

[19] 中华人民共和国国家知识产权局



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200680001417.3

[51] Int. Cl.

F16C 19/54 (2006.01)

F16C 27/00 (2006.01)

F16C 35/06 (2006.01)

[43] 公开日 2007年11月28日

[11] 公开号 CN 101080579A

[22] 申请日 2006.1.9

[21] 申请号 200680001417.3

[30] 优先权

[32] 2005.1.10 [33] GB [31] 0500390.0

[86] 国际申请 PCT/BE2006/000002 2006.1.9

[87] 国际公布 WO2006/072151 英 2006.7.13

[85] 进入国家阶段日期 2007.6.12

[71] 申请人 汉森传动系统国际公司

地址 比利时埃德海姆

[72] 发明人 沃伦·斯穆克 安迪·梅斯

[74] 专利代理机构 中原信达知识产权代理有限责任公司

代理人 梁晓广 陆锦华

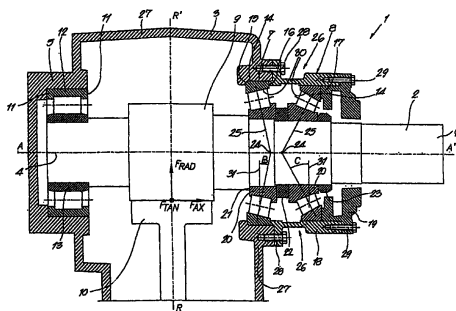
权利要求书 3 页 说明书 13 页 附图 4 页

[54] 发明名称

用于将传动轴支撑在壳体中的轴承组件

[57] 摘要

本发明涉及一种用于将传动轴(2)支撑在壳体(3)中的轴承组件(1)，包括轴向浮动轴承(5)和一对角接触轴承(7, 8)，该角接触轴承(7, 8)抵抗沿轴向(AA')上的运动而定位轴(2)，由此轴(2)受到径向和/或轴向载荷力(F_{rad} , F_{ax})，其特征在于所述壳体(3)被设成以便为每个角接触轴承(7, 8)获得理想的刚度，从而在所述两轴承(7, 8)之间实现载荷分担。



1. 用于将传动轴(2)支撑在壳体(3)中的轴承组件(1), 包括轴向浮动轴承(5)和一对角接触轴承(7,8), 该对角接触轴承(7,8)使轴(2)抵抗在轴向(AA')上的移动而定位, 由此轴(2)受到径向和/或轴向载荷力(F_{rad} , F_{ax}), 其特征在于所述壳体(3)被设成以使得两个角接触轴承(7,8)中的每个获得理想的刚度, 从而在所述两轴承(7,8)间实现载荷分担。

2. 如权利要求1所述的轴承组件, 其特征在于所述壳体刚度被局部地调整, 从而使其中一个角接触轴承(8)主要传递从轴(2)到壳体(3)的轴向载荷力(F_{ax})和一小部分径向载荷力(F_{rad}), 该角接触轴承(8)被称为是轴向轴承(8), 而另一个角接触轴承(7)被称为是径向轴承(7)。

3. 如权利要求2所述的轴承组件, 其特征在于轴向轴承(8)被固定在所述壳体的一部分(18)上, 所述部分(18)至少在主要的轴向载荷力作用的轴向(AA')上是刚性的, 而在径向(RR')上相对柔韧。

