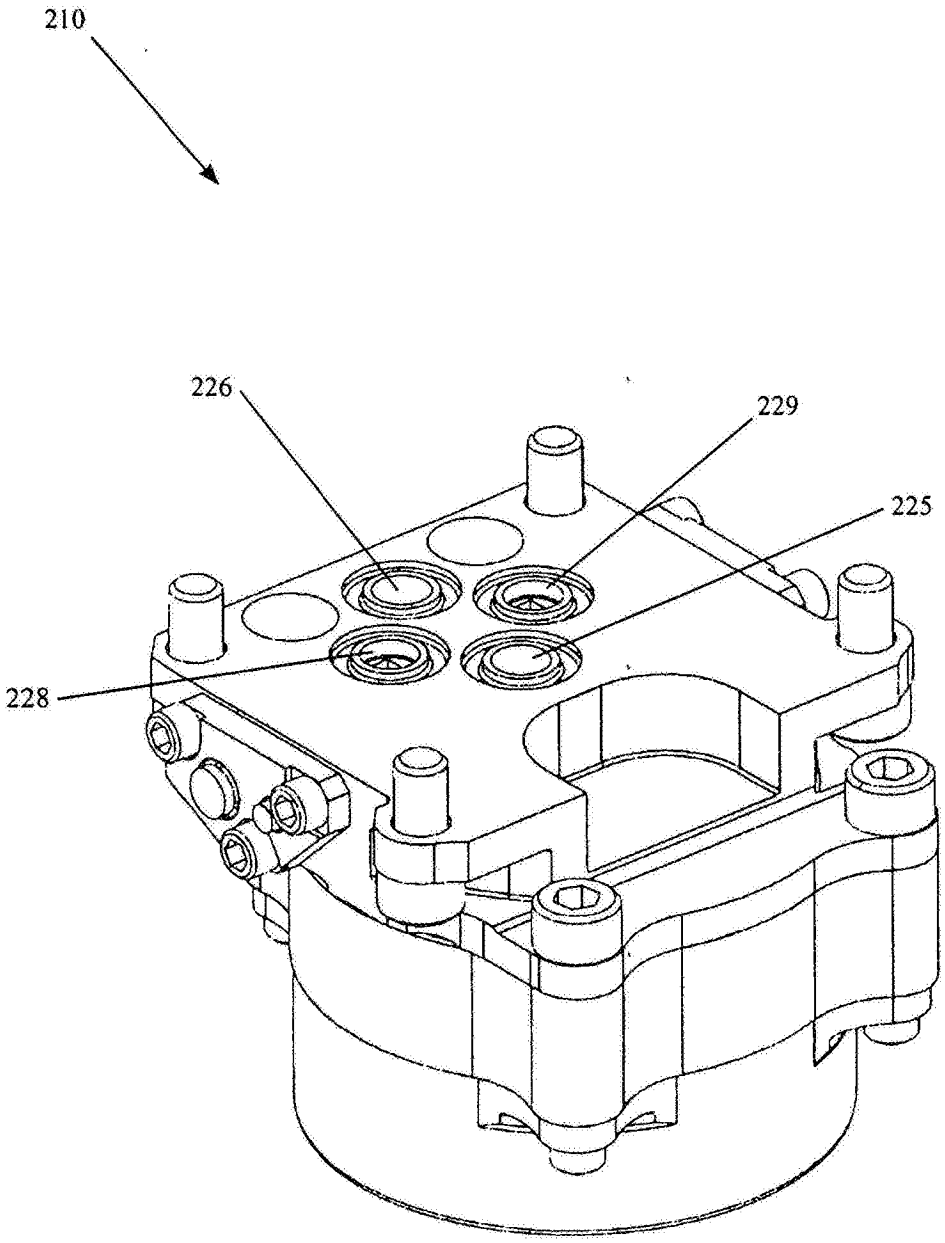


图4

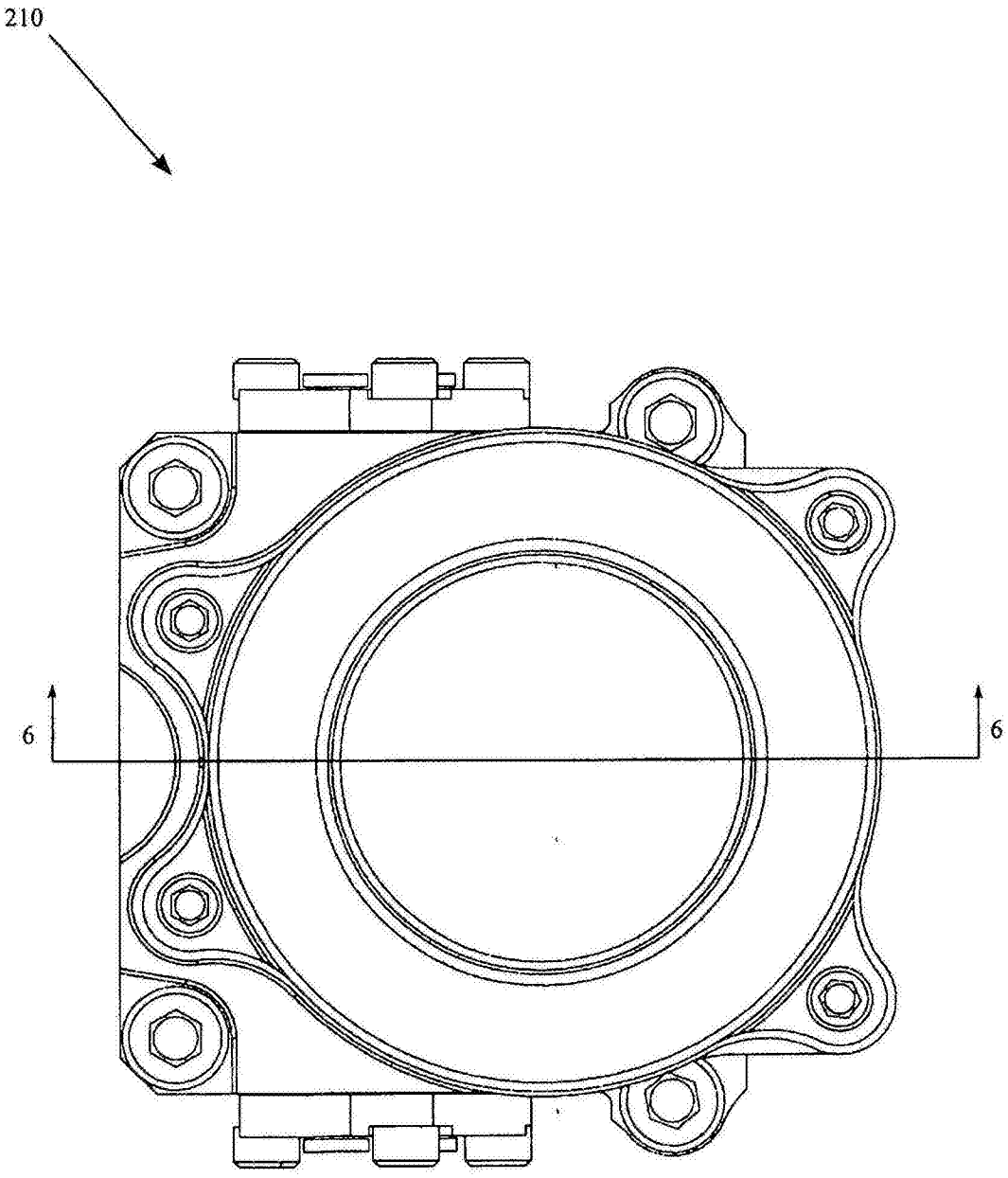


图5

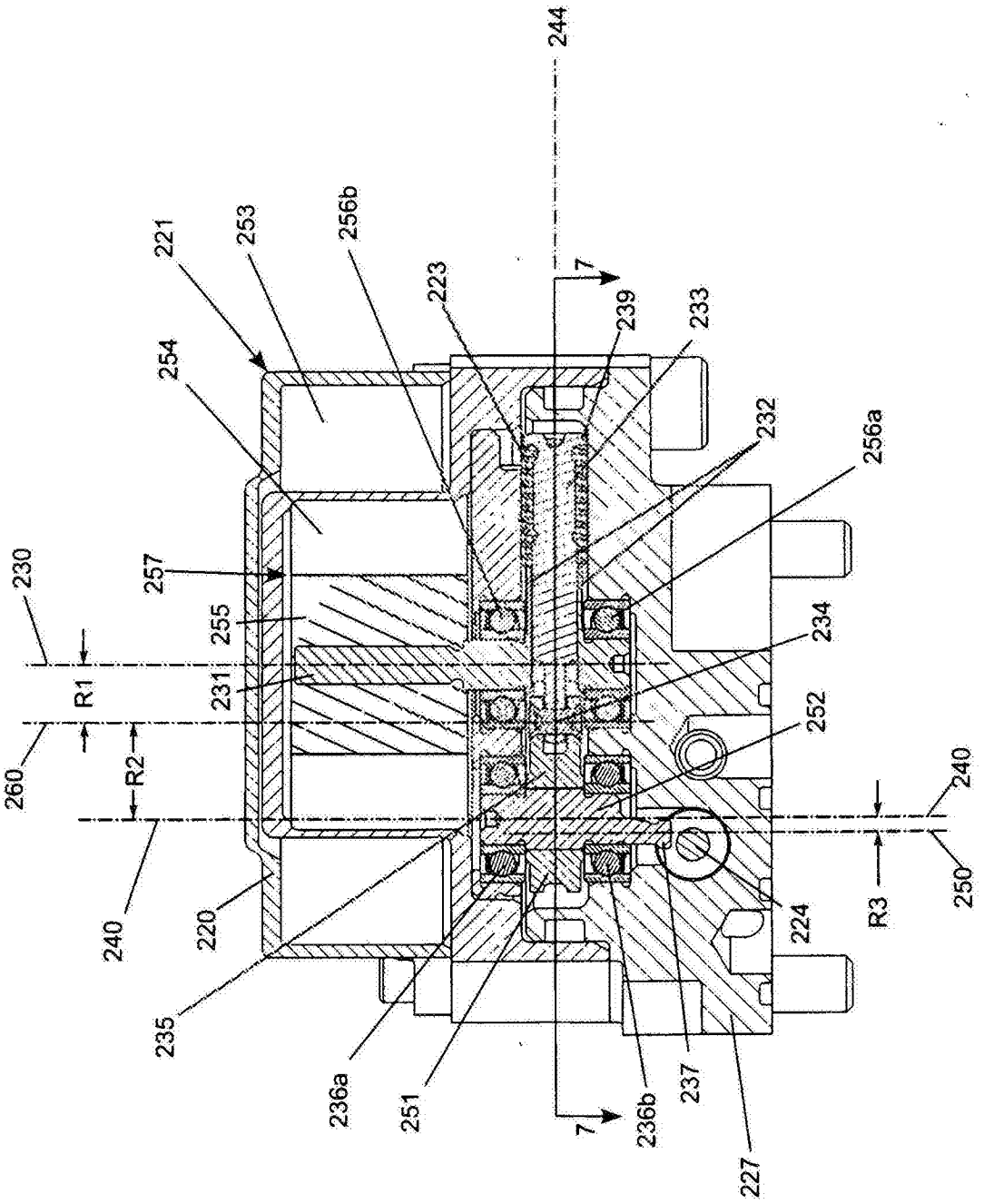

244
221
253
256b
223
7
239
233
254
232
256a
257
230
255
234
231
R1
252
260
R2
240
240
250
R3
220
224
235
236a
251
236b
237
227
7

