

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F16D 65/095 (2006.01)



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200580013489.5

[43] 公开日 2007年4月11日

[11] 公开号 CN 1946950A

[22] 申请日 2005.4.21

[21] 申请号 200580013489.5

[30] 优先权

[32] 2004.4.29 [33] DE [31] 102004021126.4

[86] 国际申请 PCT/EP2005/004305 2005.4.21

[87] 国际公布 WO2005/108817 德 2005.11.17

[85] 进入国家阶段日期 2006.10.27

[71] 申请人 卢卡斯汽车股份有限公司

地址 德国科布伦茨

[72] 发明人 曼弗雷德·豪普特 米夏埃尔·朔格
迪尔克·黑斯

[74] 专利代理机构 北京三友知识产权代理有限公司
代理人 党晓林 徐敏刚

权利要求书3页 说明书11页 附图6页

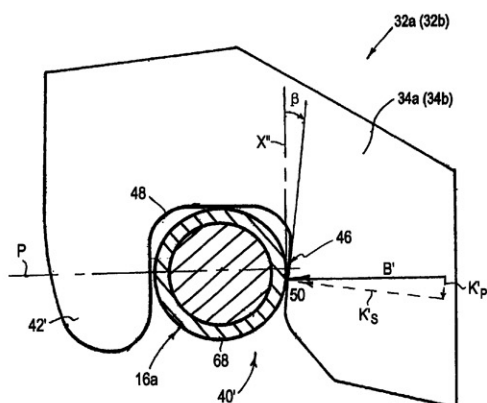
[54] 发明名称

盘式制动器

[57] 摘要

本发明涉及一种盘式制动器，该盘式制动器包括制动器托架(10)，该制动器托架(10)可紧固到车辆上并设有用于相对于盘式制动器(38)轴向引导至少一个制动衬片(32a, 32b)的螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)。所述制动衬片(32a, 32b)具有用于所述螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)的U形凹槽(40, 40')，所述螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)插入到所述凹槽内，并且在制动期间拉力和/或推力被截获在所述凹槽的内表面(44, 46)上。本发明的特征在于，所述U形凹槽(40, 40')中的至少一个的内表面(44, 46)与制动衬片(32a, 32b)的中心平面(X)成一角度，从而使得在制动期间在所述表面(44, 46)和相应螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)之间产生的力(B, B'; R, R')相对于该螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)将所述制动衬片(32a, 32b)挤压到稳定位置

处，所述至少一个安装部的内表面在制动器致动期间撞击螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)。本发明还涉及一种用于在这种盘式制动器中使用的制动衬片(32a, 32b)。



1、一种盘式制动器，该盘式制动器具有制动器托架（10），该制动器托架（10）可紧固到车辆框架上并设有用于相对于制动盘轴向引导至少一个制动衬片（32a，32b）的螺栓（16a，16b，18a，18b），其中所述制动衬片（32a，32b）包括用于所述螺栓（16a，16b，18a，18b）的安装部（40，40'），所述螺栓（16a，16b，18a，18b）接合到所述安装部内，并且所述制动衬片（32a，32b）在制动期间通过所述安装部（40，40'）的内表面（44，46）在所述螺栓（16a，16b，18a，18b）上施加拉力和/或压缩力，该盘式制动器的特征在于，所述安装部（40，40'）中的至少一个的内表面（44，46）相对于所述制动器的中心平面（ X_B ）倾斜，从而使得作用在所述表面（44，46）处的力（ B ， B' ， R ， R' ）的分量（ K_P ， $K_{P'}$ ， K_R ， $K_{R'}$ ）相对于所述螺栓（16a，16b，18a，18b）将所述制动衬片（32a，32b）挤压到稳定位置处，所述至少一个安装部的内表面在制动器致动期间抵靠相应的螺栓（16a，16b，18a，18b）。

2、根据权利要求1所述的盘式制动器，其特征在于，所述安装部（40，40'）的所述内表面（44，46）和该盘式制动器的所述中心平面（ X_B ）之间的在螺栓支撑线（49，50）处的角（ α ， β ）在 1° 和 10° 之间，优选在 2° 和 8° 之间，并且更优选在 3° 和 6° 之间。

3、根据上述权利要求中任一项所述的盘式制动器，其特征在于，该盘式制动器的所述中心平面（ X_B ）也是所述制动衬片（32a，32b）的中心平面（ X ）。

4、根据上述权利要求中任一项所述的盘式制动器，其特征在于，所述内表面（44，46）基本上是平坦的。

5、根据上述权利要求中任一项所述的盘式制动器，其特征在于，所述内表面（44，46）上的螺栓支撑线（49，50）位于横跨所述螺栓（16a，16b，18a，18b）的中心轴线的平面（ P ）的径向向内。

6、根据上述权利要求中任一项所述的盘式制动器，其特征在于，带有所述安装部（40，40'）的所述制动衬片（32a，32b）可径向插到所述

螺栓（16a, 16b, 18a, 18b）上。

7、根据上述权利要求中任一项所述的盘式制动器，其特征在于，所述安装部（40, 40'）与各个相关的螺栓（16a, 16b, 18a, 18b）线接触。

8、根据上述权利要求中任一项所述的盘式制动器，其特征在于，所述螺栓（16a, 16b, 18a, 18b）和相关的所述安装部（40, 40'）布置在
5 该制动器的进入侧和离开侧上，并且至少在该制动器的进入侧上的所述安装部（40）形成为在该处产生所述力（B, R）的所述分量（ K_P , K_R ）。

9、根据上述权利要求中任一项所述的盘式制动器，其特征在于，所述进入侧的螺栓（16b, 18b）和所述安装部（40）相对于彼此布置成这
10 样，即，在沿车辆的向前行驶方向制动时，从所述内表面（44）向所述螺栓（16b, 18b）作用所述制动衬片（32a, 32b）的拉力。

10、根据上述权利要求中任一项所述的盘式制动器，其特征在于，所述安装部（40, 40'）为U形。

11、根据上述权利要求中任一项所述的盘式制动器，其特征在于，
15 所述螺栓（16a, 16b, 18a, 18b）和所述制动衬片（32a, 32b）的相对尺寸和结构为这样，即在引入能够以可达到约 0.1g 的值使车辆减速的制动力（ B_G ）时，仅有拉力作用在所述制动衬片（32a, 32b）上。

12、根据上述权利要求中任一项所述的盘式制动器，其特征在于，所述安装部（40'）被构造成使得反作用力（R'）产生分量（ K_R' ），从该
20 安装部（40'）的所述内表面（46）传递压缩力。

13、根据权利要求 12 所述的盘式制动器，其特征在于，在产生大于 0.1g 减速度的制动力（ B_G ）的情况下，来自所述制动衬片（32a, 32b）的压缩力作用在所述离开侧螺栓（16a, 18a）上。

14、根据上述权利要求中任一项所述的盘式制动器，其特征在于，
25 所述螺栓（16a, 16b, 18a, 18b）由与所述制动器托架（10）不同的材料构成，具体由不锈钢构成，或者所述螺栓设有防锈材料涂层。

15、根据上述权利要求中任一项所述的盘式制动器，其特征在于，该制动器是浮动钳式制动器、浮动框架式制动器、或固定钳式制动器。

16、一种盘式制动器，该制动器具有制动器托架（10），该制动器托

架可紧固到车辆框架上并设有用于相对于制动盘轴向引导至少一个制动衬片(32a, 32b)的螺栓(16a, 16b, 18a, 18b), 其中所述制动衬片(32a, 32b)包括用于所述螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)的U形凹槽(40, 40'), 所述螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)接合到所述U形凹槽内, 其中在制动期间从所述凹槽(40, 40')的内表面(44, 46)传递拉力和/或压缩力, 该盘式制动器的特征在于, 所述U形凹槽(40, 40')中的至少一个的内表面(44, 46)以相对于所述制动衬片(32a, 32b)的中心平面(X)的角(α , β)延伸, 从而使得在制动期间作用在所述表面(44, 46)和所述相应的螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)之间的制动力(B, B')的分量(K_p , K_p')相对于该螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)将所述制动衬片(32a, 32b)挤压到稳定位置处, 所述至少一个安装部的内表面在制动器致动期间抵靠相应的螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)。

