



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101484716 B

(45) 授权公告日 2011.02.09

(21) 申请号 200780024783.5

(22) 申请日 2007.06.28

(30) 优先权数据

60/817,708 2006.06.30 US

(85) PCT申请进入国家阶段日

2008.12.30

(86) PCT申请的申请数据

PCT/US2007/072323 2007.06.28

(87) PCT申请的公布数据

W02008/005788 EN 2008.01.10

(73) 专利权人 蒂姆肯公司

地址 美国俄亥俄州

(72) 发明人 格拉尔德·P·福克斯

布鲁斯·C·布尔纳

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

代理人 王艳江 黄霖

(51) Int. Cl.

F16C 35/073(2006.01)

F16C 25/08(2006.01)

F16C 19/36(2006.01)

F16C 19/52(2006.01)

审查员 简斌

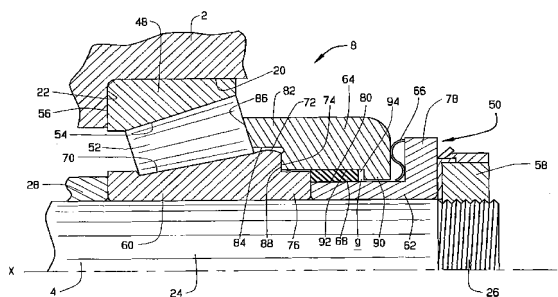
权利要求书 2 页 说明书 8 页 附图 6 页

(54) 发明名称

具有可移位肋的锥形滚子轴承

(57) 摘要

在壳体 (2) 中支撑轴 (4) 的轴承系统 (A) 包括对置安装的两个单列锥形滚子轴承 (6,8)。其中一个轴承 (8) 补偿热变化,否则该热变化将在系统中产生过度预负荷。该轴承 (8) 具有位于壳体中的传统外座圈 (48) 和沿着外座圈的滚道 (54) 单列布置的锥形滚子 (52)。该轴承 (8) 还具有位于轴上的补偿组件 (50,100,110,120,130), 并且其包括:具有滚道 (70) 的无肋内座圈 (60), 所述滚子绕着所述滚道 (70) 布置;用于定位滚子的轴向可移位肋环 (64);用于将肋环推靠在内座圈的止动表面 (74) 上的弹簧 (66);以及补偿环 (68),该补偿环 (68) 由热膨胀系数高的材料制成,用于在补偿组件的温度超过规定的设定温度时使肋环顶着由弹簧施加的力而发生移位,从而减小轴承系统中的预负荷。



1. 一种锥形滚子轴承,用作两个对置轴承中的一个轴承,所述两个对置轴承能够沿着轴线相对于彼此调节至期望的安设状态,所述锥形滚子轴承包括:

外座圈,其具有向内朝向所述轴线的锥形滚道;

内座圈,其具有背离所述轴线且朝向所述外座圈的锥形滚道的锥形滚道,并且具有相对于所述轴线成一定角度的止动表面;

肋环,其定位成与所述内座圈的止动表面相对,并且具有位于所述内座圈的锥形滚道的大端部处的肋面;

弹簧,其施加使所述肋环朝向且在正常情况下抵靠着所述内座圈的止动表面的力;

热补偿环,所述热补偿环定位成在所述热补偿环的温度超过热设定点温度时在所述肋环上施加与由所述弹簧施加的力相反的力从而将所述肋环从所述内座圈的止动表面上推开;以及

锥形滚子,其位于所述外座圈与所述内座圈之间且与所述外座圈和所述内座圈接触,并且所述锥形滚子的大端面抵靠着所述肋环的肋面。

2. 根据权利要求 1 所述的锥形滚子轴承,其中,所述热补偿环置于所述肋环的抵接部与所述内座圈的抵接部之间;并且,低于所述热设定点温度时,在所述抵接部的至少一个与所述热补偿环之间存在间隙。

3. 根据权利要求 1 所述的锥形滚子轴承,其中,支撑表面从所述内座圈轴向延伸,并且所述肋环具有环绕所述支撑表面的限制表面;并且

所述热补偿环沿径向受到所述支撑表面和所述限制表面的约束。

4. 根据权利要求 3 所述的锥形滚子轴承,其中,所述支撑表面和所述限制表面呈筒状且平行于所述轴线。

5. 根据权利要求 3 所述的锥形滚子轴承,所述锥形滚子轴承进一步包括相对于所述内座圈定位于固定部分的偏置定位件,所述偏置定位件具有所述弹簧抵靠着的支承部;并且所述支撑表面位于所述偏置定位件上。

6. 根据权利要求 5 所述的锥形滚子轴承,其中,所述内座圈与所述偏置定位件联接。

7. 根据权利要求 6 所述的锥形滚子轴承,其中,联接元件延伸穿过所述内座圈和所述偏置定位件以将它们联接。

8. 根据权利要求 5 所述的锥形滚子轴承,其中,所述内座圈和所述偏置定位件一体地组合成一体式内座圈。

9. 根据权利要求 2 所述的锥形滚子轴承,其中,当所述热补偿环的温度低于规定值时,所述热补偿环短于所述抵接部之间的距离。

10. 根据权利要求 1 所述的锥形滚子轴承,其中,所述内座圈在其锥形滚道的大端部处具有脊部,并且所述肋环具有环绕所述脊部并带有所述肋面的肋。

11. 根据权利要求 1 所述的锥形滚子轴承,其中,所述止动表面相对于所述轴线以斜角倾斜,并且所述肋环具有端表面,所述肋环沿着所述端表面与所述止动表面抵接,所述端表面相对于所述轴线以相似的斜角倾斜。

12. 一种防止锥形滚子轴承中出现过度预负荷的方法,所述锥形滚子轴承便于绕轴线旋转并且具有设置有锥形滚道的外座圈和内座圈以及成列布置在所述锥形滚道之间的锥形滚子,所述方法包括:

将肋环定位在所述内座圈的一端,所述肋环能够相对于所述内座圈轴向移位并具有位于所述内座圈的锥形滚道的大端部处的肋面;

朝向正常工作位置推压所述肋环;并且

通过由热膨胀系数高于制成所述内座圈和所述肋环的材料的材料制成的热补偿环,在所述肋环的温度上升时将所述肋环从所述内座圈上推开从而使所述肋面移离所述内座圈的锥形滚道更远并减小所述轴承中的预负荷。

