



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102691716 B

(45) 授权公告日 2014. 08. 27

(21) 申请号 201210079527. 9

JP 特表 2003-500616 A, 2003. 01. 07, 全文.

(22) 申请日 2012. 03. 15

CN 101233331 A, 2008. 07. 30, 全文.

(30) 优先权数据

审查员 姚红冉

2011-067854 2011. 03. 25 JP

(73) 专利权人 大同金属工业株式会社

地址 日本爱知县

(72) 发明人 桑原爱介 水野贵彦

(74) 专利代理机构 上海专利商标事务所有限公

司 31100

代理人 茅翊恣 丁晓峰

(51) Int. Cl.

F16C 9/02 (2006. 01)

(56) 对比文件

WO 2009/062904 A1, 2009. 05. 22, 全文.

JP 特表 2008-510107 A, 2008. 04. 03, 全文.

JP 特表 2010-539403 A, 2010. 12. 16, 全文.

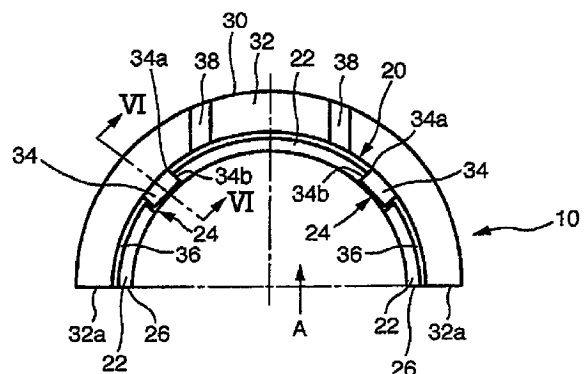
权利要求书2页 说明书8页 附图7页

(54) 发明名称

用于内燃机的曲轴轴承

(57) 摘要

公开了一种用于内燃机的曲轴轴承。在半圆形推力轴承 (30 ;30A ;60 ;60A ;60B) 的内周界处, 两个冲击负荷接受突部 (36 ;66A ;66C) 在两个凸头 (34 ;34A ;64A) 旁边突出。至少两个冲击负荷接受突部中的每个冲击负荷接受突部位于两个凸头中的每个凸头与半圆形推力轴承的每个周向端面 (32a ;62a) 之间。两个冲击负荷接受突部位于相对于半圆形推力轴承的中心线彼此线对称的位置。冲击负荷接受突部的高度设定为如下尺寸, 使得在成对半圆柱形滑动轴承组装入轴承箱 (H) 并受约束的静止状态, 冲击负荷接受突部的顶部不接触半圆柱形滑动轴承的外周面。



1. 一种用于内燃机的曲轴轴承,所述曲轴轴承用作圆柱体并具有一对彼此组合的半圆柱形滑动轴承(20;50),

其中,一个半圆形推力轴承或两个半圆形推力轴承(30;30A;60;60A;60B)附连至成对半圆柱形滑动轴承中的至少一个半圆柱形滑动轴承,所述一个半圆形推力轴承或两个半圆形推力轴承沿所述半圆柱形滑动轴承的两个轴向侧边(22;52)中的一个或两个设置,

其中,所述半圆形推力轴承具有两个周向端面(32a;62a),并还具有各自具有弧形的外周界和内周界,所述内周界的弧直径大于所述半圆柱形滑动轴承的外直径,沿径向朝内延伸的两个凸头(34;34A;64A)在所述半圆形推力轴承的内周界处突出以在周向彼此隔开,所述两个凸头相对于沿径向将所述内周界的长度分割成两个相等部分的直线、即中心线位于线对称位置,连续至所述半圆形推力轴承的主体(32;32A;62;62A;62B)的凸头基部的角边缘部(34a)位于远离每个周向端面的一侧,所述凸头中的每个凸头在所述内周界处突出,从而所述角边缘部处在从每个周向端面测得的 15° — 55° 的周向角度范围内,

其中,至少一个所述半圆柱形滑动轴承具有厚度减小区域(20a),在所述厚度减小区域,轴承壁厚沿有所述半圆形推力轴承的轴向侧边在整个周向长度上、在轴承内周面侧局部地减小,两个槽口(24;54)形成在所述厚度减小区域以在所述周向彼此隔开,所述两个槽口处在如下关系:所述两个槽口与所述半圆形推力轴承的所述两个凸头配合,所述配合关系使得在所述曲轴轴承组装至所述曲轴前的自由状态时,成对半圆柱形滑动轴承被所述曲轴的轴承箱(H)约束,所述半圆柱形滑动轴承的外直径在两个周向端部比在周向中央部分大,因此所述凸头的沿宽度方向的一个侧边处在如下状态:所述凸头的沿宽度方向的一个侧边与所述槽口的沿宽度方向的一个侧边干涉和配合,从而在成对半圆柱形滑动轴承组装入所述曲轴的轴承箱并受约束的状态中,所述半圆柱形滑动轴承的外直径变得一致,干涉和配合关系分解,所述凸头进入所述槽口中的自由状态,因此所述半圆形推力轴承可沿所述曲轴的轴向移动,

其中,所述槽口和所述凸头的尺寸关系满足关系式1和关系式2,所述关系式1是:槽口周向长度 $>$ 凸头周向长度,所述关系式2是:槽口轴向宽度 $>$ 凸头轴向宽度,以及

其中,在所述半圆形推力轴承的内周界处,两个冲击负荷接受突部(36;66A;66C)在所述两个凸头旁边突出,至少两个冲击负荷接受突部中的每个冲击负荷接受突部位于所述两个凸头中的每个凸头与所述半圆形推力轴承的每个周向端面之间,所述两个冲击负荷接受突部位于相对于所述半圆形推力轴承的中心线彼此线对称的位置,所述冲击负荷接受突部的高度设定为如下尺寸,使得在成对半圆柱形滑动轴承组装入所述轴承箱并受约束的静止状态,所述冲击负荷接受突部的顶部不接触所述半圆柱形滑动轴承的外周面。

2. 如权利要求1所述的用于内燃机的曲轴轴承,

其特征在于,所述冲击负荷接受突部位于相对于所述半圆形推力轴承的推力负荷接受面的后退位置。

3. 如权利要求1或2所述的用于内燃机的曲轴轴承,

其特征在于,所述凸头和所述冲击负荷接受突部形成为如下关系:所述凸头和所述冲击负荷接受突部彼此不连续。

4. 如权利要求2所述的用于内燃机的曲轴轴承,

其特征在于,所述凸头沿所述半圆形推力轴承的与所述推力负荷接受面相对侧的背面

方向相对于所述冲击负荷接受突部偏斜,所述凸头的至少一部分突出超过所述背面。

5. 如权利要求 1 或 2 所述的用于内燃机的曲轴轴承,

其特征在于,第三凸头(64B)在所述半圆形推力轴承的内周界处在所述两个凸头旁边突出,所述第三凸头位于所述内周界长度的中央区域且位于所述两个凸头之间,以及

其中,位于所述两个槽口之间的第三槽口(54B)形成在所述半圆柱形滑动轴承的厚度减小区域,所述第三槽口处于如下关系:所述第三槽口与所述第三凸头配合,通过配合关系,阻止所述半圆形推力轴承相对于所述半圆柱形滑动轴承的周向相对转动。