17、一种用于在盘式制动器中使用的制动衬片(32a, 32b), 该盘式制动器将该制动衬片(32a, 32b)支撑在两个螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)上, 其中所述制动衬片(32a, 32b)包括安装部(40, 40'), 所述螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)接合到所述安装部(40, 40')内, 并在制动期间从所述安装部(40, 40')的内表面(44, 46)施加拉力和/或压缩力, 该制动衬片的特征在于, 所述安装部(40, 40')中的至少一个的内表面(44, 46)相对于所述制动衬片(32a, 32b)的中心平面(X)以一角度延伸, 从而所述安装部(40, 40')中的所述内表面(44, 46)与所述中心平面(X)形成锐角(α , β), 所述至少一个安装部的内表面在制动器致动期间抵靠相应的螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)。

18、根据权利要求17所述的制动衬片, 其特征在于, 所述角(α , β) 在 0.5° 和 10° 之间, 优选在 2° 和 8° 之间, 并且更优选在 3° 和 6° 之间。

盘式制动器

5 技术领域

本发明涉及一种盘式制动器，该盘式制动器具有可紧固到车辆上的制动器托架，该制动器托架包括用于相对于制动盘轴向引导制动衬片的螺栓，其中在制动期间所述制动衬片在所述螺栓上施加拉力和/或压缩力。

10 背景技术

这一类型的制动器通常是公知的。通常，通过紧固到制动器托架上的螺栓相对于制动盘轴向引导包括支撑板和摩擦衬片的制动衬片。在盘式制动器的情况下，“轴向”通常是指沿平行于制动盘的转动轴线的方向。因此在这种意义下，“径向”是指垂直于轴向方向的方向。

15 例如以下专利文献代表了这种制动器领域的情况：DE 1 238 284，DE 1 505 491，DE 1 575 920，DE 2 804 808，DE 2 845 404，DE 196 52 936，DE 41 15 064 以及 DE 4 416 815。

盘式制动器设计的固有技术问题是降低制造成本和减少制动器重量，同时获得高操作可靠性和低维修成本。最后提到的两个目的特别是
20 还使得必需防止制动器由于生锈而易出故障。影响所有制动器结构的特殊问题是防止由振动引起的尖锐噪音。

发明内容

本发明也针对这些技术目的。

25 根据本发明的盘式制动器以公知方式包括制动器托架，该制动器托架可紧固到车辆框架上并设有用于相对于制动盘轴向引导至少一个制动衬片的螺栓，其中所述制动衬片包括用于所述螺栓的安装部，所述螺栓接合到所述安装部内，其中在制动期间所述制动衬片在所述安装部的内表面处在所述螺栓上施加拉力和/或压缩力。根据本发明，这样实现上述

技术目的，即所述安装部中的至少一个的内表面相对于所述制动器的中心平面倾斜，从而使得作用在所述表面上的力的分量相对于所述螺栓将所述制动衬片挤压到稳定位置，所述至少一个安装部的内表面在制动器致动期间抵靠所述螺栓以施加拉力或压缩力。

5 在从属权利要求中描述了本发明的优选改进例。

具体地，所述盘式制动器的优选实施例设置成所述螺栓和所述制动衬片的相应尺寸和结构为这样，即在引入可以以可达到约 0.1 g 的减速度使车辆减速的制动力时，在所述制动衬片上仅作用从进入侧螺栓接收到的拉力。当引入超过 0.1 g 的减速度的制动力时，在所述制动衬片上还作用
10 随后从离开侧螺栓接收到的压缩力。

所述盘式制动器的优选实施例设置成所述安装部为 U 形凹槽。通过所述 U 形凹槽，所述制动衬片包围相关的螺栓，并相对于所述制动盘在相同轴向上被可运动地引导。

对于本发明的上述实施例，优选地设置成所述制动衬片在所述 U 形
15 凹槽中与所述制动器托架的各个相关的螺栓仅具有线接触。因此，所述制动衬片在所述保持螺栓上的支撑接触面积优选尽可能小，这用术语“线接触”来表达。

本发明的另一实施例设置成支撑所述制动衬片的所述螺栓由与所述制动器托架不同的材料制成。对于所述螺栓的材料，特别考虑高抗锈性
20 材料，诸如例如符合名称为 42CrMoS4V，材料号 1.7227 或者 17 CrNiMo6，材料号 1.6587 的材料；所述材料号涉及 DIN（德国工业标准）。用于支撑所述制动衬片的所述螺栓还可覆盖有防腐蚀物。而且，可设置涂层，从而即使在诸如路盐（road-salt）等化学侵蚀条件下，也能够长时期内确保所述制动衬片的可移动性。这些螺栓还可由防腐蚀的高质量螺纹钢制
25 成。

本发明的另一实施例设置成所述盘式制动器以公知方式包括制动器托架，该制动器托架可紧固到车辆框架上并设有用于相对于制动盘轴向引导制动衬片的螺栓，其中所述制动衬片包括用于所述螺栓的 U 形凹槽，所述螺栓接合到所述 U 形凹槽内，并且其中在制动期间从所述凹槽的内

表面传递拉力和/或压缩力。根据本发明，这样实现上述技术目的，即所述 U 形凹槽中的至少一个的内表面相对于所述制动衬片的中心平面（或对称平面）以一角度延伸，该表面在制动器致动期间抵靠所述螺栓中的一个螺栓。所述表面设置成使得在制动期间在该表面和相应的螺栓之间产生的力相对于该螺栓将所述制动衬片挤压到稳定位置。就此而论，该力具有相对于制动盘轴线径向向内指向的分量。

本发明还涉及一种用于在盘式制动器中使用的制动衬片，该盘式制动器将该制动衬片支撑在两个螺栓上，其中所述制动衬片包括用于这些螺栓的安装部，所述螺栓接合到所述安装部内，并在制动期间抵靠所述安装部的内表面而施加拉力和/或压缩力。根据本发明，这样实现上述技术目的，即所述安装部中的至少一个的内表面相对于所述制动衬片的中心平面（或对称平面）以一角度延伸，该内表面在制动器致动期间抵靠所述螺栓中的相应一个螺栓。所述安装部的所述内表面布置成与所述平面成锐角。该角可在 0.5° 和 10° 之间，优选在 2° 和 8° 之间，并且更优选在 3° 和 6° 之间。在本实施例中，该角大约为 4° 。

如已经描述的那样，所述表面和相应的螺栓的结构产生这样的结果，即在制动期间在该表面和该螺栓之间产生的力相对于所述螺栓将所述制动衬片挤压到稳定位置。就此而论，该力具有相对于所述制动盘轴线大致径向向内指向的分量。

在从属权利要求和实施例的以下描述中示出了本发明的其它优选形式。

附图说明

在以下附图中示出了多个实施例，其中功能彼此相同或类似的部件用相同的附图标记表示。图中示出了：

图 1 是在组装状态从车辆外侧观察到的盘式制动器的正视图；

图 2 是根据图 1 的盘式制动器的平面图；

图 3 是根据图 1 和图 2 的盘式制动器的侧视图；

图 4 是根据图 3 的盘式制动器的剖视图；

图 5 是制动器托架的正视图；

图 6 是制动器托架的平面图；

图 7 是在组装状态从车辆内侧看到的根据图 1 至图 3 的盘式制动器的后视图；

5 图 8 是用于在根据图 1 至图 7 的盘式制动器中使用的制动衬片；

图 9 是在制动衬片的进入（run-in）侧的作用力方向；

图 10 是在制动衬片的离开（run-out）侧的作用力方向；

图 11 是在制动衬片的进入侧的反作用力方向；以及

图 12 是在制动衬片的离开侧的反作用力方向。

10 附图标记说明

10 制动器托架

10a、10b 制动器托架制动器

12 浮动钳

12a、12b 浮动钳部分

15 12c 浮动钳部分的安装表面

14a、14b 孔

16a、16b 用于引导制动衬片的螺栓

18a、18b 用于引导制动衬片的螺栓

20a、20b 螺钉

20 22 流体入口

26a、26b、26c、26d 螺钉

28 活塞

30 致动缸

32a、32b 制动衬片

25 34a、34b 制动衬片的托架板

36a、36b 制动衬片的摩擦衬片

40、40' U 形凹槽

42、42' 制动衬片的凸耳

44、46 凹槽的内接触面

- 48 凹槽的过渡半径
 49、50 接触线
 68 螺栓套筒
 A 制动盘轴线或转动轴线
 5 P 经过螺栓纵向轴线的平面
 B_G 总制动力
 B 、 B' 螺栓处的制动力
 K_S 、 K_S' 垂直于接触面的制动力分量
 K_P 、 K_P' 平行于接触面的制动力分量
 10 R 、 R' 螺栓在接触面处的反作用力
 K_T 、 K_T' 与制动盘轴线相切的反作用力分量
 K_R 、 K_R' 垂直于制动盘轴线的反作用力分量
 X_B 盘式制动器的中心平面
 X 制动衬片的中心平面
 15 X' 、 X'' 平行于制动衬片的中心平面延伸的平面
 Z 、 Z' 螺栓在凹槽底部的反作用力

