

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200580040441.3

F16D 65/092 (2006.01)

F16D 65/38 (2006.01)

F16D 65/14 (2006.01)

B60T 13/74 (2006.01)

[43] 公开日 2007 年 10 月 31 日

[11] 公开号 CN 101065596A

[22] 申请日 2005.9.28

[21] 申请号 200580040441.3

[30] 优先权

[32] 2004.10.13 [33] DE [31] 102004050065.7

[32] 2005.4.4 [33] DE [31] 102005015408.5

[32] 2005.6.30 [33] DE [31] 102005030617.9

[86] 国际申请 PCT/EP2005/010447 2005.9.28

[87] 国际公布 WO2006/042620 德 2006.4.27

[85] 进入国家阶段日期 2007.5.25

[71] 申请人 克诺尔商用车制动系统有限公司

地址 德国慕尼黑

[72] 发明人 J·鲍姆加特纳 M·赛登施旺

D·比克 D·甘茨霍恩

[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

代理人 张兆东

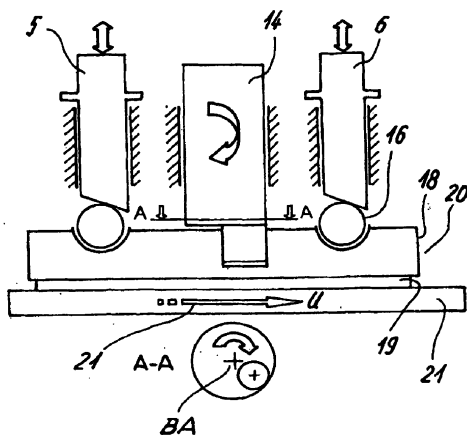
权利要求书 7 页 说明书 22 页 附图 6 页

[54] 发明名称

按自行增力的结构形式的盘式制动器和用于
自行增力的制动器的控制方法

[57] 摘要

本发明涉及一种按自行增力的结构形式的盘式制动器，包括一个压紧单元，该压紧单元用于在执行制动衬片(20)的压紧运动的情况下在制动盘(2)一侧压紧至少一个制动衬片(20)，该压紧运动可分解成至少一个平行于制动盘旋转轴线的运动分量和至少一个相对于制动盘旋转轴线切向地延伸的运动分量(方向U)，并且包括至少一个电动的驱动装置(23)用于操纵压紧单元，其特征在于：压紧单元这样设计，使得它在压紧运动期间将电动的驱动装置的输出轴的旋转转换成制动衬片(20)的一种运动，该运动在切向方向(方向U)上的运动分量是非线性的。另外建议一种用于控制自行增力的制动器的方法。



1. 一种按自行增力的结构形式的盘式制动器，包括电的促动器，其中由促动器施加的操纵力借助于一个设置在促动器与制动衬片之间的自行增力装置加强，具有下列特征：

a) 一个压紧单元，该压紧单元用于在执行制动衬片(20)朝制动盘(2)的压紧运动的情况下在制动盘(2)一侧压紧至少一个制动衬片(20)，该压紧运动可分解成至少一个平行于制动盘旋转轴线(BA)的运动分量和至少一个相对于制动盘旋转轴线(BA)切向地延伸的运动分量(方向U)；

b) 至少一个电动的驱动装置(23)作为促动器用于操纵压紧单元；其特征在于：

c) 压紧单元这样设计，使得它在压紧运动期间将电动的驱动装置的输出轴的同样的旋转转换成制动衬片(20)的一种运动，该运动至少在切向方向(方向U)上的运动分量是非线性的。

2. 按权利要求1所述的盘式制动器，其特征在于：压紧单元这样设计，使得它在压紧运动期间将电动的驱动装置(23)的输出轴的旋转转换成制动衬片(20)的至少在切向方向(方向U)上的一种滞后的运动。

3. 按权利要求1或2或者按权利要求1的前序部分所述的盘式制动器，其特征在于：另外压紧单元具有至少一个尤其是两个制动柱塞(调整活塞5、6)，所述制动柱塞平行于制动盘轴线(BA)地定向并且所述制动柱塞在其一端通过一个支承装置(7、8；9、10)支承在制动钳(1)上或者支承在一个与制动钳(1)连接的构件上，该支承装置允许制动柱塞的至少一个部件绕该制动柱塞的纵轴线(LA)旋转。

4. 按权利要求2或3所述的盘式制动器，其特征在于：制动柱塞(5、6)在其面向制动衬片单元的侧面上设有一个压力面，该压力面具有一个带有斜坡形轮廓的凹槽(14)，滚动体(16)相应嵌入到该凹槽内。

5. 按权利要求4所述的盘式制动器，其特征在于：滚动体(16)另外分别嵌入到对应的凹槽内，即嵌入到在制动衬片单元(18、20、21)

中的具有对应几何形状的凹槽内。

6. 按权利要求 1、2、3 或 4 所述的盘式制动器，其特征在于：滚动体（16）分别嵌入到在制动衬片单元（18、20、21）中的斜坡轮廓内。

7. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：滚动体构成为球（16）并且凹槽（14）锥面形地构成。

8. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：滚动体构成为球（16）并且凹槽构成为运动轨道。

9. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：滚动体（16）构成为滚柱并且凹槽（14）斜坡形或者楔形地构成。

10. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：凹槽（14）双向楔形地或者锥面形地构成。

11. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：锥面形的凹槽（14）在围绕制动柱塞纵轴线（LA）的圆周方向上具有一个相对于制动柱塞纵轴线（LA）的恒定的开口角（ α ）。

12. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：锥面形的凹槽（14）在围绕制动柱塞纵轴线（LA）的圆周方向上具有一个相对于制动柱塞纵轴线（LA）的变化的开口角（ α ）。

13. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：锥面形的凹槽（14）在围绕制动柱塞纵轴线（LA）的圆周方向上具有一个相对于制动柱塞纵轴线（LA）的有级地或者连续地变化的开口角（ α ）。

14. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：滑动轴瓦（17）置入到在制动衬片单元（18、20）的压板（18）中的凹槽（14）内。

15. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：两个制动柱塞（5、6）分别在其背离制动盘（2）的端部上通过制动钳的支承装置优选支承球（7、8）或者平面的滑动支承装置、环形导向支承装置等支承在制动钳（1）的内部。

16. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：制动

柱塞(5、6)分别具有一个设有外螺纹的丝杆(12),螺母(13)以对应的内螺纹可旋转地设置在该丝杆上。

17. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器,其特征在于:各螺母(13)分别穿过一个在制动钳中或者在制动钳上的封闭板中的开口(3、4)并且在其背离制动盘的侧面上具有一个法兰(31),其中在法兰(31)与制动钳(1)的内壁之间分别设置压力弹簧(32)。

18. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器,其特征在于:电机(23)直接地或者通过至少一个或者多个传动机构(24、26、37)旋转一个曲柄(34),该曲柄具有一个曲柄销(35),该曲柄销用于使制动衬片单元切向于制动盘即平行于制动盘摩擦表面地运动。

19. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器,其特征在于:制动衬片单元具有压板(18),该压板贴靠在制动衬片(20)的制动衬片支承板(19)上。

20. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器,其特征在于:曲柄销(35)平行于制动盘轴线(BA)地延伸并且嵌入到在压板(18)中的对应定向的开口内。

21. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器,其特征在于:在压板(18)中的开口(36)设置在两个制动柱塞(5、6)之间的中心。

22. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器,其特征在于:在压板(18)中的开口(36)滑槽式地构成,优先构成为长孔,该长孔垂直于一个通过两个制动柱塞(5、6)的平面延伸。

23. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器,其特征在于:设有另一驱动装置或者另一调整促动器(39)尤其是另一电机,用于驱动制动柱塞(5、6)的丝杆(12)或者螺母(13)。

24. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器,其特征在于:设有弹簧(32),所述弹簧通过螺母朝制动衬片单元弹性地预紧制动钳。

25. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器,其特征在于:设有一个可转换的传动机构(26),该传动机构用于在用以驱动曲柄(34)

的位置与用以旋转优选制动柱塞（5、6）的丝杆（12）的位置之间转换电机（23）。

26. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：设有一个用于自动地转换电机的受弹簧载荷的球座圈机构。

27. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：传动机构（26）是一个行星齿轮传动机构。

28. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：设有这样一个装置，该装置用于在凹槽（14）内设有可变化的锥形开口角（ α ）的制动柱塞（5、6）的自动的旋转定向，尤其是用于螺母（13）的旋转定向，优选与摩擦系数相关。

29. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：用于制动柱塞尤其是其螺母（13）的定向的装置构成为另外的传动机构，尤其构成为另外的行星齿轮传动机构。

30. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：用于制动柱塞尤其是其螺母（13）的自动定向的装置构成为具有电机的另外的驱动装置。

31. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：制动钳是固定钳。

32. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：在制动盘的与压紧侧面对置的侧面上设置单独的调整装置。

33. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：制动钳是摆动钳或者滑动钳。

34. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器，其特征在于：电动的驱动装置作为促动器与一个控制装置和/或调节装置连接，该控制装置和/或调节装置设计成控制或者调节调整元件的位置并且从而控制或调节制动衬片的位置。

