



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102037253 A

(43) 申请公布日 2011. 04. 27

(21) 申请号 200980115682. 8

(51) Int. Cl.

(22) 申请日 2009. 04. 01

F16D 65/12(2006. 01)

(30) 优先权数据

08006702. 8 2008. 04. 01 EP

(85) PCT申请进入国家阶段日

2010. 11. 01

(86) PCT申请的申请数据

PCT/EP2009/002384 2009. 04. 01

(87) PCT申请的公布数据

W02009/121586 DE 2009. 10. 08

(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 乌尔里克·佐伊斯尔

迈克尔·瑞切利克 塞达尔·塞胡恩

于尔根·科尔特

(74) 专利代理机构 北京三友知识产权代理有限

公司 11127

代理人 党晓林 王小东

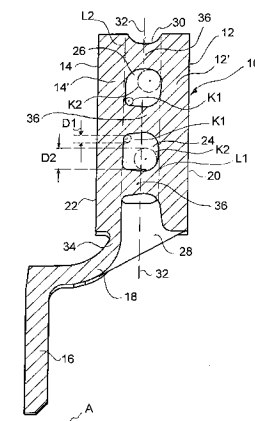
权利要求书 2 页 说明书 8 页 附图 2 页

(54) 发明名称

制动盘和盘式制动器

(57) 摘要

本发明涉及一种制动盘,该制动盘具有在一侧上的外摩擦路径(14)和在另一侧上的内摩擦路径(12)。在所述摩擦路径之间设置开放空间(24),所述空间在外摩擦路径侧(22)上具有不同于内摩擦路径侧(20)的形式。



1. 一种用于盘式制动器的制动盘,该制动盘具有在该制动盘的一侧的外摩擦路径(14;14a)和在另一侧的内摩擦路径(12;12a),并且具有在所述摩擦路径之间的风扫洞(24,26;24a,26a)以冷却所述制动盘(10),

该制动盘的特征在于,

部分或完全位于所述外摩擦路径侧(22)的所述洞(24,26;24a,26a)具有不同于位于所述内摩擦路径侧(20)的结构。

2. 根据权利要求1所述的制动盘,其中,除通过所述洞(24,26;24a,26a)散热以外,从所述摩擦路径进行的散热在所述制动盘(10)的一侧(20)比在另一侧(22)低,

该制动盘的特征在于,

在散热较低的所述一侧(20)的所述洞(24,26;24a,26a)的结构从所述一侧的所述摩擦路径(12)散发的热比在所述另一侧(22)的所述洞的结构从所述另一侧(22)的所述摩擦路径(14)散发的热更多。

3. 根据权利要求1所述的制动盘,其特征在于,所述洞(24,26;24a,26a)相对于一平面(32;32a)是不对称的,所述平面(32;32a)近似在中心延伸通过所述洞,并且平行于所述摩擦路径(12,14;12,14a)延伸。

4. 根据权利要求1所述的制动盘,其特征在于,所述洞(24,26;24a,26a)在所述制动盘的一侧的曲率半径不同于在该制动盘的另一侧的曲率半径。

5. 根据权利要求1所述的制动盘,其特征在于,所述洞围绕所述制动盘的中心轴线延伸,并且径向分布地设置在所述外摩擦路径和所述内摩擦路径之间的全部空间上。

6. 根据权利要求1所述的制动盘,其特征在于,所述洞成螺旋形缠绕通过所述制动盘。

7. 根据权利要求1所述的制动盘,该制动盘具有形成所述外摩擦路径(14)的板(14')和形成所述内摩擦路径(12)的板(12'),其中所述板中的一个板连接至散热制动盘导架(16),并且所述两个板(12',14')通过支承元件(36)连接,所述制动盘的特征在于,在所述板(12')的不连接至所述制动盘导架(16)的一侧,用于热传导的从所述板(12')进入到所述支承元件(36)的过渡区中的横截面大于所述板(14')的连接至所述制动盘导架(16)的一侧的所述过渡区中的横截面。

8. 一种用于盘式制动器的制动盘,该制动盘具有在该制动盘的一侧的第一板(14')上的外摩擦路径(14;14a),并且具有在该制动盘的另一侧的第二板(12')上的内摩擦路径(12;12a),并且具有在所述摩擦路径之间的用于冷却该制动盘(10;10a)的风扫洞(24,26;24a,26a),其中所述第一板(12')和所述第二板(14')至少具有大约相同的厚度,并且除通过所述洞的效果散热之外,从所述制动盘的一侧的散热大于在该制动盘的另一侧的散热,所述制动盘的特征在于,所述洞(24,26;24a,26a)较接近于所述制动盘的一侧设置,所述一侧是指除通过所述洞的效果散热之外从所述摩擦路径的散热较低的那一侧。

9. 根据权利要求1或8中的任一项所述的制动盘,其特征在于,所述制动盘(10;10a)在外侧或在中心连接至所述制动导架(16;16a)。

10. 根据权利要求1或8中的任一项所述的制动盘,其特征在于,所述制动盘从车辆中心的方向通风。

11. 根据权利要求1或8中的任一项所述的制动盘,该制动盘具有在所述洞(24,26;24a,26a)之间的支承元件(36;36a),其特征在于,在一平面(32;32a)的相对两侧的所述

