



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101981333 B

(45) 授权公告日 2014. 01. 29

(21) 申请号 200980111622. 9

(22) 申请日 2009. 11. 11

(30) 优先权数据

289580/08 2008. 11. 12 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2010. 09. 29

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2009/069188 2009. 11. 11

(87) PCT国际申请的公布数据

W02010/055847 JA 2010. 05. 20

(73) 专利权人 三菱重工业株式会社

地址 日本东京都

专利权人 大同轴瓦工业株式会社

(72) 发明人 胁勇一朗 中野隆 贝漕高明

上里元久 中村成寿

(74) 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

11105

代理人 葛青

(51) Int. Cl.

F16C 17/03(2006. 01)

F16C 33/10(2006. 01)

(56) 对比文件

JP 58-180814 A, 1983. 10. 22, 全文.

JP 5-26230 A, 1993. 02. 02, 全文.

JP 332355 A, 1993. 12. 14, 全文.

CN 101137851 A, 2008. 03. 05, 全文.

审查员 马雪松

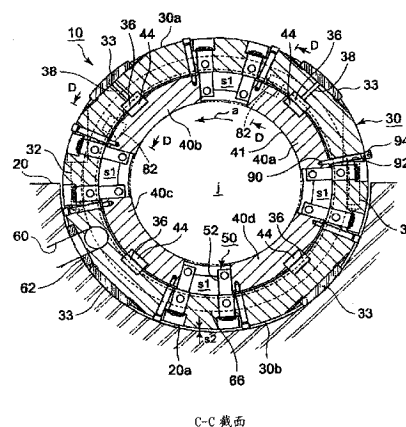
权利要求书1页 说明书9页 附图6页

(54) 发明名称

轴颈轴承

(57) 摘要

一种轴颈轴承, 构造为使得润滑油可靠地供到可倾轴瓦支承表面。这可在不使轴颈轴承尺寸和刚度降低的情况下实现, 不牺牲轴颈轴承组装的容易性。轴颈轴承 (10) 具有承压台 (20)、圆柱轴承壳体 (30)、轴瓦 (40a ~ d) 和供油装置, 该轴承壳体由承压台支撑在其负荷支撑部分 (33) 处, 轴瓦摆动地位于轴承壳体内并以自对准方式支撑轴颈 (j), 供油装置用于供应润滑油到轴瓦的支承表面 (48)。轴颈轴承还设有连接构件 (62), 以在与负荷支撑部分 (33) 圆周地偏开的位置将承压台 (20) 和轴承壳体 (30) 彼此连接, 还有在连接构件中的油孔 (62a, 64), 以将承压台 (20) 中的上游供油通道 (60) 与轴承壳体 (30) 中的下游供油通道 (66) 彼此连接。由连接构件 (62) 施加到承压台 (20) 的轴承壳体 (30) 的负荷小于由连接部件 (33) 施加到承压台 (20) 的负荷。



C-C 截面

1. 一种轴颈轴承,具有承压台、圆柱形轴承壳体、多个轴瓦和供油装置,其中该圆柱形轴承壳体通过设置在承压台和轴承壳体之间的多个负荷支撑构件的中间媒介作用而被承压台所支撑,所述多个轴瓦可摆动地定位在轴承壳体内,从而旋转轴的轴颈被能够自对准的轴瓦所支撑,而所述供油装置用于将润滑油供应到轴瓦的支承表面,其中

外部衬里设置在承压台和轴承壳体之间并处于与所述负荷支撑构件中的一个圆周地隔开的位置处并设置在承载旋转轴的自重的下轴承壳体上,所述外部衬里具有油孔以将作为上游油通道的承压台内的供油通道与作为下游油通道的轴承壳体中的供油通道连通,从而润滑油从承压台供应到轴瓦的支承表面,且所述外部衬里还用于承载从轴承壳体施加的一部分轴承负荷,径向间隙形成在承压台的内圆周表面和外部衬里的外周边之间,o 形环被置于径向间隙中,由此所述外部衬里安装为使得由外部衬里承载的所述部分轴承负荷小于由负荷支撑构件中的一个所承载的轴承负荷。

2. 如权利要求 1 所述的轴颈轴承,其中,轴颈轴承是直接润滑型的,其中润滑油从相对于轴颈的旋转方向定位在每一个轴瓦上游的供油喷嘴供应到轴瓦的支承表面,其中,所述下游油通道包括连通到外部衬里的油孔的第一油孔和连通到供油喷嘴的喷嘴孔的第二油通道。

轴颈轴承

技术领域

[0001] 本发明涉及一种轴瓦式轴颈轴承 (journal bearing of pad type), 用于支撑旋转机器的旋转轴的轴颈, 并且可以优选地应用到大尺寸旋转机器, 譬如蒸汽轮机、气轮机和发电机。

背景技术

[0002] 具有可倾轴瓦的自对准轴颈轴承已经被用作大尺寸旋转机器的轴颈轴承。

[0003] 本发明的申请人设计的一种具有可倾轴瓦的轴颈轴承在专利文献 (日本特开专利申请 No. 5-332355) 中公开。如在专利文献 1 中所公开的, 每一个可倾轴瓦由球形枢轴和可调整衬里所支撑, 可调整衬里被接收在可倾轴瓦背侧面中限定的凹部和轴承壳体内侧面中限定的凹部中, 使得轴瓦可以绕平行于旋转轴的轴线摆动 (可圆周摆动) 和绕垂直于旋转轴轴向的方向摆动 (可轴向摆动)。

[0004] 由于轴瓦可以根据轴颈的运动而圆周摆动和轴向摆动, 可倾轴瓦式轴颈轴承具有自对准动能。

[0005] 由此其可以稳定地支撑轴颈并且优选地适用于高速旋转机器。

[0006] 球形枢轴被接收在可倾轴瓦中的凹部和轴承壳体中的凹部中, 从而它用作可倾轴瓦的止动器, 即防止可倾轴瓦被轴颈的旋转圆周地拽动。

[0007] 在专利文献 2 (日本专利公开号 No. 10-503827) 中公开的可倾轴瓦式轴颈轴承中, 可倾轴瓦支撑结构包括定位凹槽 42 和定位装置 24, 该定位装置 24 包括栓构件 (spigot member) 40 和承压台本体 23, 该可倾轴瓦支撑结构适于在轴运动时阻止轴瓦沿着圆周方向移位。

[0008] 存在两种类型的可倾轴瓦式轴颈轴承, 即油浴润滑型 (oil flooded lubrication type) 和直接润滑型。在油浴润滑型中, 可倾轴瓦的两个轴向端部侧都被密封, 从而在可倾轴瓦和相邻可倾轴瓦之间的间隙被润滑油所充满。使用该类型, 机械效率由于侧面密封的摩擦损失和可倾轴瓦之间间隙中的油的搅动损失而降低。

