



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 104061193 B

(45) 授权公告日 2016. 07. 06

(21) 申请号 201310263268. X

审查员 朱芳艳

(22) 申请日 2013. 06. 27

(73) 专利权人 湖北三江航天万山特种车辆有限公司

地址 432000 湖北省孝感市北京路 69 号

(72) 发明人 万俊 杨凯 王力波 冯海青

(74) 专利代理机构 北京汇信合知识产权代理有限公司 11335

代理人 夏静洁

(51) Int. Cl.

F15B 1/04(2006. 01)

F15B 13/02(2006. 01)

F15B 21/04(2006. 01)

F15B 11/05(2006. 01)

F16D 65/14(2006. 01)

F16D 121/02(2012. 01)

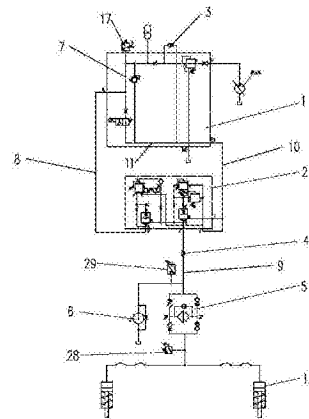
权利要求书2页 说明书5页 附图3页

(54) 发明名称

多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统

(57) 摘要

本发明提供一种多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,包括进油控制阀组、电液比例控制阀组、开关球阀和过滤器总成,第一油路、第二油路、第三油路、第四油路和第五油路。该鼓式制动液压系统,采用蓄能器可以满足小流量输入大流量输出,实现了多轴重型工程机械的制动和制动解除的迅速响应,同时节省了采用大流量液压泵的成本;采用制动缸压力的电比例输入控制,实现了鼓式制动器的大制动力矩输出,使多轴重型工程机械的制动桥数量可以减少,相应缩短整车尺寸,减小车辆转弯半径。



1. 一种多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,其特征在于,包括:

进油控制阀组、电液比例控制阀组、开关球阀和过滤器总成,第一油路、第二油路、第三油路、第四油路和第五油路,

所述的第一油路作为所述进油控制阀组的供油通道,所述的第二油路作为将所述进油控制阀组的工作油口与所述电液比例控制阀组的进油口连通的通道,所述的第三油路作为所述电液比例控制阀组的控制油口到制动缸的供油通道,所述的第四油路作为所述电液比例控制阀组的卸油通道,所述的第五油路作为所述进油控制阀组的回油通道;

所述的进油控制阀组包括第一单向阀、减压阀、节流阀、蓄能器和驻车电磁阀,所述的第一单向阀、减压阀的进油口P口与出油口A口、节流阀依次串联在所述的第一油路上,所述蓄能器并联接入所述第一油路,所述驻车电磁阀的进油口接入所述第一油路、回油口接入所述第五油路,所述驻车电磁阀实现得电的第一状态与失电的第二状态,在第一状态,液压油从第一油路进入第二油路;在第二状态,液压油从第一油路进入第五油路,所述减压阀的卸油口L口接入所述第五油路;

所述的电液比例控制阀组包括电比例减压阀、第二单向阀、电比例减压阀控制的二通插装阀、电比例溢流阀、第一安全溢流阀及电比例溢流阀与第一安全溢流阀控制的二通插装阀,所述电比例减压阀控制的二通插装阀的进油口A口与压力控制口F口均与所述电比例减压阀的进油口P口相连并接入所述第二油路,所述电比例减压阀控制的二通插装阀的出油口B口与所述电比例减压阀的工作进油口A口之间连接有所述第二单向阀;所述电比例溢流阀的进油口P口、所述第一安全溢流阀的进油口P口与所述电比例溢流阀与第一安全溢流阀控制的二通插装阀的工作进油口A口及压力控制口F口相连,并与电比例减压阀控制的二通插装阀的出油口B口相连;所述电比例溢流阀的回油口T口、所述第一安全溢流阀的回油口T口与所述电比例减压阀的回油口T口相连、并接入所述第四油路,电液比例控制阀组可以实现车辆行车制动解除的第一状态与车辆行车制动的第二状态,车辆行车制动解除的第一状态,所述电液比例控制阀组的控制油口的压力与所述电比例减压阀的工作进油口A口压力相同,车辆行车制动的第二状态,所述电液比例控制阀组的控制油口的压力与所述电比例溢流阀的进油口P口压力相同;

