



(45) 授权公告日 2016.04.13

权利要求书1页 说明书8页 附图4页

1. 一种涡轮增压器的轴承装置,其特征在于,所述涡轮增压器具备:

轴承壳体,介装于对向内燃机的燃烧室供给的供气加压的涡轮增压器的涡轮壳体与压气机壳体之间;

涡轮转子的转子轴,贯通该轴承壳体内;

第一浮动衬套轴承,介装于所述轴承壳体与所述转子轴之间,并设有将外周面与内周面连通的供油孔,配置于将来自所述轴承壳体的润滑油向所述外周面和所述内周面供给的所述压气机壳体侧,且具备第一浮动衬套;

第二浮动衬套轴承,与该第一浮动衬套轴承为相同形状,配置于所述涡轮壳体侧,且具备第二浮动衬套,

所述第一、第二浮动衬套的内侧轴承宽度  $L_i$  以同一比例小于外侧轴承宽度  $L_o$  而形成,

在所述浮动衬套的外周面实施低摩擦处理,所述低摩擦处理是在所述浮动衬套的外周面配置在轴承宽度方向隔着所述供油孔而分别形成的圆周状的 2 条端部槽和将所述供油孔及所述 2 条端部槽连通的横断槽而成的处理。

2. 根据权利要求 1 所述的涡轮增压器的轴承装置,其特征在于,

设包括润滑油路径  $\phi$  在内的内周侧的必要最小轴承宽度为  $L_x$ ,所述外侧轴承宽度  $L_o$  与内侧轴承宽度  $L_i$  的比例  $L_i/L_o$  的关系设定为满足如下的范围:

$L_x/L_o < L_i/L_o < 0.5$ 。

## 涡轮增压器的轴承装置

### 技术领域

[0001] 本发明涉及适用于涡轮增压器等具有高速旋转轴的旋转机械的浮动衬套轴承。

### 背景技术

[0002] 浮动衬套轴承在旋转轴和轴承壳体的间隙中可旋转地介装有浮动衬套,将从轴承壳体供给的加压后的润滑油向轴承壳体内周面与浮动衬套的外周面之间供给,并且通过设于浮动衬套的半径方向的供油路向浮动衬套内周面与旋转轴的间隙供给。

[0003] 并且,构成为,通过这些间隙形成的润滑油膜的衰减效果来抑制旋转轴的振动同时形成稳定的支承,且防止烧熔。

[0004] 图 5 表示可旋转地支承涡轮增压器等高速旋转机械的旋转轴的浮动衬套轴承的详细图。

[0005] 图 5 中,涡轮增压器 0100 包括一对叶轮 0102a 及 0102b、和将它们一体地连结的转子轴 0104。浮动衬套轴承 0110 包括轴承壳体 0112、和介装于该轴承壳体 0112 与转子轴 0104 之间并可旋转地支承转子轴 0104 的浮动衬套 0114。

[0006] 轴承壳体 0112 及浮动衬套 0114 中分别设有油路 0116 及 0118。并且,润滑油从轴承壳体 0112 通过油路 0116 及 0118,向轴承壳体 0112 的内周面与浮动衬套 0114 的外周面的间隙、及浮动衬套 0114 的内周面与转子轴 0104 的间隙供给。

[0007] 浮动衬套 0114 可旋转地配置,通过与转子轴 0104 之间的滑动阻力而以比转子轴 0104 低的速度旋转。

[0008] 通过润滑油在这些间隙形成油膜,来防止在该间隙的滑动面发生的烧熔、损伤(磨损)。

[0009] 另外,日本特开 2009-156333 号公报(专利文献 1)中,通过使压气机侧浮动衬套轴承的内侧轴承宽度  $L_c$  比涡轮侧浮动衬套轴承的内侧轴承宽度  $L_t$  小( $L_c < L_t$ ),而使压气机侧浮动衬套轴承具有的基于油膜的弹簧常数比涡轮侧浮动衬套轴承具有的基于油膜的弹簧常数小,因此与轴承载荷大的涡轮侧浮动衬套轴承相对的转子轴的偏心率不会变大,从而在涡轮侧浮动衬套轴承与压气机侧浮动衬套轴承之间保持平衡,高频域的自激振动的固有频率降低,实现了噪音降低。

[0010] 而且,日本特开 2007-46642 号公报(专利文献 2)中,在全浮动式轴承的内周面及外周面中的至少一方设置螺旋槽,在全浮动式轴承旋转时,通过在内周面及外周面的至少一方设置的螺旋槽,内周面及外周面从流体(润滑油)受到的压力的分布沿轴向变化。通过该变化而全浮动式轴承难以变为稳定状态,抑制了自激振动。

[0011] 【在先技术文献】

[0012] 【专利文献】

[0013] 【专利文献 1】日本特开 2009-156333 号公报

[0014] 【专利文献 2】日本特开 2007-46642 号公报

## 发明内容

[0015] 专利文献 1 中,通过使压气机侧浮动衬套轴承的内侧轴承宽度  $L_c$  比涡轮侧浮动衬套轴承的内侧轴承宽度  $L_t$  小( $L_c < L_t$ ),来降低高频域的自激振动的固有频率,实现了噪音降低,但压气机侧浮动衬套轴承和涡轮侧浮动衬套轴承的形状不同,因此具有部件数量增多,管理成本增高,并且误组装的风险也变高的不良情况。