具体实施方式

如在图 1、图 2、图 5、图 6 中具体所示，制动器托架 10 具有两个臂
 20 10a、10b。在制动器托架 10 上方设有浮动钳 12，在所示实施例中该浮动
 钳 12 被设计成两件式装置。浮动钳 12 包括内部分 12a 和外部分 12b（相
 对于车辆来说）。部分 12a、12b 通过螺钉 26a、26b、26c、26d 牢固地相
 互连接（参见图 2 和图 7）。制动器托架 10 以传统方式刚性紧固到车辆上，
 为此使用了孔 14a、14b 和螺钉（未示出）。

25 如在图 6 和图 1、图 3、图 4、图 5 中具体所示，螺栓 16a、16b、18a、
 18b 牢固连接到制动器托架 10 上。所述螺栓在它们的纵向长度的一部分
 上设有外螺纹，该外螺纹拧入制动器托架 10 中的配合内螺纹中。所述螺
 栓在图 6 中露出的部分（即，在图 6 中没有被制动器托架隐藏的部分）
 没有螺纹。螺栓 16a、16b、18a、18b 的这些无螺纹部分用于支撑制动衬

片，如在更后面更加详细描述的那样。该螺栓的柱体为圆柱形，其上支撑有制动衬片。

如具体从图 3、图 4、图 7 可见，浮动钳 12 沿导套滑动，所述导套通过螺钉 20a、20b 同轴地固定到位于车辆内侧的螺栓 18a、18b 内。为此，
5 螺栓 18a、18b 在中心设有内螺纹，螺钉 20a、20b 的外螺纹可分别拧入所述内螺纹内。这样，螺钉 20a 和螺栓 18a 以及螺钉 20b 和螺栓 18b 分别彼此同轴（参见图 3）。同样，螺栓 16a 和螺栓 18a 以及螺栓 16b 和螺栓 18b（图 6）也同轴。

根据图 2 和图 7，两个钳部分 12a、12b 通过螺钉 26a、26b、26c、
10 26d 牢固地相互连接。在图 2 中用 12c 表示这两个钳部分 12a、12b 的安装表面。

用于移动活塞 28 的制动流体以传统方式通过流体入口 22 引入致动缸 30 内（参见图 4）。因此，当致动缸 30 中的流体压力升高时，活塞 28 在图 4 中向右侧移动，而浮动钳 12 相应地向左侧移动。

图 8 表示两个结构相同的制动衬片 32a、32b 中的一个（32a）（也参见图 4）。制动衬片 32a 包括支撑板 34a（由金属制成）和摩擦衬片 36a。摩擦衬片 36a 由于制动期间的摩擦而磨损。图 8 还示出了摩擦衬片 32a 的面积中心 F。该制动衬片在制动器的进入侧和离开侧分别具有 U 形凹槽 40、40'。另外，图 8 示意性示出了制动盘 38 的转动轴线 A（图 8 中
15 未示出制动盘 38，参见图 4）。

制动衬片 32a、32b 通过它们的 U 形凹槽 40、40' 从上方安装到螺栓 16a、16b 和/或 18a、18b 的无螺纹部分上。这在凹槽 40、40' 中的壁和相应螺栓 16a、16b、18a、18b 的表面之间形成线接触。

在图 1 和图 5 中，横跨螺栓 16a、16b、18a、18b 的纵向轴线的平面
25 用 P 表示。在图 5 中还示意性示出了制动盘的轴线 A 的位置。轴线 A 垂直于绘图平面延伸。

此外，根据引入能够使车辆以大约 0.1 g 进行减速的制动力，即在制动衬片上仅作用拉力来选择所述制动器部件的尺寸。当在图 8 中制动盘关于轴线 A 沿逆时针方向转动时，制动器的进入侧位于右侧，即对应于

凹槽 40，而制动器的离开侧位于左侧，对应于凹槽 40'。因此，在图 8 中，如果在轮胎和道路之间的摩擦接合良好的条件下的制动力不超过所述大约 0.1g 的最大车辆减速度，则在制动衬片 32a 处，即在进入侧仅产生拉力；该制动力在右侧由制动衬片的凸耳 42 的进入侧表面 44 承受。

5 在图 8 中，制动摩擦力向左作用并被表示为通过面积中心 F 作用的制动力 B_G 。只有在引入超过 0.1 g 的减速度的制动力 B_G 时，制动衬片的表面 46 才抵靠制动器的离开侧的凹槽 40' 中的相关螺栓。于是，制动力 B_G 以拉力作用在表面 44 上而以压缩力作用在表面 46 上。

也可以以这样的方式选择制动器的尺寸，即在传递由可达到大约
10 10bar 并对应于可达到约 1m/s^2 的车辆减速度的液压制动压力产生的制动力时，制动衬片 32a、32b 仅具有上述在制动衬片处有效的拉力，但是如果液压制动压力超过 30bar（对应于超过 3m/s^2 的车辆减速度），则拉力和相当大的压力（如上所述）都通过所述螺栓作用在制动衬片上。在 10bar 和 30bar 之间的过渡范围内，分布在两个螺栓上的载荷慢慢增加。从而，
15 可以将制动器托架构造造成较轻（重量小）。有利地，使较高的切向力分布到两个托架臂上。

优选选择上述经过拉伸和压缩的力传递用于车辆外侧的制动衬片。对于布置在车辆内侧的制动衬片，尽管该制动衬片优选主要受拉伸作用，但是也可以如此选择尺寸。

20 图 9、图 10、图 11 和图 12 示出了在制动期间在车辆外侧的制动衬片 32a 的凹槽 40、40' 内通过拉伸和压缩的上述力传递。

图 9 示出了布置在制动器的进入侧的凹槽 40，该凹槽 40 的内表面 44 在制动器致动期间抵靠螺栓 16b。传递到螺栓 16b 上的制动力 B 对于较低减速度来说是所述制动力 B_g ，对于较高减速度来说是总制动力 B_G
25 的一部分。

在图 8 至图 12 中，假设制动盘逆时针转动。因此，在附图中，制动衬片经受指向左的力。这与车辆向前行驶期间的制动有关。在反向行驶期间，力矢量相反地指向。根据图 9 的内表面 44 大致平坦并沿直线与柱形螺栓 16b 接触，在向前行驶过程中的制动期间，制动力作为拉力在该

内表面处被吸收。该力在图 9 和图 11 中以附图标记 49 表示。

图 8 示出了对称平面 X，该平面表示关于制动衬片 32a、32b 的中心平面。制动衬片 32a 的中心平面 X 还对应于盘式制动器的对称平面 X_B(参见图 1 和图 7)。制动器的进入侧和离开侧关于制动衬片 32a 的该平面 X 对称。制动盘的轴线 A 以及制动衬片的面积中心 F 都位于该对称平面 X 上。

图 9 至图 12 示出了平面 X'和 X''，它们平行于根据图 8 的中心对称平面 X 延伸。

如从图 9 可了解到的那样，凹槽 40 中的内表面 44 与平面 X'形成锐角 α ，并且相应地也与平行于该平面 X'的平面 X 形成锐角 α 。角 α 可在 0.5°和 10°之间，优选在 2°和 8°之间，并且更优选在 3°和 6°之间。在该实施例中，角度值大约为 4°。

如图 9 所示，在螺栓 16b 与制动衬片 32a 上的凸耳 42 之间的接触线 49 从横跨所述螺栓的中心轴线的平面 P 径向向内延伸。

图 9 示出了传递到螺栓 16b 上的制动力 B。制动力 B 可分解成具有垂直于表面 44 延伸的分量 K_S 和平行于该表面 44 延伸的分量 K_P 的力平行四边形。垂直于表面 44 延伸的分力 K_S 不影响制动衬片 32a 和螺栓 16b 之间的相对位移。然而，平行于表面 44 延伸的分力 K_P 影响制动衬片 32a 和螺栓 16b 之间的相对力，在根据图 9 所示的实施例中，该相对力使制动衬片 32a 被接近径向向内地向下挤压到稳定位置。制动衬片 32a 通过其凹槽 40 挤压到螺栓 16b 上。由此实现制动衬片 32a 相对于螺栓 16b 的稳定定位。