6. 如权利要求 1 或 2 所述的用于内燃机的曲轴轴承,

其特征在于,第一和第二间隙支承突部(66B)在所述半圆形推力轴承的内周界处突出,当在分割所述半圆形推力轴承的内周界长度的中心位置处的周向角度设为零度时,相应的第一和第二间隙支承突部位于在中心位置两侧分别超出 20° 的周向角度($\theta/2$)范围的位置,所述间隙支承突部的高度设为如下尺寸,在成对半圆柱形滑动轴承组装入所述曲轴轴承箱并受约束的静止状态,允许所述间隙支承突部的顶部与所述半圆柱形滑动轴承的外周面接触。

用于内燃机的曲轴轴承

技术领域

[0001] 本发明涉及用于内燃机的曲轴轴承,更具体地涉及与半圆形推力轴承一起使用的曲轴轴承,该半圆形推力轴承附连至待组合成圆柱形的成对半圆柱形滑动轴承中的每个半圆柱形滑动轴承。

背景技术

[0002] 内燃机的曲轴在其轴颈部通过内燃机缸体的下部经由一对半圆柱形滑动轴承构成的主轴承而被支承。在成对半圆柱形滑动轴承之中,半圆柱形滑动轴承中的一个或两个与半圆形推力轴承组合地使用。半圆形推力轴承通过组装而沿至少一个半圆柱形滑动轴承的轴向端面的两个侧边(也就是说,沿宽度方向的侧边)中的一个或两个形成凸缘形状。至少两个凸头设置在半圆形推力轴承的内周界处且彼此隔开,通过将这至少两个凸头匹配和接合在形成于半圆柱形滑动轴承的轴向侧边处的多个对应槽口(即,凹槽)中来实施组装。

[0003] 成对半圆柱形滑动轴承形成圆柱形且保持在拼合型轴承箱中。而且,在结合入拼合型轴承箱之前的自由状态,半圆柱形滑动轴承构造成如下形状:其中,曲率半径从其周向中央区域朝周向两端逐渐变大。在成对半圆柱形滑动轴承结合入拼合型轴承箱的轴承保持孔中的状态(约束状态),成对半圆柱形滑动轴承的相应对接端部的区域从原始半圆形(在结合入轴承箱中之前自由状态所呈的形状)朝圆心压制成形和变形,从而符合轴承保持孔的形状。换言之,组装之前配装至拼合型轴承箱的每个半体的每个半圆柱形滑动轴承通过变形产生的其自身弹性回复力与轴承箱半体保持紧密接触。

[0004] 更具体地说,在自由状态,半圆柱形滑动轴承的曲率半径在周向中央区域与在周向两端区域不同。而且,周向两端区域中的曲率半径大于周向中央区域中的曲率半径。当半圆形推力轴承通过使用凸头和槽口(凹槽)的配合关系而附连至半圆柱形滑动轴承时,凸头的一个侧边在自由状态与半圆柱形滑动轴承的槽口的一个侧边相干涉,半圆形推力轴承和半圆柱形滑动轴承进入彼此机械联接的状态。因此,半圆形推力轴承和半圆柱形滑动轴承可作为一体组合的单个组件组装入拼合型轴承箱中。在组装状态,成对半圆柱形滑动轴承的相应对接端部的区域朝向曲率中心偏斜,成对半圆柱形滑动轴承根据轴承保持孔的形状变形。然而,因为半圆形推力轴承位于拼合型轴承箱之外,所以半圆形推力轴承根本不变形。此外,槽口和凸头的干涉/联接关系通过半圆柱形滑动轴承的变形而分解,半圆形推力轴承相对于半圆柱形滑动轴承沿曲轴轴向略微可移动。结果,在内燃机运行时,实施自动定位(对准),其中,半圆形推力轴承的推力负荷接受面变得平行于施加曲轴轴向负荷的曲柄臂的侧表面。

[0005] 在诸如 JP-A-47-7011、JP-A-59-147115、JP-A-07-504017 和 WO 2009/062904A1 的专利文献中示出了半圆柱形滑动轴承和半圆形推力轴承的组合关系。

发明内容

[0006] 随着近年来的趋势,内燃机的输出功率增强,曲轴轴承箱的刚度趋于降低以减轻

内燃机的重量。与此相关的是,轴承箱易于弹性变形,这就产生以下问题:在内燃机运行时,半圆形推力轴承的凸头和半圆柱形滑动轴承的槽口彼此反复干涉,凸头和槽口变形或断裂。

[0007] 这里,将描述凸头和槽口断裂的问题。

[0008] 当曲轴在内燃机运行中高速旋转时,大的反复波动负荷施加至轴承箱。因此,带有降低刚度的轴承箱反复地弹性变形,轴承箱的轴承保持孔的形状也反复地改变。因此,沿拼合型轴承箱的组合表面方向(下文中称为水平方向;相对于成对半圆柱形滑动轴承,沿该组合表面的方向也称为水平方向)的轴承保持孔的直径反复地增大和减小。这样,保持在轴承箱的轴承保持孔中的成对半圆柱形滑动轴承的形状也反复地改变。更具体地说,当轴承保持孔沿水平方向的内径增大时,成对半圆柱形滑动轴承沿水平方向的外径增大。结果,半圆形推力轴承的凸头和半圆柱形滑动轴承的槽口的侧边彼此碰撞,并彼此强烈干涉。通过反复的碰撞和干涉,发生凸头和槽口的变形和断裂。

[0009] 因此,本发明的一目的是提供一种用于内燃机的曲轴轴承,该曲轴轴承可有效地防止半圆形推力轴承和半圆柱形滑动轴承(它们通过凸头和槽口的配合关系而一体组合)的凸头和槽口的变形和断裂,这种变形和断裂与以下现象有关:在内燃机运行期间,保持曲轴轴承的轴承箱反复地弹性变形,保持在轴承箱中的成对半圆柱形滑动轴承反复地弹性变形。

[0010] 考虑到上述目的,根据本发明,提供一种下面所示的用于内燃机的曲轴轴承。

[0011] 一种用于内燃机的曲轴轴承,曲轴轴承用作圆柱体并具有一对彼此组合的半圆柱形滑动轴承,

[0012] 其中,一个半圆形推力轴承或两个半圆形推力轴承附连至成对半圆柱形滑动轴承中的至少一个半圆柱形滑动轴承,一个半圆形推力轴承或两个半圆形推力轴承沿半圆柱形滑动轴承的两个轴向侧边中的一个或两个设置,

[0013] 其中,半圆形推力轴承具有两个周向端面,并还具有各自具有弧形的外周界和内周界,内周界的弧直径大于半圆柱形滑动轴承的外直径,沿径向朝内延伸的两个凸头在半圆形推力轴承的内周界处突出以在周向彼此隔开,两个凸头相对于沿径向将内周界的长度分割成两个相等部分的直线、即中心线位于线对称位置,连续至半圆形推力轴承的主体的凸头基部的角边缘部位于远离每个周向端面的一侧,凸头中的每个凸头在内周界处突出,从而角边缘部处在从每个周向端面测得的 15° - 55° 的周向角度范围内,

[0014] 其中,至少一个半圆柱形滑动轴承具有厚度减小区域,在厚度减小区域,轴承壁厚沿设有半圆形推力轴承的轴向侧边在整个周向长度上、在轴承内周面侧局部地减小,两个槽口形成在厚度减小区域以在周向彼此隔开,两个槽口处在如下关系:两个槽口与半圆形推力轴承的两个凸头配合,配合关系使得在曲轴轴承组装至曲轴前的自由状态时,成对半圆柱形滑动轴被曲轴的轴承箱约束,半圆柱形滑动轴承的外直径在两个周向端部比在周向中央部分大,因此凸头的沿宽度方向的一个侧边处在如下状态:凸头的沿宽度方向的一个侧边与槽口的沿宽度方向的一个侧边干涉和配合,从而在成对半圆柱形滑动轴承组装入曲轴的轴承箱并受约束的状态中,半圆柱形滑动轴承的外直径变得一致,干涉和配合关系分解,凸头进入槽口中的自由状态,因此半圆形推力轴承可沿曲轴的轴向移动,