4. 如权利要求3所述的轴承组件, 其特征在于壳体的相关部分具有区域(26), 该区域(26)被制造成比壳体的其余部分(27)更加柔韧。

5. 如权利要求4所述的轴承组件, 其特征在于为了不受径向载荷分力的影响, 被制造得更加柔韧的区域(26)是环形的。

6. 如权利要求4所述的轴承组件, 其特征在于所述被制造得更加柔韧的区域(26)只是局部地被加工, 以便获得相对环绕壳体部分(18, 27)的减少的刚度。

7. 如权利要求4所述的轴承组件, 其特征在于所述被制造得更加

柔韧的区域(26)位于所述角接触轴承(7, 8)之间。

8. 如上述任一权利要求中的轴承组件, 其特征在于支撑所述轴向轴承(8)的壳体(3)的所述部分(18)从所述壳体的其余部分(27)处向外凸出。

9. 如权利要求1至6中任一项所述的轴承组件, 其特征在于支撑所述轴向轴承(8)的壳体(3)的所述部分(18)向所述壳体的其余部分(27)内部凸出。

10. 如权利要求8或9任一项所述的轴承组件, 其特征在于支撑轴向轴承(8)的壳体(3)的所述部分(18)作为壳体(3)的独立的凸缘部分(18)实现。

11. 如上述任一权利要求所述的轴承组件, 其特征在于所述一对角接触轴承(7, 8)以所谓的面对面的结构或O型结构安装。

12. 如权利要求1至9任一项所述的轴承组件, 其特征在于所述一对角接触轴承(7, 8)以所谓的背对背的结构或X型结构安装。

13. 如上述权利要求任一所述的轴承组件, 其特征在于所述角接触轴承(7, 8)具有不同的接触角(B, C)。

14. 如权利要求2和13所述的轴承组件, 其特征在于所述径向轴承(7)的接触角(B)小于所述轴向轴承(8)的接触角(C)。

15. 如上述任一权利要求所述的轴承组件, 其特征在于所述轴(2)支撑至少一个齿轮(9)。

16. 如权利要求15所述的轴承组件, 其特征在于所述角接触轴承

(7, 8) 位于所述齿轮 (9) 的一侧 (6), 而所述轴向浮动轴承 (5) 位于所述齿轮 (9) 的另一侧 (4)。

17. 如权利要求 15 所述的轴承组件, 其特征在于所述角接触轴承 (7, 8) 和所述轴向浮动轴承 (5) 位于所述齿轮 (9) 的同一侧 (4)。

18. 如上述任一权利要求所述的轴承组件, 其特征在于所述轴向浮动轴承是圆柱滚子轴承, 该圆柱滚子轴承支撑所述轴, 并允许所述轴在两个轴向上运动。

19. 用于将传动轴 (2) 支撑在壳体 (3) 中的轴承组件, 其包括轴向浮动轴承 (5) 和一对角接触轴承 (7, 8), 该对角接触轴承 (7, 8) 将所述轴 (2) 定位成限制在轴向(AA')上的运动, 从而所述轴 (2) 受到径向和/或轴向载荷力 (F_{rad} , F_{ax}), 其特征在于存在两条基本独立的力传递路径, 该两条基本独立的力传递路径用于通过该对角接触轴承 (7, 8) 传递从所述轴 (2) 到所述壳体 (3) 的载荷力 (F_{rad} , F_{ax}), 由此第一力传递路径通过所述角接触轴承中的一个轴承 (8) 从所述轴 (2) 到所述壳体 (3), 基本上用于单独地传递轴向载荷力 (F_{ax}), 而第二力传递路径通过另一个角接触轴承 (7) 从所述轴 (2) 到所述壳体 (3), 基本上单独地用于传递径向荷载力(F_{rad})。

20. 如上述任一权利要求所述的轴承组件, 其特征在于所述角接触轴承是锥形滚柱轴承。

用于将传动轴支撑在壳体中的轴承组件

技术领域

本发明涉及一种用于在壳体中支撑传动轴的轴承组件。

更具体地说，本发明涉及一种在所谓的超静定型壳体中支撑传动轴的轴承组件，包括，一方面，轴向浮动轴承(non-locating bearing)，例如 NU 型的滚柱轴承，这种轴承在内轴承环上没有凸缘，另一方面，一对角接触轴承，例如，一对锥形滚柱轴承，所述锥形滚柱轴承在轴向上限制所述轴的运动，由此所述轴承受径向和/或轴向载荷力。

背景技术

已知道这样一种轴承组件，其中轴在一端被双轴向定位，而在另一端没有受到约束，这种轴承组件具有这样的优点，即，避免了由于工作期间轴的轴向热膨胀而引起的滚动元件的挤压以及轴承中的增加的张力。

此外，已知道由这种轴承组件支撑的轴可以在壳体上容易地安装或拆卸，这是因为所述轴可以在不需要完全安装或拆卸所述轴承的情况下滑入或滑出所述轴向浮动轴承。

因此，所述轴向浮动轴承可以被安装在距所述壳体中的、通过其将所述轴插入所述壳体的孔最远的位置上。

然而，公知的上述类型的超静定型轴承组件的设计还有一些缺点，这是因为所述一对角接触轴承上的载荷力分配很不均衡，从而当轴沿第一方向转动时，一个角接触轴承承受了几乎所有的径向和轴向载荷力，而当轴沿相反方向转动时，另一个轴承承受了全部的径向和轴向

载荷力。

对于在大多数时间里都是沿一个方向转动，仅在很少的时间里沿相反的方向转动的被支撑的轴来说，例如对于连接到风力涡轮机转子的轴，这个缺点更加突出。

换句话说，基于轴的旋转方向，该对轴承中的第一或第二角接触轴承在所述轴转动期间不承受或几乎不承受载荷力。

所以，在所述轴几乎只沿一个方向旋转的情况下，所述轴上存在例如由螺旋齿轮之间的相互作用而引起的轴向载荷分量，由于存在一个大多数时间里都不承受载荷的轴承，所以关于这种轴承的成本是不合理的。

此外，因为所述轴承不承受或几乎不承受负载力，因此存在所述滚动元件在所述轴承上发生打滑的风险，这就导致所述轴承的过早损坏。

对于那些高速旋转的轴来说，例如风力涡轮机传动箱中的高速轴，不承受相当大的载荷，这就更可能导致滚动元件打滑的发生。

在一些公知的轴承组件中，通过加入弹簧等等来解决上述问题，也就是在载荷最小的轴承上施加一定预载荷。

然而，为了允许所述弹簧适当地起作用，几乎不承受任何载荷的且由弹簧提供预载荷的所述轴承的外圈需要在轴向上可以自由地移动，这就与处于反向负载状态下的所述轴承的支撑功能相矛盾。

此外，具有这种弹簧的轴承的生产和装配是比较困难的。

所述公知的轴承组件的另一个缺点是：所述一对轴承中的两个锥形滚柱轴承根据所述轴的旋转方向的不同而承受全部或几乎全部的载荷力，这就导致轴承需要较大的尺寸。

当然，这种公知的轴承组件在成本-价格方面也有不利的影响。

本发明目的在于提供一种轴承组件，例如，用于风力涡轮机的轴承组件，该轴承组件不具有一个或多个上述及其他的缺点。

发明内容

为了达到这个目的，本发明涉及一种上述类型的轴承组件，其中改造了壳体，以使得所述两个角接触轴承分别获得理想的刚度，从而在所述两个轴承之间实现负载分担。

根据本发明的轴承组件的一个重要的优点是：两个角接触轴承都承受负载力，从而在所述轴承上获得比较平衡的载荷分配，允许所述轴承具有较小的尺寸，使得所述轴承组件更加便宜和紧凑。

