



(45)授权公告日 2019.05.07

权利要求书3页 说明书9页 附图10页

1. 一种阀装置,具备被转动操作的阀杆(12)以及被支承在该阀杆(12)的前端的开闭阀(13),通过所述开闭阀(13)来使排放气体的通过孔(9、31)开闭,该阀装置的特征在于,

所述开闭阀(13)具备:阀体(16),是在闭阀时能够坐落在所述通过孔(9、31)的周围的阀座(A)上的一体构件;以及阀侧装配部(18),被所述阀杆(12)支承,沿着轴形状的所述阀侧装配部(18)的轴向的所述开闭阀(13)的剖面始终具有连续的形状,

在将所述阀体(16)中的在闭阀时与所述阀座(A)接触的面设为密封面(B),将在闭阀时所述阀杆(12)与所述开闭阀(13)接触的接触面中的最接近所述密封面(B)的面设为闭阀时接触面(C),将从所述密封面(B)到所述闭阀时接触面(C)的厚度尺寸设为 h_x ,将所述阀体(16)的厚度尺寸设为 h_1 的情况下,

在所述阀体(16)上设置有收容所述阀杆(12)的一部分的杆插入部(α),满足 $h_x < h_1$ 的关系,

该阀装置是通过所述开闭阀(13)向所述阀座(A)的排气上游侧移动而开阀的内开阀类型,

在将由所述开闭阀(13)开闭的开闭通路(8)中所流动的排放气体的流动方向设为流速方向(Z)的情况下,

所述阀座(A)被设置成相对于所述流速方向(Z)倾斜,

所述阀座(A)相对于所述流速方向(Z)的倾斜角度(θ)被设置成60度以下,

所述流速方向(Z)是通过所述通过孔(9、31)的笔直的方向。

2. 一种阀装置,具备被转动操作的阀杆(12)以及被支承在该阀杆(12)的前端的开闭阀(13),通过所述开闭阀(13)来使排放气体的通过孔(9、31)开闭,该阀装置的特征在于,

所述开闭阀(13)具备:阀体(16),是在闭阀时能够坐落在所述通过孔(9、31)的周围的阀座(A)上的一体构件;以及阀侧装配部(18),被所述阀杆(12)支承,沿着轴形状的所述阀侧装配部(18)的轴向的所述开闭阀(13)的剖面始终具有连续的形状,

在将所述阀体(16)中的在闭阀时与所述阀座(A)接触的面设为密封面(B),将在闭阀时所述阀杆(12)与所述开闭阀(13)接触的接触面中的最接近所述密封面(B)的面设为闭阀时接触面(C),将从所述密封面(B)到所述闭阀时接触面(C)的厚度尺寸设为 h_x ,将所述阀体(16)的厚度尺寸设为 h_1 的情况下,

在所述阀体(16)上设置有收容所述阀杆(12)的一部分的杆插入部(α),满足 $h_x < h_1$ 的关系,

该阀装置是通过所述开闭阀(13)向所述阀座(A)的排气上游侧移动而开阀的内开阀类型,

在将由所述开闭阀(13)开闭的开闭通路(8)中所流动的排放气体的流动方向设为流速方向(Z)的情况下,

所述阀座(A)被设置成相对于所述流速方向(Z)倾斜,

在所述通过孔(9)上设置有朝向排放气体的上游侧而扩径的锥面(β)。

3. 一种阀装置,具备被转动操作的阀杆(12)以及被支承在该阀杆(12)的前端的开闭阀(13),通过所述开闭阀(13)来使排放气体的通过孔(9、31)开闭,该阀装置的特征在于,

所述开闭阀(13)具备:阀体(16),是在闭阀时能够坐落在所述通过孔(9、31)的周围的阀座(A)上的一体构件;以及阀侧装配部(18),被所述阀杆(12)支承,沿着轴形状的所述阀