[0015] 其中,槽口和凸头的尺寸关系满足关系式 1 和关系式 2,关系式 1 是:槽口周向长

度(宽度) $>$ 凸头周向长度(宽度),关系式 2 是:槽口轴向宽度(深度) $>$ 凸头轴向宽度(厚度),以及

[0016] 其中,在半圆形推力轴承的内周界处,两个冲击负荷接受突部在两个凸头旁边突出,至少两个冲击负荷接受突部中的每个冲击负荷接受突部位于两个凸头中的每个凸头与半圆形推力轴承的每个周向端面之间,两个冲击负荷接受突部位于相对于半圆形推力轴承的中心线彼此线对称的位置,冲击负荷接受突部的高度设定为如下尺寸,使得在成对半圆柱形滑动轴承组装入轴承箱并受约束的静止状态,冲击负荷接受突部的顶部不接触半圆柱形滑动轴承的外周面。

[0017] 在成对半圆柱形滑动轴承之中,一个半圆柱形滑动轴承可构造成根据本发明的半圆柱形滑动轴承,另一个半圆柱形滑动轴承可构造成不附连至推力轴承的半圆柱形滑动轴承。然后,可通过将它们组合成圆柱形来使用它们。

[0018] 在本发明的第一较佳实施例中,冲击负荷接受突部位于相对于半圆形推力轴承的推力负荷接受面的后退位置。

[0019] 在本发明的第二较佳实施例中,凸头和冲击负荷接受突部形成为如下关系:凸头和冲击负荷接受突部彼此不连续。

[0020] 在本发明的第三较佳实施例中,凸头沿半圆形推力轴承的与推力负荷接受面相对侧的背面方向相对于冲击负荷接受突部偏斜,凸头的至少一部分突出超过背面。

[0021] 在本发明的第四较佳实施例中,第三凸头在半圆形推力轴承的内周界处在两个凸头旁边突出,第三凸头位于内周界长度的中央区域且位于两个凸头之间,以及

[0022] 其中,位于两个槽口之间的第三槽口形成在半圆柱形滑动轴承的厚度减小区域,第三槽口处于如下关系:第三槽口与第三凸头配合,通过配合关系,阻止半圆形推力轴承相对于半圆柱形滑动轴承的周向相对转动。

[0023] 在本发明的第五较佳实施例中,第一和第二间隙支承突部在半圆形推力轴承的内周界处突出,当在分割半圆形推力轴承的内周界长度的中心位置处的周向角度设为零度时,相应的第一和第二间隙支承突部位于在中心位置两侧分别超出 20° 的周向角度范围的位置,间隙支承突部的高度设为如下尺寸,在成对半圆柱形滑动轴承组装入曲轴轴承箱并受约束的静止状态,允许间隙支承突部的顶部与半圆柱形滑动轴承的外周面接触。

[0024] (1) 在本发明的曲轴轴承中,在半圆形推力轴承的内周界处,至少两个冲击负荷接受突部在两个凸头旁边突出,至少两个冲击负荷接受突部中的每个冲击负荷接受突部位于两个凸头中的每个凸头与半圆形推力轴承的每个周向端面之间,两个冲击负荷接受突部位于相对于半圆形推力轴承的中心线彼此线对称的位置,冲击负荷接受突部的高度设定为如下尺寸,使得在成对半圆柱形滑动轴承组装入轴承箱并受约束的静止状态,冲击负荷接受突部的顶部不接触半圆柱形滑动轴承的外周面。因此,当本发明的曲轴轴承结合入轴承箱的保持曲轴轴承的轴承保持孔中时,通过在内燃机运行期间动态负荷的作用,由于轴承箱反复地弹性变形,成对半圆柱形滑动轴承沿水平方向反复地弹性变形,半圆柱形滑动轴承的外周面与在半圆形推力轴承的内周界处突出的两个冲击负荷接受突部相接触,阻止了半圆柱形滑动轴承的弹性变形。结果,抑制了半圆形推力轴承的凸头在半圆柱形滑动轴承的槽口内的运动,然后,也抑制了凸头侧边与槽口侧边的反复碰撞。因此,可有效防止凸头和槽口的变形和断裂。

[0025] 本发明中的两个凸头中的每个凸头在半圆形推力轴承的内周界处突出,从而角边缘处在从每个周向端面测得的 15° - 55° 的周向角度范围内,连续至半圆形推力轴承的主体的凸头基部的角边缘部位于远离半圆形推力轴承的每个周向端面的一侧。凸头突出的位置受限制的原因是,假如角边缘部超出周向角度 55° 的位置,则两个凸头和两个槽口的配合和干涉关系是不充分的,且未获得半圆柱形滑动轴承和半圆形推力轴承的一体联接关系,这是由于在本发明的曲轴轴承结合入轴承箱之前的自由状态,半圆柱形滑动轴承的“曲率半径从周向中央区域朝两个周向端面逐渐增大的形状”。原因还是,假如角边缘部位于小于 15° 的周向角度位置,则难以在半圆形推力轴承的内周界处设置两个冲击负荷接受突部。

[0026] (2) 根据本发明第一实施例的曲轴轴承具有如下构造:冲击负荷接受突部位于相对于半圆形推力轴承的推力负荷接受面的后退位置。在本发明的曲轴轴承中,半圆形推力轴承和半圆柱形滑动轴承可作为一体组合的单个组件组装入拼合型轴承箱中。在组装状态,成对半圆柱形滑动轴承的每个对接端部的区域朝向曲率中心偏斜,成对半圆柱形滑动轴承根据轴承保持孔的形状变形。然而,因为半圆形推力轴承位于拼合型轴承箱之外,所以半圆形推力轴承根本不变形。接着,槽口和凸头的干涉/联接关系通过半圆柱形滑动轴承的变形而分解,半圆形推力轴承相对于半圆柱形滑动轴承沿曲轴轴向略微可移动。结果,在内燃机运行时,实施自动定位(对准),其中,半圆形推力轴承的推力负荷接受面变得平行于施加曲轴轴向负荷的曲柄臂的侧表面。因此,当半圆形推力轴承相对于半圆柱形滑动轴承的轴线倾斜时,则相应地,半圆形推力轴承的推力负荷接受面的外周部偏置离开曲轴的滑动面,推力负荷接受面的内周部偏置靠近曲轴的滑动面(曲柄臂的侧面),冲击负荷接受突部接触曲轴的滑动面,且假如半圆形推力轴承的冲击负荷接受突部的一个表面与推力负荷接受表面齐平,则冲击负荷接受突部的表面可能会磨损或破裂。然而,在根据第一实施例中的曲轴轴承中,冲击负荷接受突部构造成位于相对于半圆形推力轴承的推力负荷接受面的后退位置,如上所述。因此,即使半圆形推力轴承如上所述倾斜,也可避免冲击负荷接受突部与曲轴滑动面的接触。因此,可防止冲击负荷接受突部的损坏。