图6

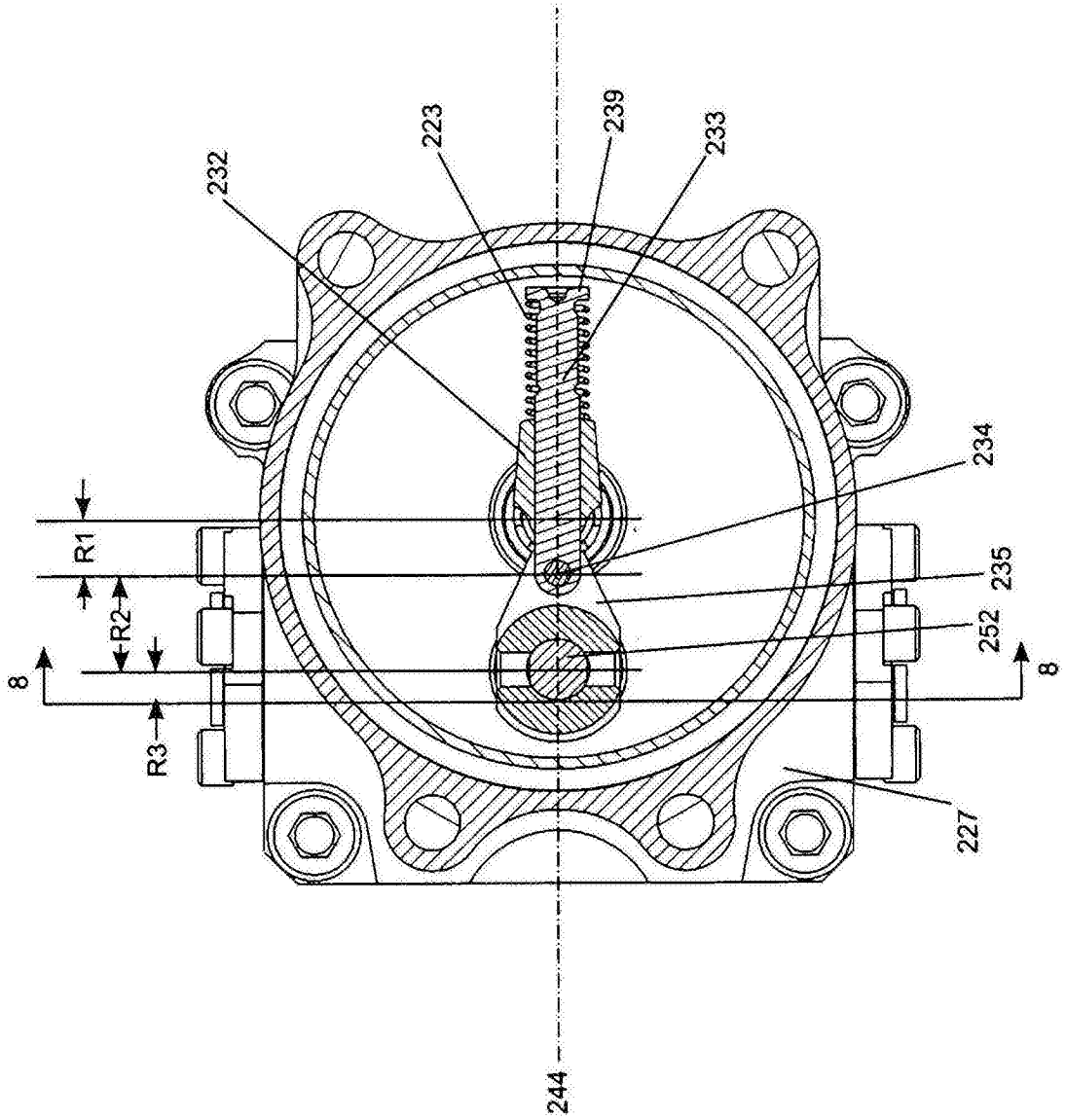


图7

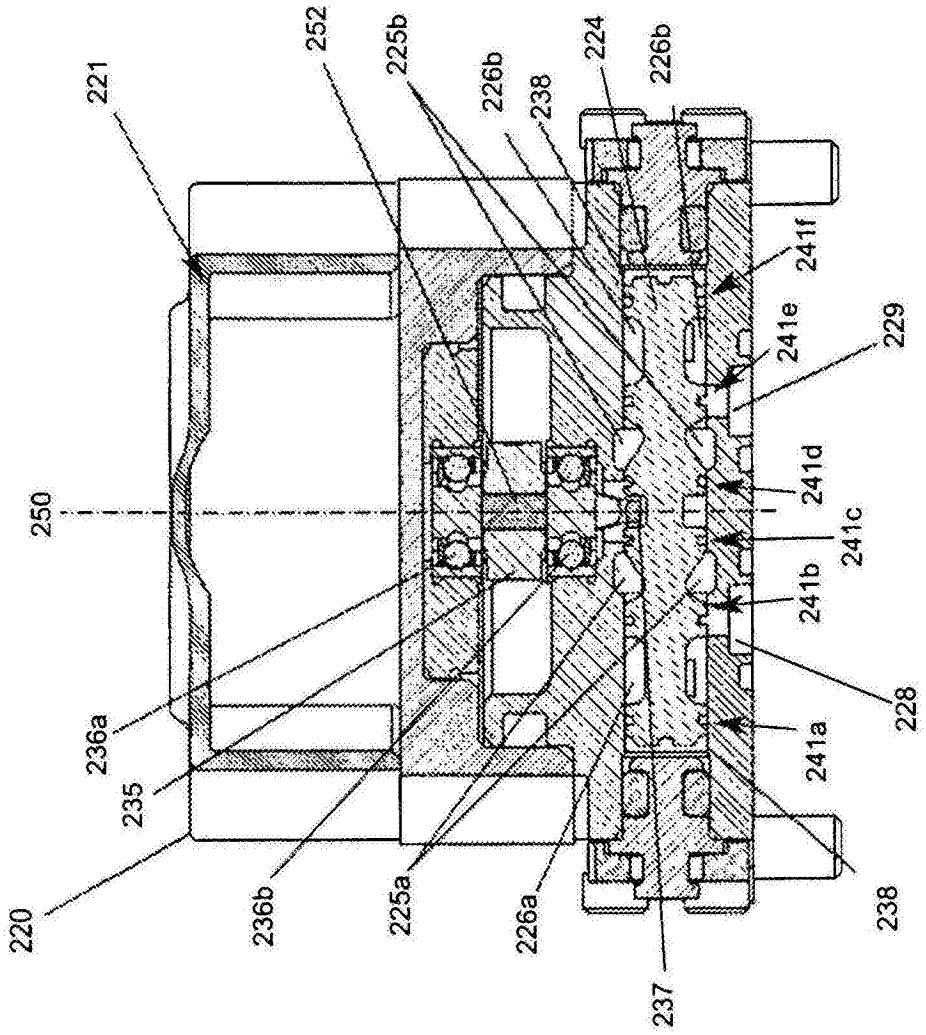

252
225b
226b
224
226b
238
221
241f
241e
229
250
241d
241c
241b
228
236a
241a
235
220
236b
225a
226a
238
237