所述开关球阀与过滤器总成串联接入所述第三油路,所述过滤器总成靠近制动缸。

2. 根据权利要求1所述的多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,其特征在于,所述的过滤器总成包括过滤器及4个单向阀,实现所述第三油路的双向过滤,其中两个单向阀的出油口与过滤器的进油口相连、两个单向阀的进油口连入所述第三油路,另外两个单向阀的进油口与过滤器的出油口相连、另外两个单向阀的出油口连入所述第三油路。

3. 根据权利要求1所述的多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,其特征在于,还包括手动驻车球阀,所述手动驻车球阀的进油口接入所述第一油路上所述减压阀与节流阀之间,所述手动驻车球阀的回油口接入所述第五油路。

4. 根据权利要求1所述的多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,其特征在于,还包括手动泵,所述的手动泵接入所述第三油路上的所述开关球阀与过滤器总成之间。

5. 根据权利要求1所述的多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,其特征在于,还包括第一压力开关与第二压力开关,所述的第一压力开关并联接入所述第一油路上的所述蓄能器与所述驻车电磁阀之间,所述的第二压力开关并联接入所述第三油路上所述过滤器总成

与制动缸之间。

6. 根据权利要求1所述的多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,其特征在于,还包括第二安全溢流阀,所述第二安全溢流阀的进油口接入所述第一油路上的所述蓄能器与所述进油控制阀组的工作油口之间,所述第二安全溢流阀的回油口接入所述第五油路。

7. 根据权利要求4所述的多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,其特征在于,还包括压力传感器,所述的压力传感器并联接入所述手动泵与所述第三油路相连的油路上。

8. 根据权利要求1所述的多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,其特征在于,所述减压阀限制液压油的最大压力为200bar。

9. 根据权利要求5所述的多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,其特征在于,所述第一压力开关,在电液比例控制阀组的输入压力低于170bar时产生电信号,所述第二压力开关,在制动缸的输入压力低于160bar时产生电信号。

多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统

技术领域

[0001] 本发明涉及工程机械行业的液压领域,具体涉及一种多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统。

背景技术

[0002] 现有多轴重型工程机械的制动执行机构一般分为钳盘式和鼓式两种。

[0003] 钳盘式制动采用液压制动,制动力较大,需要的布置空间小,但成本较高,所以在多轴重型工程机械中使用较少。

[0004] 鼓式制动普遍采用气制动系统,但由于气压较小和气室尺寸限制,气制动系统最终在车轮处产生的制动力普遍偏小,因此对于多轴重型工程机械气制动系统往往需要较多的制动桥才能满足重载运输时整车行车制动和驻车制动的功能。这样一方面增加了产品成本,另一方面限制了车辆最短长度和车辆的最小转弯半径。

发明内容

[0005] 本发明的目的在于解决现有技术存在的问题,提供一种多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,采用蓄能器和制动缸压力的电比例输入控制设计,不仅实现了多轴重型工程机械的制动和制动解除的迅速响应,同时节省了采用大流量液压泵的成本,由于该液压系统可以小流量输入大流量输出,实现了鼓式制动器的大制动力矩输出,使多轴重型工程机械的制动桥数量可以减少,相应缩短整车尺寸,减小车辆转弯,节省成本。

[0006] 为了达到上述技术目的,本发明采用以下技术方案:

[0007] 一种多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,包括:

[0008] 进油控制阀组、电液比例控制阀组、开关球阀和过滤器总成,第一油路、第二油路、第三油路、第四油路和第五油路,

[0009] 所述的第一油路作为所述进油控制阀组的供油通道,所述的第二油路作为将所述进油控制阀组的工作油口与所述电液比例控制阀组的进油口连通的通道,所述的第三油路作为所述电液比例控制阀组的控制油口到制动缸的供油通道,所述的第四油路作为所述电液比例控制阀组的卸油通道,所述的第五油路作为所述进油控制阀组的回油通道;

[0010] 所述的进油控制阀组包括第一单向阀、减压阀、节流阀、蓄能器和驻车电磁阀,所述的第一单向阀、减压阀的进油口P口与出油口A口、节流阀依次串联在所述的第一油路上,所述蓄能器并联接入所述第一油路,所述驻车电磁阀的进油口接入所述第一油路、回油口接入所述第五油路,所述驻车电磁阀实现得电的第一状态与失电的第二状态,在第一状态,液压油从第一油路进入第二油路;在第二状态,液压油从第一油路进入第五油路,所述减压阀的卸油口L口接入所述第五油路;