[0016] 而且,专利文献 2 中,为在全浮动式轴承的内周面及外周面的至少一方设有螺旋槽的结构。因此,关于槽、特别是设于内周面的槽的加工,由于供涡轮转子的转子轴嵌入的部分的内径小,因此存在加工复杂,加工工时增加,部件的成本提高的不良情况。

[0017] 因此,本发明鉴于这些不良情况而创立,其目的是,使在压气机壳体侧配置的第一浮动衬套轴承和在涡轮壳体侧配置的第二浮动衬套轴承为大致相同形状,并且使第一浮动衬套及第二浮动衬套的内侧轴承宽度  $L_i$  都以同一比例小于外侧轴承宽度  $L_o$ ,从而提高涡轮转子的高旋转时的振动稳定性,并且减少部件数量而实现加工及组装的容易化。

[0018] 本发明用于实现上述目的,其特征在于,具备:轴承壳体,介装于对向内燃机的燃烧室供给的供气加压的涡轮增压器的涡轮壳体与压气机壳体之间;涡轮转子的转子轴,贯通该轴承壳体内;第一浮动衬套轴承,介装于所述轴承壳体与所述转子轴之间,并设有将外周面与内周面连通的供油路,配置于将来自所述轴承壳体的润滑油向所述外周面和所述内周面供给的所述压气机壳体侧,且具备第一浮动衬套;第二浮动衬套轴承,与该第一浮动衬套轴承为相同形状,配置于所述涡轮壳体侧,且具备第二浮动衬套,

[0019] 所述第一、第二浮动衬套的内侧轴承宽度  $L_i$  都以同一比例小于外侧轴承宽度  $L_o$  而形成。

[0020] 本发明中,通过使第一及第二浮动衬套各自的内侧轴承宽度  $L_i$  小于外侧轴承宽度  $L_o$ ,而能够降低转子轴的高速旋转时的各个浮动衬套轴承的牵连旋转量,提高高速旋转时的振动稳定性而得到噪音降低效果。

[0021] 另外,由于使第一及第二浮动衬套各自的内侧轴承宽度与外侧轴承宽度之比为相同形状,因此在第一及第二浮动衬套产生的润滑油的粘性阻力相同,转子轴的轴支承稳定。

[0022] 另外,由于第一及第二浮动衬套为相同形状,因此能够减少部件数量而使加工及组装容易化,降低误组装的风险,并且能够实现加工品质的稳定及成本降低。

[0023] 而且,通过使外侧的轴承宽度大于内侧的轴承宽度,而能够维持浮动衬套轴承与壳体之间的阻尼效果。

[0024] 另外,本发明中,优选的是,设包括润滑油路径  $\phi$  在内的内周侧的必要最小轴承宽度为  $L_x$ ,所述外侧轴承宽度  $L_o$  与内侧轴承宽度  $L_i$  的比例  $L_i/L_o$  的关系可设定为满足如下的范围。

[0025]  $L_x/L_o < L_i/L_o < 0.5$  (1)

[0026] 通过形成这种构成,能够将转子轴的高速旋转时的各个浮动衬套的牵连旋转量相对于转子轴的转速保持为适当转速,从而提高旋转振动的稳定性而得到噪音降低效果。

[0027] 另外,若使最小侧的宽度小于连通孔  $\phi$ ,则由于圆锥形状的倾斜面而供油路的前端部被削去,润滑油从连通孔  $\phi$  直接流向转子轴的轴线方向,因此浮动衬套轴承与转子轴之间的基于润滑油的阻尼效果减半。

[0028] 另外,本发明中优选的是,在所述浮动衬套的外周面设置低摩擦处理。

[0029] 另外,本发明中优选的是,作为所述低摩擦处理,可在浮动衬套的轴承外周面涂敷 DLC (Diamond Like Carbon :类金刚石镀膜) 或加有二硫化钼的固体润滑材料。

[0030] 另外,本发明中优选的是,作为所述低摩擦处理,可在浮动衬套的轴承外周面形成表面纹理(微凹或微小的凹部)。

[0031] 根据这种构成,通过在浮动衬套轴承的外周面设置低摩擦处理,能够减小浮动衬套的轴承外周面与轴承壳体之间的摩擦阻力,使转子轴的低旋转域的浮动衬套的提前旋转开始,从而减少转子轴的旋转阻力。

[0032] 另外,本发明中优选的是,所述低摩擦处理可在浮动衬套外周面呈圆周状配置与所述供油孔连通的槽。

[0033] 从润滑油路输送的润滑油经由端部槽流向浮动衬套的下侧,利用润滑油充满浮动衬套与轴承壳体之间,由此减小浮动衬套的旋转起动时的摩擦阻力。

[0034] 【发明效果】

[0035] 根据本发明,第一及第二浮动衬套各自的内侧轴承宽度小于外侧轴承宽度,由此使转子轴的高速旋转时的各个浮动衬套的牵连旋转量相对于转子轴的转速保持为适当转速,提高旋转振动的稳定性而得到噪音降低效果。