图8

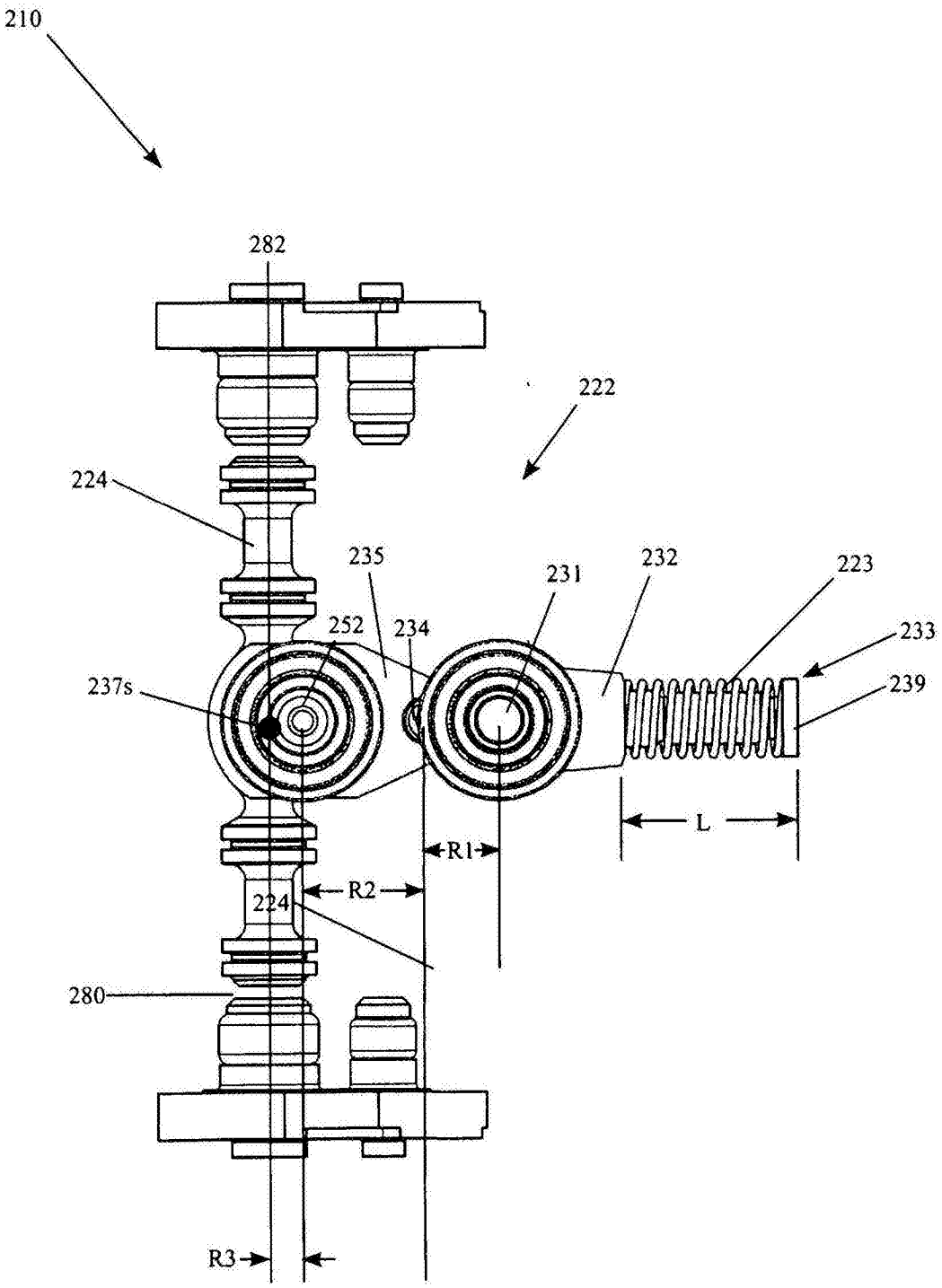

210
282
222
224
235
231
232
223
233
252
234
237s
239
L
R1
R2
224
280
R3

图9

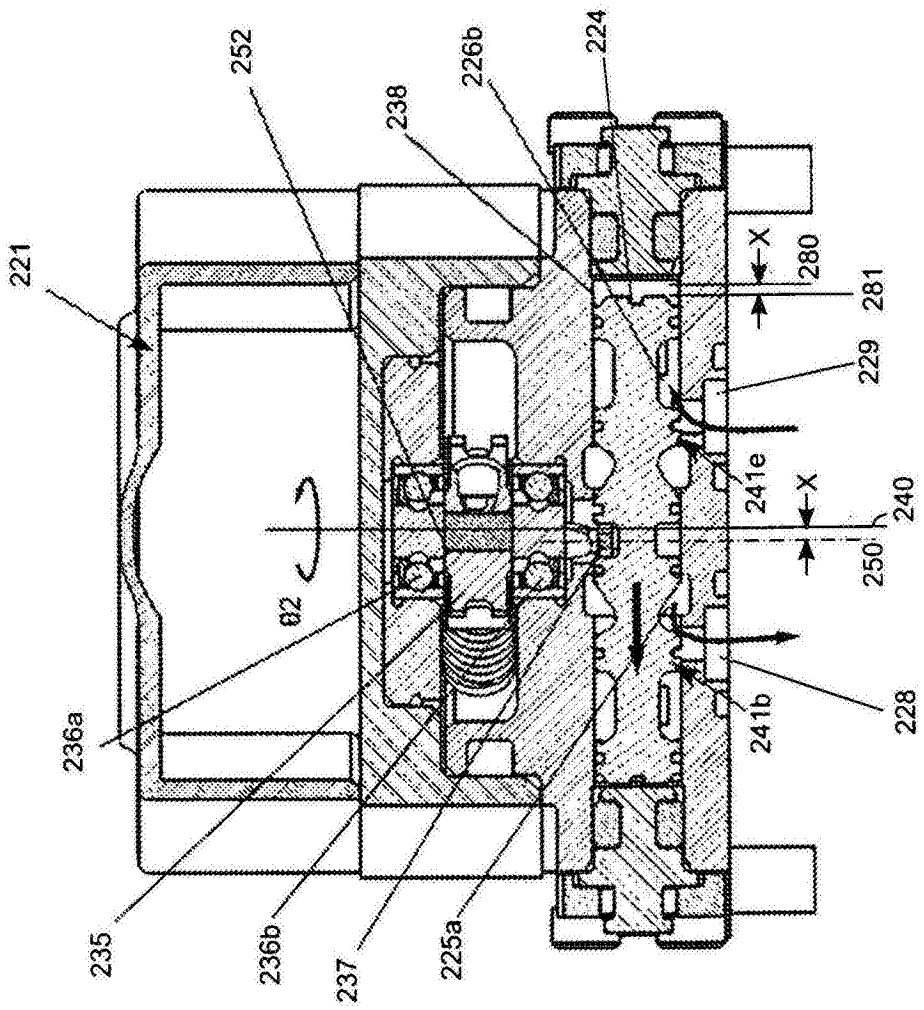

252
238
226b
224
221
X
280
281
229
241e
X
240
250
θ2
236a
228
241b
235
236b
237
225a