[0011] 所述的电液比例控制阀组包括电比例减压阀、第二单向阀、电比例减压阀控制的二通插装阀、电比例溢流阀、第一安全溢流阀及电比例溢流阀与第一安全溢流阀控制的二通插装阀,所述电比例减压阀控制的二通插装阀的进油口A口与压力控制口F口均与所述电

比例减压阀的进油口P口相连并接入所述第二油路,所述电比例减压阀控制的二通插装阀的出油口B口与所述电比例减压阀的工作进油口A口之间连接有所述第二单向阀;所述电比例溢流阀的进油口P口、所述第一安全溢流阀的进油口P口与所述电比例溢流阀与第一安全溢流阀控制的二通插装阀的工作进油口A口及压力控制口F口相连,并与电比例减压阀控制的二通插装阀的出油口B口相连;所述电比例溢流阀的回油口T口、所述第一安全溢流阀的回油口T口与所述电比例减压阀的回油口T口相连、并接入所述第四油路,电液比例控制阀组可以实现车辆行车制动解除的第一状态与车辆行车制动的第二状态,车辆行车制动解除的第一状态,所述电液比例控制阀组的控制油口的压力与所述电比例减压阀的工作进油口A口压力相同,车辆行车制动的第二状态,所述电液比例控制阀组的控制油口的压力与所述电比例溢流阀的进油口P口压力相同;

[0012] 所述开关球阀与过滤器总成串联接入所述第三油路,所述过滤器总成靠近制动缸。

[0013] 作为上述方案的优选,所述的过滤器总成包括过滤器及4个单向阀,实现所述第三油路的双向过滤,其中两个单向阀的出油口与过滤器的进油口相连、两个单向阀的进油口连入所述第三油路,另外两个单向阀的进油口与过滤器的出油口相连、另外两个单向阀的出油口连入所述第三油路。

[0014] 作为上述方案的优选,还包括手动驻车球阀,所述手动驻车球阀的进油口接入所述第一油路上所述减压阀与节流阀之间,所述手动驻车球阀的回油口接入所述第五油路。

[0015] 作为上述方案的优选,还包括手动泵,所述的手动泵接入所述第三油路上的所述开关球阀与过滤器总成之间。

[0016] 作为上述方案的优选,还包括第一压力开关与第二压力开关,所述的第一压力开关并联接入所述第一油路上的所述蓄能器与所述驻车电磁阀之间,所述的第二压力开关并联接入所述第三油路上所述过滤器总成与制动缸之间。

[0017] 作为上述方案的优选,还包括第二安全溢流阀,所述第二安全溢流阀的进油口接入所述第一油路上的所述蓄能器与所述进油控制阀组的工作油口之间,所述第二安全溢流阀的回油口接入所述第五油路。

[0018] 作为上述方案的优选,还包括压力传感器,所述的压力传感器并联接入所述手动泵与所述第三油路相连的油路上。

[0019] 作为上述方案的优选,所述减压阀限制液压油的最大压力为200bar。

[0020] 作为上述方案的优选,所述第一压力开关,在电液比例控制阀组的输入压力低于170bar时产生电信号,所述第二压力开关,在制动缸的输入压力低于160bar时产生电信号。

[0021] 本发明提供一种多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统相比现有技术具有以下优点:

[0022] 1、采用蓄能器和制动缸压力的电比例输入控制设计,不仅实现了多轴重型工程机械的启动和行车制动的迅速响应,同时节省了采用大流量液压泵的成本,由于该液压系统可以小流量输入大流量输出,实现了鼓式制动器的大制动力矩输出,使多轴重型工程机械的制动桥数量可以减少,相应缩短整车尺寸,减小车辆转弯,节省成本。

