



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 113631442 B

(45) 授权公告日 2024. 02. 20

(21) 申请号 201980094676.2

(22) 申请日 2019.07.10

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 113631442 A

(43) 申请公布日 2021.11.09

(30) 优先权数据
202019101596.9 2019.02.12 DE

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2021.09.24

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/EP2019/068596 2019.07.10

(87) PCT国际申请的公布数据
W02020/164755 DE 2020.08.20

(73) 专利权人 爱皮加特股份公司

地址 瑞士普费菲孔

(72) 发明人 托马斯·莱贝尔 海因茨·莱贝尔
安东·万赞滕

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

专利代理人 王艳江 严小艳

(51) Int.Cl.
B60T 8/32 (2006.01)
B60T 8/40 (2006.01)

(56) 对比文件
CN 103786707 A, 2014.05.14 (续)

审查员 吕学昭

权利要求书6页 说明书24页 附图14页

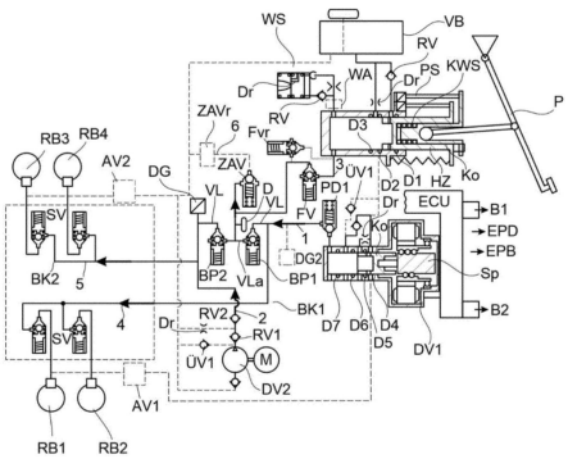
(54) 发明名称

具有至少两个液压回路和两个压力供应装置的液压系统

(57) 摘要

本发明涉及一种用于在车辆中产生制动力的装置,该装置具有制动系统,该制动系统具有由电动马达驱动的至少两个压力供应装置(DV1、DV2);该制动系统具有第一和第二液压制动回路(BK1、BK2),每个液压制动回路具有至少一个或两个液压作用的轮制动器(RB1、RB2、RB3、RB4);并且至少一个制动回路(BK1、BK2)中的压力能够通过压力供应装置(DV1、DV2)升高和释放;压力供应装置(DV2)是由电动马达驱动器驱动的泵,特别是活塞泵或齿轮泵,并且压力供应装置具有连续的容积递送;提供有至少一个阀装置(HCU),该阀装置具有用于单独调节每个轮的制动压力和/或用于将轮制动器(RB1、RB2、RB3、RB4)与制动回路和/或压力供应装置(DV1、DV2)断开连接和/或连接的阀;提供有用于开环与闭环控制的至少一个电子控制单元(ECU),以用于控制制动系统或制动系统的部件;每个制动回路(BK1、BK2)包括液压主管路(4、5),轮制动器(RB1、RB2、

RB3、RB4)借助于液压主管路连接或能够连接至两个压力供应装置(DV1、DV2)中的每个压力供应装置;其特征在于,制动系统设计成使得能够既单独地又组合地借助于第一和/或第二压力供应装置(DV1、DV2)在一个或两个制动回路(BK1、BK2)中实现压力变化、特别是压力升高,压力供应装置(DV1、DV2)同时地、特别是在同一时间或者部分同时地、特别是以时间偏移或时间交叠的方式产生压力变化、特别是压力升高。



[接上页]

(56) 对比文件

WO 2012146461 A1, 2012.11.01

DE 102009009647 A1, 2010.08.26

DE 102012205862 A1, 2012.10.25

KR 100688455 B1, 2007.03.02

EP 0937620 A2, 1999.08.25

WO 2010091883 A1, 2010.08.19

CN 105835864 A, 2016.08.10

GB 2230066 A, 1990.10.10

CN 103167978 A, 2013.06.19

CN 102233871 A, 2011.11.09

US 2014225425 A1, 2014.08.14

CN 101254785 A, 2008.09.03

CN 106458184 A, 2017.02.22

WO 2006067196 A1, 2006.06.29

1. 一种用于在车辆中产生制动力的装置,所述装置具有制动系统,所述制动系统具有至少两个电动驱动压力供应装置,即,第一压力供应装置(DV1)和第二压力供应装置(DV2),其中,

- 所述制动系统具有第一液压制动回路(BK1)和第二液压制动回路(BK2),每个液压制动回路具有至少一个或两个液压作用的轮制动器(RB1、RB2、RB3、RB4),并且

- 能够借助于所述第一压力供应装置(DV1)在所述第一液压制动回路(BK1)和所述第二液压制动回路(BK2)中的至少一个液压制动回路中升高和降低压力,

- 所述第二压力供应装置(DV2)是由电动驱动器驱动的具有连续容积递送的泵,

- 提供有至少一个液压壳体(HCU),所述液压壳体具有用于与轮相关的制动压力设定和/或用于将所述轮制动器(RB1、RB2、RB3、RB4)与制动回路和/或所述第一压力供应装置(DV1)或所述第二压力供应装置(DV2)隔离或连接的阀,

- 提供有至少一个电子开环与闭环控制单元,以用于控制所述制动系统或所述制动系统的部件,

- 所述第一液压制动回路(BK1)和所述第二液压制动回路(BK2)中的每个液压制动回路具有液压主管路(4、5),所述轮制动器(RB1、RB2、RB3、RB4)经由所述液压主管路(4、5)连接或能够连接至所述第一压力供应装置(DV1)和所述第二压力供应装置(DV2)中的每个压力供应装置,

其特征在于,所述制动系统包括以下各者中的任一者:

- 电动制动踏板(P),所述电动制动踏板具有传感器(ECU)并且经由中央ECU(M-ECU)进行控制,其中,来自所述传感器(ECU)的驾驶员需求被传输至所述第一压力供应装置(DV1)和所述第二压力供应装置(DV2)中的至少一者;

或者

- 主制动缸(HZ),所述主制动缸能够通过呈制动踏板形式的踏板致动装置致动,所述主制动缸具有仅一个活塞,其中,所述主制动缸(HZ)的压力室连接至行程模拟器(WS),并且其中,所述压力室能够经由管路连接至所述第一液压制动回路(BK1)和所述第二液压制动回路(BK2)中的至少一者,其中,在所述管路中布置有阀装置的至少一个可控阀以用于使所述管路关闭。

2. 根据权利要求1所述的装置,其特征在于,所述第二压力供应装置(DV2)是活塞泵或齿轮泵。

3. 根据权利要求1所述的装置,其特征在于,仅借助于所述第一压力供应装置(DV1)或者仅借助于所述第二压力供应装置(DV2)在所述第一液压制动回路(BK1)和所述第二液压制动回路(BK2)中的一个或两个液压制动回路中执行压力变化,或者共同地借助于所述第一压力供应装置(DV1)和所述第二压力供应装置(DV2)在所述第一液压制动回路(BK1)和所述第二液压制动回路(BK2)中的一个或两个液压制动回路中同时执行压力变化。

4. 根据权利要求3所述的装置,其特征在于,所述压力变化是压力升高。

5. 根据权利要求1所述的装置,其特征在于,所述第一压力供应装置的泵是活塞-气缸单元或者是旋转泵,其中,电驱动器驱动所述第一压力供应装置的泵,并且通过所述电驱动器的对应通电,能够借助于所述第一压力供应装置(DV1)在所述第一液压制动回路(BK1)和所述第二液压制动回路(BK2)中的至少一个液压制动回路中升高和降低压力。

6. 根据权利要求5所述的装置,其特征在于,所述第一压力供应装置的泵是齿轮泵。
7. 根据权利要求6所述的装置,其特征在于,所述齿轮泵呈内齿轮泵或齿环泵形式。
8. 根据权利要求5所述的装置,其特征在于,所述第一压力供应装置的泵是单回路泵,所述单回路泵借助于无刷直流马达来控制,和/或借助于四象限操作、即正/负旋转方向和正/负电流的转换器来操作。
9. 根据权利要求6所述的装置,其特征在于,能够借助于所述齿轮泵在至少一个旋转方向上升高压力,并且能够借助于所述齿轮泵通过反转所述齿轮泵的旋转方向来降低压力。
10. 根据权利要求9所述的装置,其特征在于,能够借助于所述齿轮泵通过反转所述齿轮泵的驱动器的旋转方向来降低压力。
11. 根据权利要求1所述的装置,其特征在于,所述第二压力供应装置 (DV2) 具有齿轮泵,借助于所述齿轮泵能够在所述齿轮泵的第一旋转方向上升高压力,并且能够借助于所述齿轮泵通过反转所述齿轮泵的旋转方向来降低所述第一液压制动回路 (BK1) 和所述第二液压制动回路 (BK2) 中的至少一个液压制动回路中的压力。
12. 根据权利要求11所述的装置,其特征在于,能够借助于所述齿轮泵通过反转所述齿轮泵的驱动器的旋转方向来降低所述第一液压制动回路 (BK1) 和所述第二液压制动回路 (BK2) 中的至少一者中的压力。
13. 根据权利要求1所述的装置,其特征在于,每个轮制动器 (RB1、RB2、RB3、RB4) 在每种情况下都分配有一个专用的开关阀 (SV), 其中,相关联的轮制动器 (RB1、RB2、RB3、RB4) 中的压力能够通过开关阀 (SV) 的闭合来保持。
14. 根据权利要求13所述的装置,其特征在于,所述开关阀 (SV) 在断电时打开。
15. 根据权利要求14所述的装置,其特征在于,如果所述轮制动器中存在的压力比通向所述开关阀 (SV) 的进给管路中的压力高,则在断电时打开的所述开关阀 (SV) 由于所述轮制动器中存在的压力而打开。
16. 根据权利要求15所述的装置,其特征在于,所述轮制动器中存在的压力比通向所述开关阀 (SV) 的进给管路中的压力高一定的压力差。
17. 根据权利要求1所述的装置,其特征在于,通过至少与轴相关或与制动回路相关的闭环控制的ABS和/或ESP操作能够借助于所述第一压力供应装置 (DV1) 和所述第二压力供应装置 (DV2) 中的一个压力供应装置独立于所述第一压力供应装置 (DV1) 和所述第二压力供应装置 (DV2) 中的另一个压力供应装置的功能来进行。
18. 根据权利要求1所述的装置,其特征在于,通过与轮相关的闭环控制的ABS和/或ESP操作能够借助于所述第一压力供应装置 (DV1) 和所述第二压力供应装置 (DV2) 中的一个压力供应装置独立于所述第一压力供应装置 (DV1) 和所述第二压力供应装置 (DV2) 中的另一个压力供应装置的功能来进行。
19. 根据权利要求1所述的装置,其特征在于,所述第一液压制动回路 (BK1) 和所述第二液压制动回路 (BK2) 借助于第一连接管路 (VL) 连接至彼此,其中,所述第一连接管路 (VL) 能够借助于在断电时打开的至少一个开关阀切断。
20. 根据权利要求19所述的装置,其特征在于,所述第一连接管路 (VL) 能够借助于在断电时打开的两个串联的开关阀切断。
21. 根据权利要求20所述的装置,其特征在于,至少一个中央出口阀 (ZAV) 布置在第一

开关阀 (BP1) 与第二开关阀 (BP2) 之间,所述中央出口阀经由液压管路连接至储存器,由此能够经由所述第一开关阀 (BP1) 和所述第二开关阀 (BP2) 中的至少一个打开的开关阀和/或所述中央出口阀 (ZAV) 在所述第一液压制动回路 (BK1) 和所述第二液压制动回路 (BK2) 中的一个或两个液压制动回路中升高压力。

22. 根据权利要求1所述的装置,其特征在于,提供有具有制动踏板 (1) 的致动单元 (BE),其中,能够借助于所述致动单元 (BE) 在所述第一液压制动回路 (BK1) 和所述第二液压制动回路 (BK2) 中的至少一个液压制动回路中液压地升高压力,或者提供有借助于中央控制单元控制的电动踏板。

23. 根据权利要求22所述的装置,其特征在于,所述致动单元 (BE) 具有活塞-气缸单元,所述活塞-气缸单元具有以可移位的方式安装在气缸中的活塞,其中,围绕所述活塞接合的至少三个密封件相对于彼此平行地布置在所述活塞与所述气缸之间,并且设置有至少两条连接管路,所述两条连接管路将所述活塞-气缸单元的气缸内部连接至储存器 (VB),其中,在每种情况下相对于进入到所述气缸中的所述两条连接管路的两个开口点横向地布置有一个密封件,并且在进入到所述气缸中的所述两条连接管路的所述两个开口点之间布置有密封件,并且在所述两条连接管路中的一条连接管路中布置有节流阀,并且在所述两条连接管路中的另一连接管路中布置有止回阀,并且由此能够诊断密封件的失效。

24. 根据权利要求22所述的装置,其特征在于,所述致动单元 (BE) 经由第二连接管路 (3) 连接或能够连接至所述第一液压制动回路 (BK1) 和所述第二液压制动回路 (BK2) 中的一个或两个液压制动回路,其中,设置有用以切断所述第二连接管路 (3) 的至少一个可开关阀 (FV)。

25. 根据权利要求24所述的装置,其特征在于,所述致动单元 (BE) 经由所述第二连接管路 (3) 连接或能够连接至所述第一液压制动回路 (BK1) 和所述第二液压制动回路 (BK2) 的第一连接管路 (VL)。

26. 根据权利要求1所述的装置,其特征在于,所述轮制动器经由在断电时打开的开关阀连接至所述第一压力供应装置和所述第二压力供应装置,其中,所述开关阀连接至所述轮制动器以便由于所述轮制动器中的压力而自动打开。

27. 根据权利要求1所述的装置,其特征在于,在一个或两个轮制动器上或在制动回路上设置有出口阀,所述出口阀连接至储存器并且允许降低所述轮制动器处的压力。

28. 根据权利要求22所述的装置,其特征在于,用于所述第一压力供应装置或所述第二压力供应装置的压力生成的液压管路、电磁阀和液压元件布置在一个结构单元或一个液压壳体 (HCU) 中,并且所述致动单元 (BE) 布置在单独的壳体中并且液压地连接至所述液压壳体 (HCU),其中,所述第一压力供应装置 (DV1) 的驱动器的轴线与所述第二压力供应装置 (DV2) 的驱动器的轴线垂直或平行地布置。

29. 根据权利要求1所述的装置,其特征在于,设置有至少一个出口阀,经由所述出口阀,至少一个轮制动器 (RB1、RB2、RB3、RB4) 中的压力能够通过耗散到储存器 (VB) 中而降低。

30. 一种使用根据权利要求1至29中的任一项所述的装置的方法,其特征在于,考虑压力-容积特性曲线,压力升高和压力降低借助于电流控制和/或活塞行程控制、使用PPC方法、借助于电动驱动活塞-气缸单元来执行。

31. 根据权利要求30所述的方法,其特征在于,所述压力升高和所述压力降低借助于呈

齿轮泵的形式电动驱动泵的驱动器的电流控制和/或转速控制在基于所述齿轮泵中的泄漏进行重新调节的情况下借助于所述电动驱动泵来执行。

32. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 所述压力升高和/或所述压力降低在断电时打开的阀的MUX操作和/或PWM操作中执行。

33. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 至少两个轮制动器中的所述压力升高和/或所述压力降低借助于齿轮泵和/或马达驱动的活塞-气缸单元以时间交叠的方式同时地或连续地进行, 其中, 属于开关阀(SV)的所述轮制动器中的压力借助于关闭的所述开关阀(SV)来保持。

34. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 在所述压力升高和/或所述压力降低期间, 不同轮制动器或制动回路的不同压力分布借助于断电时打开的阀的脉宽调制或PWM控制同时地或部分同时地产生。

35. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 如果所述第一压力供应装置(DV1)和所述第二压力供应装置(DV2)中的一个压力供应装置失效, 则相应的另一压力供应装置还执行所述一个压力供应装置的功能, 即, 用于制动力助力、恢复控制、扭矩矢量化和闭环控制操作ABS、ESP的所述压力升高和所述压力降低。

36. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 开关阀借助于脉宽调制进行控制, 以便设定或通过闭环控制来设定轮制动器中的压力降低。

37. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 所述第一液压制动回路和所述第二液压制动回路和/或轮制动器的压力降低借助于所述第一压力供应装置(DV1)和所述第二压力供应装置(DV2)中的一个或多个压力供应装置和/或经由出口阀来执行, 其中, 经由所述出口阀进行的所述压力降低通过基于模型的方式或借助于压力变换器控制所述出口阀的打开时间来执行。

38. 根据权利要求35所述的方法, 其特征在于, 轮制动器或制动回路中的所述压力降低经由至少一个脉宽控制的开关阀通过耗散至储存器(VB)来执行, 其中, 在另一轮制动器或另一制动回路中的压力降低或压力升高借助于齿轮泵和/或借助于活塞-气缸单元以时间交叠的方式同时地或连续地执行。

39. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 在实施方式中作为活塞-气缸单元的所述第一压力供应装置(DV1)设计用于补充操作并且当在向前冲程期间达到容积阈值时借助于至少一个阀(PD1)与所述第一液压制动回路(BK1)隔离, 并且在所述至少一个阀(PD1)关闭的情况下借助于所述第一压力供应装置(DV1)的活塞的返回运动, 液压介质从储存器(VB)经由止回阀吸入到所述第一压力供应装置(DV1)的所述活塞-气缸单元的工作腔室(A1)中。

40. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 液压致动单元和/或所述第一压力供应装置(DV1)具有三个密封件并且三个所述密封件中的一个密封件的失效通过测量泄漏流量来诊断。

41. 根据权利要求39所述的方法, 其特征在于, 经由中央出口阀(ZAV)进行的压力降低($P_{\text{降低}}$)通过设定至少一个制动回路隔离阀的开口横截面以开环或闭环的方式通过闭环电流控制进行控制, 或者通过至少一个制动回路隔离阀的PWM计时来执行, 其中, 所述中央出口阀(ZAV)用于选择性地切断连接两个所述制动回路隔离阀的液压管路与所述储存器(VB)之

间的液压连接。

42. 根据权利要求41所述的方法, 其特征在于, 在经由所述中央出口阀 (ZAV) 进行的压力降低 ($P_{\text{降低}}$) 期间, 所述第一液压制动回路 (BK1) 和所述第二液压制动回路 (BK2) 中的一个液压制动回路中的仅一个压力变换器 (DG) 或者在每种情况下在所述第一液压制动回路 (BK1) 和所述第二液压制动回路 (BK2) 中的一个压力变换器用于测量闭环压力降低控制的实际压力。

43. 根据权利要求41所述的方法, 其特征在于, 在经由所述中央出口阀 (ZAV) 进行的压力降低 ($P_{\text{降低}}$) 期间, 所述第一液压制动回路 (BK1) 和所述第二液压制动回路 (BK2) 中的一个液压制动回路中的仅一个压力变换器 (DG) 或者在每种情况下在所述第一液压制动回路 (BK1) 和所述第二液压制动回路 (BK2) 中的一个压力变换器用于测量压力降低分布的闭环控制的实际压力。

44. 根据权利要求41所述的方法, 其特征在于, 压力降低 ($P_{\text{降低}}$) 借助于出口阀在制动回路的仅一个轮制动器中执行或在两个轮制动器中同时执行, 其中, 分配给每个轮制动器的开关阀 (SV) 在所述压力降低期间打开, 并且所述制动回路隔离阀中的至少一个制动回路隔离阀关闭, 其中, 通过所述制动回路隔离阀的顺序打开或部分同时打开而在不同制动回路的所述压力降低中执行MUX方法。

45. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 在紧急制动功能 (AEB) 中, 所述压力升高借助于所述第一压力供应装置 (DV1) 和所述第二压力供应装置 (DV2) 来执行, 其中, 所述第一压力供应装置 (DV1) 和所述第二压力供应装置 (DV2) 中的每个压力供应装置在分别分配给所述第一压力供应装置 (DV1) 和所述第二压力供应装置 (DV2) 的所述第一液压制动回路 (BK1) 或所述第二液压制动回路 (BK2) 中升高压力, 并且各个轴处的不同的压力同时升高, 或者所述第一压力供应装置 (DV1) 和所述第二压力供应装置 (DV2) 中的一个压力供应装置为两个制动回路执行压力供应。

46. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 达到第一压力 (p_1) 所述压力升高仅借助于所述第一压力供应装置 (DV1) 或共同地借助于所述第一压力供应装置 (DV1) 和所述第二压力供应装置 (DV2) 来执行, 并且压力从所述第一压力 (p_1) 升高至液压系统的最大压力 (p_2) 仅借助于所述第二压力供应装置 (DV2) 来执行。

47. 根据权利要求46所述的方法, 其特征在于, 所述第一压力为锁定压力。

48. 根据权利要求35所述的方法, 其特征在于, 所述扭矩矢量化借助于所述第一压力供应装置 (DV1) 和所述第二压力供应装置 (DV2) 中的一个或两个压力供应装置通过一个或多个轮的与轮相关的闭环压力控制来执行, 并且即使在所述第一压力供应装置 (DV1) 和所述第二压力供应装置 (DV2) 中的一个压力供应装置失效的情况下也能保持扭矩矢量化功能。

49. 根据权利要求48所述的方法, 其特征在于, 在电动助力转向系统失效的情况下, 所述装置执行紧急转向功能。

50. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 与轴相关的恢复控制在所述压力升高 ($P_{\text{升高}}$) 和所述压力降低 ($P_{\text{降低}}$) 中借助于所述第一压力供应装置 (DV1) 和所述第二压力供应装置 (DV2) 中的一个或两个压力供应装置通过多个轴的与轴相关的闭环压力控制来执行, 并且所述与轴相关的闭环压力控制在所述第一压力供应装置 (DV1) 和所述第二压力供应装置 (DV2) 中的一个压力供应装置失效的情况下经由第一连接管路 (VL) 保持。

51. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 与轮相关的ABS/ESP闭环压力控制借助于所述第一压力供应装置和所述第二压力供应装置中的一个或两个压力供应装置来执行所述压力升高($P_{\text{升高}}$)和所述压力降低($P_{\text{降低}}$), 并且所述与轮相关的ABS/ESP闭环压力控制即使在所述第一压力供应装置(DV1)和所述第二压力供应装置(DV2)中的一个压力供应装置失效的情况下仍经由第一连接管路(VL)保持。

52. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 制动压力干预通过借助于活塞-气缸单元或齿轮泵的进入压力控制仅在一个轮处执行。

53. 根据权利要求52所述的方法, 其特征在于, 制动压力干预借助于用于所述活塞-气缸单元的PPC方法和/或所述齿轮泵的泵马达的闭环电流转速控制来执行。

54. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 制动压力干预使用多路复用方法、即MUX方法在多个轮处连续地执行。

55. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 制动压力干预通过开关阀的PWM控制在多个轮处同时执行。

56. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 制动压力干预通过利用所述第一压力供应装置和所述第二压力供应装置的同时操作在多个轮处同时执行。

57. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 至少一个电磁阀的有效的开口横截面借助于PWM计时来设定或者通过闭环控制来设定, 以用于设定所述车辆的轴的一个或多个所述轮制动器中所需的压力。

58. 根据权利要求57所述的方法, 其特征在于, 第一电磁阀在闭环压力控制阶段期间永久打开, 而第二电磁阀的有效的开口横截面使用闭环电流控制或PWM计时来设定或者通过闭环控制来设定。

59. 根据权利要求30所述的方法, 其特征在于, 在借助于所述第一压力供应装置(DV1)进行的所述压力升高或所述压力降低期间, 不同的压力分布使用在至少一个轮制动器处的多路复用操作在所述车辆的至少一个轴处设定或者通过闭环控制设定, 其中, 压力通过活塞-气缸单元的活塞的活塞行程控制顺序地设定和/或借助于泵马达的电流和转速控制以闭环方式进行控制。

60. 根据权利要求31所述的方法, 其特征在于, 所述第一液压制动回路(BK1)或所述第二液压制动回路(BK2)或者车辆轴的至少一个轮制动器中的压力变化借助于所述第一压力供应装置(DV1)的所述齿轮泵的活塞调节或旋转通过在压力变化阶段永久打开的相关开关阀来执行, 并且同时, 在同一制动回路或同一车辆轴的另外的轮制动器(RB)中的压力变化借助于所述第一压力供应装置(DV1)以及借助于脉宽调制进行控制的所述相关开关阀来执行。

61. 根据权利要求58至60中的任一项所述的方法, 其特征在于, 至少一个另外的轮制动器(RB)中的压力变化经由分配给所述至少一个另外的轮制动器(RB)或者所述第一液压制动回路(BK1)或所述第二液压制动回路(BK2)的出口阀来执行。

62. 根据权利要求61所述的方法, 其特征在于, 所述至少一个另外的轮制动器(RB)中的压力变化是压力降低。

具有至少两个液压回路和两个压力供应装置的液压系统

技术领域

[0001] 本发明涉及液压系统及其闭环控制方法,该液压系统具有用于冗余功能的至少两个压力供应器。

背景技术

[0002] 汽车行业正处于颠覆性的变革过程中。除了电动车辆的市场渗透率不断提高外,自动化驾驶(AD,自动驾驶)正在经历各个阶段;首先,这些阶段是:3级,即,高度自动化驾驶——HAD;4级,即,全自动化驾驶——FAD;以及5级,即,自动驾驶——AD,其中,对所用制动系统的需求在每个级别都进行了升高。

[0003] 这已经加快了新制动系统的发展。在2005年开始使用具有集成制动系统IBS1的电子制动力助力器(e-BKV)替代真空制动力助力器[ATZ(汽车技术期刊,德国汽车工业杂志)第6/11期,DE112009005541B3],随后2013年市场推出具有电动从动制动力助力器和额外ESP单元的所谓的双箱解决方案(ATZ版本4/18),紧随其后的是2017年推出的具有踏板模拟器的第一个集成的单箱系统[制动器手册(德语制动系统参考书)第20章]。目前正在开发3级(HAD)的解决方案。ATZ第3/19条“Brake force boosters for automated driving(用于自动驾驶的制动力助力器)”中描述了未来的变化。

[0004] 从3级(HAD)开始,冗余压力供应器首先成为强制性要求。此外,在开放式制动系统的情况下,应基本上避免将制动回路连接至储存器,并且具有恒定踏板特性的踏板感觉模拟器开始设立为标准。此外,还必须提供ABS功能的冗余度。在根据现有技术的具有电动制动力助力器和ESP/ABS单元的所谓的双箱系统中,ABS功能的冗余度以这样的方式实现,即电动制动力助力器(e-BKV)在ESP单元失效时执行压力调节功能,以便始终确保高水平的车辆减速。在此,第一步中,引入了所谓的“用于电动制动力分配(EBV)的ABS低选控制或特定于轴闭环压力控制”。例如如DE112009005541B3中提出的,这通过活塞-气缸单元的活塞的前后运动来实现。

[0005] 从第4级(FAD)开始,为了足够的系统可用性,需要3倍冗余,例如,在踏板传感器的情况下具有的规则是“3选2”。此外,由于电动车辆的恢复性能不断升高,并且因为在切换至领航驾驶时,全自动驾驶(FAD)操作可以在较长的时间段内实现,并且驾驶员对于踏板特性中的变化没有准备,从而无法接受踏板特性中的变化,因此踏板模拟器是必不可少的。为了监控压力供应,必须提供冗余的压力变换器或者必须提供替代的诊断设施。此外,还需要具有至少特定于轴控制、尤其是特定于轮的闭环轮控制的冗余ABS功能,并且引入了部分冗余。在ABS操作中,具有封闭制动回路的制动系统比液压系统具有安全优势,在液压系统中,在闭环控制操作中,压力经由打开的出口阀释放到储存器中。

[0006] 如引言中所述的,对半自动(SAD)和全自动(FAD)驾驶的要求、特别是对半自动(SAD)和全自动(FAD)驾驶的安全要求对系统配置具有主要影响。这些需要冗余的或部分冗余的系统、功能和部件。

[0007] 这里的焦点在于冗余压力供应,必须通过压力供应来确保制动力或压力升高,甚

至在没有驾驶员的脚的情况下亦是如此。电子控制器也必须相应地配置用于此功能。对于AD 3级、特别是AD 4级而言,必须同样确保ABS功能,甚至在发生故障的情况下亦是如此。ABS功能在或者“特定于轴闭环控制”或者“特定于轮闭环控制”中的冗余取决于AD自动化水平。

[0008] 通过冗余的压力供应,也可以在仅使用所谓的电动踏板的情况下或者对于AD 5级而言在仅使用指定设定点信号的中央计算机的情况下实现没有串联式主缸HZ的系统概念。以下专利申请值得注意:DE 102017 222450公开了一种仅具有一个主缸、冗余的压力供应、主缸的隔离阀和行程模拟器的液压系统。两个制动回路之间的旁通阀允许在第二压力供应的压力供应失效的情况下对两个制动回路进行供应。通过在断电时打开的该阀的闭环控制操作与安全极为相关,因为阀的失效和例如制动回路的失效可能会导致完全制动失效。

[0009] DE 10 2017 222 435和DE 10 2016 225 537提出了一种具有2个压力供应器和电动踏板、冗余压力供应器以及旁通阀的概念。在压力降低期间,所有系统都使用用于ABS功能的出口阀,经由该出口阀将压力排放到储存器中。如果在阀打开时污物颗粒进入阀座,则这可能会在下一次制动操作期间导致制动回路失效。

[0010] DE 10 2017 207 954提出了一种具有冗余的压力供应而没有用于闭环ABS压力控制的出口阀的系统概念。这里使用在DE 102005055751和DE 10 2009 008944中介绍的所谓的多路复用闭环压力控制方法,在该多路复用闭环压力控制方法中,借助于容积测量和压力信息通过压力供应来执行用于ABS的压力控制。这里,开关阀还用于压力控制。如果储存器的止回阀或活塞密封件失效,并且开关阀由于灰尘颗粒而发生泄漏,这同样导致完全制动失效,从而出现安全风险。

[0011] W02019002475A1公开了另一变体,该另一变体具有两个压力供应器,两个压力供应器均设计为电动驱动活塞-气缸单元,并且该另一变体还具有带有踏板感觉模拟器的致动内容或没有AD 4级或AD 5级的致动单元的中央ECU。在此,致动单元安装在隔板上并且与压力供应装置分开。ABS操作中的功能冗余是这样实现的,即在一个压力供应装置失效时,第二压力供应装置经由连接模块在所有轮制动器上执行闭环ABS控制操作。第二模块可以并且因此满足AD 4级和AD 5级的功能冗余要求。对于闭环控制操作,同样优选的情况是使用根据DE 102005055751或DE 102009 008944的多路复用方法,其中主要目的是不打开制动回路,或仅很少打开制动回路,并且因此与DE 10 2017 222 435相比提高失效安全性,其中压力降低主要借助于出口阀执行。ATZ 3/19中指出,在打开的制动回路中的操作对安全至关重要。在所谓的开放式制动系统中,在ABS干预的情况下,轮回路通过打开出口阀以液压方式连接至储存器。因此,阀中未识别的泄漏、例如由于阀座和密封件中的污物颗粒(潜在故障)而未识别的泄漏尤其重要。例如,如果具有潜在故障的电磁阀连接两个制动回路,则压力供应器DV可能会失效并且在最坏的情况下整个制动器在制动回路失效的情况下也可能失效。

[0012] 上述示例说明了潜在故障的问题,如果在制动操作前无法通过诊断而检测到这些潜在故障,则在双重故障的情况下,该问题变得至关重要。

发明内容

[0013] 本发明的目的

[0014] 本发明的目的是提供一种具有多个制动回路和两个成本优化的压力供应器的紧凑、便宜且极为失效安全的液压系统。

[0015] 该目的的实现

[0016] 根据本发明,所述目的通过具有本发明的构型的液压系统来实现。根据本发明的液压系统的更多有利配置由本发明的其他变型产生。

[0017] 本发明的优点

[0018] 根据本发明的解决方案在制动系统的四个实施方式中描述了用于冗余液压系统的闭环压力控制的系统构型和方法。这些实施方式都具有两个压力供应器并且还具有两个液压回路,并且在结构形式和驾驶员需求检测的性质上有所不同。结构形式要么是集成系统,要么是具有用于驾驶员需求检测的独立致动单元的分布式系统。驾驶员需求借助于具有踏板感觉模拟器的液压致动单元或不带液压流体的纯电动踏板来检测。在一个实施方式中(参见DE102017222435A1和DE102017222450A1),电动驱动活塞-气缸单元用作第一压力供应器(DV1),并且具有连续递送动作的旋转泵(活塞泵或齿轮泵)用作第二压力供应器(DV2)。在替代性实施方式中,代替活塞-气缸单元,使用电动驱动齿轮泵作为第一压力供应装置。在实施方式(活塞-气缸单元或齿轮泵)中,压力借助于齿轮泵/活塞-气缸单元升高和降低。压力可以借助于压力供应器(DV1和DV2)同时或部分同时升高。这可以用于减小压力供应、增加压力升高动力或冗余。

[0019] 与现有技术相比,根据本发明的制动系统还以很少的电磁阀、压力变换器和非常紧凑且便宜的压力供应器运行,并且此外,两个压力供应器集成在一个小的结构单元中。同时,满足对失效安全和功能冗余的AD 3级和4级的高要求。例如,即使在制动回路失效的情况下,在剩余制动回路中也存在非常高的可用性,并且在压力供应器失效的情况下,对于AD 3级至4级,ABS功能要求可以通过特定于轴、特定于制动回路闭环压力控制或者特定于轮的闭环控制来满足。

[0020] 另外,该结构设计成使得液压系统涵盖所有车辆类别(小型汽车至SUV),因为第二压力供应器DV2的递送容积不受限制。在容积要求较高的情况下,DV1还可以提供补充递送动作,例如通过活塞的向后运动来提供补充递送动作。如果DV1设计为齿轮泵,则可以连续地递送容积。

[0021] 相对于现有技术,根据本发明的解决方案非常便宜且紧凑,并且同时在部件失效和泄漏的情况下表现出非常高的可用性。根据本发明,这主要通过第一压力供应装置DV1和第二压力供应装置DV2可以彼此独立地和/或同时/部分同时地在两个制动回路(BK1、BK2)中升高压力来实现。同时,这导致了高可用性,因为每个压力供应装置都可以用于独立于其他压力供应装置的功能性通过至少特定于轴或特定于制动回路的闭环控制来执行闭环控制操作(ABS、ESP)。

[0022] 实现非常便宜和紧凑的设计在于第一压力供应器DV1优选地设计用于第一压力(p_1)和向前冲程中的有限容积。压力供应器DV1产生的压力达到轮锁定压力、通常为80巴至120巴,而第二压力供应器DV2设计用于达到制动系统中的最大压力(p_2),该最大压力在存在影响因素、比如由于载客机动车辆中制动过热而导致的衰减的情况下通常可以升至180巴至200巴。在电动车辆的情况下,衰减效应可以通过借助于电动马达的制动操作来降低,也就是说需要低的最大压力。然而,只有在车辆重量不会因为电力驱动的电池而升高时,才

可以利用这种效应。由于压力供应器DV2提供连续的递送动作,压力供应器DV1的活塞-气缸单元的容积优选地在成本和安装空间优化的情况下受到限制,并且不覆盖或仅部分覆盖由于诸如气泡、斜磨损、回弹和摩擦系数波动之类的影响因素的影响所需的对制动系统的容积要求。如果容积需求增加,容积可以或者借助于第二压力供应器DV2提供,或者容积通过活塞的向后运动并且事先将压力供应器DV1与制动回路隔离借助于压力供应器DV1从储存器中进行补充。结果,活塞-气缸单元可以做得非常短,并且活塞-气缸单元的驱动马达可以设计为低马达扭矩,这导致压力供应器的成本和重量的降低。此外,在具有主轴驱动器的第一活塞-气缸单元的实施方式中,减少了主轴驱动器上的负载,这导致进一步节省压力供应装置的成本并且减少密封件的磨损。在正常操作中,也就是说没有由于上述影响因素而发生任何显著变化的情况下,压力供应器DV1主要用于回收操作和闭环控制操作中的制动力提升和闭环压力控制(ABS、ESC功能)。相比之下,压力供应器DV2优选地仅用于紧急制动功能(AEB),以在高压操作期间以及在第一压力供应器DV1失效的情况下极快速地升高压力。压力供应器DV1在正常操作中的优先使用是基于这样的事实,即压力供应器DV1的操作更安静且更精确,因为实施为径向柱塞泵的泵由于操作原理表现出压力幅度,并且因此压力供应器DV1的操作更响亮并且可以经由闭环控制阀以闭环方式进行控制,该闭环控制阀的精度低于活塞-气缸单元或齿轮泵的精度。如果使用齿轮泵作为第二压力供应器,则没有噪音限制。

[0023] 压力供应器DV1的压力升高通过活塞-气缸单元的活塞的向前运动来执行,并且压力降低通过压力供应器DV1的活塞的向后运动或经由一个或更多个出口阀来执行。主动系统在正常操作(制动力增加、回收、扭矩矢量化)中的压力升高和压力降低主要仅通过活塞的来回运动借助于压力供应器DV1以闭环方式控制,这在下文中也将被称为并且理解为PPC闭环压力控制。PPC闭环压力控制在此可以在有和没有压力变换器信号的情况下实现。如果使用压力变换器,则闭环控制优选地通过压力供应器DV1的驱动马达的传感器信号(马达电流、马达的角位置)和制动回路的压力-容积特性曲线来精确地提高,特别是在混合操作期间进行精确的闭环压力分布控制的情况下、例如在借助于一个或更多个轴处的电动马达回收制动能量期间以及由此在车辆的轴上产生的不同压力和压力分布期间进行提高。如果压力变换器失效或在制动回路中不可用以进行闭环控制,则可以计算活塞力,并且因此压力可以通过相电流(马达扭矩 $M_{\text{马达}} = \text{扭矩常数} k_t * \text{相电流} i_{\text{相}}$)与马达扭矩之间的电流比例关系以近似的方式以闭环方式进行控制。温度影响优选地借助于温度传感器来复制,该温度传感器校正温度对扭矩常数的影响 $k_{t_{\text{Temp}}} = k_t * (1 - f_{\text{Temp}} * \Delta K)$ (其中, $k_{t_{\text{Temp}}}$:在温度与室温20℃不同的情况下的 k_t 值, f_{Temp} :校正系数温度,单位为%, ΔK :温度变化,单位为开尔文)并且因此即使在存在不同温度的情况下也允许进行非常精确的马达扭矩计算。

