



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104114869 B

(45)授权公告日 2017.08.11

(21)申请号 201280057939.0

(22)申请日 2012.11.22

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 104114869 A

(43)申请公布日 2014.10.22

(30)优先权数据
11190556.8 2011.11.24 EP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2014.05.23

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/EP2012/073294 2012.11.22

(87)PCT国际申请的公布数据
W02013/076176 DE 2013.05.30

(73)专利权人 斯特林工业咨询有限公司
地址 德国伊策霍

(72)发明人 海纳·克斯特斯 马蒂亚斯·塔姆
丹尼尔·许策

(74)专利代理机构 中原信达知识产权代理有限
责任公司 11219
代理人 沈同全 车文

(51)Int.Cl.
F04C 19/00(2006.01)

(56)对比文件
DE 3809929 A1,1989.10.05,
DE 3809929 A1,1989.10.05,
DE 1293942 B,1969.04.30,
GB 1355193 A,1974.06.05,
CN 201636007 U,2010.11.17,
EP 0519192 B1,1995.02.15,

审查员 谭启龙

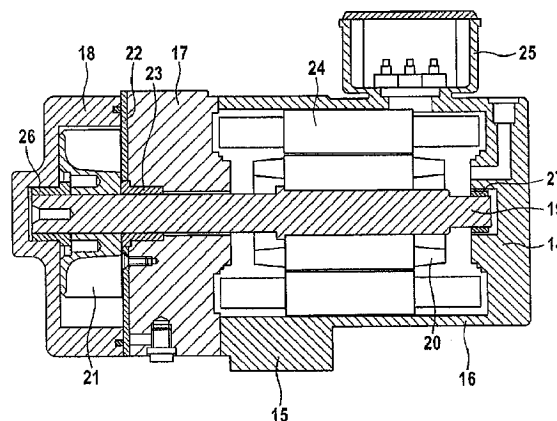
权利要求书1页 说明书4页 附图1页

(54)发明名称

液环真空泵

(57)摘要

本发明涉及一种液环真空泵,包含泵壳体(18)和偏心安装在泵壳体(18)中的轴(19)。叶轮(21)和驱动马达(20,24)的转子(20)连接到轴(19)。盘状凸轮(22)与叶轮(21)平行设置。根据本发明,用于轴(19)的第一主轴承(23)布置在叶轮(21)和驱动马达的转子(20)之间在盘状凸轮(22)的平面上。叶轮(21)布置在第一主轴承(23)和第二主轴承(26)之间。根据本发明的轴承的布置防止了轴(19)弯曲,从而容许叶轮(21)和盘状凸轮(22)之间的泄漏间隙保持为小的。



1. 一种液环真空泵, 具有: 泵壳体 (18); 轴 (19), 所述轴 (19) 偏心地安装在所述泵壳体 (18) 中, 叶轮 (21) 和驱动马达 (20, 24) 的转子 (20) 连接到所述轴 (19); 和控制盘 (22), 所述控制盘 (22) 布置成与所述叶轮 (21) 平行, 第一主轴承 (23) 和第二主轴承 (26) 设置成用于所述轴 (19), 所述第一主轴承 (23) 布置在所述叶轮 (21) 和所述转子 (20) 之间, 并且所述叶轮 (21) 布置在所述第一主轴承 (23) 和所述第二主轴承 (26) 之间, 其特征在于, 所述第一主轴承 (23) 布置在所述控制盘 (22) 的平面中。

2. 根据权利要求1所述的液环真空泵, 其特征在于, 所述第一主轴承 (23) 保持在壳体部分 (17) 中, 所述壳体部分 (17) 相对于所述控制盘 (22) 临近地布置。

3. 根据权利要求1或2所述的液环真空泵, 其特征在于, 所述第一主轴承 (23) 设计为吸收来自所述轴 (19) 的径向力和轴向力。

4. 根据权利要求1或2所述的液环真空泵, 其特征在于, 所述第二主轴承 (26) 设计为吸收来自所述轴的径向力。

5. 根据权利要求1或2所述的液环真空泵, 其特征在于, 所述驱动马达的转子 (20) 和定子 (24) 形成用于所述轴 (19) 的液体动力轴承。

6. 根据权利要求1或2所述的液环真空泵, 其特征在于, 在所述驱动马达 (20, 24) 的转子 (20) 的另一侧上设置连续环 (27)。

7. 根据权利要求6所述的液环真空泵, 其特征在于, 所述连续环 (27) 同时用作磨损指示器。

8. 根据权利要求1或2所述的液环真空泵, 其特征在于, 通过所述叶轮 (21) 抵靠所述第一主轴承 (23) 的端面的事实限定所述轴 (19) 的轴向位置。

9. 根据权利要求1或2所述的液环真空泵, 其特征在于, 所述叶轮 (21) 设计为使得由于所述泵运行期间的旋转, 在所述第一主轴承 (23) 的方向上产生了力。

