

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F16D 65/092 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200480007629.3

[45] 授权公告日 2008 年 9 月 17 日

[11] 授权公告号 CN 100419299C

[22] 申请日 2004.3.12

[21] 申请号 200480007629.3

[30] 优先权

[32] 2003.3.20 [33] DE [31] 10312478.0

[86] 国际申请 PCT/EP2004/002607 2004.3.12

[87] 国际公布 WO2004/083668 德 2004.9.30

[85] 进入国家阶段日期 2005.9.20

[73] 专利权人 卢卡斯汽车股份有限公司

地址 德国科布伦茨

[72] 发明人 米夏埃尔·朔格

卡尔-海因茨·沃伦韦伯

克里斯蒂安·施勒特尔

迪尔克·黑斯 吉多·岑茨恩

[56] 参考文献

US6039155A 2000.3.21

CN1133082A 1996.10.9

US5860496A 1999.1.19

US3915263A 1975.10.28

JP3-51525A 1991.3.5

DE4324988A1 1995.2.2

US6062349A 2000.5.16

US4093043A 1978.6.6

审查员 沈 彬

[74] 专利代理机构 北京三友知识产权代理有限公司

代理人 陈 坚

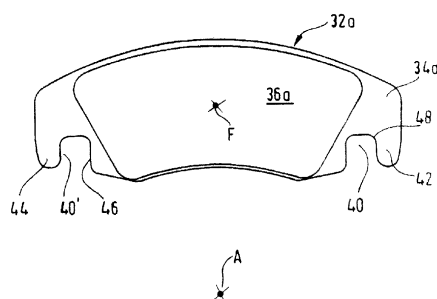
权利要求书 2 页 说明书 7 页 附图 5 页

[54] 发明名称

盘式制动器

[57] 摘要

一种盘式制动器，它具有一制动器托架(10)，该托架可以紧固在车辆上并且其上紧固有螺栓，该制动器包括制动衬片(32a, 32b)，在其托架板中形成有 U 形凹槽(40, 40')。所述凹槽布置在螺栓的顶部上，从而制动衬片相对于制动盘可被引导且可轴向移动。



1. 一种盘式制动器，它具有—制动器托架（10），该托架适于紧固在车辆上并且包括用于支撑至少一个制动衬片的螺栓（16a, 16b, 18a, 18b），其中所述螺栓在制动期间将拉伸力和压缩力施加在所述至少一个制动衬片（32； 32a, 32b）上，其中所述制动衬片（32a, 32b）包括一对U形凹槽（40, 40'），所述一对U形凹槽（40, 40'）与所述螺栓接合，以便相对于制动盘（38）可轴向运动地引导所述制动衬片，其中所述一对U形凹槽（40, 40'）分别设在制动衬片（32a, 32b）的前侧和后侧处，且所述制动衬片（32a, 32b）从上方通过所述U形凹槽（40, 40'）安装在所述螺栓上，从而每个所述U形凹槽（40, 40'）内部接收有一个所述螺栓，其中所述螺栓（16a, 16b, 18a, 18b）的中心轴线跨越平面（P），该平面（P）与制动盘（38）的轴线（A）的径向间距（D）小于所述制动衬片（32a, 32b）的摩擦衬片（36a, 36b）的面积中心（F）与制动盘的轴线（A）的径向间距。

2. 如权利要求1所述的盘式制动器，其特征在于，所述制动衬片（32b）布置在车辆外侧，并且通过与相应螺栓（16a, 16b）接合的所述U形凹槽而相对于制动盘（38）可轴向运动地被引导。

3. 如权利要求1所述的盘式制动器，其特征在于，所述盘式制动器包括两个制动衬片（32a, 32b），所述两个制动衬片（32a, 32b）在所述制动盘的相反两侧相对于制动盘（38）可轴向运动地被引导，其中每个所述制动衬片包括U形凹槽（40, 40'），所述U形凹槽（40, 40'）与所述螺栓（16a, 16b, 18a, 18b）相接合并且从上方安装到所述螺栓上。

4. 如权利要求1所述的盘式制动器，其特征在于，在U形凹槽（40, 40'）中，制动衬片（32a, 32b）与相应的螺栓（16a, 16b, 18a, 18b）线接触。

5. 如权利要求1所述的盘式制动器, 其特征在于, 所述螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)由与制动器托架(10)不同的材料构成, 或者这些螺栓设有不锈钢材料涂层。

6. 如权利要求5所述的盘式制动器, 其特征在于, 所述与制动器托架(10)不同的材料是不锈钢。

7. 如权利要求1所述的盘式制动器, 其特征在于, 所述制动器为浮钳盘式制动器, 浮动框架盘式制动器或固定钳盘式制动器。

8. 用于盘式制动器的制动衬片(32a, 32b), 所述制动衬片(32a, 32b)包括用于支撑制动衬片的螺栓(16a, 16b, 18a, 18b), 从而制动衬片相对于盘式制动器的制动盘(38)可轴向运动, 该制动衬片包括两个U形凹槽(40, 40'), 如此设定所述U形凹槽(40, 40')的尺寸, 使得所述U形凹槽(40, 40')适于接收用于所述轴向运动的螺栓(16a, 16b, 18a, 18b), 其特征在于, U形凹槽(40, 40')分别设在制动衬片(32a, 32b)的前侧和后侧处, 且所述制动衬片(32a, 32b)适于通过其U形凹槽(40, 40')从上方安装在螺栓上, 使得每个所述U形凹槽(40, 40')内部接收有一个所述螺栓, 从而所述制动衬片通过所述U形凹槽被可运动地引导; 其中所述螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)的中心轴线跨越平面(P), 该平面(P)与制动盘(38)的轴线(A)的径向间距(D)小于所述制动衬片(32a, 32b)的摩擦衬片(36a, 36b)的面积中心(F)与制动盘的轴线(A)的径向间距。