[0036] 另外,对于转子轴,通过使外侧的轴承宽度大于内侧的轴承宽度而能够维持浮动衬套轴承与壳体之间的阻尼效果。

[0037] 另外,第一及第二浮动衬套为相同形状,因此能够减少部件数量而使加工及组装容易化,降低误组装的风险,并且能够实现加工品质的稳定及成本降低。

## 附图说明

[0038] 图 1 表示本发明的实施方式的涡轮增压器的轴承装置的放大剖视图。

[0039] 图 2 表示实施方式的涡轮转子轴及浮动衬套的放大剖视图。

[0040] 图 3 表示实施方式的与衬套的内外宽度比相对的表示振动稳定性的衰减比的特性图。

[0041] 图 4A 表示设于浮动衬套外周部的低摩擦处理的第 1 实施方式图。

[0042] 图 4B 表示设于浮动衬套外周部的低摩擦处理的第 2 实施方式图。

[0043] 图 4C 中,(C1)表示设于浮动衬套外周部的低摩擦处理的第 3 实施方式,(C2)表示(C1)的径向的纵剖视图。

[0044] 图 4D 中,(D1)表示设于浮动衬套外周部的低摩擦处理的第 4 实施方式,(D2)表示(D1)的径向的纵剖视图。

[0045] 图 5 表示现有技术的说明图。

## 具体实施方式

[0046] 图 1 表示实施了本发明的可旋转地支承涡轮增压器的高速旋转的浮动衬套轴承的详细图。

[0047] 图 1 中,涡轮增压器 1 包括:利用内燃机(以下称为“发动机”)的废气来驱动的排气涡轮 14;覆盖该排气涡轮 14 的涡轮壳体 11;利用排气涡轮 14 的驱动力对向发动机供给的供气加压的压气机叶轮 15;覆盖该压气机叶轮 15 的压气机壳体 12;将排气涡轮 14 和压

气机叶轮 15 一体地连结的转子轴 16、介装于涡轮壳体 11 和压气机壳体 12 之间并对该转子轴 16 进行轴支承的轴承壳体 13、承受转子轴 16 的推力载荷的推力轴承 16b、相对于基于来自压气机叶轮 15 侧的连结构件(图示省略)的紧固进行该压气机叶轮 15 的定位的套筒 16c。

[0048] 轴承壳体 13 中,配置有对该转子轴 16 的压气机叶轮 15 侧进行轴支承的第一浮动衬套轴承 17、对排气涡轮 14 侧进行轴支承的第二浮动衬套轴承 18。

[0049] 第一浮动衬套轴承 17 包括形成于轴承壳体 13 的轴承部 13d、内嵌于该轴承部 13d 并在内部配置有转子轴 16 的第一浮动衬套 19。

[0050] 第一浮动衬套 19 形成为环状,配置有从外周面贯通到内周面的供油路 19a。

[0051] 另外,第二浮动衬套轴承 18 包括形成于轴承壳体 13 的轴承部 13d、内嵌于该轴承部 13d 并在内部配置有转子轴 16 的第二浮动衬套 20。

[0052] 第二浮动衬套 20 形成为环状,配置有从外周面贯通到内周面的供油路 20a。

[0053] 通过与轴承壳体 13 的连结口 13a 连结的配管(图示省略)向浮动衬套轴承 17 及 18 输送润滑油。

[0054] 压气机侧润滑油路 13c 为从连结口 13a 向第一浮动衬套轴承 17 侧呈直线状倾斜的油路。向第一浮动衬套轴承 17 侧输送的润滑油也向第一浮动衬套轴承 17、和该第一浮动衬套轴承 17 与推力轴承 16b 之间输送,进行该部的润滑和冷却。

[0055] 另一方面,涡轮侧润滑油路 13b 为从连结口 13a 向第二浮动衬套轴承 18 侧呈直线状倾斜的油路,向第二浮动衬套轴承 18 侧输送的润滑油向第二浮动衬套轴承 18 和转子轴 16 的排气涡轮 14 侧的扩径部 16d 输送,而进行该部的润滑和冷却。

[0056] 并且,向第一浮动衬套轴承 17 输送的润滑油充满轴承部 13d 与第一浮动衬套 19 的间隙,通过从第一浮动衬套 19 的外周侧贯通到内周侧的供油路 19a,向第一浮动衬套 19 与转子轴 16 的轴支承部 16a 之间供给。

[0057] 另外,向第二浮动衬套轴承 18 输送的润滑油充满轴承部 13d 与第二浮动衬套 20 的间隙,通过从第二浮动衬套 20 的外周侧贯通到内周侧的供油路 20a,向第二浮动衬套 20 与转子轴 16 的轴支承部 16a 之间供给。