[0009] 将参考从专利文献 1 中引用的图 8 来说明机械效率降低的出现。图 8 是示出了在机械损失和油浴型轴颈轴承中的轴颈旋转速度之间关系的图。在图中, 总机械损失与旋转速度的平方几乎成比例。它包括在施加有轴承负荷的下部轴瓦的支承表面和轴颈表面之间的摩擦损失 X, 没有施加轴承负荷的上部轴瓦的支承表面和轴颈外圆周之间的摩擦损失 Y, 以及机械损失 Z, 该机械损失 Z 为由于侧面密封导致的摩擦损失和轴瓦之间的间隙中的由于轴颈旋转的搅拌导致的油搅动损失之和。

[0010] 直接润滑型可倾轴瓦径向轴承曾被提出用以消除机械损失 Z。在直接润滑型中, 供油喷嘴被设置在相对于轴颈旋转方向处于上游的每一个可倾轴瓦的上游侧, 并且润滑油被供应到每一个可倾轴瓦的支承表面, 并且侧面密封被取消。直接润滑型现在被广泛采用, 因为可以消除机械损失 Z。专利文献 1 的可倾轴瓦式轴颈轴承是直接润滑型的。

[0011] 另一种类型的直接润滑型可倾轴瓦式径向轴承在专利文献 3 (日本特开专利申请

No. 2000-274432) 中提出。在直接润滑型的可倾轴瓦式轴颈轴承中,存在所谓的在专利文献 3 的段落 [0009] 中所述的润滑油转移 (carryover) 问题。该现象是上游可倾轴瓦的被润滑油所润滑的支承表面被转移在旋转轴颈上,以被引到相邻的下游可倾轴瓦的支承表面。

[0012] 由于轴颈的旋转导致的在轴颈圆周表面和可倾轴瓦的支承表面之间的缝隙(下文中称为可倾轴瓦的支承间隙)中润滑油中的剪力,润滑油在该缝隙中温度升高。在上游可倾轴瓦的支承间隙中温度升高的润滑油被转移到相邻下游可倾轴瓦的支承间隙中,从而润滑油在下游可倾轴瓦的支承间隙中温度进一步升高,这可导致可倾轴瓦的支承表面的过热和轴承咬死。

[0013] 在专利文献 3 中提出了防止直接润滑型可倾轴瓦式轴颈轴承中的润滑油转移问题的装置。

[0014] 在专利文献 4(日本特开专利申请 No. 2006-112499) 提出了另一装置,防止在直接润滑型可倾轴瓦式轴颈轴承中的润滑油温度过度升高。使用该装置,供油喷嘴在相对于轴颈旋转方向的可倾轴瓦上游侧端部和下游侧端部每一处设置到轴承壳体上,且冷却路径与轴瓦的支承表面圆周平行地形成在外壳中。从位于下游侧端部的供油喷嘴喷出的一部分油被引导为能被引到冷却路径中,由此从可倾轴瓦的支承表面下方冷却可倾轴瓦的支承表面,以抑制支承表面的温度升高。

[0015] 如专利文献 3 段落 [0004] 所述,可倾轴瓦的支承间隙(在轴颈表面和可倾轴瓦的支承表面之间的间隙)被润滑油所填充,轴瓦被静止的轴承壳体所支撑,且轴颈在填充间隙的油中高速地旋转。由此,在轴瓦的支承表面和轴颈表面之间的油中产生非常大的速度差异。由于该速度差异楔形油膜形成在轴瓦的支承表面和轴颈表面之间,且在油膜中产生油压以支撑从轴颈施加到轴瓦支承表面上的负荷。

[0016] 图 9 是引用专利文献 3 中的图 33,示出了在轴颈表面和支承表面之间的润滑油膜中的压力分布。在该图中,多个可倾轴瓦 101a ~ d 被布置在轴颈 100 周围以支撑轴颈 100。在轴颈 100 和可倾轴瓦 101a ~ 101d 之间的径向间隙 102 被润滑油所填充。施加到轴瓦支承面的油膜压力 FP 的积分与轴承负荷 W 一致。

[0017] 通过由于将每一个可倾轴瓦 101a ~ d 倾斜而导致的使得轴颈旋转方向下游的径向间隙 102 变窄的油膜楔形形状效应而产生高油膜压力。

[0018] 如专利文献 1 中的图 1、3 和 6 所示,多个轴承壳体支撑衬里(球形衬里 06)被设置在轴承壳体 05 和承压台(bearing platform)(包括轴承外壳 07 和轴承盖 08)之间,以通过球形衬里的中间调节而固定地支撑轴承壳体到承压台。每一个球形衬里被设置为使得其圆周位置与每一个球形枢轴一致,从而施加到每一个可倾轴瓦上的轴承负荷通过在轴承壳体和承压台之间的每一个球形衬里的中间调节作用而由承压台所支撑,由此确保通过承压台对轴承壳体进行牢固的支撑。

[0019] 另一方面,润滑油穿过在球形衬里中钻出的油孔而从承压台供应到轴承壳体中的油通路,以被供应到可倾轴瓦的支承表面。

[0020] 然而,当轴承负荷支承构件设置有油孔以引入润滑油时,负荷支承构件的刚度降低,且由于可倾轴瓦支承构件定位在轴承壳体后方的径向向内相对的位置处(从专利文献 1 和 2 中可以看到),该部分的结构变得复杂。此外,有必要增加支撑壳体的厚度以便补偿负荷支承构件刚性的较低,这将导致轴颈轴承的尺寸的增加。

[0021] 在专利文献 1 的图 6 中,示出了这样一个实例,其中单独的负荷支承构件(球形衬里 06 定位在轴承壳体后方轴颈的垂直下方的位置处)被设置为与 4 个负荷支承构件 06 分开,并且油孔设置在单独的负荷支承构件中。由于油孔设置在相邻可倾轴瓦之间的空间中,所以用于支撑轴颈的轴承壳体的刚性降低。

[0022] 通常,四个负荷支承构件等间隔地沿着轴承壳体的圆周定位,然而,当五个负荷支承构件被设置时,如专利文献 1 中的图 6 的情况,高精度的组装是必须的以实现五个负荷支承构件的均等负荷分配。

[0023] 专利文献 1:日本特开专利申请 No. 5-332355。

[0024] 专利文献 2:日本专利公开 No. 10-503827。

[0025] 专利文献 3:日本特开专利申请 No. 2000-274432。

[0026] 专利文献 4:日本特开专利申请 No. 2006-112499。

发明内容

[0027] 基于上述现有技术中的问题进提出了本发明,本发明的目的是提供一种供油机构,其使得可以将润滑油可靠地供应到可倾轴瓦的支承表面而不会导致轴颈轴承刚度降低和尺寸增加,同时还保持轴承组装的容易性。

[0028] 为了实现上述目的,本发明提供了一种轴颈轴承,具有承压台、圆柱形轴承壳体、多个轴瓦和供油装置,其中该圆柱形轴承壳体通过设置在承压台和轴承壳体之间的多个负荷支撑构件的中间媒介作用而被承压台所支撑,所述多个轴瓦可摆动地定位在轴承壳体内,从而旋转轴的轴颈被能够自对准的轴瓦所支撑,而所述供油装置用于将润滑油供应到轴瓦的支承表面,其中连接构件设置在承压台和轴承壳体之间并处于与所述负荷支撑构件中的一个圆周地隔开的位置处,所述连接构件具有油孔以将作为上游油通道的承压台中的供油通道与作为下游油通道的轴承壳体中的供油通道连通,从而润滑油从承压台供应到轴瓦的支承表面,且所述连接构件还用于承载从轴承壳体施加的一部分轴承负荷,且所述连接构件安装到所述位置,其方式是使得由连接构件承载的该部分轴承负荷小于由负荷支撑构件中的一个所承载的轴承负荷。

