



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102897163 A

(43) 申请公布日 2013. 01. 30

(21) 申请号 201210265024. 0

(22) 申请日 2012. 07. 27

(30) 优先权数据

2011-165549 2011. 07. 28 JP

(71) 申请人 日立汽车系统株式会社

地址 日本茨城县

(72) 发明人 野沢祐介 山口东马 上野健太郎

山田行彦 小岛大典

(74) 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

11105

代理人 岳雪兰

(51) Int. Cl.

B60T 13/74 (2006. 01)

B60T 13/66 (2006. 01)

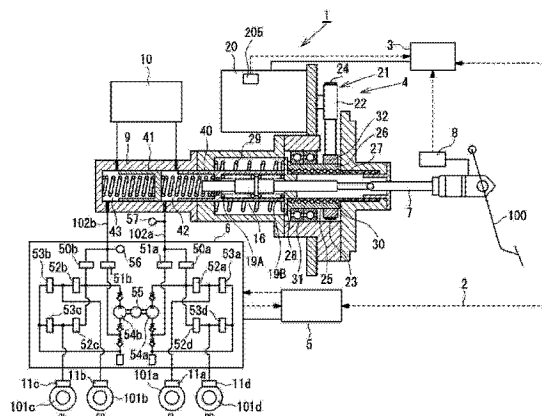
权利要求书 1 页 说明书 16 页 附图 8 页

(54) 发明名称

电动增力装置

(57) 摘要

提供一种电动增力装置,在该电动增力装置中,抑制相对于制动踏板操作的反作用力的急剧变化,改善制动踏板的操作感受。基于输入杆(7)的移动量,通过主压力控制装置(3)控制电动马达(20),经由滚珠丝杠机构(25)推进主活塞(40)而使主缸(9)产生制动液压。主缸(9)的制动液压通过输入活塞(16)经由输入杆(7)反馈到制动踏板(100)。输入杆(7)的移动量达到规定的阈值时,减小主活塞(40)的移动量相对于输入杆(7)的移动量的比例。由此,电动马达(20)达到全负荷状态,主活塞(40)停止之后,减轻通过驾驶员的踏力仅使输入活塞(16)前进时的踏力的变动,从而改善制动踏板(100)的操作感受。



1. 一种电动增力装置,具有:

通过制动踏板的操作而进退移动的输入部件;

增力部件,设置为能够相对于该输入部件相对移动,通过前进使主缸内产生制动液压,通过所述输入部件的前进而与该输入部件抵接;

驱动所述增力部件的电动执行机构;

控制机构,基于所述输入部件的移动控制所述电动执行机构的工作;

使相对于所述输入部件的移动量的所述增力部件的移动量变化而能够使所述主缸内产生制动液压,该电动增力装置的特征在于,

在通过所述输入部件的前进使所述电动执行机构的输出增大而产生最大输出的第一全负荷状态之前,所述控制机构执行切换控制,进行使所述增力部件的移动量相对于所述输入部件的移动量的比例减小的切换。

2. 如权利要求1所述的电动增力装置,其特征在于,所述控制机构在执行所述切换控制之前,以使所述增力部件的移动量相对于所述输入部件的移动量变大的方式控制所述电动执行机构的工作,在执行所述切换控制之后,以使所述增力部件的移动量相对于所述输入部件的移动量变小的方式控制所述电动执行机构的工作。

3. 如权利要求1所述的电动增力装置,其特征在于,所述控制机构仅在车辆停止时所述制动踏板被操作的情况下,执行所述切换控制。

4. 如权利要求1~3中任一项所述的电动增力装置,其特征在于,所述控制机构在执行了所述切换控制之后,在通过所述输入部件的前进使所述电动执行机构的输出增大而产生最大输出的第二全负荷状态之后,控制所述电动执行机构的工作,以使所述输入部件与所述增力部件抵接。

5. 如权利要求1~3中任一项所述的电动增力装置,其特征在于,所述控制机构在所述输入部件的移动量达到规定的阈值时,执行所述切换控制。

6. 如权利要求1~3中任一项所述的电动增力装置,其特征在于,所述控制机构在所述主缸内的制动液压达到规定的阈值时,执行所述切换控制。

7. 如权利要求1~3中任一项所述的电动增力装置,其特征在于,所述控制机构在所述输入部件和所述增力部件的相对位移量达到规定的阈值时,执行所述切换控制。

8. 如权利要求1~3中任一项所述的电动增力装置,其特征在于,所述控制机构在所述制动踏板的踏力达到规定的阈值时,执行所述切换控制。

9. 如权利要求1~3中任一项所述的电动增力装置,其特征在于,所述控制机构在向所述电动执行机构流动的电流的电流值达到规定的阈值时,执行所述切换控制。

电动增力装置

技术领域

[0001] 本发明涉及在汽车等车辆的制动装置中组装的增力装置中,作为增力源使用了电动执行机构的电动增力装置。

背景技术

[0002] 作为电动增力装置有例如专利文献 1 记载的发明。该电动增力装置具有:与制动踏板连结的输入杆;能够相对移动地外装在输入杆上的增压活塞;驱动增压活塞的电动马达;根据输入杆的移动来控制电动马达的工作的控制器。通过输入杆及增压活塞推进主缸的活塞,并施加电动马达的驱动力,由此,相对于制动踏板的操作,得到所期望的增力比。此时,通过调整输入杆和增压活塞的相对位移,能够使增压输出相对于制动踏板的操作量变化,能够执行增力控制、制动辅助控制、再生协调控制等各种制动控制。另外,电动马达发生故障等失效时,通过使输入杆与主缸的活塞抵接,能够通过制动踏板直接推压主缸的活塞来维持制动功能。

[0003] 【现有技术文献】

[0004] 【专利文献 1】日本特开 2008-162482 号公报

[0005] 但是,在上述现有的电动增力装置中,存在以下问题。假设停车时驾驶员强力地踩下制动踏板的情况。驾驶员踩下制动踏板时,通过输入杆的前进,电动马达推进增压活塞,根据制动踏板的操作量,以一定的增力比使主缸的液压上升。而且,电动马达的输出达到其最大输出,增压活塞的推力和主缸内的液压的反作用力抵消时,增压活塞停止,不能进一步前进(全负荷状态)。然后,进一步踩下制动踏板时,仅输入杆前进,从而因增压活塞的停止,制动液压的升压速度与全负荷状态前相比急剧降低。由此,制动踏板的反作用力急剧降低。这样,进一步踩下制动踏板时,与上述失效时同样,输入杆与停止中的增压活塞抵接,主缸内的液压的全部反作用力经由输入杆作用于制动踏板,驾驶员会感到制动踏板突然被固定这样的不适感。

发明内容

[0006] 本发明是鉴于上述情况而研发的,其目的是提供一种电动增力装置,抑制反作用力相对于制动踏板操作的急剧变化,提高制动踏板的操作感受。

[0007] 为解决上述课题,本发明的电动增力装置,具有:通过制动踏板的操作而进退移动的输入部件;增力部件,能够相对于该输入部件相对移动地设置,通过前进使主缸内产生制动液压,通过所述输入部件的前进而供该输入部件抵接;驱动所述增力部件的电动执行机构;控制机构,基于所述输入部件的移动控制所述电动执行机构的工作,使所述增力部件的移动量相对于所述输入部件的移动量变化而能够使所述主缸内产生制动液压,其特征在于,所述控制机构在成为通过所述输入部件的前进使所述电动执行机构的输出增大而产生最大输出的第一全负荷状态之前,执行切换控制,进行使所述增力部件的移动量相对于所述输入部件的移动量的比例减小的切换。

[0008] 发明的效果

[0009] 根据本发明的电动增力装置,能够抑制相对于制动踏板操作的反作用力的急剧变化,提高制动踏板的操作感受。

附图说明

[0010] 图 1 是表示本发明的一实施方式的装有电动增力装置的汽车的制动控制装置的示意图。

[0011] 图 2 是表示图 1 所示的制动控制装置的主压力控制装置的简略结构的回路图。

[0012] 图 3 是表示图 1 所示的制动控制装置的主压力控制装置的切换控制的处理结构的框图。

[0013] 图 4 是通过图 1 所示的制动控制装置的主压力控制装置执行本发明的实施方式的切换控制的流程图。

[0014] 图 5 是通过图 1 所示的制动控制装置的主压力控制装置执行本发明的第一实施方式的切换控制的流程图。

[0015] 图 6 是表示基于本发明的第一实施方式的切换控制的制动踏板的移动量和制动踏板踏力的关系的曲线图。

[0016] 图 7 是通过图 1 所示的制动控制装置的主压力控制装置执行本发明的第二实施方式的切换控制的流程图。

[0017] 图 8 是表示基于本发明的第二实施方式的切换控制的制动踏板的移动量和制动踏板踏力的关系的曲线图。

[0018] 图 9 是通过图 1 所示的制动控制装置的主压力控制装置执行本发明的第三实施方式的切换控制的流程图。

[0019] 图 10 是通过图 1 所示的制动控制装置的主压力控制装置执行本发明的第四实施方式的切换控制的流程图。

[0020] 图 11 是表示基于本发明的第四实施方式的切换控制的制动踏板的移动量和制动踏板踏力的关系的曲线图。

[0021] 图 12 是通过图 1 所示的制动控制装置的主压力控制装置执行本发明的第五实施方式的切换控制的流程图。

[0022] 图 13 是表示基于本发明的第五实施方式的切换控制的制动踏板的移动量和制动踏板踏力的关系的曲线图。

[0023] 图 14 是表示基于本发明的第五实施方式的切换控制的制动踏板的移动量和输入杆与主活塞的相对位移量之间的关系的曲线图。

[0024] 附图标记说明

[0025] 3...主压力控制装置(控制机构),4...主压力控制机构(电动增力装置),7...输入杆(输入部件),9...主缸,16...输入活塞(输入部件),20...电动马达(电动执行机构),40...主活塞(增力部件),100...制动踏板

具体实施方式

[0026] 以下,基于附图详细说明本发明的实施方式。

[0027] 图 1 表示本实施方式的制动控制装置的整体结构。在图 1 中,带箭头的虚线表示信号线,通过箭头的朝向表示信号的方向。

[0028] 如图 1 所示,本实施方式的制动控制装置 1 适用于汽车的制动装置,并用于控制左前轮 FL、右后轮 RR、右前轮 FR、左后轮 RL 这四个车轮的制动力。制动控制装置 1 具有:主缸 9;与主缸 9 连接的储液罐 10;控制主缸 9 产生的制动液压即主压力的、构成电动增力装置的主压力控制机构 4;用于电控制主压力控制机构 4 的控制机构即主压力控制装置 3;向各车轮 FL、RR、FR、RL 的液压制动器 11a ~ 11d 供给制动液压的车轮压力控制机构 6;用于电控制车轮压力控制机构 6 的车轮压力控制装置 5。此外,在图中,FL 表示左前轮,FR 表示右前轮,RL 表示左后轮,RR 表示右后轮。