[0058] 并且,为利用润滑油的油膜相对于轴承壳体 13 分别对浮动衬套 19 及 20 和转子轴 16 进行浮动支承的结构。

[0059] 为了避免说明上的混乱,尽管第一浮动衬套轴承 17 (包括第一浮动衬套 19) 和第二浮动衬套轴承 18 (包括第二浮动衬套 20) 为相同形状,还将它们区别开而进行说明。

[0060] 因此,以后为了避免说明的重复,以“第一浮动衬套轴承 17”及“第一浮动衬套 19”为代表,作为“浮动衬套轴承 17”、“浮动衬套 19”进行说明。

[0061] 图 2 表示本发明的浮动衬套轴承 17,基于图 2 进行说明。

[0062] 构成浮动衬套轴承 17 的浮动衬套 19 以在轴承壳体 13 的轴承部 13d 与浮动衬套 19 的外周面 19b 之间具有用于形成油膜的间隙  $\alpha$  的方式配置。

[0063] 在浮动衬套 19 的内周面 19c 与转子轴 16 的轴支承部 16a 之间具有用于形成油膜的间隙  $\beta$ ,而形成间隙嵌合。

[0064] 通过轴承壳体 13 内的压气机侧润滑油路 13c (涡轮侧润滑油路 13b 也同样)而向这些间隙  $\alpha$ 、 $\beta$  压送润滑油。

[0065] 润滑油充满间隙  $\alpha$ ,并且通过浮动衬套 19 的供油路 19a,充满浮动衬套 19 的内周

面 19c 与轴支承部 16a 的间隙  $\beta$ , 转子轴 16 被润滑油的油膜支承为浮起的状态。

[0066] 浮动衬套 19 中, 使该浮动衬套 19 的内周面的内周轴承宽度  $L_i$  比外周面的外周面的外周轴承宽度  $L_o$  小。浮动衬套 19 的内周面 19c 的内周轴承宽度  $L_i$  是对该浮动衬套 19 的两端部从外侧朝向内方切削成圆锥状而形成的。本实施方式的情况下, 使两端部的切削量相同, 以供油路 19a 为中心而形成两端对称。

[0067] 通过形成对称, 而保证以浮动衬套 19 的内周面的供油路 19a 为中心的轴承宽度部和轴支承部 16a 的间隔的均匀性, 提高轴支承的稳定性。

[0068] 本实施方式的情况下, 设包括供油路 19a 的直径  $\phi$  (润滑油路径  $\phi$ ) 在内的内周侧的必要最小轴承宽度为  $L_x$ 。

[0069] 并且, 必要最小轴承宽度  $L_x$  是指用于形成在内周面 19c 对轴支承部 16a 进行轴支承所需的油膜的最小的轴承宽度。

[0070]  $L_x$  (必要最小轴承宽度) = 必要最小接触宽度 + 供油路 19a 的直径  $\phi$ , 其受到排气涡轮 14、压气机叶轮 15 及转子轴 16 的重量、旋转平衡等影响, 因此按照涡轮增压器 1 的规格决定即可。

[0071] 图 3 中, 通过实验结果算出了与浮动衬套 19 的内外宽度比  $L_i/L_o$  相对表示转子轴 16 的轴支承稳定性的衰减比 %。

[0072] 横轴表示内外宽度比  $L_i/L_o$ , 纵轴表示衰减比 % 作为表示基于油膜的衰减特性的参数。示出了衰减比高则转子轴 16 的支承稳定性好的情况。

[0073] 并且, 已知浮动衬套 19 在高速下进行牵连旋转时存在转子轴 16 的支承变得不稳定的倾向, 为了防止高速下进行牵连旋转, 使浮动衬套 19 的内侧轴承宽度  $L_i$  小于外侧轴承宽度  $L_o$ 。(图 3 的测试实例 1)

[0074] 但是, 为了涡轮增压器 1 的耐久性、增压压力提高及振动噪音降低等的性能提高, 由本次的实验结果判明了最优的内外宽度比  $L_i/L_o$  的范围。

[0075] 即, 如图 3 所示, 设浮动衬套 19 的内外宽度比  $L_i/L_o$  为

[0076]  $L_x/L_o < L_i/L_o < 0.5$

[0077] 其中,  $L_x$  如前所述设为  $L_x$  (必要最小轴承宽度) = 必要最小接触宽度 + 供油路 19a 的直径  $\phi$ 。

[0078] 若达到该范围的上限即  $L_i/L_o > 0.5$ , 则转子轴 16 进行高速旋转时, 浮动衬套 19 的牵连旋转(转速)增大, 浮动衬套 19 的外周面 19b 主要成为轴承滑动面, 显现出转子轴 16 的支承变得不稳定的倾向, 噪音、转子轴 16 的旋转阻力增大。

[0079]  $L_i/L_o$  为 0.5 时, 衰减比也从过去的 2% 上升至 3.5%, 大幅改善。

[0080] 另一方面, 关于下限侧, 将内周面 19c 的轴承宽度  $L_i$  设为  $L_x$ , 为供油路 19a 的孔径  $\phi$  和形成油膜所需的最小轴承宽度之和。