9. 如权利要求8所述的制动衬片, 其特征在于, 如此设定所述U形凹槽(40, 40')的尺寸, 使得所述U形凹槽(40, 40')适于与相应的螺栓(16a, 16b, 18a, 18b)形成线接触。

盘式制动器

技术领域

本发明涉及一种盘式制动器，它具有包括螺栓并且可以紧固在车辆上的制动器托架、制动衬片和制动钳或框架。

背景技术

这种制动器是公知的。通常，由支撑板和摩擦衬片构成的制动衬片由紧固在制动器托架上的螺栓相对于制动盘轴向引导。在盘式制动器中，术语“轴向地”通常表示：沿着与制动盘的旋转轴线平行的方向。术语“径向地”相应地表示沿着与在上述意义中的轴向方向垂直的方向。

这种盘式制动器的背景技术例如由以下专利文献给出：DE 1 238 284、DE 1 505 491、DE 1 575 920、DE 2 804 808、DE 2 845 404、DE 41 15 064 和 DE 4 416 815。属于现有技术的其它专利文献还有：DE 101 13 347、US 3 915 263 和 US 4 355 707。

在盘式制动器的设计中一直存在的技术目标是降低制动器的制造成本和重量，同时具有高操作可靠性和低维护成本。后两个提到的目标还具体包括避免由于腐蚀而损害制动器。对于所有制动器设计的特别问题是防止由于振动而引起啸叫噪音。

发明内容

本发明致力于这些技术目的。

根据本发明的盘式制动器以本身公知的方式包括一制动器托架，该托架可以紧固在车架上并设有螺栓。根据本发明，通过包括 U 形凹槽的制动衬片中的至少一个制动衬片来实现上述技术目的，其中制动器托架的引导螺栓接合在所述凹槽中，从而用于制动这些制动衬片可

以相对于制动盘轴向运动。

通过这种制动器设计，不仅可以实现上述目的，而且还可以使制动器的装配容易，这在维修工作期间尤为有利。

盘式制动器的优选实施例如此设置，即布置在朝向车辆外侧（即，位于制动盘的外部可见侧上的侧面）的制动器表面上的制动衬片相对于制动盘可被轴向运动地引导，并且 U 形凹槽接合相应的螺栓。

根据本发明的又一个优选实施例，两个制动衬片在两侧（制动器的前侧和后侧）上设有 U 形凹槽，并且制动器托架的螺栓接合在这些凹槽中以便轴向引导制动衬片。

在本发明的上述变型例中，优选如此设置，即制动衬片在 U 形凹槽中只和与制动器托架相应相关的螺栓线接触。在保持螺栓上制动衬片的支撑表面因此优选设计成尽可能小，这将由术语“线接触”表示。

本发明的另一个变型例如此设置，即支撑制动衬片的螺栓由与制动器托架不同的材料制成。对于螺栓的材料尤其考虑低生锈材料，例如 42CrMoS4V（材料编号 1.7227）或 17CrNiMo6（材料编号 1.6587；所提供的材料参考编号参照 DIN，德国工业标准）。用于支撑制动衬片的螺栓也可以由抗腐蚀的优质螺纹钢制成。

用于支撑制动衬片的螺栓也可以涂覆有防腐剂。还可以设置涂层，用来即使在恶劣的化学条件（道路防滑盐等）下也能确保制动衬片长时间的滑动性能。本发明的优选变型例如此设置，即由支撑制动衬片的螺栓轴线跨越的平面与制动盘的旋转轴线的径向间距小于摩擦衬片面积中心与旋转轴线的径向间距。术语“面积中心”对于本领域的技术人员而言应理解为制动器的摩擦衬片的这样的位置，在该位置处，摩擦衬片可被支撑在水平对准中平衡。

而且，制动器部件的上述尺寸如此选择，从而在引入使得车辆能够以例如 0.1g 的预定减速度制动的制动力时，只有拉伸力作用在制动衬片上。当在图 8 中的制动盘绕着轴线 A 逆时针转动时，制动器的前侧向右，即与凹槽 40 对应，同时制动器的后侧向左，即与凹槽 40' 对应。在轮胎和道路表面之间存在良好摩擦接合的情况下，在制动力不

超过上述在 0.1g 范围内的最大车辆减速度的情况下，在制动衬片 32a 上即在前侧（图 8 向右）上只出现拉伸力；制动力由制动衬片的前侧上的凸出部 42 吸收（这些摩擦力朝向在图 8 中的左侧作用）。只有在引入超过大约 0.1g 的减速度的制动力时，制动衬片的前表面 46 才撞击凹槽 40' 中的相应螺栓，并且制动力由在表面 46 处的拉伸力（凸出部 42）和压缩力吸收。

优选提供用于位于车辆外侧上的制动衬片的上述目的根据本发明的其它实施例还可以提供用于位于车辆内侧的制动衬片。

根据本发明一优选实施例，延伸穿过支撑制动衬片的螺栓的中心轴线的平面与盘轴线的径向间距小于摩擦衬片面积中心与盘轴线的径向间距。所述径向间距差优选大于上述两个间距中的较大一个的 5%、更优选大于 10%，并且甚至更优选大于 15%。

本发明还教导了一种用于制造上述类型盘式制动器的制动器托架的成本特别低并且因此成本合算的方法，该方法在机加工方面只需要进行钻孔、镗孔和螺纹切削。另外，不需要其它机加工生产步骤例如铣削。“镗孔”对于本领域普通技术人员而言应该理解为例如在由铸造生产出的表面上进行精加工。这尤其指在孔区域中的表面上进行精加工（整平），从而使螺纹头等与镗孔的表面齐平。