图 11 示出了 U 形凹槽 40 中的反作用力，其中获得了制动衬片 32a 相对于螺栓 16b 的稳定定位。

图 11 示出了布置在制动器的进入侧的凹槽 40 (参见图 9)，在该凹槽的内表面 44 处与螺栓 16b 配合产生反作用力 R。反作用力 R 是在制动期间在螺栓 16b 和表面 44 之间产生的力，该力垂直于表面 44 延伸。作用在螺栓和制动衬片之间的接触线 49 处的反作用力 R 能够被分解成具有垂直于平面 X'延伸的分量 K_T 和平行于中心平面 X(或者平行于同样平行

的平面 X') 径向向内指向的分量 K_R 的力平行四边形。

垂直于平面 X' 延伸的力 K_T 与根据图 9 的矢量 B 的方向相反, 并且是螺栓 16b 施加在制动衬片 32a 上的压力。制动衬片 32a 和螺栓 16b 之间的分力 K_R 使得在根据图 11 所示的实施例中, 制动衬片 32a 被径向向内地向下挤压并保持到稳定位置中。制动衬片 32a 不能从其在螺栓 16b 上的安装脱离, 也不能进行任何不期望的振动运动。实现了制动衬片 32a 相对于螺栓 16b 的稳定定位, 并且当摩擦衬片的面积中心 F 超过包含螺栓 16a、16b、18a、18b 的中心轴线的平面 P 而位于径向上方时也是如此。在制动衬片 32a 的该稳定定位中, 凹槽 40 的底部与螺栓 16b 的上表面接触, 并在该处产生平行于平面 X' 延伸的反作用力 Z。

按类似方式, 图 10 和图 12 示出了在沿向前行驶方向制动期间, 在制动器的离开侧处制动衬片 32a 和螺栓 16a 之间的力传递。以相同的附图标记引用相应的部件, 适当时补上一撇。当作用较高的制动力 (例如产生大于 0.1g 的减速度的制动力 B_G) 时, 则在螺栓 16a 上施加制动力 B' , 并且在根据图 12 的离开侧引入压缩力。

图 10 示出了布置在制动器的离开侧的凹槽 40', 该凹槽 40' 的内表面 46 在较高制动致动期间抵靠螺栓 16a。传递到螺栓 16a 的制动力 B' 是总制动力 B_G 的一部分。与表面 44 类似, 制动衬片 32a 的凹槽 40' 中的表面 46 (参见图 8) 之间的接触线 50 相对于平面 X'' 以角 β 倾斜, 其中平面 X'' 平行于中心平面 X 延伸。

制动力 B' 也能够被分解成具有垂直于表面 46 延伸的分量 K_S' 和平行于该表面 46 延伸的分量 K_P' 的力平行四边形 (参照图 9)。垂直于表面 46 延伸的分力 K_S' 不影响制动衬片 32a 和螺栓 16a 之间的相对运动。然而, 平行于表面 46 延伸的分力 K_P' 影响制动衬片 32a 和螺栓 16a 之间的相对力。在根据图 10 所示的实施例中, 该相对力使制动衬片 32a 被接近径向向内地向下挤压到稳定位置。制动衬片 32a 通过其凹槽 40' 挤压到螺栓 16a 上。由此实现制动衬片 32a 相对于螺栓 16a 的稳定定位。

图 12 示出了 U 形凹槽 40' 中的反作用力, 其中获得了制动衬片 32a 相对于螺栓 16a 的稳定定位。

图 12 示出了布置在制动器的离开侧的凹槽 40' (参见图 10), 在该凹槽的内表面 44 处与螺栓 16a 配合产生反作用力 R' 。反作用力 R' 是在制动期间在螺栓 16a 和表面 46 之间产生的力, 该力垂直于表面 46 延伸。作用在螺栓 16a 和制动衬片 32a 之间的接触线 50 处的反作用力 R' 能够被
5 分解成具有垂直于平面 46 的力 K_T' 和分别平行于平面 X'' 和中心平面 X 延伸的力 K_R' 的力平行四边形。螺栓 16a 施加在制动衬片 32a 上的压缩力为分力 K_T' , 该分力 K_T' 平行于平面 P 延伸, 并且沿着与根据图 10 的力矢量 B' 相反的方向。

分力 K_R' 使制动衬片 32a 在螺栓 16a 上保持在稳定位置。因此稳定力
10 同样基本径向指向, 其产生相对于制动盘轴线 A 的径向分量。角 β 具有与上述的角 α 相同的优选尺寸。在制动衬片 32a 的该稳定位置中, 凹槽 40' 的底部与螺栓 16a 的外表面接触, 并产生平行于平面 X'' 延伸的反作用力 Z' 。

根据图 8, U 形凹槽 40、40' 在它们的底部处包括在侧面之间的修圆
15 过渡, 其中过渡半径 (参见图 9 和图 10 中的附图标记 48) 小于支撑螺栓 16a、16b、18a、18b 的半径。从而能够更精确地限定制动衬片 32a、32b 和螺栓之间的接触线 49、50。所述螺栓在 U 形凹槽 40、40' 中的狭窄且优选为直线的接触区域 49、50 使得能够由于每单位面积的高压缩载荷而移除任何腐蚀产物。基本上避免了振动。

在根据附图的实施例中, 制动衬片 32a、32b 所支撑于其上的螺栓
20 16a、16b、18a、18b 分别为在支撑区域中的柱形形式。如从图 9 和图 10 了解到的, 螺栓 16a、16b、18a、18b 可设有套筒 68 (例如弹性套筒), 该套筒 68 同样可提高减震性。套筒 68 在制动衬片和螺栓之间可展现出抑制腐蚀和/或减震特性。

在如上作为实施例所述的浮动钳式制动器的修改中, 本发明还可通
25 过固定钳式制动器实现。在该方面, 制动器托架和螺栓以及制动衬片的相关特征与浮动钳式制动器的那些特征相对应。在固定钳式制动器中, 仅力在制动衬片中的引入存在差异。在本发明的这些实施例中, 观察到的特殊优点是, 由于制动衬片被拉伸, 在四活塞制动器中的所有活塞直