35. 按上述权利要求任一项所述的或者按权利要求 1 的前序部分所述的盘式制动器，其特征在于：电机（23）直接地或通过至少一个或者

多个传动机构(24、26、37)旋转一个曲柄(34),该曲柄具有一个曲柄销(35)作为从动元件,该曲柄销用于使制动衬片单元运动,其中曲柄销平行于制动盘轴线地定向。

36. 按上述权利要求任一项所述的盘式制动器,其特征在于:电机具有一个从动轴,该从动轴平行于制动盘轴线地定向并且该从动轴直接地或者通过其他的中间连接的传动元件旋转曲柄。

37. 按上述权利要求任一项所述的或者按权利要求1的前序部分所述的盘式制动器,其特征在于:至少两个或者多个制动柱塞(5、6)的每个压力面在面向制动衬片单元的侧面上设有一个具有斜坡形轮廓的凹槽(14),滚动体(16)分别嵌入到该凹槽内,该滚动体一方面支承在制动柱塞(5、6)的压力面的斜坡形轮廓上并且另一方面支承在制动衬片单元上。

38. 按上述权利要求任一项所述的或者按权利要求1的前序部分所述的盘式制动器,其特征在于:用于操纵压紧单元的所述至少一个电动的驱动装置(23)或者另一电动的驱动装置设计成另外用于驱动制动柱塞,至少用于改变制动柱塞的轴向长度。

39. 按上述权利要求任一项所述的或者按权利要求1的前序部分所述的盘式制动器,其特征在于:压紧单元另外具有至少一个尤其是两个制动柱塞(调整活塞5、6),所述制动柱塞平行于制动盘轴线(BA)地定向并且所述制动柱塞在其一端通过一个支承装置(7、8;9、10)支承在制动钳(1)上或者支承在一个与制动钳(1)连接的构件上,该支承装置允许制动柱塞的至少一个部件绕该制动柱塞的纵轴线(LA)旋转。

40. 用于进行驻车制动的方法,其特征在于:在驻车制动时仅借助于制动柱塞压紧制动器。

41. 用于控制自行增力的制动器的方法,尤其是用于控制按上述权利要求任一项所述的自行增力的盘式制动器的方法,优选包括电的促动器,其中由促动器施加的操纵力借助于一个设置在促动器与制动衬片之间的自行增力装置加强,其中促动器与一个控制装置或者调节装置连接,

该控制装置或者调节装置设计成用于控制促动器，以便调节制动衬片单元的位置，其特征在于：确定并且补偿在由制动系统调节的车轮制动器的情况下在调节时由误差引起的制动力差 - 称为第三调节参数。

42. 用于控制自行增力的制动器的方法，尤其是用于控制按上述权利要求任一项所述的自行增力的盘式制动器的方法，优选包括电的促动器，其中由促动器施加的操纵力借助于一个设置在促动器与制动衬片之间的自行增力装置加强，其中促动器与一个控制装置或者调节装置连接，该控制装置或者调节装置设计成用于控制促动器，以便调节制动衬片单元的位置，其特征在于：至少在如下参数的基础上进行调节：

车辆调节参数“制动或者滞后”；

促动器调整参数“电流或者促动器位置”；和

一个第三调节参数，它确定用于补偿在由制动系统调节的车轮制动器的情况下由误差引起的制动力差。

43. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：第三调节参数对于每个车轮单独地确定并且与在其他车轮上确定的值进行比较。

44. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：在与 EBS 系统的设定值有不允许的偏差时对于各制动器的设定值（马达电流或者促动器位置）分别叠加一个修正因子，存在的制动力差用该修正因子补偿。

45. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：补偿过程以较小的步长通过多个制动操作进行。

46. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：应用或者分析相应车轮的车轮滑动作为第三调节参数。

47. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：在各车轮上得到的车轮滑动特性参数适应于 EBS 系统的一个确定的设定额定值。

48. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：尽可能精确地适应各轴的制动器的车轮滑动特性参数。

49. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：也确定在制动器上作用的张紧力作为第三调节参数。

50. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：在制动器的承力的构件例如制动钳上的张紧力的确定通过变形行程或者构件应力的测量进行。

51. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：在用于流体操纵的制动器的调节系统的基础上进行调节，其中促动器调整参数压力通过另一系统特定的调整参数尤其是促动器位置和/或马达电流取代。

52. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：在制动促动器的操纵之前通过调整装置克服空气间隙，使得空气间隙在通过制动促发器的真正的制动进给运动开始时已经不再作为误差源存在。

53. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：磨损状态和温度状态不同的制动衬片压缩的影响通过修正因子补偿到制动系统的设定额定值。

54. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：对于每个制动器精确地确定两个制动衬片的磨损状态，并且通过分析制动器的能量平衡确定该制动器的焓并且从而也确定制动衬片温度，其中能量平衡的分析通过电子制动系统或者通过一个在制动器中集成的电子控制装置进行。

55. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：张紧力 - 钳扩张的关系的因制动器而异的分散通过校准过程补偿。

56. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：张紧力 - 马达电流的关系通过校准过程确定并且补偿。

57. 按上述权利要求任一项所述的方法，其特征在于：在校准过程中也消除用于室温条件的传动机构和电机的误差影响。

按自行增力的结构形式的盘式制动器 和用于自行增力的制动器的控制方法

技术领域

本发明涉及一种按权利要求 1 的前序部分所述的按自行增力的结构形式的盘式制动器和一种用于控制自行增力的制动器的方法。

背景技术

自行增力的制动器在完全不同的结构中已知。自行增力的制动器的经典的结构形式是鼓式制动器，在此一个制动块上升地设置，使得在制动衬片与鼓之间的摩擦力支持压紧力。

相反过去在盘式制动器中人们从以下出发，即正好体现制动器结构形式的基本的优点，在仅垂直于环绕的制动盘嵌接的制动衬片中不产生自行增力的效果，仅一个平行于制动盘轴线作用的操纵装置以这样定向的力作用到所述制动衬片上。这对于越重的商用车辆的盘式制动器越适用，在所述商用车辆中操纵优选液压地或者气动地进行。

但是如果在较沉重的商用车辆中也要安装具有电动推动的操纵装置的盘式制动器，那么自行增力的盘式制动器成为优选，因为它展示这样的可能性，即由于制动器的自行增力电机设计得小于在非自行增力的盘式制动器中可能的情况。

自行增力的盘式制动器在完全不同的实施形式中已知。但是大部分描述的解决方案描述这样的作用原理，所述作用原理虽然允许自行增力，但是该作用原理通常由于缺乏适合实际情况以及由于烦琐的结构不适用于实现对于沉重的商用车辆的达到成批量生产的、可经济地制造的盘式制动器并且因此经常超越不了理论考虑的阶段。

发明内容

在这种背景之前，本发明的目的是实现一种机电运行的自行增力的盘式制动器，该盘式制动器在简单的结构中是可廉价地制造的。该盘式制动器应该也优选提供优点，即由于有效的自行增力，电动的驱动装置

的功率需求相对于可比较的直接机电操纵的制动器也在制动衬片摩擦系数的界限范围内最小。

本发明通过权利要求 1 的主题解决所述目的。

本发明这样实现压紧单元的设计，使得该压紧单元在压紧运动期间将电动的驱动装置的输出轴的同样的旋转转换成制动衬片的一种运动，该运动至少在切向方向（方向 U）上的运动分量是非线性的。

有利的结构在从属权利要求中可知。

通过本发明不仅降低对于商用车辆的制动设备的制造价格，而且由于有效的自行增力，机电的驱动装置的功率需求相对于可比较的直接机电操纵的制动器也在制动衬片摩擦系数的界限范围内显著减少。甚至按尤其有利的变形方案相对于非自行增力的构思可以明显减少功率需求。

在此也可能的是，与现代的压缩空气制动器比较满足相同的功率要求并且也使得相同的预定的安装条件和重量设定值变得合理。

也可以利用可调整的斜坡系统，以便实现一个可靠的并且也在由于冷却而收缩的摩擦体中自动调整的驻车制动器。因此本发明另一主要的优点在于，通过建议的盘式制动器在没有附加的必需的操纵部件的情况下也实现可靠作用的驻车制动。

在此具有最大自行增力的斜坡角必须这样确定，使得在最低可考虑的衬片摩擦系数时自行增力也还是可能的。

从而在置入的制动器中得到制动器的仅机械的保持作用。在制动衬片和/或制动盘收缩时或者在停止阶段期间出现摩擦系数下降时进行制动器的自动调整并且进行制动器的自行增力的调整，以便车辆保持静止。

优选电动的驱动装置与一个控制装置和/或调节装置连接，该控制装置和/或调节装置设计用于控制或者调节调整元件或者制动衬片的位置。在此根据上级单元（例如控制器）的设定值调节制动衬片单元的位置。