[0024] 压力供应器DV2中的压力升高借助于电动驱动活塞泵、优选地借助于径向活塞泵或在机动车辆制动系统中已经试验且测试多年的齿轮泵来执行。活塞泵中需要电磁阀来用于压力限制和压力降低的目的。相对于现有技术(DE102017222435A1),在根据本发明的解决方案中没有在泵上使用单独的阀,而是使用液压系统的出口阀来进行闭环压力控制。借助于压力供应器DV2升高的压力的降低经由出口阀或借助于压力供应器DV1的PPC闭环压力控制来执行。通过轮缸的开关阀SV的PWM控制和/或阀BP1和阀BP2的PWM控制能够实现经由中央出口阀ZAV而无需压力供应器DV1的PPC闭环压力控制的方便且低噪音的压力降低。根

据本发明,齿轮泵用作泵来作为径向柱塞泵的替代方案。这还允许借助于泵进行压力降低。为此,泵的驱动马达必须可以至少通过闭环转速控制来操作并且转速方向必须能够反转。

[0025] 在闭环控制和回收操作期间,使用特定于轮或特定于制动回路的闭环多路复用控制、即所谓的MUX闭环压力控制,其中,多路复用方法仅通过开关阀或者替代性地额外通过至少一个出口阀(在轮制动器处的出口阀,制动回路之间的中央阀)来执行。这允许在多个轮制动器或一个制动回路中同时的压力降低,同时压力在另一轮制动器/第二制动回路中升高。借助于闭环MUX控制、经由出口阀的压力降低闭环控制和闭环MUX控制的组合,可以省去电磁阀,这导致根据本发明的装置中的成本进一步降低。因此,通过成本优化的设计,只需要一个中央出口阀ZAV。为了进一步提高安全性,可以使用串联连接的第二出口阀ZAVr(图1)。中央出口阀ZAV将轮制动器连接至储存器。如上所述,该连接对于潜在故障是安全关键的。替代性地或另外地,轮制动器处的出口阀(AV1、AV2)可以用于通过耗散到储存器中来降低压力。这些出口阀优选地设置在每个制动回路中或设置在前轴的轮制动器处。在黑/白制动回路分布的情况下,出口阀AV1、AV2在一个制动回路的前轮制动缸上,并且在对角制动回路的情况下,所述出口阀在两个制动回路中的前轮制动缸上,其中,出口阀连接至储存器并且可以借助于开关阀与制动回路隔离。出口阀在前轴处的定位是基于前轮制动器的容积更大的事实,并且因此出口阀可以有利地在前轴处最合理地使用,以释放压力降低动力上的负载。

[0026] 此外,PPC或MUX操作中的压力升高和压力降低可以通过轮制动器与压力供应器之间的电磁阀的PWM控制(PPC+PWM,MUX+PWM)在闭环控制方面进一步细化,使得在PPC闭环压力控制的情况下,可以在不同的轮制动器处同时实现不同的压力分布。

[0027] 除了经由出口阀降低压力的可能性之外,还可以通过压力供应器DV1的活塞的向后运动以同时压力降低的方法同时降低两个轮制动器的压力,其中,一个开关阀是完全打开的并且执行第二开关阀的PWM计时,或者阀开口横截面可以通过使用闭环电流控制的操作来设定。因此,即使在轮制动器中的压力水平不同的情况下,也可以通过压力供应器的活塞控制和/或多路复用操作同时或部分同时地降低压力,并且可以同时以闭环方式控制不同的压力梯度。PWM方法同样可以用于使用PPC或MUX方法的压力升高。这意味着制动回路可以以完全或基本闭合的方式操作,如ATZ3/19文章中所述的,这显著提高了失效安全性。

[0028] 通过根据本发明的液压系统中不同闭环压力控制方法的组合,与纯MUX方法相比,可以显著缩短4轮制动器的闭环压力控制周期,这在闭环轮压力控制的动力上具有非常有利的效果,并且不需要用于MUX操作的压力供应器DV1的具有低惯性质量的特殊电动马达,并且具有非常低的流动阻力的轮制动器不需要开关阀,并且同时可以显著减少液压系统中的电磁阀的数目。尽管在DE102017222450中需要两个压力变换器和16个电磁阀,但在最简单的实施方式中,根据本发明的系统可以仅使用具有相似或甚至更高的可用性和失效安全性的8至9个电磁阀和1个压力变换器来操作。

[0029] 在最简单的实施方式中,制动系统具有两个压力供应器并且只有8个电磁阀(电动踏板)或9个电磁阀(液压模拟器),如果没有利用闭环压力控制中的所有自由度,则可以扩展至达到12个电磁阀。另外,优选地仅使用一个压力变换器,该压力变换器定位在用于借助于泵进行压力升高的制动回路BK2中。替代性地,在制动回路BK1中提供有其他压力变换器。轮制动器处的电磁阀优选地设计为开关阀SV,开关阀SV在断电时打开并且具有低的流动阻

力,并且优选地可以附加地使用PWM操作来操作。断电时打开的电磁阀(BP1、BP2、轮制动器上的开关阀)优选地采用PWM控制,并且阀还具有不同的流动阻力(ZAV、ZAVr、SV、BP1具有大的开口横截面、轮制动器上的出口阀AV1、AV2具有小的开口横截面)。

[0030] 开关阀经由阀座液压连接至轮制动器,并且通过轮制动器中的压力自动打开。独立打开是重要的安全特性,特别是在轮制动器处没有设置出口阀的轮制动器的多路复用操作的实现中,以便即使在阀失效的情况下也可以降低轮制动器中的压力。压力供应器连接至电枢部件。通过这样的连接,在压力升高期间阀处的压力差相对较低,但是在构造电磁阀RF的弹簧时,必须注意的是在压力供应器DV的容积被递送到轮制动器中时,压力差不会导致阀在压力升高期间被强制关闭。这种有利的连接允许阀具有大的开口横截面 $\ddot{O}Q$ 或低的流量损失,并且对于PPC和MUX闭环压力控制方法是理想的。

[0031] 另外,连接阀BP1和BP2连接成使得它们通过制动回路中的压力自动打开,并且还可以使用PWM操作进行操作。这允许泵的闭环压力控制和经由中央阀ZAV的压力降低。

[0032] 具体而言,在根据本发明的装置中使用以下闭环压力控制方法,并且即使在部件失效(压力供应器、传感器、制动回路失效)的情况下也导致非常高水平的精度和可用性,并且因此是非常稳健且失效安全的解决方案。

[0033] (1) 正常操作中的压力升高,无显著影响因素:

[0034] a) 通过使用至少一个压力变换器,通过活塞的向前运动(向前运动,即,轮制动器处液压消耗装置的方向上的流体容积的压缩)中压力供应器DV1的活塞控制,使用PPC方法升高压力达到压力 p_1 、最大轮锁定压力 $\pm 20\%$ (通常为80巴至120巴);

[0035] b) 不使用压力变换器,通过使用马达电流的信号、活塞行程和压力-容积特性曲线在压力供应器DV1的活塞向前运动中使用PPC方法升高压力达到压力 p_1 、最大轮锁定压力 $\pm 20\%$ (通常为80巴至120巴);

[0036] c) 使用MUX方法升高压力达到目标压力,也就是说在至少一个轮制动器处设定第一轮压力,关闭开关阀,然后增加其他轮制动器处的压力;

[0037] d) 通过使用方法(1a)至(1c)中的一者的活塞控制以及使用在断电时打开的电磁阀的PWM计时将压力升高达到不同的目标压力,目的是不同压力分布的闭环控制或轮制动器中不同流动阻力的补偿;

[0038] e) 闭环压力控制方法(1c)和(1d)的组合;

[0039] f) 借助于压力供应器DV1升高压力达到接近轮锁定极限的第一压力,借助于压力供应器DV2进一步增加压力达到压力供应器DV1至制动回路的进给管路阀关闭时的最大压力。

[0040] (2) 正常操作时的压力降低,无显著影响因素:

[0041] a) 通过使用至少一个压力变换器,在活塞的向后运动(向后运动,即,轮制动器处液压消耗装置的流体容积的减压)中通过压力供应器DV1的活塞控制,使用PPC方法将压力降低至目标压力;

[0042] b) 通过使用马达电流的信号、活塞行程和压力-容积特性曲线,通过压力供应器DV1的活塞向后运动,使用PPC方法将压力降低至目标压力;

[0043] c) 使用MUX方法将压力降低至轮处的目标压力,也就是说在至少一个轮制动器处设定第一轮压力,关闭开关阀,增大其他轮制动器处的压力;

[0044] d) 经由至少一个出口阀降低压力,其中,借助于出口阀中的闭环电流控制,设定电磁阀的特定离散的、大致恒定的开口横截面,该开口横截面确定压力变化;

[0045] e) 通过使用方法 (1a) 至 (1c) 中的一者的活塞控制以及使用在断电时打开的电磁阀的PWM控制将压力降低至不同的目标压力,以用于实现不同的压力分布和补偿轮制动器中的不同流动阻力的目的;

[0046] f) 经由轮制动器处的出口阀降低轮制动器或制动回路的压力,或者经由中央出口阀ZAV降低一个或两个制动回路中的压力,特别是在高压高于压力供应器DV1的压力极限的情况下进行压力降低;

[0047] g) 闭环压力控制方法 (1a) 至 (1f) 中的至少一者的组合。

[0048] (3) 具有极快闭环控制操作的紧急制动操作 (AEB功能) 中的压力升高

[0049] a) 通过具有最大马达功率的活塞的向前运动中压力供应器DV1的活塞控制,使用PPC方法升高压力达到压力 p_1 、最大锁定压力 (通常为80巴至120巴);

[0050] b) 使用根据3 (a) 的PPC方法的方法,通过压力供应器与轮制动之间的电磁阀的PWM控制来补偿由于压力供应器DV1与轮制动器之间的不同流动阻力而导致的轮制动器中的不同压力变化,其中,该电磁阀在断电时打开;

[0051] c) 根据3 (a) 的方法,通过经由至少一个出口阀 (AV1、AV2、ZAV) 的部分压力降低来补偿由于压力供应器DV1与轮制动器之间的不同流动阻力而导致的轮制动器中的不同压力变化;

[0052] d) 根据3 (a) 的方法,辅以MUX方法用于补偿由于压力供应器DV1与轮制动器之间的不同流动阻力而导致的轮制动器中的不同压力变化;

[0053] e) 根据3 (a) 的方法,通过部分使用压力供应器DV2用于在一个制动回路中升高压力来补偿由于压力供应器DV1与轮制动器之间的不同流动阻力而导致的轮制动器中的不同压力变化;

[0054] f) 借助于第一制动回路BK1中的压力供应器DV1和第二制动回路BK2中的压力供应器DV2同时或部分同时升高压力;

[0055] g) 借助于两个制动回路中的压力供应器DV2和压力供应器DV1使用MUX方法同时或部分同时升高压力。

[0056] (4) 正常操作时同时的压力升高和压力降低

[0057] a) 在一个制动回路中的压力供应器DV1的活塞的向前运动中压力升高达到目标压力,经由轮制动器 (AV1、AV2) 上的出口阀或中央出口阀 (ZAV) 降低第二制动回路中的压力;

[0058] b) 在两个制动回路中的压力供应器DV1的活塞的向前运动中压力升高达到目标压力,在轮制动器的开关阀关闭的情况下,经由轮制动器处的一个或更多个电磁阀降低轮制动器中的压力,其中,压力降低经由出口阀来执行;

[0059] c) 在使用多路复用操作的在多个轮制动器中的压力供应器DV1的活塞的向前运动中的压力升高达到目标压力,并且在开关阀关闭的情况下,经由轮制动器处的出口阀AV1、AV2同时降低压力;

[0060] e) 在使用多路复用操作的多个轮制动器中的压力供应器DV1的活塞的向前运动中的压力升高达到目标压力,并且通过中央出口阀ZAV同时降低一个制动回路中的压力。

[0061] (5) 在压力供应器DV1失效的情况下的压力升高和压力降低

[0062] a) 在整个压力范围内借助于压力供应器DV2升高压力,通过经由中央出口阀ZAV耗散到一个或更多个制动回路中来降低压力;

[0063] b) 在整个压力范围内借助于压力供应器DV2升高压力,经由轮制动器处的出口阀AV降低制动回路的一个或更多个轮制动器中的压力;

[0064] c) 在同时打开一个或更多个出口阀 (AV1、AV2、ZAV) 的情况下借助于压力供应器DV通过闭环压力分布控制压力升高;

[0065] d) 根据 (5a) 至 (5c) 的闭环压力控制方法和使用通过电磁阀的PWM控制,以用于控制压力升高和压力降低期间的流动阻力的目的,其中,该电磁阀在断电时打开;

[0066] e) 根据 (5a) 或 (5c) 的闭环压力控制方法和经由出口阀在闭环压力降低控制中使用压力传感器。

[0067] (6) 在压力供应器DV2失效的情况下的压力升高和压力降低

[0068] (a) 压力供应器DV1的马达以最大马达扭矩的50%运行1x3相,通常允许0.4g至0.6g的减速;

[0069] (b) 在存在诸如气泡等影响因素的情况下,通过压力供应器DV1补充从储存器递送的容积。

[0070] (7) 压力变换器发生故障,一个制动回路中的压力变换器不可用

[0071] (a) 根据助力器特性曲线和马达相电流与马达扭矩(扭矩常数)之间的电流-比例关系并且特别是齿轮比中的机械效率,通过评估马达电流和闭环控制来设定制动压力;

[0072] (b) 通过评估压力-容积特性曲线、直接或间接地通过马达角度编码器的活塞行程来设定制动压力;

[0073] (c) 出于补偿/校正扭矩常数的目的而评估温度;

[0074] (d) 方法 (7a) 至 (7c) 的组合。

[0075] 上述闭环压力控制方法用于制动系统的以下功能中,如下:

[0076] (a) 闭环制动压力控制(正常功能,AEB功能)

[0077] 在制动力助力期间,压力供应器DV1的活塞-气缸单元的压力通过PPC压力控制通过活塞的前后运动来控制。如果需要非常高的压力升高动力(例如紧急制动情况AEB),则压力供应器DV2有利地被启用,以便辅助压力供应器DV1以升高制动回路中的压力。因此可以减少对压力供应器DV1的马达的功率需求。然后通过活塞的向后运动和/或经由出口阀进行压力降低,出于与噪音相关的原因,该出口阀优选地仅在低压力水平下使用,并且泵DV2递送到系统中的额外容积释放回到储存器中。

[0078] (b) 制动能量回收期间的压力控制,特别是借助于电动马达(回收操作/混合)的压力控制

[0079] 混合(借助于车辆的电动驱动马达或混合动力系统中的电动马达回收制动能量,该制动能量可以用于产生制动扭矩)优选地借助于活塞-气缸单元DV1进行复制。在电动马达产生制动能量的轮制动器中设定低压。在此使用根据DE102005055751或DE102009008944的MUX方法,也就是说压力升高和压力降低借助于通过前后运动产生的压力供应器DV1中的活塞压力和通过打开开关阀来控制,其中,轮制动器中的压力由关闭的开关阀保持。替代性地,也可以使用PPC方法进行压力升高和压力降低,其中,由于回收而需要低压的轮制动器在压力升高期间使用PWM操作来操作,并且PWM方法可以类似地用于压力降低期间的压力分

布控制。这些方法可以用于至少一个轴处的电动马达。在黑/白制动回路的情况下,不同的闭环制动压力控制以特定于轴的方式通过多路复用或通过PWM控制的PPC方法进行;多路复用用于对角制动回路的情况。

[0080] (c) 扭矩矢量化、转向干预情况下的压力控制

[0081] 扭矩矢量化或转向干预在现代车辆中发挥着越来越重要的作用,以提高灵活性,特别是在转弯期间或作为备用转向功能。制动系统可以用于前轴或后轴处的转向干预。在前轴处,可以产生与电动助力转向系统相关的冗余,并且可以省略电动助力转向系统的冗余设计。在后轴处,可以省略后轴转向系统,并且可以提高车辆转弯期间的灵活性。

[0082] 在现代电动车辆中,如果在车轴的每个轮处都设置有电动马达,则与制动器的相互作用在轮扭矩的闭环控制中起着重要作用。因此可以借助于轮处的电动马达和制动器进行干预,并且精确的闭环压力控制在加速、转弯和减速中具有高重要性。

[0083] 扭矩矢量化或转向干预主要借助于压力供应装置DV1执行。在此,进入压力由活塞-气缸单元控制,并且一个轴处的轮制动器处的压力要么使用多路复用方法以闭环方式连续地控制,要么在轮制动器处使用通过PWM控制的PPC方法在不同的轮处以闭环方式控制不同的压力分布。由于具有2个压力供应器的冗余设计,如果系统的制动回路具有黑/白制动回路分布,则可以额外同时或部分同时执行前轴和后轴处的干预。

[0084] (d) 闭环控制操作 (ABS、ESP)

[0085] MUX方法同样用于闭环控制操作 (ABS、ESP) 中,其中,在具有急剧变化的压力梯度的极端情况下(例如在高摩擦系数时制动-高 μ),压力降低也经由出口阀或借助于阀BP1和阀BP2的PWM控制来执行。以此方法,可以降低压力供应器DV1的驱动马达的扭矩需求,或者对压力供应器DV1的驱动马达的转子的惯性质量有较低的要求。借助于PWM控制可以有利地辅助多路复用方法的同时和部分同时操作,因为借助于压力供应器DV1设定了进入压力。此外,可以利用具有2个压力供应器的同时闭环压力控制的扩展自由度,其中,压力在一个制动回路或某些轮中升高,而在另一制动回路或其他轮制动缸中降低。

[0086] (e) 压力供应器发生故障的情况下的闭环控制操作

[0087] 如果压力供应器DV1失效,则闭环压力升高控制借助于压力供应器DV2来执行。作为活塞泵的第二压力供应器的实施方式中的压力降低然后仅经由出口阀或中央阀ZAV来执行。在作为齿轮泵的第二压力供应器DV的实施方式中,压力降低可以借助于齿轮泵来执行。对于活塞泵的闭环压力升高控制,出口阀同样用于闭环控制,例如在借助于压力供应器DV2升高压力期间通过在PWM操作中部分打开来用于闭环控制。如果压力供应器DV2是齿轮泵,则闭环压力控制借助于齿轮泵的马达的闭环电流和角位置控制来执行。在此,齿轮泵中的泄漏被考虑在内并且通过调节进行补偿。

[0088] 如果压力供应器DV2出现故障,则闭环控制根据上述闭环压力控制方法仅借助于主压力供应器DV1来执行。在此没有功能限制。即使活塞-气缸单元的有限容积也不是限制。为此目的,可以执行从储存器的补充递送。这是通过关闭连接阀而使压力供应器与制动回路隔离来实现的。然后活塞向后移动,并且容积经由止回阀从储存器中抽出。时间中断约为100ms,这在高压范围内并不重要,因为车辆已经在减速。在极不可能发生衰减并同时压力供应器DV1失效的情况下,减速受电动马达的最大扭矩的限制,并且必须根据法定边界条件和故障概率进行配置。对于这种极为罕见的情况,在电动车辆或混合动力车辆的情况下,电

动驱动马达可以有助于减速或者启用电动驻车制动器。

[0089] 如果压力供应器DV2是齿轮泵,则能够连续递送,并且不需要如上所述的补充递送。齿轮泵的闭环压力控制通过齿轮泵的驱动马达的闭环电流和角位置控制来执行。在此,齿轮泵中的泄漏被考虑在内并且通过调节进行补偿。例如,可以通过评估制动回路中的压力传感器来确定泄漏。

[0090] 除了一般的闭环压力控制和对于不同操作状态的两个压力供应器的构型之外,系统的液压构型具有非常重要的重要性以便实现非常高水平的失效安全性。下面这将在多个实施方式中进行讨论。

附图说明

[0091] 下面将参照附图更详细地讨论本发明的各种可能的实施方式。

[0092] 在附图中:

[0093] 图1示出了根据本发明的液压系统的第一实施方式,该液压系统具有用于连接两个制动回路的失效安全的阀组件,具有带有致动装置的主缸,并且具有带有电子开环与闭环控制装置的两个压力供应装置,作为所谓的集成的单箱系统;

[0094] 图1a示出了具有两个压力供应装置的制动系统的功能;

[0095] 图1b示出了在一个制动回路和/或一个轮制动器的开关阀失效的情况下的功能;

[0096] 图1c示出了液压系统在两个压力供应装置都失效的情况下的功能;

[0097] 图2示出了根据本发明的液压系统的第二实施方式,该液压系统具有作为单独模块的主缸;

[0098] 图3a示出了第一实施方式的结构设计;

[0099] 图3b示出了第二实施方式的结构设计;

[0100] 图4示出了根据本发明的具有单独电动踏板的液压系统的第三实施方式;

[0101] 图4a示出了具有电动踏板的第三实施方式的结构设计;

[0102] 图5示出了根据本发明的具有2个旋转泵的液压系统的第四实施方式;

[0103] 图5a示出了第四实施方式的结构设计;

[0104] 图6a示出了在紧急制动功能(AEB)中通过使用同时操作的两个压力供应器进行的闭环压力升高控制;

[0105] 图6b示出了在操作期间通过两个压力供应器达到高压处的闭环压力升高控制;

[0106] 图6c示出了在至少一个轴处的扭矩矢量化、转向干预情况下的闭环压力升高控制;

[0107] 图6d示出了在2轴处的恢复操作的情况下通过压力供应器DV1进行的闭环压力升高控制;

[0108] 图6e示出了在2轴处的恢复操作中通过压力供应器DV1进行的闭环压力降低控制;

[0109] 图6f示出了在2轴处的恢复操作中通过压力供应器DV1进行的闭环压力降低控制的变体;

[0110] 图6g示出了具有同时进行的2个轮制动器处的多路复用控制以及其他轮制动器处经由2个出口阀进行的压力降低的闭环控制操作(ABS)中的闭环压力控制(具有PWM的2通道MUX操作);

[0111] 图6h示出了具有同时进行的2个轮制动器处的多路复用控制以及经由一个轮制动器的1个出口阀进行的压力降低的闭环控制操作 (ABS) 中的闭环压力控制 (具有PWM的3通道MUX操作) ;

[0112] 图6i示出了具有同时进行的2个轮制动器处的多路复用控制以及经由1个中央出口阀进行的压力降低的闭环控制操作 (ABS) 中的闭环压力控制 (具有PWM的2通道MUX操作, 一个或更多个轮制动器的压力降低, 1个制动回路经由中央出口阀ZAV的压力降低) 。

具体实施方式

[0113] 图1示出了闭环可控式制动系统的基本元件, 该制动系统包括带有行程模拟器WS和储存器VB的主制动缸HZ以及两个压力供应装置DV1和DV2, 其中, 压力供应装置DV1具有电动驱动活塞缸单元, 并且第二压力供应装置DV2具有简单的一回路活塞或齿轮泵。两个压力供应装置与轮制动缸RZ处的阀回路共同作用, 该阀回路将闭环控制的轮压力传递至制动器、例如在ABS的情况下将闭环控制的轮压力传递至制动器。这对应于现有技术。然而, 根据本发明的液压系统的意图是对于半自动驾驶 (SAD) 或全自动驾驶 (FAD) 具有高水平的失效安全性。

[0114] 为此, 应当考虑与故障相关的所有部件, 比如阀、传感器、密封件、马达和制动回路。因此, 以下部件或液压连接应当有利地设计为具有失效安全性:

[0115] (1) 从为第一制动回路设置的压力供应装置DV1到第二制动回路BK2的连接;

[0116] (2) 从为第一制动回路设置的压力供应装置DV2到第一制动回路BK1的连接;

[0117] (3) 从主制动缸HZ的压力室经由阀FV、经由阀BP1和BP2到制动回路BK1、BK2的连接;

[0118] (4) 阀PD1和阀BP1经由分配给轮制动器的相应的开关阀SV到轮制动缸RZ的连接;

[0119] (5) 阀BD2经由分配给轮制动器的相应的开关阀SV到轮制动缸RZ的连接;

[0120] (6) 从制动回路BK1、BK2到储存器VB的连接;

[0121] (7) 制动回路BK1、BK2与轮制动缸RZ之间的连接。

[0122] 下面将描述这些液压连接和单个部件的可能的失效引起的故障。

[0123] 压力供应装置DV1从制动回路BK1经由液压管路线1、VL、VL_a和5作用到制动回路BK2中并且经由开关阀SV作用到轮制动器RB。在现有技术中, 为此目的仅使用单个旁通阀。在此, 如果另一个阀也存在潜在故障, 则阀失效可能导致完全制动失效。因此, 本发明在连接管路VL中提供了两个冗余阀BP1和BP2, 以便允许从第一压力供应装置DV1连接至制动回路BK2。阀BP1和BP2的潜在故障由压力变换器借助于阀在压力变化的情况下短路来识别。在这个阶段, 压力必须保持恒定。在第一压力供应装置DV1失效的情况下, 例如在活塞密封件失效的情况下, 防止经由三个冗余阀BP1、BP2和PD1对制动回路BK2施加反应。阀优选地为在断电时打开的阀, 以便在压力供应装置DV1、DV2失效的情况下, 主制动缸HZ可以作用于制动回路BK1和BK2。如果通过打开阀ZAV或FV而使压力降低, 则两个连接开关阀由于作用的压力差而自动打开, 而无需对其进行专门的电致动。在此, 两个连接阀BP1和BP2借助于连接管路VL_a液压地连接至彼此。

[0124] 相应地, 第二制动回路BK2中的压力供应装置DV2经由液压管路2和5并经由阀BP2和BP1作用到液压管路4中, 并且从液压管路4经由开关阀SV作用到轮缸RZ。在轮制动器RB中

的制动回路BK失效的情况下,阀SV、BP1和BP2经过诊断被提前关闭,并且防止压力供应的失效。在此,所有阀——例如SV、BP1、BP2——被认为对于潜在故障是安全关键的,因为流过阀的液压介质包含能够阻止阀闭合的灰尘颗粒并且阀因此发生泄漏。在目前的情况下,例如在一个开关阀SV失效的情况下,一个制动回路可能适时地失效。然而,另一个制动回路通过两个阀BP1和BP2的相互作用而被保护。在此必须有三重故障,也就是说,阀BP1和BP2两者都必须另外失效,才会发生完全失效。因此至少一个制动回路被可靠地保护而免于双重故障并防止完全制动失效。如果可能发生潜在故障,关于双重故障的安全性对于SAD和FAD是重要的安全特性。这还包括在制动回路失效的情况下维持压力供应或制动力助力器。

[0125] 在此,压力供应装置DV2可以在快速压力升高或压力升高为120巴以上的情况下辅助另一个压力供应装置DV1,和/或可以在通过连续输送而压力减弱的情况下和/或针对ABS功能而执行压力供应,和/或在另一压力供应DV1失效的情况下可以连带地执行另一压力供应DV1的功能。

[0126] 同样可能的是,压力供应装置DV1针对低于或等于120巴的压力范围且针对ABS功能执行压力升高。在压力供应装置DV2失效的情况下,如果压力供应装置DV2仅设计用于120巴的最大压力,则两个制动回路仅可获得120巴的最大压力。

[0127] 在连接阀BP1和/或BP2关闭的情况下,两个压力供应装置DV1和DV2可以相互独立地设置或通过闭环控制来设置两个压力供应装置DV1和DV2的制动回路BK1和BK2中的压力。

[0128] 根据W02012/059175A1,踏板运动借助于冗余的踏板行程传感器(PS)测量,踏板运动还作用于力行程传感器(KWS)测量元件。压力供应装置DV1由来自踏板行程传感器的信号控制,其中,活塞控制引起制动回路BK1中的液压主管路1中的容积经由冗余的阀BP1和BP2流入制动回路BK2中。压力供应装置DV1可以设计为仅作用直至锁定压力、例如120巴。然后由压力供应装置DV2提供更高的压力,压力供应装置DV2将容积运送到制动回路BK2中并且经由冗余的阀BP1和BP2运送到制动回路BK1中。压力供应装置DV2可以是具有连续输送作用的泵。如果制动系统通风不良或如果蒸汽气泡出现,从而导致更大的容积需求,则这通过已知的压力容积特性曲线(p-v特性曲线)检测到,结果是压力供应装置DV2已经起作用、在较低压力下也起作用。关于踏板致动,必须另外说明的是,这使活塞Ko运动,活塞Ko通过与踏板力成正比的压力作用在已知的行程模拟器WS上并因此确定踏板的特性。行程模拟器WS通常可以通过阀关闭,特别是在失效的压力供应装置的情况下的回落水平下通过阀关闭。在冗余的压力供应装置的情况下,由于非常低的失效概率,这不再是相关的。

[0129] 主制动缸HZ可以经由管路3连接至制动回路BK1或BK2,其中,阀FV布置在管路3中以用于关闭该管路3。这种连接仅在回落水平下有效。如果管路连接至两个开关阀BP1和BP2的连接管路,则两个阀BP1和BP2形成进一步的冗余。从阀FV直接连接到两个制动回路BK1和BK2中的一个制动回路的常规连接在阀FV泄漏的情况下将会导致制动回路和因此的压力供应作用在主缸(HZ)活塞上,这通常导致压力供应被关闭。

[0130] 在轮缸中的制动回路失效的情况下,相应的入口阀EV或开关阀SV通常关闭,以便消除失效的轮回路。泄漏的入口阀EV/开关阀SV(潜在故障)导致制动回路或整个压力供应失效。在此,BP2和BP1也提供额外的安全性,使得压力供应不会失效。由于不起作用的开关阀SV而导致的制动回路BK1的失效意味着压力供应DV1失效,由此借助于另一个压力供应装置DV2执行对仍然起作用的轮制动器的压力供应。

[0131] 在第二制动回路中由于止回阀RV1发生故障而导致另外的失效。在此可以借助于冗余的止回阀RV2阻止压力供应DV2失效。在止回阀RV2下游的具有小的压力流的节流阀Dr允许例如通过压降来诊断。

[0132] 闭环ABS控制或者通过第二压力供应装置DV2进行的压力降低需要中央出口阀ZAV。在此,体积流量额外地经过阀BP1或BP2,使得泄漏的中央出口阀ZAV对于正常操作不是关键的,在中央出口阀ZAV失效的情况下,压力控制借助于压力供应装置DV1和DV2来执行。此外,故障、即使是潜在故障由中央出口阀ZAV根据压力供应装置DV1的压力变化或增加的容量输送来识别。在直至约120巴的正常制动期间,压力供应DV经由打开的阀BP1和BP2在两个制动回路BK中起作用。对于极端的安全要求,冗余的排出阀ZAV_r也可以安装在连至储存器VB的管路中。

[0133] 通过中央出口阀ZAV的控制在不致动压力供应装置DV1的情况下压力降低是可能的。在阀BP1和BP2打开并且在阀SV打开的情况下,轮缸RB1、RB2、RB3和RB4中的压力可以通过中央出口阀ZAV的打开而降低。在此有利的是停止或降低压力供应装置DV2的递送速率。轮缸RB1、RB2、RB2和RB4中随时间的压力降低梯度在此尤其由中央出口阀ZAV的几何结构确定。影响这些压力降低梯度的一种可能性是通过阀BP1和BP2的控制中的电压的脉宽调制PWM来提供的。如果轮缸RB1和RB2中的压力降低梯度小于阀BP1完全打开的情况下的压力降低梯度,则阀BP1通过PWM控制,中央出口阀ZAV打开,使得压力降低梯度对应或近似于设定点值的压力降低梯度。在此,可以通过压力传感器DG2提高压力降低的闭环控制的质量。替代性地,轮缸RB1和RB2中的压力降低梯度可以通过对制动回路BK1中的阀SV的PWM控制来单独设置,其中,阀BP1和ZAV打开。类似的情况适用于轮缸RB3和RB4中的压力降低梯度。如果轮缸RB3和RB4中的压力降低梯度小于阀BP2完全打开的情况下的压力降低梯度,则阀BP2通过电压的PWM控制,中央出口阀ZAV打开,使得压力降低梯度对应于或近似于设定点值的压力降低梯度。在此,可以通过压力传感器DG提高压力降低的闭环控制的质量。替代性地,轮缸RB3和RB4中的压力降低梯度可以通过对制动回路BK2中的阀SV的PWM控制来单独设置,其中,阀BP2和ZAV打开。以此方式,即使在不致动压力供应装置DV1的情况下也可以实现车辆的非常舒适且安静的制动操作。如果需要轮缸中特定于轮的压力降低梯度,例如在恢复操作期间的扭矩矢量化的情况下需要轮缸中特定于轮的压力降低梯度,那么压力降低梯度可以在中央出口阀ZAV打开的情况下使用已知的通过阀BP1和BP2的PWM控制并且通过阀SV的开关的多路复用方法来实现。用于实现这些特定于轮的压力降低梯度的进一步的可能性通过开关阀(SV)控制中的PWM来提供,其中,阀BP1、BP2和ZAV打开。因此,可以对每个轮缸RB1、RB2、RB3和RB4执行具有单独压力降低梯度的同时压力降低。作为阀的PWM控制的替代性方案,闭环电流控制也可用于阀控制。

[0134] 在主制动缸HZ和行程模拟器WS的失效通常是由密封件引起。在主制动缸HZ的情况下,可以在连至储存器VB的返回管路中使用额外的密封件D3和节流阀,以便能够在早期时间点诊断密封件的失效。因此可以借助于踏板行程传感器根据小的额外的踏板运动来识别泄漏。在SAD和FAD的情况下必须考虑低负载。

[0135] 在许多系统中,对于密封件的诊断,在断电时打开的电磁阀包含在返回管路中,该电磁阀关闭以用于诊断。在这种情况下,压力从压力供应装置DV1经由阀PD1、BP1和EV传导到主制动缸HZ中。通过在恒定活塞位置处的压力变化或在恒定压力下活塞位置的变化执行

诊断。作为替代方案,在此,也可以使用节流阀和止回阀的组合来节省成本。节流阀定尺寸成使得通过密封件的泄漏流仅导致踏板在约10秒的正常制动时间内的微小位移。

[0136] 相同的解决方案也用于具有如上文关于密封件D3所述的通过踏板运动进行诊断的冗余密封件的WS活塞。此外,即使这些密封件失效,制动力助推力的控制仍是可能的,尽管踏板特性发生变化。在此,两个密封件失效的失效率极低,几乎在小于 10^{-10} /年的范围内。压力供应装置DV1也可以配备有冗余密封件,如上文在主制动缸HZ的情况下所描述的,配备有密封件D6,在密封件D6与密封件D5之间具有节流阀。如果吸入阀直接地连接至阀PD1上的连接部,则吸入随着活塞的返回行程立即开始,其优点是即使在低温度下仍提供高吸入功率。在极限情况下,开关阀SV的失效或泄漏会导致压力供应DV的失效。折中方案为在约60%的行程处连接开关阀SV。这意味着40%的行程可以不受泄漏的开关阀SV的影响,同时可以在正常温度范围内进行吸入动作。由于上述小限制,活塞的容积输送由冗余保证。此外,马达可以借助于冗余的2x3相绕组控制,使得压力供应装置DV仅由于阻塞的滚珠丝杠驱动器KGT而失效。

[0137] 借助于多路复用操作MUX和压力供应装置DV1进行的ABS功能如在WO 2006/111393 A1中所描述的那样执行。中央排出阀ZAV导致扩展的MUX功能。如果在制动回路BK1中的压力升高 $P_{\text{升高}}$ 期间,在另一个制动回路BK2中同时需要压力降低 $P_{\text{降低}}$,则这借助于中央排出阀ZAV和同时关闭的阀BP1执行。以此方式,多路复用系统MUX仅通过制动回路BK1中的两个轮制动器RB1、RB2承受负载,即,压力升高 $P_{\text{升高}}$ 和压力降低 $P_{\text{降低}}$ 不能在制动回路BK1的轮制动器RB1和RB2中同时发生。替代性地,各个制动回路中的排放阀AV1、AV2也可以用于压力降低 $P_{\text{降低}}$ 的目的,以便减轻MUX的负载。在此,排出阀AV1、AV2可以布置或连接在开关阀SV与连接开关阀BP1、BP2之间,或者布置或连接在轮制动器与相关联的开关阀SV之间,使得通过经由排出阀耗散至储存器VB而发生直接的压力降低 $P_{\text{降低}}$ 。这对于前轮中的压力降低 $P_{\text{降低}}$ 特别有利。在该替代方案中不需要中央排出阀ZAV。

[0138] 在这种情况下,特别地在 $P_{\text{降低}}$ 期间没有 $P_{\text{升高}}$ 的情况下,借助于第二压力供应装置DV2实现的ABS功能是略微受限的。尽管如此,完全独立的闭环ABS控制仍然是可能的。必须考虑在压力大于120巴时以及在第一压力供应装置DV1失效的情况下很少使用压力供应装置DV2。

[0139] 对上述MUX操作典型的是闭环压力控制,同样在ABS的情况下,通过容积测量或通过压力供应装置DV1的活塞运动,同样考虑压力-容积特性曲线(p-v特性曲线)。在简单的偏心活塞泵的情况下,这并非通过活塞运动实现,而是通过输送时间即容积和额外的旋转速度测量以及压力测量(如果必要)而实现。对于压力升高 $P_{\text{升高}}$ 测量容积也是可能的。在此,在压力升高 $P_{\text{升高}}$ 的情况下,在各个轮制动器中连续且非同时的压力升高 $P_{\text{升高}}$ 是有利的。在此,必须考虑阀尺寸和阀上的背压,特别是在阀BP1和BP2在轮回路中的快速压力升高的情况下更是如此。上述阀的背压充当制动回路BK1与BK2之间的压力差。如果在这种操作状态下两个压力供应装置DV1和DV2都被激活,则可以显著减少这种情况。在此,单回路齿轮泵代替活塞泵也是有利的。在此,也可以借助于齿轮泵来执行压力升高 $P_{\text{升高}}$ 和压力降低 $P_{\text{降低}}$ 。为此,代替止回阀RV,在连至储存器VB的返回管路中需要阀MV(未示出)。因此通过第二压力供应装置DV2也可以进行完全的MUX操作。

[0140] 开环与闭环控制装置ECU是整个系统和封装的组成部分。失效安全功能需要冗余

或部分冗余的ECU。除了用于特定功能的冗余的ECU之外,还可以使用这种部分冗余的ECU。在任何情况下,阀都是或应该借助于单独的阀驱动器和隔离开关来冗余地驱动,隔离开关关闭失效的阀驱动器。

[0141] 冗余的车载电气系统连接对于开环与闭环控制装置ECU的冗余也是必要的。通过48V进行的连接也可以用于马达的连接。48V的优势是更高的动力。在压力供应装置DV1的马达在48V失效的情况下,以约50%的功率通过12V进行的紧急操作是可能的,同时降低动力并节省成本。为此,用于24V的马达配置例如是必要的。

[0142] 压力变换器DG优选用在制动回路BK2中,并且可能也用在制动回路BK1中。在压力变换器失效的情况下,可以通过使用p-v特性曲线对活塞的位置控制和马达的涌流测量来执行闭环压力控制。