[0029] 在本发明中,除了负荷支撑构件之外,连接构件独立地设置在承压台和轴承壳体之间并处于与负荷支撑构件中的一个圆周地隔开的位置处,且负荷支撑构件并没有设置油孔以便于防止其刚度的降低,替代的是连接构件设置有油孔。结果,不再需要增加轴承壳体的径向厚度来补偿负荷支撑构件刚度的降低。

[0030] 此外,由于连接构件被安装的方式是使得连接构件从轴承壳体接收的负荷小于负荷支撑构件所接收的负荷,以便于降低连接构件支撑轴承负荷的负荷分享部分并且负荷支撑构件的数量没有增加,所以保证轴颈轴承的组装容易性。

[0031] 在本发明的轴颈轴承中,优选连接构件被定位在承压台和下轴承壳体之间,该下轴承壳体承载旋转轴的自重。存在这种情况,上轴承壳体被制造为独立于下轴承壳体的上半部,并组装为盖构件以覆盖下轴承壳体,从而并不适于在上轴承壳体上设置连接构件。此外,存在一种情况,其中并没有设置上承压台。

[0032] 此外,由于旋转轴的自重并没有施加到上轴承壳体上,所以当连接构件被设置在上轴承壳体时,难以消除从连接构件的油孔漏油,此外,并不容易调整为使得该连接构件所

承载的负荷小于轴承壳体通过负荷支撑构件作为中间物而施加到承压台上的负荷。

[0033] 另一方面,由于旋转轴的自重被施加到下轴承壳体上,在连接构件被设置到下轴承壳体时,容易进行调整使得连接构件所承载的负荷变得小于通过负荷支撑构件所承载要施加到承压台上的负荷。由此,容易组装并定位在下轴承壳体和承压台之间的连接构件。

[0034] 优选地,诸如○形环这样的弹性构件被置于所述连接构件和承压台之间,由此所述连接构件被安装为使得由连接构件承载的一部分轴承负荷小于由负荷支撑构件中的一个所承载的轴承负荷。

[0035] 通过诸如○形环这样的弹性构件的中间媒介作用将连接构件安装在下轴承壳体和承压台之间,能够更容易地调整由连接构件所承载用以支撑轴承壳体的负荷,并且也有助于轴颈轴承的组装。

[0036] 优选地构造本发明的轴颈轴承以使得轴颈轴承是直接润滑型的,其中润滑油从相对于轴颈的旋转方向定位在每一个轴瓦上游的供油喷嘴供应到轴瓦的支承表面,其中,所述下游油通道包括连通到连接构件的油孔的第一油孔和连接到供油喷嘴的喷嘴孔的第二油通道。

[0037] 通过该构造,通过在连接构件中钻的油孔从承压台引入到轴承壳体中的润滑油通过在轴承壳体中的第一油通道和第二油通道供应到供油喷嘴,并不会降低轴承壳体刚度并具有简单的构造。

[0038] 根据本发明,轴颈轴承具有承压台、圆柱形轴承壳体、多个轴瓦和供油装置,其中圆柱形轴承壳体通过经由多个负荷支撑构件的中间媒介作用而被承压台所支撑,所述多个轴瓦可摆动地定位在轴承壳体内,从而旋转轴的轴颈被能够自对准的轴瓦所支撑,而供油装置用于供应润滑油到轴瓦的支承表面,该轴颈轴承被构造为使得连接构件设置在承压台和轴承壳体之间的与所述负荷支撑构件中的一个圆周地隔开的位置处,所述连接构件具有油孔,以将台中的作为上游侧油通道的承供油通道与轴承壳体中的作为下游侧油通道的供油通道连通,从而润滑油从承压台供应到轴瓦的支承表面,且所述连接构件还用于承载从轴承壳体施加的一部分轴承负荷,且所述连接构件安装到所述位置,其方式是使得由连接构件承载的该部分轴承负荷小于由负荷支撑构件中的一个所承载的轴承负荷。使用该构造,润滑油被供应到轴瓦的支承表面而不会降低轴承壳体的轴承负荷支撑刚度,结果,不必增加轴承壳体的径向厚度,且不需要增加定位在承压台和轴承壳体之间的负荷支撑构件的数量,且保证轴颈轴承组装的容易性。

附图说明

[0039] 图1是本发明的轴颈轴承的实施例的截面正视图(图2中的C-C截面);

[0040] 图2是图1的实施例的截面侧视图(图3中的B-B截面);

[0041] 图3是图1的实施例的后视图(沿图2中箭头A的方向观察);

[0042] 图4是在图1的球形枢轴36附近的部分放大截面视图;

[0043] 图5是图1的实施例的供油喷嘴50的透视图;

[0044] 图6是图1中的供油孔60附近的部分放大截面视图;

[0045] 图7是沿图1中D-D线截取的截面视图;

[0046] 图8是示出了在油浴型可倾轴瓦式轴颈轴承中机械损失的图;

[0047] 图 9 是用于说明在轴颈轴承中由于楔形效应导致油膜压力的形成的图。

具体实施方式

[0048] 下面将参考附图对本发明的优选实施例进行详细地描述。然而,期望的是,除非特别指出,在实施例中组成部件的尺寸、材料、相对位置等应该被解释为仅仅是示例性的,而非对本发明的范围的限制。

[0049] 图 1-3 示出了本发明的轴颈轴承的实施例。图 1 是沿图 2 中 C-C 线取的截面正视图,图 2 是沿图 3 的 B-B 线取的截面侧视图,而图 3 是沿图 2 中的箭头 A 方向观察的后视图。

[0050] 在图 1 中,轴颈 j 是诸如蒸汽轮机、气轮机和发电机这样的大型旋转机器的旋转轴的轴颈。轴颈 j 的直径有约 40cm 那么大,从而支撑轴颈 j 的轴颈轴承 10 尺寸变大,且轴颈 j 的圆周速度变高。轴颈 j 沿箭头 a 方向转动。

[0051] 支撑轴颈 j 的轴颈轴承 10 包括承压台 20、轴承壳体 30 和四个可倾轴瓦 40a ~ d,其中轴承壳体 30 包括由承压台 20 固定地支承的下方半圆柱形壳体 30b 和上方半圆柱形壳体 30a,且四个可倾轴瓦 40a ~ d 附接到轴承壳体 30 的内圆周表面。下文中,当描述对于所有的可倾轴瓦都相同的情况时,后缀 a ~ d 将被省略。这类似地用于其它组成部件。

[0052] 承压台 20 具有凹入部分 20a,其截面为半圆形,且轴承壳体 30 被切割为上半圆柱形壳体 30a 和下半圆柱形壳体 30b 这两个半部,下轴承壳体 30b 被承压台 20 的半圆形凹入部分 20a 所支撑。上轴承壳体 30a 通过定位销 31 定位到下轴承壳体 30b,并通过紧固螺栓 32 连接到下轴承壳体 30b,如图 3 所示。