附图说明

下面将参照附图对本发明的实施例进行更详细的说明，在附图中：

图 1 为从车辆外面看到的在装配状态中的盘式制动器的前视图；

图 2 为从制动钳上方看的根据图 1 的盘式制动器的平面图；

图 3 为沿着制动盘的平面方向从侧面看的根据图 1 和 2 的制动器的侧视图；

图 4 为根据图 1 至 3 的盘式制动器的剖视图；

图 5 为制动器托架的前视图；

图 6 为制动器托架的平面图；

图 7 为从车辆内部在装配状态中看的根据图 1 至 6 的盘式制动器

的后视图；

图 8 显示出与根据图 1 至 7 的盘式制动器一起使用的制动衬片；

图 9 为制动器托架的实施例的平面图；以及

图 10 为根据图 9 的制动器托架的后视图。

具体实施方式

如在图 1、2、5、6 中具体所示，制动器托架 10 包括两个臂 10a、10b。在制动器托架上方设有一制动钳 12，该制动钳在所示实施例中构造成以两部分形式的浮动制动钳。该制动钳包括朝向车辆内侧的部分 12a 和朝向车辆外侧的部分 12b。部分 12a、12b 通过螺钉 26a、26b、26c、26d 彼此刚性地相连（参见图 2 和 7）。制动钳 10 以传统的方式刚性地紧固在车辆上，为此使用了多个孔 14a、14b 和螺钉（未示出）。

如图 6（以及图 1、3、4、5）具体所示，柱螺栓 16a、16b、18a、18b 刚性地连接在制动器托架 10 上。所述柱螺栓在其部分纵向长度上设有外螺纹，该外螺纹拧入到制动器托架 10 中的配合内螺纹中。在图 6 中柱螺栓的暴露部分没有螺纹。柱螺栓 16a、16b、18a、18b 的裸露部分用来支撑制动衬片，如下面更详细所述。

如可从图 3、4、7 中具体看出，浮动制动钳 12 在柱螺栓 20a、20b 上滑动。如可从图 3 中具体看出，柱螺栓 20a、20b 拧入到位于车辆内侧的柱螺栓 18a、18b 中，即同轴。为此，柱螺栓 18a、18b 在中央处设有内螺纹，柱螺栓 20a、20b 的外螺纹可分别拧入到其中。因此，柱螺栓 20a 和 18a 以及柱螺栓 20b、18b 分别相互同轴（参见图 3）。同样，柱螺栓 16a、18a 以及柱螺栓 16b、18b 也同轴（图 6）。

根据图 2 和 7，两个制动钳部分 12a、12b 通过螺钉 26a、26b、26c、26d 彼此刚性连接。两个制动钳部分 12a、12b 的接触面由图 2 中的 12c 表示。

用于使活塞 28 运动的制动流体以传统的方式通过流体入口 22 引入到流体腔室 30 中（参见图 4）。如果流体腔室 30 中的流体压力因此而增大，则活塞 28 朝向图 4 中的右侧运动，而制动钳 12 相应地向左运动。

图8显示出两个相同结构的制动衬片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在制动期间由于摩擦而磨损。图8还显示出摩擦衬片32a的面积中心F。该制动衬片包括分别在制动器的前侧和后侧的U形凹槽40、40'。图8还示意性地显示出制动盘38的旋转轴线A(后者没有在图8中显示出,参见图4)。

制动衬片32a、32b从上方通过其U形凹槽40、40'布置在柱螺栓16a、16b和18a、18b的无螺纹部分上。因此,这使得凹槽40、40'中的壁和相应柱螺栓16a、16b、18a、18b的表面线接触。

制动器部件尤其是柱螺栓16a、16b、18a、18b的位置和在制动衬片32a、32b中的凹槽40、40'之间的间距以及这些凹槽40、40'自身如此设定尺寸,从而延伸穿过柱螺栓16a、16b、18a、18b的纵向轴线的平面与制动盘的旋转轴线A的径向间距(参见图8)小于摩擦衬片的面积中心F与旋转轴线A的径向间距。由柱螺栓16a、16b、18a、18b的纵向轴线跨越的平面在图1和5中由P显示出。制动盘的轴线A的位置也在图5中示意性地显示出。该轴线与附图平面垂直,也参见图8。在盘轴线A和由柱螺栓跨越的平面P之间的间距表示为从轴线A至平面垂下一垂线。该间距在图5中由D表示。

根据本发明的一变型例,这些部件具有这样的尺寸,从而螺栓16a、16b、18a、18b的纵向轴线与制动盘轴线A的径向间距小于摩擦衬片36a、36b的面积中心F与制动盘轴线A的径向间距。

在上述两个(“平面”)变型例的第一个中,在间距中的所述差优选为相对较大数值的至少5%,更优选为所述间距的至少10%并且更加优选至少为15%。

另外,制动器部件的上述尺寸如此选择,从而当引入能够使车辆以可达大约0.1g减速的制动力时,只有拉伸力作用在制动衬片上。当图8中的制动盘沿着逆时针方向(绕着轴线A)转动时,制动器的前侧朝向右侧,即与凹槽40对应,而制动器的后侧朝向左侧,即与凹槽40'对应。在轮胎和道路表面之间存在良好摩擦接合的情况下,在制动力

不超过上述0.1g的最大车辆减速度的情况下，在制动衬片32a即在前侧（图8向右）上只出现拉伸力；制动力由制动衬片的前侧上的凸出部42吸收（摩擦力朝向图8中的左侧作用）。只有在引入高于0.1g减速度的制动力时，制动衬片的后表面46才撞击在凹槽40'中的相应螺栓上，并且这些制动力通过拉伸力（凸出部42）和压缩力（在表面46上）吸收。