[0029] 液压制动装置 11a ~ 11d 由未图示的液压缸、活塞及刹车片等构成,通过从车轮压力控制机构 6 供给的制动液压推进活塞,与活塞连结的刹车片被向制动盘 101a ~ 101d 推压,而产生摩擦制动力。制动盘 101a ~ 101d 与车轮一体地旋转,作用于制动盘 101a ~ 101d 的制动力矩成为作用于车轮和路面之间的制动力。

[0030] 主缸 9 是具有被主活塞 40 加压的主液压室 42 和被次活塞 41 加压的次液压室 43 这两个加压室的串联式结构,通过主活塞 40 的推进,次活塞 41 被推进,被主液压室 42、次液压室 43 加压的制动液经由主配管 102a 及次配管 102b,并通过车轮压力控制机构 6 被供给到各车轮 FL、RR、FR、RL 的液压制动器 11a ~ 11d。

[0031] 储液罐 10 通过储液罐端口与主液压室 42 及次液压室 43 连接。储液罐端口在主活塞 40 及次活塞 41 位于后退位置时打开,将主液压室 42 及次液压室 43 连通到储液罐 10 来适当补充制动液,并在主活塞 40 及次活塞 41 前进时关闭,能够进行主液压室 42 及次液压室 43 的加压。

[0032] 这样,主缸 9 能够通过主活塞 40 及次活塞 41 这两个活塞从主配管 102a 及次配管 102b 向双系统液压回路供给制动液。由此,一旦一个液压回路失效的情况下,能够通过另一个液压回路供给液压,能够确保制动力。

[0033] 主压力控制机构 4 构成为,输入活塞 16 能够滑动且液密地贯穿主活塞 40 的中心部,输入活塞 16 的前端部被插入主室 43 内。在输入活塞 16 的后端部连结有输入杆 7,输入杆 7 从主压力控制机构 4 的后端部向外部延伸,在其前端部连结有制动踏板 100。输入活塞 16 与输入杆 7 一起构成输入部件。在主活塞 40 和输入活塞 16 之间设有一对中立弹簧 19A、19B,主活塞 40 和输入活塞 16 被中立弹簧 19A、19B 的弹力弹性地保持在中立位置,对它们的轴向的相对位移作用有中立弹簧 19A、19B 的弹力。

[0034] 主压力控制机构 4 具有:对构成增力部件的主活塞 40 进行驱动的电动执行机构即电动马达 20;设在主活塞 40 和电动马达 20 之间的旋转-直线运动变换机构即滚珠丝杠机构 25 及减速机构即带减速机构 21。电动马达 20 具有检测其旋转位置的旋转位置传感器 205,根据来自主压力控制装置 3 的指令而工作,从而得到所期望的旋转位置。电动马达 20 能够采用例如公知的 DC 电机、DC 无刷电机、AC 电机等,但从控制性、安静性、耐久性等观点出发,在本实施方式中采用了三相 DC 无刷电机。另外,基于旋转位置传感器 205 的信号,能够算出滚珠丝杠机构 25 的推进量,即,主活塞 40 的位移量。

[0035] 滚珠丝杠机构 25 具有:供输入杆 7 插入的中空的直线运动部件即螺纹轴 27;供螺纹轴 27 插入的圆筒状的旋转部件即螺母部件 26;被装填在形成于前两者之间的螺纹槽中

的多个滚珠 30(钢球)。螺母部件 26 的前端部通过可动部件 28 与主活塞 40 的后端部抵接,螺母部件 26 被轴承 31 能够旋转地支承。而且,主压力控制机构 4 通过电动马达 20 经由带减速机构 21 使螺母部件 26 旋转,由此,滚珠 30 在螺纹槽内转动,螺纹轴 27 直线运动,并通过可动部件 28 推压主活塞 40。螺纹轴 27 被复位弹簧 29 向后退位置侧施力。

[0036] 此外,旋转-直线运动变换机构只要是能将电动马达 20(即带减速机构 21)的旋转运动变换成直线运动并传递到主活塞 40 的结构即可,可以采用齿轮齿条传动机构等其他机构,但在本实施方式中,从游隙少、效率、耐久性等观点出发,采用滚珠丝杠机构 25。滚珠丝杠机构 25 具有反向制动性能(Back-drivability),能够通过螺纹轴 27 的直线运动使螺母部件 26 旋转。另外,螺纹轴 27 从后方与主活塞 40 抵接,主活塞 40 能够从螺纹轴 27 远离并单独地前进。由此,在制动器工作过程中,即,在主缸 9 产生制动液压的状态下,电动马达 20 一旦因断线等不能工作的情况下,复位弹簧 29 的弹力使螺纹轴 27 返回后退位置,从而能够解除主缸 9 的液压,能够防止制动器的打滑。另外,电动马达 20 不能工作的情况下,主活塞 40 能够从螺纹轴 27 分离并单独地移动,从而通过制动踏板 100 经由输入杆 7 使输入杆 16 前进,再与主活塞 40 抵接,来直接操作主活塞 40,由此,能够产生液压,并能够维持制动功能。

[0037] 带减速机构 21 包括:被安装在电动马达 20 的输出轴上的驱动带轮 22;被安装在滚珠丝杠机构 25 的螺母部件 26 的外周部的从动带轮 32;缠绕在它们之间的传动带 24。带减速机构 21 使电动马达 20 的输出轴的旋转以规定的减速比减速并传递至滚珠丝杠机构 21。也可以在带减速机构 21 上组合齿轮减速机构等其他减速机构。也可以代替带减速机构 21,使用公知的齿轮减速机构、链减速机构、差动减速机构等,另外,在通过电动马达 20 获得充分大的转矩的情况下,也可以省略减速机构,而通过电动马达 20 直接驱动滚珠丝杠机构 25。由此,能够避免因设置减速机构而产生的可靠性、安静性、搭载性等诸多问题。

[0038] 在输入杆 7 上连结有制动器操作量检测装置 8。制动器操作量检测装置 8 能够检测至少输入杆 7 的位置或位移量(行程)。此外,制动器操作量检测装置 8 也可以包括:包含输入杆 7 的位移传感器在内的多个位置传感器;检测驾驶员对制动踏板 100 的踏力的力传感器。另外,作为通过位移传感器检测制动器操作量的物理量,有输入杆 7 的位移量、制动踏板 100 的行程量、制动踏板 100 的移动角度、制动踏板 100 的踏力,或者组合所述多个传感器信息进行检测。作为制动器操作量检测装置 8 可以采用多个组合检测制动踏板 100 的踏力的踏力传感器而成的结构,也可以采用组合位移传感器和踏力传感器而成的结构。由此,来自一个传感器的信号中断的情况下,还能够通过剩下的传感器检测、辨识驾驶员的制动要求,从而确保故障安全。

[0039] 制动器操作量检测装置 8 中的至少一个传感器通过车轮压力控制装置 5 进行电源供给及信号输入处理,剩下的传感器通过主压力控制装置 3 进行电源供给及信号输入处理。由此,主压力控制装置 3 和车轮压力控制装置 5 的任意一个发生 CPU 故障或电源故障的情况下,也能够通过剩下的传感器和控制装置检测、辨识驾驶员的制动要求,从而确保故障安全。此外,在图 1 中,制动器操作量检测装置 8 仅表示一个,但也可以分别设置为与主压力控制装置 3 连接和与车轮压力控制装置连接。

[0040] 以下,说明主压力控制单元 4 对主压力控制机构 3 的控制。

[0041] 基于由制动器操作量检测装置 8 检测的制动踏板 100 的操作量(位移量、踏力等),

使电动马达 20 工作来控制主活塞 40 的位置而产生液压。此时,作用于输入活塞 16 的液压产生的反作用力经由输入杆 7 反馈到制动踏板 19。而且,能够根据主活塞 40 和输入活塞 16 的受压面积比及相对位移,调整制动踏板 100 的操作量和发生液压之比即增力比。此时,与主压力相应的力经由输入杆 7 作用于制动踏板 100,作为制动踏板反作用力向驾驶员传递,从而不需要另外设置用于生成制动踏板反作用力的装置,能够实现制动控制装置 1 的小型、轻量化,车辆的搭载性提高。

[0042] 例如,相对于输入活塞 16 的位移,使主活塞 40 跟随,以它们的相对位移成为 0 的方式进行相对位移控制,由此,能够获得由输入活塞 16 和主活塞 40 的受压面积比决定的恒定的增力比。另外,输入活塞 16 的位移乘以增幅,使输入活塞 16 和主活塞 40 的相对位移变化,由此,能够使增力比变化。即,能够使主活塞 40 的移动量相对于输入活塞 16 的移动量变化,并能够使增压输出相对于制动踏板 100 的操作量变化。

[0043] 由此,从制动踏板 100 的操作量、操作速度(操作量的变化率)等检测紧急制动的必要性,能够执行使主活塞 40 的移动量增大而迅速地获得所需的制动力(液压)的所谓制动辅助控制。而且,基于来自再生制动系统(未图示)的信号,在进行再生制动时,以产生减去了再生制动量的液压的方式调整主活塞 40 的移动量,能够执行以再生制动量和液压产生的制动力的合计获得所期望的制动力这样的再生协调控制。另外,无论制动踏板 100 的操作(输入活塞 16 的位移量等)如何,都使电动马达 20 工作而使主活塞 40 移动,由此,能够执行产生制动力的自动制动控制。由此,基于由各种传感器元件检测的车辆状态,自动地调整制动力,通过适当地与发动机控制、转向控制等其他车辆控制组合,还能够使用主压力控制单元 4 执行车辆跟随控制、避免脱离行车线控制、障碍物回避控制等车辆的驾驶控制。

[0044] 以下,对输入杆 7 的推力的增幅进行说明。

[0045] 与根据驾驶员的制动器操作而输入活塞 16 经由输入杆 7 产生的位移量相应地使主活塞 40 位移,由此,与输入杆 7 的推力相应地赋予主活塞 40 的推力,以输入杆 7 的推力被增幅的方式对主液压室 42 加压。该增幅比(以下称为“增力比”)能够通过输入杆 7 和主活塞 40 的相对位移、及输入活塞 16 和主活塞 40 的截面积比等任意设定。