[0027] (3) 在根据本发明第二实施例的曲轴轴承中,凸头和冲击负荷接受突部形成为如下关系:凸头和冲击负荷接受突部彼此不连续。当由于发动机运行期间曲轴动态负荷造成的半圆柱形滑动轴承的弹性变形,半圆柱形滑动轴承的外周面对接在半圆形推力轴承的冲击负荷接受突部上时,冲击负荷接受突部弹性变形。因此,假如冲击负荷接受突部和凸头彼此连续,则恐怕冲击负荷接受突部的变形会到达凸头,凸头弹性变形并从半圆柱形滑动轴承的槽口掉出,或者凸头的侧边和槽口的侧边彼此强烈干涉,这引起凸头和槽口的变形和损坏。然而,根据第二实施例,可有效地防止这个缺点。

[0028] (4) 在根据第三实施例的曲轴轴承中,凸头沿半圆形推力轴承的与推力负荷接受面相对侧的背面方向相对于冲击负荷接受突部偏斜,凸头的至少一部分突出超过背面。在类似这样构造的情况下,可获得类似于第二实施例的运行效果。

[0029] (5) 在根据本发明第四实施例的曲轴轴承中,第三凸头在半圆形推力轴承的内周界处在两个凸头旁边突出。而且,第三凸头位于内周界长度的中央区域且位于两个凸头之间。而且,位于两个槽口之间的第三槽口形成在半圆柱形滑动轴承的厚度减小区域。第三槽口处于如下关系:第三槽口与第三凸头配合。通过配合关系,抑制了半圆形推力轴承相对

于半圆柱形滑动轴承的周向相对转动。通过采用类似这样的构造,可避免半圆形推力轴承由于与曲轴滑动表面的接触关系而与该滑动表面一起转动的可能性。

[0030] (6) 在根据本发明第五实施例的曲轴轴承中,第一和第二间隙支承突部在半圆形推力轴承的内周界处在两个冲击负荷接受突部旁边突出。当将半圆形推力轴承的内周界长度分割成两个相等部分的中心位置处的周向角度设为零度时,相应的第一和第二间隙支承突部位于在中心位置两侧分别超出 20° 的周向角度范围的位置。第一和第二间隙支承突部各自具有如下尺寸,在本发明的曲轴轴承组装入轴承箱的保持曲轴轴承的轴承保持孔中并受约束的静止状态,允许间隙支承突部的顶部与半圆柱形滑动轴承的外周面接触,且设置成保持半圆柱形滑动轴承的外周面与半圆形推力轴承的内周界之间的间隙(沿垂直方向相对于轴承中心线的间隙)。假如半圆柱形滑动轴承的外周面与半圆形推力轴承的内周界彼此接触,则半圆形推力轴承由于两者之间的干涉关系而在轴向受约束,不实施自动定位(对准),这使得半圆形推力轴承的推力负荷接受面平行于给予曲轴轴向负荷的曲柄臂侧面。此外,第一和第二间隙支承突部设置在中心位置两侧超出 20° 的周向角度范围的位置的原因如下。

[0031] 将半圆柱形滑动轴承的周向长度分割成两个相等部分的径向直线(即中心线)的垂直方向是在内燃机运行时曲轴动态负荷直接作用的方向。当第一和第二间隙支承突部设置在中心位置两侧 20° 的周向角度范围中时,第一和第二间隙支承突部的末端与半圆柱形滑动轴承的外周面反复地彼此强烈接触,两个间隙支承突部可能变形或破裂。

[0032] 由于与上述第(3)项相同的原因,希望避免第一和第二间隙支承突部连续至第三凸头。此外,当未设置第一和第二间隙支承突部时,由于不合理的力作用在第三凸头上就应当小心。此外,当仅仅设置第一和第二间隙支承突部,且不设置第一和第二冲击负荷接受突部时,在保持在轴承箱的轴承保持孔中的成对半圆柱形滑动轴承由于内燃机运行期间轴承箱的弹性变形而沿水平方向弹性变形时,半圆形推力轴承的凸头侧边和半圆柱形滑动轴承的槽口侧边彼此反复碰撞,成对半圆柱形滑动轴承的外周面反复移位。因此,无法防止凸头和槽口的变形和断裂。

附图说明

[0033] 图 1 是根据本发明一实施例的半圆形推力轴承和半圆柱形滑动轴承的侧视图,这两个轴承彼此成组合关系;

[0034] 图 2 是图 1 所示的半圆形推力轴承的侧视图;

[0035] 图 3 是图 1 所示的半圆柱形滑动轴承的侧视图;

[0036] 图 4 是沿图 1 和 3 所示的半圆柱形滑动轴承的 A 向箭头看到的图;

[0037] 图 5 是示出处于如下状态的轴承的重要部分的图,在该状态中,本发明的轴承结合入轴承箱且半圆柱形滑动轴承受到约束;

[0038] 图 6 是沿图 1 中 VI-VI 线所截取的剖切图;

[0039] 图 7 是示出如下状态的图,在该状态中,在发动机运行时,半圆柱形滑动轴承弹性变形,半圆柱形滑动轴承的外周面与半圆形推力轴承冲击负荷接受突部相接触,且对应于图 5;

[0040] 图 8 是沿图 5 中 VIII-VIII 线所截取的剖切图;

- [0041] 图 9 是沿图 7 中 IX-IX 线所截取的剖切图；
- [0042] 图 10 是根据本发明另一实施例的半圆形推力轴承和半圆柱形滑动轴承的侧视图,这两个轴承彼此成组合关系；
- [0043] 图 11 是图 10 所示的半圆形推力轴承的侧视图；
- [0044] 图 12 是沿图 10 所示的半圆柱形滑动轴承的 A 向箭头看到的图；
- [0045] 图 13 是图 11 的重要部件的放大图；
- [0046] 图 14 是图 6 所示的半圆形推力轴承的一修改实施例；
- [0047] 图 15 是示出作为图 10 和 11 所示的半圆形推力轴承的一修改实施例的半圆形推力轴承的一部分的图；
- [0048] 图 16 是沿图 15 中 B 向箭头看到的图；以及
- [0049] 图 17 是示出作为图 10 和 11 所示的半圆形推力轴承的一修改实施例的半圆形推力轴承的一部分的图。

具体实施方式

[0050] 下文中,将参照附图描述本发明的一实施例。

[0051] 图 1 示出了根据本发明一实施例的用于内燃机的曲轴轴承的半体 10。半体 10 由彼此成组合关系的半圆柱形滑动轴承 20 和半圆形推力轴承 30 构成。半圆形推力轴承 30 沿半圆柱形滑动轴承 20 的两个端面 22(也就是说,沿轴向方向或宽度方向的两端)设置,从而形成一对凸缘形状(然而,在图中,仅仅示出了一个半圆柱形滑动轴承 30)。在本实施例中,采用以下构造:其中,成对半圆形推力轴承 30 附连至半圆柱形滑动轴承 20。然而,单个半圆形推力轴承可附连至半圆柱形滑动轴承。

[0052] 半圆形推力轴承 30 由推力轴承主体 32、在推力轴承主体 32 的内周界处突出的两个凸头 34 和两个冲击负荷接受突部 36 构成。连续至半圆形推力轴承 30 的凸头基部的角边缘部 34a 位于远离半圆形推力轴承的每个周向端面的一侧。两个凸头 34 中的每个凸头在推力轴承主体 32 的内周界处突出,从而角边缘部 34a 处在周向角度 $\theta_1 = 15^\circ - 55^\circ$ 的范围中,该周向角度从上述周向端面 32a 中的每个周向端面测得。在推力轴承主体 32 的内周界处突出的两个冲击负荷接受突部 36 从推力轴承主体 32 的相应周向端面延伸至与凸头 34 相邻的位置。两个冲击负荷接受突部 36 的高度小于凸头 34 的高度。而且,每个冲击负荷接受突部 36 的末端与半圆柱形滑动轴承 20 的外周面隔开,除了在发动机运行条件下曲轴的动态负荷作用在轴承上时(图 5)之外。