[0143] 替代性地,可以实现从制动回路BK2的压力供应装置到阀BP1和BP2的内部连接管路VL_a的液压连接,如图1b中所示并用X表示。在该替代方案中,压力供应装置DV2不再直接作用到制动回路BK2中。这在阀BP2、SV和压力供应装置DV1失效的情况下具有优势。在此,压力供应装置DV1和DV2的失效可以借助于DV2在阀BP2和PD1关闭的情况下作用在制动回路BK1中来避免。然而,对于如果小于 $5 \cdot 10^{-6}$ /年的轮回路失效、即每年一百万辆车辆中的5次故障,必须考虑具有约小于 $5 \cdot 10^{-18}$ /年的最小失效概率的三重故障。这与许多缺点相反;例如,在阀FV失效(例如泄漏)的情况下,制动回路BK2中的压力供应也会失效。

[0144] 在压力供应装置DV1、DV2的压力管路中,可以布置压力释放阀ÜV1、ÜV2以保护驱动器,特别是轴和/或滚珠丝杠驱动器,该压力释放阀例如在约120巴时打开。

[0145] 图1a示出了在压力升高 $P_{\text{升高}}$ 和压力降低期间 $P_{\text{降低}}$ 压力供应装置DV1和DV2的功能。DV1的活塞产生了下述容积,该容积经由阀PD1传递到制动回路BK1中并且经由阀BP1和BP2传递到制动回路BK2中。借助于压力变换器DG测量压力。对于压力降低 $P_{\text{降低}}$,活塞向后移动,具有相应的容积回流。在较高压力或压力供应装置DV1失效的情况下,压力供应装置DV2起作用,并且将容积直接传送到制动回路BK2中以及经由阀BP1和BP2传递到制动回路BK2中;PD1关闭。压力降低 $P_{\text{降低}}$ 可以借助于压力供应装置DV1执行,其中,大于120巴的容积经由通气孔流出。替代性地,压力降低 $P_{\text{降低}}$ 可以经由中央排出阀ZAV执行。在此,同样地,压力测量和闭环控制借助于压力变换器DG执行。在压力变换器DG失效的情况下,活塞的涌流和行程测量也可以用作替代信号。

[0146] 另一优势是在驻车期间辅助EPB驻车制动器的可能性。一个或两个压力供应装置DV1和DV2可以用于在驻车制动器中产生预载荷,使得驻车制动器的电动马达可以配置为在功率和扭矩方面降低。由于冗余的压力供应装置,这种使用具有足够的失效安全性。

[0147] 图1b示出了故障/失效的影响。在轮缸或供给管路中的制动回路BK1失效的情况下,开关阀SV关闭。在轮制动器和在开关阀SV中发生双重故障的情况下,制动回路BK1失效并且借助于压力供应装置DV2在制动回路BK1中产生压力。类似的情况适用于轮制动器RB和/或制动回路BK2中的阀SV失效的情况。然后,压力供应装置DV1在制动回路BK1中产生压力。冗余阀BP1和BP2的安全功能在此非常重要。

[0148] 图1c示出了在两个压力供应装置DV1和DV2都失效的情况下的影响,例如在车载电气系统失效的情况下的影响。在此,借助于踏板致动和活塞产生压力。容积经由阀FV、BP1传递到制动回路BK1中并且经由FV、BP2传递到制动回路BK2和行程模拟器WS中。应当注意的

是,具有冗余的密封件的失效安全的主制动缸HZ有可能降低对车载电气系统的冗余的需求,以节省成本。在此,ECU中的部分冗余可以用于各种功能,比如简化的闭环ABS控制。

[0149] 实施方式示出的是,在泄漏的情况下通过合理使用带有潜在故障诊断的冗余实现了优越的失效安全。与传统且失效安全的系统的情况相比,优化的阀组件导致更少的花费。同时发生的双重故障极其罕见,即,在 10^{-9} /年的范围内。在极其重要的双重故障的情况下,比如在轮制动器中或开关阀SV中的制动回路失效的情况下,甚至可以避免完全的制动回路失效,因为仍有一个完全有效的制动回路可用于制动力助推。

[0150] 图2示出了利用与主单元相关的单独的主制动缸HZ进行的在前序中提及的模块化制动的可能性,这在安装和噪音传输至隔板(bulkhead)方面带来了优势。缺点是单独的储存器,可能带有液位变换器和用于记录传感器信号并将信号传输至中央ECU的小型ECU。

[0151] 如果为了诊断主制动缸HZ,额外的容积从压力供应装置DV1经由节流阀进入储存器VB2中,则会出现另一个问题。解决方案是在小于5巴的低压力下进行诊断。在任何情况下诊断有必要进行压力测量的情况下,没有压力降低表明储存器VB已经是满的。在此,储存器VB的盖具有集成的止回阀RV。此外,在诊断之后,通过压力供应DV从储存器VB中抽出一定容积。因此,可以省略额外的液位传感器NS,并且主制动缸HZ的诊断是可能的。

[0152] 图3a示出了作为所谓的单箱系统的第一实施方式和第二实施方式的结构设计,其中,致动单元附接至压力供应器。

[0153] 图3b示出了作为所谓的分布式系统的第三实施方式的结构设计,其中,压力供应单元和致动单元是分开的并且经由液压管路连接。与图3a相比,该实施方式具有的缺点是成本较高并且需要易受故障影响的液压管路,但具有的优点是隔板的空间要求最小,并且隔板上的噪声源可以最小化。此外,该实施方式为电子踏板的解决方案形成了基础。

[0154] 图4是根据本发明的具有单独的电动踏板的液压系统的第四实施方式。阀装置压力供应装置DV1和DV2具有阀装置。在此,电动制动踏板,即所谓的电动踏板,具有小型传感器ECU的踏板行程传感器的行程模拟器(WS)和不具有液压作用的制动主缸HZ的力-行程传感器KWS组合在一个单元中。如果发动机舱中的安装容积较小或噪音要求较高,这将具有优势。替代具有储存器VB的主制动缸HZ(图5中未示出),也可以使用具有行程模拟器WS的踏板致动装置,即所谓的电动踏板。踏板行程传感器的信号在传感器ECU中处理并馈送至中央ECU。对于5级,制动开关也可用作电动踏板的替代品。

[0155] 上述单元具有带有浮子和液位传感器NS的2-回路储存器VB,该储存器VB可集成在中央开环与闭环控制单元ECU中。该液位传感器NS同样应具有冗余配置并且连续测量液位,因为通过这种方式可以快速检测到由于泄漏导致的容积损失。因为,在这种情况下,可以省略与制动主缸HZ的连接,并且因此在两个压力供应装置DV1和DV2和/或车载电气系统失效的情况下,也可以省略关于制动主缸HZ的回落水平,阀BP1和BP2优选设计为在断电时打开的阀。

[0156] 图4a示出了第四实施方式的结构设计。在此,没有液压的电动踏板和压力供应器是独立的单元。来自传感器ECU的驾驶员需求经由冗余信号线SL1和SL2传输至压力供应器。该实施方式与AD5的解决方案仅相差一小步,其中,完全省略了致动单元,并且设定点压力借助于无人驾驶车辆的中央控制单元来指定。

[0157] 图5示出了用于车辆的闭环可控制制动系统的基本元件,该制动系统包括具有行

程模拟器WS和储存器VB的主制动缸SHZ,并且还包括两个压力供应装置DV1和DV2。就其部分而言,压力供应装置DV1具有旋转泵Pa、无刷直流马达Ma、具有电连接部Wea的马达Ma的转子角度编码器WGa、直流马达Ma的绕组连接部3a、以及直流马达Ma的分流器4a。压力供应装置DV2具有旋转泵Pb、直流马达Mb、直流马达Mb的绕组连接部3b、以及直流马达Mb的分流器4b。两个压力供应装置DV1和DV2的两个旋转泵Pa和Pb尤其是1回路旋转泵。旋转泵Pa可以优选地是齿轮泵。压力供应装置DV1的旋转泵Pa优选由无刷直流马达(EC马达)Ma驱动,而压力供应装置DV2的旋转泵Pb由直流马达Mb驱动,优选由带刷的直流马达Mb驱动。旋转泵Pb可以是简单的1回路齿轮泵或1回路活塞泵。

[0158] 压力供应装置DV1设计用于常规的锁定压力,其中,该锁定压力应理解为所有车轮锁定时的最小压力。大多数车辆的锁定压力为120巴。制动器过热(衰减)或车辆的过载可以导致锁定压力升高,使得压力供应装置DV1可以达到的最大压力、例如120巴不足以锁定所有车轮。为此原因,压力供应装置DV2设计用于比压力供应装置DV1更高的压力,例如200巴。两个压力供应装置DV1和DV2可以单独或共同产生轮制动缸压力,该轮制动缸压力例如在ABS的情况下借助于轮制动缸RZ1、RZ2、RZ3、RZ4的阀回路的合适的阀位置在相应的轮制动缸中设定或者通过闭环控制设定。这在原则上是现有技术。然而,用于液压系统或制动系统的根据本发明的压力供应单元的意图是具有高水平的失效安全性,例如用于高度自动化(HAD)或完全自动驾驶(FAD)。为此目的,应考虑所有与失效相关的部件,比如阀、传感器、密封件、马达以及制动回路。因此,以下部件或液压连接应有利地设计成失效安全的:

[0159] (1) 从为第一制动回路BK1提供的压力供应装置DV1至第二制动回路BK2的连接;

[0160] (2) 从为第二制动回路BK2提供的压力供应装置DV2至第一制动回路BK1的连接;

[0161] (3) 从主制动缸SHZ的压力室经由开关阀FV、经由旁通阀BP1和BP2至制动回路BK1、BK2的连接;

[0162] (4) 开关阀PD1和旁通阀BP1经由分配给轮制动器的相应开关阀SV至轮制动缸RZ1和RZ2的连接;

[0163] (5) 旁通阀BP2经由分配给轮制动器的相应开关阀SV至轮制动缸RZ3和RZ4的连接;

[0164] (6) 从制动回路BK1、BK2至储存器VB的连接;

[0165] (7) 制动回路BK1、BK2与轮制动缸RZ之间的连接。

[0166] 下面将描述这些液压连接、以及各个部件的由失效引起的可能故障。

[0167] 压力供应装置DV1从制动回路BK1经由液压管路1、2和5作用到制动回路BK2中并且经由开关阀SV作用至轮制动缸RZ1、RZ2、RZ3、RZ4。在现有技术中,为此目的仅使用单个旁通阀。在此,如果在另一阀中也存在潜在故障,则单个旁通阀的故障可以导致完全制动故障。“潜在故障”应理解成是指单独的故障,其本身不影响制动作用,但当与另一故障组合时“潜在故障”可能对制动作用产生影响。因此,本发明提供了两个冗余的旁通阀BP1和BP2,以便允许从第一压力供应装置DV1连接至制动回路BK2。旁通阀BP1和BP2的潜在故障借助于压力变换器DG识别,因为在借助于压力供应装置DV1进行压力变化期间,旁通阀BP1和BP2在短时间内交替连续关闭。在旁通阀BP1或旁通阀BP2的关闭阶段,制动回路BK2中的压力必须保持恒定。在第一压力供应装置DV1失效的情况下,例如在直流马达Ma失效的情况下,防止了经由两个冗余旁通阀BP1、BP2和开关阀PD1对制动回路BK2施加反应。旁通阀BP1和BP2优选地是在断电时打开的阀,以便在压力供应装置DV1和DV2失效的情况下,主制动缸SHZ可以经由

打开的开关阀FV作用于两个制动回路BK1和BK2上。如果要降低轮制动缸RZ1、RZ2、RZ3和RZ4中的压力,这可以通过打开开关阀ZAV或FV来实现。在此,由于作用在这些旁通阀BP1和BP2上的压力差,两个连接的开关阀或旁通阀BP1和BP2可以自动打开,而无需专门的电启动,从而在发生失效的情况下,例如在两个旁通阀BP1和BP2的控制电子装置失效的情况下,确保压力降低是可能的,并且例如可靠地防止轮的锁定。

[0168] 相应地,第二制动回路BK2中的压力供应装置DV2经由液压管路2和5并且经由开关阀SV作用至轮制动缸RZ3和RZ4,并且经由旁通阀BP2和BP1作用到液压管路4中,并且从液压管路4经由开关阀SV作用至轮制动缸RZ1和RZ2。制动回路BK1的失效、例如由于轮制动缸RZ1、RZ2中的一个轮制动缸中的密封件泄漏而发生的失效可以借助于制动回路BK1中的开关阀SV中的一个开关阀通过诊断来识别,其中,然后旁通阀BP1和BP2关闭,由此防止压力供应装置DV2的失效并且借助于制动回路BK2中的压力供应装置DV2保持闭环或开环压力控制成为可能。制动回路BK2的失效、例如由于一个轮制动缸RZ3或RZ4中的密封件泄漏而发生的失效可以借助于制动回路BK2中的开关阀SV中的一个开关阀通过诊断来识别,其中,然后同样的情况是旁通阀BP1和BP2关闭,从而防止压力供应装置DV1失效,并且借助于制动回路BK1中的压力供应装置DV1保持闭环或开环压力控制成为可能。在此,所有阀例如SV、BP1、BP2中的泄漏作为潜在故障都被视为是安全关键的。流经阀的液压介质含有污物颗粒,该污物颗粒可以阻止相应阀的关闭,从而导致阀泄漏。在当前情况下,尽管制动回路BK1可能会失效、例如在轮制动缸RZ1或RZ2的密封件失效的情况下并且由于相关联的开关阀SV的潜在故障而失效,但是制动回路BK2通过插入两个旁通阀BP1和BP2而受到保护。类似地,尽管制动回路BK2可能会失效、例如在轮制动缸RZ3或RZ4的密封件失效的情况下并且由于相关联的开关阀SV的潜在故障而失效,但是制动回路BK1通过插入两个旁通阀BP1和BP2同样受到保护。在此必然存在三重故障,也就是说旁通阀BP1和BP2两者也会必然失效,从而导致制动回路BK1和BK2两者完全故障。因此,两个制动回路BK1和BK2中的每个制动回路都得到可靠的保护以防止出现双重故障,并且防止完全制动故障。如果可能发生潜在故障,则相对于双重故障的安全性是SAD和FAD的关键安全特征。这还包括在制动回路失效的情况下维持压力供应器或制动助力器。

[0169] 在此,压力供应装置DV2可以在快速压力升高或压力升高高于例如120巴的情况下辅助另一个压力供应装置DV1,和/或可以执行ABS功能,和/或在另一个压力供应装置DV1失效的情况下也可以执行压力供应装置DV1的功能。在此可以借助于旋转泵Pa、Pb或者如果存在的话还替代性地同时借助于至少一个出口阀ZAV、AV1、AV2来执行压力降低。

[0170] 同样可能的是,对于低于或等于120巴的压力范围和ABS功能,压力供应装置DV1执行压力升高。在此,一个制动回路中的压力降低通过反转旋转泵Pa的旋转方向来执行。在压力供应装置DV2出现故障的情况下,如果压力供应装置DV1仅设计用于例如120巴的最大压力,则两个制动回路BK1和BK2仅能够获取例如120巴的该最大压力。

[0171] 在旁通阀BP1和/或BP2关闭的情况下,两个压力供应装置DV1和DV2可以相互独立地设定或通过闭环控制来设定其制动回路BK1和BK2中的压力。在此,压力降低也可以借助于旋转泵Pa来执行。但是,如果存在额外的出口阀ZAV、AV1、AV2,也可以借助于该出口阀ZAV、AV1、AV2来降低一个或更多个轮制动器中的压力。因此同时的压力降低也可以借助于一个旋转泵例如Pa、例如在轮制动器RZ1中的旋转泵通过反转旋转泵Pa的旋转方向来执行,

其中,在同时,例如轮制动器RZ3中的压力借助于旋转泵Pb或经由出口阀AV2、ZAV降低。

[0172] 踏板运动借助于冗余踏板行程传感器PS来测量,根据W02012/059175A1,该冗余踏板行程传感器还作用于力-行程传感器(KWS)测量元件上。压力供应装置DV1通过来自踏板行程传感器的信号控制,其中,旋转泵Pa在制动回路BK1中的液压管路1中引起容积流并且经由冗余旁通阀BP1和BP2进入到制动回路BK2中。压力供应装置DV1可以设计成仅作用于锁定压力、例如120巴。对于更高的压力,压力供应装置DV2然后将容积递送到制动回路BK2中,并且经由冗余旁通阀BP1和BP2在开关阀PD1关闭的情况下递送到制动回路BK1中。压力供应装置DV2可以是具有连续递送作用的泵。如果制动系统通风不良或产生蒸汽气泡,从而导致更大的容积需求,则这通过已知的压力容积特性曲线(p-v特性曲线)来检测,结果压力供应装置DV1必须递送更大的容积,以便在轮制动缸RZ1、RZ2、RZ3和RZ4中获得一定的压力。在踏板致动期间,活塞Ko被移动,该活塞通过与踏板力成比例的力作用在已知的行程模拟器WS上,并且因此确定踏板特性。行程模拟器WS通常可以借助于阀关闭,特别是在压力供应装置DV1和DV2失效的情况下的回落水平下借助于阀关闭。在冗余压力供应装置的情况下,由于失效概率非常低,这在原则上不再是相关的。

[0173] 制动主缸SHZ可以经由管路3连接至制动回路BK1或BK2,其中,开关阀FV布置在液压管路3中以用于关闭液压管路3。该连接仅在回落水平下有效,也就是说当压力供应装置DV1和DV2两者都失效时有效。如果液压管路3连接至两个旁通阀BP1和BP2的连接管路VL_a,则两个旁通阀BP1和BP2形成进一步的冗余。从开关阀FV直接连接到两个制动回路BK1、BK2中的一个制动回路的常规连接会在开关阀FV泄漏的情况下导致制动回路并且因此导致压力供应器作用在主缸(SHZ)活塞Ko上,这必然直接导致压力供应器被关闭。

[0174] 由于止回阀RV1的泄漏,例如在将1回路齿轮泵用作旋转泵Pb的情况下,可能发生制动回路BK2的故障。在此,压力供应装置DV2的故障可以借助于冗余止回阀RV2来防止。两个止回阀RV1和RV2与带有具有小通流的节流阀Dr的储存器VB之间的液压连接允许进行诊断,例如通过能够测量的压力下降来进行诊断。

[0175] 需要中央出口阀ZAV以用于闭环ABS控制或用于通过第二压力供应装置DV2进行的压力降低。在此,容积流额外地经由旁通阀BP1或BP2通过,使得泄漏的ZAV对正常操作不是关键的,因为如果中央出口阀ZAV泄漏,则制动回路BK1中的压力控制借助于压力供应装置DV1执行,并且制动回路BK2中的压力控制借助于压力供应装置DV2执行以升高压力。即使出口阀ZAV泄漏,制动回路BK2中的压力降低仍可以经由旁通阀BP2执行。此外,中央出口阀ZAV根据压力供应装置DV1的压力变化或升高的容量递送立即识别失效、甚至是识别潜在故障。

[0176] 在高达约120巴的正常制动期间,压力供应装置DV1经由打开的旁通阀BP1和BP2在制动回路BK1和BK2两者中起作用。对于极端的安全需求,还可以在从中央出口阀ZAV至储存器VB的液压管路6中安装冗余出口阀ZAV_r。

[0177] 如W02006/111393A1中所述,ABS功能借助于多路复用操作MUX和压力供应装置DV1来执行。然而,在旋转泵的情况下,特别在呈齿轮泵形式的旋转泵中,旋转方向相反以降低压力。中央出口阀ZAV产生了扩展的多路复用功能。如果在制动回路BK1中的压力升高P_{升高}期间,同时在另一制动回路BK2中需要压力降低P_{降低},则该压力降低经由中央出口阀ZAV和旁通阀BP1同时关闭来执行。以此方式,多路复用操作MUX仅通过制动回路BK1中的两个轮制动缸RZ1和RZ2承受负载。例如,制动回路BK1的轮制动缸RZ1中的压力升高P_{升高}和轮制动缸RZ2中