图10

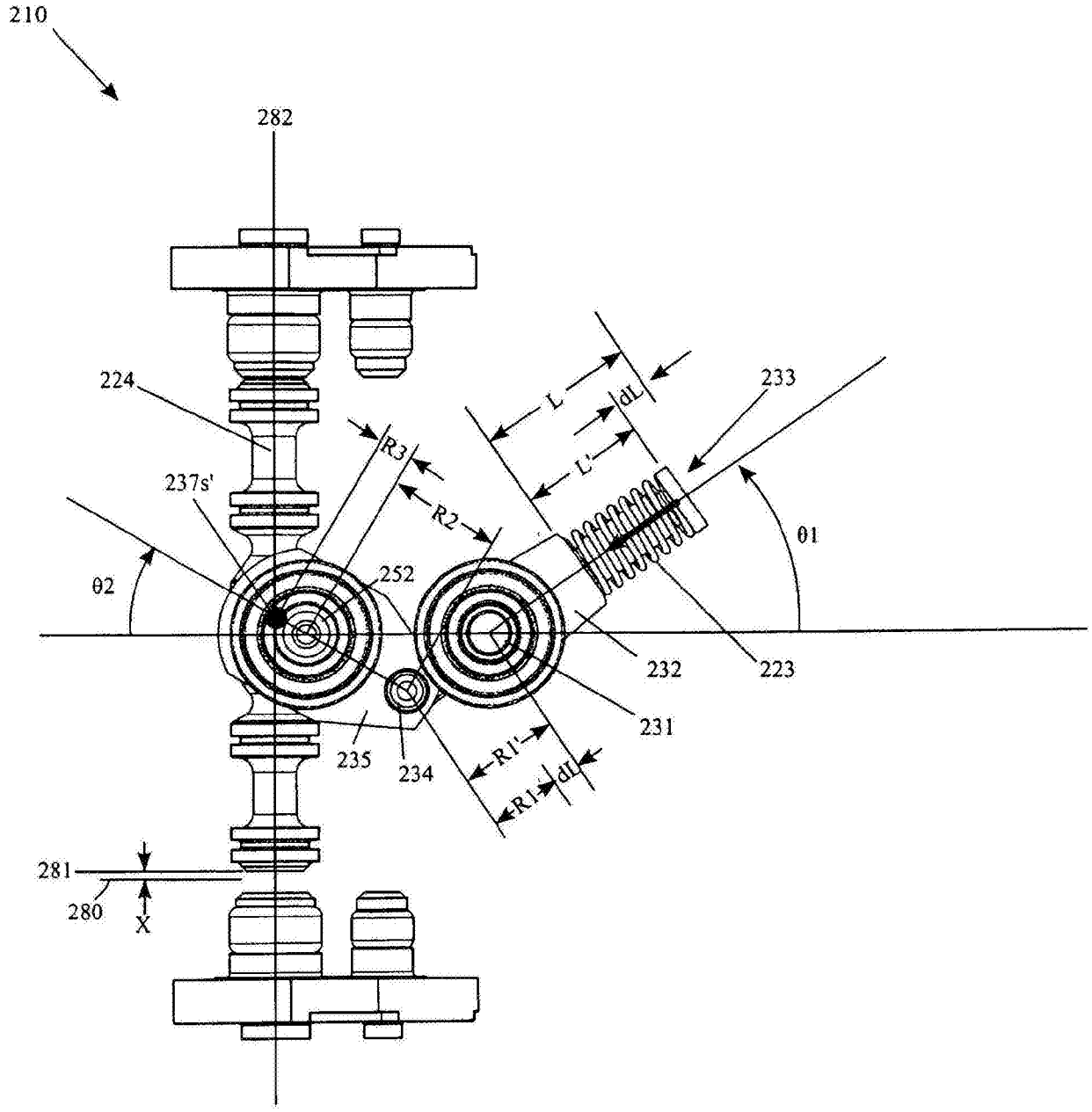

210
282
224
237s'
R3
R2
252
θ2
L
dL
L'
233
θ1
232
223
231
235
234
R1'
dL
R1
281
280
X