[0046] 尤其,使主活塞 40 位移与输入杆 7 的位移量相同的量的情况(输入杆 7 和主活塞 40 的相对位移为 0 的情况)下,设输入活塞 16 的截面积为“AI”,设主活塞 40 的截面积为“AA”时,增力比作为 $(AI + AA) / AI$ 唯一地确定。即,基于所需的增力比,设定 AI 和 AA,以使其位移量与输入活塞 16 的位移量相等的方式控制主活塞 40,由此,始终能够得到恒定的增力比。此外,主活塞 40 的位移量能够基于旋转位置传感器 205 的输出信号算出。

[0047] 以下,对执行输出可变功能时的处理进行说明。输出可变控制处理是以输入活塞 16 的位移量乘以增幅(K1)得到的量使主活塞 40 位移的控制处理。此外,从控制性的角度出发,增幅(K1)优选为 1 ($K1 = 1$),但因紧急制动等需要超过驾驶员的制动器操作量的大的制动力的情况等下,也可以临时变更成超过 1 的值($K1 > 1$)。由此,相对于输入活塞 16 和主活塞 40 的相对位移,作用中立弹簧 19A、19B 的弹力,来调整作用于输入活塞 16 的反作用力,即使是同量的制动器操作量,也能够与通常时($K1 = 1$ 的情况)相比提升主压力,产生更大的制动力。这里,紧急制动的判定能够通过例如制动器操作量检测装置 8 的信号的时间变化率是否超过规定值来判定。

[0048] 以上,根据输出可变控制处理,根据与驾驶员的制动要求相应的输入杆 7 的位移

量,主压力被增减压,从而能够产生符合驾驶员要求的制动力。另外,通过使增幅($K1$)为小于1的值($K1 < 1$),也能够所谓的混合动力车或电动汽车中,适用使液压制动器与再生制动力量相应而减压的再生协调制动控制。

[0049] 以下,对实施自动制动器功能时的处理进行说明。

[0050] 自动制动控制处理是为将主缸9的工作压力调节成自动制动器的要求液压(以下称为自动制动器要求液压)而使主活塞40前进及后退的处理。作为该情况下的主活塞40的控制方法有以下等方法:基于作为表格事前取得的主活塞40的位移量和主压力的关系,抽出实现自动制动器要求液压的主活塞40的位移量,将其作为目标值;反馈由主压力传感器56、57检测的主压力。也可以采用任意一种方法。此外,能够从外部单元接收自动制动器要求液压,能够适用于例如车辆跟随控制、避免脱离行车线控制、障碍物回避控制等制动控制。

[0051] 以下,对车轮压力控制机构6的结构和工作进行说明。

[0052] 车轮压力控制机构6具有:对于被主缸9加压的制动液向各液压制动装置11a~11d的供给进行控制的输出闸阀50a、50b;对于被主缸9加压的制动液向泵54a、54b的供给进行控制的输入闸阀51a、51b;对于制动液从主缸9或泵54a、54b向各液压制动装置11a~11d的供给进行控制的输入阀52a~52d;对液压制动装置11a~11d进行减压控制的输出阀53a~53d;使由主缸9产生的制动液压升压的泵54a、54b;驱动泵54a、54b的电动马达20;检测主压力的主压力传感器56。此外,作为车轮压力控制机构6可以使用防抱死制动控制用的液压控制单元、车身稳定控制用的液压控制单元等。

[0053] 车轮压力控制机构6由以下两个系统构成:第一制动器系统,从主液压室42接受制动液的供给,来控制车轮FL和车轮RR的制动力;第二制动器系统,从次液压室43接受制动液的供给,来控制车轮FR和车轮RL的制动力。通过采用这样的结构,一个制动器系统失效的情况下,也能够通过正常的另一个制动器系统确保对角的两个轮的制动力,从而稳定地保持车辆的状态。

[0054] 输出闸阀50a、50b被设置在主缸9和输入阀52a~52d之间,将被主缸9加压的制动液向液压制动装置11a~11d供给时被开阀。输入闸阀51a、51b被设置在主缸9和泵54a、54b之间,通过泵54a、54b使被主缸9加压的制动液升压并向液压制动装置11a~11d供给时被开阀。

[0055] 输入阀52a~52d被设置在液压制动装置11a~11d的上游,将被主缸9或泵54a、54b加压的制动液向液压制动装置11a~11d供给时被开阀。输出阀53a~53d被设置在液压制动装置11a~11d的下游,对车轮压力进行减压时被开阀。此外,输出闸阀、输入闸阀、输入阀和输出阀都是通过向螺线管(省略图示)的通电来进行阀的开闭的电磁阀,能够通过车轮压力控制装置5实施的电流控制独立地调节各阀的开闭量。

[0056] 输出闸阀50a、50b和输入阀52a~52d是常开阀,输入闸阀51a、51b和输出阀53a~53d是常闭阀。通过采用这样的结构,在故障时,向这些阀的电力供给停止的情况下,输入闸阀和输出阀关闭,输出闸阀和输入阀打开,被主缸9加压的制动液到达所有的液压制动装置11a~11d,从而能够产生符合驾驶员要求的制动力。

[0057] 泵54a、54b为进行例如车身稳定控制、自动制动控制等,需要超过主缸9的工作压力的压力的情况下,使主压力升压并向液压制动装置11a~11d供给。作为泵54a、54b可

以使用柱塞泵、摆线泵、齿轮泵等,但从安静性方面考虑,优选齿轮泵。

[0058] 电动马达 20 通过基于车轮压力控制装置 5 的控制指令被供给的电力来工作并驱动与电机连结的泵 54a、54b。作为电机可以使用 DC 电机、DC 无刷电机、AC 电机等,但从控制性、安静性、耐久性方面考虑,优选 DC 无刷电机。

[0059] 主压力传感器 56 被设置在次级侧的主配管 102b 的下游,是用于检测主压力的压力传感器。关于主压力传感器 56 的个数及设置位置,可以考虑控制性、故障安全等来任意决定。

[0060] 而且,通过车轮压力控制装置 5 控制上述的车轮压力控制机构 6 的工作,并控制向各车轮 FL、RR、FR、RL 的液压制动器 11a ~ 11d 供给的制动液压,由此,执行各种制动控制。例如,能够执行如下控制:制动时与接地荷重等相应地适当地向各车轮分配制动力的制动力分配控制;制动时自动地调整各车轮的制动力来防止车轮抱死的防抱死制动控制;车辆稳定性控制,检测行驶过程中的车轮侧滑并自动地向各车轮赋予适当的制动力,从而抑制转向不足及转向过度而使车辆的状态稳定;在坡道(尤其上坡时)上保持制动状态来辅助起动的坡道起动辅助(HSA)控制;起动时等防止车轮空转的牵引控制;相对于前车保持一定车距的车辆跟随控制;保持在行车线上的避免脱离行车线控制;避免与障碍物碰撞的障碍物回避控制等。

[0061] 另外,车轮压力控制机构 6 是在主压力控制装置 3 故障时,通过由主压力传感器 56 检测的制动液压,检测驾驶员的制动器操作量,以产生与该检测值相应的车轮压力的方式控制泵 54a、54b 等,由此,能够实施制动控制装置 1 的制动功能。

[0062] 此外,主压力控制装置 3 和车轮压力控制装置 5 进行双向通信,共用控制指令、车辆状态量(偏航率、前后加速度、横加速度、操向舵角、车轮速度、车身速度等、故障信息、工作状态等)。

[0063] 以下,参照图 2 说明主压力控制装置 3 的回路结构的一例。

[0064] 在图 2 中,主压力控制装置 3 的电路用粗线框 201 表示,主压力控制机构 4 的电路用虚线框 202 表示。另外,粗线框 203 表示车轮压力控制装置 5。

[0065] 主压力控制装置 3 的电路 201 将从车辆内的电源线经由 ECU 电源继电器 214 被供给的电源输入 5V 电源电路(1) 215 和 5V 电源电路(2) 216。

[0066] ECU 电源继电器 214 根据起动信号(W/U)和由 CAN 通信 I/F218 通过 CAN 接收而生成的起动信号中的任意一个而打开。上述起动信号能够使用门开关信号、制动器开关信号、点火开关信号等。也可以成为如下电路结构,在使用多个这些开关的情况下,全部被装入主压力控制装置 3,多个信号中的任意一个开关打开时,起动信号向打开 ECU 电源继电器 214 的一侧发送。

[0067] 通过 5V 电源电路(1) 215 获得的稳定的电源(VCC1)被供给到中央控制电路 211(以下称为 CPU211)。另外,通过 5V 电源电路(2)214 获得的稳定的电源(VCC2)被供给到监视用控制电路 219。

[0068] 故障安全继电器电路 213 能够切断从车辆内的电源线向后述的三相电机驱动电路 222 供给的电源,能够通过 CPU211 和监视用控制电路 219,控制电源向三相电机驱动电路 222 的供给和切断。

[0069] 经由故障安全继电器电路 213 被供给的电源通过滤波电路 212 除去噪声,再被供

给到三相电机驱动电路 222。

[0070] 来自主压力控制装置 3 以外的车辆信息和自动制动器要求液压等控制信号经由 CAN 通信 I/F 电路 218 被输入 CPU211。另外,配置在主压力控制机构 4 侧的旋转角检测传感器 205、电机温度传感器 206、位移传感器 207、208(与图 1 的制动器操作量检测装置 8 对应)及主压力传感器 209(与图 1 的主压力传感器 56、57 对应)的输出分别经由旋转角检测传感器 I/F 电路 225、电机温度传感器 I/F 电路 226、位移传感器 I/F 电路 227、228 及主压力传感器 I/F 电路 229 被输入 CPU211。

[0071] 此外,在图 2 的例子中,位移传感器 207、208(与图 1 的制动器操作量检测装置 8 对应)具有两个位移传感器,但也可以具有至少一个以上。这里使用的传感器可以是踏力传感器或主压力传感器,也可以至少组合两个以上的不同的传感器。

[0072] 这样,输入与当前时刻的主压力控制机构 4 的状况等相关的信息,控制主压力控制机构 4,并检测故障状态。

[0073] CPU211 基于来自外部装置的控制信号及各传感器的检测值,向三相电机驱动电路 222 输出适当的信号,来控制电动马达 20。该情况下,三相电机驱动电路 222 的三相输出的各相具有相电流监控电路 223 及相电压监控电路 224,通过这些相电流监控电路 223 及相电压监控电路 224 分别监视相电流及相电压,它们的输出经由 CPU211 使三相电机驱动电路 222 适当地工作。三相电机驱动电路 222 与主压力控制机构 4 内的电机 204(与图 1 的电动马达 20 对应)连接并实施与 CPU211 的控制相应的驱动。而且,各监控值成为正常范围外的情况下,不能按照控制指令进行控制的情况等判断为故障。