13. 根据权利要求 12 所述的方法,其中,当所述热补偿环的温度达到高于所述内座圈和所述肋环的正常稳态工作温度的量值时,所述热补偿环使所述肋环移位。

14. 根据权利要求 12 所述的方法,所述方法进一步包括沿径向约束所述热补偿环。

具有可移位肋的锥形滚子轴承

[0001] 相关申请的交叉引用

[0002] 本申请源于 2006 年 6 月 30 日提交的美国临时申请 60/817,708 并要求该临时申请的优先权,该临时申请通过引用而并入本申请。

技术领域

[0003] 本发明总体上涉及锥形滚子轴承,更具体地,涉及具有补偿温度差的可移位肋的锥形滚子轴承并且涉及控制轴承安设的方法。

背景技术

[0004] 最简单形式的锥形滚子轴承具有通常装于壳体的外座圈(外环)、通常装在轴上的内座圈(内环)以及在外座圈与内座圈之间单列布置的锥形滚子(滚动元件)。外座圈和内座圈具有滚子沿着其锥形侧面接触的锥形滚道。另外,内座圈在其滚道的大端部处具有滚子的大端面抵靠在其上的推力肋,该推力肋防止滚子被排斥出滚道之间的环状空间。推力肋形成内座圈的一体部分且不能够相对于内座圈移动。

[0005] 单列锥形滚子轴承能够支撑或传递径向负荷以及沿一个轴向方向的轴向负荷。包括两个对置安装的单列锥形滚子轴承的轴承系统不仅传递径向负荷而且传递沿两个轴向方向的轴向负荷,并因而将限制哪一个径向以及轴向旋转。当对置安装时,轴承可以采取间接配置或直接配置。在间接配置中,一个轴承的滚子的小端部朝向另一个轴承的滚子的小端部。在直接配置中,两个轴承具有相反的定向。不管安装配置如何,轴承可以通过轴向移动任一个轴承的仅仅一个滚道来调节至期望的安设状态。该安设状态可以是各种程度的轴端余隙,其中间隙存在于轴承内,或者是各种程度的预负荷,其特征在于没有间隙并增大了旋转轴的动态刚性。另一个通常称为零轴端余隙的线间接触的状况是很难维持的。轻微预负荷是优选的,但是过度预负荷会损坏轴承。

[0006] 假设两个轴承以间接配置方式安装,而且轴和内座圈的温度上升超出壳体和外座圈的温度,那么一方面轴与内座圈之间的不均匀热膨胀以及另一方面外座圈与壳体之间的不均匀热膨胀会对轴承的安设产生两种抵消的影响。首先,轴的轴向膨胀趋于减小或消除略微的预负荷。另一方面,内座圈的径向膨胀趋于增大预负荷。一者胜出另一者的量取决于轴承之间的轴向宽度、内座圈的直径和滚道的角度。一般而言,径向膨胀大大抵消了轴向膨胀,在这种情况下轴承获得更大的预负荷。

[0007] 对于直接安装的轴承,轴向膨胀和径向膨胀都会促使预负荷增大。

[0008] 换句稍微不同的话说,锥形滚子轴承由于滚道角度产生了内部轴向反作用力。这通常意味着一对单列锥形滚子轴承以对置方式使用,使得轴向力可以彼此抵消。并且,这使得这对轴承能够支承应用中任何方向的外部负荷。在设置时,需要对对置的滚道相对于彼此进行小心且精确的轴向定位调整。这个过程称为轴承安设并产生轴端余隙、线间接触或预负荷。

[0009] 虽然一对对置安装的单列锥形滚子轴承需要轻微预负荷,但是过度预负荷是有害

的。分别相互装配的内座圈和外座圈与轴和壳体之间的不均匀热膨胀会产生过度预负荷。该预负荷会：

- [0010] • 缩短轴承寿命
- [0011] • 增大轴承噪音和振动
- [0012] • 增加轴承发热
- [0013] • 增大轴承扭矩
- [0014] • 增加对轴承润滑剂的损害
- [0015] • 增大滚子的接触应力
- [0016] • 增大护圈的损坏

[0017] 迄今,为补偿具有对置的单列轴承的轴承系统中的不均匀热膨胀进行了一些努力。一种努力涉及将热膨胀系数高的补偿环安装在系统的四个滚道中的一个滚道后面。补偿环的热膨胀大致抵消轴承系统否则将要经受的不均匀热膨胀,使得该系统保持在可接受的公差内。见美国专利 5,028,152。另一种努力涉及通过加压的液压流体来控制其中一个轴承中的推力肋的位置。见美国专利 3,716,280。

发明内容

[0018] 本发明涉及一种具有在锥形滚道之间单列布置的锥形滚子的补偿轴承,其中滚子的轴向位置和所述轴承作为其一部分的系统的安设通过肋环来控制,所述肋环通过热膨胀系数高的补偿环而移离正常工作位置,从而控制轴承的安设。本发明还涉及一种通过可移位肋环和补偿环来控制轴承安设的方法。

附图说明

[0019] 图 1 是插于轴与壳体之间并设置有根据本发明构造并实施本发明的补偿轴承的轴承系统的截面图；

[0020] 图 2 是补偿轴承的放大半截面图；

[0021] 图 3 是描述作为轴承系统中的温度差的函数的轴承系统的工作状况和轴承系统的寿命的图表；

[0022] 图 4 是描述在温度上升和冷却期间补偿环和轴承系统的工作状况的图表；

[0023] 图 5-8 是用于轴承系统的补偿轴承的改进的补偿组件的局部截面图；

[0024] 图 9 是包括具有端盖的补偿环的补偿组件的局部截面图；

[0025] 图 10 是包括具有导热销的补偿环的补偿组件的局部截面图,该导热销用于增强将热传入或传出补偿环。

具体实施方式

[0026] 现在参照附图,在壳体 2 与轴 4 之间存在有轴承系统 A(图 1) 以使壳体 2 与轴 4 之一者能够相对于另一者绕轴线 X 旋转。例如,壳体 2 可保持固定不动,而轴 4 可在该壳体 2 中旋转。另一方面,轴 4 可采用固定心轴的形式,其中壳体 2 绕该轴 4 旋转,在这种情况下壳体 2 可以是轴毂。轴承系统 A 包括两个抗摩轴承,即传统设计的单列锥形滚子轴承 6 以及另一个配置为补偿壳体 2 与轴 4 之间的不均匀热膨胀和轴承 6 与 8 自身的部件之间的不均

匀热膨胀的单列锥形滚子轴承 8, 可谓补偿轴承。两个轴承 6 和 8 对置安装以传递壳体 2 与轴 4 之间的径向负荷和沿两个轴向方向的轴向(推力)负荷。所示的系统 A 具有以间接配置方式安装的轴承 6 和 8。通过较小的改动, 可将它们以直接配置方式来安装。而且, 轴承 6 可采用一些其它抗摩轴承, 诸如设计成传递径向及轴向负荷的角接触滚珠轴承, 或者其甚至可以是另一个类似于轴承 8 的补偿轴承。

[0027] 在传统轴承 6 处, 壳体 2 具有内轴承座 12 和座 12 端部处的凸肩 14。轴 4 具有延伸至另一个凸肩 18 的外轴承座 16。在补偿轴承 8 处, 壳体 2 具有另一个内轴承座 20 和凸肩 22。这里轴 4 具有另一个延伸至外螺纹 26 的外座 24。将绕着轴 4 的两个轴承 6 和 8 分开的是内隔圈 28。