[0081] 并且, 本实施方式中, 将浮动衬套 19 形成为  $L_x/L_o < L_i/L_o < 0.5$ , 因此使转子轴 16 的高速旋转域的浮动衬套 19 的牵连旋转量适当化。

[0082] 因此, 在转子轴 16 的高速旋转时, 使提供给浮动衬套 19 的牵连旋转力适当化, 使牵连旋转量(旋转量)减小(适当化), 由此基于转子轴 16 的主要的旋转轴承滑动面成为浮动衬套 19 的内周面 19c 与转子轴 16 之间的油膜, 能够减少转子轴 16 的旋转滑动阻力、振动, 并且能够提高转子轴 16 的旋转振动的稳定性。

[0083] 另外,由于使第一浮动衬套轴承 17 和第二浮动衬套轴承 18 为同一形状,因此在第一及第二浮动衬套产生的润滑油的粘性阻力变得相同,转子轴 16 的轴支承稳定,并且误组装的风险降低,品质稳定而能够实现成本降低。

[0084] 而且,具有涡轮增压器 1 的耐久性、增压压力提高及振动噪音降低等的性能提高效果。

[0085] 为了使高速旋转时的转子轴 16 的轴支承稳定,而使浮动衬套 19 的外周轴承宽度  $L_o$  与内周轴承宽度  $L_i$  之比为  $L_x/L_o < L_i/L_o < 0.5$ ,但为了实现涡轮增压器的全旋转域的性能提高,需要实现低速旋转时的增压压力提高。在涡轮增压器的低速旋转时,使浮动衬套 19 的牵连旋转起动在较早时期进行是有效的,因此需要使转子轴 16 的旋转阻力减少,并提高涡轮增压器 1 的起动性能。

[0086] 图 4A 表示实施了低摩擦处理的第 1 实施方式,表示为了提前进行转子轴 16 的低旋转域的浮动衬套 19 的牵连旋转起动,而在浮动衬套 19 的外周部设置低摩擦处理的放大剖视图。

[0087] 在浮动衬套 19 的外周面施加作为低摩擦处理的 DLC (Diamond Like Carbon) 涂层 19d。

[0088] 此外,作为使用的 DLC,可使用含金属 DLC (WC:碳化钨、或 Si:硅)、或含氢 DLC 等。

[0089] DLC 的形成方法多使用化学气相沉积法(CVD),但没有特别限定。

[0090] 另外,DLC 皮膜硬且脆,因此为了提高其与基材(浮动衬套)的紧贴性,可在基材(浮动衬套)与 DLC 皮膜之间将 Cr (铬)、CrN (氮化铬)、钛(Ti)、氮化钛(TiN)、碳化钨(WC)、钨(W)、镍(Ni)、铜(Cu)、铁(Fe)、氮化铁(FeN)、硅(Si)及碳化硅(SiC)等单层或组合多层而使用作为打底材料。另外也可以对基材自身进行氮化而作为打底材料使用。

[0091] 通过对浮动衬套 19 的外周面进行低摩擦处理 19d (例如 DLC 涂层),而减小介于其与轴承部 13d 之间的油膜与外周面之间的滑动阻力。

[0092] 因此,从转子轴 16 的转速比较低的时期(提前)开始产生浮动衬套 19 的牵连旋转,涡轮增压器 1 在低速旋转域中也能够减小浮动衬套 19 与转子轴 16 之间的旋转阻力,得到涡轮增压器 1 的增压压力的提高效果。

[0093] 图 4B 表示低摩擦处理的第 2 实施方式,在浮动衬套 27 的外周面作为低摩擦处理设置微凹 27a,在微凹 27a 的凹部保持润滑油,减小介于其与轴承部 13d 之间的油膜与外周面之间的滑动阻力。

[0094] 微凹 27a 的形成方法可通过例如微粒射击而形成,但并不限于此。

[0095] 图 4 (B) 中形成为半球状的微凹,但只要为三角锥等在微凹部分保持润滑油而能够减少摩擦系数的形状,就没有特别规定。

[0096] 图 4C (C1)表示浮动衬套 30 的低摩擦处理的第 3 实施方式,图 4C (C2)表示(C1)的径向的纵剖面。浮动衬套 30 中,在该浮动衬套 30 的外周面 30a 的轴承宽度大致中央,在全周上配置与从外周面 30a 贯通到内周面 30b 的供油孔 30c 连通的中央槽 30d。

[0097] 并且,如图 4C (C2)所示,从润滑油路 13c 输送的润滑油经由中央槽 30d 流向浮动衬套 30 的下侧,利用润滑油充满浮动衬套 30 与轴承部 13d 之间,由此减小浮动衬套 30 的旋转起动时的摩擦阻力。

[0098] 图 4D (D1)表示低摩擦处理的第 4 实施方式,图 4D (D2)表示(D1)的径向的纵剖

面。浮动衬套 35 中,在该浮动衬套 35 的外周面 35a 的轴承宽度大致中央,配置从外周面 35a 贯通到内周面 35b 的供油孔 35c。

[0099] 在轴承宽度方向隔着外周面 35a 的供油孔 35c,在全周上形成 2 条端部槽 35d、35d。该 2 条端部槽 35d、35d 上,对每个供油孔 35c 配置将该端部槽 35d、35d 与供油孔 35c 连通的横断槽 35e。