[0074] 电路 201 具有在与 CPU211 之间进行信号授受的存储有例如故障信息等的由 EEPROM 构成的存储电路 230,CPU211 能够将检测出的故障信息和主压力控制机构 4 的控制中所使用的学习值(例如控制增益、各种传感器的偏差值等)等存储在存储电路 230。另外,电路 201 具有在与 CPU211 之间进行信号的授受的监视用控制电路 219,监视用控制电路 219 监视 CPU211 的故障及 VCC1 电压等。而且,检测出 CPU211 及 VCC1 电压等的异常情况下,迅速地使故障安全继电器电路 213 工作,并切断向三相电机驱动电路 222 的电源供给。监视用控制电路 219 及 VCC2 电压的监视由 CPU211 进行。

[0075] 以下,参照图 3 至图 14 说明主压力控制装置 3 对主压力控制机构 4 进行的切换控制。

[0076] 图 3 表示用于执行主压力控制装置 3 对主压力控制机构 4 进行的切换控制的处理。如图 3 所示,主压力控制装置 3 具有:基于控制输入 I1 及控制切换输入 I2 决定成为目标的主活塞 40 的移动量的控制切换机构 300;基于控制切换机构 300 的输出信号向电动马达 20 供给驱动电流的电机驱动机构 301。

[0077] 在本实施方式中,被输入控制切换机构 300 的控制输入 I1 使用了与制动踏板 100 连结的输入杆 7 的位移量(移动量)。此外,除了输入杆 7 的位移量以外,还能够使用驾驶员的制动踏板 100 的踏力,或通过未图示的推定机构从输入杆 7 的位置、主活塞 40 的位置、主缸 9 内的液压、中立弹簧 19A、19B 的弹力等计算求出的推定踏力。此时,也可以将它们中的任意 1 个作为控制输入 I1,也可以多个组合作为控制输入 I1。该控制输入 I1 用于求出成为目标的主活塞 40 的位移量(移动量),主活塞 40 的位移量可以从预先设定了与控制输入 I1 的关系的表格求出,也可以基于控制输入 I1 通过规定的计算求出。

[0078] 另外,控制切换机构 300 基于控制切换输入 I2 使主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例变化。控制切换输入 I2 可以采用输入杆 7 的位置、主活塞 40 的位置、主缸 9 内的液压、向电动马达 20 流动的电流或前述的推定踏力。此时,可以将它们中的一个作为控制切换输入 I2,也可以多个组合作为控制切换输入 I2。

[0079] 电机驱动机构 301 基于由控制切换机构 300 决定的主活塞 40 的目标移动量(目标位置)向电动马达 20 供给驱动电流,以主活塞 40 的移动量成为目标移动量的方式驱动电动马达 20。由此,电动马达 20 使主活塞 40 移动到目标移动量,并由主缸 9 产生所期望的制动液压。

[0080] 在本实施方式中,基于控制输入 I1 及控制切换输入 I2,从制动踏板的中途开始使主活塞 40 的移动量相对于控制输入 I1 的比例减小,由此,使制动踏板的操作行程中的电动马达 20 的输出成为最大的全负荷点的位置偏移,并且能够实现取消或缩短从达到该全负荷点到输入活塞与主活塞 40 抵接的抵接点之间的操作行程。通过这样的结构,能够减小制动踏板 100 的踏力变动,并改善制动踏板 100 的操作感受。以下,参照图 4 说明通过控制切换机构 300 使主活塞 40 的移动量相对于控制输入 I1 的比例变化的具体处理。

[0081] 首先,在步骤 S131 中,进行车辆是否在停止中的判定。这里,根据例如从未图示的车速传感器取得的车速信息、通过 CAN 通信经由 CAN 通信 I/F218a 取得车辆的其他单元所取得的车辆停止信息、或通过 CAN 通信取得车辆的其他单元判定为停车的结果,来判定车辆是否在停车中。

[0082] 车辆被判定为在停止中的情况下,在步骤 S132 中,判定控制切换输入 I2 是否为用于切换第一、第二比例的规定阈值以上。这里,控制切换输入 I2 可以采用后述的输入杆 7 的移动量(第一实施方式)、主缸 9 内的液压(第二实施方式)、制动踏板 100 的踏力(包括使用主压力控制装置 3 取得的信息计算出的推定踏力)(第三实施方式)、向电动马达 20 通电的电流值(第四实施方式)或输入杆 7 与主活塞 40 的相对位移量(第五实施方式)中的任意一个,或者它们中的多种信息的组合。

[0083] 控制切换输入 I2 小于阈值的情况下,在步骤 S133 中,决定主活塞 40 的目标位置,使成为控制输入 I1 的主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为规定的第一比例。控制切换输入 I2 为阈值以上的情况下,在步骤 S134 中,以主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为比第一比例小的第二比例的方式决定主活塞 40 的目标位置。而且,在步骤 S135 中,通过电机驱动机构 301,以使主活塞 40 向目标位置移动的方式向电动马达 20 供给驱动电流。另外,在 S131 中,判定为车辆停止时的情况下,在步骤 S133 中,以使主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为第一比例的方式决定主活塞 40 的目标位置。

[0084] 这样,在本实施方式中,执行将主活塞 40 的移动量相对于控制输入 I1 的比例从第一比例切换成比其小的第二比例的切换控制。通过进行这样的控制,能够减小电动马达 20 的输出成为最大的全负荷点及输入活塞与主活塞 40 抵接的抵接点处的制动踏板 100 的踏力的变动。因此,能够改善制动踏板 100 的操作感受。

[0085] 然后,在步骤 S131 中,对判定为车辆停止时的条件进行说明。一般来说,在车辆行驶过程中,制动踏板 100 被踩下直到全负荷点以后的状况除了紧急制动时以外是不存在的。另一方面,在车辆的停止中或刚要停止之前,伴随着大的车辆的减速,驾驶员能够强力

地踩下制动踏板 100, 容易地感觉到制动踏板 100 的操作感受的变化。因此, 想要不使刚要停车之前的增力比降低地进行控制的情况下, 车速为零、或车速为零的状态持续一定时间时, 判定为车辆停止时即可。另外, 想要改善刚要停车之前的踏板感受的情况下, 车速为一定速度以下时, 判定为车辆停止时即可。由此, 在车辆行驶过程中, 以某程度提高增力比, 并且在车辆停止中、或刚要停止之前, 减小制动踏板 100 的踏力的变动, 能够改善制动踏板 100 的操作感受。

[0086] 关于上述步骤 S132 中的控制切换输入 I2 是否为用于切换第一、第二比例的规定阈值以上的判定, 将其具体例作为第一~第五实施方式如下说明。此外, 在上述实施方式中, 步骤 S131 中判定车辆是否在停止中, 但不一定必须进行该判定, 在以下的第一~第五实施方式中, 无论车辆是否在停止中, 都进行控制。

[0087] 作为第一实施方式, 将控制切换输入 I2 作为输入杆 7 的移动量, 根据与输入杆 7 的移动量(行程)是否为阈值以上, 相应地执行切换输入杆 7 的移动量与主活塞 40 的移动量的比例的切换控制, 对于该情况下的处理参照图 5 及图 6 进行说明。

[0088] 参照图 5, 在步骤 S21 中, 判定输入杆 7 的移动量是否为阈值以上。输入杆 7 的移动量小于规定的阈值的情况下, 在步骤 S22 中, 以使主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为规定的第一比例的方式来决定主活塞 40 的目标位置(移动量)。另外, 输入杆 7 的移动量为阈值以上的情况下, 在步骤 S23 中, 以使主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为比第一比例小的第二比例的方式来决定主活塞 40 的目标位置。而且, 在步骤 S24 中, 通过电机驱动机构 301, 向电动马达 20 供给驱动电流, 以使主活塞 40 向目标位置移动。

[0089] 图 6 表示采用了图 5 所示的控制的情况下的制动踏板 100 的移动量(行程; 如图中 S 所示) 和制动踏板 100 的踏力(如图中 F 所示) 之间的关系。参照图 6, 驾驶员从放开制动踏板 100 的非制动位置 S31 (行程 0) 的状态开始, 踩下制动踏板 100 后, 主活塞 40 移动, 使主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为第一比例。此时, 除了中立弹簧 19A、19B 的弹力以外, 还通过主缸 9 内的液压的上升, 其反作用力作用于制动踏板 100, 由此, 制动踏板的踏力增大。

[0090] 而且, 输入杆 7 的移动量达到规定的阈值即切换点 S32 时, 主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例从第一比例切换成比其小的第二比例。此时, 切换控制的切换点 S32 设定成比在以第一比例进行的控制下电动马达 20 使主活塞 7 移动的移动量成为最大(电动马达 20 的输出最大)的第一全负荷点 S33 小。

[0091] 从切换点 S32 开始执行以第二比例进行的控制, 达到电动马达 20 使主活塞 40 移动的移动量成为最大(电动马达 20 的输出最大)的第二全负荷点 S34。达到第二全负荷点 S34 之后, 主活塞 40 停止, 仅通过驾驶员的制动踏板踏力使输入杆 7 前进。此时, 反作用力的增大相对于制动踏板 100 的行程的比例变小。而且, 输入杆 7 移动到抵接点 S35 时, 输入活塞 16 与主活塞 40 抵接。输入杆 7 的移动量达到抵接点 S35 之后, 通过驾驶员的制动踏板踏力使输入杆 7 及输入活塞 16 一起推进主活塞 40, 从而踏力的增大相对于制动踏板 100 的行程的比例变大。此外, 抵接点 S35 依赖于主压力控制机构 4 的各部的尺寸、主缸 9 的液压回路的下游刚性、电动马达 20 的最大输出等。这里, 通过使第二全负荷点 S34 和抵接点 S35 一致, 则没有了踏力的斜率变缓的从第二全负荷点 S33 到抵接点 S35 的区间, 从而踏力的变

动相对于制动踏板 100 的移动量被缓和,制动踏板 100 的操作感受被改善。此外,主缸 9 的液压回路的下游刚性是指液压制动器 11a ~ d 的必要液量、必要液压,液压制动器 11a ~ d 根据使用状况使相对于目标减速度的必要液量、必要液压变化。具体来说,设置在液压制动器 11a ~ d 中的摩擦垫因温度、磨损程度,其硬度变化。例如,摩擦垫的温度上升并变软的情况下,下游刚性处于变低的倾向,随着摩擦垫的磨损而变硬的情况下,下游刚性处于变高的倾向。

[0092] 这样,通过进行主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例从第一比例切换到比第一比例小的第二比例的切换控制,能够减小电动马达 20 的输出成为最大的全负荷点及输入活塞与主活塞 40 抵接的抵接点处的制动踏板 100 的踏力的变动,能够改善制动踏板 100 的操作感受。