的压力降低 $P_{\text{降低}}$ 不能同时发生。替代性地,相应的制动回路BK1或BK2中的出口阀AV1或AV2可以用于压力降低 $P_{\text{降低}}$ 的目的,以便环节负载的多路复用操作MUX。在此,在一侧部处,出口阀AV1或AV2可以布置或连接在或者开关阀SV与旁通阀BP1、BP2之间,或者也可以布置或连接在轮制动缸与相关的开关阀SV之间,并且在另一侧部处,所述出口阀可以连接至储存器VB,使得直接压力降低 $P_{\text{降低}}$ 可以通过经由出口阀至储存器VB的耗散来进行。这对于前轮的轮制动缸中的压力降低 $P_{\text{降低}}$ 特别有利。在该替代性方案中不需要中央出口阀ZAV。

[0178] 在这种情况下,借助于第二压力供应装置DV2的ABS功能受到轻微限制;特别地,不可能在一个轮制动缸中形成压力升高 $P_{\text{升高}}$ 或者在另一轮制动缸中的压力降低期间提供压力升高 $P_{\text{升高}}$ 。完全独立的闭环ABS控制仍然是可能的。必须考虑在压力大于120巴并且在第一压力供应装置DV1失效的情况下很少使用压力供应装置DV2的情况。

[0179] 例如,在ABS运行期间,上述多路复用操作MUX的典型情况在于,借助于压力供应装置DV1的闭环压力控制通过容积计量来进行,该容积计量借助于转子旋转或旋转泵的转子旋转角计算,该转子旋转角借助于转子角度传感器WGa来测量。在此也可以考虑制动器的压力-容积特性曲线(p-v特性曲线)。

[0180] 如果简单的偏心活塞泵在压力供应装置DV2中用作旋转泵Pb,则这可以不通过活塞运动而是通过与递送容积成正比的递送时间和额外的转速测量和可能的压力测量来实现。因此也可以借助于压力供应装置DV2来计量用于压力升高的容积。在此,在各个轮制动缸中连续的且非同时的压力升高 $P_{\text{升高}}$ 是有利的。

[0181] 在此,必须考虑阀上背压的阀尺寸,特别是在旁通阀BP1和BP2的情况下、在制动回路中压力快速升高 $P_{\text{升高}}$ 的情况下必须考虑。旁通阀BP1和BP2处的背压充当制动回路BK1与制动回路BK2之间的压力差。如果在该操作状态下启用两个压力供应装置DV1和DV2,则压力差可以显著降低。在此,压力供应装置DV2中的1回路齿轮泵代替活塞泵也是有利的。在此,压力降低 $P_{\text{降低}}$ 和压力升高 $P_{\text{升高}}$ 也可以借助于齿轮泵来执行。为此目的,代替止回阀RV1和RV2,在通往储存器VB的反返回管路中需要开关阀(未示出)。因此,通过第二压力供应装置DV2,完全多路复用操作MUX也是可能的。

[0182] 壳体B中的开环与闭环控制装置ECU是整个系统和包装的组成部分。失效安全功能需要冗余或部分冗余ECU。除了用于特定功能的冗余ECU之外,还可以使用该部分冗余ECU。在任何情况下,阀是或应当借助于单独的阀驱动器和关闭失效的阀驱动器的隔离开关来冗余地驱动。

[0183] 对于壳体B中的开环与闭环控制装置ECU的冗余,如果冗余车载电气系统连接BN2不可用,则冗余车载电气系统连接BN1或BN2或具有例如U型帽BN2'的辅助车载电气系统连接也是需要的。48V的连接也可以用于连接马达。48V的优点是更高的动力。在压力供应装置DV1的马达在48V下失效的情况下,则可以在12V的情况下以大约50%的功率进行紧急操作,同时降低动力,这有利地节省了成本。为此目的,例如需要将马达配置为24V。

[0184] 压力变换器DG优选地用于制动回路BK2中,并且也可以用于制动回路BK1中(如由虚线所图示的)。在压力变换器失效的情况下,闭环压力控制可以通过马达的电流测量和特别是呈齿轮形式的转子的角度控制并且通过压力容积特性曲线(p-v特性曲线)来执行。

[0185] 在压力供应装置DV2的液压管路2中,还可以布置有用于保护驱动器的压力释放阀ÜV,该压力释放阀例如在大约120巴时打开。

[0186] 图5a示出了用于根据本发明的压力供应单元的根据本发明的包装或构造的一种可能的实施方式。在此,必须考虑以下主要功能模块:

[0187] A液压壳体HCU

[0188] B电控单元ECU

[0189] C主缸HZ,可选地具有行程模拟器WS,储存器VB和/或踏板传感器PS

[0190] 这些主要功能块在DE 10 2015 104 246 A1和DE 10 2016 105 232 A1中进行了详细描述,其中,这些文件可以用于解释在此未描述的细节。

[0191] 液压壳体A是根据本发明的压力供应单元的主要部件,至少一个压力供应装置DV1、DV2的至少一个——优选地所有的——旋转泵Pa、Pb、Pb1布置在液压壳体A中。如果为旋转泵Pa、Pb提供有马达壳体,则旋转泵Pa、Pb的这些马达壳体Ma、Mb可以或者布置在壳体A中或者布置壳体A上。

[0192] 在壳体A中,还可以定位与电气控制单元ECU的壳体B的机械和/或电气连接。此外,在壳体A中可以布置电磁阀、止回阀和/或压力变换器,特别是布置与主制动缸HZ、轮制动缸RZ1至RZ4以及压力供应装置DV1、DV2的连接。电磁阀和压力变换器两者都需要连接至ECU。单个的或串联的主制动缸HZ、THZ也可以共同布置在壳体A中。

[0193] 壳体或块B紧密地布置,特别是以便抵靠壳体A在大的面积上支承和/或连接至壳体A,并且壳体或块B包含控制电子器件的部件和(插头)触头,该控制电子器件布置在印刷电路板PCB上。与车载电气系统连接的插头同样布置或紧固在壳体B中或壳体B上。

[0194] 控制单元ECU可以是完全冗余或仅部分冗余的(下文中称为部分冗余)构型。例如,可以提供双车载电气系统连接或第二冗余电路板。

[0195] 至制动回路和轮制动缸RZ1至RZ4的液压连接管路连接至壳体A。连接管路的液压连接可以横向地布置或布置在壳体A上的前侧部上。液压连接能够以一定角度布置在壳体A上,例如相对于水平面以45°布置在壳体A上,使得实现有利的连接角度和/或压力供应单元尽可能小且紧凑。

[0196] 如果单个的或串联的主制动缸HZ、THZ也没有布置在壳体A中,则必须为此提供另一壳体C。在该壳体C中可以额外地包含可以提供的行程模拟器WS和/或踏板传感器PS。在此,存在至壳体B和/或电子控制单元ECU的电气和/或机械接口。

[0197] 壳体A和C优选地沿轴线 A_{HZ} 的方向以一个在另一个后方的方式布置,其中,壳体B沿轴线方向 A_{HZ} 布置成与壳体A相邻。马达Ma、Mb的轴线Aa、Ab优选地定向成与 A_{HZ} 垂直。

[0198] 储存器VB的填充器帽可以布置在壳体A、B和C的前部或者相对于壳体横向地布置和/或布置在壳体的上方。

[0199] 图5a示出了从正面或沿 A_{HZ} 轴线方向的视图。旋转泵Pa、Pb布置在壳体A中。用于旋转泵Pa、Pb的电动马达Ma、Mb可以通过电动马达的壳体邻接或紧固至壳体A。然而,同样地马达Ma、Mb也可以布置在壳体A中。马达轴线Aa和Ab优选地定向成彼此平行。如图5a中所示,马达轴线Aa、Ab布置成与主制动缸的轴线 A_{HZ} 垂直。

[0200] 电磁阀MV以及至ECU或至壳体B的电气连接和机械连接3a、3b和5c同样布置在壳体A中。

[0201] 图5a同样示出了用于轮制动缸RZ1至RZ4的液压连接的替代性前侧部连接。还图示了在前部上或在中部的储存器VB的入口连接器的位置。总之,各个部件的图示布置构成了

尺寸非常小的紧凑结构单元。

[0202] 块C或壳体C可以与壳体A和壳体B分开布置,例如直接布置在车辆的隔板上并且连接至踏板接口。块A和块B可以布置在组装机舱或发动机舱中的合适位置处,在这种情况下,马达Ma、Mb的轴线Aa、Ab不再需要布置成与主制动缸HZ、THZ的轴线成直角。

[0203] 图3b示出了根据图3和图3a的压力供应单元的立体图。壳体A布置成与壳体B相邻,其中,壳体C抵靠壳体A和壳体B的前部面A1、B1。用于储存器VB的填充颈部VB_E布置在壳体A、B、C的前侧和上方。

[0204] 图6a示出了两个轴处的借助于压力供应器DV1和压力供应器DV2两者的快速压力升高。前轴处的压力升高 p_{VA} 借助于压力供应器DV1和对应的可变闭环进入压力控制 p_{DV1} 执行,直至达到设定点压力 $P_{\text{设定点, VA}}$ 。进入压力决定了压力差并且因此决定了压力梯度;在此,压力供应器与轮制动器之间的电磁阀完全打开。同时,后轴处的压力升高 p_{HA} 借助于第二压力供应器DV2与对应的闭环进入压力控制(未示出)执行,直至达到第二设定点压力 $P_{\text{设定点, VA}}$ 。压力供应器DV2进行的压力升高在此以经典的方式执行,如在具有活塞泵的标准闭环制动控制系统(ABS、ESP)的情况下执行,其中,至少一个电磁阀(例如中央出口阀ZAV)用于闭环压力控制。为了控制压力变化,电磁阀可选地以计时控制或脉宽调制的方式进行控制。

[0205] 由于同时的压力升高,达到锁定压力(TTL)的时间可以相对于只具有一个压力供应器的系统显著减少,或者压力供应器就功率而言可以减小,从而可以大大降低两个压力供应器与仅一个压力供应器之间的成本差异。

[0206] 图6b示出了例如在衰减、也就是说轮制动器处温度急剧升高的情况下所有轮的压力升高 p_{R1-R4} 达到第一压力 p_1 的过程以及在另一过程中达到最大压力 p_2 。在此,在第一步中,借助于压力供应器DV1产生高达第一压力水平 p_1 的压力,并且然后借助于压力供应器DV2产生更高的压力 p_2 。在压力从 p_1 进一步升高至 p_2 的这个阶段中,压力供应器DV1借助于阀PD1与制动回路BK1隔离,并且压力供应器DV1中的压力通过活塞的向后运动而降低。随后的压力降低(未图示出)在高压范围内经由出口阀或在低压范围内经由压力供应器DV1的PPC控制来执行。

[0207] 图6c示出了后轴HA中的一个后轴处、在轮制动器R3处的转向干预或扭矩矢量化情况下的示例性压力升高。例如,当在转弯期间通过电动助力转向系统在前轴处执行转向干预时使用这种干预,并且该转向干预通过产生受控的制动扭矩和在后轮 p_{R3} 处的偏航力矩来进行辅助。该干预可以取代后轴转向单元(例如电动后轴转向系统)的作用,因为压力控制是通过压力供应器DV1的可变压力控制(PPC闭环控制)非常精确地执行的。在此,压力供应器DV1与轮制动器R3之间的电磁阀被操作成打开以减少流动阻力,并且制动扭矩干预仅借助于压力供应器DV1来控制。

[0208] 图6d示出了在两个轴处具有不同恢复功率的情况下在制动操作期间的压力升高,其中,一个或多个电动马达提供用于在后轴处和/或前轴处的制动能量的恢复。由于借助于电动马达的制动扭矩,后轴处需要较低的压力,由于减速期间电动马达的不同轴负载分布和最大扭矩输出,该压力可能另外变化。如图6c中的方法中所描述的,不同压力曲线的控制通过PPC闭环压力控制来执行,也就是说可变进入压力控制借助于压力供应器(DV1)进行,其中,在一个轴处,轮制动器的电磁阀打开,并且在后轴处,轮制动器的电磁阀通过PWM控制来操作。

[0209] 图6e示出了在两个轴处的恢复操作中的压力降低。与图6c和图6d中的情况类似,进入压力控制借助于压力供应器DV1来执行。不同的压力曲线通过一个轴(VA)处的电磁阀的PWM控制来实现。这些可能是轮处的开关阀或制动回路BK2与压力供应器的连接阀BP1/BP2。在这种情况下,与图1中图示的相反,RB3和RB4是前轴的轮制动器。如果使用图1的液压回路(在后轴处的轮制动器RB3和RB4,在前轴处的轮制动器RB1、RB2),则需要额外的隔离阀,如图1中所图示的,以便使前轴的轮压力和后轴的轮压力可以同时降低,并且前轴处的压力高于后轴处的压力。为此目的,执行阀TV的PWM控制。

[0210] 图6f示出了图6d和图6e中讨论的压力降低方法的替代性方法。在此,闭环压力控制通过连续的MUX操作来执行。在此,压力供应器DV1的进入压力控制成使得后轴处的压力首先降低,然后是前轴处的压力降低。因此,在后轴压力降低完成后,再次升高压力,以便打开时压力差不会过高。然后后轴处的压力再次降低。在此出现时间延迟 Δt_{MUX} ,但实际上该时间延迟非常短并且几乎不能由驱动器分辨。该方法的优点是不需要必须受PWM控制的阀,并且液压的标准化构型是可能的。例如,即使具有对角制动回路的车辆也可以被操作用于压力升高和压力降低。

[0211] 图6g示出了具有通过2个轮制动器处的2个出口阀AV1和AV2进行的2通道MUX操作的ABS闭环控制操作中的闭环压力降低控制的第一变体。在此,出口阀AV1和出口阀AV2优选地位于前轴的轮制动器处,在该处,压力降低的进一步自由度主要由于更高的动力要求而具有有利效果。在MUX闭环控制循环中,轮制动器 p_{R1} 和轮制动器 p_{R2} 中的压力通过压力供应器DV1的进入压力控制而降低,其中,轮制动器R2处的开关阀通过PWM计时来操作。这允许通过压力梯度控制进行的同时压力降低。同时,轮制动器R3和轮制动器R4处的压力可以经由出口阀降低。在这种情况下,出口阀AV1附接至轮制动器R4而不是轮制动器R1(图1)。

[0212] 图6h示出了具有通过一个轮制动器处的一个出口阀AV1进行的3通道MUX操作的ABS闭环控制操作中的闭环压力降低控制的第二变体。在此,类似于图6g,轮制动器R1、R2和R3中的压力降低,而轮制动器R4仅稍后通过MUX闭环控制进行操作。这导致MUX周期时间 Δt_{MUX} 上的轻微延迟。

[0213] 图6i示出了具有通过制动回路BK1中的2通道MUX操作以及通过例如制动回路BK2中的中央出口阀ZAV进行的压力降低操作的ABS闭环控制操作中的闭环压力降低控制的第三变体。在此,在轮制动器R1和轮制动器R2中的MUX压力降低期间,轮制动器R3和轮制动器R4中的压力经由中央出口阀ZAV降低。轮制动器R3和轮制动器R4中的压力降低的时间就时间而言是灵活的,并且压力梯度可以通过PWM操作来控制。

[0214] 附图标记列表

[0215]	1至11	液压管路
[0216]	BK1	第一制动回路
[0217]	BK2	第二制动回路
[0218]	HZ	主缸
[0219]	BP1	旁通阀1(S0)或连接开关阀
[0220]	BP2	旁通阀2(S0)或连接开关阀
[0221]	VB	储存器
[0222]	WS	行程模拟器

[0223]	WA	行程模拟器关闭阀
[0224]	ECU	电气控制单元
[0225]	DV	压力供应
[0226]	DG	压力变换器
[0227]	D1至D7	密封件
[0228]	AV1、AV2	出口阀 (SG)
[0229]	ZAV	中央出口阀 (SG)
[0230]	SV	开关阀 (S0)
[0231]	RZ	轮缸
[0232]	RB1至RB4	轮制动器
[0233]	NV	液位变换器
[0234]	PD1	开关阀 (SG)
[0235]	S0	断电时打开
[0236]	SG	断电时关闭
[0237]	SV	吸入阀
[0238]	RV	止回阀
[0239]	KWS	力-行程测量元件
[0240]	Sp	具有滚珠丝杠驱动器的轴
[0241]	Ko	活塞
[0242]	Dr	节流阀
[0243]	D	阻尼器元件
[0244]	PS	踏板行程传感器
[0245]	P	踏板致动
[0246]	NS	液位传感器
[0247]	TV	隔离阀
[0248]	V1至V4	双重作用的活塞DHK的阀
[0249]	VL	用于连接两个制动回路BK1和BK2的液压连接管路
[0250]	VL _a	用于连接两个连接开关阀BP1和BP2的内部连接管路
[0251]	ÜV1、ÜV2	压力释放阀