控制装置和/或调节装置优选如下运行：

优选的调节构思的基础是车辆的制动调节或者滞后调节，如该调节在具有压缩空气制动设备的当今的 EBS 调节的车辆中是常用的。

在这种制动设备中驾驶员或者自动的车辆系统预定一个制动期望或

者刹车期望或者滞后期望，该期望被转换成“制动”的信号，该信号由EBS系统处理并且转换成车轮制动促动器（气动缸或者电机）的相应的控制，这导致一个相应的制动操纵。

在气动操纵的盘式制动器中通常进行相应制动器的操纵缸的单纯压力控制，因为制动压力 \Rightarrow 缸力 \Rightarrow 张紧力 \Rightarrow 摩擦力的关系在足够窄的界限内是精确的或者可确定的并且可再现的。

在自行增力的机电操纵的制动器中在促动器调整参数与摩擦力之间足够的精确性通常不再给出。

经常采用马达电流作为这种机电式自行增力的制动器的促动器调整参数。但是由例如也与温度相关的马达效率、减速传动机构的效率以及最后自行增力机械的效率结合制动衬片的摩擦系数分散（Streuung）得到可获得的制动作用的如此大的误差，使得通过马达电流的制动作用的控制显得不可能。

已经建议直接确定和调节摩擦力（WO 03/100282 或者以后对于具有楔式操纵装置的已知的自行增力的制动器 EP 0 953 785 B1）。

在这种方法中问题在于，找到用于确定摩擦力的适合的措施。此外得到这样的困难，即摩擦力以很强的程度通过制动器振动和车轮振动受到影响并且从而是一个可能很难控制的调节参数。

因此应该找到对于自行增力的制动器的调节方法，该方法也尤其良好地适合受载荷的盘式制动器并且避免与摩擦力调节相关的问题。

总之为了解决所述目的，本发明实现一种用于控制自行增力的制动器的方法，其中一个由促动器施加的操纵力借助于一个在促动器与制动衬片之间设置的自行增力装置加强，其中促动器与一个控制装置或者调节装置连接，该控制装置或者调节装置设计成用于控制促动器，以便调节制动衬片单元的位置，其特征在于：在调节时确定并且补偿在由制动系统调节的车轮制动器的情况下由误差引起的制动力差（称为第三调节参数）。

本发明也实现一种用于进行驻车制动的方法，包括一种按本发明的制动器，其中以简单的方式在驻车制动时制动器仅借助于制动柱塞压紧，

直到滚动体使得衬片单元一直移动到盘上，因此自行增力的作用在没有操纵曲柄的情况下采用。

在此为了确定用于调节所需的信号采用尽可能已经存在的并且可靠的和已经证实的传感系统。

首先讨论第一种变形方案

解决方案 1: 第三调节参数

下面描述的解决方案设定一个制动系统，在该制动系统中在车辆调节参数“制动或者滞后”与促动器调整参数“电流或者促动器位置”之间引入一个第三调节参数，该第三调节参数基本上确定用于在由制动系统调节的车轮制动器的情况下补偿由误差引起的制动力差。

对于每个车轮单独地确定第三调节参数并且与在其他的车轮上确定的值进行比较。

在与 EBS 系统的设定值有不允许的偏差时对于各制动器的设定值（马达电流或者促动器位置）相应地叠加一个修正因子，用该修正因子补偿存在的制动力差。

这个适配过程必要时以较小的步长通过多个制动操纵进行。

作为第三调节参数优选分析相应车轮的车轮滑动。

在这种方法中意想不到地不必产生在车轮滑动与制动力之间的精确的关系，而是在各车轮上得到的车轮滑动特性参数仅适应于 EBS 系统的确定的设定额定值（Sollwertvorgabe）。尤其在此尽可能精确地适应各轴的制动器的车轮滑动特性参数。各轴的车轮滑动特性参数的彼此协调在第二步骤中在考虑对于各轴的制动系统的必要时不同的设定值的情况下进行。

有选择地也可以确定在制动器上作用的张紧力作为第三调节参数。张紧力的确定在制动器的承力的构件例如制动钳上通过变形行程或者构件应力的测量是可能的。在此所需的传感器可以设置在制动器内部并且必要时集成到一个设置在制动器内的控制电子装置内。

解决方案 2: 借助于促动器位置或者马达电流的控制与误差补偿结合
第二解决方案建立在当今的 EBS 系统的存在的调节算法的基础上，

其中仅促动器调整参数压力通过另一系统特定的 (systemspezifisch) 调整参数取代。尤其提供促动器位置和马达电流作为系统特定的调整参数。

在现有技术的评论中已经提及较大的误差分散, 该误差分散使该方法的应用变得困难。所以必须在很大程度上切断在作用链中存在的误差影响。

这优选用一个或者多个下面的措施作用:

- 在制动促动器的操纵之前空气间隙通过调整装置克服, 使得空气间隙在通过制动促动器的真正的制动进给运动开始时已经不再作为误差源存在。
- 磨损状态和温度状态不同的制动衬片压缩的影响通过修正因子补偿到制动系统的设定额定值。在此对于每个制动器精确地确定两个制动衬片的磨损状态。同样通过分析制动器的能量平衡 (Energiebilanz) 确定该制动器的焓并且从而也确定制动衬片温度。能量平衡的分析可以通过电子制动系统或者通过在制动器中集成的电子控制装置进行。
- 张紧力 - 钳扩张的关系的因制动器而异的 (bremsenindividuell) 分散通过校准过程在制动器装配时补偿。在此制动钳例如在装配线上最终检验时用确定的力加载并且确定在此发生的扩张或者直接确定为此需要的促动器调节行程。确定的力施加优选这样进行, 使得在制动钳中例如取代制动盘而采用承力器并且然后控制用于产生预定张紧力的促动器。张紧力 - 促动器位置的这样确定的关系现在可以例如保存在一个在制动器中集成的电子装置中。
- 在采用马达电流作为促动器调整参数时, 所述的误差补偿以相同的方式应用。然后张紧力 - 马达电流的关系在校准过程中进行确定并且如上面描述的那样保存。在校准过程中也消除至少用于室温条件的传动机构和电机的误差影响。在电机上例如在该电机的永久磁铁上的温度影响又可借助于上述热平衡计算进行补偿。

对于自行增力装置的确定位置的导致的法向力与许多因素有关, 如:

- 当前的空气间隙

- 垂直于摩擦表面的制动器（钳）的刚度
- 尤其是衬片的可变的刚度，所述刚度取决于：
 - 衬片位置
 - 磨损状态，即残余厚度
 - 温度
 - 以前的发展情况（Vorgeschichte）（对可压缩性的影响）
 - 吸湿性
- 在制动期间钳和盘的变化的温度
- 在制动衬片与制动盘之间的摩擦系数（对自行增力效果并且从而对法向力即也对摩擦力的影响）。这本身也取决于：
 - 温度
 - 速度

如果完全不考虑所述参数的影响，那么根据本发明的教导用于实现确定的压紧力的斜坡位置的有针对性的控制几乎是不可能的。

相反通过本发明以简单的方式变得可能的是，通过自行增力装置或者制动衬片的有针对性的跟踪控制可以实现一个期望的衬片压紧力并且可以放弃摩擦力的从额定值到实际值的可较难实现的补偿，或者但是通过衬片压紧力或者摩擦力的额定值/实际值的比较允许一个对于制动器的有针对性的预控制。

按本发明这如下实现，即干扰量通过考虑相关的参数进行补偿，该干扰量影响在斜坡位置或者衬片位置与衬片压紧力之间的相关性。

在此确定特性曲线，该特性曲线按自行增力装置（例如斜坡）或者由促动器预定的调节行程的位置确定相应的压紧力。

该特性曲线优选持续实现，以便例如可以考虑如温度和速度的影响。

制动衬片在制动盘上的贴靠点例如借助于电的促动器的电流或者通过当前的空气间隙和斜坡几何形状的计算进行确定。

特性曲线的坡度与斜坡位置或者衬片位置相关地适配于：

- a) 垂直于摩擦表面的制动器（钳）的刚度

可以按实验或者通过计算确定并且几乎是恒定的。

b) 尤其是衬片的可变的刚度，该刚度取决于：

- 衬片位置

或者通过在可容忍的范围内的说明或者通过在衬片更换时在电子控制器中的相应参数的输入/选择。

- 磨损状态，即残余厚度

连续地传感（现有技术）

- 温度

或者通过测量或者通过计算例如借助于能量积分、冷却功率等。

- 以前的发展情况（对可压缩性的影响）

制动衬片历史（老化）的记录，例如借助于能量积分、最大温度等。可以按经验确定衬片刚度与老化之间的关系。

c) 在制动期间钳和盘的变化温度

或者通过测量（例如热元件）或者通过计算。

d) 在制动衬片与制动盘之间的摩擦系数（对自行增力效果的并且从而对法向力即也对摩擦力的影响）。

这本身取决于如下等：

- 温度

- 速度

相关性的按经验的确定。

有选择地或者附加地，制动器也可以通过确定作用在衬片与盘之间的法向力进行调节。该法向力例如可以通过钳撑开的传感进行确定。如果实际的法向力与期望的法向力偏离，那么该法向力可以借助于描述的位移 - 力 - 特性曲线适配。