[0093] 以下,关于切换点 S32 及第二全负荷点 S34 的设定方法,将其具体例作为第一~第三设定方法进行说明。此外,该设定方法不限于以下的第一~第三设定方法,也可以采用其他设定方法。在第一设定方法中,基于切换点 S32 和全负荷点 S32 之间的斜率 $\alpha 1$ 进行设定。切换点 S32 如上所述地设定得比第一全负荷点 S33 小,但在使用频率高的制动器踏力小的区域,以实施以增力比变大的第一比例进行控制的方式决定切换点 S32 即可。由此,在低踏力侧,维持充分的增力比的同时,能够改善进一步踩下制动踏板 100 时的操作感受。另外,使斜率 $\alpha 1$ 变缓时(减小第二比例时),切换点 S32 处的踏板踏力的变化变得急剧,从而以从非制动位置 S31 到第二全负荷点 S34 的踏力相对于制动踏板 100 的移动量的变化变得平滑的方式决定斜率 $\alpha 1$ 即可。

[0094] 在第二设定方法中,基于第二全负荷点 S34 的位置、及切换点 S32 和全负荷点 S34 之间的斜率 $\alpha 1$ 进行设定。第二全负荷点 S34 比抵接点 S35 大的情况下,电动马达 20 达到最大输出之前,输入活塞 16 与主活塞 40 抵接,由此,相对于电动马达 20 的输出,不能得到充分的增力比,效率差,从而第二全负荷点 S34 优选与抵接点 S35 不一致。这里,抵接点 S35 因主缸 9 的液压回路的下游刚性而变化,从而第二全负荷点 S34 必须考虑该下游刚性设定成比抵接点 S35 小。另外,第二全负荷点 S34 能够基于主压力控制装置 3 的输入信号决定,但考虑输入信号的最大误差,必须设定成比抵接点 S35 小即可。使斜率 $\alpha 1$ 变缓时(减小第二比例时),切换点 S32 处的踏板踏力的变化变得急剧,从而以从非制动位置 S31 到第二全负荷点 S34 的踏力相对于制动踏板 100 的移动量的变化变得平滑的方式决定斜率 $\alpha 1$ 即可。通过第二全负荷点 S34 并具有斜率 $\alpha 1$ 的线段与从非制动位置 S31 到第一全负荷点 S33 之间的线段的交点成为切换点 S32。在上述第一设定方法中,抵接点 S35 从第二全负荷点 S34 远离,从而想要使从非制动位置 S31 到抵接点 S35 的斜率的变化平滑的情况下,使用第二设定方法即可。

[0095] 另外,在第三设定方法中,设定切换点 S32 及第二全负荷点 S34。该情况下,第二全负荷点 S34 也必须比抵接点 S35 小。由此,在低踏力区域,能够维持充分的增力比的同时,在整个区域得到所需的制动力。

[0096] 以下,作为第二实施方式,将控制切换输入 I2 作为主缸 9 内的制动液压,根据主缸 9 内的制动液压是否为阈值以上,相应地切换主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例,对于该情况下的处理参照图 7 及图 8 进行说明。

[0097] 参照图 7,在步骤 S41 中,判定主缸 9 内的制动液压是否为阈值以上。主缸 9 内的

制动液压小于阈值的情况下,在步骤 S42 中,以使主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为第一比例的方式决定主活塞 40 的目标位置。另外,主缸 9 内的制动液压为阈值以上的情况下,在步骤 S43 中,以使主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为比第一比例小的第二比例的方式决定主活塞 40 的目标位置。而且,在步骤 S24 中,通过电机驱动机构 301 向电动马达 20 供给驱动电流,以使主活塞 40 向目标位置移动。

[0098] 图 8 表示采用了图 7 所示的切换控制的情况下的制动踏板 100 的移动量(行程;如图中 S 所示)和制动踏板 100 的踏力(如图中 F 所示)、主缸 9 内的制动液压(如图中 P 所示)之间的关系。这里,主缸 9 内的制动液压与驾驶员对制动踏板 100 施加的踏力大致成正比,从而制动踏板 100 的移动量和制动液压的关系成为与制动踏板 100 的移动量和驾驶员对制动踏板 100 施加的踏力之间的关系大致一致。此外,图 8 表示曲线 S52a ~ S55a 与曲线 S52b ~ S55b 相比主缸 9 的液压回路的下游刚性高的情况下的推移。

[0099] 从非制动位置 S51 (行程 0) 开始踩下制动踏板 100 时,主活塞 40 移动,以使主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为第一比例。而且,主缸 9 内的液压达到阈值 S57 时(切换点 S52a、S52b),以使主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例从第一比例成为第二比例的方式对控制进行切换。这里,对控制进行切换的主缸 9 内的液压的阈值 S57 被设定成比在以第一比例进行的控制中电动马达 20 使主活塞 7 移动的移动量成为最大(电动马达 20 的输出最大)的全负荷点 S53a、S53b 小。由此,主缸 9 内的制动液压通过阈值 S57 前后的踏力相对于制动踏板 100 的移动量的斜率的变化量变得比没有进行控制的切换的情况下(参照图 7 中的虚线)通过全负荷点 S53a、S53b 前后的踏力相对于制动踏板 100 的移动量的斜率的变化量小,从而在全负荷点 S53a、S53b 处,能够减轻制动踏板 100 的踏力急剧降低这样的不适感。

[0100] 在切换点 S52a、S52b 从第一比例向第二比例切换控制之后,执行以第二比例进行的控制,达到电动马达 20 使主活塞 40 移动的移动量成为最大(电动马达 20 的输出最大)的第二全负荷点 S54a、S54b。达到第二全负荷点 S54a、S54b 之后,主活塞 40 停止,通过驾驶员的制动踏板踏力仅使输入杆 7 前进。而且,输入杆 7 移动到抵接点 S55a、S55b 时,输入活塞 16 与主活塞 40 抵接。然后,通过驾驶员的制动踏板踏力,与输入杆 7 及输入活塞 16 一起推进主活塞 40,相对于制动踏板 100 的行程,踏力的上升增大。

[0101] 此时,相对于制动踏板 100 的行程的踏力经由切换点 S52a、S52b 及第二全负荷点 S54a、S54b 达到抵接点 S55a、S55b,由此,与经由第一全负荷点 S53a、S53b 达到抵接点 S55a、S55b 的情况相比,踏力相对于行程的变动变小,从而能够改善制动踏板 100 的操作感受。

[0102] 通过制动液压的阈值 S57 确定从第一比例向第二比例切换的切换点 S52a、S52b,由此,在主缸 9 的液压回路的下游刚性变化了的情况下,也执行以获得大增力比的第一比例进行的控制,直到制动液压达到阈值 S57,由此,在使用频率高的低踏力区域,能够得到足够的大增力比,在高踏力区域,能够改善踩下制动踏板 100 时的操作感受。

[0103] 以下,关于第二全负荷点 S54a、S54b 的设定方法,将其具体例作为第一、第二设定方法进行说明。此外,该设定方法不限于以下的第一、第二设定方法,也可以采用其他设定方法。另外,对曲线 S52a ~ S55a 进行说明,但关于曲线 S52b ~ S55b 也能适用同样的方法。在第一设定方法中,首先,决定切换点 S52a 和第二全负荷点 S54a 之间的曲线的斜率 α_2 ,基于此进行设定。使斜率 α_2 变缓时,切换点 S52a 处的制动踏板踏力的变化变得急剧,从而

以从非制动位置 S51 到第二全负荷点 S54a 的斜率变得平滑的方式来决定 $\alpha 2$ 。

[0104] 在第二设定方法中,基于输入杆 7 的移动量(行程)设定第二全负荷点 S54a。该情况下,减小第二全负荷点 S54a 和输入活塞 16 与主活塞 40 抵接的抵接点 S55a 之间的液压差即可。第二全负荷点 S54a 也可以基于主缸 9 内的液压设定,但主压力传感器 56、57 的检测值存在误差的情况下,第二全负荷点 S54a 的位置偏移,从而也可以基于难以产生误差的输入杆 7 的移动量设定。另外,抵接点 S55a 因主缸 9 的液压回路的下游刚性而变化,从而第二全负荷点 S54a 必须设定得比抵接点 S55a 小。

[0105] 以下,作为第三实施方式,将控制切换输入 I2 作为驾驶员对制动踏板 100 施加的踏力,根据踏力是否为规定的阈值以上,相应地切换主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例,对该情况下的处理参照图 9 进行说明。

[0106] 参照图 9,在步骤 S61 中,判定驾驶员对制动踏板 100 施加的踏力是否为阈值以上。踏力小于阈值的情况下,在步骤 S62 中,以主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为第一比例的方式决定主活塞 40 的目标位置。踏力为阈值以上的情况下,在步骤 S63 中,以主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为比第一比例小的第二比例的方式决定主活塞 40 的目标位置。此时,用于判定的踏力可以使用安装在制动踏板 100 上的踏力传感器取得,或者,还可以使用通过未图示的推定机构从输入杆 7 的位置、主活塞 40 的位置、主缸 9 内的液压、中立弹簧 19A、19B 的弹力等计算求出的推定踏力。而且,在步骤 S64 中,通过电机驱动机构 301 向电动马达 20 供给驱动电流,以使主活塞 40 向目标位置移动。

[0107] 适用了图 9 所示的控制的情况下的制动踏板 100 的移动量(行程)和踏力的关系与在图 8 中将制动液压的阈值 S57 置换成踏力的阈值的情况相同。

[0108] 以下,作为第四实施方式,将控制切换输入 I2 作为向电动马达 20 流动的电流值,根据该电流值是否为规定的阈值以上,相应地切换主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例,对该情况下的处理参照图 10 及图 11 进行说明。

[0109] 参照图 10,在步骤 S71 中,判定向电动马达 20 流动的电流值是否为阈值以上。电流值小于阈值的情况下,在步骤 S72 中,以主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为第一比例的方式决定主活塞 40 的目标位置。电流值为阈值以上的情况下,在步骤 S73 中,以主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为比第一比例小的第二比例的方式决定主活塞 40 的目标位置。而且,在步骤 S64 中,通过电机驱动机构 301 向电动马达 20 供给驱动电流,以使主活塞 40 向目标位置移动。

[0110] 图 11 表示适用了图 10 所示的控制的情况下的制动踏板 100 的移动量(行程;如图中 S 所示)和踏力的关系。该情况下,向电动马达 20 流动的电流值(如图中 I 所示)、电动马达 20 的转矩及主缸 9 内的制动液压、制动踏板 100 的踏力(如图中 I 所示)大致成正比关系,从而图 11 的曲线 S81 ~ S85 所示的特性与图 8 所示的特性大致一致。这里,用于从第一比例向第二比例变更的电流的阈值 S87 设定成比在以第一比例进行的控制中电动马达 20 使主活塞 7 移动的移动量成为最大(电动马达 20 的输出最大)的第一全负荷点 S83 的电流值小。