支承元件沿所述摩擦路径的方向以不同形状伸展,所述平面大体上垂直于所述制动盘的轴线(A)延伸。

12. 根据权利要求4所述的制动盘,其特征在于,在所述外摩擦路径(14;14a)侧的所述洞的曲率半径主要在1至2.5mm的范围内,并且在所述内摩擦路径(12;12a)侧的所述洞的曲率半径主要在3至6mm的范围内。

13. 根据权利要求1或8中的任一项所述的制动盘,其特征在于,所述洞(24,26;24a,26a)和/或所述支承元件(36;36a)形成为使得:从两个所述摩擦路径(12,14;12a,14a)的散热使得这两个摩擦路径达到大约相同的温度。

14. 根据权利要求1或8中的任一项所述的制动盘,其特征在于,所述一个摩擦路径(14;14a)至所述制动盘导架(16)或所述制动盘导架(16a)的鹅颈(34a)的连接部(18;18a)具有减小的横截面,并且/或者被穿孔。

15. 根据权利要求1或8中的任一项所述的制动盘,其特征在于,沿着所述制动盘的半径,三个或四个支承元件(36)被径向间隔开布置,特别是在直径范围在300至360mm内的制动盘中。

16. 根据权利要求1或8中的任一项所述的制动盘,其特征在于,所述洞(24,26;24a,26a)和/或所述支承元件(36;36a)构造成使得:所述制动盘(10)的固有振动频率明显不同于所述制动盘的其他部件的固有振动频率。

17. 一种盘式制动器,特别是浮钳盘式制动器,该盘式制动器具有根据权利要求1或8中的任一项所述的制动盘。

18. 根据权利要求1或8中的任一项所述的制动盘,其特征在于,所述摩擦路径的径向中央区域中的所述洞构造成使得:在所述中央区域中,从所述外摩擦路径(14;14a)的散热相对于从所述内摩擦路径(12;12a)的散热被略微减小到这样的程度,以致在所述制动盘的极端磨损之后,任何裂纹都在所述摩擦路径的所述径向中央区域中在外侧开始形成。

19. 一种通过在制动盘的外表面(20;22)处形成裂纹而在视觉上显示该制动盘的极端磨损的方法,该方法使得在径向中央区域中,来自所述制动盘的外摩擦路径(14;14a)的热张力与来自该制动盘的内摩擦路径(12;12a)的热张力相比不同到这样的程度,以致在极端制动盘磨损之后,任何裂纹形成首先在所述外摩擦路径(14;14a)的径向中央区域中开始。

## 制动盘和盘式制动器

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于盘式制动器的制动盘,该制动盘具有在制动盘的一侧上的外摩擦路径和在另一侧上的内摩擦路径,并且具有在摩擦路径之间的风扫洞 (air-swept hollow) (凹部) 以冷却该制动盘,并且本发明涉及一种涉及盘式制动器,所述制动盘被装配在该盘式制动器上,该制动盘因此是所谓的通风式制动盘。

### 背景技术

[0002] 从 DE 10 2007 010 487 A1 已知这种制动盘。

[0003] 在物理术语中,机动车辆中的制动操作意味着其动能基本上被转换成热能。该热能产生在制动器中并且在实际的制动操作期间必须在极大程度上被消散到环境中。在从较高速度进行制动操作的整个期间,可以产生 500kW 的热功率。假如机动车辆长时间被制动,例如当从山口向下行驶时,则通常产生大约 5kW 的热功率。

[0004] 车辆动能到热能的转化在制动器的摩擦面处实现。在盘式制动器的情况下,这些摩擦面是制动衬面和制动盘之间的摩擦面。

[0005] 通过辐射、对流以及热传导从制动盘除去热。然而制动盘的相当大的加热出现在更极端和 / 或更持久的制动操作期间。制动盘的加热通常不均匀地出现在整个制动盘上。更确切地说,温度梯度出现并且可能导致制动盘变形,特别是导致已知的所谓伞效应,即制动盘形成弓状。这种变形是非常不受欢迎的。特别是,它们可能导致所谓的“制动器抖动”。

[0006] 关于盘式制动器的不得被反复地解决的另一个问题是所谓的“制动器尖叫”,发生该制动器尖叫还可能因为各种振动效应可能通过相互作用 (耦合) 出现在制动器中。例如,特别是假如两个机械子系统“卡钳”和“制动盘”的共振频率处于彼此接近的状态,则它们存在耦合。这在特定制动力下可导致谐振耦合并且因此导致非常不受欢迎的尖叫噪声。

[0007] 在开头提及的 DE 10 2007 010 487 A1 中,试图通过将补偿环设置在摩擦盘 (制动盘) 的径向内缘来防止所述问题。这里的目的是朝向更高频率转换固有频率,并且特别是以轴向弯曲模式来转换,从而使得难以产生与制动器的其他子系统的振动耦合。由于热膨胀而作用在制动盘上的径向力也在补偿环附近被吸收,因此制动盘上的伞效应将被避免。

[0008] 从 US 2,629,464 已知一种通风式制动盘,其中盘导架 (disc pot) 到盘缘的连接部在横截面上被减小并且具有弯曲,即所谓的鹅颈。鹅颈沿轴向 (相对于盘的旋转轴线) 延伸至盘缘下的一点。这里的目的是使盘导架和盘缘之间的连接部适应盘缘因热效应而膨胀和收缩,而不使材料受压过度,因此以便特别是避免裂纹形成。