压紧单元或者压紧斜坡可以通过一个角度确定地构成为压力斜坡、拉力斜坡或者拉压斜坡。尤其在拉压斜坡的情况下有利地选择自锁系统作为驱动装置，即一个在操纵方向上通过一个不寻常地高/低的摩擦系数引起的较高的力不会导致斜坡的不能控制的移动。

所述的干扰量补偿也可以对于直接操纵（操纵面 = 支承面）的系统应用

作为独立的变形方案并且也作为本发明的进一步方案设定，电机直接地或者通过至少一个或者多个传动机构旋转一个曲柄，该曲柄具有一个作为从动元件的曲柄销，该曲柄销用于使制动衬片单元运动，其中曲柄销平行于制动盘轴线定向。该布置紧凑地构成并且可结构简单地实现。

在此优选电机具有一个从动轴，该从动轴平行于制动盘轴线地定向并且该从动轴直接地或者通过其他的中间连接的传动元件旋转曲柄，该曲柄作用到制动衬片单元上。

如果至少两个或者更多个优选本身轴向长度可改变的制动柱塞的每个压力面在面向制动衬片单元的侧面上设有一个具有斜坡形轮廓的凹槽，滚动体相应嵌入到该凹槽中，该滚动体一方面支承在制动柱塞的压力面的斜坡形轮廓上并且另一方面支承在制动衬片单元上，那么自行增力的制动器可以尤其多方面地应用并且可靠地调节。在此适宜的是，用于操纵压紧单元的所述至少一个电动的驱动装置或者另一电动的驱动装置设计成另外用于驱动制动柱塞，至少用于改变制动柱塞的轴向长度。

另外根据本发明的另一独立的变形方案，压紧单元具有至少一个尤其是两个或者甚至更多个制动柱塞（调整活塞），所述制动柱塞平行于制动盘轴线 BA 地定向并且所述制动柱塞在其一端通过一个支承装置支承在制动钳上或者在一个与制动钳连接的构件上，该支承装置相应地允许制动柱塞的至少一个部件绕该制动柱塞的纵轴线旋转。

总之获得下面的优点（分别对于本身并且也在组合中）：

- 通过曲柄的简单的圆周操纵
 - 同轴设置的驱动单元
 - 优选集成的控制电子装置
- 丝杆操纵和曲柄操纵的简单的结合
 - 通过丝杆的贴靠功能 - 通过曲柄的力行程
 - 通过丝杆的贴靠和适配制动 - 在高载荷制动时的曲柄操纵
 - 通过丝杆的驻车制动功能
- 可靠的并且不复杂的驻车制动功能
 - 通过丝杆预紧 - 通过增力系统在没有曲柄操纵情况下的自动的再

张紧

必要时通过曲柄操纵的附加的再张紧

接通高增力的斜坡角

- 利用共同的驱动装置

可转换的分配传动机构

自动转换（仅通过丝杆的贴靠功能）

外部接通（通过丝杆的驻车制动功能和部分载荷制动功能）

- 可变的自行增力

多级，可转换

无级，自动适配和/或外部控制

- 制动柱塞的受控制的自锁

由自锁到无自锁运行的受控制的并且在误差情况下的自动转换

a) 自锁的丝杆和一个无自锁的前级（折叠式斜坡、球式斜坡等）的接通

b) 无自锁的丝杆和一个产生自锁的前级（自锁的传动级等）的接通

- 无间隙的驱动装置

用于从驱动马达直至衬片压板的传力路径中排除间隙的措施。

附图说明

下面参考附图借助于实施例详细描述本发明。其中：

图 1-3 显示相应的草图，各草图按剖视图的形式描述按本发明的盘式制动器的不同变形方案的原理结构，

图 4 显示用于描述图 1 至 3 的盘式制动器的原理功能的另一草图，

图 5 显示另一按本发明的盘式制动器的作为剖视图的草图，

图 6 显示压力柱塞的部分区域的不同视图，在图 6a 中具有用于贴在制动衬片单元上的压力元件。

具体实施方式

所示的构思方案以其重要特征在下面描述。

首先详细描述图 1 的功能原理，包括在制动柱塞的压力面 5、6 上的

不可调整的斜坡坡度。

然后图 3 显示一种具有可无级调整的斜坡坡度的变形方案并且图 2 显示一种具有可有级调整的斜坡坡度的变形方案。图 4 与图 1 相结合描述基本功能原理。

按本发明的盘式制动器优选地以固定钳式构思为基础，其中一个单件式或多件式的制动钳 1（也称作制动器壳体）相对于一个制动盘 2 不运动地固定在轮轴上。下面描述的构思的基础一定程度上是一个具有外部机电操纵的并且电子调节的磨损调整装置的固定钳式制动器。作用原理和所述的特征原则上对于其他的制动器结构形式例如滑动钳式制动器或者摆动钳式制动器也是可采用的。仅仅机械/气动操纵的基本制动器的包含制动操纵装置的钳头通过具有自行增力的机电的压紧单元代替。一个具有这种方式的气动操纵的压紧装置的固定钳式制动器例如在 DE 36 10 569 A1、DE 37 16 202 A1 或者 EP 0 688 404 A1 中显示。一个具有电动调整装置的固定钳式制动器在 WO 02/14 708 A1 中显示。在建议的实施例中（如果期望的话）可以分别在反作用侧上设置这种电动调整装置。

在图 1 中制动钳 1 仅在其压紧侧的区域中表示。实际上该制动钳优选框架形地包围制动盘的上面的圆周区域并且固定在一个在此不可见的轴法兰上。

制动钳 1 在其面向具有一条制动盘旋转轴线的制动盘 2 的侧面上具有一个或多个优选两个开口 3、4 并且具有一个对应数量的制动柱塞 5、6（在此为两个），所述制动柱塞平行于制动盘轴线 BA 地定向。

根据图 1 至 4 分别设置两个彼此平行的制动柱塞 5、6。

两个制动柱塞 5、6 或者调整活塞分别直接地或者通过中间连接的元件（在此为滑动轴瓦 9、10）支承在制动钳的背离制动盘的后壁 11 上。优选球 7、8 与滑动轴瓦 9 一起用作为支承装置。

支承装置这样设计，使得它们允许制动柱塞 5、6 或者调整活塞绕其自身的纵轴线 LA 旋转。

在此分别在制动柱塞 5、6 中并且在制动钳中构成球段形的（球冠形的）凹槽，其中滑动轴瓦 9、10 置入到其中一个凹槽内（在此置入到制

动钳中的凹槽内)，使得球 7、8 能够相对于滑动轴瓦旋转。

球 7、8 也可以有选择地作为球形突出部在制动柱塞 5、6 的面向制动钳的端部上构成（在此未描述），然后所述球形突出部嵌入到具有滑动轴瓦的制动钳中的对应凹槽内。

取代球和凹槽，平面的滑动支承或者环形的支承等（在此未描述）也是可考虑的。

制动柱塞 5、6 分别具有一个设有外螺纹的丝杆 12，在该丝杆上可旋转地设置一个具有对应内螺纹的套筒形的螺母 13。所述螺纹可以根据设计的不同情况构成为非自锁的或者自锁的。

螺母 13 在其背离制动盘的侧面上具有一个法兰 31，其中压力弹簧 32 分别作用在法兰 31 与制动钳 1 的内壁之间，所述压力弹簧同心地包围螺母 13 并且在法兰上施加一个预定的力或者使得法兰 31 相对于制动钳内壁预紧。

有选择地整个机构朝压板张紧。

根据图 1 至 4，每个制动柱塞 5、6 的螺母 13 设置在面向制动盘的侧面上并且丝杆 12 设置在面向制动钳内部的侧面上。相反的结构也是可考虑的（在此未描述）。

通过在丝杆 12 上拧螺母 13 可以调整每个这样构成的制动柱塞 5、6 的轴向长度，例如用于补偿制动衬片磨损并且在衬片贴靠到制动盘 2 上的情况下。

制动柱塞 5、6（在此为螺母 13）在其面向制动盘的侧面上即在其压力面上分别设有一个斜坡形的凹槽或者轮廓 14，其最深点优选位于制动柱塞的纵轴线的范围内。

这尤其较好地体现在图 6 中可见。根据图 6，两个彼此旋转 90° 的“运动轨道”或轮廓 14a、14b 设置在制动柱塞 5、6 的螺母 13 内，所述轮廓分别具有一个相对于纵轴线 LA 的不同大小的开口角 α_1 、 α_2 。当制动器压紧时，通过制动柱塞 5、6（或者在此为螺母 13）以 90° 绕其纵轴线的旋转，可以利用一个或另一个轮廓 14a、14b，这导致制动器的不同的特性（下面还更详细地描述）。

凹槽或运动轨道 14 以相对于纵轴线 LA 的恒定的开口角或者斜坡角 α 圆锥形地构成, 或者但是例如根据一种尤其优选的变形方案优选按可改变的锥面轮廓例如圆锥轮廓的形式构成, 其相对于制动柱塞 5、6 的纵轴线 LA 的斜坡角 α 在圆周方向 (相对于制动柱塞的纵轴线 LA) 上例如有级地 (图 6) 或连续地变化。