[0111] 由此,在电动马达 20 中流动的电流值通过阈值 S87 及第二全负荷点 S84 前后的踏力相对于制动踏板 100 的移动量的斜率的变化量比在以第一比例进行的控制中通过全负

荷点 S83 前后的踏力的斜率的变化量(参照图 8 中的虚线)小,从而在全负荷点处,能够减轻因制动踏板 100 的踏力急剧降低导致的驾驶员的不适感。

[0112] 以下,关于以防止电动马达 20 的线圈过热等目的,向电动马达 20 通电的最大电流被限制的情况,参照曲线 S81 ~ S85a 进行说明。该情况下,使输入杆 7 的移动量和主活塞 40 的移动量的比例从第一比例向第二比例变化的电流的阈值变更成比阈值 S87 小的阈值 S87a,由此, S81 ~ S82a ~ S85a 区间的制动踏板 100 的踏力的斜率的变化变小,能够减轻驾驶员的不适感。

[0113] 以下,作为第五实施方式,将控制切换输入 I2 作为输入杆 7 和主活塞 40 的相对位移量,根据该相对位移量是否为规定的阈值以上,相应地切换主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例,对该情况下的处理参照图 12 至图 14 进行说明。

[0114] 参照图 12,在步骤 S91 中,判定输入杆 7 和主活塞 40 的相对位移量是否为阈值以上。相对位移量小于阈值的情况下,在步骤 S92 中,以主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为使它们的相对位移增大的第一比例的方式决定主活塞 40 的目标位置。相对位移量为阈值以上的情况下,在步骤 S93 中,以主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为比第一比例小的使相对位移量减少的第二比例的方式决定主活塞 40 的目标位置。而且,在步骤 S94 中,通过电机驱动机构 301,向电动马达 20 供给驱动电流,以使主活塞 40 向目标位置移动。

[0115] 图 13 表示适用了图 12 所示的控制的情况下,制动踏板 100 的移动量(行程;如图中 S 所示)和制动踏板 100 的踏力(如图中 F 所示)的关系。参照图 13 中的曲线 S101a ~ S105a,驾驶员从放开制动踏板 100 的非制动位置 S101a (行程 0) 的状态开始,踩下制动踏板 100 时,主活塞 40 移动,以使主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例成为第一比例,与输入杆 7 的移动量相应地使输入杆 7 和主活塞 40 的相对位移量增大。此时,除了中立弹簧 19A、19B 的弹力以外,还通过主缸 9 内的液压的上升,其反作用力作用于制动踏板 100,由此,制动踏板的踏力增大。

[0116] 而且,输入杆 7 和主活塞 40 的相对位移量达到成为阈值的切换点 S102a 时,主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例从第一比例切换到比其小的第二比例。此时,对控制进行切换的切换点 S 102a 设定成比在以第一比例进行的控制中电动马达 20 使主活塞 7 移动的移动量成为最大(电动马达 20 的输出最大)的第一全负荷点 S103a 小。

[0117] 从切换点 S102a 开始执行以第二比例进行的控制,达到电动马达 20 使主活塞 40 移动的移动量成为最大(电动马达 20 的输出最大)的第二全负荷点 S104a。达到第二全负荷点 S104a 之后,主活塞 40 停止,通过驾驶员的制动踏板踏力仅使输入杆 7 前进。此时,踏力的增大相对于制动踏板 100 的行程的比例变小。而且,输入杆 7 移动到抵接点 S105a 时,输入活塞 16 与主活塞 40 抵接。输入杆 7 的移动量达到抵接点 S105a 之后,通过驾驶员的制动踏板踏力,与输入杆 7 及输入活塞 16 一起推进主活塞 40,从而踏力的增大相对于制动踏板 100 的行程的比例变大。

[0118] 这样,主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的比例从第一比例切换到比其小的第二比例,由此,能够减小电动马达 20 的输出成为最大的全负荷点及输入活塞 16 与主活塞 40 抵接的抵接点处的制动踏板 100 的踏力的变动,而改善制动踏板 100 的操作感受。

[0119] 这里,主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量的第一比例能够通过主压力控

制装置 3 适当变更。图 13 中的曲线 S101a ~ S115a 表示相对于上述曲线 S101a ~ S105a 减小第一比例的情况下,输入杆 7 的移动量和制动踏板 100 的踏力之间的关系。

[0120] 另外,图 14 表示制动踏板 100 (即,输入杆 7)的移动量(如图中 S 所示)和输入杆 7 与主活塞 40 的相对位移量(如图中 ΔX 所示)之间的关系,图 13 的 S101a ~ S105a 的特性与图 14 的 S101b ~ S105b 的特性对应,图 13 的 S101a ~ S115a 的特性与图 14 的 S101b ~ S115b 的特性对应。参照图 14,例如,以第一比例进行的控制是在具有由主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量变大的曲线 S101b ~ S105b (全负荷点 S103b 处相对位移最大)表示的特性的情况下(提前控制),设定比全负荷点 S103b 的相对位移量小的相对位移量的阈值 S120。由此,相对位移量达到阈值 S120 时,切换成以比第一比例小的、减少相对位移量的第二比例进行的控制,由此,能够减小电动马达 20 成为最大输出的第二全负荷点 S104a (参照图 13)及输入活塞 16 与主活塞 40 抵接的抵接点 S105a (参照图 13)处的制动踏板 100 的踏力的变动,而改善制动踏板 100 的操作感受。

[0121] 另外,以第一比例进行的控制是在具有由主活塞 40 的移动量相对于输入杆 7 的移动量变小的曲线 S101b ~ S115b (全负荷点 S113b)表示的特性的情况下(延迟控制),设定绝对值比全负荷点 S113b 的相对位移量小的相对位移量的阈值 S121。由此,相对位移量达到阈值 S121 时,切换成以比第一比例小的、减少相对位移量的(使相对于主活塞 40 的输入杆 7 的延迟增大)第二比例进行的控制,由此,能够减小电动马达 20 成为最大输出的第二全负荷点 S114a (参照图 13)及输入活塞 16 与主活塞 40 抵接的抵接点 S115a (参照图 13)处的制动踏板 100 的踏力的变动,而改善制动踏板 100 的操作感受。

[0122] 这样,阈值 S120、121 根据第一比例,适当地设定在从非制动位置 S101b 到全负荷点 S103b 之间、从非制动位置 S101b 到全负荷点 S113b 之间,由此,能够执行从第一比例向第二比例的切换。

[0123] 在上述实施方式中,一种电动增力装置,具有:通过制动踏板的操作而进退移动的输入部件;增力部件,能够相对于该输入部件相对移动地设置,通过前进使主缸内产生制动液压,通过所述输入部件的前进而供该输入部件抵接;驱动所述增力部件的电动执行机构;控制机构,基于所述输入部件的移动控制所述电动执行机构的工作,使所述增力部件的移动量相对于所述输入部件的移动量变化而能够使所述主缸内产生制动液压,其中,所述控制机构在成为通过所述输入部件的前进使所述电动执行机构的输出增大而产生最大输出的第一全负荷状态之前,执行使所述增力部件的移动量相对于所述输入部件的移动量的比例减小地进行切换的切换控制。

[0124] 通过这样的结构,能够抑制反作用力相对于制动踏板的操作急剧地变化,而提高制动踏板的操作感受。

[0125] 在上述实施方式中,所述控制机构执行了所述切换控制之后,成为通过所述输入部件的前进使所述电动执行机构的输出增大而产生最大输出的第二全负荷状态之后,控制所述电动执行机构的工作,使所述输入部件与所述增力部件抵接。

[0126] 在上述第一实施方式中,所述控制机构是在所述输入部件的移动量达到规定的阈值时,执行所述切换控制。

[0127] 在上述第二实施方式中,所述控制机构是在所述主缸内的制动液压达到规定的阈值时,执行所述切换控制。

[0128] 在上述第五实施方式中,所述控制机构是在所述输入部件和所述增力部件的相对位移量达到规定的阈值时,执行所述切换控制。

[0129] 在上述第三实施方式中,所述控制机构是在所述制动踏板的踏力达到规定的阈值时,执行所述切换控制。

[0130] 在上述第四实施方式中,所述控制机构是在向所述电动执行机构流动的电流值达到规定的阈值时,执行所述切换控制。

[0131] 在上述实施方式中,所述控制机构在执行所述切换控制之前,以使所述增力部件的移动量相对于所述输入部件的移动量变大的方式控制所述电动执行机构的工作,在执行所述切换控制之后,以使所述增力部件的移动量相对于所述输入部件的移动量变小的方式控制所述电动执行机构的工作。

[0132] 在上述实施方式中,所述控制机构仅车辆停止时所述制动踏板被操作的情况下,执行所述切换控制。

[0133] 通过这样的结构,在车辆行驶过程中,以某程度提高增力比的同时,在车辆停止中、或在刚要停止之前,能够减小制动踏板 100 的踏力的变动,而改善制动踏板 100 的操作感受。