[0023] 2、过滤器总成实现对制动油路进行正反向过滤的作用,4个单向阀实现固定过滤器进油口和出油口的功能,过滤器实现对制动油路进行过滤的功能。

- [0024] 3、通过手动驻车球阀可以实现车辆的驻车制动。
- [0025] 4、通过手动泵实现车辆应急解除驻车制动的功能。
- [0026] 5、通过第一压力开关实时监控电液比例控制阀组的输入压力,在压力低于或超过某个阈值时产生电信号控制信号灯打开或关闭,实现对输入压力的监控并实时报警;通过第二压力开关实时监控制动缸的压力,在压力低于或超过某个阈值时产生电信号控制制动灯打开或关闭。
- [0027] 6、通过安全溢流阀实现该制动液压系统压力安全保护功能。
- [0028] 7、通过压力传感器实现实时监控车辆制动压力的功能。

附图说明

[0029] 为了更清楚地说明本发明实施例或现有技术中的技术方案,下面将对实施例或现有技术描述中所需要使用的附图作简单地介绍,显而易见地,下面描述中的附图仅仅是本发明的一些实施例,对于本领域普通技术人员来讲,在不付出创造性劳动性的前提下,还可以根据这些附图获得其他的附图。

[0030] 图1为本发明多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统的液压原理图;

[0031] 图2为图1中进油控制阀组的液压原理图;

[0032] 图3为图1中电液比例控制阀组的液压原理图;

[0033] 图4为图1中过滤器总成的结构示意图。

具体实施方式

[0034] 下面将结合本发明的附图,对本发明的技术方案进行清楚、完整地描述,显然,所描述的实施例仅是本发明一部分实施例,而不是全部的实施例。基于本发明中的实施例,本领域普通技术人员在没有作出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例,都属于本发明保护的范围。

[0035] 如图1所示,本发明提供一种多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,包括:

[0036] 进油控制阀组1、电液比例控制阀组2、手动驻车球阀3、开关球阀4、过滤器总成5、手动泵6,第一油路7、第二油路8、第三油路9、第四油路10和第五油路11,

[0037] 所述的第一油路7作为所述进油控制阀组1的供油通道,所述的第二油路8作为将所述进油控制阀组1的工作油口A口与所述电液比例控制阀组2的进油口P口连通的通道,所述的第三油路9作为所述电液比例控制阀组2的控制油口Z口到制动缸12的供油通道,所述的第四油路10作为所述电液比例控制阀组2的卸油通道,所述的第五油路11作为所述进油控制阀组1的回油通道;

[0038] 如图2所示,所述的进油控制阀组1包括第一单向阀13、减压阀14、节流阀15、蓄能器16、第一压力开关17、第二安全溢流阀18和驻车电磁阀19,所述的第一单向阀13、减压阀14的进油口P口与出油口A口、节流阀15依次串联在所述的第一油路上7,所述减压阀14限制液压油的最大压力为200bar;所述蓄能器16并联接入所述第一油路7,第二安全溢流阀18的进油口接入所述第一油路7上的所述蓄能器16与所述进油控制阀组1的工作油口A之间、所述第二安全溢流阀18的回油口接入所述第五油路11;所述的第一压力开关17并联接入所述第一油路7上的所述蓄能器16与所述驻车电磁阀19之间,在电液比例控制阀组2的输入压力

低于170bar时产生电信号;所述驻车电磁阀19的进油口接入所述第一油路7、回油口接入所述第五油路11,所述驻车电磁阀19实现得电的第一状态与失电的第二状态,在第一状态,液压油从第一油路7进入第二油路8;在第二状态,液压油从第一油路7进入第五油路11,所述减压阀14的卸油口L口接入所述第五油路11;

[0039] 如图3所示,所述的电液比例控制阀组2包括电比例减压阀20、第二单向阀21、电比例减压阀控制的二通插装阀22、电比例溢流阀23、第一安全溢流阀24及电比例溢流阀与第一安全溢流阀控制的二通插装阀25,所述电比例减压阀控制的二通插装阀22的进油口A口与压力控制口F口均与所述电比例减压阀20的进油口P口相连并接入所述第二油路8,所述电比例减压阀控制的二通插装阀22的出油口B口与所述电比例减压阀20的工作进油口A口之间连接有所述第二单向阀21;所述电比例溢流阀23的进油口P口、所述第一安全溢流阀24的进油口P口与所述电比例溢流阀与第一安全溢流阀控制的二通插装阀25的工作进油口A口及压力控制口F口相连,并与电比例减压阀控制的二通插装阀22的出油口B口相连;所述电比例溢流阀23的回油口T口、所述第一安全溢流阀24的回油口T口与所述电比例减压阀20的回油口T口相连、并接入所述第四油路10,电液比例控制阀组2可以实现车辆行车制动解除的第一状态与车辆行车制动的第二状态,车辆行车制动解除的第一状态,所述电液比例控制阀组2的控制油口Z的压力与所述电比例减压阀20的工作进油口A口压力相同,车辆行车制动的第二状态,所述电液比例控制阀组2的控制油口Z的压力与所述电比例溢流阀23的进油口P口压力相同;