[0053] 如图 4 所示,凹部 42 设置在可倾轴瓦 40 每一个的中央部分附近的背面(外面)中,且调整衬里 44 被压配合在凹部中。凹部 34 形成在轴承壳体 30 的内面中并处于面向调整衬里 44 的位置处,且球形枢轴 36 被插入在该凹部中。

[0054] 球形枢轴 36 的面向该调整衬里 44 的表面被形成为球形表面,从而可倾轴瓦 40 可相对于轴颈 j 圆周且轴向地摆动。

[0055] 如图 1 所示,可倾轴瓦 40 被定位为使得在每一个轴瓦之间设置有圆周间隔 s1。球形枢轴 36 定位为使得它们的中心处于距离轴颈轴承的垂直中心线或水平中心线 45° 的位置处。

[0056] 如图 4 所示,球形枢轴 36 被接收在凹部 34 中,使得其球形的顶部与轴承壳体 30 的内圆周表面齐平。由此,可以通过移除后文所述的侧板并沿轴颈的轴向方向滑动可倾轴瓦而将可倾轴瓦 40 在调整衬里 44 固定在其凹部 42 中的状态下从轴承组件中移除。

[0057] 在上轴承壳体 30a 中钻出用于测量的径向孔 38 且从轴承壳体 30a 的外部周边到凹部 34 穿透上轴承壳体 30a。外部衬里 33(轴承负荷支承媒介)被设置在轴承壳体 30 的外周边上并位于在轴承壳体 30 的后方与定位在轴承壳体 30 内面中的凹部 34 中的球形枢轴 36 径向相对的圆周位置处。在外部衬里 33 中钻有孔 33,以与用于测量的孔 38 连通。用于测量的孔 38 在后述测量完成之后用塞子 39 堵塞。

[0058] 外部衬里 33 通过图中未示出的紧固螺栓附接到轴承壳体 30 的外周边。外部衬里 33 的外周边稍稍从轴承 30 的圆周表面突出。

[0059] 由此,外部衬里 33 接触承压台 20 的凹入表面 20a,且下轴承壳体 30b 经由外部衬里 33 的媒介作用而被承压台 20 所支撑。在承压台 20 的凹入表面 20a 和下轴承壳体 30a

的外表面之间存在径向间隙 s_2 。

[0060] 如图 2 所示, 环形侧板 35 被附接到轴承壳体 30 的两侧端部, 以将可倾轴瓦保持在轴承壳体的内圆周表面和轴颈 j 的旋转表面之间。如图 3 所示, 环形侧板 35 通过多个紧固螺栓 37 固定到轴承壳体 30 的两侧。在环形侧板的内周和轴颈 j 的旋转表面之间存在径向间隙 s_3 。从供油喷嘴 50 喷出的润滑油在用于在轴颈 j 和轴瓦 40 之间润滑之后通过该径向间隙 s_3 排出。

[0061] 如图 1 所示, 用于喷射润滑油的供油喷嘴 50 被附接到轴承壳体 30 以定位在每一个可倾轴瓦的两端侧, 也就是说, 在相对于轴颈 j 的旋转方向定位在上游侧和下游侧。图 5 以透视图示出了供油喷嘴 50 的一个实例。下文中将参考图 2 和图 5 说明供油喷嘴 50 的结构。定位在上游侧的供油喷嘴在结构上与下游侧上的那些供油喷嘴相同。

[0062] 供油喷嘴 50 包括主外壳 52 和喷嘴臂 54。主外壳 52 具有长方体部件和圆柱形部件。喷嘴臂 54 从长方体部件的彼此相对的两个侧面延伸。圆柱形部件被插入到在轴承壳体 30 的轴向中央部分钻出的径向孔 70 中, 从而长方体部件定位为与可倾轴瓦 40 的圆周侧端相邻, 并且喷嘴臂 54 沿轴颈 j 的轴向方向延伸。主壳体 52 和臂 54 具有中空部 56, 其中润滑油被引入到该中空部 56 中。

[0063] 每一个喷嘴臂 54 具有沿臂等间隔布置的多个喷嘴孔 58, 从而当供油喷嘴 50 被附接到轴承壳体 30 时, 喷嘴孔 58 沿着轴颈的轴向方向面向轴颈 j 。从相对于轴颈 j 旋转方向定位在可倾轴瓦 40 上游侧的供油喷嘴 50 的喷嘴孔 58 喷出的润滑油注入到可倾轴瓦 40 的内圆周表面 (图 4 中的支承表面 48) 和轴颈 j 的旋转表面之间的径向间隙中, 并被轴颈 j 的旋转所拽动以在该处形成油膜。

[0064] 从相对于轴颈 j 旋转方向定位在可倾轴瓦 40 下游侧的供油喷嘴 50 的喷嘴孔 58 喷出的润滑油使得在可倾轴瓦的支承表面和轴颈 j 的旋转表面之间间隙 (在轴颈和可倾轴瓦之间的油间隙) 经过的润滑油冷却, 并同时使得粘附在轴颈 j 的旋转表面上的油膜瓦解, 以使得油膜从该处分离。由此, 防止润滑油因轴颈的旋转表面的拖拽而从轴颈与上游可倾轴瓦之间的油间隙进入到轴颈与邻近所述上游可倾轴瓦的下游可倾轴瓦之间的油间隙中。从可倾轴瓦的下游端流出的润滑油通过在侧板 35 和轴颈 j 之间的径向间隙 s_3 排出。

[0065] 如图 5 所示, 主外壳 52 被附接到轴承壳体使得其长方体部件的与可倾轴瓦 40 的倾斜表面 46 面对的面 52a 接触可倾轴瓦 40 的倾斜表面 46 的基部 46a, 且倾斜表面 46 歪斜一小角度 α , 从而倾斜表面 46 和面 52a 之间的间隙径向向内增大。以这样的方式, 可倾轴瓦 40 的倾斜表面 46 的基部 46a 以线接触的形式被支撑在主外壳 52 的面 52a 处, 由此供油喷嘴 50 固定地支撑可倾轴瓦沿着轴颈旋转方向的运动。

[0066] 如图 1 所示, 供油孔 60 被设置在承压台 20 中。外部衬里 62 定位在下轴承壳体 30b 的外周边并处于面向供油孔 60 的位置处。该部分的构造将参考图 6 进行说明。在图 6 中, 外部衬里 62 具有与供油孔 60 连通的供油孔 62a。

[0067] 在下轴承壳体 30b 中径向地钻出供油孔 64, 使得供油孔 64 通过外部衬里 62 的供油孔 62a 与供油孔 60 连通。环形油槽 66 被设置在轴承壳体 30 的轴向侧面中。

[0068] 环形油槽 66 绕轴承壳体 30 的轴向侧端部行进。如图 2 所示, 环形油槽 66 通过轴承壳体 30 中的轴向油孔 68 与供油喷嘴 50 的主壳体 52 的中空部 56 连通。在主外壳 52 的圆柱形部件端部处的中空部 56 的开口端被塞子 72 所封闭, 且塞子 72 被 C 形保持环 74 所