另外，该制动器的尺寸也可以如此选择，从而制动衬片32a、32b在传递由大约为10巴的液压制动压力产生的并且与大约为 1m/s^2 的车辆减速度对应的制动力时，只有所述的拉伸力一直作用在制动衬片上，而在传递与大于 3m/s^2 的车辆减速度对应的大于30巴的液压制动压力的情况下，拉伸力和相当大的压缩力（如上所述）一直作用在制动衬片上。在10和30巴之间的过渡范围中，由压力引入的力传送缓慢增大。因此，制动器托架可以重量较轻地构成（低重量）。高切向力有利地分布在两个托架臂上。

上述由拉伸和压缩传递的力优选地选择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，这些尺寸优选如此选择，从而所述制动衬片主要受到拉伸力。

图9和10为该制动器的具体实施例，其中制动器托架10在车辆外侧上设有一桥接件42，该桥接件用来使制动器托架10的自由臂10a、10b相互连接。该桥接件42可以例如由金属板制成，并且通过柱螺栓16a、16b连接。该桥接件42加强了制动器托架并且可以传递力。它还可以用来安装例如标签或甚至商标。

桥接件42还可以构造成尤其设有阻尼材料的多层金属板，该阻尼材料优选设置为在金属层之间具有阻尼层的夹层结构。优选地，在紧固连接处（柱螺栓16a、16b）的区域中不设置任何阻尼材料。

与图8对应，U形凹槽40、40'在其基底处在侧面之间具有圆形过渡部分，过渡半径（参见附图标记48）小于支撑螺栓16a、16b、18a、18b的半径。因此，可以更加精确地限定制动衬片和螺栓之间的接触线。

在U形凹槽40、40'中螺栓的较小的优选为线性的接触区由于高表面压力而可以除去腐蚀产物。基本上避免了振动。

在U形凹槽40、40'中，即在螺栓和凹槽壁之间可以设有例如采用“U”形形状的阻尼板。螺栓16a、16b、18a、18b也可以设有一套筒，尤其是弹性套筒，这同样可以导致增大振动阻尼。

上述制动器具体还具有的优点在于，它特别容易制造和装配。在制造期间，制动器托架的机加工只需钻孔、镗孔和螺纹切削。

在如上述实施例所述的浮动钳式制动器的修改例中，本发明也可以用固定钳盘式制动器来实现。为此，除了制动衬片的相关特征之外，制动器托架和螺栓与浮钳盘式制动器的托架和螺栓对应。在固定式制动钳的情况下，仅仅将力不同地引入到制动衬片中。在固定钳盘式制动器中，凹槽（与在图8中的附图标记40、40'对应）可以优选构成为细长孔。在本发明的这些实施例中，可以看出的特别优点在于，由于拉伸的制动衬片，因此在四活塞制动器的情况下，所有活塞的直径都可以相同。不必在后侧处设置大活塞直径。