[0040] 如图1所示,所述手动驻车球阀3的进油口接入所述第一油路7上所述减压阀14与节流阀15之间,所述手动驻车球阀3的回油口接入所述第五油路11。

[0041] 所述开关球阀4与过滤器总成5串联接入所述第三油路9,所述过滤器9总成靠近制动缸12。所述的过滤器总成5包括过滤器26及4个单向阀27,实现所述第三油路9的双向过滤,其中两个单向阀27的出油口与过滤器26的进油口Fe相连、两个单向阀27的进油口连入所述第三油路9,另外两个单向阀27的进油口与过滤器26的出油口Fa相连、另外两个单向阀27的出油口连入所述第三油路9。

[0042] 所述的手动泵6接入所述第三油路9上的所述开关球阀4与过滤器总成5之间。

[0043] 优选地,还包括第二压力开关28,所述的第二压力开关28并联接入所述第三油路9上所述过滤器总成5与制动缸12之间,在制动缸12的输入压力低于160bar时产生电信号。

[0044] 优选地,还包括压力传感器29,所述的压力传感器29并联接入所述手动泵6与所述第三油路9相连的油路上。

[0045] 本发明提供了一种多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统,采用蓄能器和制动缸压力的电比例输入控制设计,不仅实现了多轴重型工程机械的制动和制动解除的迅速响应,同时节省了采用大流量液压泵的成本,由于该液压系统可以小流量输入大流量输出,实现了鼓式制动器的大制动力矩输出,使多轴重型工程机械的制动桥数量可以减少,相应缩短整车尺寸,减小车辆转弯半径;过滤器总成实现对制动油路进行正反向过滤的作用,4个单向阀实现固定过滤器进油口和出油口的功能,过滤器实现对制动油路进行过滤的功能;通过手动驻车球阀可以实现车辆的驻车制动;通过手动泵实现车辆应急解除驻车制动的功能;通过第一压力开关实时监控电液比例控制阀组的输入压力,在压力低于或超过某个阈值时产生电信号控制信号灯打开或关闭,实现对输入压力的监控并实时报警;通过第二压

力开关实时监控制动缸的压力,在压力低于或超过某个阈值时产生电信号控制制动灯打开或关闭;通过安全溢流阀实现该制动液压系统压力安全保护功能;通过压力传感器实现实时监控车辆制动压力的功能。

[0046] 本发明提供了一种多轴重型工程机械的鼓式制动液压系统的工作原理为:

[0047] 车辆处于驻车状态时,液压源未向进油控制阀组输出压力,所以该鼓式液压制动系统和制动缸处于无压力状态,此时制动缸的柱塞杆伸出长度最短,鼓式制动器的制动力最大,整车处于驻车状态。

[0048] 车辆启动后,液压源开始向进油控制阀组1提供稳定的流量。液压油经过进油控制阀组1内部集成的第一单向阀13,减压阀14和节流阀15之后,向蓄能器16提供流量,蓄能器16开始充液,同时驻车电磁阀19得电,使得解除制动的压力能够正常建立。液压油经过进油控制阀组1的工作油口A口进入电液比例控制阀组2的进油口P口。来自P口的液压油通过电比例减压阀20和电比例减压阀控制的二通插装阀22实现向制动缸的大流量输出,同时控制输出压力。电比例减压阀20是电比例减压阀控制的二通插装阀22的先导控制元件,通过外部控制电流的大小控制电比例减压阀20输出压力的大小,最终限制电比例减压阀控制的二通插装阀22输出的压力,并按照压力流量曲线输出对应的流量,在启车解除制动后,电比例减压阀20和电比例溢流阀23的外部控制电流达到最大,即电比例减压阀20的输出压力达到最大,电比例溢流阀23的溢流压力达到最大,此时所述电液比例控制阀组2的控制油口Z口的压力与所述电比例减压阀20的工作进油口A口压力相同,即电液比例控制阀组2的输出压力达到最大。液压油经过第一油路7、第二油路8后通过所述电液比例控制阀组2的控制油口Z口进入第三油路9,开关球阀4处于开启状态,通过开关球阀4和过滤器总成5进入制动缸,使制动缸处于最大压力状态,此时制动缸的柱塞杆伸出长度最长,鼓式制动器的制动力最小,整车处于解除制动(解除驻车)状态。