[0009] 从 US 2,800,982 已知一种通风式制动盘,其中较薄的肋被设置在径向延伸的较厚的肋之间。较厚的肋形成内摩擦路径和外摩擦路径之间的支承连接,而较薄的肋因表面增大而主要用来消散热。根据构造形式,较薄的肋被径向设置在外侧和内侧,具有 V 形的切口。这样,更多的热量被从摩擦路径的中部区域除去,并且整体结果是摩擦缘中的温度保持尽可能均匀,以便减小热梯度并且因此减小热应力。

[0010] 从 FR 1, 309, 093 已知一种实心制动盘, 其中制动盘导架的连接相对于两个摩擦路径在近似中心实现。为防止伞效应, 在连接区域中切割凹槽, 使得内摩擦路径和外摩擦路径具有近似相同的径向宽度。通过调整凹槽的尺寸, 从摩擦路径进入盘导架中的热传导被控制, 从而实现伞效应的减小。

[0011] DE 1 283 611 公开了一种通风式制动盘, 其中一摩擦路径具有比其他摩擦路径更低的壁厚, 该摩擦路径直接与至制动盘导架的连接部相连, 并且因此通过热传导从该摩擦路径除去比从其他摩擦路径更多的热量。这里的目的是实现更均匀的温度分布, 从而防止在摩擦路径附近的应力和裂纹。

[0012] DE 1 950 178 公开了一种通风式制动盘, 其中直接与至制动盘导架的连接部相连的摩擦路径具有比其他摩擦路径更大的壁厚。这里的目的是使由热应力引起的裂纹仅可在非常长的操作周期和非常异常的应力后出现。发生这里所述情况的原因是摩擦路径的加强壁能更好地耐受高的特定热负荷并且确保盘体中更均匀的热分布, 该加强壁在操作状态下位于于轮盘中并且在制动期间被加热的空气可以从该加强壁仅被不完全地消散。这里, 为了防止制动盘过度变形, 在外摩擦路径至制动盘导架的连接部的附近也设置凹槽导架。

[0013] DE 2 128 594 公开了一种具有实心的完全加衬的制动盘, 即非通风式制动盘, 其中制动盘导架的连接相对于两个摩擦路径近似在中心实现 (在中心是指沿摩擦路径之间的轴向)。在两个摩擦路径之间, 切割深 V 形凹槽, 使得在致动制动器时, 摩擦路径相对于彼此弯曲。在制动器的非致动状态下, 摩擦路径不是相互以平行平面延伸, 而是以双圆锥的形状延伸, 使得它们在外径的宽度比在内径的宽度大适合的程度。这里目的是实现制动衬面和制动路径的摩擦表面的完全表面接触, 以便实现接触压力的均匀分布并且因此也实现摩擦力和加热的均匀分布。均匀的热负荷还导致制动衬面的均匀磨损。为了减小在至导架的连接部的一侧上的热流, 连接部由多个开口中断因此壁厚被减小。

[0014] US 3, 892, 297 和 GB 2 001 716 也涉及防止制动盘中热梯度的问题并且为此为摩擦路径提供不同壁厚。

[0015] DE 3 026 354 描述了一种在通风道附近具有热校正质量的通风式制动盘。在那里直接连接至盘导架的外摩擦路径被扩大, 使得包括所述热校正质量的外摩擦路径的质量大约与由制动盘导架、制动盘导架的连接部和过渡至外摩擦路径的过渡段的质量之和产生的质量相对应。这样, 关于从外摩擦路径到充当散热器的盘导架内的热的去除, 以及外摩擦路径的径向外区和径向内区之间的关联温差, 为了以下效果而进行修正, 即外摩擦路径的热流入热校正质量, 因此外摩擦路径内的温差减小。

[0016] DE 3 231 175 尤其公开了一种在两个摩擦路径之间具有 V 形缺口的通风式制动盘。在制动器致动时, 为了保持两个摩擦路径以限定的轴向距离分开, 在摩擦路径之间设置支承腹板或平坦环形体。这样, 摩擦路径的径向外区区域待被加热到比径向内区区域高的程度, 结果是, 外部区域膨胀到比内部区域更大的程度。这里的目的是产生张应力, 以确保摩擦路径沿径向张紧并且因此防止制动盘变形。

[0017] WO 2004/102029 A1 公开了一种具有板的通风式制动盘, 该板形成摩擦路径并且通过支承元件相互连接, 其中支承元件之间设置相对大的自由空间以加强气流。

[0018] US-A-5, 460, 249 描述了一种通风式制动盘, 其中为了防止热变形, 肋设置在形成摩擦路径的板之间并且伸出制动盘的内缘外。

[0019] US 2005/0269173 A1 描述了一种通风式制动盘,其中为防止制动盘在制动操作期间向外弯曲,而在形成制动盘的板之间设置特别布置的支架。

## 发明内容

[0020] 本发明的根本目的在于提供一种制动盘和一种盘式制动器,通过该制动盘和该盘式制动器可以极大程度地避免不受欢迎的热效应和声效应。

[0021] 为此,本发明提供了一种用于盘式制动器的制动盘,该制动盘具有在所述制动盘的一侧的外摩擦路径和在其另一侧的内摩擦路径,并且在所述摩擦路径之间具有风扫洞以冷却所述制动盘,其中,至少部分地在所述外摩擦路径侧的所述洞具有不同于在所述内摩擦路径侧的该洞的结构。