[0100] 并且,如图 4D (D2)所示,从润滑油路 13c 输送的润滑油经由端部槽 35d、35d 流向浮动衬套 35 的下侧(箭头),利用润滑油充满浮动衬套 35 与轴承部 13d 之间,由此减小浮动衬套 30 的旋转起动时的摩擦阻力。

[0101] 根据本发明,通过使各个浮动衬套 19 (20) 的内侧轴承宽度小于外侧轴承宽度,能够降低高速旋转时的浮动衬套的牵连旋转量,提高旋转振动的稳定性而得到噪音降低效果。

[0102] 而且,通过在浮动衬套 19 (20) 的外周部实施低摩擦处理,能够改善转子轴 16 的低速旋转时的滑动阻力。

[0103] 另外,浮动衬套 19 (20)中,使内侧轴承宽度  $L_i$  与外侧轴承宽度  $L_o$  之比为相同形状,因此润滑油的粘性阻力变得相同,转子轴 16 的轴支承稳定,并且消除浮动衬套 19 (25) 的误组装而使品质稳定,能够实现成本降低。

[0104] 而且,通过使外侧轴承宽度  $L_o$  与内侧轴承宽度  $L_i$  的比例  $L_i/L_o$  为  $L_x/L_o < L_i/L_o < 0.5$ ,使浮动衬套 19 (20) 的相对于转子轴 16 的转速的牵连旋转转速适当化,因此能够使转子轴的高速旋转时的各个浮动衬套的牵连旋转量降低,能够提高旋转振动的稳定性而得到噪音降低效果。

[0105] 【工业实用性】

[0106] 作为高速旋转的旋转轴的轴承适宜,简单且低成本,能够良好地保持向浮动衬套内周面的润滑油供给,能够应用于谋求基于旋转轴的稳定支承的噪音、旋转阻力的减少的涡轮增压器等旋转机械。

[0107] 【标号说明】

|        |             |                  |
|--------|-------------|------------------|
| [0108] | 1           | 涡轮增压器            |
| [0109] | 11          | 涡轮壳体             |
| [0110] | 12          | 压气机壳体            |
| [0111] | 13          | 轴承壳体             |
| [0112] | 13a         | 连结口              |
| [0113] | 13b、13c     | 润滑油路             |
| [0114] | 13d         | 轴承部              |
| [0115] | 14          | 排气涡轮             |
| [0116] | 15          | 压气机叶轮            |
| [0117] | 16          | 转子轴              |
| [0118] | 16a         | 轴支承部             |
| [0119] | 17          | 第一浮动衬套轴承(浮动衬套轴承) |
| [0120] | 18          | 第二浮动衬套轴承         |
| [0121] | 19、27、30、35 | 第一浮动衬套(浮动衬套)     |

---

|        |                 |               |
|--------|-----------------|---------------|
| [0122] | 19a             | 润滑油路          |
| [0123] | 19b、27b、30c、35c | 外周面           |
| [0124] | 19c             | 内周面           |
| [0125] | 19d             | DLC 涂层(低摩擦处理) |
| [0126] | 20              | 第二浮动衬套        |
| [0127] | 30d             | 中央槽(低摩擦处理)    |
| [0128] | Lo              | 外周轴承宽度        |
| [0129] | Li              | 内周轴承宽度        |