侧装配部(18)的轴向的所述开闭阀(13)的剖面始终具有连续的形状,

在将所述阀体(16)中的在闭阀时与所述阀座(A)接触的面设为密封面(B),将在闭阀时所述阀杆(12)与所述开闭阀(13)接触的接触面中的最接近所述密封面(B)的面设为闭阀时接触面(C),将从所述密封面(B)到所述闭阀时接触面(C)的厚度尺寸设为 h_x ,将所述阀体(16)的厚度尺寸设为 h_1 的情况下,

在所述阀体(16)上设置有收容所述阀杆(12)的一部分的杆插入部(α),满足 $h_x < h_1$ 的关系,

在所述阀体(16)上设置有供插入配置所述阀杆(12)的杆槽(20),

所述杆槽(20)在所述阀体(16)上向外径方向延伸地设置,

通过将所述阀杆(12)插入配置在所述杆槽(20),限制所述阀体(16)相对于所述阀杆(12)绕轴形状的所述阀侧装配部(18)的轴进行旋转。

4.一种阀装置,具备被转动操作的阀杆(12)以及被支承在该阀杆(12)的前端的开闭阀(13),通过所述开闭阀(13)来使排放气体的通过孔(9、31)开闭,该阀装置的特征在于,

所述开闭阀(13)具备:阀体(16),是在闭阀时能够坐落在所述通过孔(9、31)的周围的阀座(A)上的一体构件;以及阀侧装配部(18),被所述阀杆(12)支承,沿着轴形状的所述阀侧装配部(18)的轴向的所述开闭阀(13)的剖面始终具有连续的形状,

在将所述阀体(16)中的在闭阀时与所述阀座(A)接触的面设为密封面(B),将在闭阀时所述阀杆(12)与所述开闭阀(13)接触的接触面中的最接近所述密封面(B)的面设为闭阀时接触面(C),将从所述密封面(B)到所述闭阀时接触面(C)的厚度尺寸设为 h_x ,将所述阀体(16)的厚度尺寸设为 h_1 的情况下,

在所述阀体(16)上设置有收容所述阀杆(12)的一部分的杆插入部(α),满足 $h_x < h_1$ 的关系,

所述阀侧装配部(18)被设置成与所述阀体(16)相独立的构件,

所述阀侧装配部(18)与所述阀体(16)结合而设置。

5.一种阀装置,具备被转动操作的阀杆(12)以及被支承在该阀杆(12)的前端的开闭阀(13),通过所述开闭阀(13)来使排放气体的通过孔(9、31)开闭,该阀装置的特征在于,

所述开闭阀(13)具备:阀体(16),是在闭阀时能够坐落在所述通过孔(9、31)的周围的阀座(A)上的一体构件;以及阀侧装配部(18),被所述阀杆(12)支承,沿着轴形状的所述阀侧装配部(18)的轴向的所述开闭阀(13)的剖面始终具有连续的形状,

在将所述阀体(16)中的在闭阀时与所述阀座(A)接触的面设为密封面(B),将在闭阀时所述阀杆(12)与所述开闭阀(13)接触的接触面中的最接近所述密封面(B)的面设为闭阀时接触面(C),将从所述密封面(B)到所述闭阀时接触面(C)的厚度尺寸设为 h_x ,将所述阀体(16)的厚度尺寸设为 h_1 的情况下,

在所述阀体(16)上设置有收容所述阀杆(12)的一部分的杆插入部(α),满足 $h_x < h_1$ 的关系,

在所述阀侧装配部(18)上一体地设置有进行所述阀杆(12)的前端部的防脱的防脱凸缘(21)。

6.一种阀装置,具备被转动操作的阀杆(12)以及被支承在该阀杆(12)的前端的开闭阀(13),通过所述开闭阀(13)来使排放气体的通过孔(9、31)开闭,该阀装置的特征在于,

所述开闭阀(13)具备:阀体(16),是在闭阀时能够坐落在所述通过孔(9、31)的周围的阀座(A)上的一体构件;以及阀侧装配部(18),被所述阀杆(12)支承,沿着轴形状的所述阀侧装配部(18)的轴向的所述开闭阀(13)的剖面始终具有连续的形状,