图11

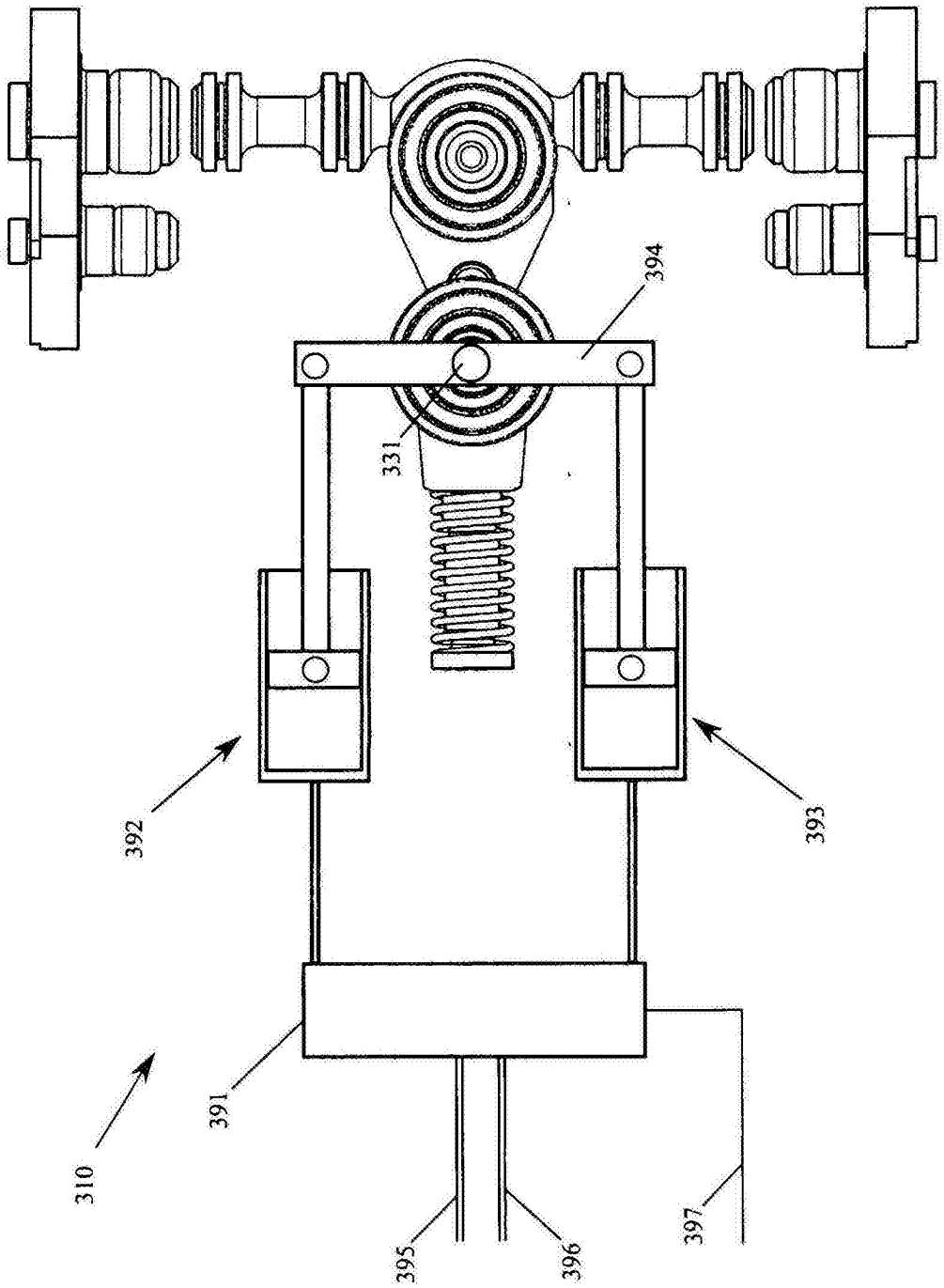


图12

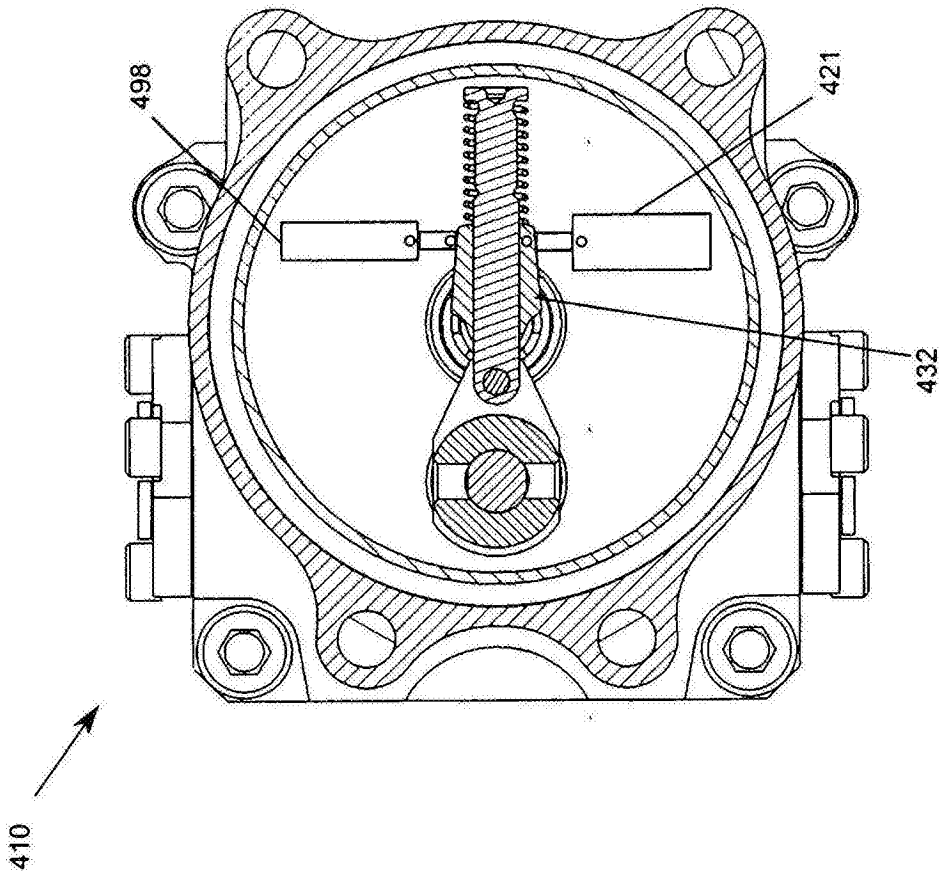


图13

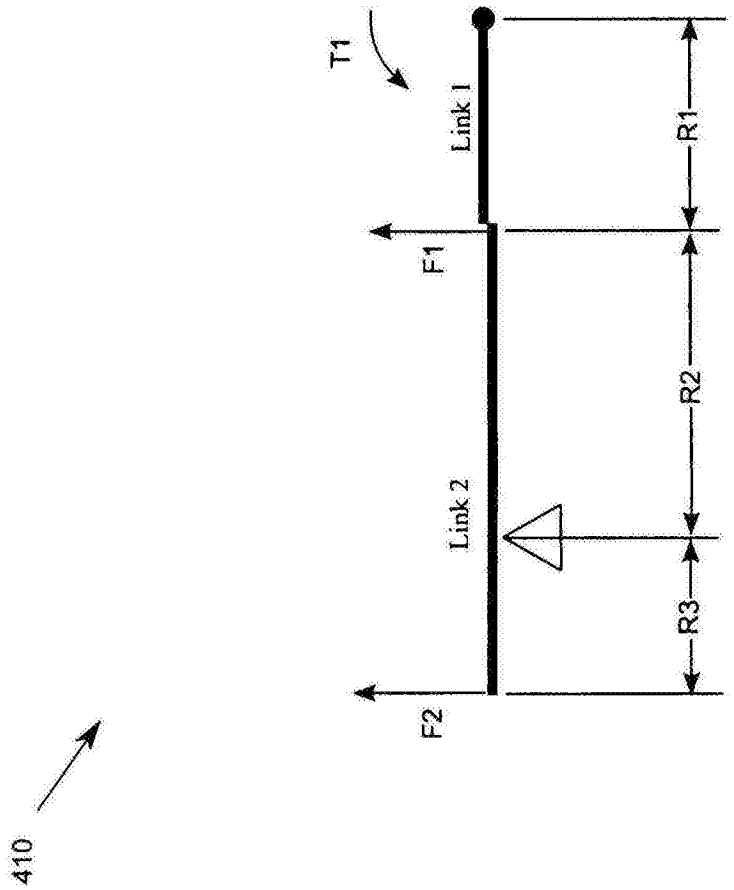