[0028] 作为传统设计的单列锥形滚子轴承, 轴承 6 具有设置有锥形滚道 34 的外座圈 32、设置有锥形滚道 38 的内座圈 36 和位于外座圈 32 与内座圈 36 之间的锥形滚子 42, 所述锥形滚道 38 逐渐延伸至作为内座圈 36 的一体部分的推力肋 40, 所述锥形滚子 42 则在外座圈 32 与内座圈 36 之间沿着滚道 34 和 38 滚动, 其中所述锥形滚子 42 的大端面抵靠着推力肋 40。实际上, 推力肋 40 防止滚子 42 沿滚道 34 和 38 逐渐前行并被排斥出滚道 34 和 38 之间的环状空间。外座圈 32 装入壳体 2 的内座 12 中并抵靠着用来固定其轴向位置的凸肩 14。内座圈 36 装在轴 4 的外座 16 上, 且其大端部抵靠着凸肩 18, 该凸肩 18 固定了其轴向位置。内隔圈 28 抵靠在内座圈 36 的小端部上。

[0029] 补偿轴承 8 包括(图 1 和 2) 装入壳体 2 中的外座圈 48、装在轴 4 上的补偿组件 50 以及在外座圈 48 与补偿组件 50 之间单列布置的锥形滚子 52。外座圈 48 可以是传统外座圈。同样地, 其具有向内朝向轴线 X 的锥形滚道 54 和垂直于轴线 X 的背面 56。外座圈 48 以过盈配合装入壳体 2 的内座 20 中, 而且其背面 56 抵靠着座 20 的端部处的凸肩 22。锥形滚子 52 也可以是传统锥形滚子, 其沿着外座圈 48 的滚道 54 单列布置, 在该处锥形滚子 52 也由补偿组件 50 支撑。实际上, 补偿组件 50 控制滚子 52 沿着外座圈滚道 54 的精确轴向位置, 进而控制轴承系统 A 的安设。

[0030] 补偿组件 50 装在轴 4 的轴承座 24 上位于内隔圈 28 与螺母 58 之间, 该螺母 58 螺接在轴承座 24 的端部处的外螺纹 26 上。该补偿组件 50 包括(图 2) 装在轴承座 24 上的无肋内座圈 60 和偏置定位件 62, 在该处它们在内隔圈 28 与螺母 58 之间被紧密地夹在一起。另外, 补偿组件 50 具有可移位肋环 64、将肋环 64 推靠在内座圈 60 上的偏置弹簧 66 和热补偿环 68, 其中所述肋环 64 大致定位成绕着内座圈 60 和偏置定位件 62, 而所述热补偿环 68 仅在补偿组件 50 的温度超过它的正常工作温度达规定量之后才施加与由弹簧 66 施加的力相反的、顶着肋环 64 的力。

[0031] 无肋内座圈 60 以规定的配合方式装在轴 4 的轴承座 24 上。无肋内座圈 60 具有向外离开轴线 X 且朝向外座圈 48 的滚道 54 的锥形滚道 70, 并且该滚道 70 沿与外座圈滚道 54 相同的方向倾斜。锥形滚子 52 处于顶点, 这意味着其侧面所位于的圆锥形包壳以及滚道 54 和 70 所位于的圆锥形包壳在沿着轴线 X 的共同点处具有顶点。内座圈 60 的滚道 70 逐渐延伸至弧状脊部 72, 该弧状脊部 72 进而延伸至垂直于轴线 X 的止动表面 74。内座圈 60 还具有超出止动表面 74 突出的轴向延伸部 76。

[0032] 偏置定位件 62 同样地以规定的配合方式装在轴 4 的轴承座 24 上, 其由锁定螺母 58 紧密地夹在内座圈 60 上。偏置定位件 62 在一端抵靠在内座圈 60 的轴向延伸部 60 上。

偏置定位件 62 在其相反端具有径向向外突出且位于肋环 64 后面的凸缘 78。在内座圈 60 的轴向延伸部 76 与凸缘 78 之间,偏置定位件 62 具有补偿环 68 装在其上的筒状支撑表面 80。

[0033] 可移位肋环 64 宽松地绕着无肋内座圈 60 和偏置定位件 62 装配,在该处其能够短距离轴向移位。可移位肋环 64 具有提供导引钻孔 84 的轴向肋 82,在该导引钻孔 84 中接纳内座圈 60 的弧状脊部 72。在钻孔 84 的端部,可移位肋环 64 具有锥形滚子 52 的大端面抵靠在其上的肋面 86。因此,肋 82 不仅防止滚子 52 被排斥出滚道 54 与 70 之间的环状空间,而且确立滚子 52 沿着滚道 54 和 70 的轴向位置。导引钻孔 84 延伸到在正常情况下抵接内座圈 60 的止动表面 74 的端表面 88。在其相反端肋环 64 具有向内定向的径向肋 90,该径向肋 90 环绕偏置定位件 62 的筒状支撑表面 80。在径向肋 90 与端表面 88 之间的是筒状限制表面 92,该限制表面 92 环绕内座圈 60 的轴向延伸部 76 和偏置定位件 62 的筒状表面 80,限制表面 92 与后者向外隔开以提供环状空腔 94。在限制表面 92 与轴向延伸部 76 之间存在小间隙,径向肋 90 与筒状支撑表面 80 之间同样存在小间隙,使得肋环 64 能够容易地在内座圈 60 和偏置定位件 62 上移动。

[0034] 热补偿环 68 占据环状空腔 94 的大部分,其绕着偏置定位件 62 的筒状支撑表面 80 而被支撑并由肋环 64 的筒状限制表面 92 径向限制。然且热补偿环 68 略微短于空腔 94。在这一点上,内座圈 60 的轴向延伸部 76 的端部形成空腔 94 的一端处的抵接部,而肋环 64 的径向肋 90 形成空腔 94 的相反端处的抵接部。在正常情况下,当补偿环 68 在其一端抵靠着抵接部之一时,在环 68 的另一端与另一个抵接部之间存在间隙 g 。补偿环 68 由具有高热膨胀系数 (∞) 的材料形成,其热膨胀系数大大高于形成内座圈 60、偏置定位件 62 和肋环 64 的钢。合适的材料包括氟硅橡胶、丁腈橡胶、表氯醇橡胶、海帕伦橡胶等。补偿环 68 分别紧贴地装在偏置定位件 62 的筒状表面 80 与肋环 64 的筒状表面 92 之间,因而受到径向约束。当其温度上升时,补偿环 68 仅能够轴向膨胀。这种限制的作用是使线性热膨胀系数增加了 3 倍。