这样的轴承组件的另一个优点是：通过在两个角接触轴承上传递所述载荷，与所述角接触轴承成为一体的滚动元件不会有打滑的危险，进而保证了所述轴承的预期使用寿命。

这些优点特别适合那些大多数时间沿一个方向高速旋转的轴，例如在风力涡轮机变速箱中的高速轴。

根据本发明的优选实施方案是，所述角接触轴承中的至少一个被安装在所述壳体内，这样，其主要传递从所述轴到所述壳体的轴向载荷力和相对较小的径向荷载力，这个角接触轴承被称为是轴向轴承，所述一对轴承中的另一个角接触轴承被称为是径向轴承。

依据该实施方案的轴承组件的优点是，对于沿某个旋转方向旋转的轴来说，所述轴向轴承传递至所述壳体的主要的轴向载荷力，而所述径向轴承主要传递径向荷载力，这样可以选择具有不同几何参数的、更适合于传递主要径向或主要轴向载荷力的角接触轴承。

根据本发明的另一优选实施方案所述的轴承组件，所述轴向轴承被固定在所述壳体的一部分上，该部分至少在轴向上是刚性的而在径向上相对柔韧。

根据该实施方案的轴承组件的优点是，很容易实现分别通过所述径向角接触轴承和所述轴向角接触轴承来传递至壳体的径向和轴向载荷力的分担。

附图说明

为了较好地说明本发明的特征，下文中，作为没有任何限制性的例子，参照附图描述了根据本发明的轴承组件的一些优选的实施方式，所述轴承组件用于将传动轴支撑在壳体中，其中：

图 1 显示了根据本发明的轴承组件的剖面图；

图 2 和 3 显示了根据本发明图 1 所述轴承组件的其他实施例的视图；以及，

图 4 是根据本发明的轴承组件的更概括的示意图；以及，

图 5 至 8 示意性地显示了本发明替代性的实施例。

具体实施方式

图 1 中所述的轴承组件 1 用于将传动轴 2 支持在壳体 3 中，包括，位于轴 2 的一轴端 4 的轴向浮动轴承 5，以及，位于轴 2 的另一个轴端 6 的一对角接触轴承，特别是一对锥形滚柱轴承 7 和 8，锥形滚柱轴承 7 和 8 限制轴 2 在轴向 AA' 上的运动。

在轴向浮动轴承 5 和一对锥形滚柱轴承 7 和 8 中间，轴 2 具备有

小齿轮 9 形式的齿轮，小齿轮 9 用于接收来自另一个齿轮 10 的扭矩，该齿轮 10 安装在另一个平行轴（图 1 中未示出）上。

所述齿轮 10 可以例如由风力涡轮机的转动叶片驱动，借此转动叶片的低速转动被转换为例如行星齿轮器中的轴 2 的高速转动。

轴 2 可以例如设计为在其轴端 6 处被连接到发电机。

两个齿轮 9 和 10 之间的相互作用引入了多个载荷力，这些载荷力可以分成三个分量。

首先，当然存在一个用于传递转矩的切向力部分 F_{\tan} ，该切向力部分 F_{\tan} 与齿轮 9 和 10 的圆周相切，由此，在该情况下，所述切向力 F_{\tan} 是远离所述视图的，如图 1 中由一通常的圆圈和叉号表示，但当齿轮 10 以相反的方向转动时，这个载荷力 F_{\tan} 也可以是指向所述视图的。

其次，所述轴 2 受一径向力 F_{rad} ，该径向力 F_{rad} 垂直于所述旋转轴 AA' 并指向所述旋转轴 AA' 。

最后，所述轴 2 还受一轴向分力 F_{ax} ，该轴向分力 F_{ax} 与所述旋转轴 AA' 平行，在该情况下，指向所述一对锥形滚柱轴承 7 和 8。

当齿轮 9 和 10 上的螺旋齿被施加力时，所述轴向载荷力 F_{ax} 通常是比较大的，由此齿轮 9 和 10 的旋转方向，螺旋齿的形式，以及齿轮 9 驱动齿轮 10 或由齿轮 10 驱动的情况，确定了该轴向分力 F_{ax} 是指向还是远离所述一对锥形滚柱轴承 7 和 8。

然而，在图 1 的状态下，假定情况是这样的，即大多数时间里轴向载荷力 F_{ax} 是指向所述一对锥形滚柱轴承 7 和 8 的。

为了将轴 2 保持在它的位置上，轴承 5、7 和 8 必须通过与所述壳体 3 的相互作用来平衡所述轴 2 上的负荷 F_{rad} 和 F_{ax} 。

在图 1 的情况下，所述轴向浮动轴承 5 是 NU 型圆柱滚子轴承。该轴承在外轴承圈 12 上具有凸缘 11，但是在内轴承圈 13 上没有凸缘。

因此，该滚柱轴承 5 不允许从所述轴 2 到所述壳体 3 传递轴向负荷力 F_{ax} ，进而，在轴 2 的轴向端 4 上轴 2 沿轴向 AA' 的运动不受任何限制。

轴 2 的轴向定位由一对锥形滚柱轴承 7 和 8 提供，由此锥形滚柱轴承 7 和 8 的外轴承圈 14 通过分别位于壳体 3 的外凸缘部分 18 上和壳体 3 的端盖 19 上的支座 16 和 17 而被相对保持在壳体 3 的台肩 15 上，且由此所述内轴承圈 20 通过隔离环 22 和螺母 23 而被相对保持在轴 2 的台肩 21 上。