固定。

[0069] 径向间隙 s_4 形成在承压台 20 的内圆周表面和外部衬里 62 的外周边（参见图 6）之间。o 形环 76 被置于在间隙 s_4 中以密封该间隙。由此，防止通过间隙 s_4 而漏油，且同时 o 形环 76 还用于使得从下轴承壳体 30b 通过外部衬里 62 的中间媒介作用而施加在承压台 20 上的轴承负荷变得小于从下轴承壳体 30b 通过外部衬里 33 的中间媒介作用而施加在承压台 20 上的轴承负荷。

[0070] 如图 7 所示，两个圆形凹部 84 被设置在可倾轴瓦 40a 和 40b 的外圆周表面上并沿可倾轴瓦的轴向方向有一定间隔，且两个圆形凹部 82 被设置在上壳体 30a 的圆周表面中。每一个圆形凹部面向彼此从而形成圆柱形中空部。凹部 84 相对于如图 1 所示的轴颈 j 旋转方向设置在可倾轴瓦 40a 和 40b 的下游端附近。在由两个面向彼此的凹部形成的圆柱形中空部中安装有螺旋弹簧 80，所述弹簧在可倾轴瓦的下游端侧附近将可倾轴瓦径向地推向轴颈 j 。由此，如图 9 所示，变得容易地在可倾轴瓦 40a 和 40b 的支承表面和轴颈 j 的旋转表面之间形成沿轴颈 j 的旋转方向变窄的油间隙。

[0071] 如图 1 所示，径向螺纹孔 90 相对于轴颈 j 的旋转方向设置在每一个可倾轴瓦 40 的上游端部部分和下游端部部分附近。在轴承壳体 30 中钻出径向通孔 92，其中该径向通孔 92 面向相应的径向螺纹孔 90 的开口，从而径向通孔 92 和径向螺纹孔 90 具有相同的轴线。六角凹头螺钉 94 插过每一个径向通孔 92 且该螺钉的前端部分旋拧到每一个螺纹孔 90 中。

[0072] 在轴承壳体 30 的内表面和可倾轴瓦 40 的外表面之间的径向间隙可以通过调整六角凹头螺钉 94 的拧入长度来调整，由此可倾轴瓦 40 的支承表面和轴颈的旋转表面之间的径向间隙（支承间隙）可以被调整。

[0073] 以这样的方式，可倾轴瓦的支承表面和轴颈表面之间的上游侧径向间隙和下游侧径向间隙可以被独立地调整，也就是说，可倾轴瓦的姿态可以被调整，以通过紧凑和不昂贵的手段获得楔形径向间隙。

[0074] 在本发明的这种实施例中，润滑油被从设置在承压台 20 中的供油孔 60 通过在轴承壳体 30 中的环形油槽 66 和轴向油孔 68 供应到供油喷嘴 50 的中空部 56。润滑油被从供油喷嘴 50 的喷嘴臂 54 的喷嘴孔 58 喷向轴颈 j 的旋转表面。

[0075] 从相对于轴颈 j 的旋转方向定位在可倾轴瓦 40 上游侧的供油喷嘴 50 喷出的润滑油被引入到在轴颈和可倾轴瓦之间的油间隙中，以润滑轴颈 j 的旋转表面和支承表面 48。从相对于轴颈 j 的旋转方向定位在可倾轴瓦 40 下游侧的供油喷嘴 50 喷出的润滑油撞上轴颈 j 的旋转表面，使得在轴颈表面和上游可倾轴瓦之间的油间隙中并粘附在轴颈 j 旋转表面上的温度升高的润滑油冷却，并瓦解粘附在轴颈旋转表面上的油层，以防止粘附在轴颈旋转表面上的高温油层被转移到轴颈表面和相邻下游可倾轴瓦的支承表面之间的油间隙中。由此，可防止可倾轴瓦 40 的支承表面 48 的过度温度升高，并防止轴承咬死的发生。

[0076] 可以通过用已知的测量设备测量球形枢轴 36 到用于测量的径向孔 38 之间的距离并确定在轴颈表面和支承表面 48 之间的径向间隙，并基于测量结果将调整垫片 86 插入到球形枢轴 36 的背面上的凹部 34 中，从而将轴颈表面和可倾轴瓦的支承表面 48 之间的径向间隙调整到期望间隙。

[0077] 通过使用该间隙调整方法以及通过六角凹头螺钉 94 进行的间隙调整，在轴颈表面和可倾轴瓦的支承表面之间的间隙可以高精度地调整到期望间隙，使得该间隙相对于轴

颈的旋转方向朝向可倾轴瓦的下游侧变窄,如图 9 所示。由此,可以容易地在支承表面 48 上产生由于楔形效应导致的高油膜压力,且可以保持支承表面 48 的高润滑性能。

[0078] 旋转轴的自身重量施加在定位于下轴承壳体 30b 上的可倾轴瓦 40c 和 40d 上,从而可以相对容易地形成如图 9 所示的向下游变窄的楔形径向间隙。另一方面,旋转轴的自身重量未施加在定位于上壳体 30a 上的可倾轴瓦 40a 和 40b 上,从而不能预料到在轴颈表面和上可倾轴瓦 40a 和 40b 的支承表面 48 之间的高压油膜的形成。

[0079] 根据该实施例,定位在上轴承壳体 30a 上的可倾轴瓦 40a 和 40b 每一个的下游端部被螺旋弹簧 80 的弹性力向下推,从而向下游变窄的楔形径向间隙分也可以容易地在上可倾轴瓦 40a 和 40b 中形成。由此,高压油膜可以通过楔形效应而在上可倾轴瓦 40a 和 40b 的支承表面上产生。

[0080] 当旋转轴的自重并没有施加到上可倾轴瓦 40a 和 40b 时,存在上可倾轴瓦的振动出现于轴承壳体中的倾向,这将会导致发生可倾轴瓦的支承表面的疲劳失效。可以根据本实施例来消除该问题。

[0081] 此外,由于供油喷嘴 50 定位在可倾轴瓦的上游侧和下游侧,使得可倾轴瓦沿圆周方向的运动被供油喷嘴 50 的主轴瓦 52 所阻止,所以不需要另外的装置来防止因轴颈旋转的拖拽而导致的可倾轴瓦沿圆周方向的运动,且轴颈轴承在结构上可以被简化。

[0082] 此外,由于可倾轴瓦 40 被支撑在该外侧圆周部分 46a 处,所以在可倾轴瓦前侧和后侧中的空间可以变宽,这使得可以实现润滑油的更加稳定的供应。

[0083] 通常,球形枢轴 36 被接收在轴承壳体 30 的凹部中,使得其延伸到可倾轴瓦 40 的凹部中,从而球形枢轴 36 用于防止可倾轴瓦 40 的圆周运动。根据本发明的实施例,不再需要这样的构造。由此,通过允许球形枢轴的球形表面与轴承壳体 30 的内圆周表面齐平,可以通过仅移除侧板 35 而将可倾轴瓦 40 顺着轴颈 j 轴向地抽出。由此,可倾轴瓦 40 可以在轴颈处于原位的状态下移除,这有助于在维修和更换可倾轴瓦时移除和安装可倾轴瓦 40。