液环真空泵

技术领域

[0001] 本发明涉及一种具有偏心安装在泵壳体中的轴的液环真空泵。叶轮和驱动马达的转子与轴连接。控制盘与叶轮平行地布置。

背景技术

[0002] 这种类型的泵可用于抽空容器或其它封闭空间。所述泵的入口开口连接到待抽气的空间,包含在所述空间中的气体被吸入到入口开口中、在泵中被压缩并通过出口开口再次排出。

[0003] 在液环真空泵中,液环通过叶轮维持运动,导致叶轮的叶片之间的腔室被液环封闭。由于叶轮偏心安装在泵壳体中,根据叶轮的角度位置,液环不同程度地穿透到腔室中,因此,液环起到改变腔室容积的活塞的作用。为了此目的需要的全部的力由轴和叶轮传递。

[0004] 传统地,整体设计的液环真空泵由标准电动马达和泵构成,泵通过凸缘固定地连接至标准马达。泵和马达借助于滑环密封而被液压分离。泵没有任何专用的轴承,这导致电动马达的轴承被用于吸收过程力。所述轴承通常被加强。过程力在径向和轴向方向上作用在悬臂式叶轮上,并且该过程力使轴承受压缩负荷,且最重要是弯曲负荷。在泵的设计中必须通过设置足够的公差以考虑这样的偏转。特别地,在叶轮和控制盘之间必须维持距离,这是因为否则轴的偏转会导致叶轮抵靠控制盘。然而,叶轮和控制盘之间的公差与泄漏损失相关,该泄漏损失降低了泵的效率程度。

发明内容

[0005] 本发明的目的是提供一种液环真空泵,在该液环真空泵中,泄漏损失减少。出自最初引用的现有技术,上述目标通过本发明的方案实现。

[0006] 根据本发明,提供了一种液环真空泵,其具有:泵壳体;轴,所述轴偏心地安装在所述泵壳体中,叶轮和驱动马达的转子连接到所述轴;和控制盘,所述控制盘布置成与所述叶轮平行,第一主轴承和第二主轴承设置成用于所述轴,所述第一主轴承布置在所述叶轮和所述转子之间,并且所述叶轮布置在所述第一主轴承和所述第二主轴承之间,其特征在于,所述第一主轴承布置在所述控制盘的平面中。

[0007] 首先,解释一些术语。叶轮和驱动马达的转子安装在共用轴上。这是整体设计的泵,其中在转子和叶轮之间没有轴凸缘。术语主轴承表示旋转轴承,其中该轴是被静态引导的。即使该轴是不旋转的,它也被主轴承保持在限定的位置中。从这种意义上讲,只是当轴旋转时能够吸收承载力的液体动力轴承不是主轴承。例如,滑动轴承或抗摩擦轴承作为主轴承可能是适合的。优选地,主轴承用泵的工作液体而被润滑。

[0008] 泵壳体表示泵的容纳叶轮的部分。因此,轴的偏心安装与泵壳体中的叶轮有关。在泵的其它部分,轴可布置在中央。待输送的气体进入和再次退出叶轮的腔室所穿过的开口形成在相对于叶轮临近地布置的控制盘中。并不排除控制盘直接加工为壳体。然而,一般来说,控制盘是与壳体连接的单独部件。

[0009] 本发明已经认识到如果轴在驱动马达和叶轮之间的中央区域弯曲是不利的。为此,在叶轮和控制盘之间必须维持更大的公差,这将直接导致泄漏损失的增加。因而,根据本申请提出相对于叶轮临近地布置第一主轴承和第二主轴承。然后,轴安装在作用于轴上的大部分力产生的区域中,并且这使得在距离控制盘较小距离处布置叶轮成为可能,导致泄漏损失减少。

[0010] 尽可能靠近叶轮以吸收过程力是适宜的。因而,第一主轴承布置在控制盘的平面中。在传统的轴承设计(参照,例如GB1355193、DE1293942)中,大部分密封装置设置在控制盘的平面中。

[0011] 一般来说,主轴承在轴向方向上的长度大于控制盘的厚度,导致主轴承在一个方向上或在两个方向上均突出超过控制盘。优选地,第一主轴承设计为使得远离径向力,第一主轴承也能够吸收来自轴的轴向力。轴向力的吸收可以通过第一主轴承的指向叶轮的方向上的端面进行。为了这个目的,主轴承可以布置为使得它在轴向方向上突出超过控制盘。第二主轴承可以设计为使得它仅吸收来自轴的径向力而不吸收轴向力。