在图 1 所示的情况下，所述一对锥形滚柱轴承 7 和 8 以背对背的结构或 X-结构安装。

这就意味着：压力线 25 形成的压力锥的顶点 24 是朝着彼此指向的，锥形滚柱轴承 7 和 8 通过压力线 25 而将负荷力从轴 2 传递到所述壳体 3。

上述描述的轴承组件 1 的优点是公知的，也就是所述轴 2 在轴端 4 的轴向运动没有受到限制，这样，当轴 2 沿轴向 AA' 伸展时，例如由于热膨胀，不会有在轴承 5、7 和 8 内张力增加的问题发生，这是因为轴端 4 在轴 2 的 AA' 向具有一个自由度。

不过，本发明的第一特征是锥形滚柱轴承 8，进一步说也就是轴向轴承 8 被安装在壳体 3 的部分 18 上，这种安装在轴向 AA' 上的刚度相

对较大，而在径向 RR' 方向相对柔韧，轴向 AA' 就是承受主要轴向载荷力的方向。

因此，所述轴向轴承 8 主要传递从从轴 2 到壳体 3 的轴向载荷 F_{ax} 并相对较小地传递径向荷载力 F_{rad} 。

另一个锥形滚柱轴承 7，进一步说也就是径向轴承 7，可以传递上述的径向荷载力 F_{rad} 。

为了获得上述壳体 3 的所述部分 18 的刚度差异，相关部分 18 的一个区域 26 可以例如制造成比壳体 3 的其余部分 27 更加柔韧，为了与所述径向荷载分力分量无关，其中优选的是区域 26 是环形的，并位于所述锥形滚柱轴承 7 和 8 之间。

就图 1 来说，支持轴向轴承 8 的壳体 3 的部分 18 由壳体 3 的独立凸缘部分 18 来实现，该独立凸缘部分 18 通过螺栓 28 而被固定在壳体 3 上，并从壳体 3 其余部分向外凸出，并依靠螺栓 29 而由上述盖 19 密封。

在这种情况下，所述部分 18 的柔韧性通过使位于锥形滚柱轴承 7 和 8 之间的壳体 3 的凸缘 18 上的环形区域 26 比其他部分薄来获得。

然而，根据本发明，也可以用其它方式获得同样的结果，例如通过在壳体的不同部分 26 和 27 上使用不同的材料，相应地具有在轴向 AA' 上部分比较柔韧而部分比较刚性的特性。

另外的替代方案是，提供具有某个外形的凸缘 18，由此所述被制成更加柔韧的区域 26 只是被局部地加工，以便获得相对于围绕壳体的部分 18 和 27 降低的刚性。

根据本发明的轴承组件 1 的另一个特征是，所述径向轴承 7 和所述轴向轴承 8 具有不同的接触角，分别为 B 和 C，这里，接触角指的是垂直于外轴承轨道 30 的直线 25 与平行于所述转动面的直线 31 之间的夹角。

更具体地说，所述径向轴承 7 的接触角 B 小于轴向轴承 8 的接触角 C。

此外，在图 1 所述的结构中，优选的是，所述径向轴承 7 比所述轴向轴承 8 更靠近所述齿轮 9 定位。

根据本发明的轴承组件 1 的操作比较简单，如下所述。

由于壳体 3 的外部凸缘部分 18 的区域 26 被制造成在径向 RR' 上相对柔韧，故所述轴向轴承 8 不能或以有限的方式传递至壳体 3 的径向荷载力 F_{rad} 。

这就意味着：主要全部的径向荷载力 F_{rad} 是依靠滚柱轴承 5 和径向轴承 7 传递到壳体 3 的。

另一方面，由于壳体 3 凸缘部分 18 在轴向上的刚度，轴向负荷力 F_{ax} 是通过轴向轴承 8 而传递到所述壳体。

所以，事实上，存在两条基本上独立的力传递路径，所述力传递路径通过一对锥形滚柱轴承 7 和 8 而传递从轴 2 至壳体 3 的力 F_{rad} 和 F_{ax} ，这里，第一力传递路径通过所述锥形滚柱轴承中的一个，特别是轴向轴承 8，从轴 2 到壳体 3，基本上单独地用于轴向荷载力 F_{ax} 的传递；而第二力传递路径通过另一个锥形滚柱轴承，特别是径向轴承 7，从轴 2 至壳体 3，基本上单独地用于径向荷载力 F_{rad} 的传递。

显然，这样的轴承组件 1 比公知的超静定型轴承组件具有优越性，这是因为所述负载力 F_{rad} 和 F_{ax} 由一对锥形滚柱轴承 7 和 8 共同分担，而在公知的轴承组件中只是锥形滚柱轴承中的一个承担了全部或几乎全部的载荷。

因此，所述锥形滚柱轴承 7 和 8 可以具有较小的尺寸，这对于轴承组件 1 的成本价格以及安装这种轴承组件 1 所需要的面积来说是有利的，加强了轴承组件 1 的紧凑性。

此外，很明显地避免了径向轴承 7 的打滑，这是因为这个轴承传递到壳体 3 的径向荷载力 F_{rad} ，从而使得滚动元件被迫旋转。

因此，根据本发明的轴承组件 1 的使用寿命相对于已有的轴承组件来说得到了提高。

很明显，这些优点对于具有轴 2 大多数时间处于在相同方向上以高速和低转矩负载旋转的齿轮机构来说是特别重要的，作为一个例子，所述轴 2 是风力涡轮机传动箱的高速轴 2。