径可具有相同大小。不必在离开侧设置较大的活塞直径。

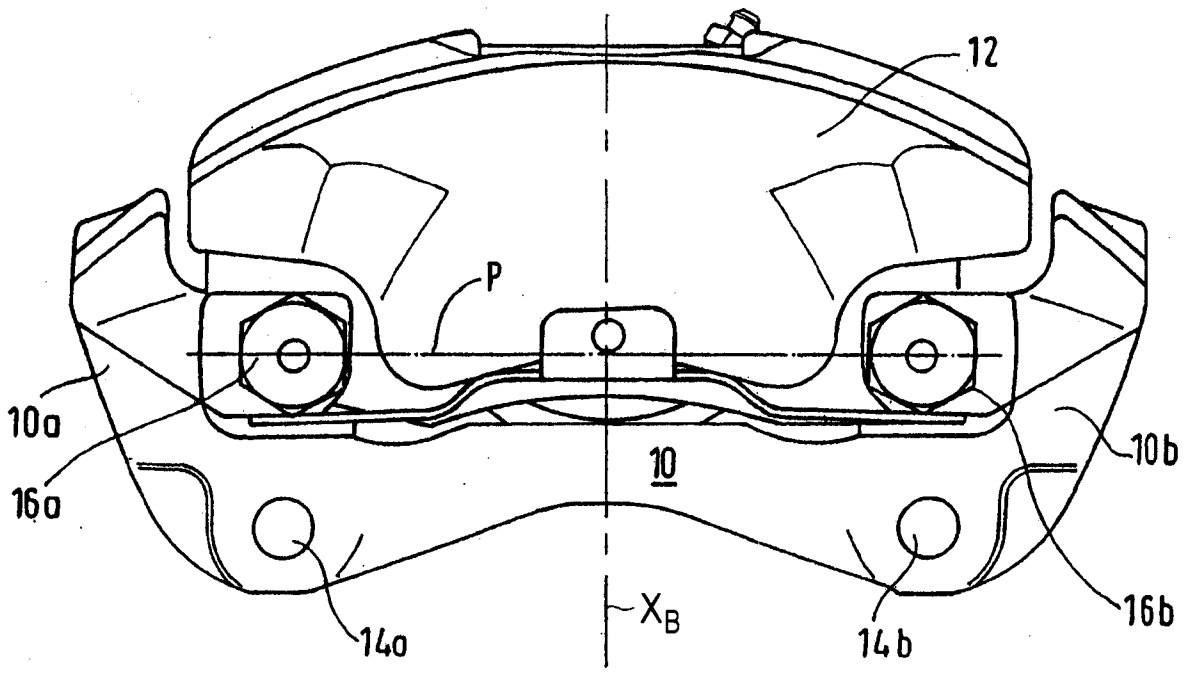


图 1

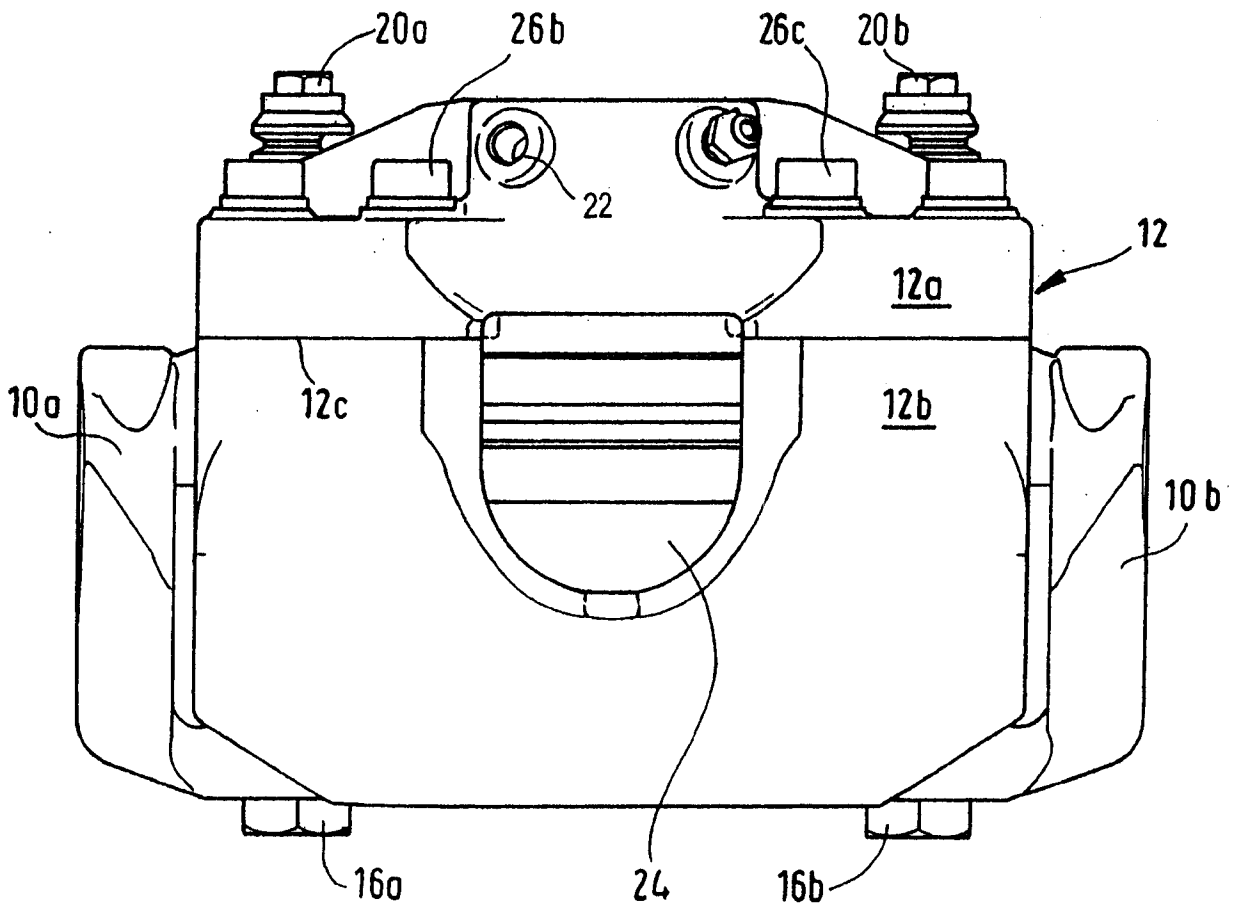
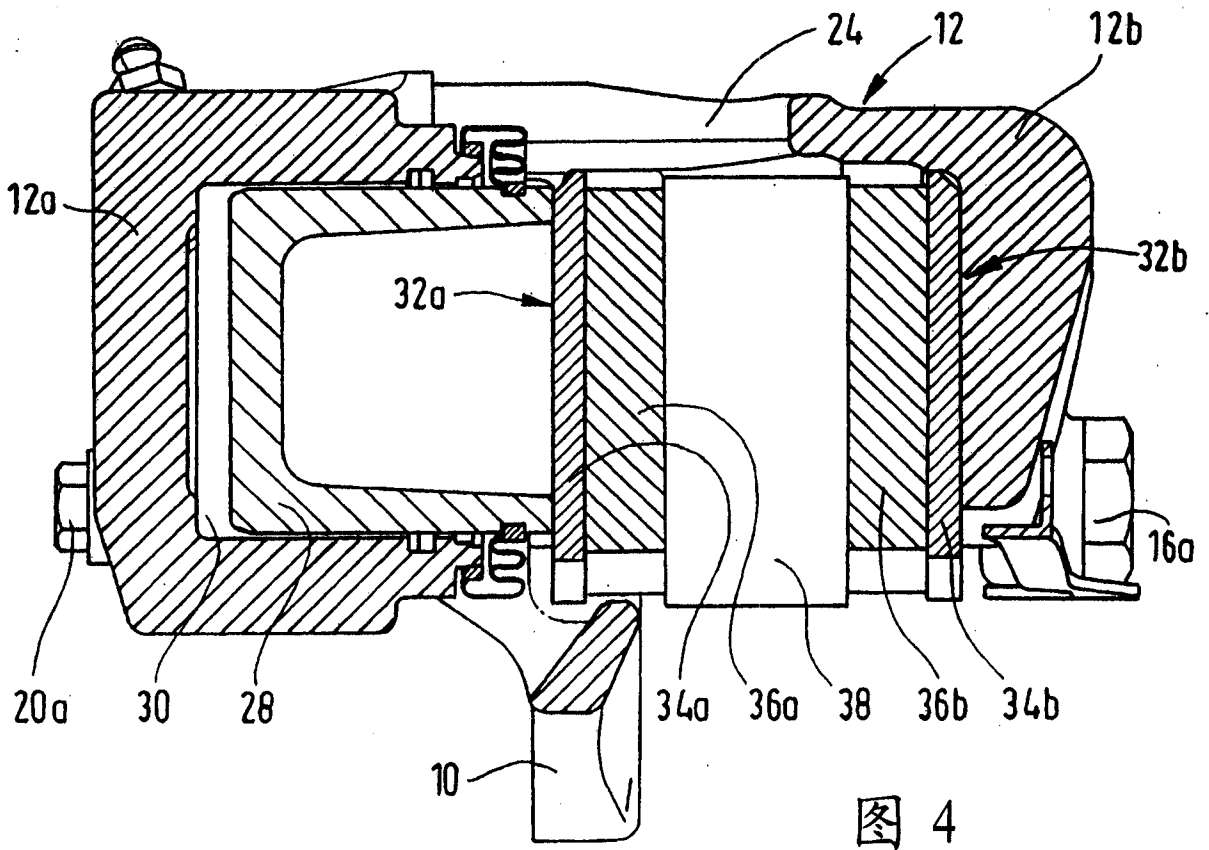
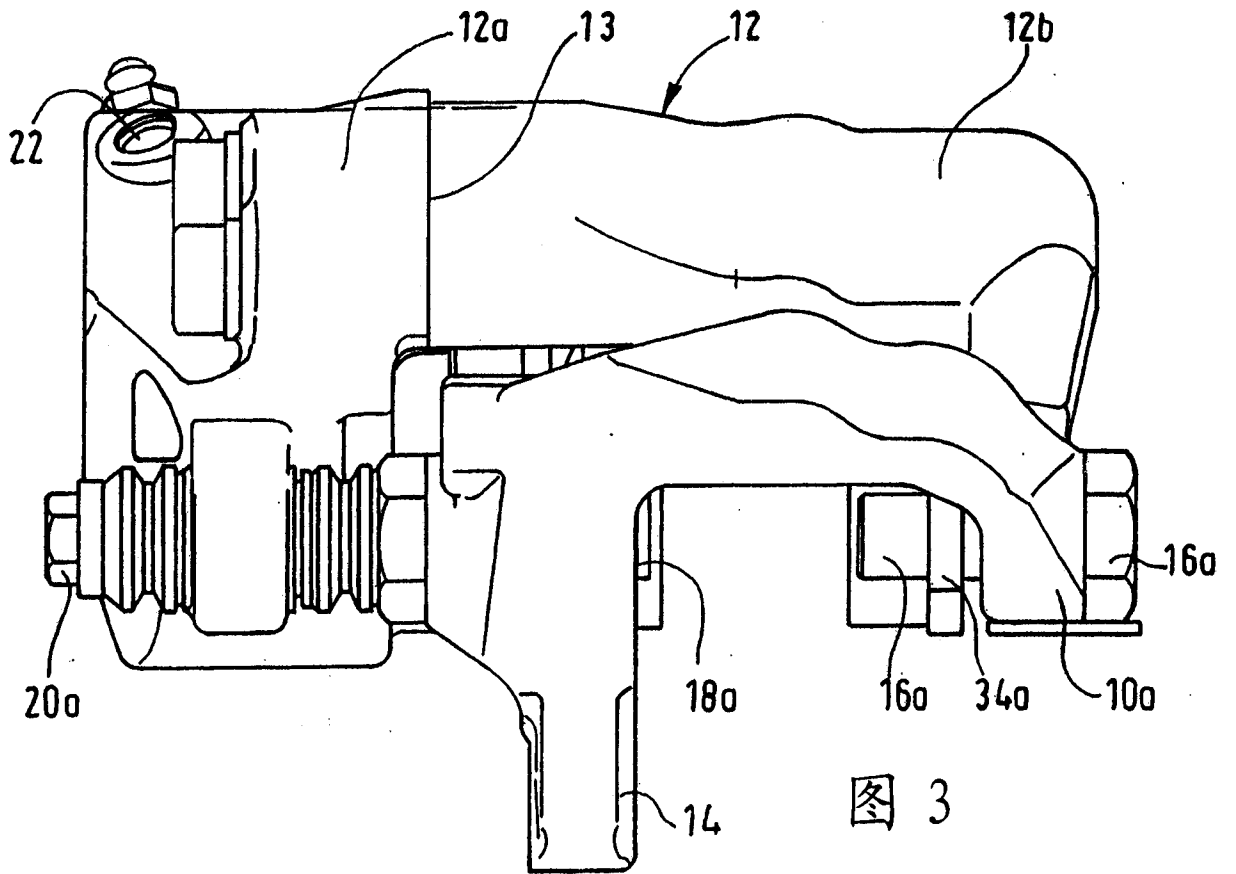