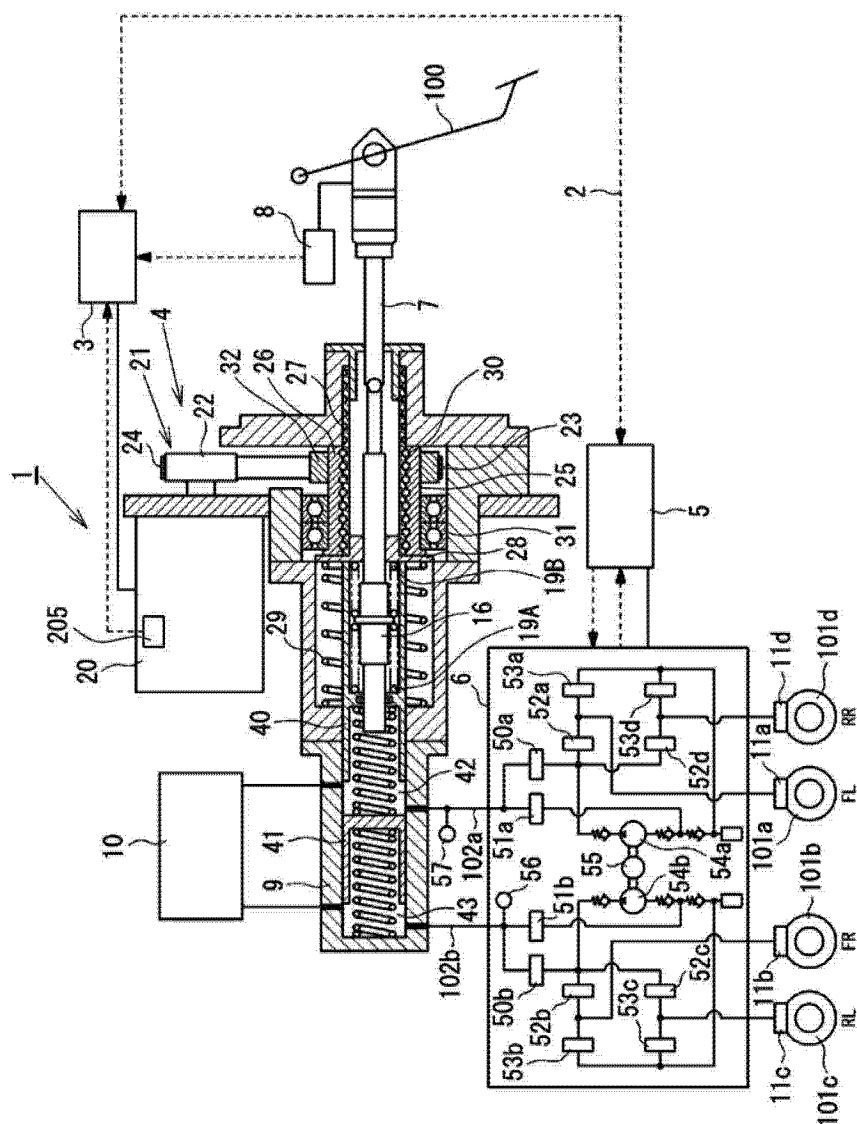


图 1

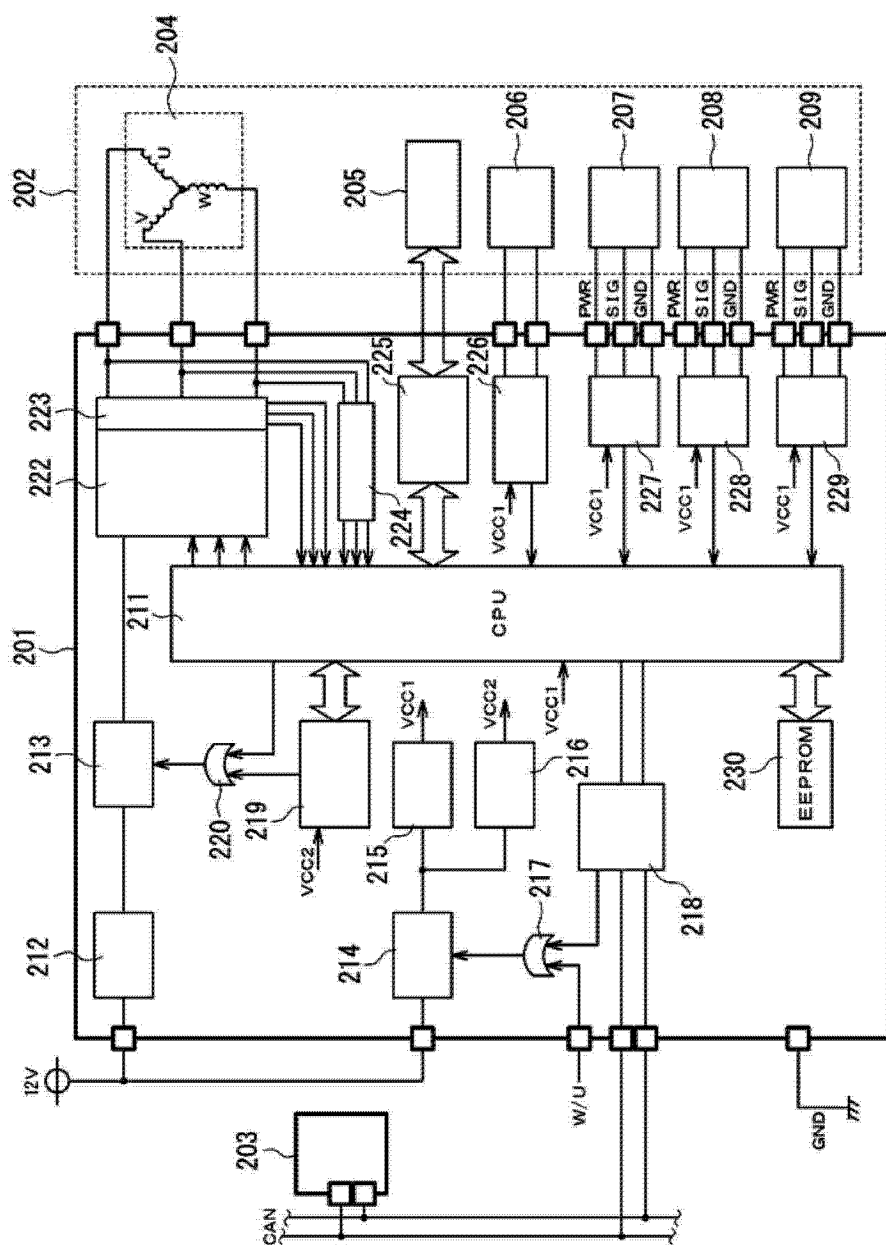


图 2

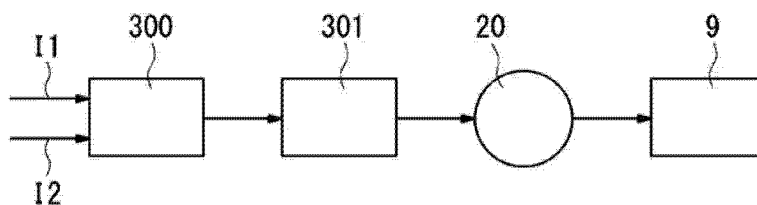


图 3

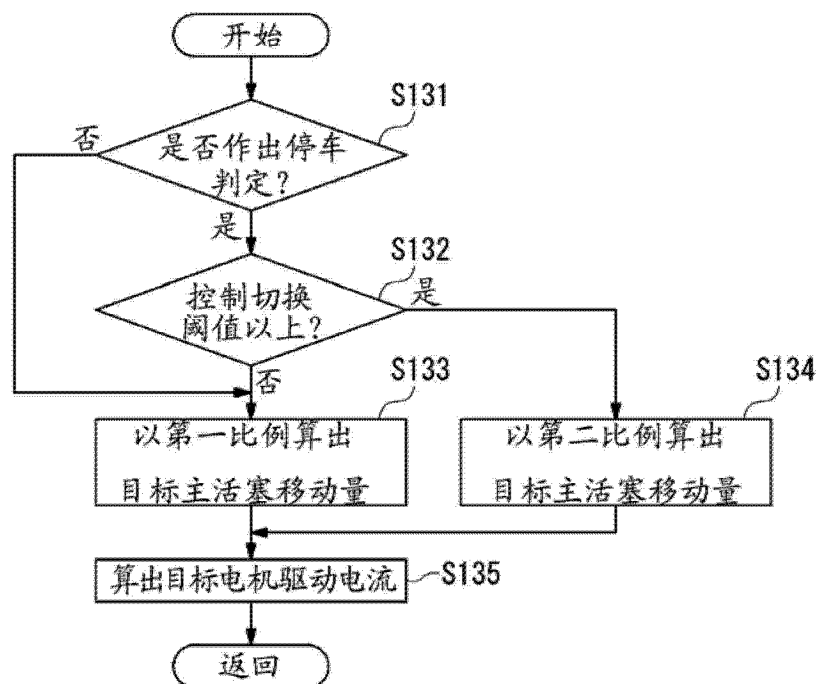


图 4

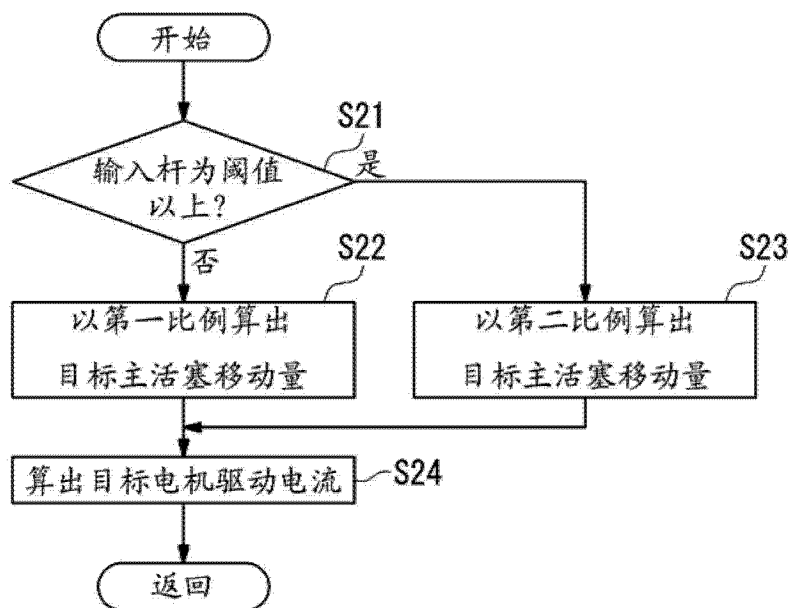


图 5

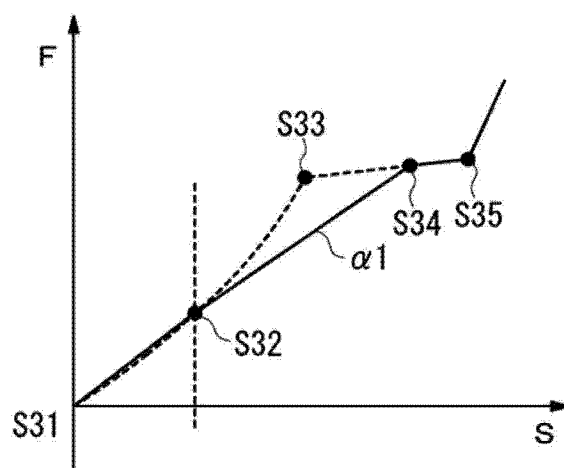


图 6

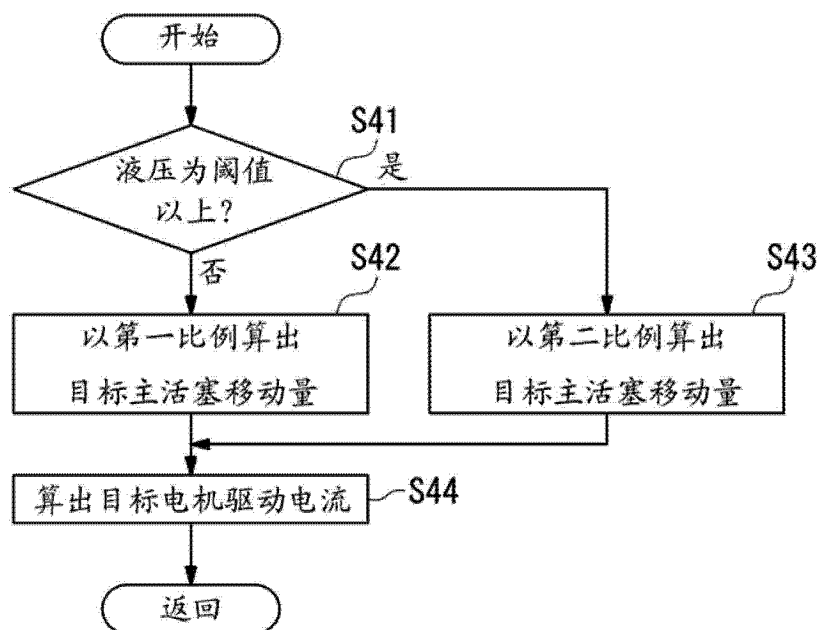


图 7