[0049] 车辆载货行驶过程中进行行车制动,此时电比例减压阀20和电比例溢流阀23的外部控制电流减小,则电比例溢流阀23的溢流压力减小,由于第二单向阀21的分隔作用,制动缸处的压力仅靠电比例溢流阀23和电比例溢流阀与第一安全溢流阀控制的二通插装阀25进行控制,此时所述电液比例控制阀组2的控制油口Z口的压力与所述电比例溢流阀23的进油口P口压力相同,经电液比例控制阀组2卸压后的液压油经第四油路10流回油箱。当电流减至最小时,电液比例控制阀组2的输出压力为0,制动缸处于无压力状态,制动缸的柱塞杆伸出长度最短,鼓式制动器的制动力最大。

[0050] 驻车制动,关闭手动驻车球阀3,液压油经第一油路7后直接进入第五油路11,车辆可以实现手动驻车操作。

[0051] 应急解除驻车制动,打开手动泵6、关闭开关球阀4,手动泵打出的液压油直接进入第三油路9控制制动缸12,车辆可以实现应急手动解除驻车。

[0052] 以上所述,仅为本发明的具体实施方式,但本发明的保护范围并不局限于此,任何熟悉本技术领域的技术人员在本发明揭露的技术范围内,可轻易想到变化或替换,都应涵盖在本发明的保护范围之内。因此,本发明的保护范围应以所述权利要求的保护范围为准。