在将所述阀体(16)中的在闭阀时与所述阀座(A)接触的面设为密封面(B),将在闭阀时所述阀杆(12)与所述开闭阀(13)接触的接触面中的最接近所述密封面(B)的面设为闭阀时接触面(C),将从所述密封面(B)到所述闭阀时接触面(C)的厚度尺寸设为 h_x ,将所述阀体(16)的厚度尺寸设为 h_1 的情况下,

在所述阀体(16)上设置有收容所述阀杆(12)的一部分的杆插入部(α),满足 $h_x < h_1$ 的关系,

所述阀体(16)在与所述密封面(B)不同的一侧设置有提高该阀体(16)的强度的肋(22),

所述阀体(16)中形成所述肋(22)的面被呈凸形的大致圆锥形状的罩(23)覆盖。

7.根据权利要求1或2所述的阀装置,其特征在于,

所述开闭通路(8)与始终能够使排放气体通过的常开通路(7)并排设置,

通过由所述开闭阀(13)关闭所述通过孔(9),排放气体仅流向所述常开通路(7),

通过由所述开闭阀(13)打开所述通过孔(9),排放气体流向所述常开通路(7)和所述开闭通路(8)这两者。

8.根据权利要求1~6中的任一项所述的阀装置,其特征在于,

所述阀体(16)的与所述密封面(B)不同的一侧的面被设置成凸形的圆锥形状或凸形的球面形状。

9.根据权利要求1~6中的任一项所述的阀装置,其特征在于,

在所述阀杆(12)的前端设置有支承所述阀侧装配部(18)的杆侧装配部(17),

所述阀体(16)的厚度方向上的所述杆插入部(α)的尺寸(X_1)被设置成大于所述阀体(16)的厚度方向上的所述杆侧装配部(17)的尺寸(X_2)。

阀装置

[0001] 关联申请的相互参照

[0002] 本申请基于2014年9月12日申请的日本申请号2014-186804号以及2015年7月31日申请的日本申请号2015-152581号,在此引用其记载内容。

技术领域

[0003] 本公开涉及一种使排放气体的通过孔开闭的阀装置,例如涉及适于使用于涡轮增压器(turbocharger)的技术。此外,下面,为了便于说明,将闭阀状态的开闭阀开阀的转动方向称为“上”、将其相反方向称为“下”来进行说明,但是该上下方向当然不表示竖直方向。

背景技术

[0004] 下面叙述以往技术。参照图7的(b)来说明通过杆来转动操作的阀装置的一例。此外,关于以往技术中使用的符号,对于与后述的实施例相同的功能构件附加了相同的符号。图7的(b)所示的阀装置在转动操作的阀杆12的前端支承开闭阀13。开闭阀13是将呈大致圆板形状的阀体16与作为被阀杆12支承的部位阀侧装配部18一体地设置而成的,阀侧装配部18呈圆柱棒状的轴形状。

[0005] 下面叙述以往技术的问题。开闭阀13的高度尺寸H是对阀体16的厚度尺寸h1相加阀侧装配部18的高度尺寸h2所得到的尺寸。以阀装置的小型化、开阀时的压损降低等为目的,对于开闭阀13的高度尺寸H要求缩短化。即,要求阀体16的厚度尺寸h1的薄型化以及阀侧装配部18的高度尺寸h2的缩短化。

[0006] 但是,在闭阀时,阀体16的中央被施加闭阀载荷,因此在阀体16中产生使外周侧翘曲的方向的应力。因此,为了确保阀体16的强度,难以实现阀体16的薄型化。即,在“阀体16的厚度尺寸h1”和“阀侧装配部18的高度尺寸h2”在上下方向上相加的2层构造中,难以实现开闭阀13的高度尺寸H的缩短化,难以实现开闭阀的扁平化和阀体的高强度化的兼顾。