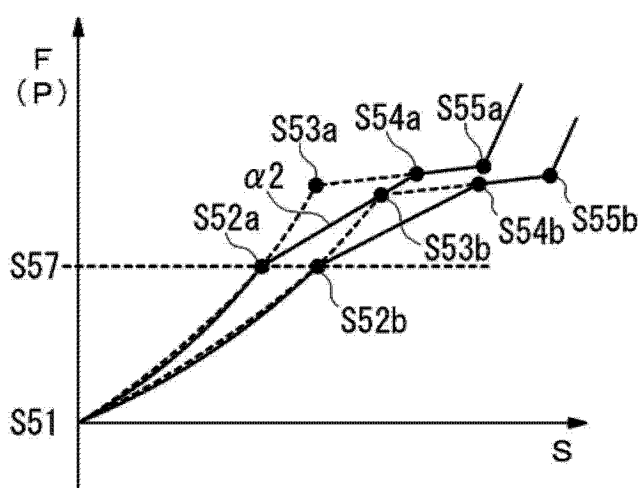


图 8

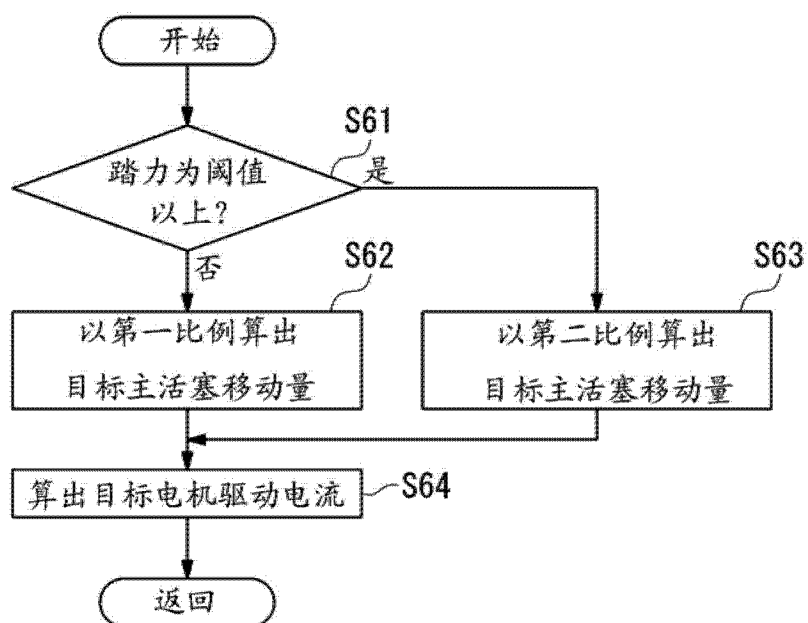


图 9

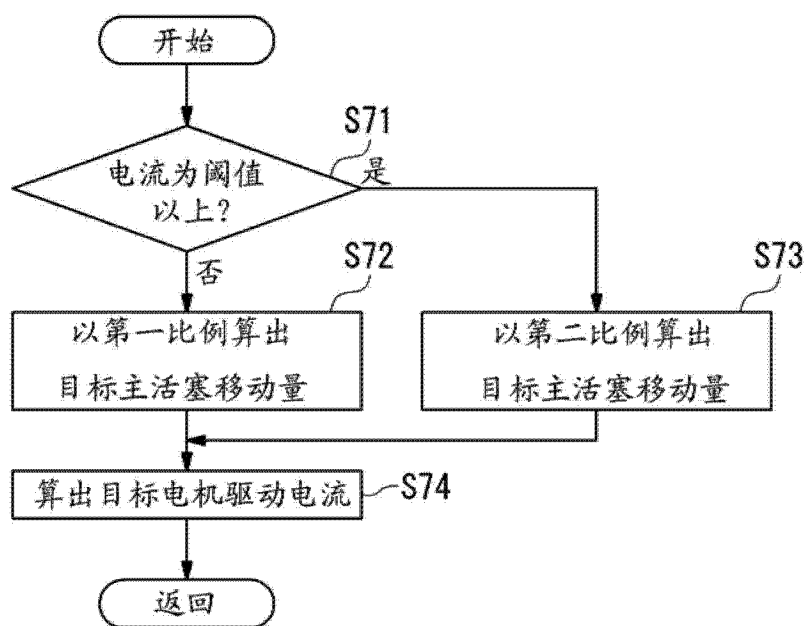


图 10

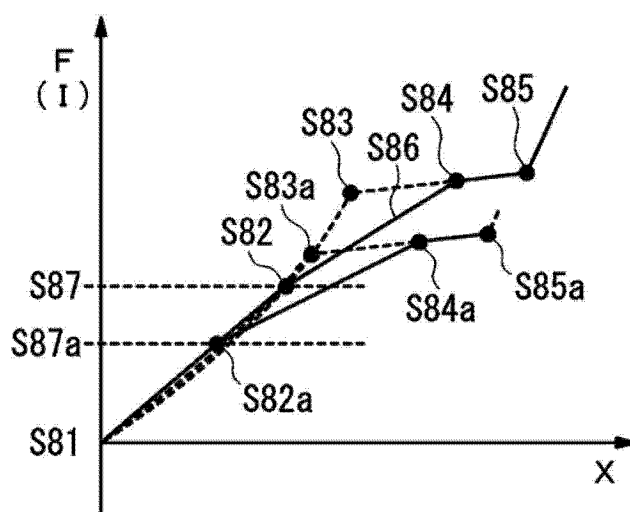


图 11

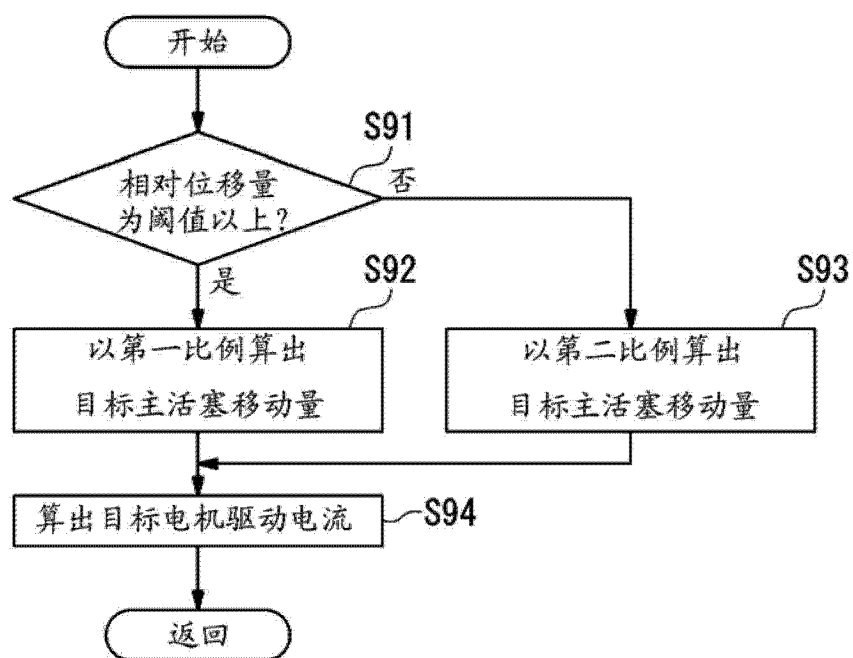


图 12

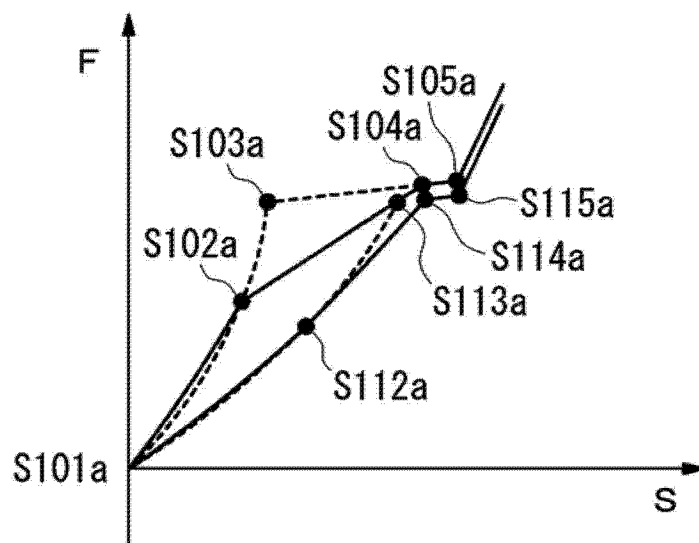


图 13

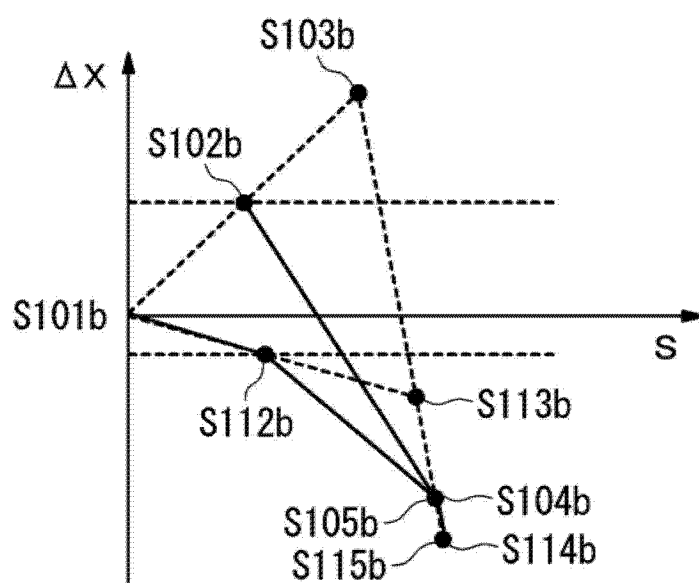


图 14