[0084] 此外,根据该实施例,通过除了外部衬里 33 之外独立地设置具有供油孔 62a(该供油孔与在承压台 20 中的供油孔 60 连通)的外部衬里 62,可以消除如在常规的可倾轴瓦式轴颈轴承实例中那样在外部衬里 33 中钻出油孔而造成的外部衬里 33 刚度的降低。因此,可以消除必须增加轴承壳体的径向厚度来补偿外部衬里高度降低的需要。

[0085] 此外,由于外部衬里 62 被设置为使得外部衬里 62 从轴承壳体 30 接收的负荷小于外部衬里 33 接收的负荷,所以可以在不增加外部衬里 33 数量的情况下设置供油孔 62a,因此不必改变外部衬里 33 的数量,从而不需要增加外部衬里 33 的尺寸精度,且能保证轴颈轴承组装的容易性。

[0086] 此外,由于外部衬里 62 被设置到下轴承壳体 30b,来自轴颈 j 的轴承负荷通过可倾轴瓦 40 的中间媒介作用而施加到该下轴承壳体 30b 上,施加在下轴承壳体 30b 上的轴承负荷可以通过外部衬里 62 容易地调整,此外,由于能够弹性变形的 o 形环 76 被置于外部衬里 60 和承压台 20 之间,所以所述轴承负荷的调整被进一步简易化。

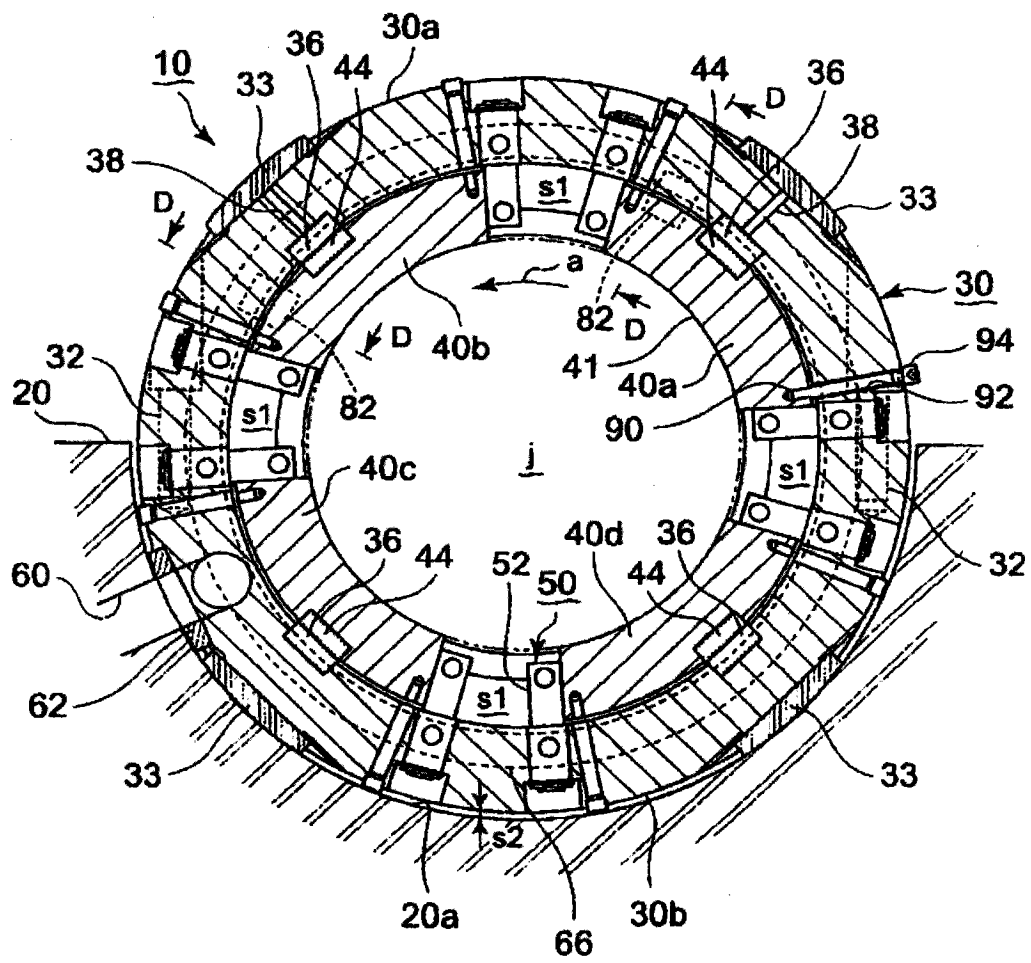
[0087] 此外,通过简单的构造,润滑油通过在承压台 20 中的供油孔 60、环形油槽 66、供油孔 68 和在供油喷嘴 50 的主轴瓦中的中空部 56 而被供应到供油喷嘴 50 的喷嘴臂 54,而不会降低轴承壳体 30 的刚度。

[0088] 在该实施例中 o 形环被用在外部衬里 62 和承压台 20 之间,然而,其它弹性构件

(例如波纹伸缩件 (bellow)) 等可以代替 o 形环。通过在外部衬里 62 和承压台之间使用这样的弹性构件,可以容易地调整从轴承壳体 30 通过外部衬里 62 而施加到承压台 20 上的轴承负荷。