在凹槽 14 中分别嵌入滚动体 16, 在此该滚动体在优选的结构中构成球 16。

有选择地根据一种有选择的实施形式, 例如圆柱形的或者以另外的方式形成的滚动体 (例如桶) 是可考虑的, 然后它们例如在制动柱塞中的槽形的凹槽上滚动。但是因此如下面变得显而易见的那样可能并非本发明的所有的在图 1 至 3 中给出的实施形式是可实现的。但是根据图 1 的形式的在压力面内具有一个槽的实施例是可实现的。

滚动体 16 在其背离制动盘的侧面上嵌接到根据滚动体 16 的结构的不同情况构成的在此为球冠形的滑动轴瓦 17 内, 所述滑动轴瓦置入在压板 18 中的对应成型的凹槽内, 该压板贴靠在具有制动衬片材料 21 的压紧侧的制动衬片 20 的支承板 19 上, 该制动衬片在制动钳 1 内平行于制动盘旋转轴线 BA 并且在圆周方向 U 上 (或者切向或者平行于切向) 相对于制动盘 2 可运动地设置。

在压板 18 与螺母 13 之间的夹紧弹簧 22 使得压板 18 在预紧的情况下保持在螺母 13 上。有选择地也可考虑压板以其他方式例如在壳体 (钳) 上张紧。

电的驱动马达 23 用于驱动制动器, 优选一个减速传动机构 24 设置在该驱动马达后面, 该减速传动机构的从动轴 25 作用到另一设置在丝杆之间的中心的传动机构 26 尤其是行星齿轮传动机构上。

在此从动轴 25 驱动行星齿轮传动机构 26 的太阳轮 27, 该太阳轮带动行星轮 28。行星轮 28 (在此未详细描述) 与太阳轮 27 和一个内齿的和外齿的环 29 啮合。根据转换状态的不同情况 (可转换性在此未详细描述), 该行星轮使得行星形件 (Planetenstern) 33 或者环 29 旋转。环 29 以其外齿部与齿轮 30 啮合, 所述齿轮 30 安装到丝杆 12 上或者成型到

所述丝杆上。

为了自动地转换驱动装置（例如电机），可以设置一个受弹簧载荷的球座圈机构（在此未描述）。转换过程也能够以其他方式实现（例如电磁的）。

在行星形件 33 的轴向延长线上设置一个在此是圆柱形构成的并且平行于制动盘轴线设置的曲柄 34，该曲柄在其面向制动盘 2 的侧面上通过一个偏离中心地（偏心地）构成的、同样平行于制动盘轴线 BA 平行地定向的曲柄销 35 嵌入到在制动衬片单元中的对应的开口 36 内，其中开口 36 具有例如与曲柄销 35 的横截面对应的横截面，或者但是例如滑槽形地尤其是长孔形地构成（在此例如垂直于图平面）。

在图 1 的实施例中操纵装置或者压紧单元由两个为了磨损调整而长度可改变的调整活塞或者制动柱塞 5、6 构成，它们在其面向制动盘 2 的压力面上具有按斜坡轮廓的形式的凹槽 14，滚动体 16 在所述凹槽上运动，该滚动体将由制动器产生的压紧力传递到制动衬片单元上或者传递到位于制动衬片上的压板上。

在制动衬片单元或者压板 18 的压力面内滚动体 16 通过相反地构成的斜坡外形（在此未描述）容纳，或者（优选，因为滚动体特别可靠地引导，在此描述）在滑动支承床（滑动轴瓦 17）中容纳。

制动衬片单元这样弹性地压靠到制动柱塞和调整活塞 5、6 上，该制动衬片单元在此由制动衬片 20 和压板 18 的单件式或多件式组合构成，使得在它们之间设置的滚动体 16 弹性地夹紧在制动衬片单元与制动柱塞之间。

制动器的操纵在制动衬片 20 贴靠到制动盘上的贴靠过程之后通过压板连同制动衬片 20 平行于制动盘的摩擦表面在该制动盘的旋转方向上或者圆周方向上的移动进行。

这种移动优选通过曲柄机构 35、36 产生，该曲柄机构以从动销并且在此以曲柄销 35 大致在中心在制动衬片单元 18、20 的压板 18 上作用并且平行于制动盘的旋转轴线支承在压紧壳体（制动钳）1 内。

曲柄机构的操纵通过电的驱动装置例如具有后置的传动机构 24 的电

机 23 进行。

图 1 的特征在于一个恒定的斜坡角 α 。因此实现一个尤其简单的结构，该结构的特点在于牢固的结构、良好的运行安全性和较低的制造价格。特别地可以采用极小的输出功率的电机 23。在此提供球 16 作为廉价的滚动体，该滚动体本身在一定程度上在斜坡表面上定向。为了提高承载能力球也可以在适合的沟道内运动。

一种具有作为滚动体 16 的滚柱的变形方案相反具有一个尤其小的滞后（在此未描述）。

图 2 与图 1 的变形方案的区别首先在于，凹槽 14 的斜坡角在围绕调整螺母或者制动活塞 5、6 的纵轴线的圆周方向上不是恒定的，而是可变化的，使得根据螺母 13 的旋转的不同情况存在不同陡的斜坡角 α 。在此对于不同的旋转情况球沟道设有不同的坡度。

在此压紧特性以简单的方式变化，因为螺母 13 例如通过一个单独的优选机电结构形式的调整促动器 39（例如另一较小的电机）旋转，该调整促动器通过一个具有齿轮 41 的从动轴 40 旋转螺母 13，例如在此该调整促动器通过从动轮 41 例如在其中一个螺母 13 的法兰的外齿部上驱动该螺母并且另一螺母 13 通过皮带传动装置 42 带动，该皮带传动装置缠绕两个螺母 13。

图 1 至 2 的可获得的自行增力程度也可以在摩擦系数的界限范围内提高。但是转换仅可以在松开状态下进行，因为螺母 13 在制动器的压紧期间不能旋转。

根据图 3，斜坡角围绕制动柱塞 5、6 的纵轴线 LA 连续切向地改变。这用于自动的角度适配。

在此一个轴向于第一行星齿轮传动机构 26 错开的另外的第二行星齿轮传动机构 37 一方面连接到曲柄 34 与第一行星齿轮传动机构 26 之间并且又设置在制动柱塞之间的中心，该第二行星齿轮传动机构具有一个由行星轮 43 驱动从动环 38，该从动环带动外齿的螺母 13，相反该行星齿轮传动机构的行星形件 44 又驱动曲柄或者使该曲柄绕其纵轴线旋转。

在此在制动压紧时下面的运行是可能的：

该制动压紧分解成以下阶段：

1. 克服空气间隙，
2. 建立制动力，
3. 松开制动器，
4. 调节空气间隙。

阶段 1: 克服空气间隙

在制动之前初始情况如下。

首先曲柄 34 在零位上（图 1），在该零位上该曲柄例如借助于受弹簧载荷的球座圈保持（在此未描述）。

调整螺母 13 在这种情况下借助于压力弹簧 32 用摩擦力矩或者保持力矩加载，它始终大于丝杆摩擦力矩。

首先驱动马达 23 在进给的旋转方向上旋转丝杆 12。在此行星形件 33 在从动机构 26 中通过止动的曲柄卡住。外齿轮或者内齿的和外齿的环 29 在进给方向上旋转调整丝杆 12，直到制动衬片 21 贴靠在制动盘 2 上。

在此调整螺母 13 通过足够高的保持力矩防止旋转。

然后通过建立的反作用力调整丝杆或者制动柱塞 5、6 在优选（但是不是绝对必要的）可运动的制动盘 2（在固定钳的情况下可轴向运动）上卡住，该制动盘贴靠在反作用侧的衬片上（在此未描述）。

阶段 2: 建立制动力

由于卡住的调整丝杆 12，在曲柄 34 上的驱动力矩现在这样大大上升，使得该曲柄由止动位置松开。

现在曲柄 34 在相对于制动盘 2 的旋转方向上推动制动衬片，直到达到由控制装置预定的位置（图 4）。

在此制动衬片的运动分量在圆周方向上（平行于制动盘摩擦表面）或者切向上或者平行于曲柄销的切向 U 表现为非线性的，因为在曲柄销的圆形轨道上首先在圆周方向上比曲柄销 35 在其圆形轨道上的过去的运动每单位时间经过更大的行程。具有曲柄机构的传动机构这样设计，使得在电机上和从动销上的在圆周方向上的角运动不是转换成制动衬片