[0053] 两个槽口 24 形成在半圆柱形滑动轴承 20 的两个端面 22 中的每个端面处。两个槽口 24 和两个凸头 34 构造成:两个槽口 24 和两个凸头 34 彼此配合(图 1)。半圆柱形滑动轴承 20 具有厚度减小区域 20a,在该厚度减小区域,轴承壁厚沿设有半圆形推力轴承 30 的轴向端面 22 在整个周向长度上、在轴承内周面侧局部地减小。在厚度减小区域 20a,两个槽口 24 形成为沿周向方向彼此隔开。

[0054] 图 1 示出了在轴承半体 10 组装入轴承箱 H 中之前的自由状态,凸头 34 的侧边 34b 与槽口 24 的侧边 24a 相干涉并相接触。干涉和接触关系通过半圆柱形滑动轴承 20 在自由状态的非圆形形状来获得。图 5 示出了轴承半体 10 组装入轴承箱 H 中的约束状态,凸头 34 的侧边 34b 与槽口 24 的侧边 24a 隔开。

[0055] 轴承半体 10 的运行

[0056] 图 1 所示的轴承半体 10 可作为单个组件组装入拼合型轴承箱 H 中,这是因为半圆柱形滑动轴承 20 和半圆形推力轴承 30 通过凸头 34 的侧边 34b 和槽口 24 的侧边 24a 而一体组合,凸头 34 的侧边 34b 和槽口 24 的侧边 24a 相干涉且彼此接触。当组合形成基本椭圆形的成对半圆柱形滑动轴承 20 结合入拼合型轴承箱 H 中时,成对半圆柱形滑动轴承 20 受拼合型轴承箱 H 的圆形轴承保持孔约束。然后,成对半圆柱形滑动轴承 20 从成对半圆柱形滑动轴承 20 的初始形状(基本椭圆形)强制地变形成圆形。结果,凸头 34 和槽口 24 的干涉和接触关系分解,凸头 34 的侧边 34b 与槽口 24 的侧边 24a 分离(图 5)。当轴承半体 10 结合入拼合型轴承箱 H 中时,半圆形推力轴承 30 不受拼合型轴承箱 H 约束。这是因为采用了结果结构的原因:半圆形推力轴承 30 沿拼合型轴承箱 H 的侧面,半圆柱形滑动轴承 20 的厚度减小区域 20a 突出拼合型轴承箱 H 之外,且半圆形推力轴承 30 的凸头 34 配合在形成于厚度减小区域 20a 中的槽口 24 内,如图 6 所示。

[0057] 在轴承半体 10 结合入拼合型轴承箱 H 中的上述状态,半圆形推力轴承 30 相对于半圆柱形滑动轴承 20 沿曲轴轴向略微可移动。结果,在内燃机运行时,实施自动定位(对准),这使半圆形推力轴承 30 的推力负荷接受面(具有润滑油槽 38 的表面)变得平行于给予沿曲轴轴向的负荷的曲柄臂的侧表面。此外,半圆形推力轴承 30 的冲击负荷接受突部 36 与半圆柱形滑动轴承 20 的外周面在其间隔开一小间隙(参见图 5 和 8)。

[0058] 在发动机运行时,拼合型轴承箱 H 通过接受曲轴动态负荷而反复地弹性变形,成对半圆柱形滑动轴承 20 也沿其对接端面 26 的方向(更具体地说,是水平方向)反复直径伸缩的弹性变形。当成对半圆柱形滑动轴承 20 沿水平方向在直径上延伸时,其外周面对接在半圆形推力轴承 30 的成对冲击负荷接受突部 36 上(参见图 7 和 9),防止了半圆柱形滑动轴承 20 的直径的过度延伸。因此,可成功地抑制传统轴承的缺点,该缺点是半圆形推力轴承 30 的凸头 34 在侧边 34b 处与槽口 24 的侧边 24a 接触地碰撞。

[0059] 图 10 示出了根据本发明另一实施例的用于内燃机的曲轴轴承的半体 40。半体 40 由彼此成组合关系的半圆柱形滑动轴承 50 和半圆形推力轴承 60 构成。半圆形推力轴承 60 设置成沿半圆柱形滑动轴承 50 的两个端面 52(更具体地说,沿轴向方向或宽度方向的两端)形成一对凸缘形状。

[0060] 半圆形推力轴承 60 由推力轴承主体 62,在推力轴承主体 62 的内周界处突出的三个凸头 64A、64A 和 64B,两个冲击负荷接受突部 66A 和 66A,以及两个间隙支承突部 66B 和 66B 构成(图 11)。在与前述实施例中的两个凸头 34 相同的条件下,两个凸头 64A 中的每个凸头在半圆形推力轴承主体 62 的内周界处突出。

[0061] 三个槽口 54、54 和 54B 形成在半圆柱形滑动轴承 50 的两个端面 52 中的每个端面中。三个槽口 54、54 和 54B 和三个凸头 64A、64A 和 64B 构造成:三个槽口和三个凸头彼此配合(图 10)。槽口 54B 构造成通过与凸头 64B 配合来阻止半圆形推力轴承 60 相对于半圆柱形滑动轴承 50 的周向相对转动。通过采用类似这样的构造,可以消除半圆形推力轴承 60 通过与曲轴滑动表面的接触关系而与该滑动表面一起转动的可能性。

[0062] 此外,两个冲击负荷接受突部 66A 对应于前述实施例中的两个冲击负荷接受突部 36,但与前述实施例中的冲击负荷接受突部 36 不同的是,两个冲击负荷接受突部 66A 在半圆柱形推力轴承主体 62 的内周界处从与推力轴承主体 62 的相应周向端面略微隔开的位置

突出至与凸头 64A 沿周向略微隔开的位置（图 10 和 11）。冲击负荷接受突部的一个侧边无需特别地对应于推力轴承主体的周向端面，如本实施例中所示，在本实施例中，冲击负荷接受突部 66A 沿凸头 64A 方向从与推力轴承主体 62 的每个周向端面略微隔开的位置延伸。

[0063] 两个间隙支承突部 66B 各自具有如下的突部高度：当轴承结合入保持曲轴轴承的轴承箱的轴承保持孔中时，间隙支承突部的末端与半圆柱形滑动轴承的外周面相接触，两个间隙支承突部 66B 在半圆形推力轴承主体 62 的内周界处突出于各个突部 64A 和突部 64B 之间。当将半圆形推力轴承主体 62 的周向长度分割成两个相等部分且经过轴承轴线的直线（即，中心线 L）所处位置的周向角度设为零度时，两个间隙支承突部 66B 位于分别在中心线 L 两侧超出周向角度 $\theta_2 = 20^\circ$ 范围的位置。而且，相应间隙支承突部 66B 位于沿周向与相应凸头 64A 略微隔开的位置。间隙支承突部 66B 为何设置在超出周向角度 $\theta_2 = 20^\circ$ 的前述范围的位置的原因如说明书的前述第（6）项。