[0022] 在优选方式中,所述制动盘包括形成所述内摩擦路径的一部分板和形成所述外摩擦路径的另一部分板。所述两个板通过多个圆柱形支承元件连接,因此在所述两个板之间保持自由空间,该自由空间这里被称为洞。通过该概念形成,所述发明思想也可以被阐明,使得所述制动盘的两侧上的所述支承元件以不同形状与形成各自的所述摩擦路径的所述板相连。所述支承元件和所述板之间的这些过渡段构造成使得从形成所述摩擦路径的所述板到所述支承元件之间的所述自由空间的传热在所述制动盘的两侧是不同的,即,使得在没有特别改进的所述支承元件和所述板之间的所述过渡段的所述制动盘的将被加热到较高度的一侧,散热比所述制动器的另一侧大,总体结果是在所述制动盘中实现尽可能均匀的热分布,并且所述摩擦路径都不加热到比另一个所述摩擦路径大体上更高的程度。

[0023] 在上述意义中,构造所述支承元件和形成所述摩擦路径的所述板之间的所述过渡段的一个可能性是使在所述制动盘的一侧的所述支承元件和所述板之间的所述过渡段的曲率半径不同于在该制动盘的另一侧的过渡段的曲率半径。较大的曲率半径引起较大的传热。

[0024] 前述的发明思想也可以应用于具有风扫洞的制动盘,该风扫洞不是通过支承元件之间的自由空间形成,而是通过例如风扫螺旋通道、径向延伸腔等形成。通过所述洞的这种改进,借助于在所述制动盘的两侧上的所述壁几何形状的不对称结构,也可以实现所述制动器中尽可能均匀的温度分布的效果。

[0025] 根据发明的另一改进,可以以以下方式促进所述制动盘中的均匀的温度分布,即,通过不将由冷却空气吹扫的所述洞精确地设置在所述制动盘的中心,而是具有轴向偏移(相对于所述制动盘的轴线),使得没有该偏移的所述制动盘的一侧将被加热到更高的程度,因此该一侧具有与所述制动盘的另一侧相同的温度,或与其尽可能相似的温度,在该另一侧没有所述洞的偏移,而会存在更大的散热。通过在所述制动器的两侧的所述支承元件和所述板之间的所述过渡区的根据本发明的不同结构,所述洞的相对于所述制动盘的中心平面的前述“偏移”可以被保持相对微小,结果是在不同的摩擦路径厚度(即所述板的不同强度)的情况下,现有技术的关于盘裂纹的令人遗憾的风险可以被减小。

[0026] 本发明也能监控在所述制动盘的所述摩擦路径中的一个处,特别是在所述外摩擦路径处的裂纹形成,使得由裂纹形成引起的制动盘的使用寿命的终点可尽可能不危急地并且以特别简单的方式检测。为此,所述支承元件和形成所述摩擦路径的所述板之间的所述过渡区被构造成使得裂纹形成(如果有的话)从所述摩擦路径的径向中心或接近于该径向

中心开始。特别是,为此,所述支承元件之间的过渡半径和/或所述支承元件和形成所述摩擦路径的所述板之间的过渡形状在所述制动盘的径向内部区域被配置得不同于所述制动盘的位于径向更向外的区域。本发明的该方面,即,控制所述制动盘的加热使得该制动盘的最大负荷出现在所述摩擦路径的径向中部区域而不是该摩擦路径的径向内部区域,也可以被实现,而本质上(本身)不依赖于发明的其他特征。

[0027] 本发明有可能使摩擦线(friction thread)中和制动盘中的热分布均匀,而没有显著的重量增加。

[0028] 这也意味着车辆的非簧载质量保持近似恒定。

[0029] 在通过在所述支承元件和所述摩擦路径之间的所述过渡区中的前述不同的曲率半径实现的本发明中,实质上重要的是所述制动盘的两侧上的摩擦半径的差。对于特定具体几何尺寸的给定制动盘,这(摩擦半径的差)可以在经验上被最优化。这里,术语“曲率半径”不必严格在圆的意义上解释。偏离圆形形状也是允许的。本质之处在于在前述意义上所述制动盘的一侧的所述区域中的曲率与在另一侧的曲率不同,使得从本身热量上负载更高的所述摩擦路径到所述支承元件内的热流因比所述制动盘的另一侧的加宽的热桥因而更好,其中所述摩擦路径和所述支承元件之间的连接形成横截面减小的热桥,使得所述制动器的在没有所述改进的“热桥”的情况下出现进入到所述制动盘导架的更大的热流的该侧现在达到与所述制动盘的相对侧大体上相同的温度导架。

[0030] 在具有所述盘式制动器的中央平面的两侧的不同的曲率半径的前述实施方式的修改中,也可以实现关于理想的温度分布的所述技术效果,还因为所述支承元件和形成所述摩擦路径的所述板之间的所述过渡区具有不同的斜面,使得在待被冷却到更大程度的一侧,用于热传导的从所述摩擦路径板到所述支承元件内的所述过渡区中的横截面大于在另一侧的横截面,使得从所述摩擦路径除去的热量在待被冷却到更大程度的所述一侧被相对增加。所述支承元件进入到所述板内的所述过渡区的形状因此与所述洞(自由空间)的形状相对应,并且在那里,所述不同的冷却效果通过在所述制动盘的两侧上的冷却空气的不同流动条件而被进一步促进。所述支承元件和所述板之间的所述过渡区也可以是多角形设计。如前述实施方式中一样,这里的关键之处在于,从待被冷却到更大程度的所述摩擦路径到所述制动盘的风扫表面的热传导横截面补偿了其他所述摩擦路径的更大的散热,因直接连接至制动导架所以更多的热量从所述其他摩擦路径被除去。