[0035] 偏置弹簧 66 在偏置定位件 62 的凸缘 78 与肋环 64 的端部之间受到压缩。其将肋环 64 推靠在内座圈 60 上,从而在正常情况下使两者在内座圈 60 的止动表面 74 和肋环 64 的端表面 88 处稳固地保持在一起。通常,这个力是滚子 52 在正常情况下施加在肋环 64 的肋面 86 上的力的 8 到 10 倍。因此,肋环 64 在正常情况下安置为与由内座圈 60 的止动表面 74 提供的止动功能一起形成顶着内座圈 60 的限位止动作用。尽管所显示的偏置弹簧 66 是具有周向波纹的波形弹簧,但是它也可以采用诸如多个沿着凸缘 78 以周向间隔隔开的压缩弹簧或绕着偏置定位件 62 的单个压缩弹簧等其它形式。

[0036] 在轴承系统 A 的工作中,径向负荷在壳体 2 与轴 4 之间在两个轴承 6 和 8 处传递。沿一个方向的轴向负荷通过传统轴承 6 传递,沿另一个方向的轴向负荷通过补偿轴承 8 传递。在传统轴承 6 处,径向负荷和轴向负荷都通过外座圈 32 及内座圈 36 的滚道 34 及 38 处的滚子 42 传递。在传统轴承 6 处,外座圈 32 及内座圈 36 分别抵靠在其上的凸肩 14 及 18 承载通过该轴承 6 传递的轴向负荷。在补偿轴承 8 处,径向负荷和轴向负荷通过外座圈 48 和内座圈 60 的滚道 54 及 70 处的锥形滚子 52 传递。壳体 2 的轴承座 20 的端部处的凸肩 22 承载施加到外座圈 48 的轴向负荷。与轴 4 的螺纹 26 接合并抵靠在偏置定位件 62 上的螺母 58 承载施加到内座圈 60 的轴向负荷。而且,反作用于螺纹 26 的螺母 58 在偏置定

位件 52、无肋内座圈 60、内隔圈 28、传统内座圈 36 和凸肩 18 中产生轴向压力的状况。

[0037] 补偿轴承 8 防止轴承系统 A 中出现过度预负荷,这将延长轴承的寿命(图 3)。需要考虑几个温度。首先是系统 A 的环境温度。这代表包括有其补偿轴承 8 的系统 A 的组装时的温度。在该温度下系统 A 可处于轴端余隙或轻微预负荷的状态,但所有部件基本上处于同一温度。其次是稳态工作温度。这是补偿组件 50 在系统 A 的正常工作期间升至并保持的温度。通常,该温度与补偿组件 50 处的轴 4 的温度一致,但是低于外座圈 48 和壳体 2 的外座圈 48 装在其中的区域的温度。因此,当补偿组件 50 在其稳态工作温度下工作时在补偿轴承 8 中存在温度差。系统 A 变得更紧密,通常处于轻微预负荷。补偿环 68 在稳态工作温度下保持非活动状态,意味着补偿环 68 不会影响肋环 64 的位置,因为在偏置定位件 62 与肋环 64 之间的空腔 94 中存在间隙 g 。因而,补偿组件 50 具有热设定点温度。在该温度下补偿组件 50 保持高于外座圈 48 和壳体 2 的温度,甚至更高。而且,在热设定点温度下该热补偿环 68 充分膨胀以完全填充空腔 94 并且即将使肋环 64 后退离开内座圈 60。在超出热设定点温度时,补偿环 68 由于进一步膨胀而使肋环 64 保持离开内座圈 60,这使得肋面 86 移离内座圈 60 的锥形滚道 70 更远并减小了轴承 6 和 8 中的预负荷。值得对轴承系统 A 的几个工作状态进行讨论。

[0038] 状态一:

[0039] 在低于热设定点温度的温度下的稳态工作

[0040] 1、轴承系统 A 的正常工作会由于正常的预期负荷、速度和扭矩而引起包括有补偿轴承 8 的补偿环 68 的补偿组件 50 中的温度上升而超出该轴承的外座圈 48 的温度,直到达到期望和预期的稳态工作温度。假设轴承系统 A 未曾超过热肋设定点,或者已经过充足的时间来使任何热惯性所导致的膨胀归零。

[0041] 2、热补偿环 68 的长度使得以留下小的间隙 g ,使得在低于热设定点温度时热补偿的效应为零。

[0042] 3、选择偏置弹簧 66 以通常产生是滚子 52 与肋环 64 的轴向肋 82 之间的最大正常接触力的 8 到 10 倍的力,使得肋环 64 总是以限位方式安置成抵靠着内座圈 60 的止动表面 74。这保证了使轴承系统 A 在期望的正常稳态工作温度下的工作与传统的锥形滚子轴承系统毫无区别。

[0043] 状态二:

[0044] 温度增高超出稳态工作温度的热补偿

[0045] 1、在工作期间,轴速度或应用负荷大于预期则会从肋环 64 的肋面 86 与滚子 52 的大端面之间的接触产生额外的摩擦热。而且,轴 4 会传导来自齿轮齿接触或其它外部发热的附加热。这会引引起无肋内座圈 60、滚子 42、可移动肋环 64、轴 4、热补偿环 68 和偏置定位件 62——简而言之就是补偿组件 50——经受温度的进一步增高。热补偿环 68 的热导率远低于可移动肋环 64、滚子 52、内座圈 60、轴 4 和偏置环 62 的通常为钢的材料的热导率。因此,会产生短时间热惯性,在这期间会由于上述那些材料的热线性膨胀系数 α 而出现预负荷的略微增大。

[0046] 2、热补偿环 68 达到其新的温度。其热线性膨胀系数 α 显著大于其它材料的热线性膨胀系数,环 68 明显膨胀。

[0047] 3、因为热补偿环 68 的材料径向膨胀受到约束,所以出现的体积膨胀几乎全部转

变为轴向膨胀,而且与线性膨胀的 3 倍或 $3 \times \infty$ 成比例。

[0048] 4、然而,不会出现热补偿效应,直到材料升至使补偿环 68 能够完全膨胀而穿过间隙 g 的距离。该温度是热设定点温度。这导致在低于热设定点温度时无法产生热效应,从而使其具有开关效应以及成比例的温度特性。该被动设计以稍微更受控的方式起作用,几乎好像成了主动控制。其实际效应是预负荷限制器或轴承过载防护装置。

[0049] 5、一旦间隙 g 的距离被越过,受约束的热补偿环 68 的体积膨胀开始施加轴向力并继续以产生充足的力,从而在环 68 克服弹簧 66 的偏置力时使可移动肋环 64 从内座圈 60 的限位止动表面 74 脱离。可移动肋环 64 和其轴向肋 82 回退,因而补偿轴承 8 和轴 4 的材料中的热膨胀效应(图 3)。然而,间隙 g 的尺寸和热补偿环 68 的长度确定了热肋设定点的温度值和补偿效应的图形(斜率)。