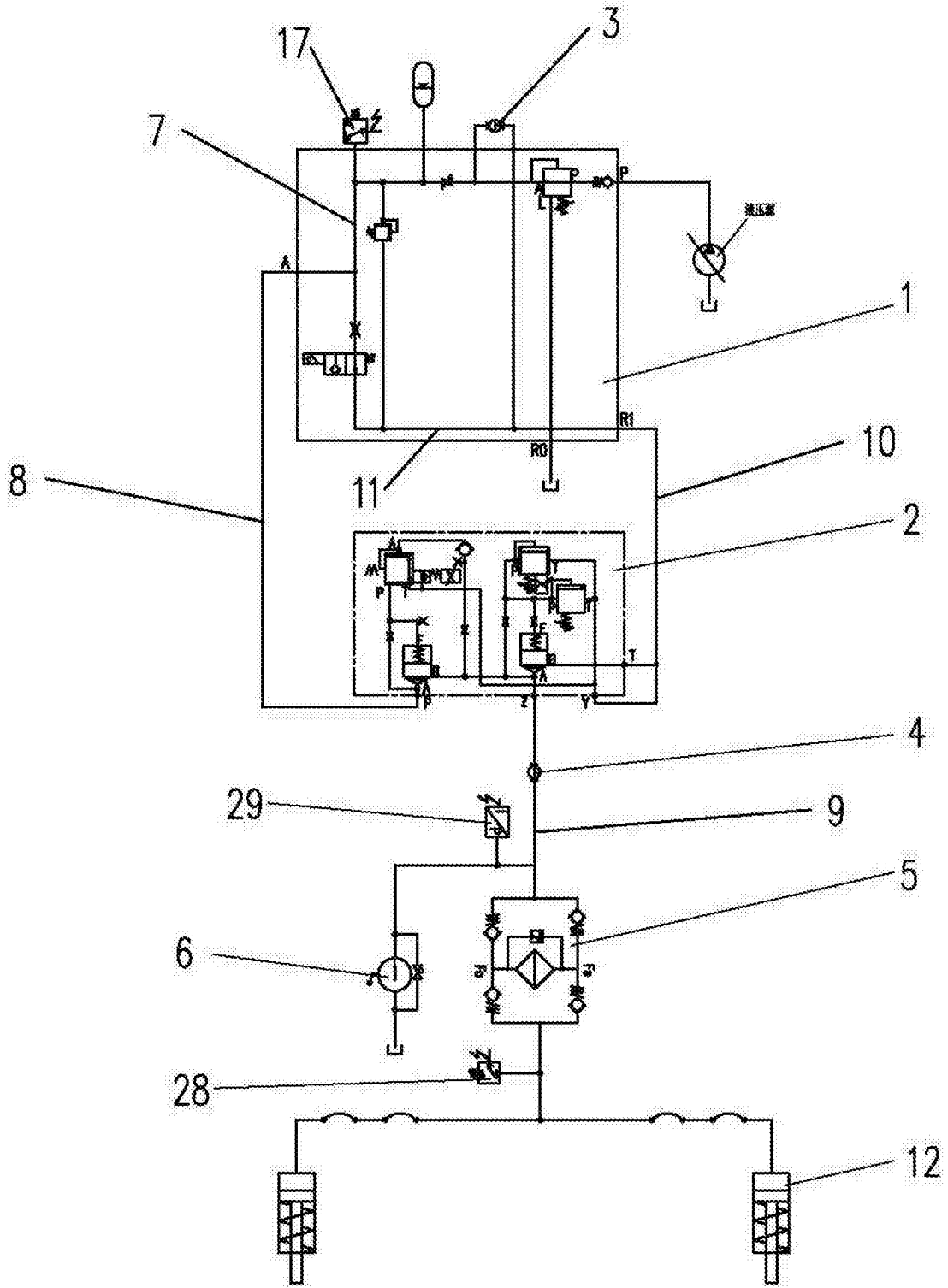


图1

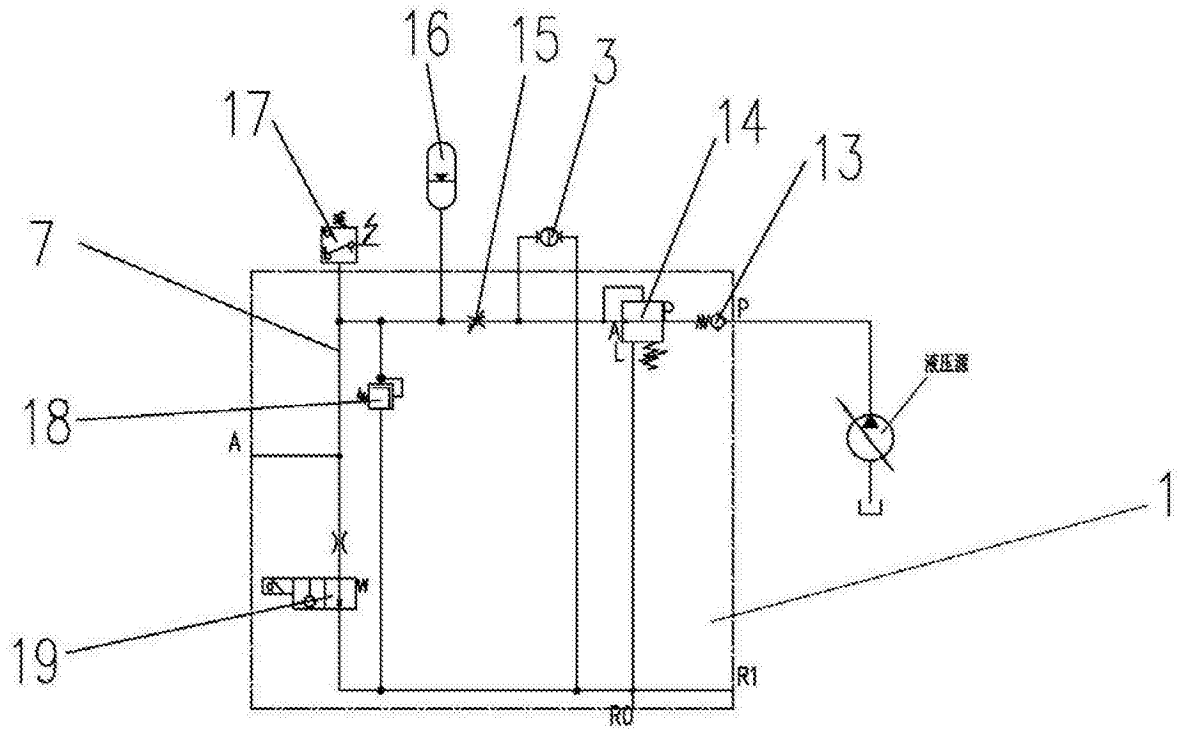


图2