[0012] 通常,控制盘自身是不适合吸收大负荷的部件。为了使控制盘免于经受主轴承的负荷,主轴承可以被保持在相对于控制盘临近地布置的壳体部分中。控制盘定位在所述壳体部分和叶轮之间。优选地,驱动马达的转子布置在壳体的另一侧。因而,轴延伸穿过壳体,导致转子布置在壳体部分的一侧并且叶轮布置在另一侧。

[0013] 并不排除泵可以具有两个以上的主轴承。如果设置了更多的轴承,存在一个规则:辅助轴承具有比主轴承小的尺寸。在这种情况下,主轴承是轴的两个最大的轴承。

[0014] 在一有利的实施例中,精确地设置了两个主轴承。尽管驱动马达的转子于是在轴上表现了比较大的质量,该质量没有布置在两个主轴承之间,但是转子通常没有失去平衡,导致没有大的力作用在轴处。而且,马达自身能够在某种程度上吸收承载力。如果在驱动马达的转子和定子之间的间隙足够地小,则流体动力轴承即是由于操作液体而形成的,转子在该流体动力轴承中旋转。

[0015] 如果轴不再安装在转子的另一侧(从叶轮观察),则当主轴承变得磨损时驱动马达的转子和定子可能发生损害。为了减少这种类型的损害发生的风险,可以在转子的另一侧设置连续环(run-on ring),在正常运行时,没有承载力在连续环中产生。连续环可以设计为使得轴在连续环中运行。连续环的作用仅在主轴承之一磨损时才会呈现。在这种情况下,连续环阻止驱动马达的转子和定子互相接触。而且,连续环可以用作磨损指示器,这是由于如果连续环中的承载力超过预定的阈值则其余轴承中的一个发生了磨损。

[0016] 为了保持泄漏损失低,叶轮和控制盘之间的距离必须小。为此目的,必须精确地设置轴的轴向位置。在一有利实施例中,轴的轴向位置是依靠叶轮靠在第一主轴承的端面限定的。为了这个目的,第一主轴承稍微地超过控制盘平面突出。尽管第一主轴承的轴向位置然后在泵的装配过程中必须精确地设置,但是并不需要做超过这些的设置工作。

[0017] 优选地,叶轮设计为,作为在泵运行期间发生的旋转的结果,力在第一主轴承的方向上产生。如果轴在轴向方向上有轻微的作用,则叶轮会被抵着主轴承端面的所述力自动挤压。

[0018] 在与控制盘相对的端部处,优选地,叶轮的腔室通过带凸缘的盘封闭,该带凸缘的盘在泵的运行期间突出直到液环中。然后,叶轮和控制盘之间的泄漏间隙成为泵的唯一泄

漏间隙。在带凸缘的盘的另一侧上，泵的工作空间可以通过壳体盖封闭。

附图说明

[0019] 在接下来的正文中，本发明将参考附图通过使用一个有利实施例的实例进行描述，在附图中：

[0020] 图1示出了根据本发明的泵的示意性横截面图。

具体实施方式

[0021] 图1中的液环真空泵包括具有基部15的壳体14。轴19安装在壳体14中，轴19从左侧端横向延伸通过壳体14直到右侧端，轴19在一侧支撑泵的驱动马达的转子20且在另一侧支撑叶轮21，通过叶轮21传输待输送的气体。

[0022] 壳体14在轴向方向上由三个壳体部分16、17、18组成，叶轮21容纳在图1左侧所示的壳体部分18中，并且驱动马达容纳在右侧所示的壳体部分16中。驱动马达包括与轴19连接的转子20和与壳体部分16连接的定子24。电能通过电源25供给到驱动马达，导致轴19被设置为与叶轮21一起旋转。待输送的介质通过叶轮21的旋转被传送，以下将介绍更多的细节。

[0023] 轴19通过第一主轴承23和第二主轴承26而被安装，第一主轴承23和第二主轴承26在叶轮21两侧布置在距叶轮21的微小距离处。第一主轴承23保持在中央壳体部分17处并从中央壳体部分17延伸正好超过控制盘22的平面。第二主轴承26定位在壳体部分18的端侧并从轴19的端部延伸直到叶轮21。两个主轴承23、26布置在最强的力通过叶轮21传递到轴19的区域中。

[0024] 仅较小的力仍然在第一主轴承23和轴19的另一端之间作用在轴19上。驱动马达19形成了其自身的液体动力轴承，这是由于转子20和定子24之间的细小间隙，该间隙在泵的运行期间充满了工作液体。轴19对设置在轴的另一端处的连续环27起作用。因此，连续环在正常运行时不吸收任何承载力，而是当主轴承23、26变得磨损时被当作额外的安全措施。如果承载力发生在连续环27中，则可以通过连续环27上的适宜的传感器判断出磨损。承载力的出现可理解为泵开始磨损的指示。