[0031] 通过根据本发明的所述措施,可以确保所述制动盘具有仅仅 0.2mm 的伞效应。特别是可以沿制动活塞的方向(浮钳盘式制动器中)转移该伞效应。

[0032] 所述支承元件可以采取不同形状,例如圆柱形(具有所述不对称性)、肋形或圆锥形,其中在所述制动盘的一侧设置比另一侧大的锥角,并且具有较大锥角的一侧具有来自于其摩擦路径的更大的散热。

[0033] 假如所述支承元件仿圆柱或销的式样设计,则它们可以具有例如 3.5 至 7mm 的范围内的直径,优选地 4 至 6mm 的范围内,并且更优选地大约 5mm。所述支承元件例如在所述制动盘之上均匀地分布并且具有 10 至 30mm 的范围内的从中心到中心的典型的相互间隔。优选地所述制动盘总体上为铸件。根据为了防止在所述摩擦路径的所述径向内部区域中裂纹形成(假如裂纹形成完全发生)并且为了确保这种裂纹形成在所述摩擦路径的所述径向中部区域中开始的本发明的前述变型,来自所述摩擦路径的特定散热被以以下方式实现,即,

通过所述支承元件以相对不均匀的方式在所述制动盘上分布的事实,即在所述摩擦衬面的径向中部区域中,例如放热支承元件的密度低于径向进一步向内的区域,在极端的制动负荷的情况下的加热在所述摩擦路径的所述径向中部区域中实现。

### 附图说明

[0034] 现在参照附图进行本发明的实施方式的详述。附图中:

[0035] 图 1 是通过制动盘的第一实施方式的剖面图,并且

[0036] 图 2 是通过制动盘的第二实施方式的剖面图。

### 具体实施方式

[0037] 附图示出了盘式制动器的部件,即制动盘,该部件在本发明的上下文中是相关的。盘式制动器的其他部件,诸如制动器底板、制动钳等可以从根据现有技术的各种改进推断出。

[0038] 图 1 示出了制动盘 10 的沿半径的剖面。制动盘因此绕其轴线 A 旋转。

[0039] 制动盘 10 具有内摩擦路径 12 和外摩擦路径 14。内摩擦路径 12 由(内)板 12' 形成并且外摩擦路径 14 由(外)板 14' 形成。制动盘以本身已知的方式具有制动盘导架 16,通过该制动盘导架 16 实现向待被制动的车辆部分的紧固。该车辆部分通常是轮毂。在制动器设置在差速齿轮上的车辆中,制动盘与轮轴驱动的一部分相连接。

[0040] 通风式制动盘 10 构造成紧固至轮毂。从制动盘导架 16 径向和轴向倾斜伸出的是用于支承制动盘 10 的连接部 18。连接部 18 与过渡段 34 相连,该过渡段 34 具有减小的横截面并且与外摩擦路径 14 的板 14' 达成一体。因此,在图中,分别相对于制动器在车辆中的预期装配状态,左边是“外侧”并且右边是“内侧”。

[0041] 因为吸收和消耗热量的制动盘导架 16 和外摩擦路径 14 之间的直接连接,所以从外摩擦路径 14 到制动盘导架 16 内的散热比从内摩擦路径 12 到制动盘导架 16 内的散热更大。因此,在没有专门措施的情况下,内摩擦路径 12 和形成该内摩擦路径 12 的板 12' 将被加热到比外摩擦路径 14 和形成该外摩擦路径 14 的板 14' 更高的程度。

[0042] 摩擦路径 12'、14' 在外侧是平行的平面。相对于制动器被装配在其中的车辆,制动盘 10 的一侧 20 是内侧,并且一侧 22 是制动盘 10 的外侧,即从车辆中央观察时制动盘的面向外的一侧。

[0043] 在制动盘 10 中形成洞 24、26,该洞也可以被称为板 12'、14' 之间的自由空间。在所示的实施方式中洞 24、26 都相互连接并且为了空气的自由运动而相互连接。这是因为支承元件 36 是销形或圆柱形结构,即,仅仅在某些地方使板 12' 和 14' 相互连接,使得自由空间 24、26 为了沿各种路径的自由空气循环而连接。空气在这里是从内部径向向外流动,即,通过板 12'、14' 之间的进气口 28,并且在流过自由空间 24、26 且在流过时吸收热量之后,通过出气口 30 从制动盘 10 径向向外离开。在图 1 中,两个板 12'、14' 由假想的虚线 L1 和 L2 标记。

[0044] 在根据图 1 的实施方式中,通过进气口 28 进入到制动盘内的冷却空气来自车轮和车辆中央之间的区域。另一方面,假如制动盘导架被连接至内摩擦路径 12,则冷却空气来自轮缘和外摩擦路径 14 之间的区域。这将导致制动盘的低效冷却。