[0007] 现有技术文献

[0008] 专利文献

[0009] 专利文献1:日本特开2013-204495号公报

发明内容

[0010] 本公开是鉴于上述问题而完成的,其目的在于提供一种能够兼顾开闭阀的扁平化和阀体的高强度化的阀装置。

[0011] 为了达到上述目的,在本公开的一个方式的阀装置中,在设置于阀体的杆插入部中收容杆的一部分,来使阀体的厚度尺寸与阀侧装配部的高度尺寸在上下方向上重叠。由此,即使为了阀体的高强度化而将“阀体的厚度尺寸”设置得大,也能够缩短“开闭阀的高度尺寸”。即,通过本方式,能够谋求兼顾开闭阀的扁平化和阀体的高强度化。

附图说明

[0012] 关于本公开的上述目的及其它目的、特征、优点通过参照附图并下述的详细的记述变得更明确。该附图是：

[0013] 图1是实施例1的涡轮增压器的剖面图。

[0014] 图2是表示实施例1的流路切换阀的开闭状态的涡轮壳体的剖面图，图2的(a)是表示流路切换阀的闭阀时的图，图2的(b)是表示流路切换阀的开阀时的图。

[0015] 图3是表示实施例1的流路切换阀的开闭状态的从排放气体的入口侧观察时的涡轮壳体的图，图3的(a)是表示流路切换阀的闭阀时的图，图3的(b)是表示流路切换阀的开阀时的图。

[0016] 图4是被实施例1的涡轮壳体支承的流路切换阀的说明图。

[0017] 图5是从斜方向观察实施例1的开闭阀的流路切换阀的说明图。

[0018] 图6是将实施例1的开闭阀截断后的流路切换阀的说明图。

[0019] 图7是实施例1的开闭阀与以往技术的开闭阀的比较说明图，图7的(a)是表示实施例1的开闭阀的图，图7的(b)是表示以往技术的开闭阀的图。

[0020] 图8是表示实施例1的相对于流速方向的阀角与开闭阀的投影面积的关系的曲线图。

[0021] 图9是实施例2的开闭阀的剖面图。

[0022] 图10是实施例3的开闭阀的剖面图。

[0023] 图11是实施例4的开闭阀的剖面图。

[0024] 图12是在实施例5中将本公开应用于排气泄压阀的涡轮增压器的剖面图。

[0025] 图13是变形例的开闭阀的剖面图。

具体实施方式

[0026] 下面，基于附图详细说明实施方式。

[0027] 说明将本公开应用于涡轮增压器的实施例。此外，下面公开的实施例用于公开具体的一例，本公开不限于实施例，这是不言而喻的。

[0028] (实施例1)

[0029] 参照图1～图8来说明实施例1。涡轮增压器搭载于车辆行驶用的引擎。

[0030] 涡轮增压器是通过从引擎排出的排放气体的能量来对被吸入引擎的吸气进行加压的增压器。涡轮增压器具备：涡轮叶轮1，通过从引擎排出的排放气体被旋转驱动；以及漩涡形状的涡轮壳体2，收容该涡轮叶轮1。另外，涡轮增压器具备：压缩机叶轮3，通过涡轮叶轮1的旋转力被驱动而对吸气通路内的吸气进行加压；以及漩涡形状的压缩机壳体4，收容该压缩机叶轮3。涡轮增压器还具备：轴5，将涡轮叶轮1的旋转传递到压缩机叶轮3；以及中心壳体6，将该轴5以高速旋转自如的方式支承。

[0031] 而且，涡轮增压器是使用V带(V band)、卡环、螺栓等结合部件将涡轮壳体2、压缩机壳体4、中心壳体6在轴方向上结合而构成的。在涡轮壳体2的内部，将排放气体吹向涡轮叶轮1的第一、第二排气涡管7、8相独立地设置。

[0032] 第一排气涡管7具有使从引擎排出的排放气体回旋、且将回旋的排放气体吹向涡轮叶轮1的排气上游部的环状的排气出口。第二排气涡管8具有使从引擎排出的排放气体向

与第一排气涡管7相同的方向回旋、且将回旋的排放气体吹向涡轮叶轮1的中途部位的环状的排气出口。

[0033] 第一排气涡管7的排气上游部始终与涡轮壳体2的排气入口连通,排放气体始终被供给到第一排气涡管7。另一方面,第二排气涡管8的排气上游部经由形成在涡轮壳体2中的流路切换孔9而与第一排气涡管7的排放气体上游域连通。而且,该流路切换孔9通过流路切换阀10被开闭。