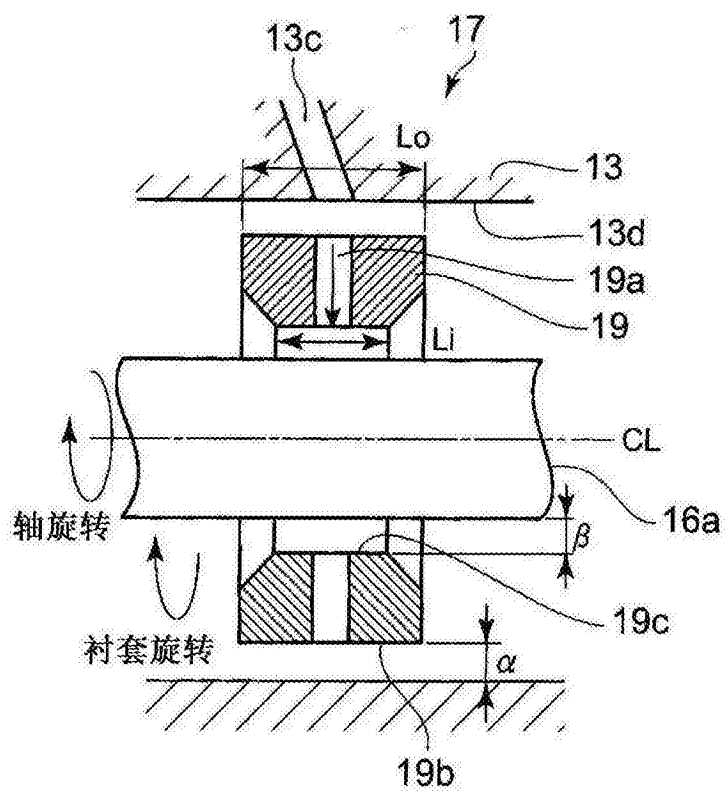


图 2

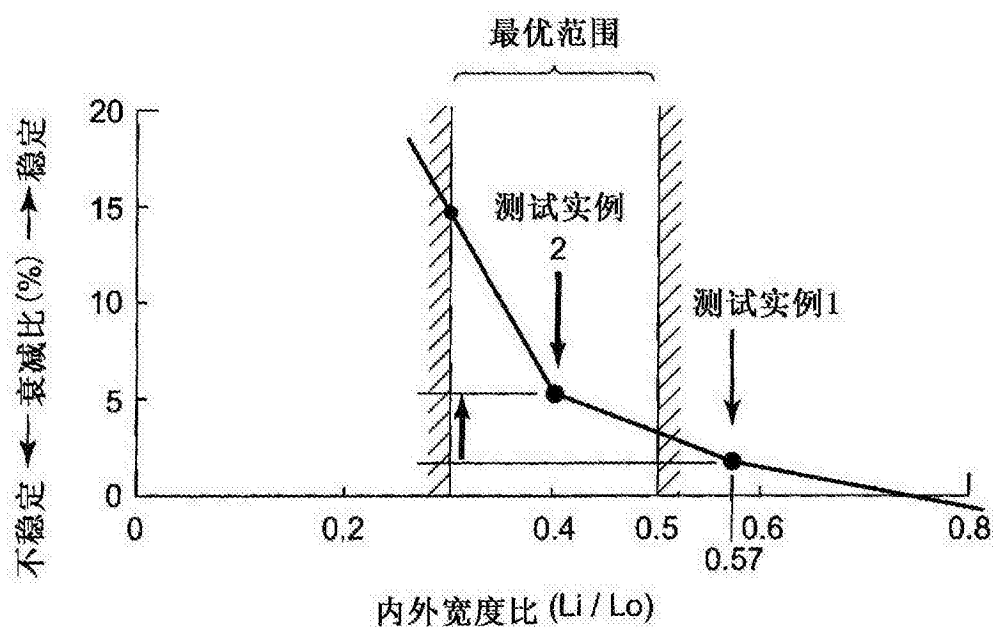


图 3

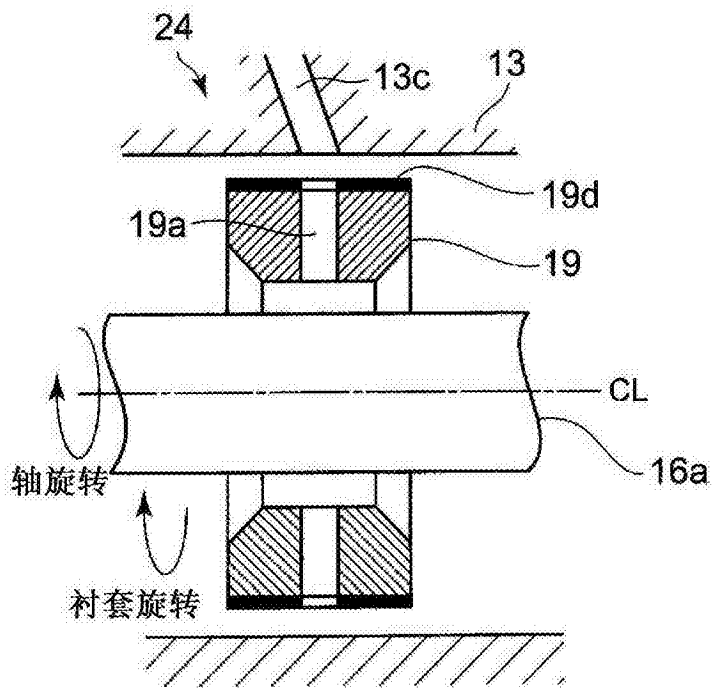


图 4A

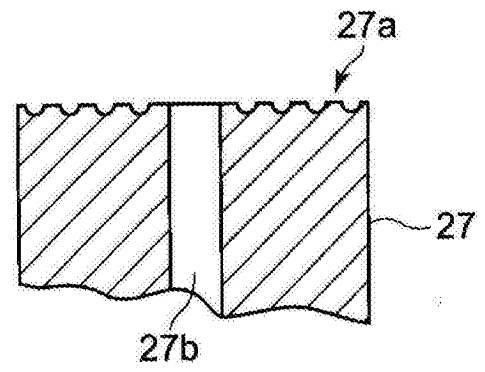