图 2



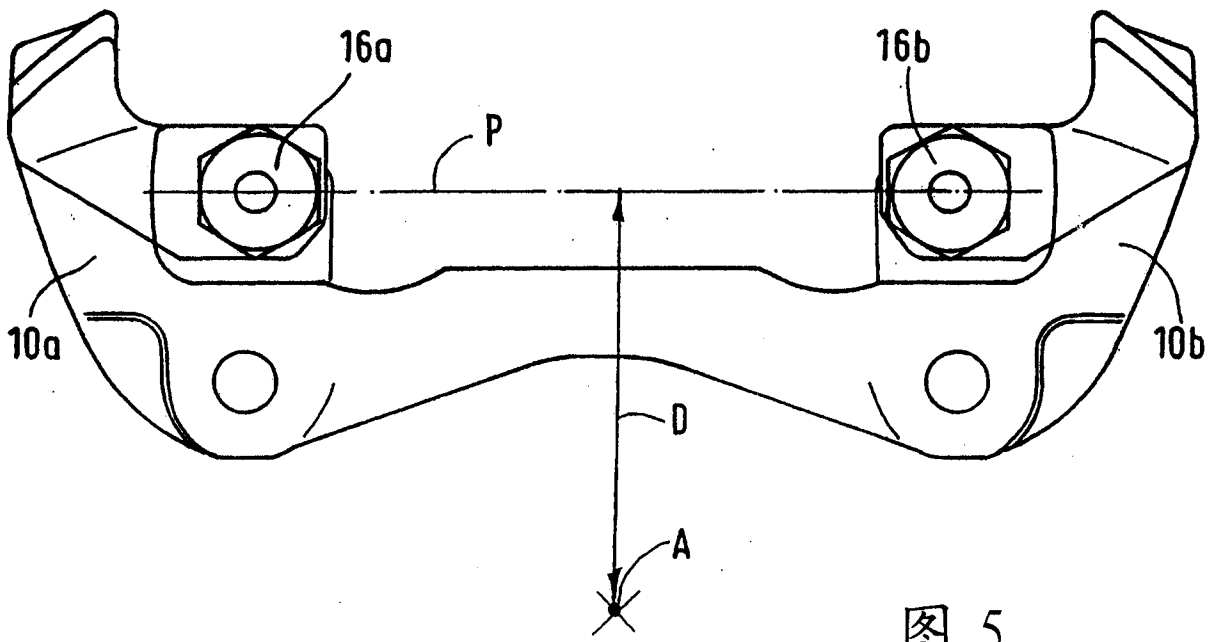


图 5

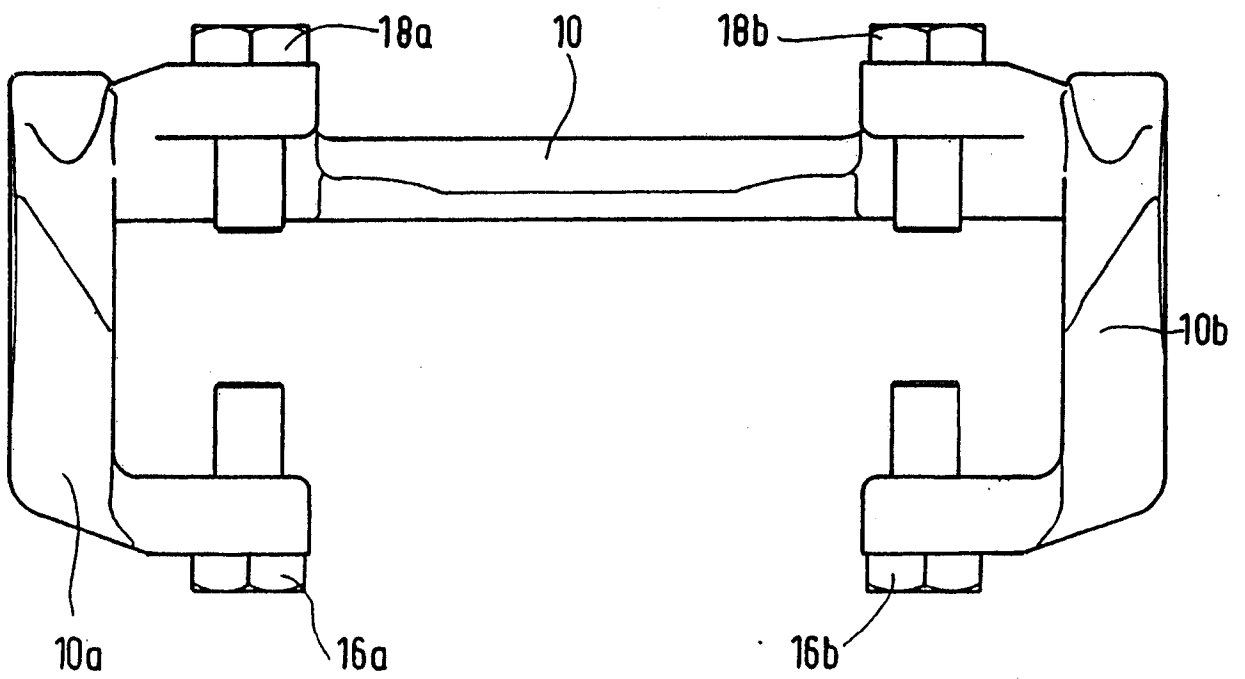


图 6

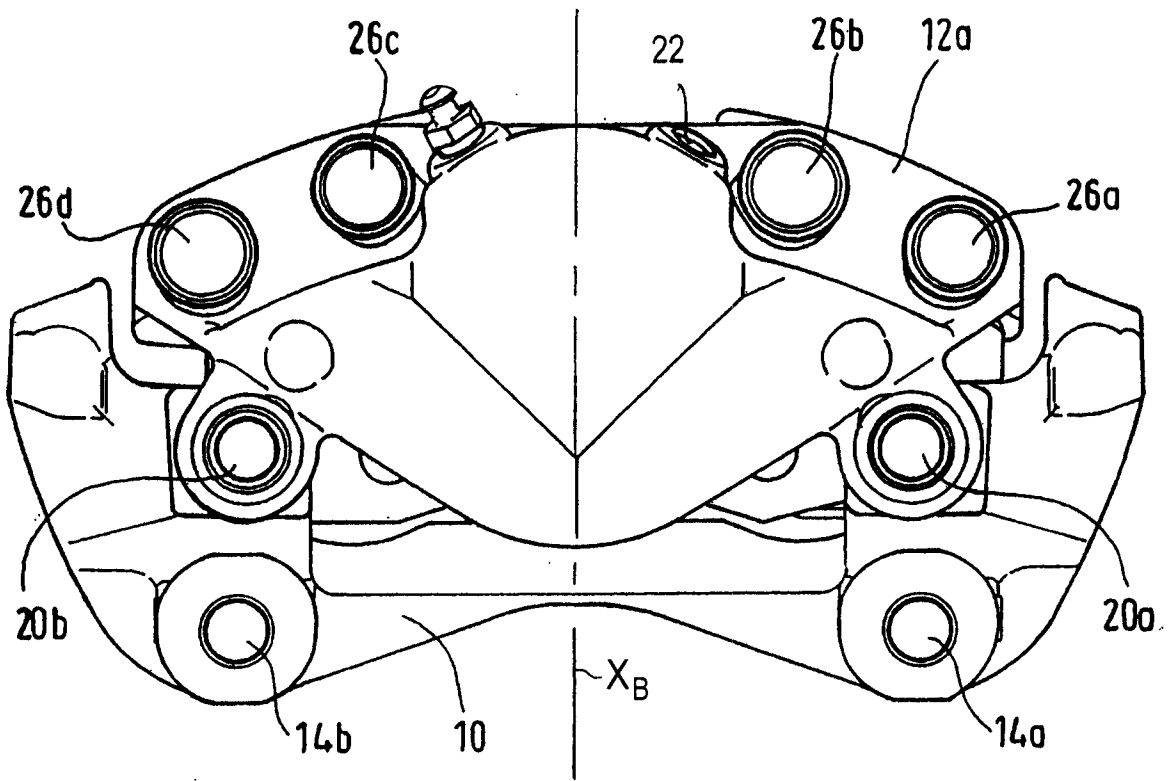