[0034] 如图2所示,流路切换阀10在涡轮壳体2的内部、且在第一排气涡管7与第二排气涡管8的排放气体的分流部位处所形成的空间的内部转动。而且,通过由流路切换阀10进行流路切换孔9的开闭和开度调整,来控制向第二排气涡管8供给的排放气体量。

[0035] 具体地说,通过由流路切换阀10关闭流路切换孔9来实现小容量,通过由流路切换阀10打开流路切换孔9来实现大容量。

[0036] 对于流路切换阀10,经由致动器通过控制装置控制其工作。控制装置根据引擎的运转状态(例如引擎转速和加速器开度等)计算目标空气量,根据计算出的目标吸气量计算目标增压压力。然后,根据计算出的目标增压压力与引擎转速等的关系计算流路切换阀10的开度,控制流路切换阀10以得到目标开度。

[0037] 接着,说明流路切换阀10的具体例。此外,流路切换孔9是通过孔的一例,流路切换阀10是阀装置的一例。流路切换阀10具备:转动轴11,从涡轮壳体2的外部被进行转动操作;阀杆12,与该转动轴11一体地转动;以及开闭阀13,装配在该阀杆12的前端。

[0038] 如图4所示,转动轴11经由被涡轮壳体2支承的轴承14转动自如地被支承。该转动轴11经由装配在涡轮壳体2的外部的外部杆15被致动器进行转动操作。在转动轴11的涡轮壳体2的外侧固定有外部杆15。该外部杆15是从转动轴11的转动中心向径向外侧延伸的构件。通过该外部杆15被致动器进行转动操作,转动轴11转动。

[0039] 在转动轴11的涡轮壳体2的内侧,一体地设置有阀杆12。该阀杆12是从转动轴11的转动中心向径向外侧延伸的转动杆。而且,通过转动轴11转动,被支承在阀杆12的前端的开闭阀13以描绘圆弧的方式转动。

[0040] 开闭阀13被装配在阀杆12的前端。而且,通过阀杆12转动,开闭阀13转动,从而使流路切换孔9开闭。开闭阀13具备:大致圆板状的阀体16,在闭阀时坐落在流路切换孔9的周围的阀座A而堵塞流路切换孔9;以及阀侧装配部18,在开闭阀13中被阀杆12支承。

[0041] 阀座A是由涡轮壳体2形成的,是形成在流路切换孔9的周围的平面部。阀侧装配部18是被装配在后述的杆侧装配部17而被阀杆12支承的部位。另一方面,在阀杆12上设置有支承开闭阀13的杆侧装配部17。在该杆侧装配部17处装配上述的阀侧装配部18,支承开闭阀13。

[0042] 在此,在暴露于高温的排放气体的阀杆12与开闭阀13的结合部位设置有吸收热膨胀差的间隙。具体地说,在设置于阀杆12的前端的杆侧装配部17与设置于开闭阀13的中央部位的阀侧装配部18之间设置有用以容许开闭阀13相对于阀杆12移动或倾斜规定量的间隙。

[0043] 对于杆侧装配部17与阀侧装配部18的装配构造不进行限定,为了辅助理解而公开一例。阀侧装配部18呈从阀体16的中央部向上方突出的圆柱棒状的轴形状。另一方面,杆侧装配部17呈被外嵌在呈轴形状的阀侧装配部18的周围的圆筒形状。此外,在该实施例1中,

大致圆盘状的阀体16与轴形状的阀侧装配部18一体地设置。

[0044] 在阀侧装配部18的上部,结合有用于进行杆侧装配部17的防脱的环圆板形状的垫片19。对于阀侧装配部18与垫片19的结合方法,能够应用焊接技术、铆接技术等各种技术,不进行限定,作为具体的一例采用铆接技术。