图 4B

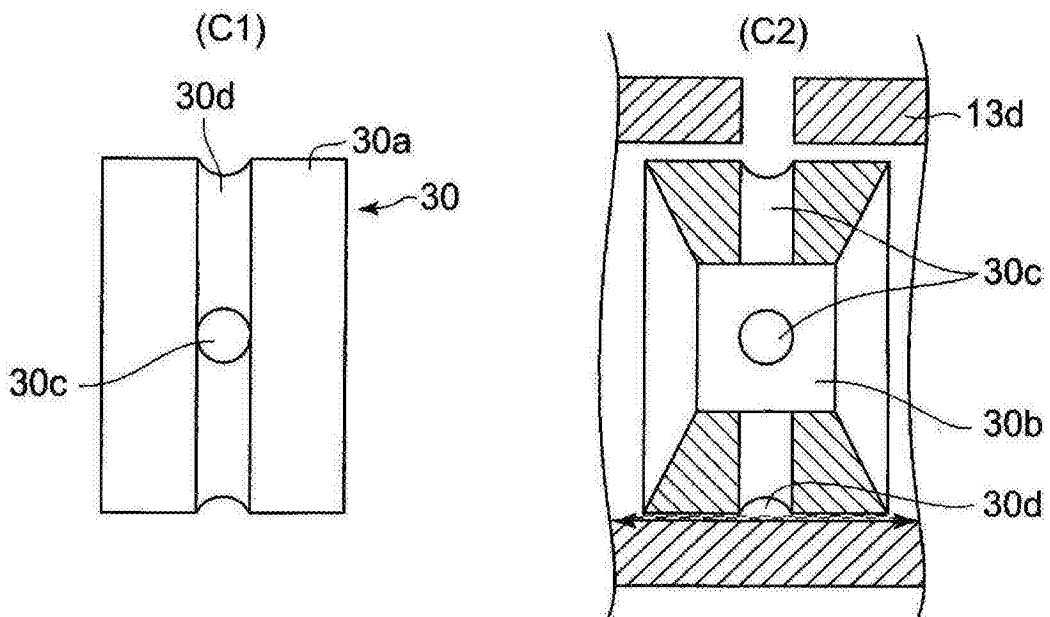


图 4C

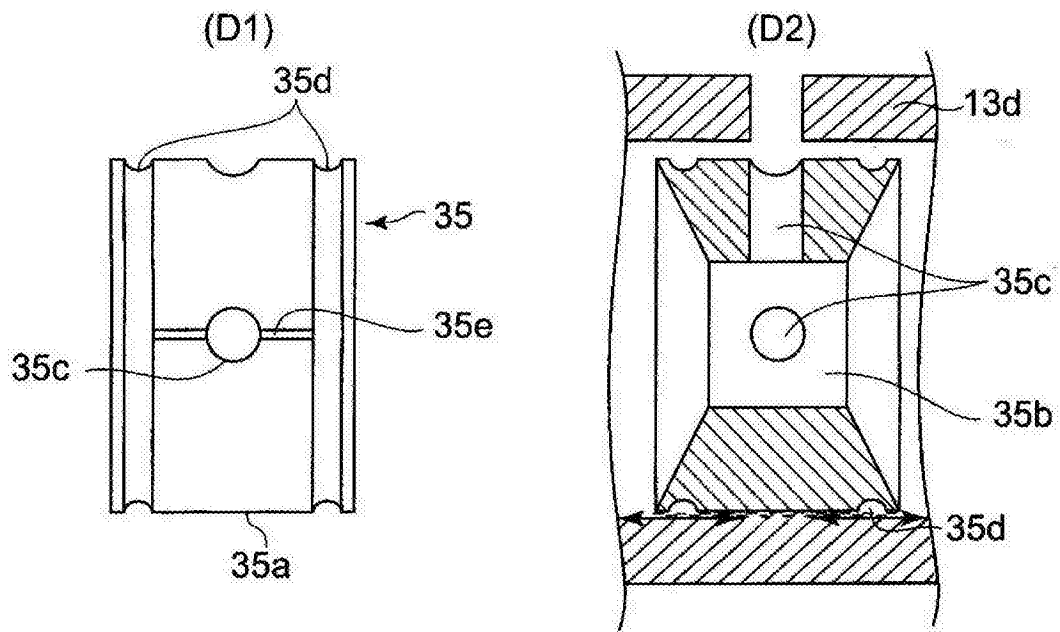


图 4D

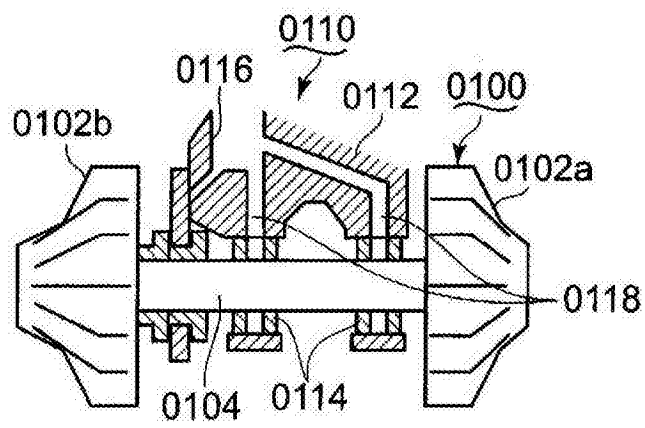


图 5