[0050] a、也就是说,斜率(英寸/度 F) = $3 \times \infty \times L$,其中 ∞ 是补偿环 68 的材料的线性热膨胀系数;

[0051] b、 L 是在安装好的外座圈 48 和壳体 2 的基准温度下热补偿环 68 的长度,并且 ∞ 的单位是(英寸/英寸度 F);

[0052] c、以及,间隙 g (英寸) = $3 \times \infty \times L((\text{热设定点温度}) - (\text{稳态工作温度}))$;

[0053] d、热设定点温度和稳态工作温度代表外座圈 48 和壳体 2 的温度与补偿部件 50 和轴 4 处的温度之间的温度差的状态。上述间隙等式使用其自身是微分值的这两个状态之间的温度差;和

[0054] e、补偿组件 50 实际上不使用温度差来启动自身。热补偿环 68 仅仅响应于从环境接收或向环境丧失的热流的输入。无法得知该热是源于内座圈 60 和轴 4 相对于外座圈 48 和壳体 2 的升高的温度差或是源于后者相对于前者的升高的温度差。补偿组件 50 的适当响应假设应用得到了充分理解以确定系统 A 的哪些部件将经受温度增高,从而可获得期望的预负荷控制。

[0055] 因此,热肋设定点的启动温度的选择以及达到设定点之后的热补偿程度基于应用的特定条件。而且,为了系统 A 的正常工作,热设定点可以偏离任何期望的超出稳态工作温度的温度差,从而确保轴承系统 A 的正常工作完全不受补偿组件 50 的影响。

[0056] 状态三:

[0057] 温度降低的热补偿

[0058] 1、一旦系统 A 中不再存在产生过度热的条件,热补偿环 68 开始冷却并减小不再需要或期望的热补偿效应。补偿组件 50 防止轴承的热使预负荷增大以及变得更严重(图 3),但是它不能消除诸如速度增加或外部负荷或外部热源等产生热的根本原因。因为对于大多数热补偿材料而言,热导率远小于补偿组件 50 中的外部材料(通常为钢)的热导率,所以将出现热惯性或热滞后的状况。假设冷却过程足够慢,那么冷却操作设定线将紧跟图 4 中的线 M,轴承安设中的热惯性效应将减到最小。

[0059] 2、对于导致轴承系统 A 相当快速冷却的情形而言,热补偿环 68 的冷却相对于其它材料将经受更大的热惯性(图 4)。这会引入轴承系统 A 以比所期望的略微更宽松的安设状态工作一段短时间。实际发生的冷却工作设定线将像图 4 的线 N 一样。然而,如果系统工作点是预负荷安设状态,则热惯性部分地或几乎全部地被初始的系统预负荷抵消。因此,预负荷会暂时减小,但是系统 A 根本不会进入轴端余隙状况。万一系统 A 进入轴端余隙,那么

这将是唯一的直到重新建立热平衡,在这个时候系统将再次回到工作条件的预负荷。

[0060] 可以对补偿轴承 8 的补偿组件 50 进行修改。

[0061] 在改进的补偿组件 100(图 5)中,使无肋内座圈 60 与偏置定位件 62 联接。为此,内座圈 60 的轴向延伸部 76 叠置在偏置定位件 62 的筒状支撑表面 80 的端部上。延伸穿过叠置的延伸部 76 并进入底置的偏置定位件 62 中的是销钉 102,该销钉 102 穿过肋环 64 中的对准间隙孔 104 插入。作为联接元件的销钉 102 突出到孔 104 中以防止肋环 64 相对于内座圈 60 旋转,但是间隙孔 104 足够大以使肋环 64 在达到热设定点温度之后能够发生轴向移位。内座圈 60 和偏置定位件 62 的联接消除了对内隔圈 28 的需要。

[0062] 另一种改进的补偿组件 110(图 6)的形式的进一步修改是容易拆卸。为此,凸缘 78 由支承垫圈 112 和扣环 114 替代。垫圈 112 绕着偏置定位件 62 的筒状支撑表面 80 装配,而扣环 114 装入偏置定位件 62 的凹槽中并支承着支承垫圈 112。此外,在销钉 102 突出到间隙孔 104 中的情况下,从孔 104 至肋环 64 的端表面 88 开有切口 116,使得销钉 102 不会干涉肋环 64 在偏置定位件 62 的上方回撤。

[0063] 在又一种补偿组件 120(图 7)中,内座圈 60 和偏置定位件 62 一体形成,从而提供了一体的无肋内座圈 122。其筒状支撑表面 80 逐渐延伸至热补偿环 68 的一端抵靠在其上的凸肩 124。组件 120 依靠于支撑垫圈 112 和扣环 114 而支承于偏置弹簧 66。像补偿组件 100 和 110 一样,补偿组件 120 无需内隔圈 28 以将其保持在一起。

[0064] 在再一种改进的补偿组件 130(图 8)中,无肋内座圈 60 和肋环 64 的在正常情况下抵接的各自的表面 74 和 88 相对于轴线 X 以斜角倾斜,实际上呈现以轴线 X 为中心的截头圆锥构形。当表面 74 和 88 抵接时,即在轴承 8 的处于稳态工作温度下的正常工作期间,表面 74 和 88 的倾斜使得肋环 64 绕着内座圈 60 居中。因此,可在无肋内座圈 60 的弧状脊部 72 与肋环 64 的轴向肋 82 的导引钻孔 84 的表面之间存在更大的间隙。只有当补偿组件 50 在高于热设定点温度下工作时,肋环 64 才会略微偏离中心,但是当补偿组件 130 主动提供热补偿时,对于相对较短的热瞬变时期而言这种偏离是可以接受的。代替用于支承偏置弹簧 66 的一体式凸缘 78 或独立的支承垫圈 112,补偿组件 130 利用独立的支承板 132,该支承板 132 通过以螺栓分布圆布置的螺栓 134 而保持抵靠着偏置定位件 62 的端部。

[0065] 内座圈 60 和补偿组件 130 的肋环 64 的倾斜抵接表面 74 和 88 可用于补偿组件 50、100、110 和 120 中的任一种,这对于独立的支承板 132 同样适用。

[0066] 热补偿环 68 可具有粘结于其端部的端盖 140(图 9),以防止环 68 的稍微具弹性和韧性的材料挤入内座圈 60 的轴向延伸部 76 与肋环 64 的筒状限制表面 92 之间的间隙中并且防止挤入偏置定位件 62 的筒状支撑表面 80 与肋环 64 的径向肋 90 之间的间隙中。可制造热补偿环 68 的大部分材料的静摩擦系数高。为了有助于能够将体积膨胀转变为线性膨胀同时减小切应力,补偿环 68 可在其接触偏置定位件 62 和肋环 64 的筒状表面 80 和 92 的表面上设置有减小摩擦的薄的涂层或处理层。