图14

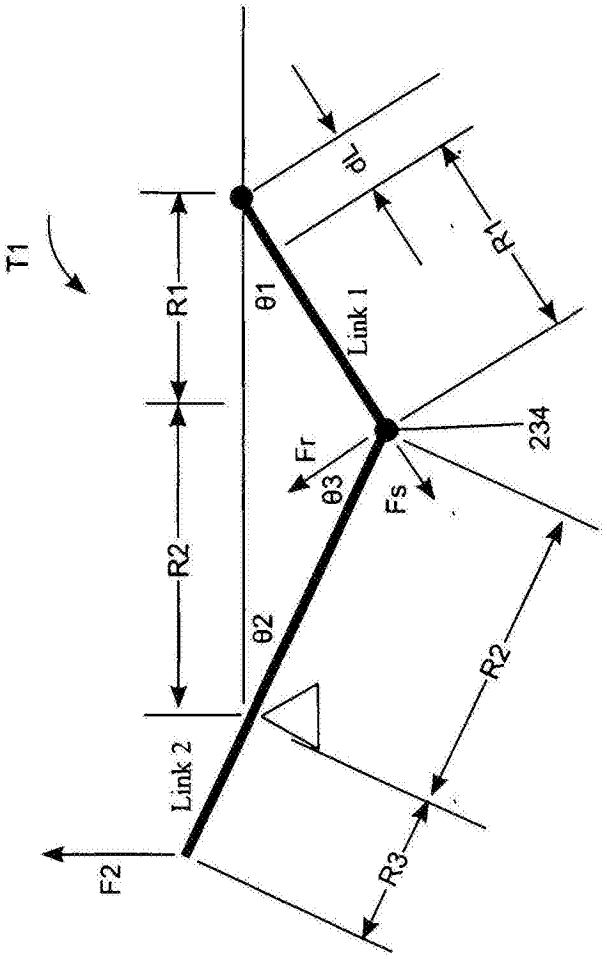

T1
R1
θ1
Link 1
R1
234
Fr
θ3
Fs
R2
θ2
R2
Link 2
F2
R3

图15

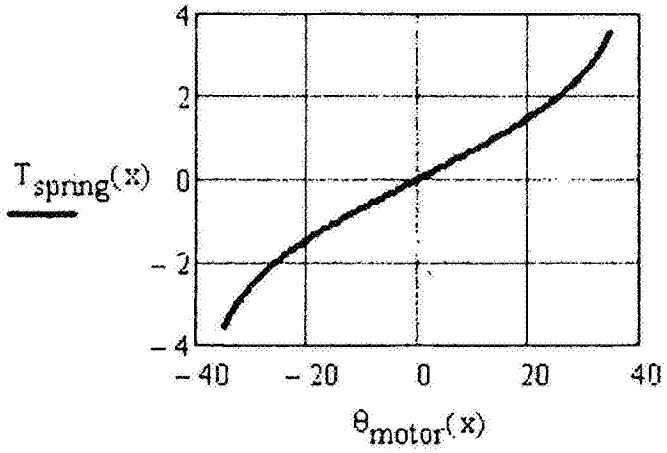

4
2
0
-2
-4
-40
-20
0
20
40
$T_{spring}(x)$
$\theta_{motor}(x)$

图16

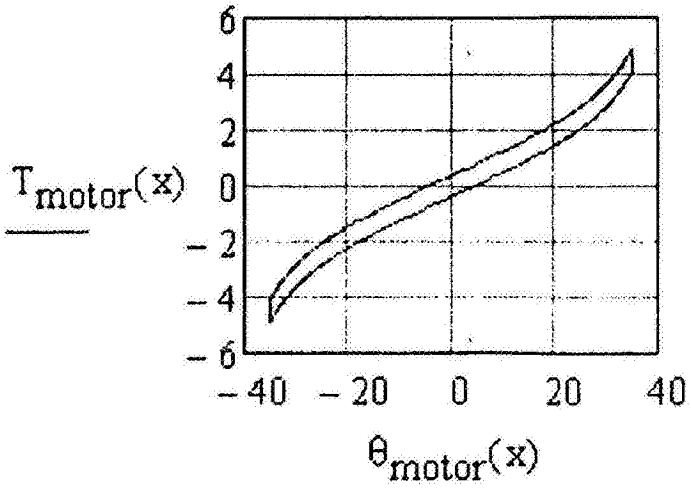


图17