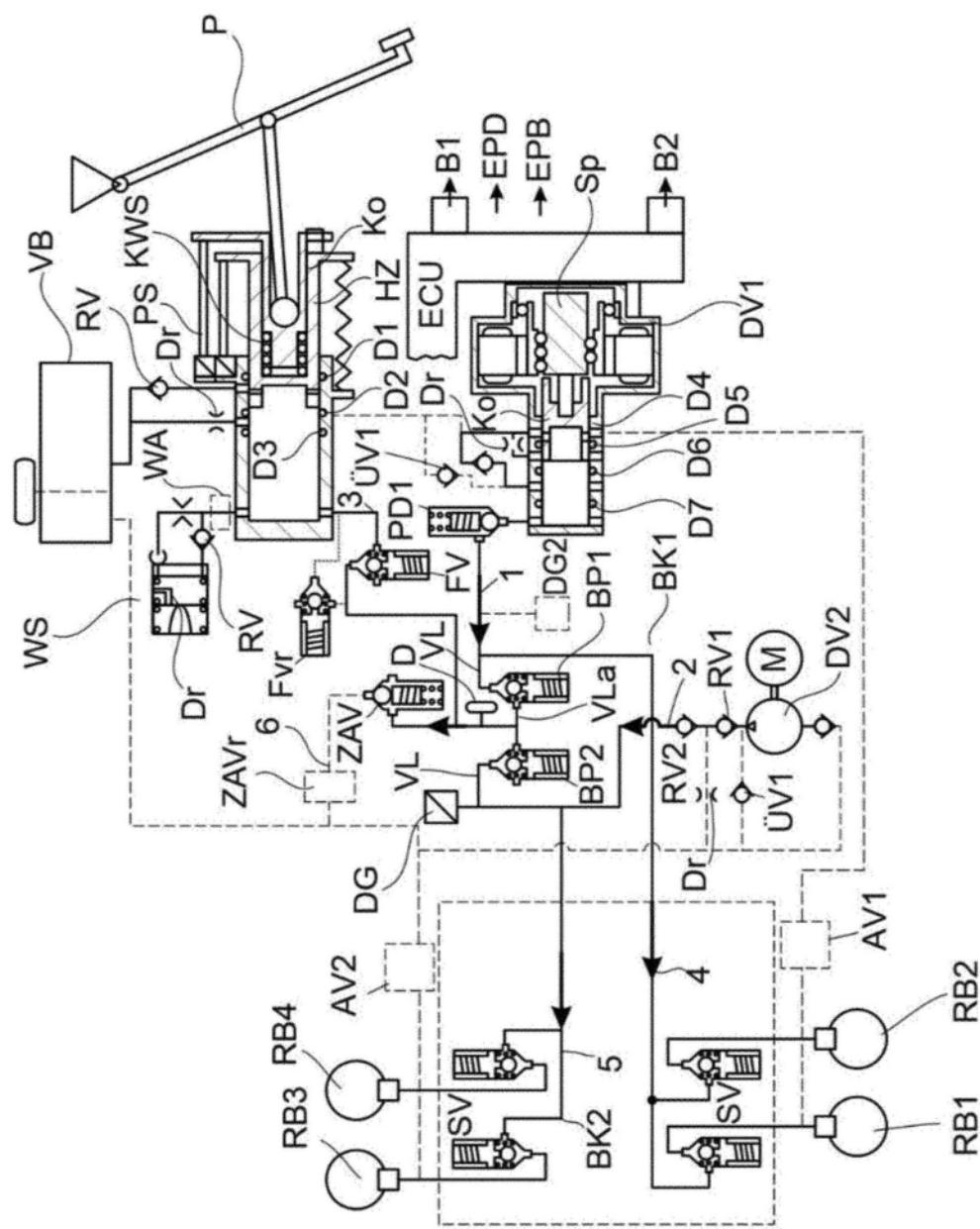


图1

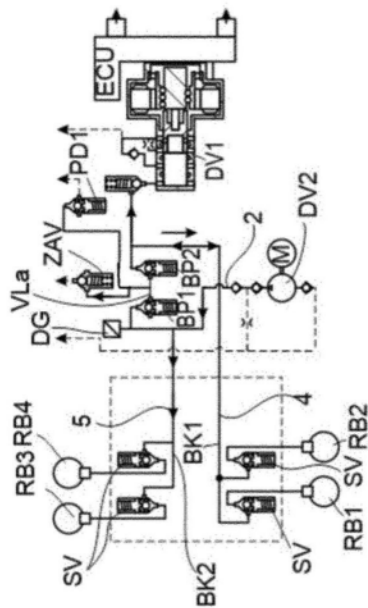


图1a

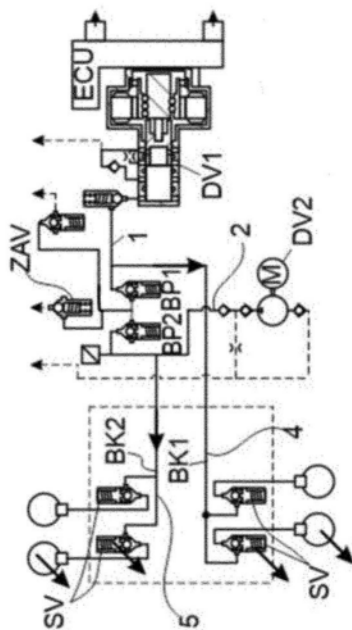


图1b

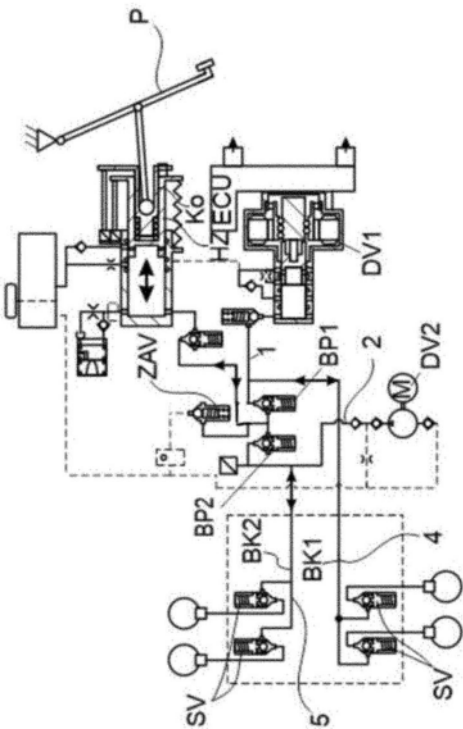


图1c

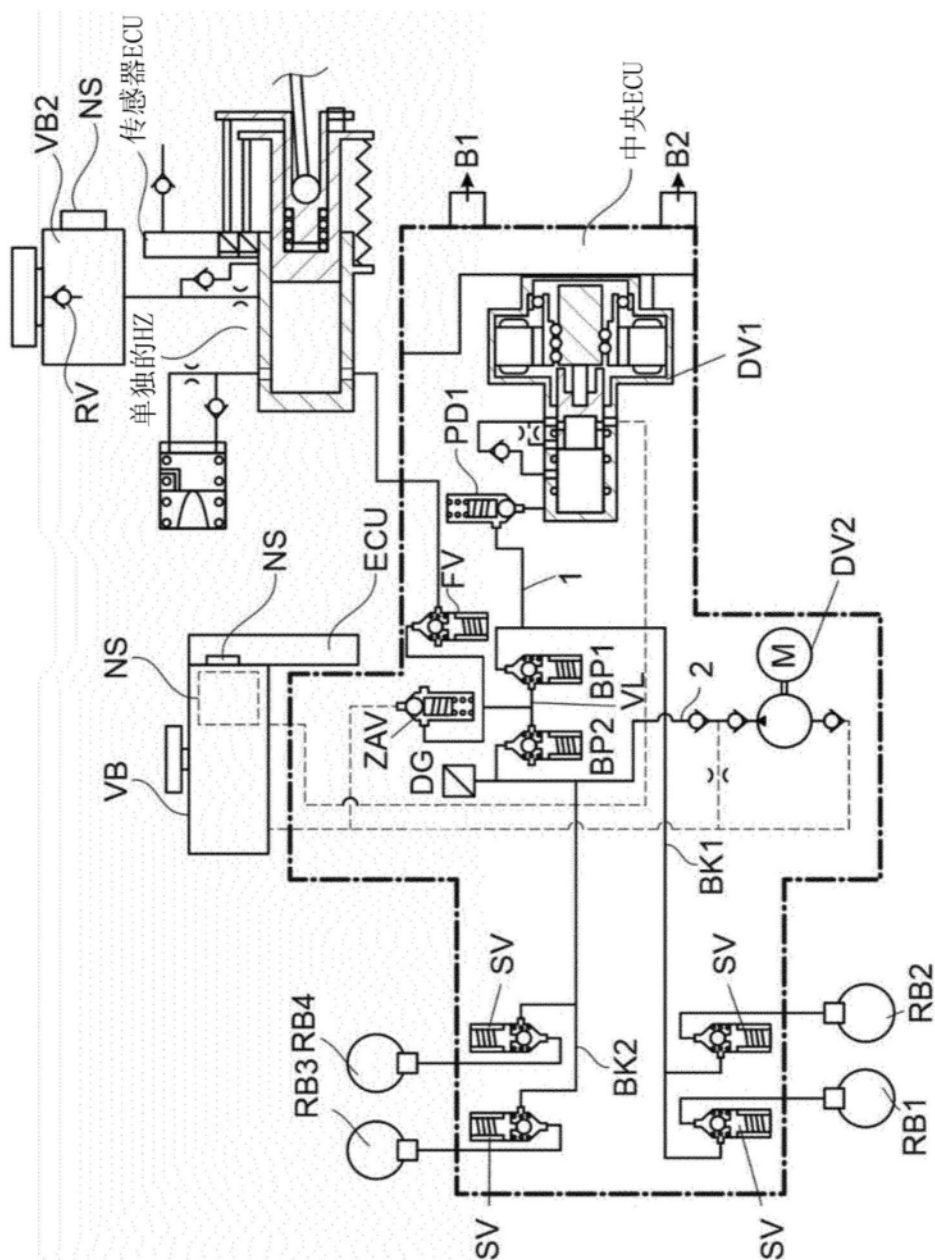


图2

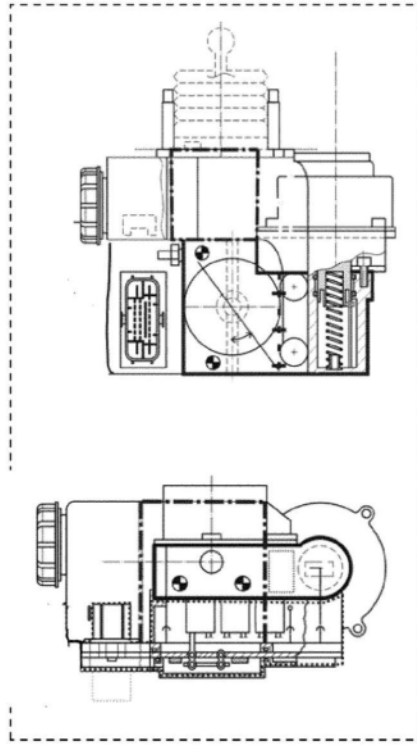


图3a

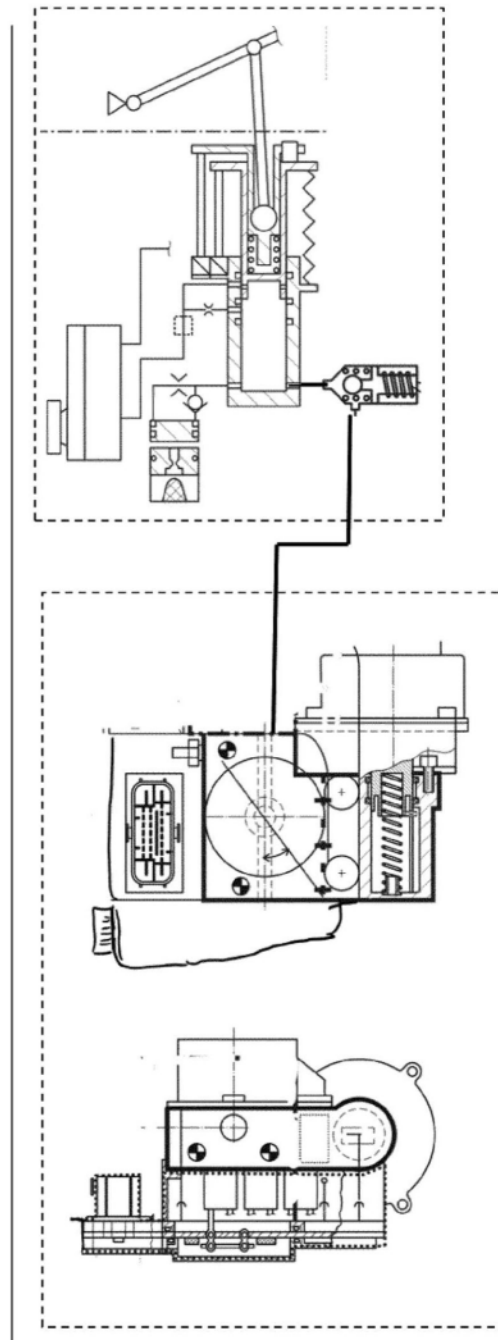


图3b

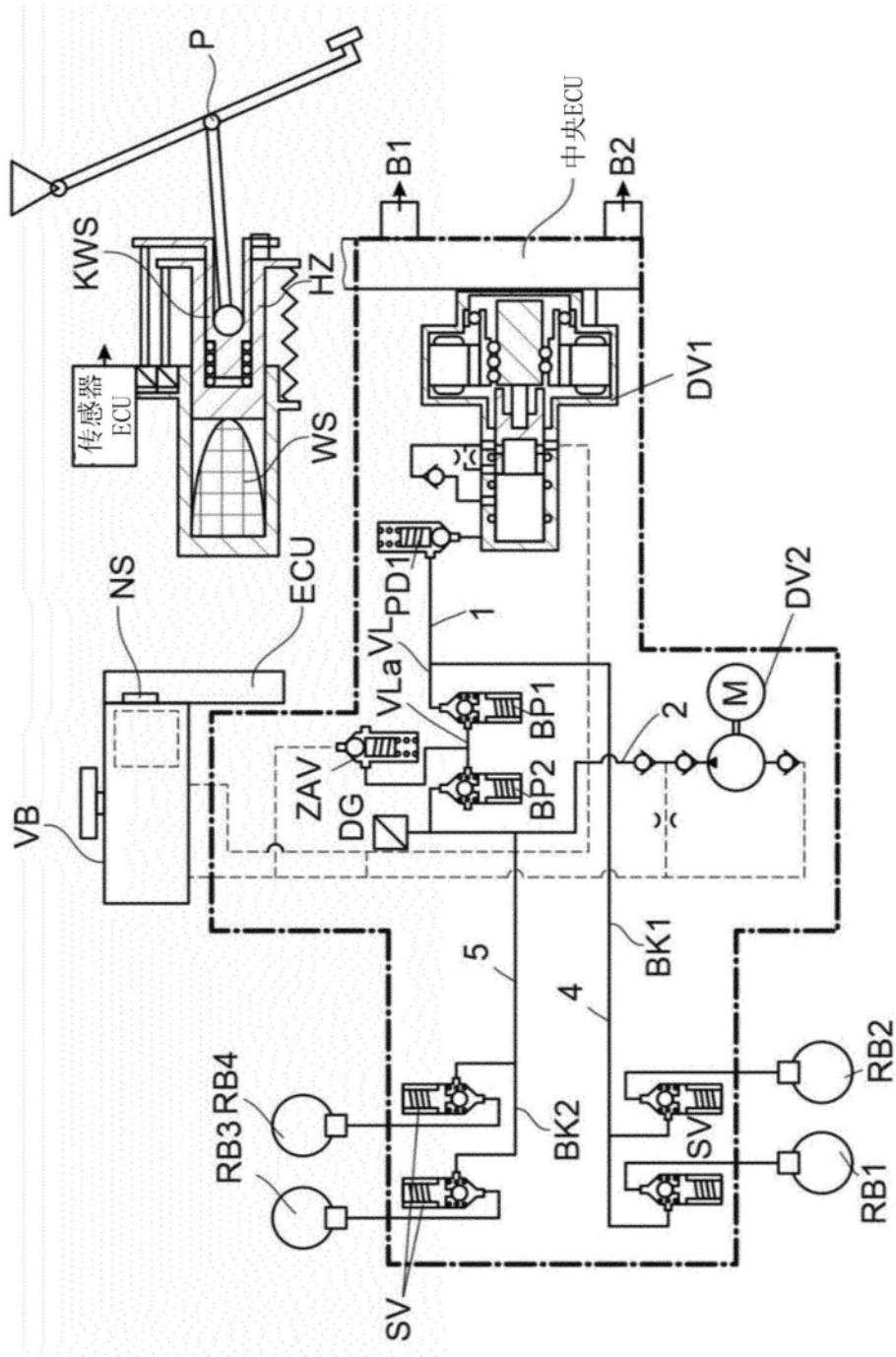


图4

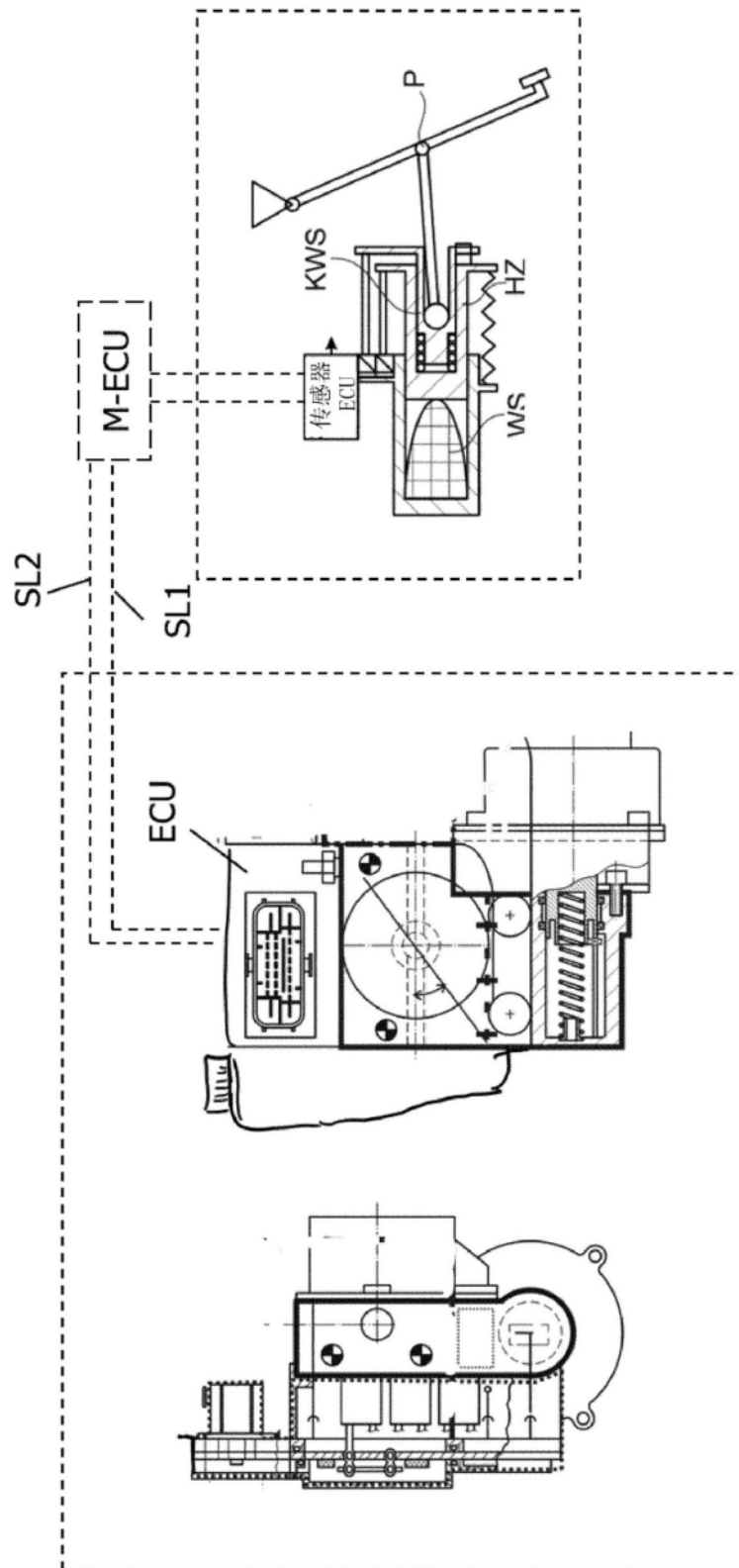


图4a