[0025] 叶轮21偏心安装在形成了实际泵壳体的泵体部分18中。当叶轮旋转时，工作液体开始运动，导致在泵壳体中产生随叶轮运动的液环。根据叶轮的角度位置，液环以或大或小的深度穿透到叶轮的腔室中。于是，液环起到在腔室中向上和向下移动的活塞的作用，待输送的气体被吸入腔室容积增加的区域中，并在腔室容积减小的区域中被再次排出。

[0026] 图1中未显示的管设置在中央壳体部分17中用于气体的供给和排出，所述管在设有开口的控制盘22中打开，所述开口在图1中是不可见的。开口布置为使得气体可在正确的区域中进入腔室及离开腔室。

[0027] 在控制盘22和叶轮21之间必须存在间隙，以便叶轮21可自由地旋转。同时，所述间隙形成了泵的泄漏间隙，待输送的气体可从一个腔室通过该泄漏间隙逸出到下一腔室中。在叶轮21的相对侧上，通过突出直到在泵的运行期间的液环中的壁来封闭腔室。

[0028] 为了保持叶轮21和控制盘22之间的泄漏间隙小，叶轮21必须在纵向方向上精确定位。在根据本发明的泵中，叶轮21的位置是依靠叶轮承靠第一主轴承23的端面的事实来限

定的。第一主轴承23保持在中央壳体部分17中,导致承载力传递到中央壳体部分17处而不是到控制盘22。从中央壳体部分17开始,第一主轴承23在叶轮21的方向上稍微突出超过控制盘。如果叶轮21承靠第一主轴承23的端面,叶轮就因此维持距控制盘22的限定的距离。叶轮21被设计为使得在泵的运行期间,产生作用在控制盘22的方向上的力。于是,叶轮21在泵中自动采取期望的位置。

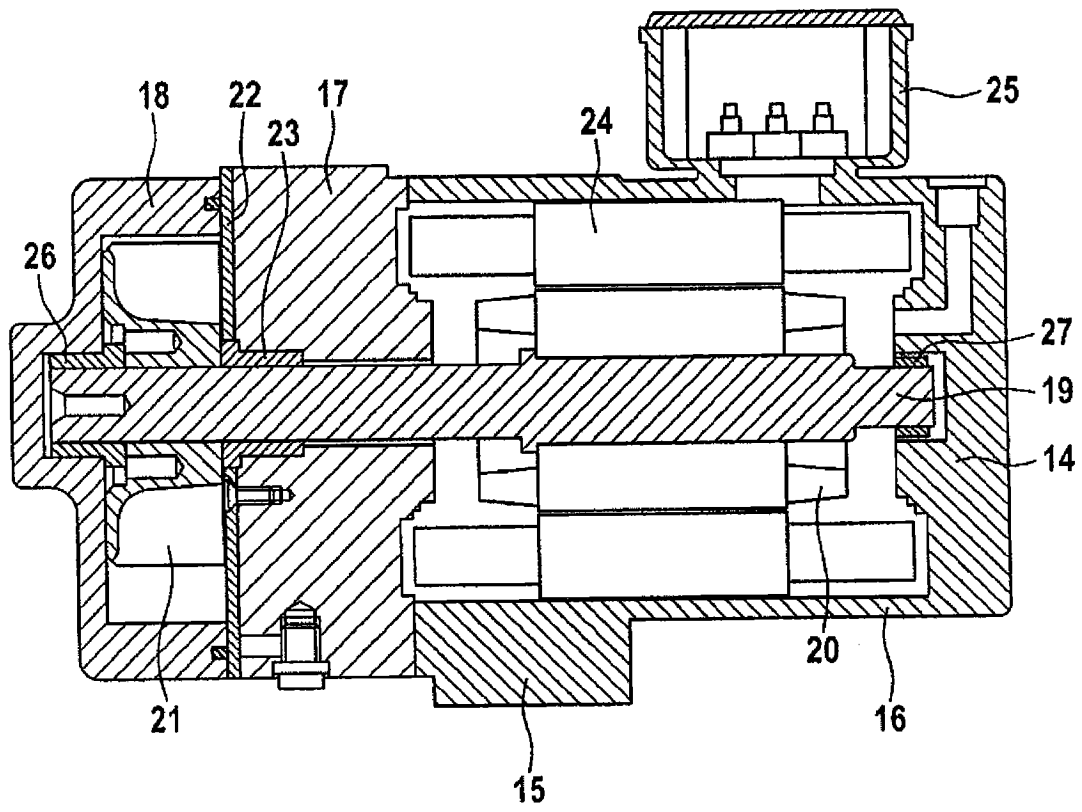


图1