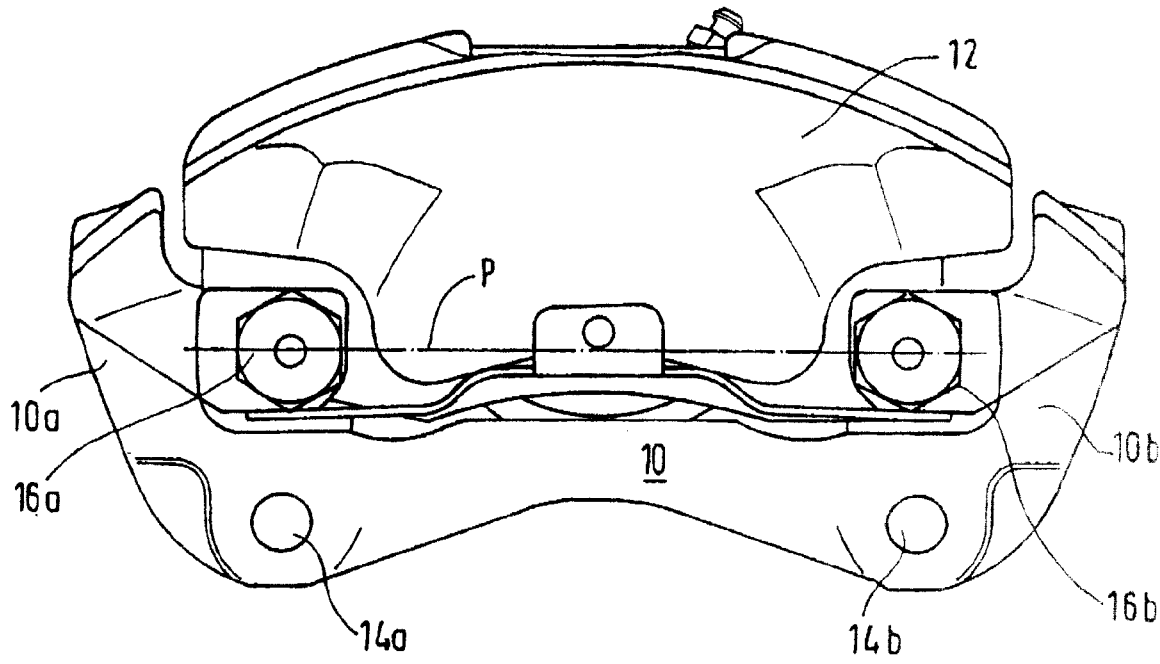


图 1

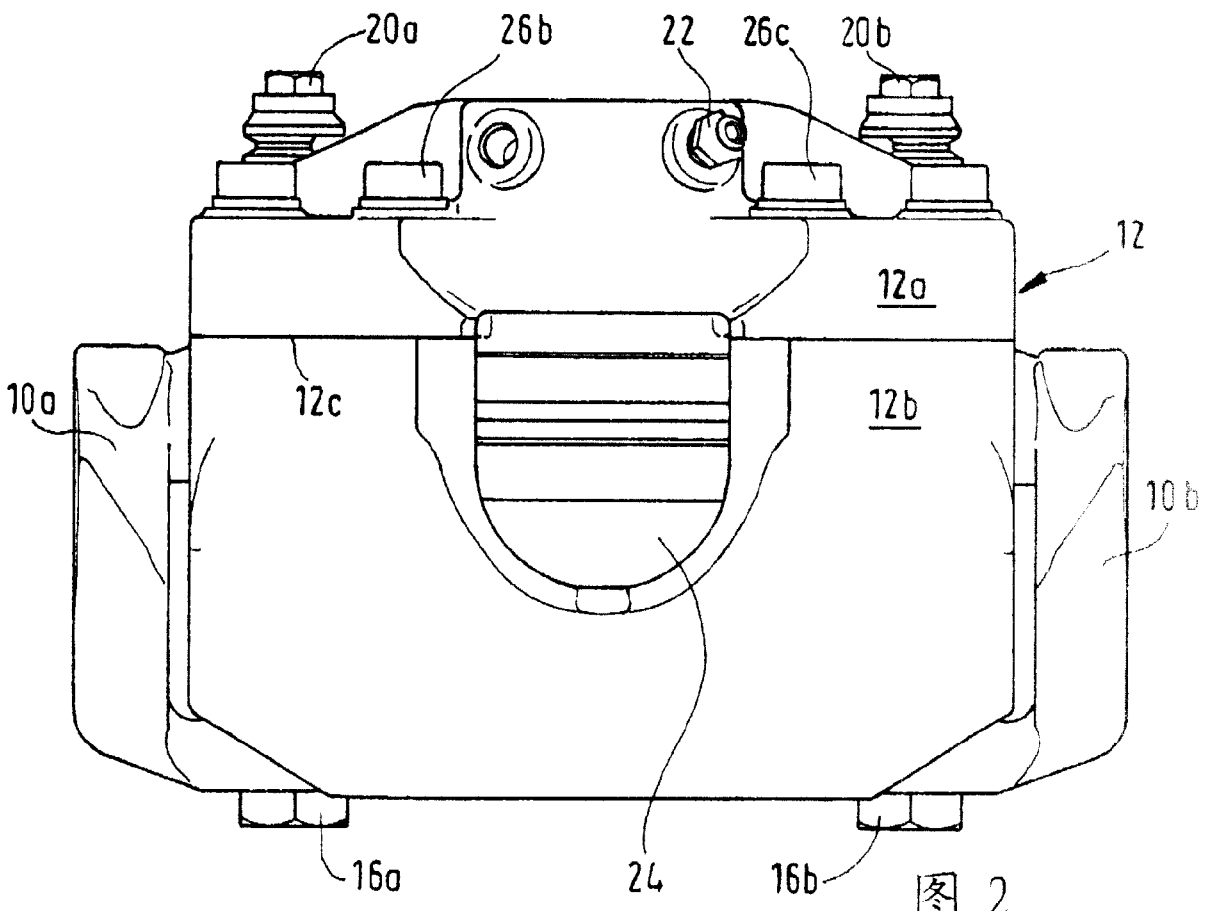