[0067] 而且,为了使补偿环 68 能够更快地响应于温度变化,尤其是响应于高于热设定点温度的温度上升,补偿环 68 可以装配有导热销 144 和 146(图 10),所述导热销 144 和 146 在补偿环 68 内嵌套并且具有头部 148,所述头部 148 抵靠在内座圈 60 和肋环 64 的径向肋 90 上以将热传入或传出热补偿环 68。销 144 和 146 由诸如不锈钢等导热率相对高的材料形成。

[0068] 在稳态工作温度下,补偿环 68 可完全填充偏置定位件 62 的支撑表面与肋环 64 的限制表面之间的空腔 94。通过如此配置的补偿组件,其能够更快地响应于超出稳态工作温度的温度偏移。这对应于间隙为零且设定点温度基本上等于稳态工作温度。

[0069] 外座圈 48 可以与壳体 2 一体形成,在这种情况下其滚道 54 形成壳体 2 的表面。

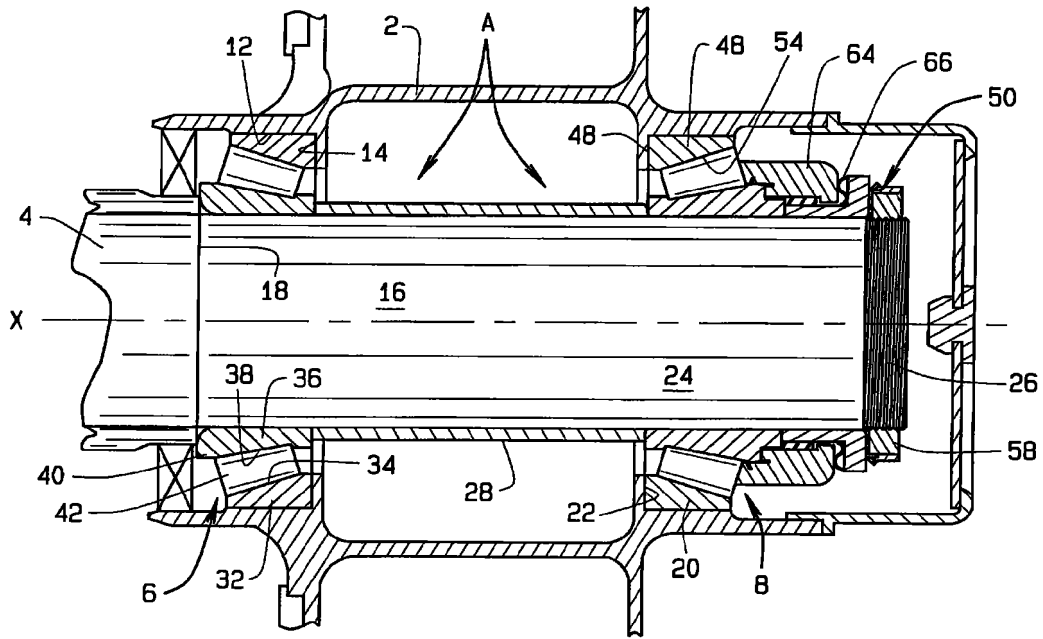


图 1

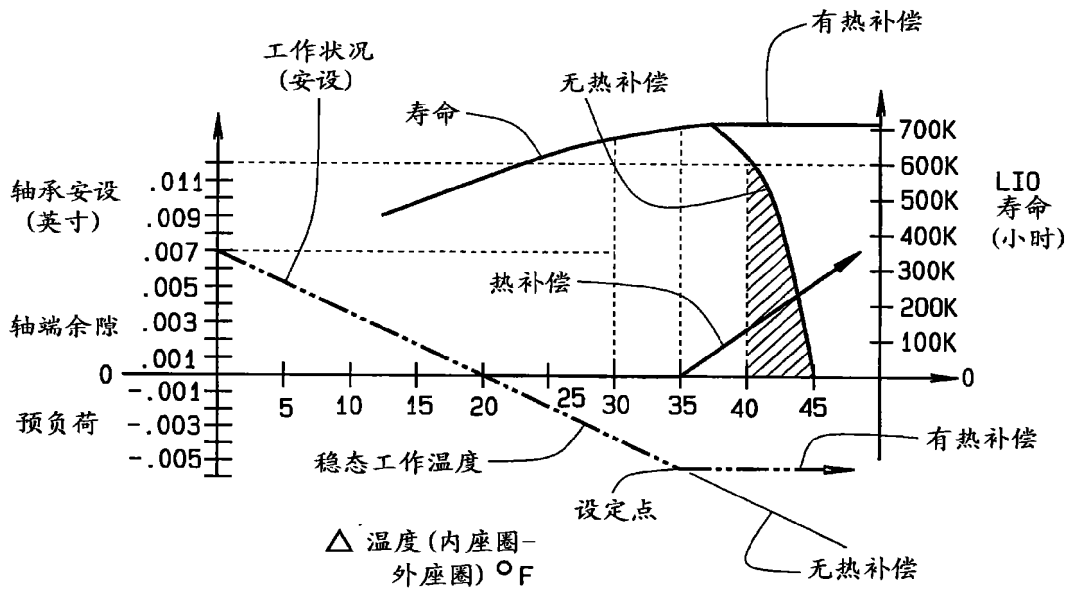


图 3

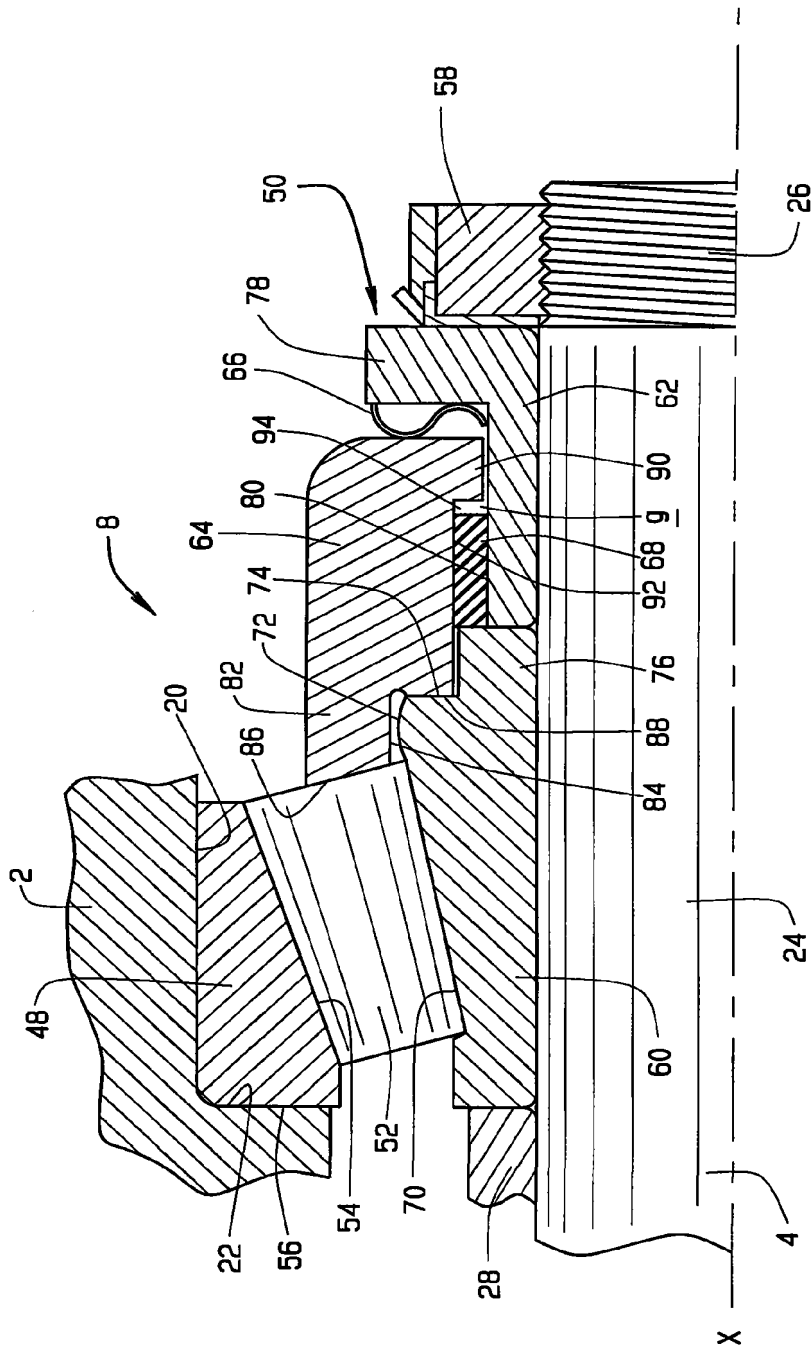


图 2

图 2

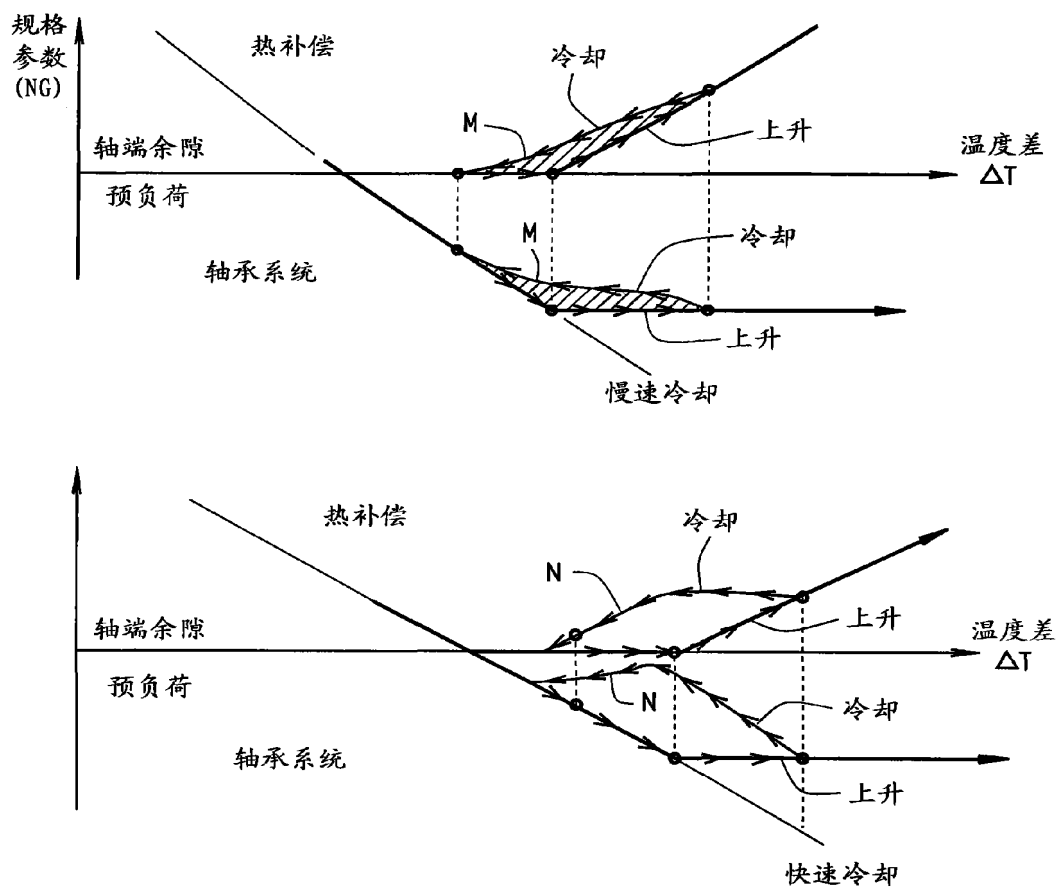