[0064] 修改实施例

[0065] （1）图 14 所示的半圆形推力轴承 30A 是图 6 所示的半圆形推力轴承 30 的一修改实施例。在图 14 中，在半圆形推力轴承 30A 的推力轴承主体 32A 的内周界处突出的凸头 34A，相对于推力轴承主体 32A 的“与轴承箱接触的表面”，向半圆柱形滑动轴承 20 之内（更具体地说，沿半圆柱形滑动轴承 20 的轴向，远离半圆形推力轴承 30A 的推力负荷接受面 F 的方向）延伸和偏斜。偏斜形状对于避免冲击负荷接受突部 36 和凸头 34A 的连续是有利的。

[0066] （2）图 15 和 16（沿图 15 中 B 向箭头看到的图）局部地仅示出半圆形推力轴承 60A 的推力轴承主体 62A 的周向端面附近，作为图 10 和 11 所示的半圆形推力轴承 60 的一修改实施例。在推力轴承主体 62A 的周向端面 62a 附近的局部区域中，增加锥部（T）以使推力轴承主体 62A 的厚度从推力负荷接受面 F 向周向端面 62a 逐渐变小。推力轴承主体 62A 的周向端面 62a 不达到水平线 HR，该水平线经过组合成圆柱形的成对半圆柱形滑动轴承的对接端面（即，周向端面）。与图 1、2、10 和 11 所示的半圆形推力轴承作比较，推力轴承主体 62A 的周向长度在每个周向端面 62a 部分缩短一长度 S1。此外，在推力轴承主体 62A 中给予锥部（T）的部分处，推力轴承主体 62A 的从冲击负荷接受突部 66A 延伸至周向端面 62a 的内周界被切割成弧形（62b）。弧形切割部分（62b）的曲率与推力轴承主体 62A 的外直径的曲率相同。

[0067] （3）图 17 局部地仅仅示出了半圆形推力轴承 60B 的推力轴承主体 62B 的周向端面附近，作为图 10 和 11 所示的半圆形推力轴承 60 的一修改实施例。半圆形推力轴承 60B 的特征在于：从推力轴承主体 62B 的外周界沿径向向外延伸的延伸部分 62C 形成在推力轴承主体 62B 的端面附近的区域中。延伸部分 62C 不局限于所示的位置，而可形成在推力轴承主体 62B 的外周界处的任选位置。在任何情况下，延伸部分 62C 的作用是半圆形推力轴承 60B 的定位和制动功能。