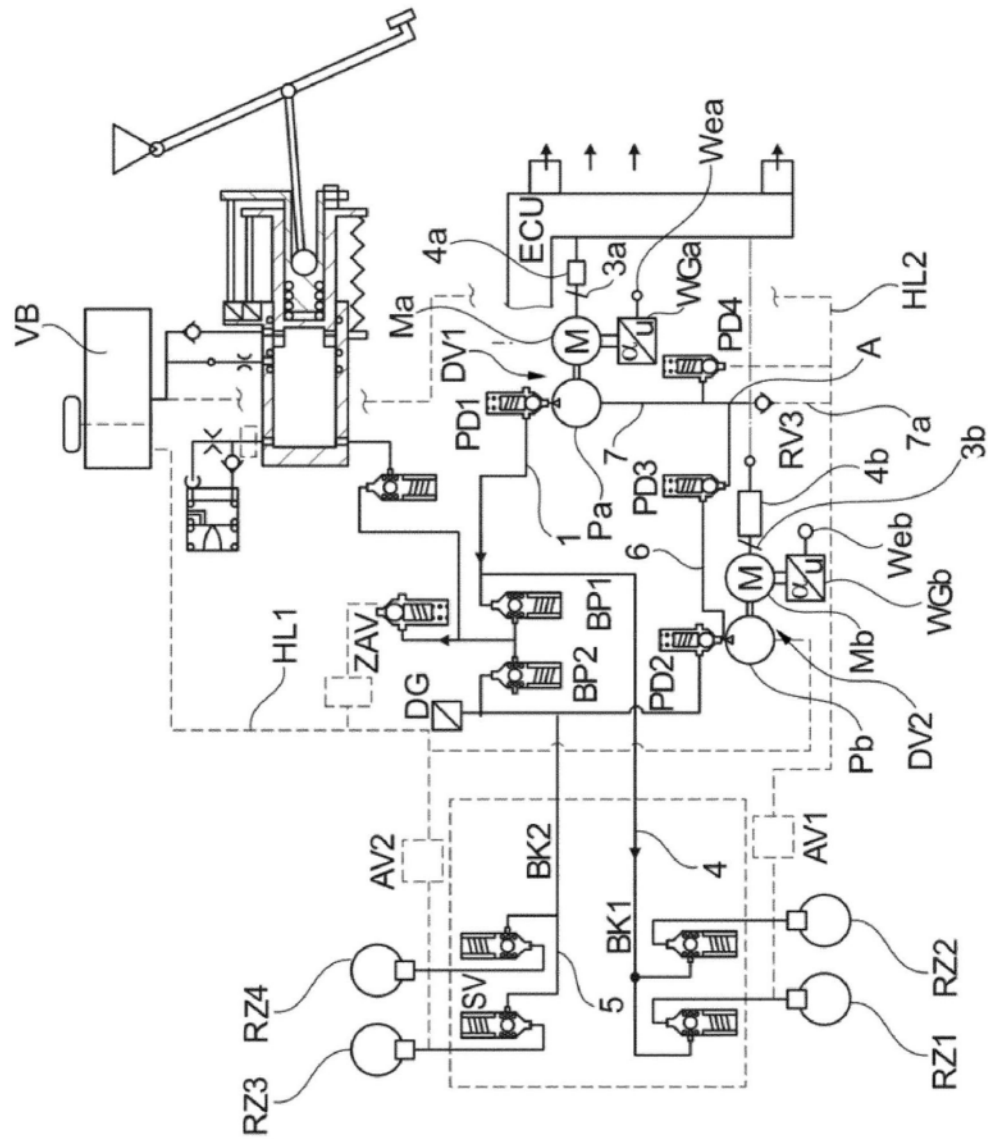


图5

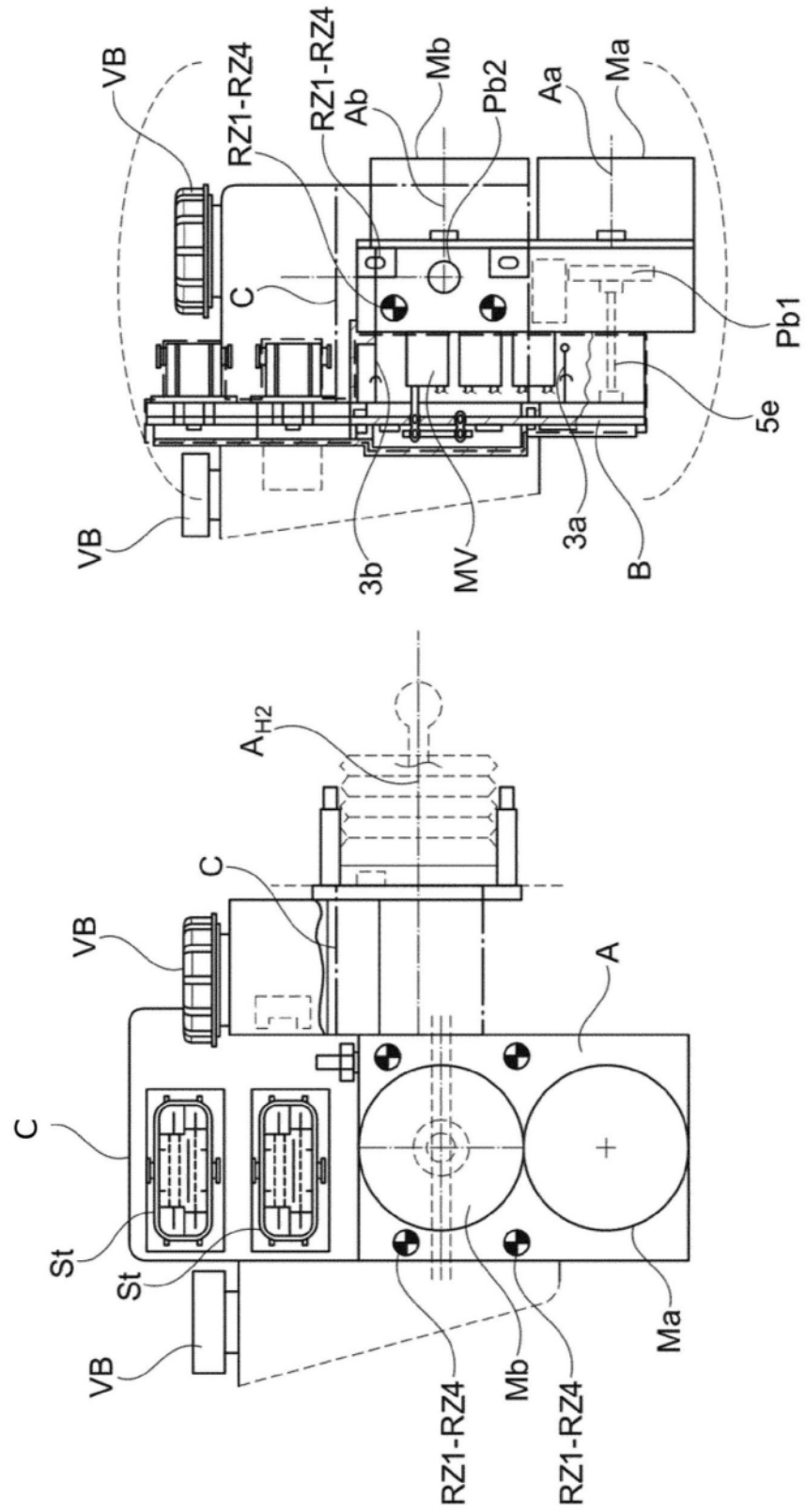


图5a

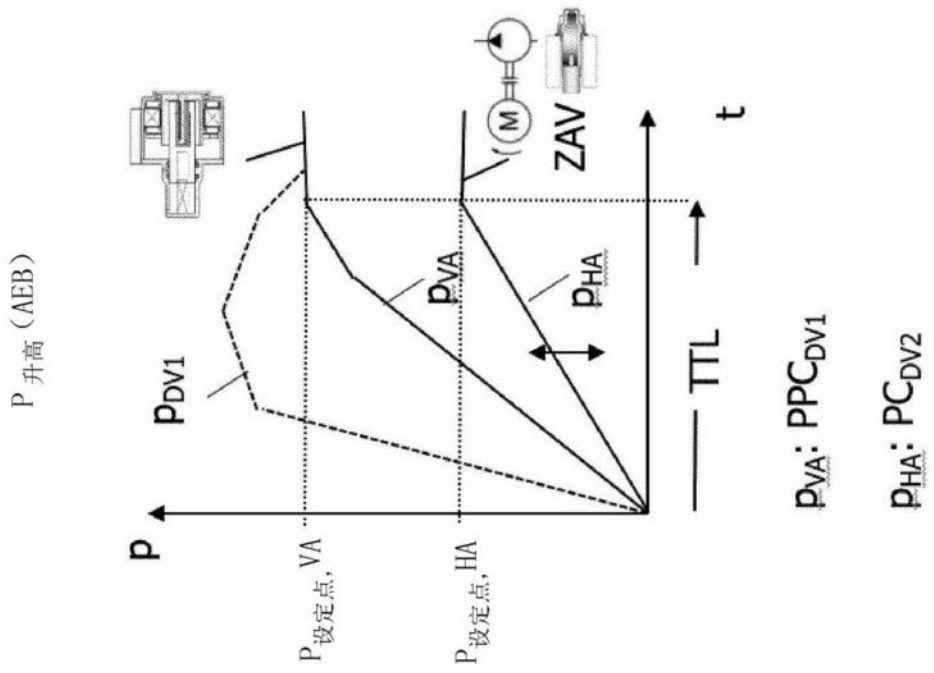


图6a

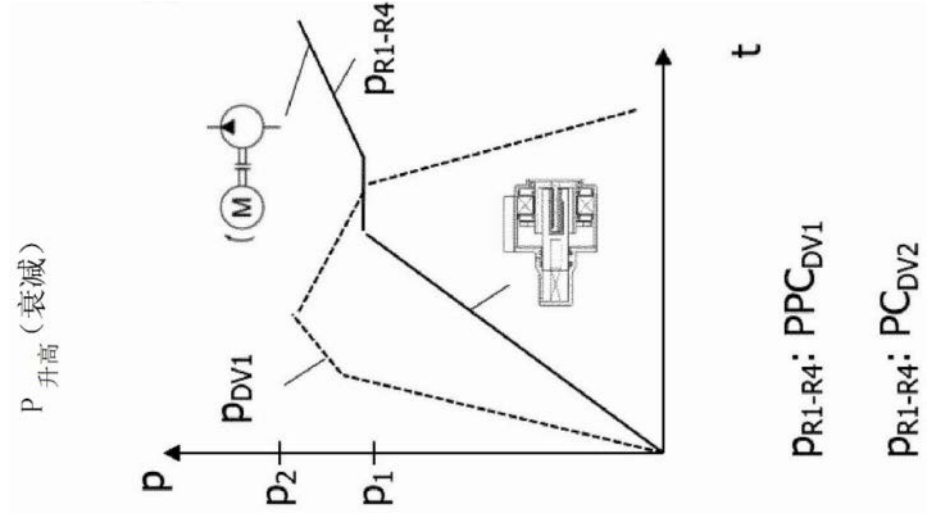


图6b

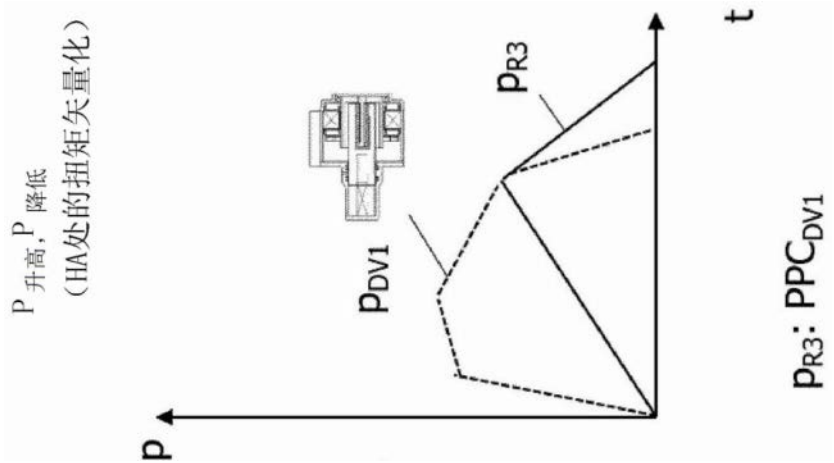


图6c

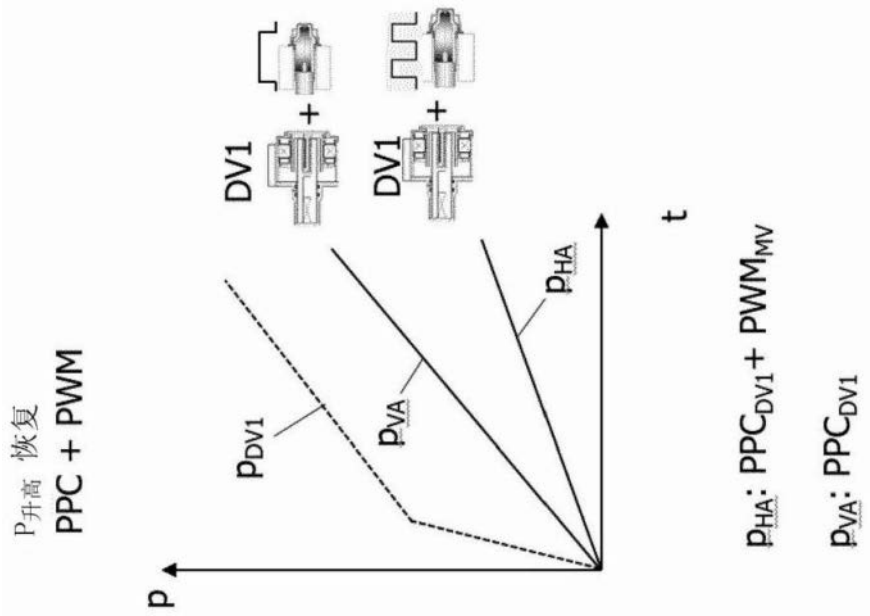


图6d

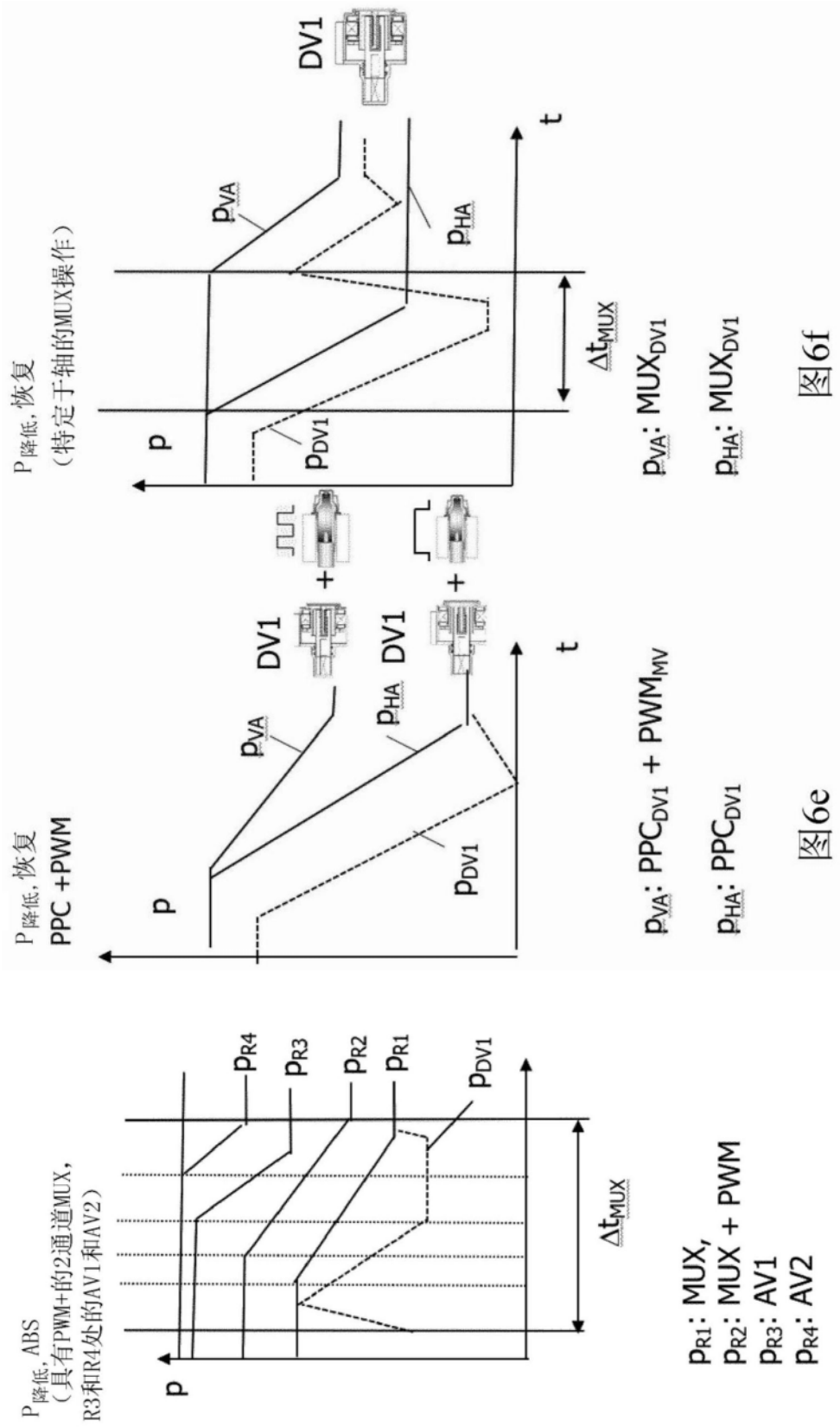


图6g

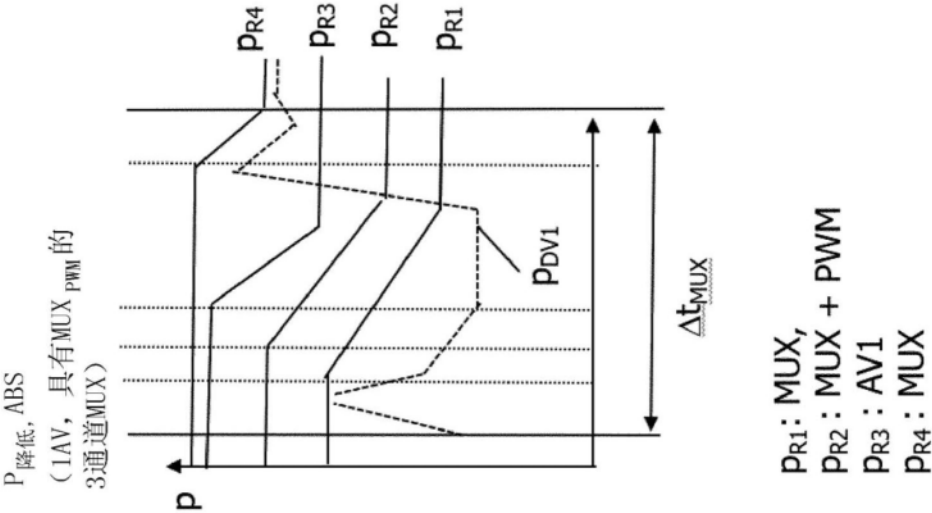


图6h

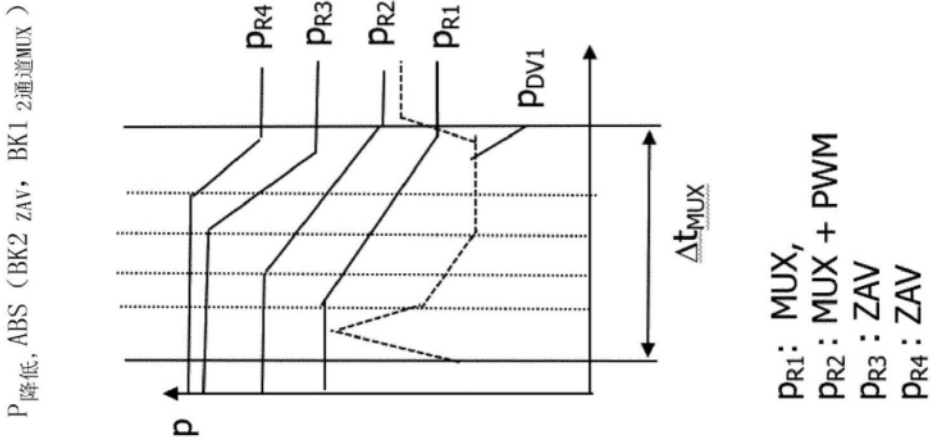


图6i