的线性运动，而是转换成滞后的运动。

现在对三种情况进行区分。

情况 1

当前的制动衬片摩擦系数足够精确地相当于在凹槽 14 中或者在调整螺母 13 的压力面中的斜坡倾角的正切。

预定的位置在这种情况下通过仅较小的调整力耗费实现。

情况 2

当前的制动衬片摩擦系数明显大于在凹槽 14 中或者在调整螺母 13 的压力面中的斜坡倾角的正切。

通过过大的自行增力，制动衬片 20 通过制动盘旋转运动比相应于预定位置的情况下更强且更远地被带动。

在制动盘 2 的运动方向上由制动衬片施加一个旋转力到曲柄 34 上。

因为电的驱动马达 23 使得行星齿轮传动机构 26 和第二行星齿轮传动机构 37 的太阳轮 27 保持在额定位置上，所以曲柄 34 并且从而第二传动机构 37 的行星形件 44 的继续的旋转产生第二传动机构 37 的外齿轮或者内齿的和外齿的外环 38 并且从而两个调整螺母 13 的旋转。

在此克服两个调整螺母 13 的保持力矩。

通过调整螺母 13 的旋转，起作用的斜坡倾角 α 在减小的自行增力的方向上变化，直到起作用的自行增力足够精确地适配当前的制动衬片的摩擦系数。

情况 3

如果当前的制动衬片摩擦系数明显小于在调整螺母 13 的压力面上的凹槽 14 中的斜坡倾角 α 的正切，那么制动衬片通过较小的自行增力被不充分地带动。因此在曲柄 34 上一个相对较高的驱动力矩变得需要，以便制动衬片 20 运动。

由于在传动机构 24 的空心轮上起作用的反作用旋转力矩，调整丝杆 5、6 在自行增力过程的提高的方向上旋转，直到起作用的斜坡倾角 α 的正切又足够精确地与制动衬片摩擦系数协调。

阶段 3: 松开制动器

为了松开制动器，曲柄 34 并且从而制动衬片 20 通过电的驱动马达回到止动位置上。

在曲柄上为此必需的力需求是较小的，因为自行增力在之前的制动过程中被适配。

在曲柄 34 卡入到止动位置上时产生一个转矩突变。

通过分析电的驱动马达的运行数据（例如转速、电能消耗）可知止动位置的到达。

阶段 4: 空气间隙的调节及其控制

因为现在曲柄 34 力封闭地止动，在电的驱动马达 23 的继续的倒转运动时传动机构 26 又被激活，通过该传动机构现在往回旋转调整丝杆 12，用于松开制动器并且用于产生确定量的空气间隙。

通过在第一阶段中制动衬片 20 贴靠到制动盘 2 上，实现空气间隙的控制，并且通过从该位置的确定的回行实现空气间隙的调节。

通过电的驱动马达的位置信号的分析在空气间隙调节之后磨损值的确定变得可能。

下面简短地解释在回行时用于制动的给定的可能性。

在回行时的制动:

通过适合的措施例如通过车轮转速传感器（例如 ABS 传感器）的旋转信号的相应的分析在制动器上/内的在一个在此未描述的控制器上或者在制动系统的一个上级的控制器上区分前进与回行，该控制器与电机连接和/或控制该电机。

通过制动控制在阶段 1 结束之后在相应于制动盘旋转方向的旋转方向上控制曲柄 34。下面从其他方向观察本发明。

首先再一次详细讨论具有不可调整的斜坡坡度的图 1 的基本原理。为了实现本实施形式首先在制动柱塞 5、6 内具有斜坡形式的凹槽 14 的实现是必须的。

对应地在衬片压板 18 中构成一个对应斜坡或者（更好地）滚动体 16 在衬片压板 18 内可旋转地支承，或者斜坡在衬片压板 18 中构成并且滚动体支承在制动柱塞中（在此未描述）。

为了滚动体 16 在制动柱塞 5、6 的螺母 13 的凹槽启动并且为了使得制动衬片 20 朝制动盘移动，必需的是，衬片压板与制动衬片在圆周方向上的移动优选通过一个同轴于制动盘纵轴线的并且平行于该制动盘纵轴线设置的调整元件（在此是曲柄 34）实现。螺母 13 优选在真正的制动过程期间不旋转。

在制动柱塞 5、6 中的双向的斜坡外形（在圆周方向 U 上和与该圆周方向相反）在此在两个行驶方向上允许自行增力作用。

优选地曲柄机构 14 通过具有后置的传动机构 24、26 的电机 23 驱动。

可考虑的是，设置一个用于制动柱塞的单独的驱动装置，或者但是使得调整驱动装置和曲柄驱动装置相结合（图 1 和图 2）。后者具有优点，即仅需要一个唯一的用于两种功能的驱动马达。

在此也可考虑，通过单独的调整驱动装置进行空气间隙的克服（功能描述的阶段 1）。

同样通过曲柄驱动装置借助于尤其是“陡的斜坡”在移动开始时进行空气间隙克服是可考虑的。

在制动柱塞 5、6 中的双向的斜坡外形（凹槽 14）在此在两个行驶方向上允许自行增力作用。衬片移动的与车轮旋转方向相关的控制是可实现的。

根据图 3，凹槽 14 或者在制动柱塞中的斜坡构成为类似截锥的空心体。滚动体又支承在压板 18 中。因此斜坡坡度与衬片摩擦系数的适配通过制动柱塞 5、6 的旋转是可能的。制动柱塞 5、6 的旋转通过一个单独的驱动装置 39 或者自动地通过一个分支的传动机构 26 进行，该传动机构使得在从动旋转运动中由驱动马达 23 产生的旋转运动可以传递到曲柄 34 上和制动柱塞 5、6 的旋转装置 12 上。

分支的传动机构 26 优选是一个行星齿轮传动机构。一个在曲柄销 35 上变得起作用的移动力（在过小的自行增力时制动衬片单元通过曲柄 34 的移动或者在过大的自行增力时曲柄 34 通过制动衬片单元的拉动）在分支的传动机构 26 中引起反作用力矩，该反作用力矩是力求的，在输入轴上和/或在制动柱塞 5、6 上产生旋转运动。现在如果在输入轴上施加一

个足够高的保持力（例如通过驱动马达，该驱动马达通过其电子控制保持输入轴的位置），那么在制动柱塞 5、6 上进行旋转。

在调整活塞 5、6 的旋转方向合适地适配于作用到曲柄销上的力的方向时，斜坡坡度在过大的自行增力时（衬片单元在曲柄销上拉动）旋转过陡的斜坡角，并且在过小的自行增力时（曲柄销移动衬片单元）调整过平坦的斜坡角，即在自行增力增大的方向上。

在带有可有级调整的斜坡坡度的方案中，设有至少两个成角度地设置的不同坡度的斜坡轨道。在此滚动体又滑动支承在衬片压板 18 上。

斜坡坡度与衬片摩擦系数的适配通过将制动柱塞 5、6 在之前的制动过程之后转换到更好适配的斜坡坡度上进行，其中出现转换的必要性。

制动柱塞 5、6 的旋转通过一个单独的驱动装置或者自动地例如类似于上述的那样地进行。

转换过程在制动结束之后才激活，其中通过传动机构作用到制动柱塞上的调整旋转运动弹性地存储在一个传递元件内并且在松开制动器时由于制动柱塞的然后又减小的旋转阻碍才进行。

阻碍旋转可以通过由于制动力而作用到丝杆上的摩擦力产生或者由于保持力产生，所述保持力通过电的驱动马达或者一个连接的耦合装置例如一个电磁的耦合装置施加到制动柱塞本身上或施加到传递装置的一个元件上或者所述保持力优选通过球或者滚动体并且借助于由制动柱塞传递的制动力、在斜坡轨道（沟道）中的形封闭的支座以及偏心于制动柱塞中心的存在的位置产生一个保持力矩，所述球或滚动体在制动过程中在斜坡轨道中位于制动柱塞的中心之外。

斜坡轨道的沟道的结构适宜地以这样的形式进行，使得在较小压紧力的范围内即球或者滚动体的较小偏心性的范围内槽深是较小的并且朝制动柱塞的外直径的方向实现一个用于获得较高承载能力的较大的槽深。

在这种方案中可能性在于，在较小的制动力范围内在制动过程期间直接的转换还是可能的。在出现较高的制动力时球或者滚动体在斜坡沟道内才具有这样一个位置，在该位置上在制动期间的转换不再是可能的。

优选为了驱动制动衬片单元采用一个曲柄机构。取代曲柄机构其他的压紧元件如偏心装置等也是可考虑的，如果它们导致制动衬片单元在圆周方向上的非线性的运动的话。

机电的制动器的控制分别借助于在制动器上的计算单元进行或者例如借助于在车辆上的用于一个或多个制动器的上级的计算机进行，各计算单元必要时是联网的。

有选择地，一个线性的驱动装置在很大程度上类似的结构中是可考虑的。取代曲柄销在此一个齿轮段安装到驱动轴上，该齿轮段嵌入到衬片背面部上的齿条中（在此未描述）。

但是优选采用非线性的驱动装置。

图 5 显示按本发明的自行增力的盘式制动器的另一变形方案，该盘式制动器很大程度上相当于图 1 的实施例。

如在图 1 的实施例中那样，操纵装置或者压紧单元由两个为了磨损调整而长度可改变的调整活塞或者制动柱塞 5、6 构成，它们在其面向制动盘 2 的压力面上具有按斜坡轮廓的形式的凹槽 14，滚动体 16 在所述凹槽上运动，所述滚动体将由制动器产生的压紧力传递到制动衬片单元上或者传递到位于制动衬片上的压板上。