图 4

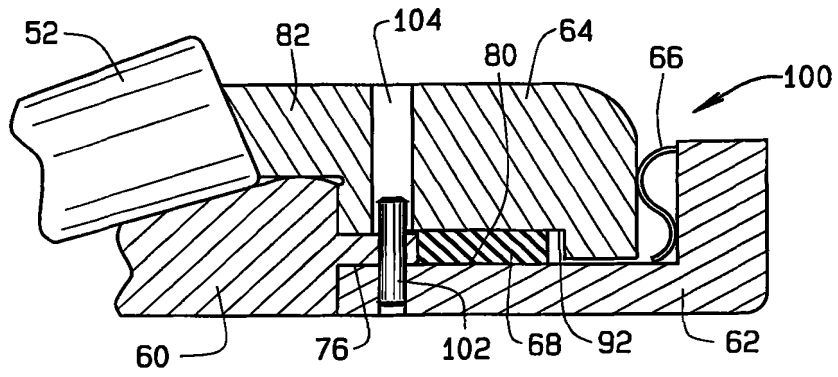


图 5

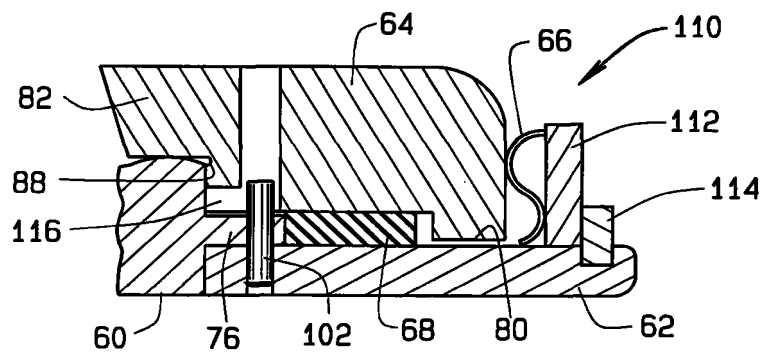


图 6

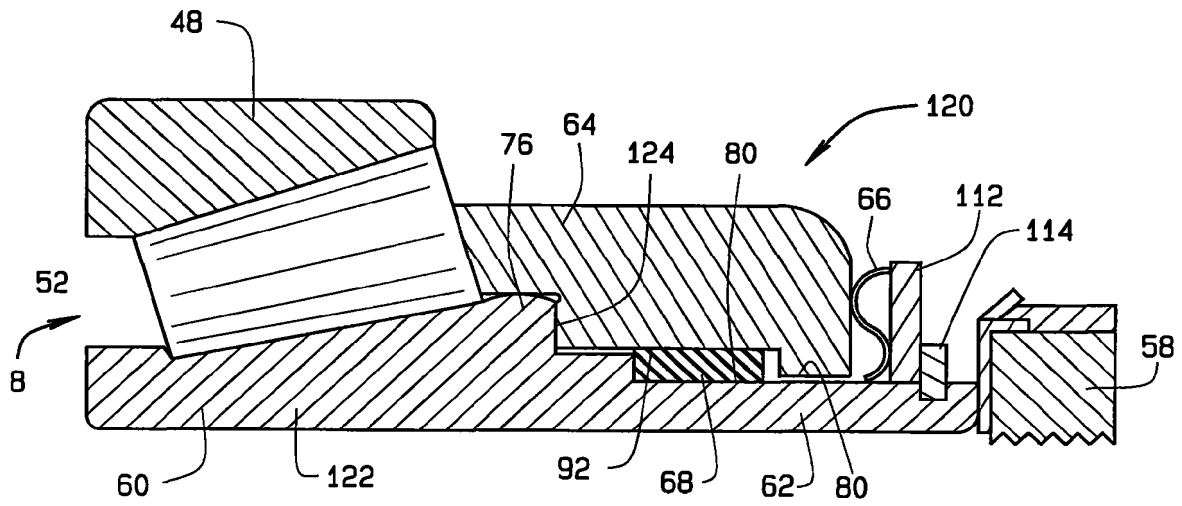


图 7

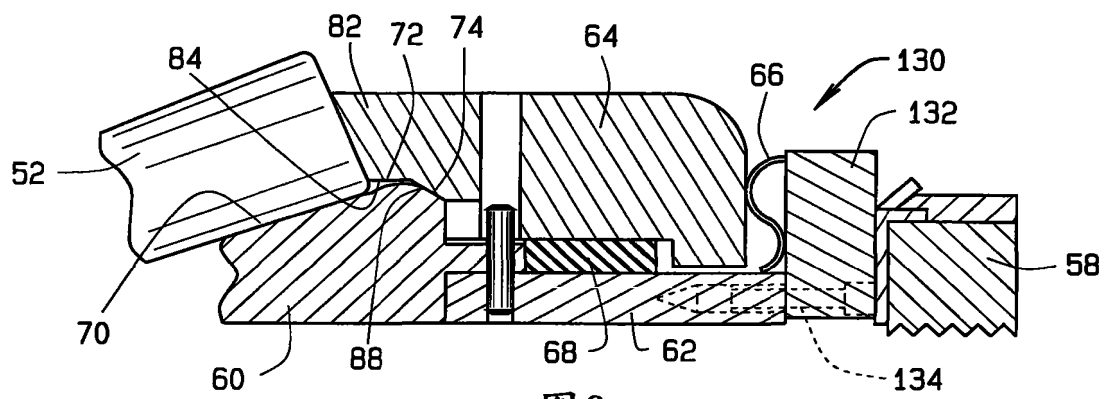


图 8

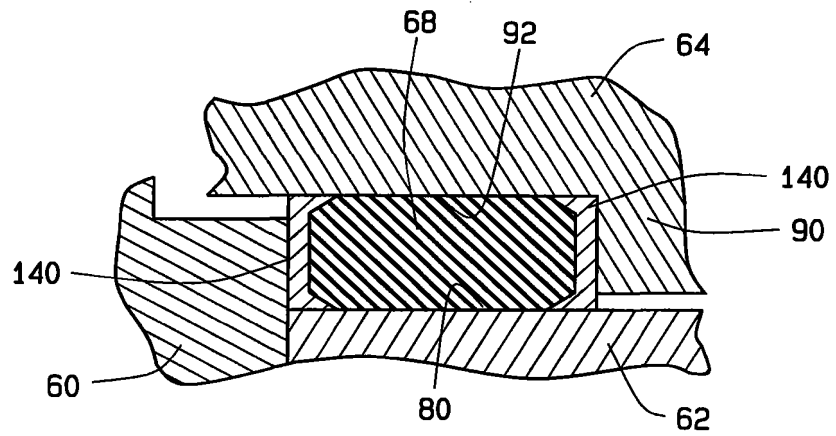


图 9

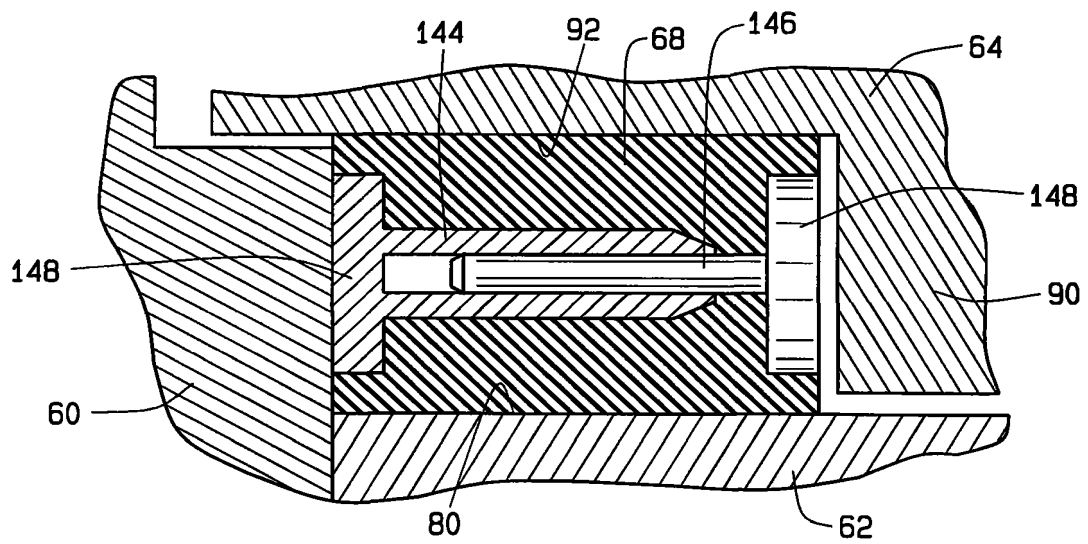


图 10