图 7

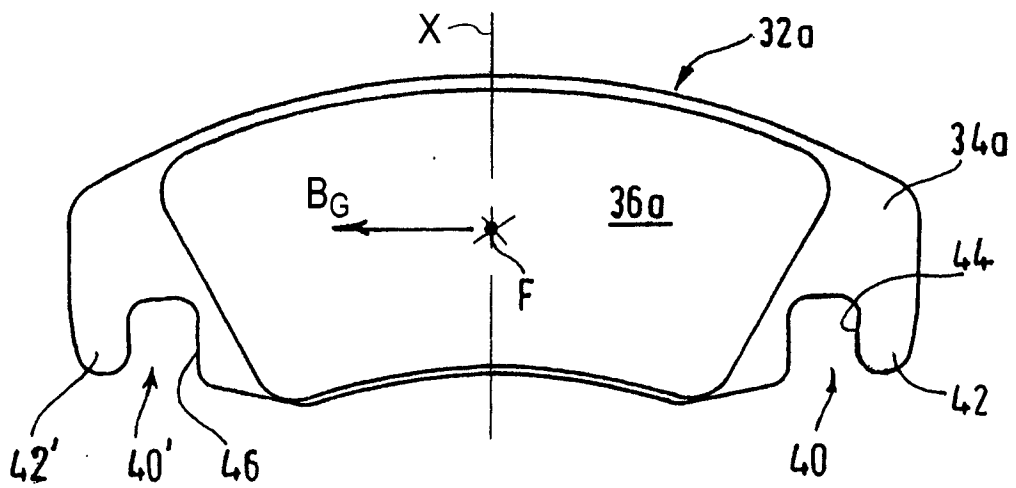


图 8

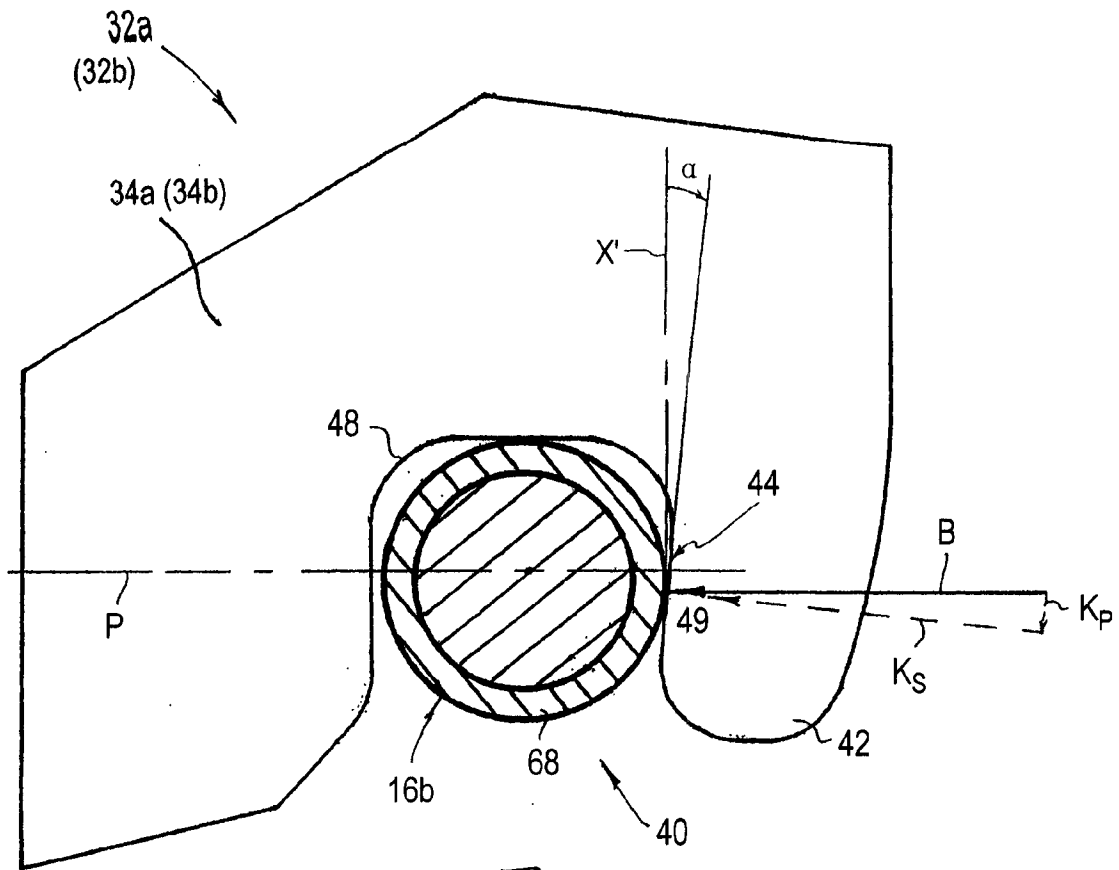


图 9