附加地设置一个可转换的耦合装置，在此例如是一个磁耦合装置 46，尤其是具有双稳定作用的调节磁铁的耦合装置，该耦合装置这样构成，使得例如在可轴向运动的径向齿部 48 上将曲柄 34 转换到传动链中和从传动链中断开。例如对于驻车制动首先或者甚至可以仅通过制动柱塞 5、6 进行制动，或者但是例如可以仅通过制动柱塞 5、6 的旋转或者制动柱塞的轴向长度的改变进行较小的适配制动。如果相反引入一个“正常的”运行制动，那么转换耦合装置并且通过曲柄 34 进行制动。

作为补充，根据图 5 设有一个用于旋转制动柱塞的转换装置 47，在此螺母由运动轨道 14a 转向另外的运动轨道 14b。转换装置 47 可以构成成为单独的电机或者但是构成成为转换磁铁等，它例如通过齿条等将其中一个螺母 13 旋转 90°，另一个螺母 13 例如通过齿圈带动。在一种这样的装置中可以。

还要说明的是，当前的制动器结构在其调节特性方面也可以尤其有利地分级。

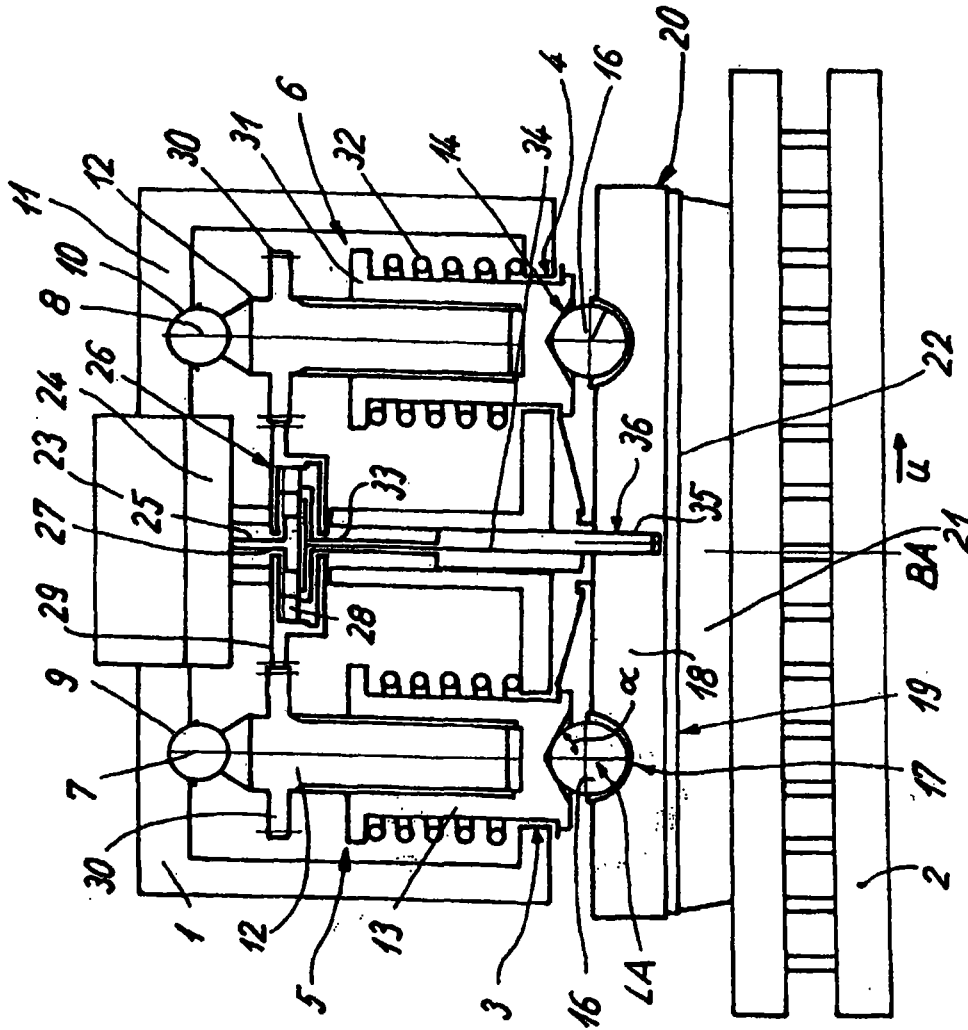
如果例如进行法向力调节，该法向力调节按现有技术作为唯一的调节不认为是可用的，那么有利地作用的是，例如通过制动柱塞支承在制动钳上法向力可非常精确地确定（平行于制动柱塞的纵轴线的力），因为例如相应的传感器设置在制动柱塞上和/或邻接的元件上。

附图标记列表

- | | |
|------|--------|
| 1 | 制动钳 |
| 2 | 制动盘 |
| 3、4 | 开口 |
| 5、6 | 制动柱塞 |
| 7、8 | 支承球 |
| 9、10 | 滑动轴瓦 |
| 11 | 后壁 |
| 12 | 丝杆 |
| 13 | 螺母 |
| 14 | 斜坡形的凹槽 |
| 15 | 凹槽 |
| 16 | 滚动体 |
| 17 | 滑动轴瓦 |
| 18 | 压板 |
| 19 | 支承板 |
| 20 | 制动衬片 |
| 21 | 制动衬片材料 |
| 22 | 夹紧弹簧 |
| 23 | 驱动马达 |
| 24 | 减速传动机构 |
| 25 | 从动轴 |
| 26 | 传动机构 |

27	太阳轮
28	行星轮
29	环
30	齿轮
31	法兰
32	压力弹簧
33	行星星形件
34	曲柄
35	曲柄销
36	开口
37	传动机构
38	环
39	调整促动器
40	从动轴
41	齿轮
42	皮带传动装置
43	行星轮
44	行星星形件
45	齿圈
46	磁耦合装置
47	转换装置
α	斜坡角
LA	纵轴线
U	圆周方向
BA	制动盘轴线