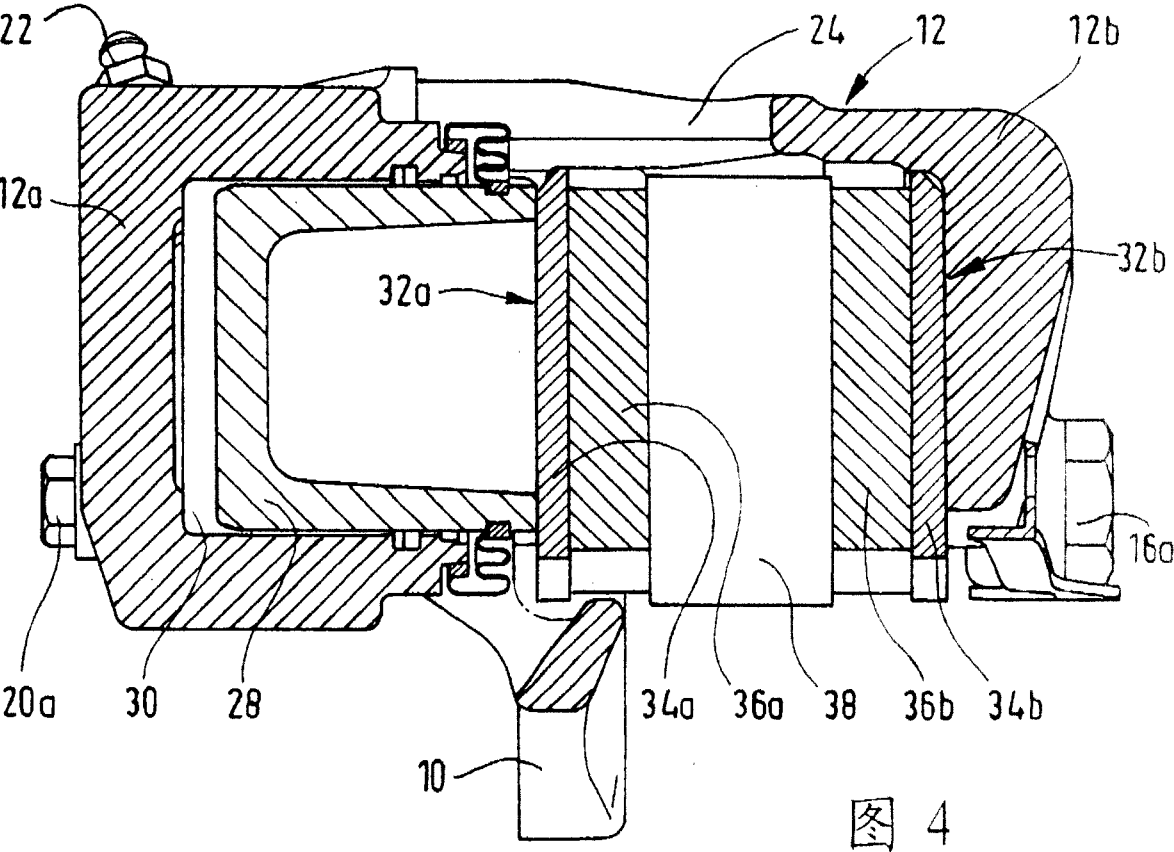
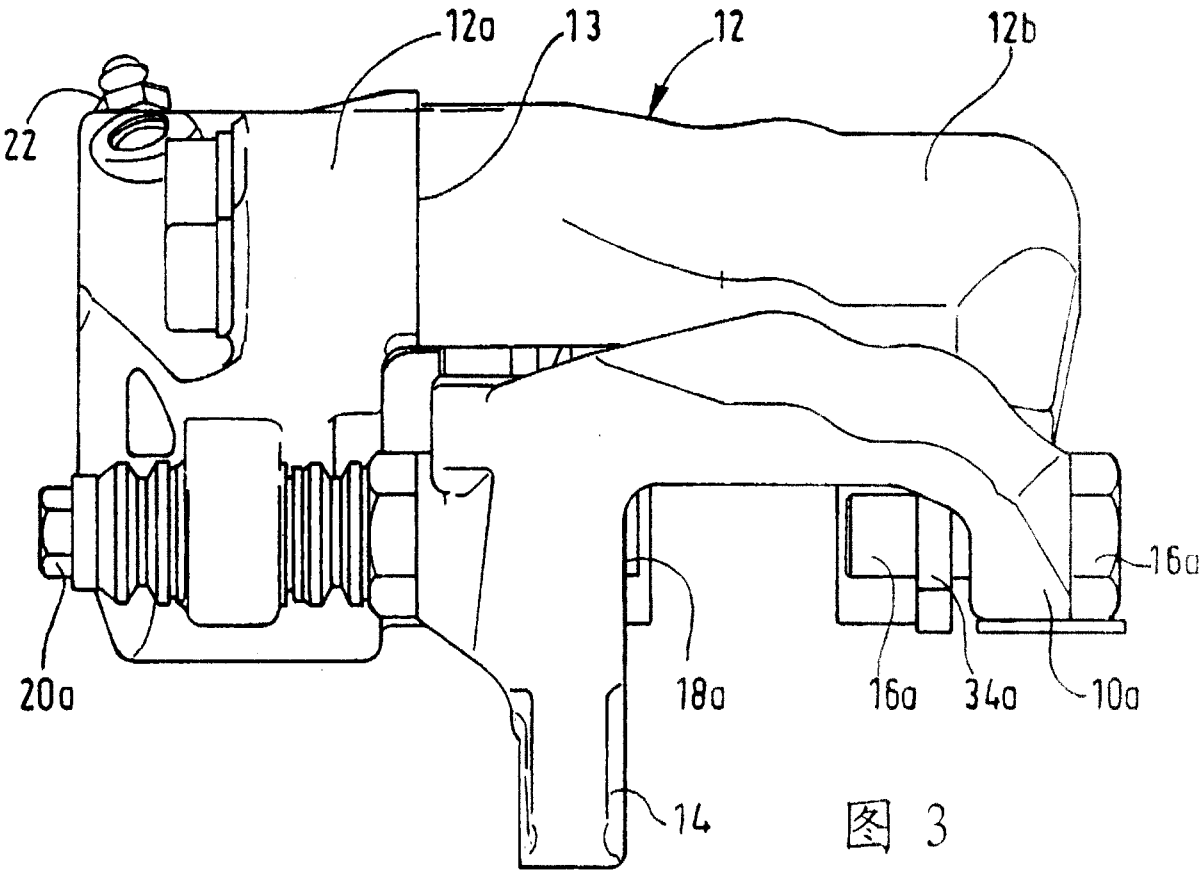