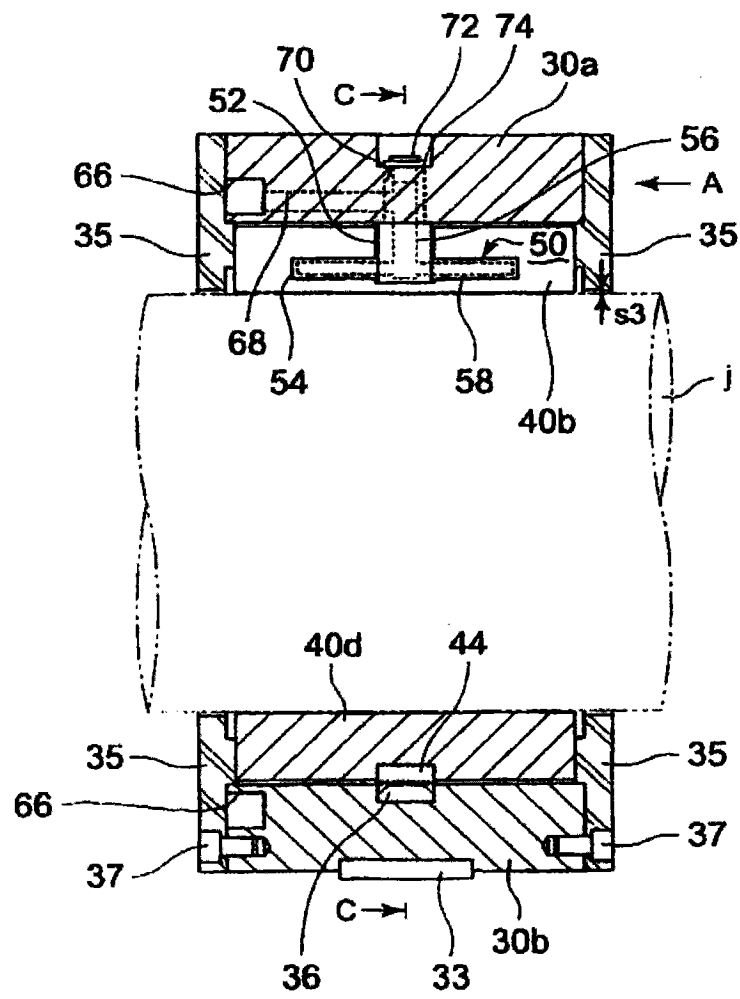
[0089] 工业适用性

[0090] 根据本发明,提供了一种可倾轴瓦式轴颈轴承,其具有用于供应润滑油到可倾轴瓦的支承表面的装置,可以在不会导致轴颈轴承刚度的降低和尺寸的增加的情况下构造该轴承,其中润滑油可以被确实地供应到轴瓦的支承表面,且其可以优选地用于大型旋转机器,譬如蒸汽轮机、气轮机和发电机。