[0045] 在阀侧装配部18的上端形成有被插入到垫片19内的小径的凸轴18a。而且,通过将凸轴18a插入到垫片19内并将凸轴18a的前端部进行铆接,从而垫片19与阀侧装配部18被结合,杆侧装配部17被装配在阀侧装配部18。此外,铆接部18b相比于垫片19的上表面向上方突出,但是通过设置成扁平的球面形状,以排放气体尽可能无阻力地顺畅地流动的方式设置。

[0046] 下面,将阀体16的厚度尺寸设为 h_1 。将阀侧装配部18的轴尺寸设为 h_2 。将阀体16中的在闭阀时与阀座A接触的面设为密封面B。将在闭阀时阀杆12与开闭阀13接触的接触面中的最接近密封面B的面设为闭阀时接触面C。将从密封面B到闭阀时接触面C的厚度尺寸设为 h_x 。

[0047] 阀体16在其上表面设置有收容杆12的一部分的杆插入部 α 。具体地说,杆插入部 α 被设置成在内侧收容配置杆侧装配部17的一部分或全部。即,通过杆插入部 α ,使阀体16的厚度尺寸 h_1 与阀侧装配部18的高度尺寸 h_2 在上下方向上重叠来设置成满足“ $h_x < h_1$ ”的关系。通过这样设置,设置成厚度尺寸 h_x 小于阀体16的厚度尺寸 h_1 。

[0048] 在此,形成于阀体16的杆插入部 α 的形状不被限定,不被杆侧装配部17和阀侧装配部18的装配构造左右。具体地说,该实施例1的杆插入部 α 用于经由间隙收容呈圆筒形状的杆侧装配部17,采用向上方开口的环状的槽形状。此外,对于在由耐热金属(例如包含Ni基的合金等)形成的阀体16上形成杆插入部 α 和后述的杆槽20的方法不进行限定,能够应用利用冷锻等的锻造技术、切削技术等各种技术。

[0049] 下面叙述实施例1的效果1。该实施例1的流路切换阀10如上所述那样通过在阀体16的上表面设置用于收容配置杆侧装配部17的杆插入部 α 来设置成满足“ $h_x < h_1$ ”的关系。即,使用杆插入部 α 来使阀体16的厚度尺寸 h_1 与阀侧装配部18的高度尺寸 h_2 在上下方向上重叠。因此,即使为了阀体16的高强度化而将“阀体16的厚度尺寸 h_1 ”设置得大,也能够缩短“开闭阀13的高度尺寸H”。由此,能够实现阀体16的高强度化和开闭阀13的扁平化的兼顾。

[0050] 另外,通过实现开闭阀13的扁平化,在流路切换阀10的开阀时,如图2的(b)所示,能够减小从排放气体的流动方向(作为一例,上游侧)观察时的开闭阀13的投影面积。因此,能够降低朝向第一排气涡管7和第二排气涡管8的排放气体流的压力损失。

[0051] 特别是,在该实施例1的流路切换阀10中,开闭阀13在流路切换孔9的上游侧被转动操作。而且,在全开时,如图2的(b)所示,设置成用于划分第一排气涡管7和第二排气涡管8的分隔壁2a与谋求扁平化的开闭阀13沿着排放气体的流动方向排列成一行。因此,在全开时,能够将流路阻力抑制为非常小,能够使朝向第一排气涡管7和第二排气涡管8各自的排放气体流的压力损失非常小。

[0052] 下面叙述实施例1的效果2。第一排气涡管7相当于常开通路,第二排气涡管8相当于开闭通路。第二排气涡管8如上所述那样与第一排气涡管7排列设置。即,第一排气涡管7与第二排气涡管8并列设置。而且,通过由开闭阀13关闭流路切换孔9,排放气体仅流向第一排气涡管7。另外,通过由开闭阀13打开流路切换孔9,排放气体流向第一排气涡管7和第二

排气涡管8这两者。

[0053] 该实施例1的流路切换阀10是如上所述那样通过开闭阀13向阀座A的排气上游侧移动而开阀的内开阀类型。下面,将在通过流路切换阀10被开闭的第二排气涡管8中流动的排放气体的流动方向设为流速方向Z。具体地说,如图2的(b)所示,将在开闭阀13的打开角度最大时穿过流路切换孔9的大致中心而朝向第二排气涡管8的流路中心的排放气体的流动方向设为流速方向Z。