根据本发明的轴承组件 1 还具有易于轴 2 安装和拆卸的优点。

通过简单地松开所述螺栓 28 和 29，锥形滚柱轴承 7 和 8 以及轴 2 可以被拆卸下来，而且轴 2 的安装与以相反的顺序进行上述动作一样容易。

所述轴向轴承 8 的接触角 C 小于所述径向轴承 7 的接触角 B，这是因为其允许较好地传递至壳体 3 的轴向荷载力 F_{ax} 。

根据图 1 的轴承组件 1，其中所述径向轴承 7 比轴向轴承 8 更靠近小齿轮 9，该轴承组件 1 还具有这样的优点：即，轴向轴承 8 较少地受

径向荷载力 F_{rad} 的影响，从而容易地实现在径向 RR' 上具有足够的柔韧性的壳体部分 18，从而避免通过轴向轴承 8 传递给壳体 3 的径向力 F_{rad} 。

为了优化在所述轴承 7 和 8 之间的负载分配，根据本发明多个参数优选是互相调整的。

这些参数例如是：

- 壳体 3 的刚度；
- 所述组件中 F_{ax}/F_{rad} 的比；
- 相对于定位和浮动轴承而言的所述齿轮的轴向的相对位置；
- 所述锥形滚柱轴承 7 和 8 的接触角 B 和 C；以及
- 在静止状态下以及操作中所述轴承 7 与 8 的间隙和预载荷。

本发明不局限于图 1 所述的实施例。

例如，在图 2 中，显示了根据本发明的轴承组件 1 的另一个实施例，其中所述一对锥形滚柱轴承 7 和 8 以所谓的面对面的方式或 O 型方式安装。

这就意味着：由压力线 25 形成的压力锥的顶点 24 是相互远离的，通过压力线 25，锥形滚柱轴承 7 和 8 将负荷力从轴 2 传递到所述壳体 3。

根据该实施例的轴承组件 1 特别有利于轴 2 承受指向滚柱轴承 5 的轴向载荷力 F_{ax} 的情况。

在那种情况下，所述径向轴承 7 仍然处于靠近小齿轮 9 的位置定位，从而径向轴承 7 压力锥的顶点 24 也靠近小齿轮 9，从而获得了更多刚度的轴承组件 1，并且径向荷载力 F_{rad} 也容易地通过径向轴承 7 传递到壳体 3。

根据本发明的轴承组件 1 的另一个实施例如图 3 所示，其中壳体的凸缘部分 18 向内凸出至壳体的余下部分 27 中。

虽然图 1 至 4 显示了本发明的实施例，其中角接触轴承 7 和 8 都位于齿轮 9 的一侧 6，而轴向浮动轴承 5 位于齿轮 9 的另一侧 4 上，但是也可以在所谓的悬臂式轴承组件上应用本发明，其中所述角接触轴承 7 和 8 以及轴向浮动轴承 5 都位于所述齿轮 9 的同一侧。

这种悬臂式轴承组件的几个结构如图 5 至 8 所示，其中齿轮 9 通过径向轴承 7、轴向轴承 8 和轴向浮动轴承 5 而被支撑在轴 2 的一侧。

从这些图中可以清楚地得知，就轴承 7、8 和 9 的特别布置而言，没有任何的限制。

最后，本发明还可以以下述的方式进行更多的说明。

本发明涉及一种轴承组件，该轴承组件包括一对相对可旋转的轴承面，轴承面具有布置于其间的多个可转动元件。本发明特别涉及（但不限于）一对轴承在传动箱中的应用，例如用于支撑风力涡轮机传动箱中的高速轴。

下面给出了通过调节不同的路径的刚性来确定载荷分配的说明，轴承的反作用力通过所述路径作用。

本说明包含对风力涡轮机传动箱中的高速轴工作原理的说明。

在图 4 中显示了这样的一种高速轴结构。轴 2 具有小齿轮 9，小齿轮 9 受到三个力：

-力 1 (F_{ax})，沿着轴的旋转轴，指向两个右轴承；

- 力 2 (F_{rad})，垂直于轴的旋转轴；
- 力 3 (F_{tan})，与所述齿轮的圆周相切。

所述轴由三个轴承轴向和径向地支撑。左轴承 5 通常是圆柱滚子轴承并只提供径向支撑力。中间的轴承 7 和右轴承 8 都是角接触轴承(例如锥形滚柱轴承)。这些轴承可以以 X 或 O 型结构安装。

现在的目的是计算和控制影响两个锥形滚柱轴承之间载荷分配的所有参数。

- 不同载荷路径的刚度；
- 角接触轴承的接触角；
- 轴承布置的间隙。

这里，最相关和最新的参数是两个锥形滚柱轴承载荷传递路径的相对刚度。该刚度应当认为在轴向 ($K1, K4$) 以及在径向 ($K2, K3$) 都存在。

通过控制轴承 7 和轴承 8 的径向荷载路径的刚度，径向荷载可以在两个轴承之间有效地分配。这将产生在所述两个轴承 (7 和 8) 之间最优的载荷分配。因为轴承的角接触，轴向感应力也被决定。