图 2



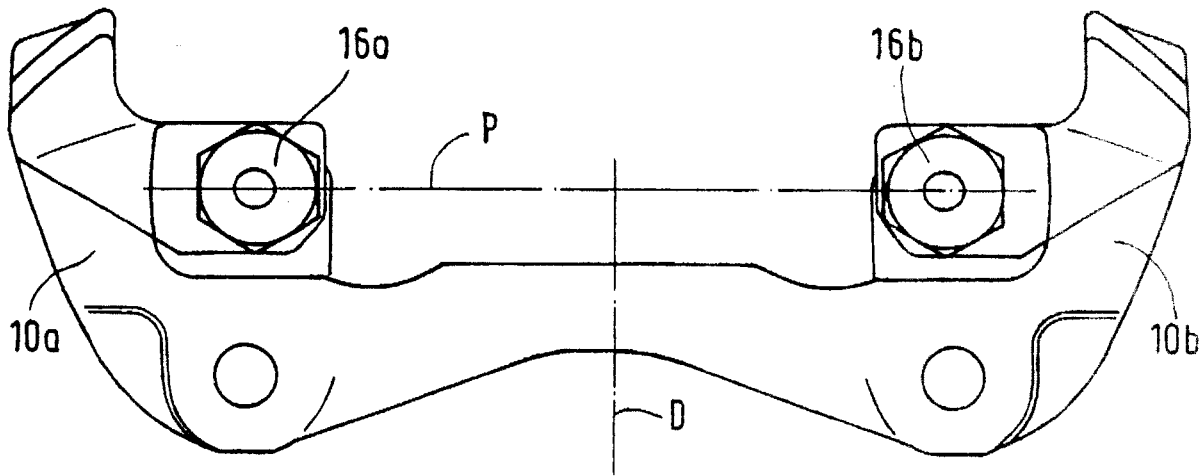


图 5

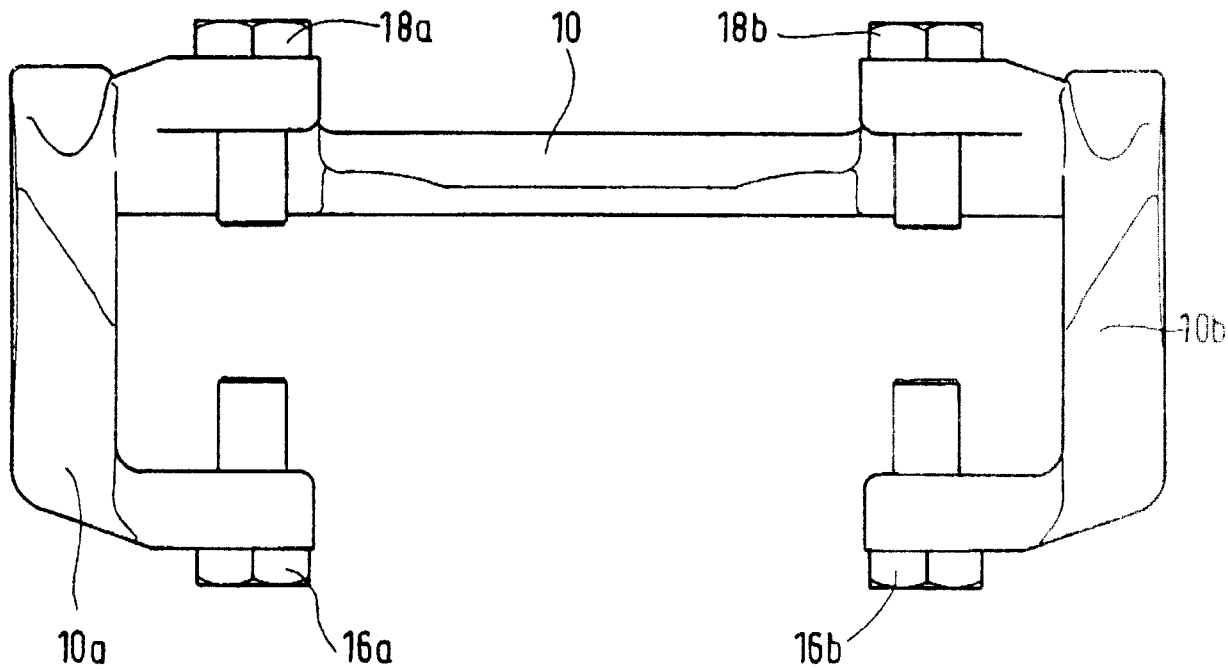


图 6

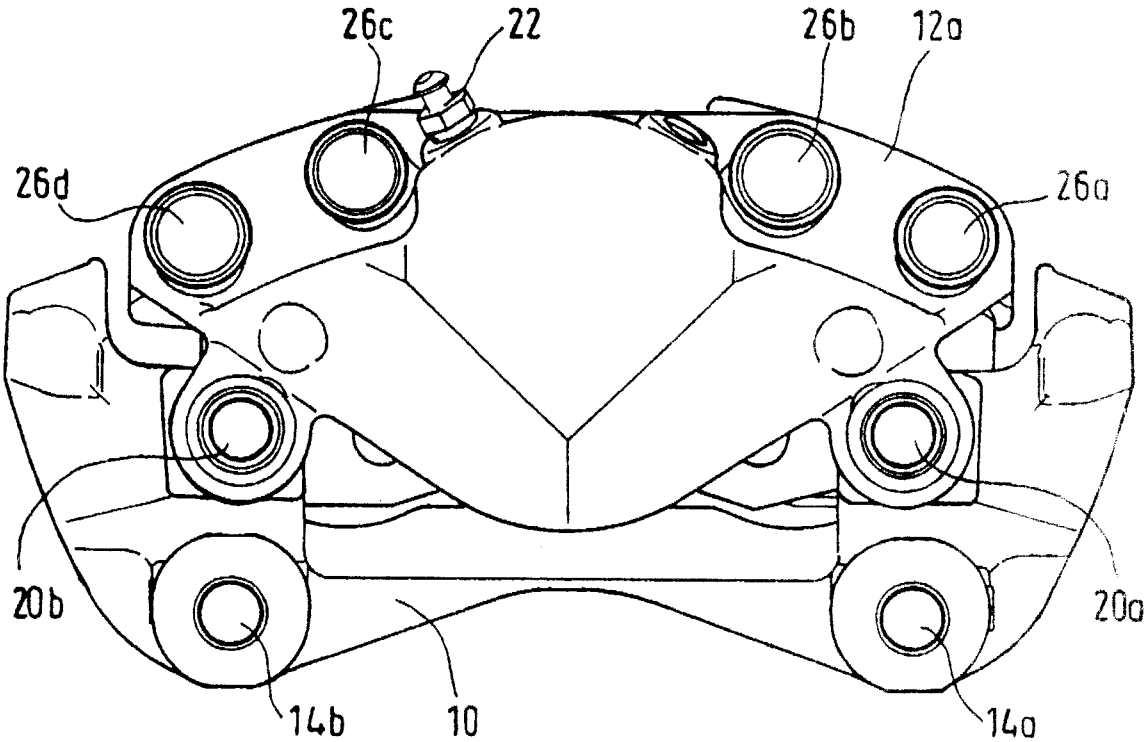