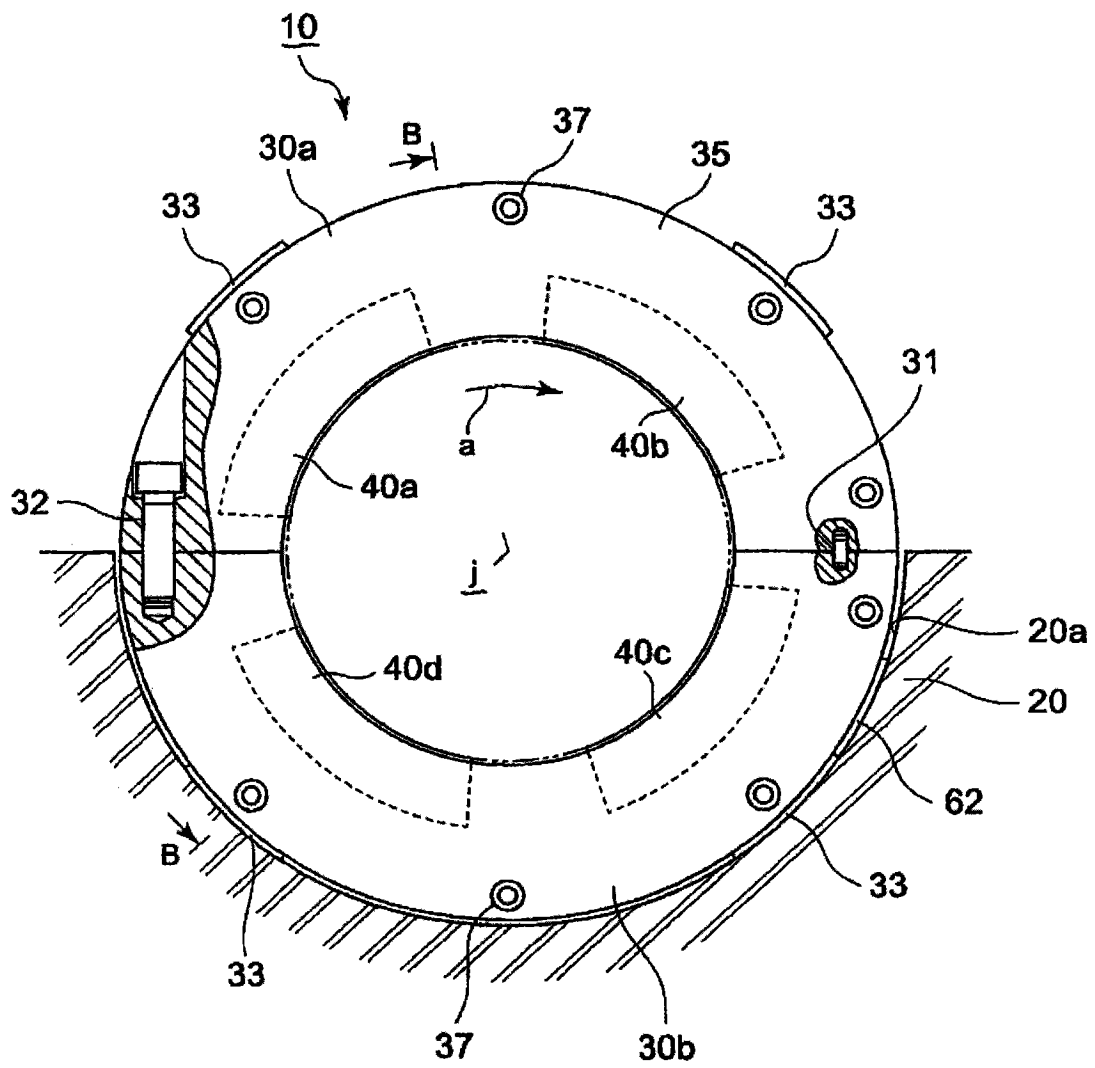
C-C 截面

图 1



B-B 截面

图 2



沿箭头 A 方向视图

图 3

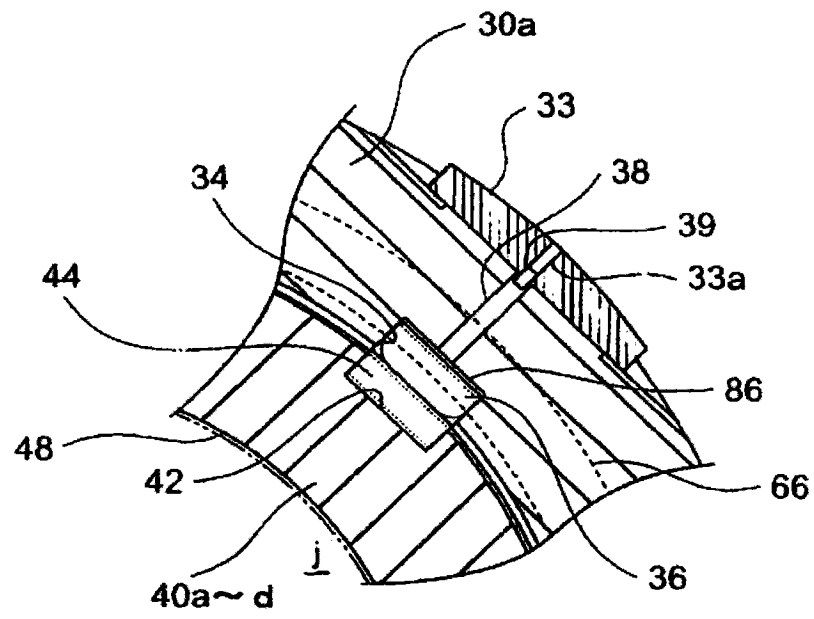


图 4

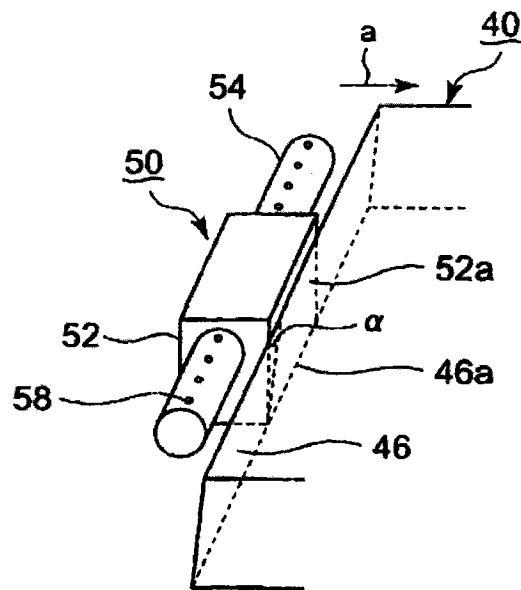


图 5

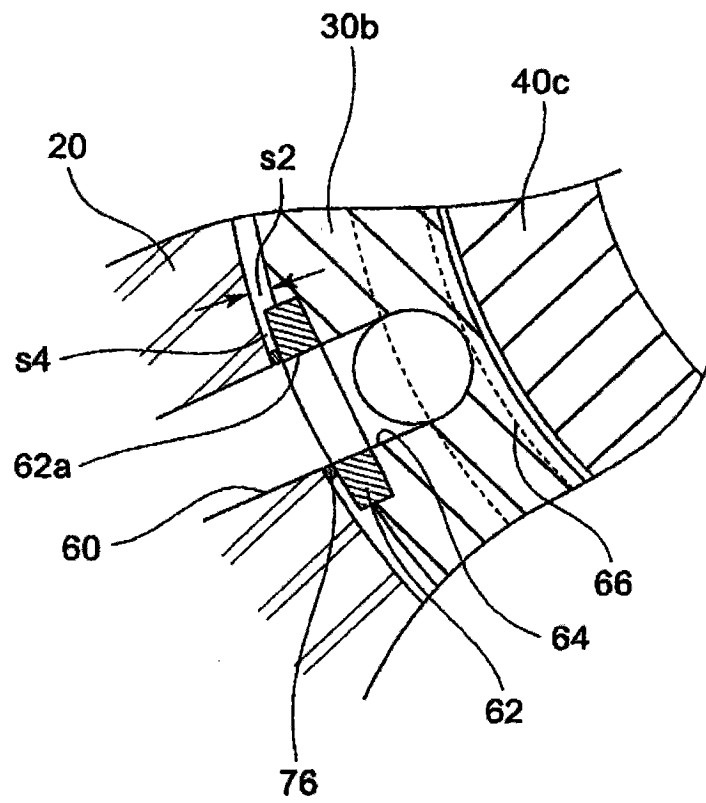
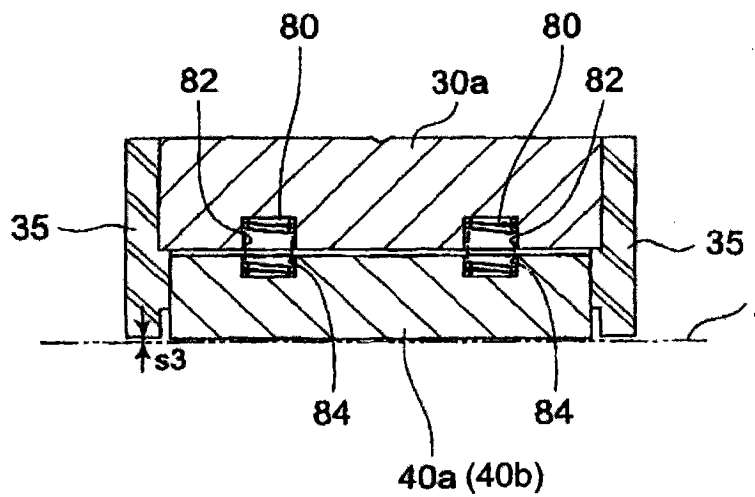


图 6



D-D 截面

图 7

Z: 机械损失, 其为由于侧面密封导致的摩擦损失和轴瓦之间的搅动损失之和

Y: 由于上轴瓦导致的摩擦损失

X: 由于下轴瓦导致的摩擦损失

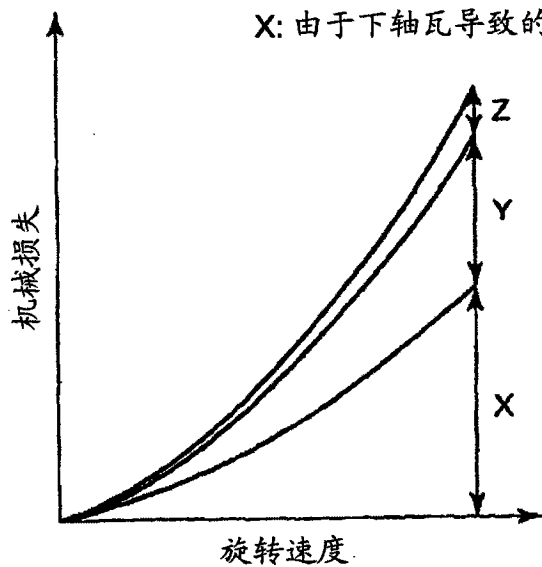


图 8

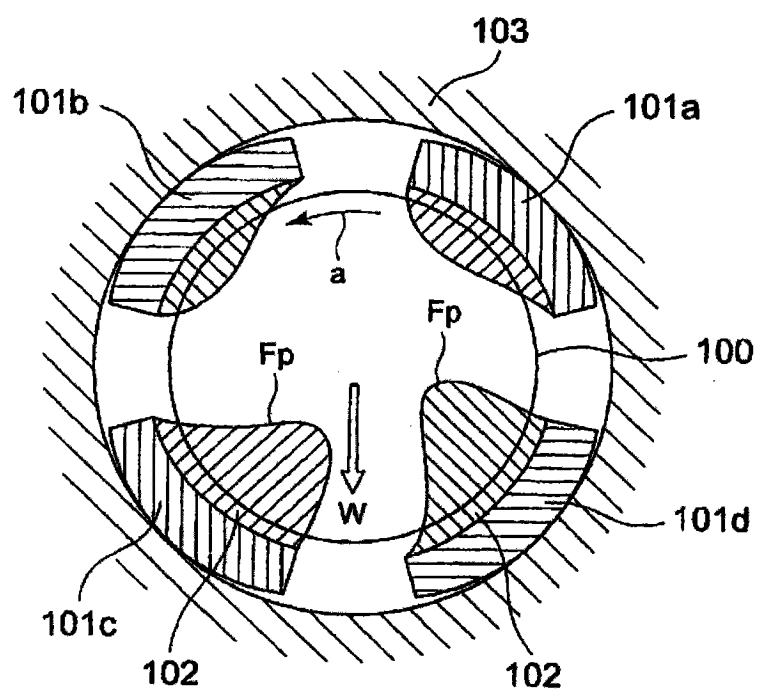


图 9