考虑到所有包括的参数，可以获得优化的轴承设计，进而获得最佳的轴承使用寿命。

作为一可实施的例子，图 1 显示了轴承壳体如何适合于为两个锥形滚珠轴承中的每一个获得理想的刚度。

图 1 中的两个锥形滚柱轴承之间的负载分配可以，例如，通过一个锥形滚柱轴承的应用而择优地选择，所述一个锥形滚柱轴承在大小

和/或角度方面不同于该对轴承中的另一个锥形滚柱轴承。另外地或替代地，负载分配可以通过支撑结构的设计而为每个轴承择优地选择，以便提供一比该对轴承中的另一个轴承具有更大刚性轴向/径向支撑的轴承，支撑结构通常是径向外支持结构。提供具有所需支撑特性的支撑结构方式的例子包括从支撑结构壁厚和壁柔韧性中择优选择。

本发明决不限于上述的以及附图中说明的实施例，在不脱离本发明范围的情况下，用于传递扭矩的传动单元 1 可以以不同形状和尺寸实现。

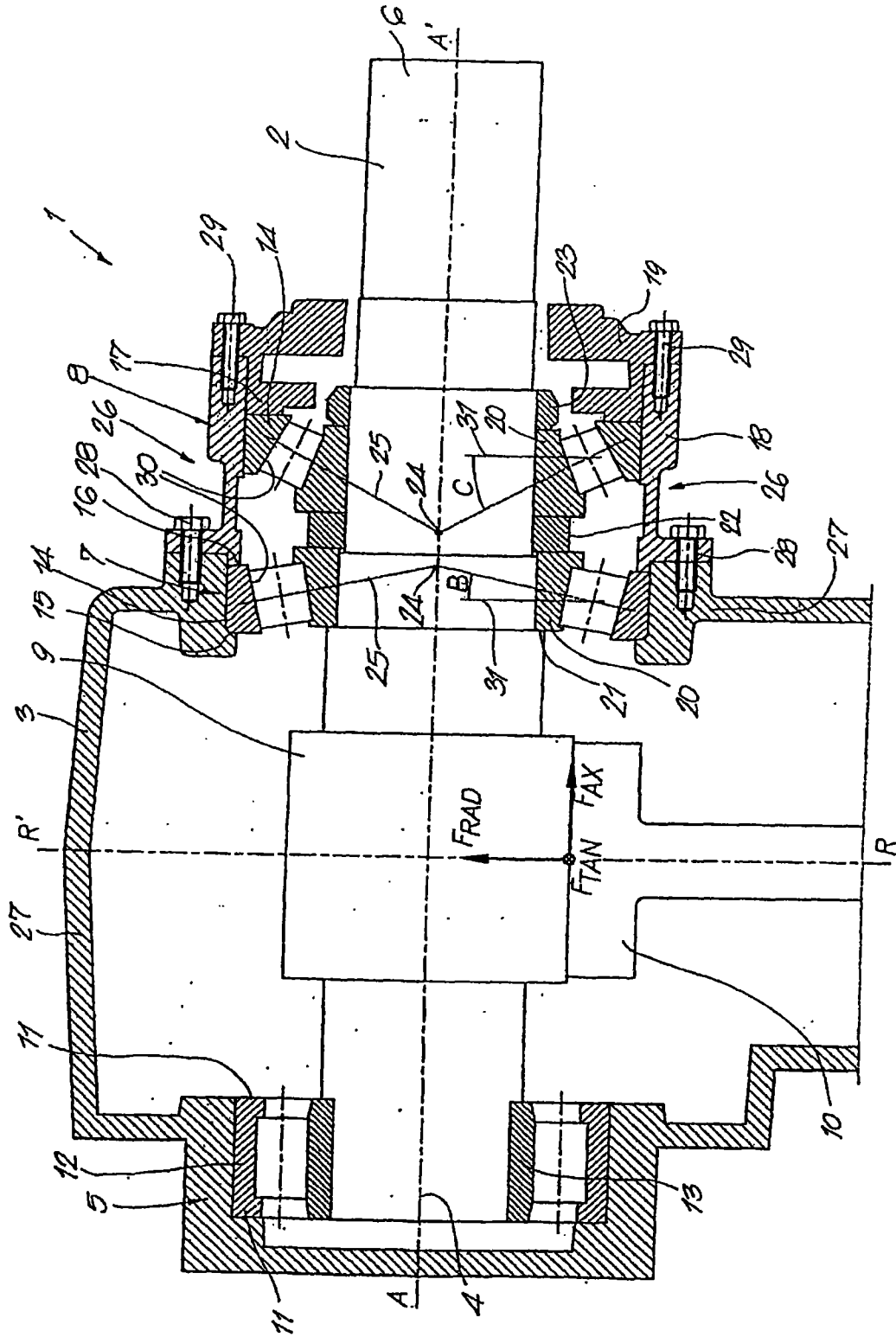


图1

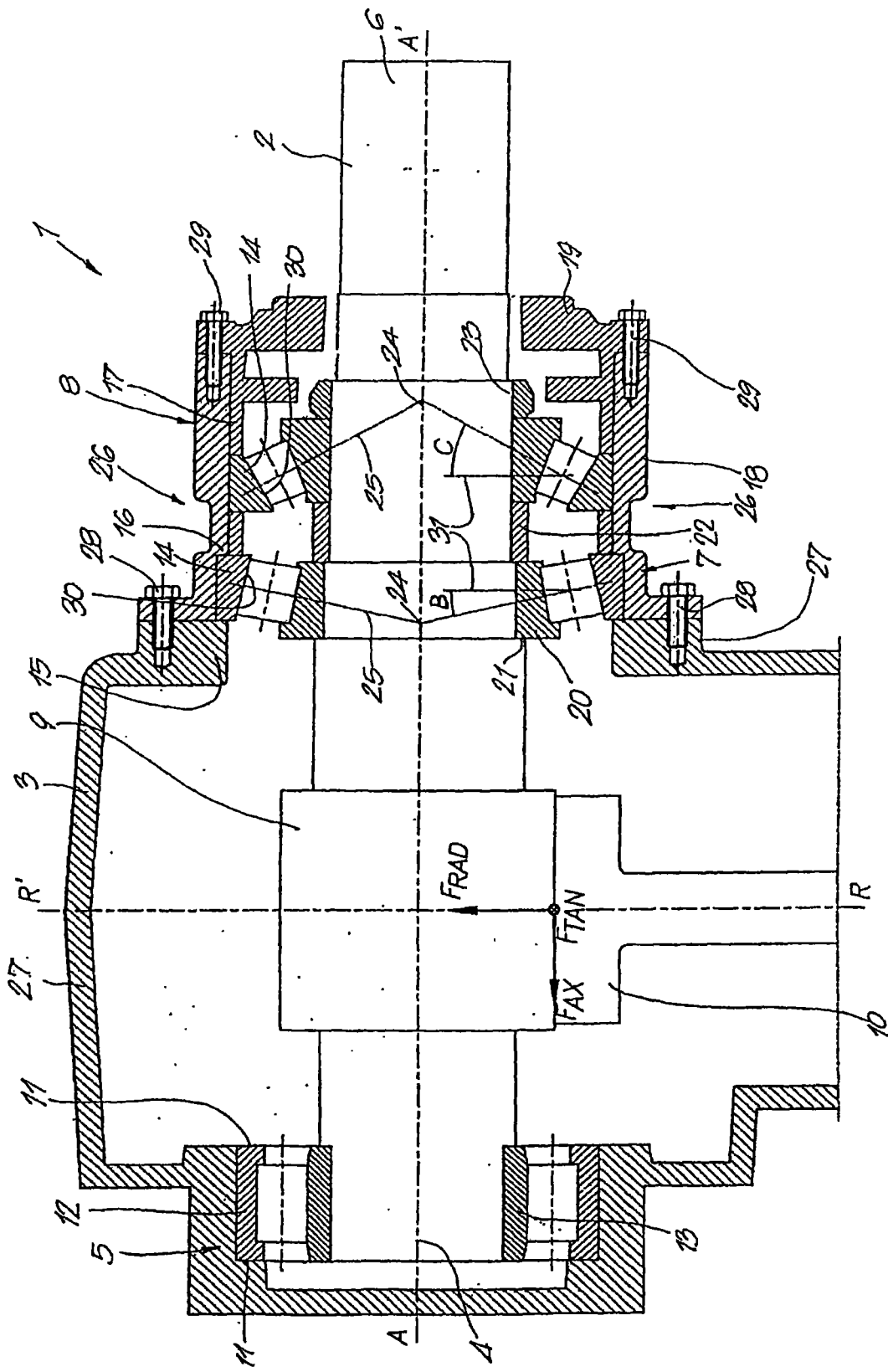


图2

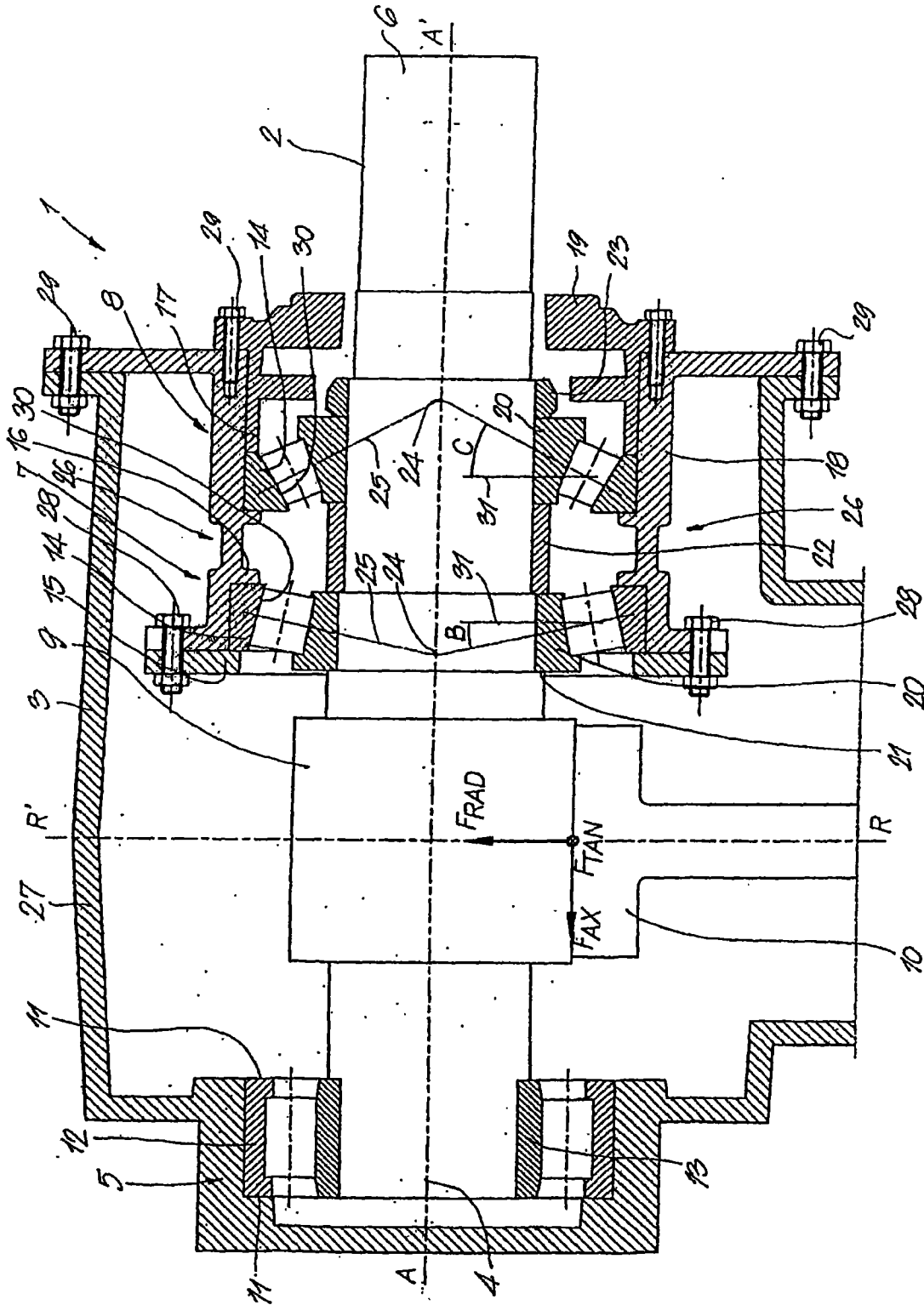