[0045] 假如所示的制动盘 10 被装配在局部加衬的浮钳盘式制动器中,即仅在制动盘的一侧上具有活塞-汽缸装置的盘式制动器中,则活塞-汽缸装置设置在内摩擦路径 12 的一侧。

[0046] 在制动期间产生的热最初出现在外摩擦路径 14 和内摩擦路径 12 处。热从这些摩擦路径流到支承元件 36。热另外经由过渡段 34 和连接部 18 流入制动盘导架 16 中并且从该制动盘导架 16 流入轮毂中,其中,如所提及的,在所示的结构形式中,进入到制动盘导架 16 内的热流从外摩擦路径 14 排出比从内摩擦路径 12 更多的热。

[0047] 然而为了实现其中摩擦路径具有至少近似相同的温度的效果,从外摩擦路径 14 到支承元件 36 内以及到自由空间 24、26 内的散热与从内摩擦路径 12 到支承元件 36 以及到自由空间 24、26 内的散热相比被有目的地减少,从而实现希望的温度平衡。这是由于自由空间 24、26 相对于中心面 32 被不对称地构造。在图中所表示的实施方式中,自由空间在支承元件 36 和形成摩擦路径的板 12'、14' 之间的过渡区中具有不同的曲率半径。在图中,通过虚线来绘制圆,并且该圆图示了所述过渡区中的各自的曲率半径。在圆柱形结构的支承元件 36 的情况下,过渡区关于支承元件的纵轴线(这些纵轴线垂直于平面 32)旋转地对称。

[0048] 如所表示的,支承元件 36 的沿内板 12' 的方向的过渡区具有比支承元件的进入到外板 14' 内的外侧上的过渡区明显大的曲率半径,其中前者的曲率半径与所示圆的直径 D2 相对应,后者的曲率半径与直径 D1 相对应。这实现了关于期望地有意影响热流的两个效果。

[0049] 第一,可用于制动盘的金属中的热从摩擦路径流动到支承元件内的流动横截面大于在待被冷却到更大程度的一侧上的横截面,因此在这里,内摩擦路径 12 的一侧的流动横截面比在另一侧上的流动横截面大,这里另一侧是制动盘的外侧 22。

[0050] 第二,自由空间 24、26 中的冷却空气的流动被以如下方式影响,即在待被冷却到更大程度的制动盘的一侧上(这里是内摩擦路径 12 的一侧 20),与在制动盘的另一侧上(在本实施方式中是在外摩擦路径 14 的一侧 22 上)相比,更多的热被气流吸收。气流的冷却效果可以在制动盘的两侧上的自由空间 24、26 中被不对称地调节,特别是因为在制动盘的一侧上有意地产生紊流,制动盘的该一侧与制动盘的另一侧相比必须被冷却到更大程度,因此在制动盘的该另一侧上的流动更优选是层流。

[0051] 前述两个效果可以单独地或联合地用来总体上实现在制动盘处和制动盘中的希望的温度分布。在限定评价特定尺寸和材料的给定制动盘的情况下,相对于进入到板 12'、14' 内的过渡区的自由空间 24、26 的轮廓的结构和支承元件的结构的形状在经验上被最优化。

[0052] 例如,对于给定的制动盘,在下文中进一步详细描述该制动盘的尺寸,外摩擦路径 14 的一侧上的过渡半径在 1 至 2.5mm 之间,在另一侧上,即在内摩擦路径 12 的一侧上的过渡半径在 3.5mm 至 6mm 之间的范围内被确定为非常适当。这些过渡半径在图中由虚线圆表示,该虚线圆具有各自的直径 D1 和 D2。

[0053] 如在导言中已经解释的,这里的术语“过渡半径”不必为精确的圆形而可以是弧形,该弧形也可以偏离更精确的圆形。弧形也可以是有角的,即多角形。关键是实现两个前述技术效果中的至少一个,即关于支承元件中的热流横截面和/或关于气流中的热吸收的

技术效果中的至少一个。

[0054] 代替所述的过渡区的弧形结构,也可以使用倾斜形状,例如圆锥形。例如,支承元件进入到板内的过渡区可以具有相对于平面 32 的斜面,该斜面在几何学上与例如布置在自由空间中的倒角相似,在该情况下,类似于前述曲率半径的比例,在待冷却到更大程度的制动盘的一侧上,支承元件 36 中的横截面将为了增加热流而被形成得更大。

[0055] 代替前述支承元件 36 的圆柱形改进,这些支承元件也可以采取短肋等的形式,在该情况下,相应的不对称被设置在平面 32 的两侧上以便实现前述效果。

[0056] 因为所示实施方式中的制动盘 10 是铸件并且具有用于通风的自由空间 24、26,所以分型面通常延伸通过支承元件 36。这是便于构造的形式,该形式已经在上面指出,具有两个双圆锥,使得从分离面一个圆锥以加宽的方式延伸到内摩擦路径 12 并且另一个圆锥以加宽的形式延伸到外摩擦路径。通过选择锥角,热流可以在上述意义上被控制。

[0057] 控制热流的另一种手段是连接部 18 和过渡段 34 以及制动盘在进气口 28 附近的结构。因此,例如,连接部 18 的最初支承横截面可以通过肋 28 被部分或者甚至完全代替,其中为了实现热流控制,过渡段 34 的横截面厚度和其长度也被调整。孔也可以被设置在过渡区 18 中以减小热流。大体上,对于给定结构的制动盘,单独热流的相互影响必须适于实现前述在制动盘处和制动盘中的最优化热分布的目的。