图1



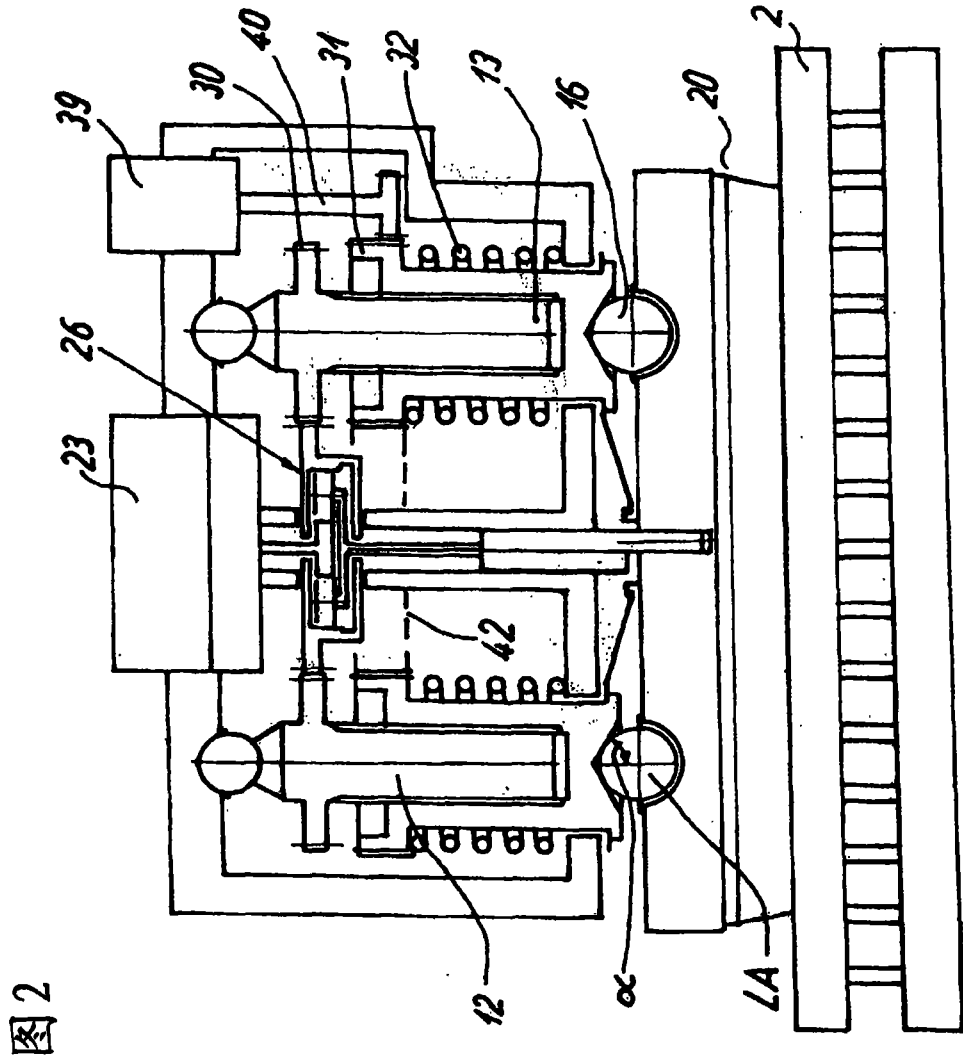
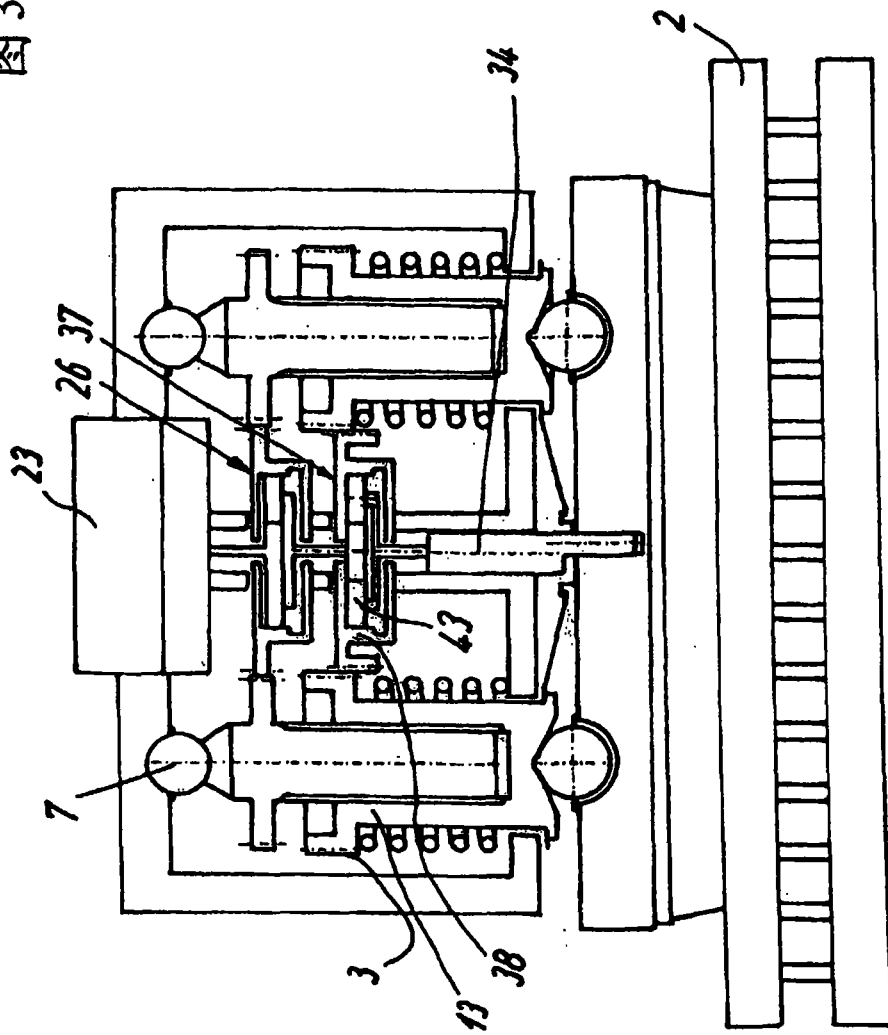


图2

图3



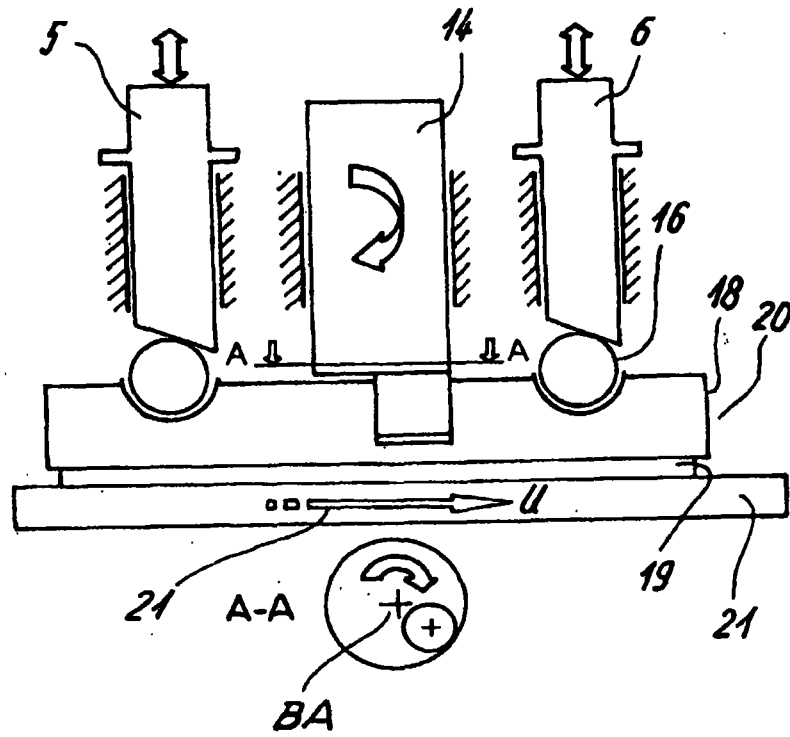


图4

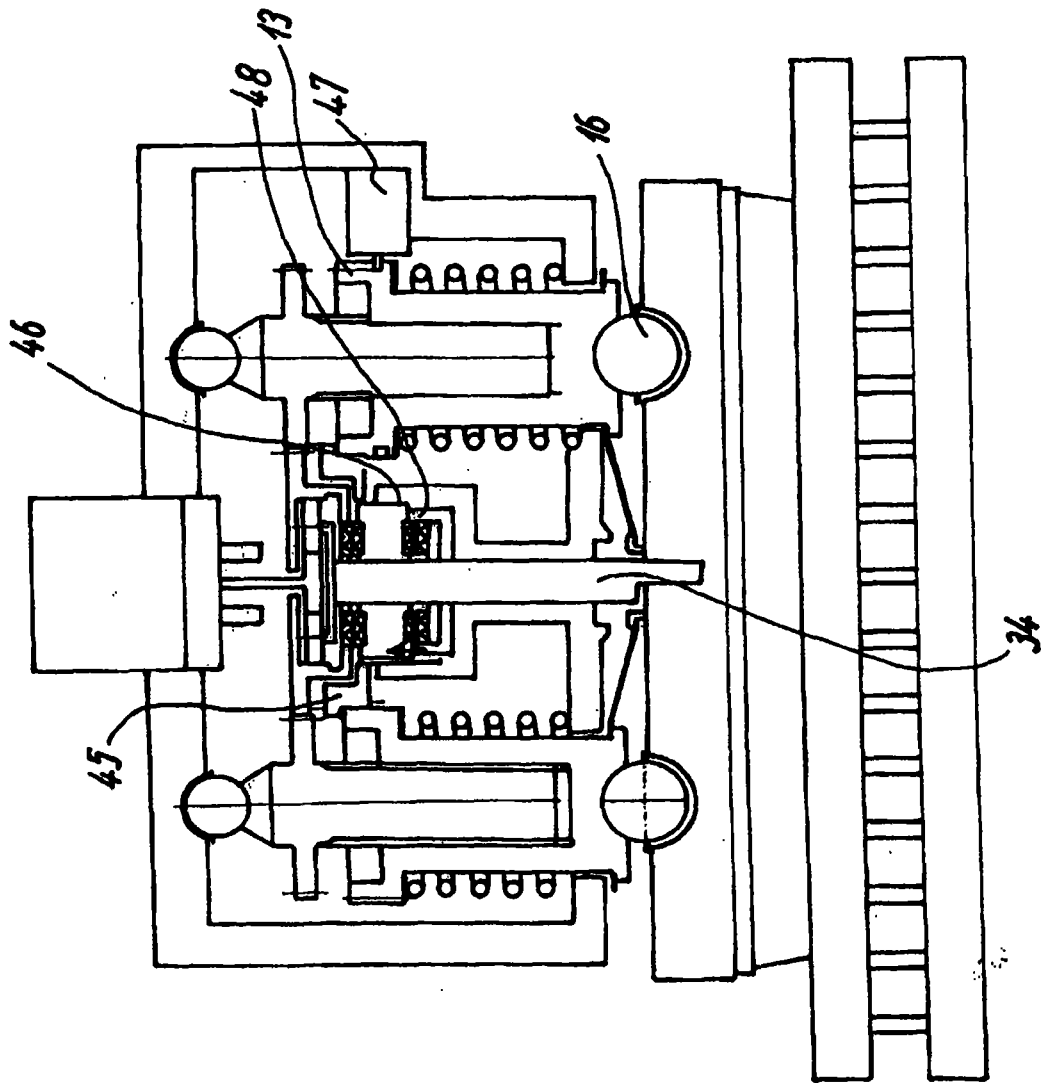


图5