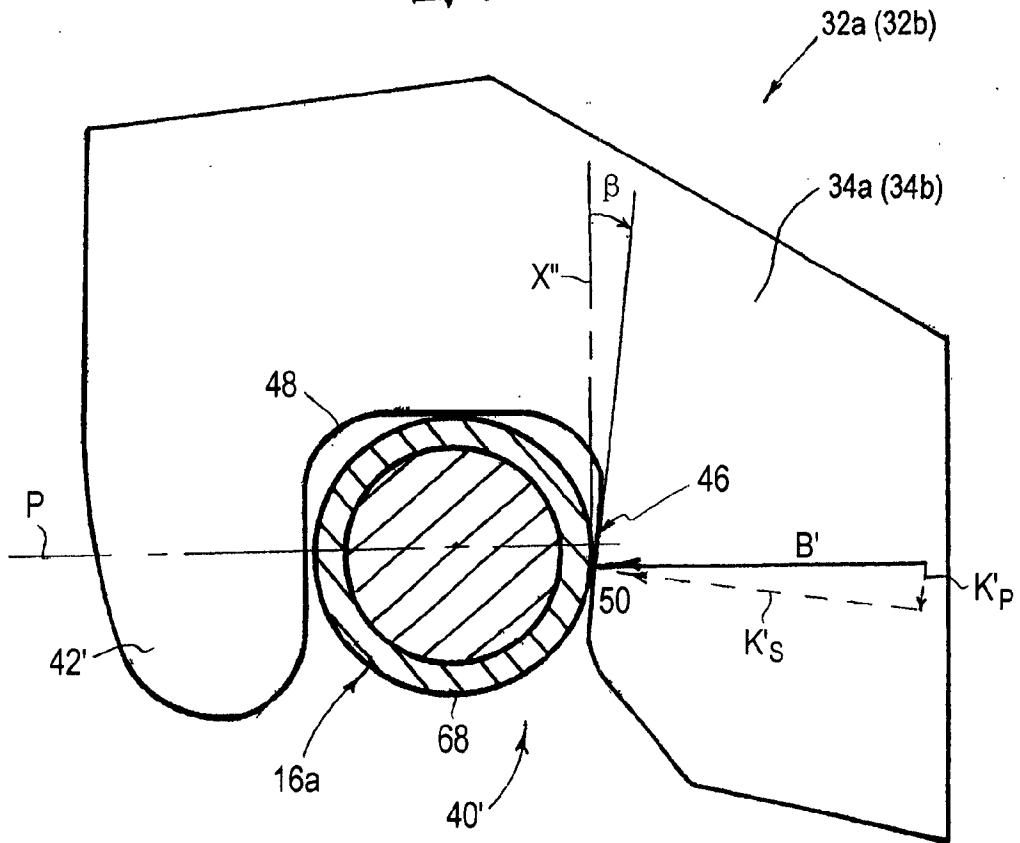


图 10

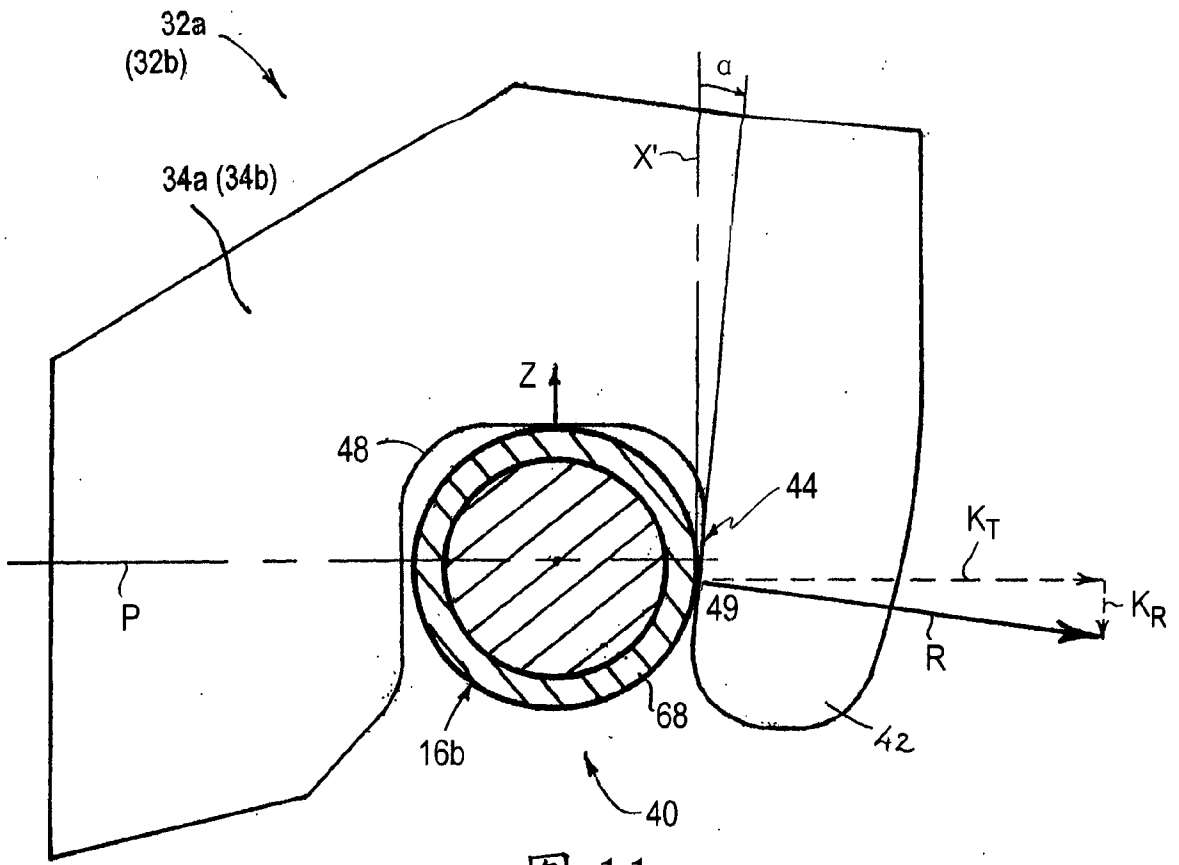


图 11

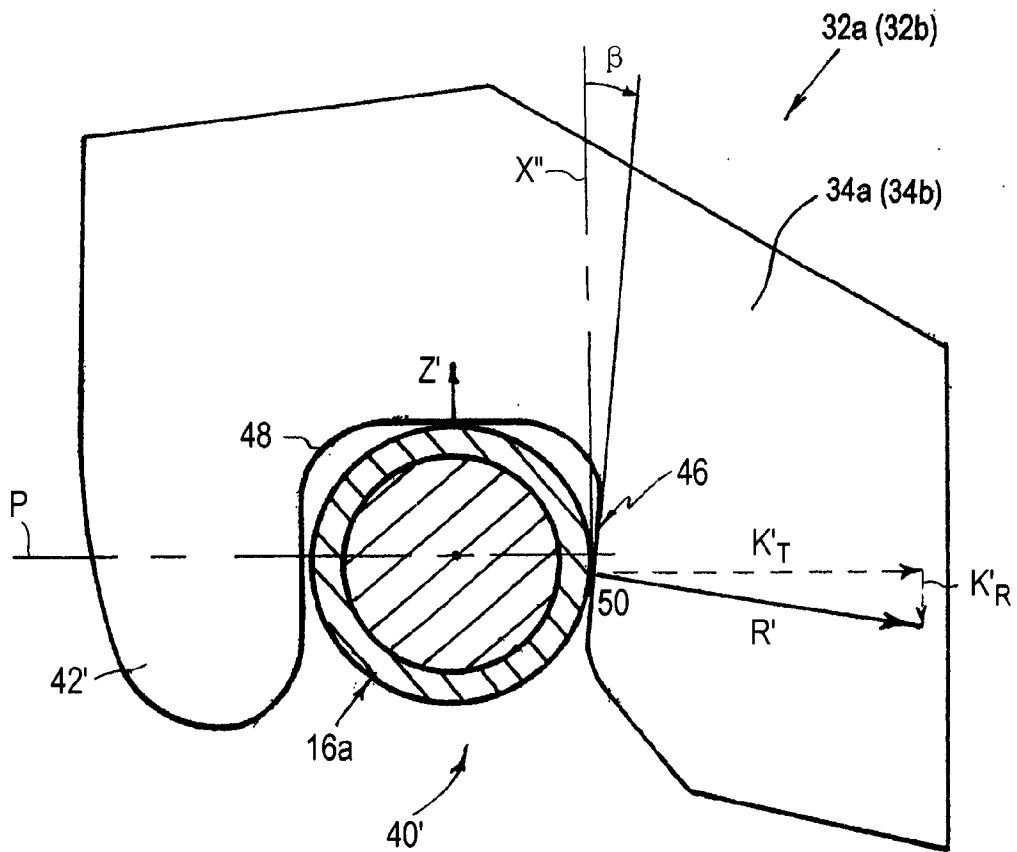


图 12