图 7

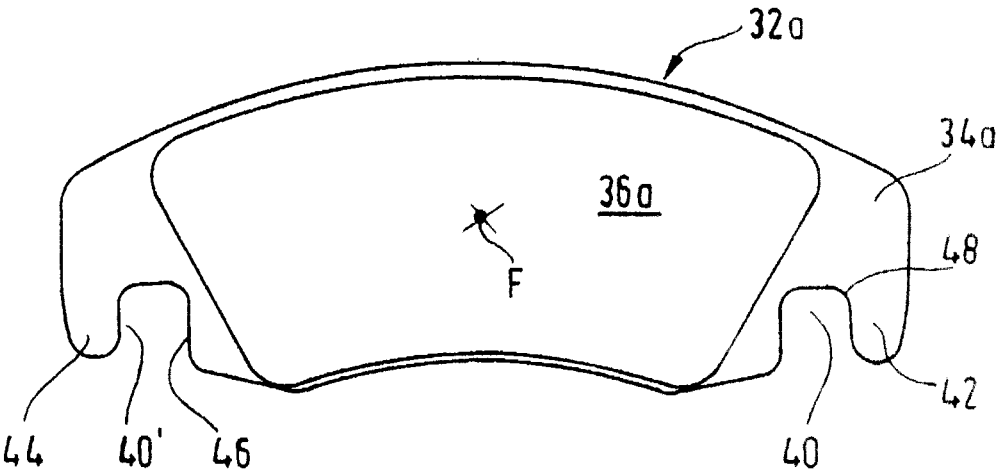


图 8

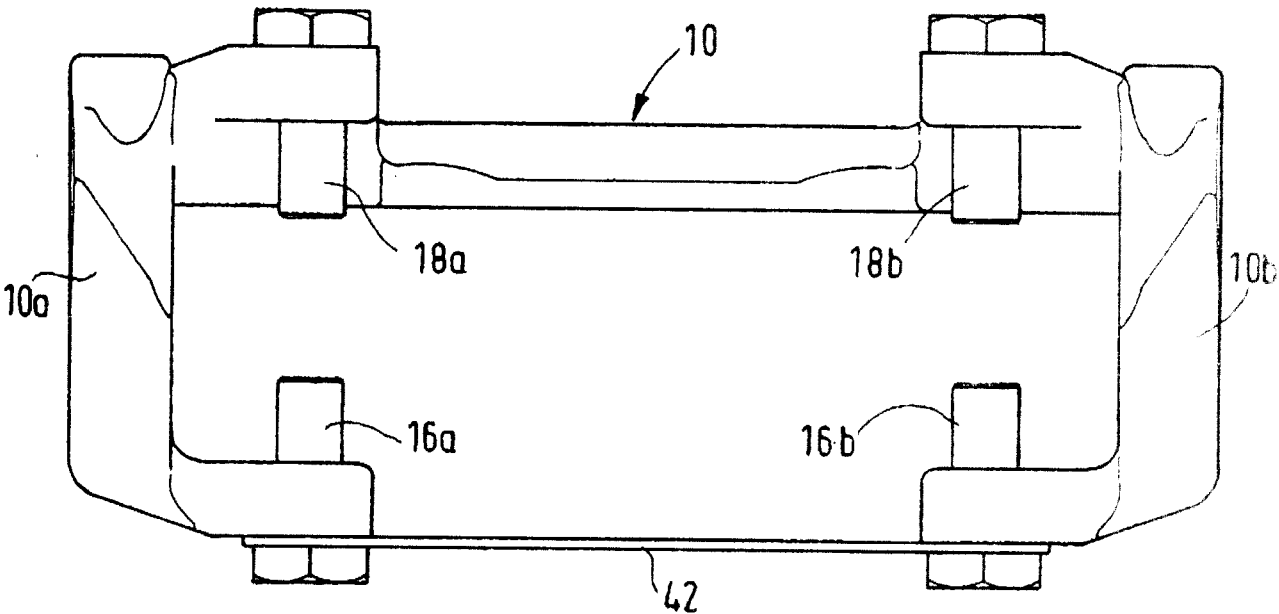


图 9

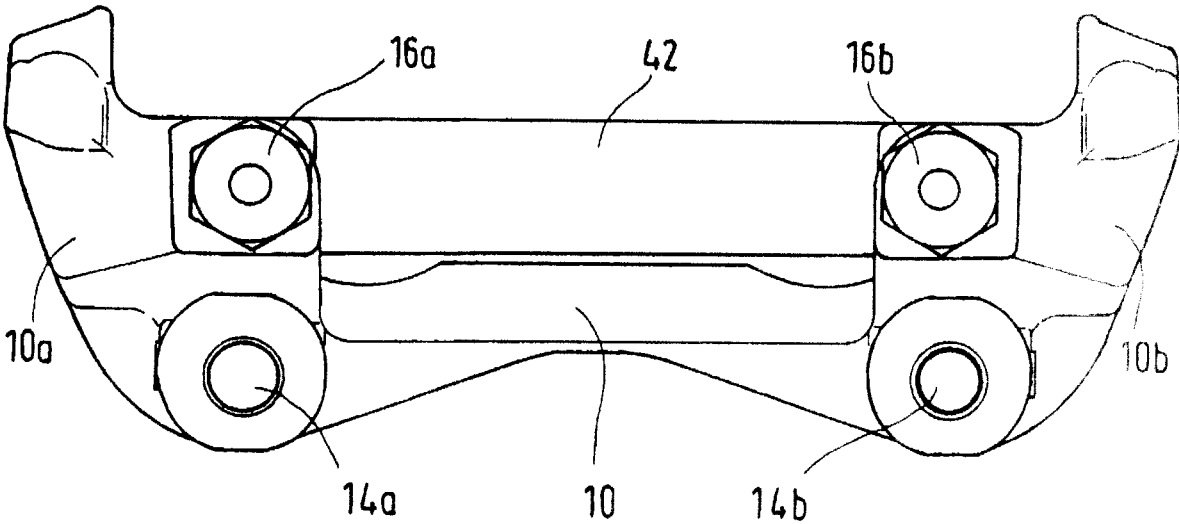


图 10