[0058] 当设计先进的制动盘时,另一个目的在于使技术人员容易检测制动盘的使用寿命的终点。制动盘的使用寿命的终点通常由裂纹形成指示。在这个意义上,有利的是设计制动盘中的热状态和应力状态,使得接近制动盘的使用寿命的终点的裂纹形成可在外摩擦路径检测出(因为这更易于察觉)。特别危险的是制动盘 10 的径向内部区域中的裂纹形成,因为这引起制动盘将爆裂(裂开)的风险。因此希望设计特别是如第 9 页的第 3 段所述的制动盘,使得接近使用寿命的终点裂纹形成(如果有的话)首先出现在外摩擦路径的近似中心。为了实现该情况,根据制动盘的特定改进,规定盘的中部区域比位于径向更向内或更向外的其他区域暴露于更高的热循环。为此,在摩擦路径的中心径向区域中,热传导横截面(因此过渡半径)可以以如下方式构造,即在该中部区域中,来自外摩擦路径的传热被略微减小。通过略微减小支承元件 36 在摩擦路径的径向中部区域中的密度也可以实现相同效果。

[0059] 下列几何尺寸已经被证实对于前述类型的制动盘是有利的。

[0060] 在具有 300 到 360mm 的范围内的直径的制动盘中,支承元件取决于三个圆(依照图 1)。特别是在外圆上的支承元件 36 的数量被如此选择,使得制动盘的振动模式尽可能远离装配制动盘的盘式制动器的其他部件的固有频率。在被提供给 16" 轮缘的具有例如 320mm 的直径的制动盘中,存在位于外圆中的近似 50 个支承元件 36、位于中间圆中的近似 45 个支承元件以及位于内圆中的近似 35 至 45 个支承元件。

[0061] 图 2 示出了具有所谓鹅颈 34a 的改良的制动盘。另外,在图中功能上相同或功能上等同的部件设有相同的附图标记,而在图 2 增标以“a”。

[0062] 附图标记列表

[0063] 10 制动盘

[0064] 12 内摩擦路径

[0065] 12' 板

- [0066] 14 外摩擦路径
- [0067] 14' 板
- [0068] 16 制动盘导架
- [0069] 18 连接部 (10 至 16)
- [0070] 20 内侧
- [0071] 22 外侧
- [0072] 24 洞
- [0073] 26 洞
- [0074] 28 进气口
- [0075] 30 出气口
- [0076] 32 平面
- [0077] 34 过渡段 (从 18 到 14)
- [0078] 36 支承元件
- [0079] A 轴线
- [0080] K1 圆
- [0081] K2 圆
- [0082] D1 半径
- [0083] D2 半径
- [0084] L1 线
- [0085] L2 线