图3

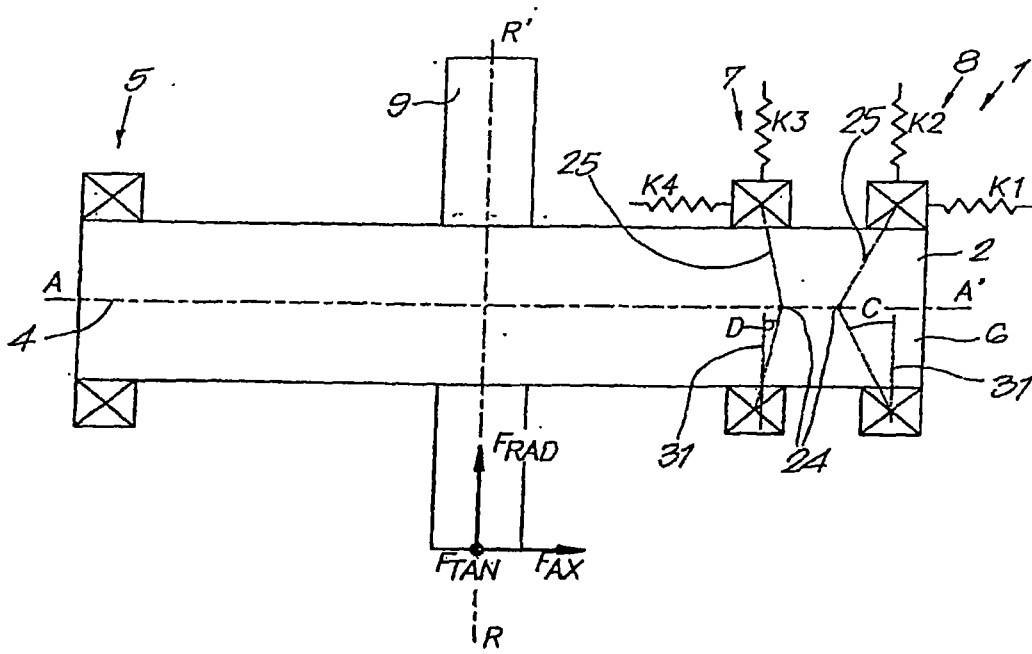


图4

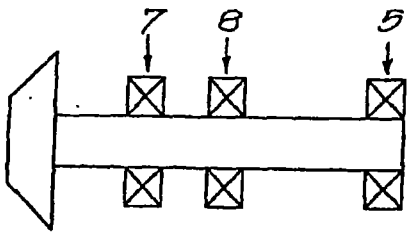


图5

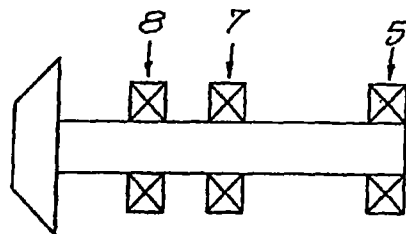


图6

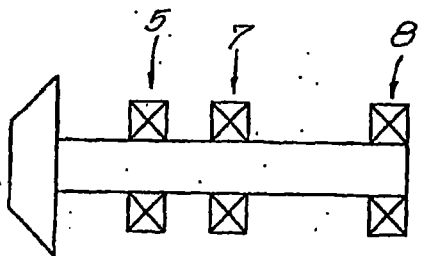


图7

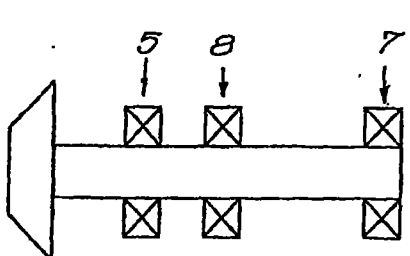


图8