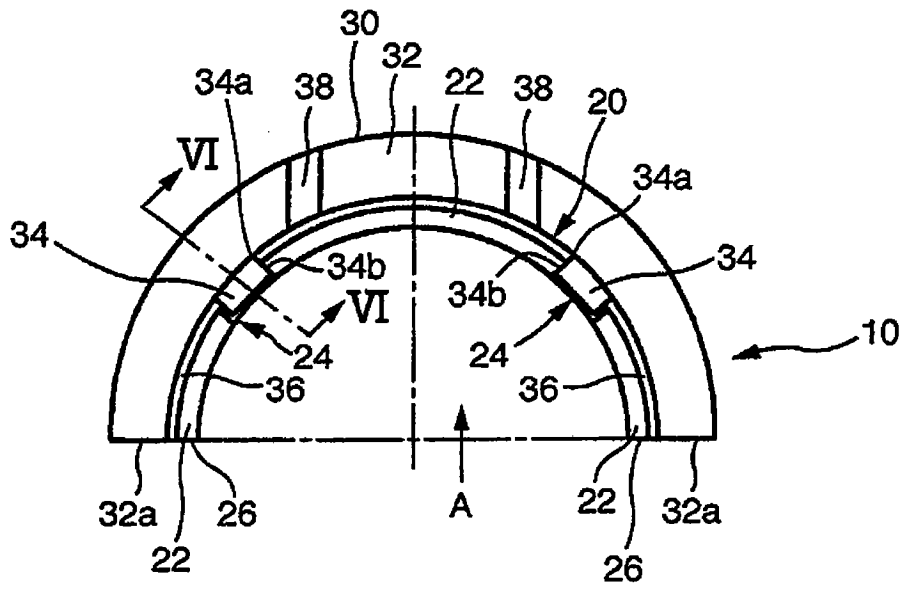


图 1

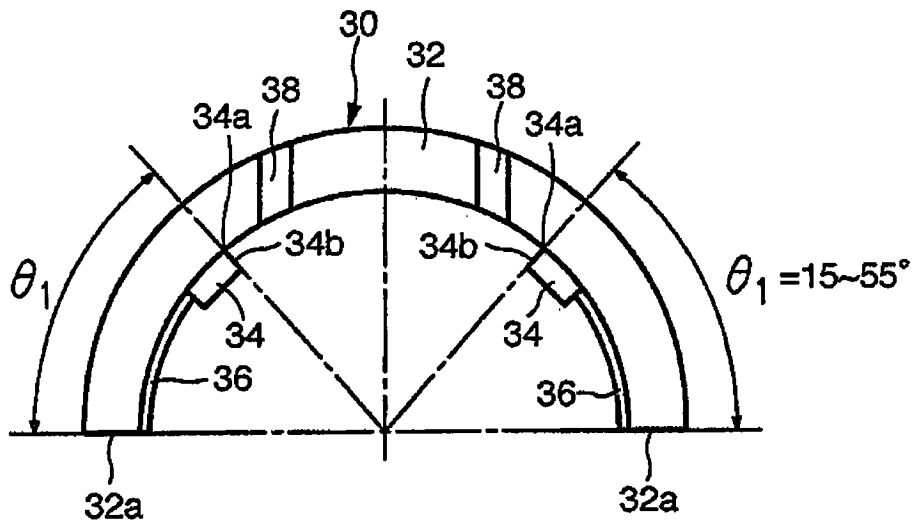


图 2

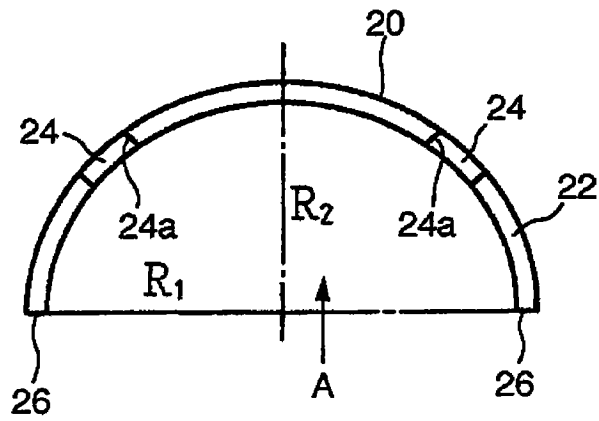


图 3

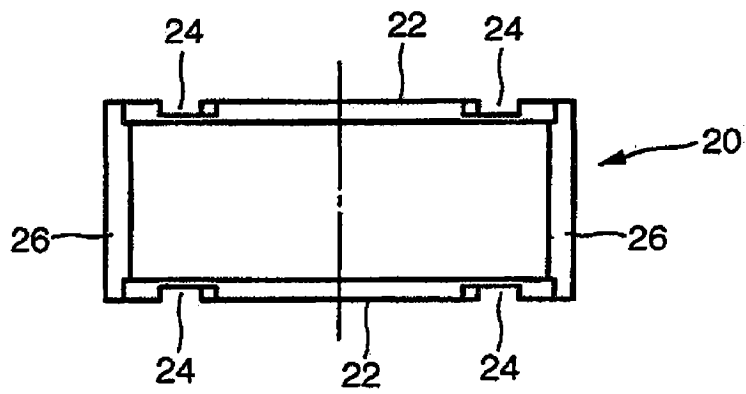


图 4

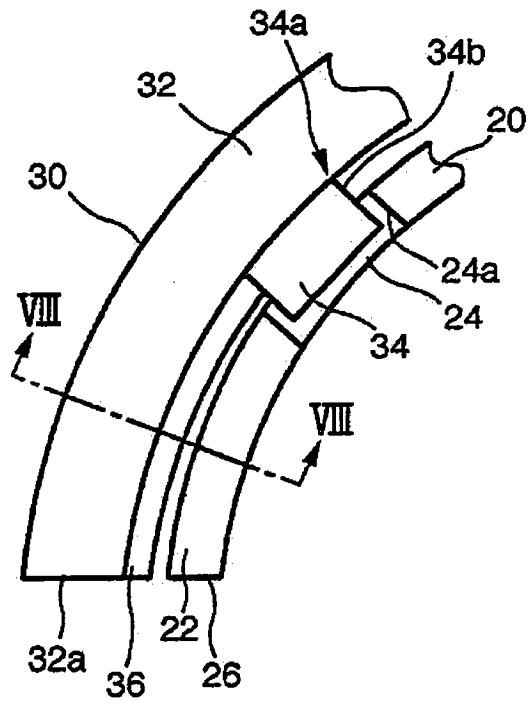


图 5

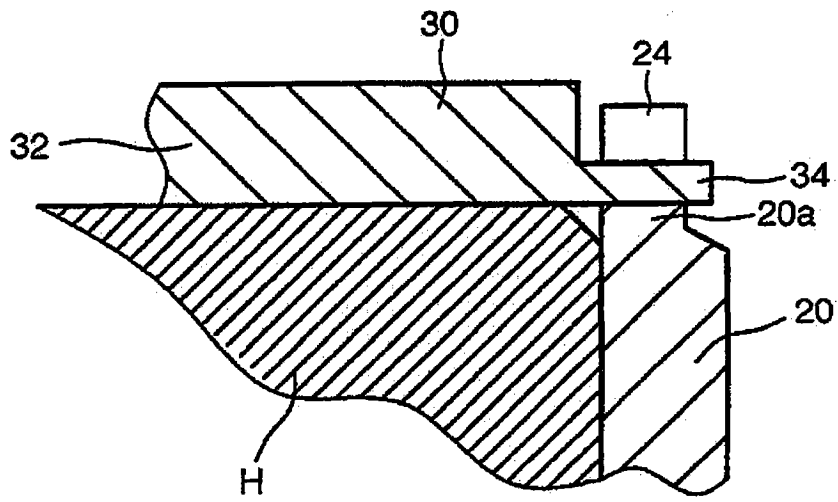


图 6

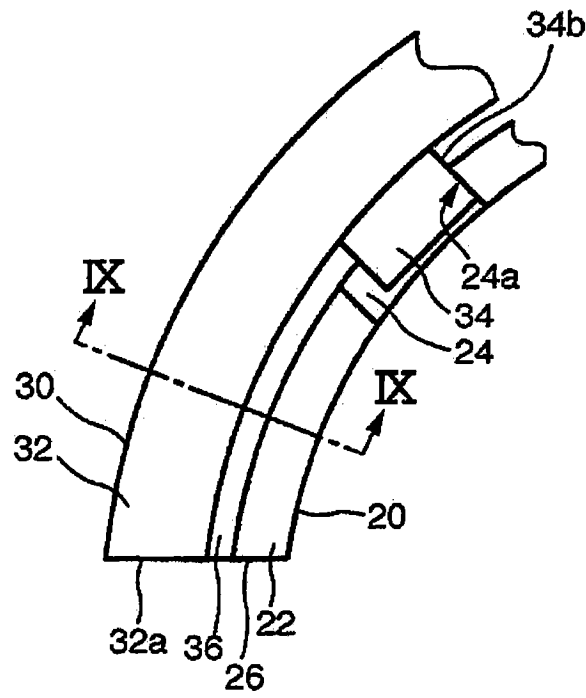


图 7

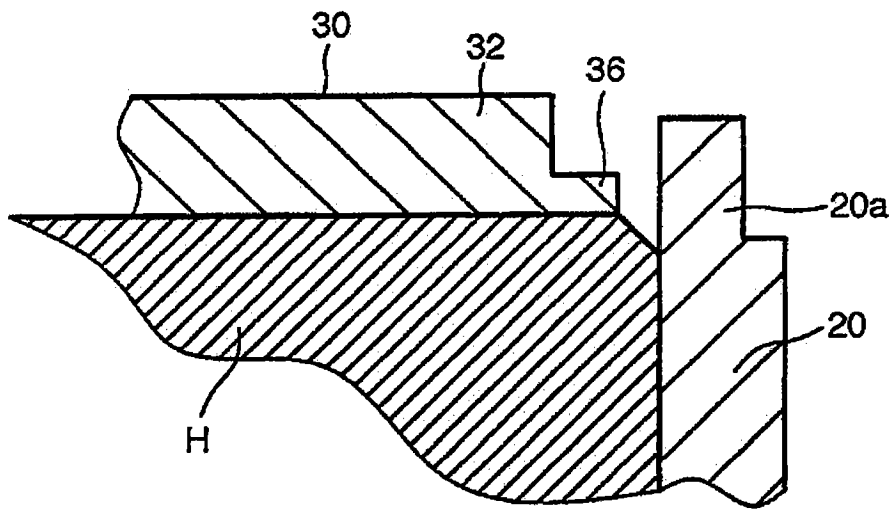


图 8

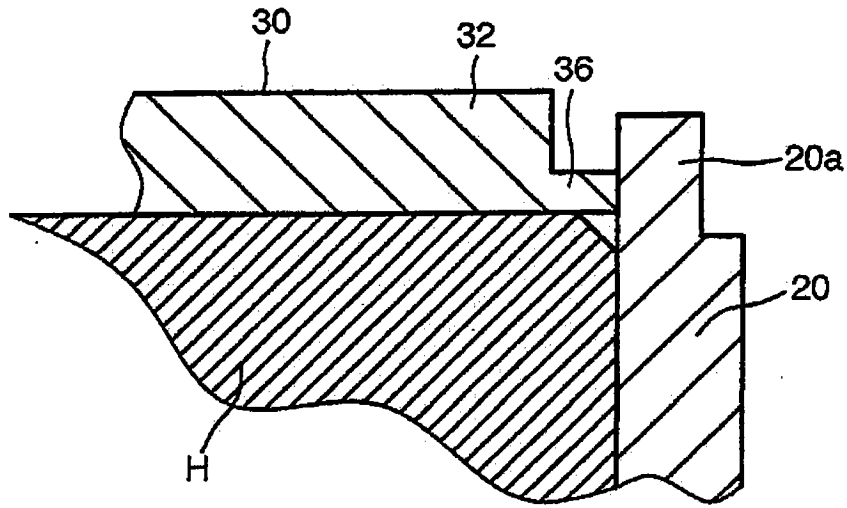