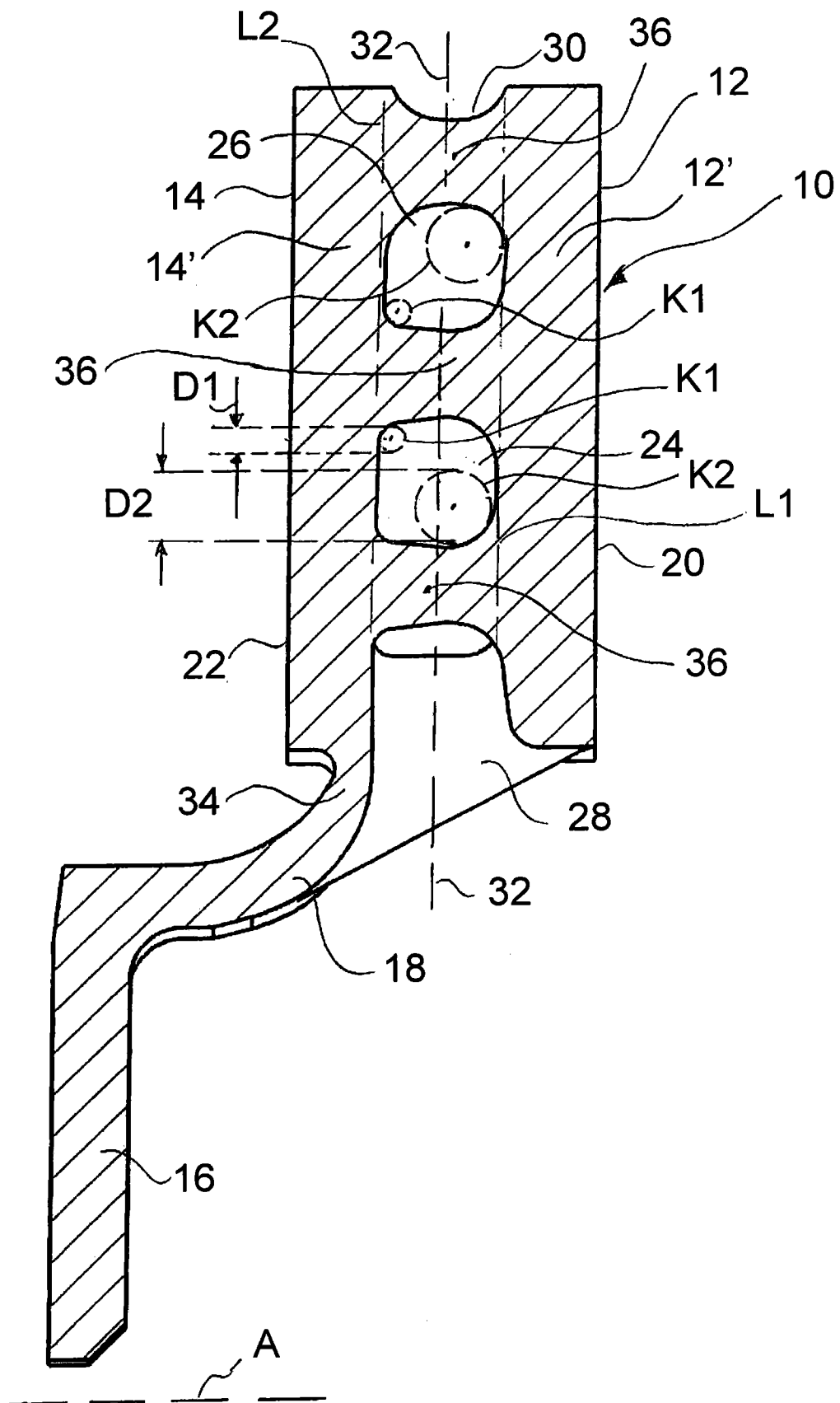


图 1

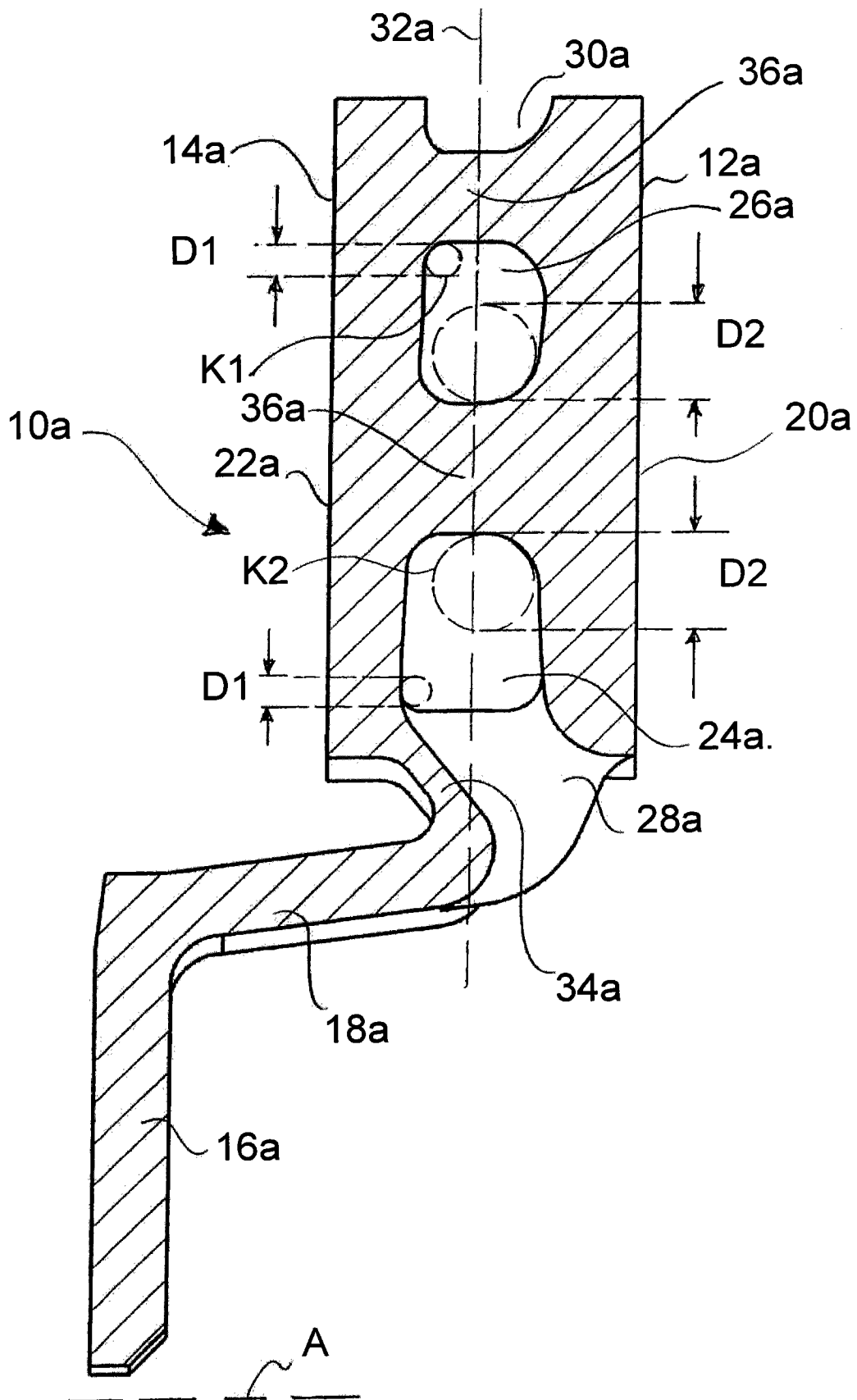


图 2