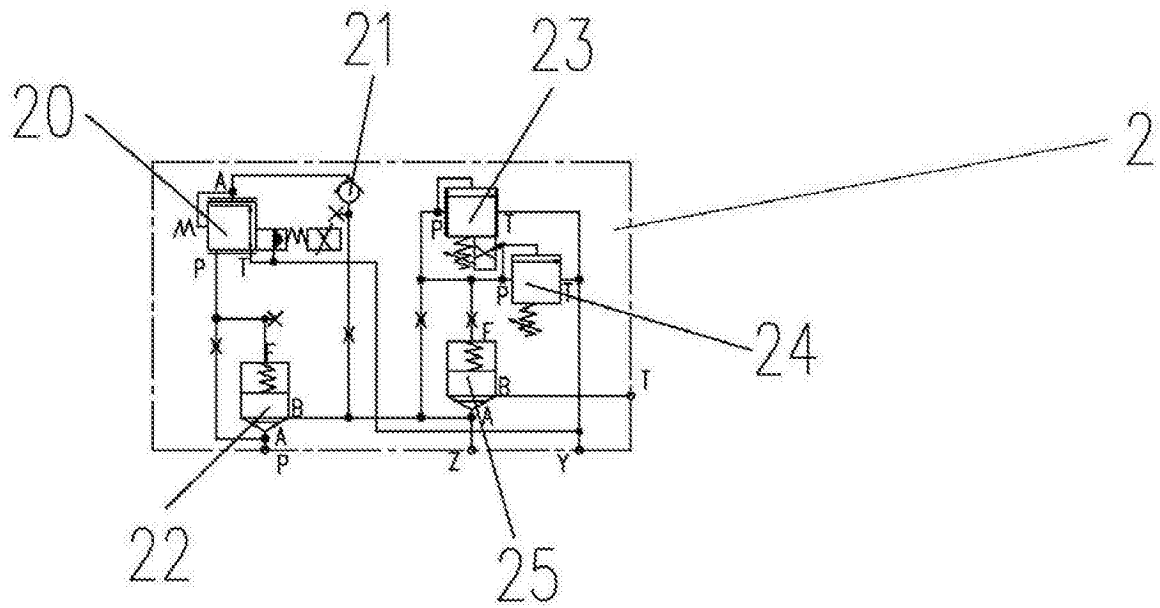


图3

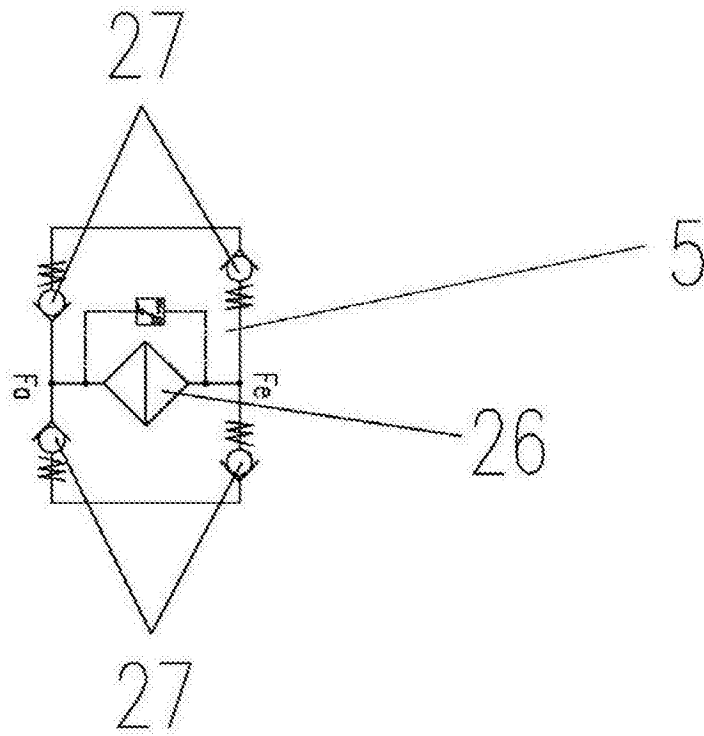


图4