图 9

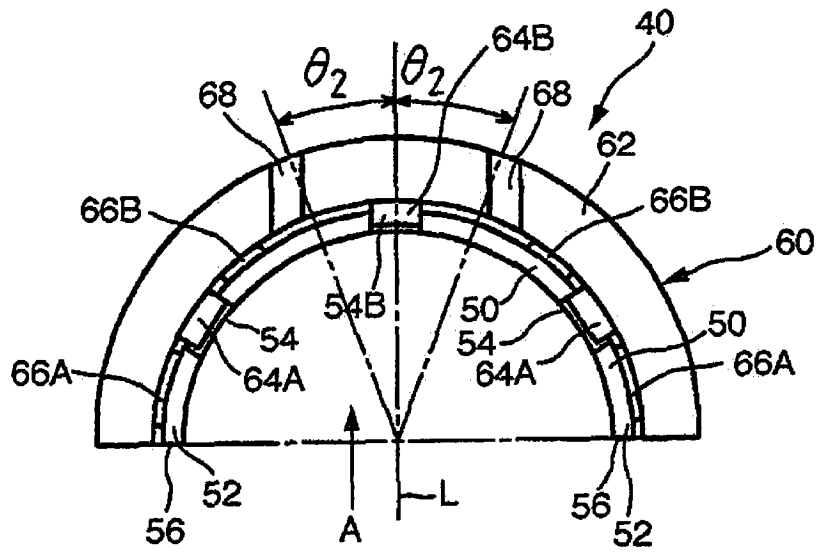


图 10

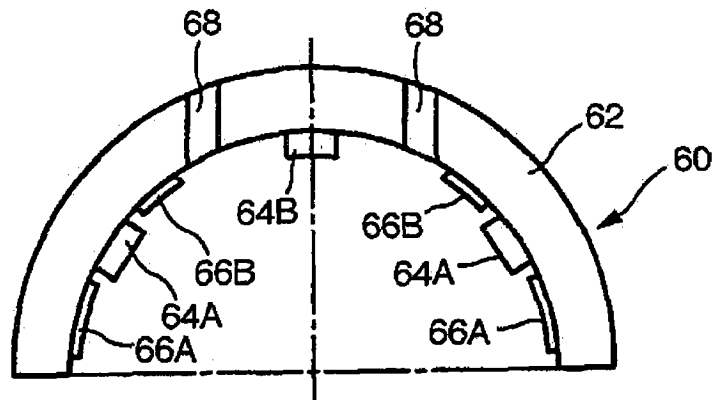


图 11

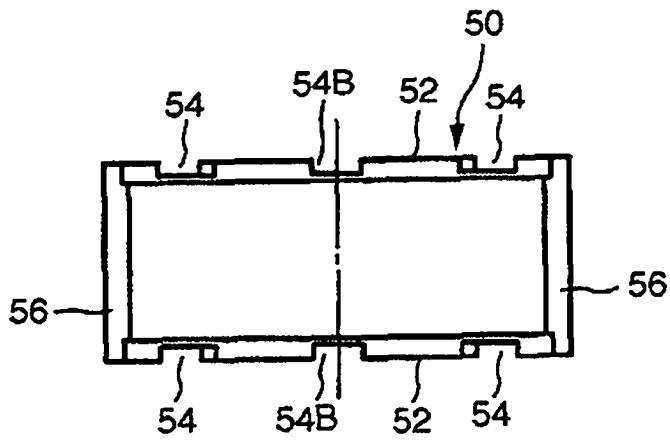


图 12

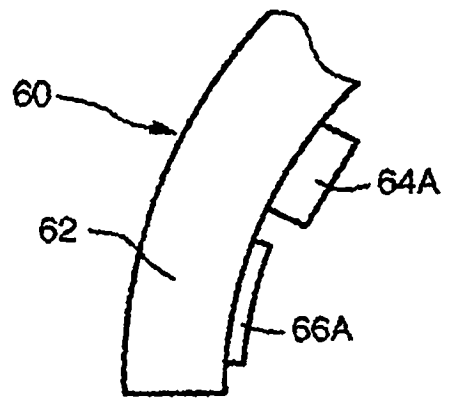


图 13

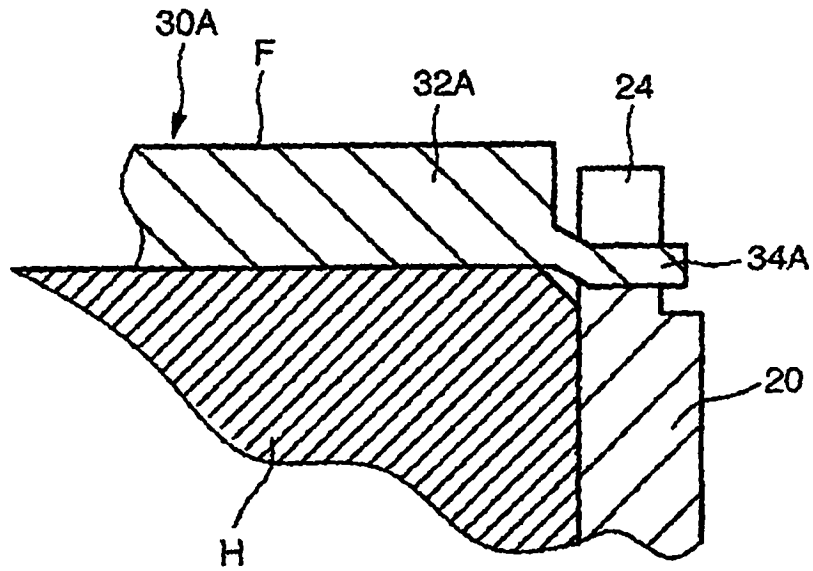


图 14

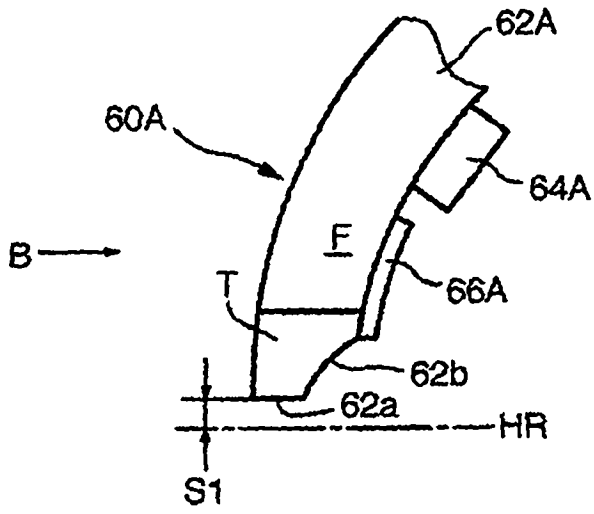


图 15

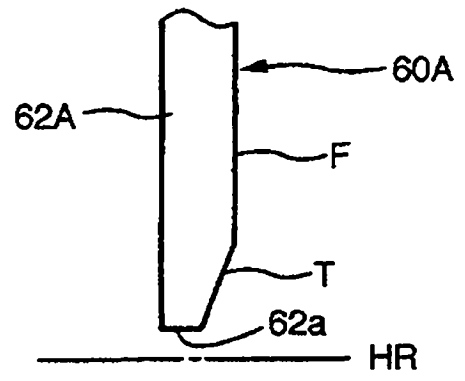


图 16

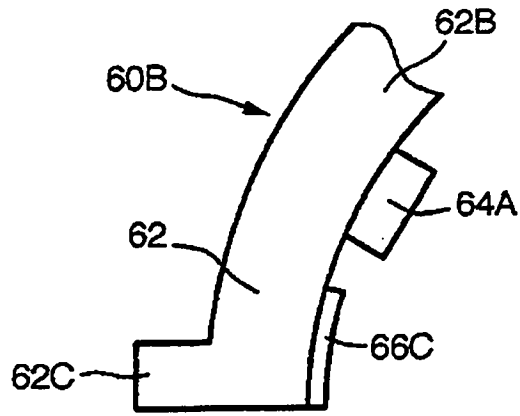


图 17