[0054] 在该实施例1中,将阀座A设置成相对于流速方向Z倾斜。具体地说,如图2的(b)所示,以使“阀座A的远离转动轴11的一侧”比“阀座A的接近转动轴11的一侧”靠排气上游侧的方式使阀座A倾斜。

[0055] 通过这样设置,即使是小的阀开度,也能够减小从排放气体的流动方向观察时的开闭阀13的投影面积。因此,能够降低朝向涡轮叶轮1的排放气体流的压力损失。对此具体进行说明。流路切换阀10的阀行程角度由于搭载部位、致动器等限制而无法设定为90度的情况多。此外,阀行程角度是从全闭到最大打开角的开闭阀13的转动角。因此,即使在流路切换阀10的阀行程角度不足90度的情况下,通过将阀座A设置成相对于流速方向Z倾斜,也能够减小流路切换阀10的开阀时的开闭阀13的投影面积。

[0056] 另外,在该实施例1中,即使在如图2的(a)所示那样开闭阀13坐落在阀座A上的全闭时,设置成扁平的开闭阀13也倾斜。因此,即使在全闭时也能够将开闭阀13的上游侧的排放气体顺畅地引导到第一排气涡管7。其结果,获得如下效果:即使在全闭时也能够减小向第一排气涡管7流入的排放气体流的压力损失。

[0057] 下面叙述实施例1的效果3。在该实施例1中,将阀座A相对于流速方向Z的倾斜角度 θ 设置为60度以下。在此,“开闭阀13相对于流速方向Z的阀角”与“从流速方向Z观察时的开闭阀13的投影面积”的关系如图8所示那样用sin函数表示。即,“从流速方向Z观察时的开闭阀13的投影面积”在“开闭阀13相对于流速方向Z的阀角”为大约60度以下时变小。

[0058] 因此,在该实施例1中,通过将倾斜角度 θ 设置为60度以下,即使开闭阀13的开度为微小开度(例如10度左右等),也能够减小“从流速方向Z观察时的开闭阀13的投影面积”。即,即使阀开度为微小开度,也能够减小开闭阀13的投影面积,从而能够降低排放气体流的压力损失。

[0059] 下面叙述实施例1的效果4。在该实施例1的流路切换孔9中,设置有朝向排放气体的上游侧而扩径的锥面 β 。该锥面 β 既可以是剖面为直线的圆锥面,也可以是剖面为曲线的锥曲面。此外,在采用锥曲面的情况下,期望曲率半径大。

[0060] 作为具体的一例,该实施例1的锥面 β 采用剖面为直线的圆锥面。对于锥面 β 的扩展角度不进行限定,但是期望设置成锥面 β 相对于流速方向Z大致平行、或平行以上的扩展角度。这样,通过在流路切换孔9中设置锥面 β ,即使将阀座A设置成相对于流速方向Z倾斜,也能够避免流入流路切换孔9的排放气体在流路切换孔9处被剥离的现象。

[0061] 与不设置锥面 β 的情况相比较来说明该效果。在不设置锥面 β 的情况下,流路切换孔9的内壁相对于阀座A的角度被设置成90度。在该情况下,如果将阀座A设置成相对于流速方向Z倾斜,则特别是在远离转动轴11的部位,在阀座A的前后位置排放气体的弯曲角度变大,导致在流路切换孔9的内壁附近发生排放气体的剥离现象。

[0062] 与此相对,通过设置锥面 β ,能够使流路切换孔9的入口处的排放气体的流动顺畅。

具体地说,通过设置锥面 β ,能够使远离转动轴11的部位处的排放气体的流动相对于流速方向Z大致平行。由此,能够防止剥离现象的发生来降低向第二排气涡管8流入的排放气体流的压力损失。

[0063] 在该实施例1中,作为一例,通过切削加工来设置了锥面 β 。如图2的(b)中的点划线所示,对锥面 β 进行切削的切削工具的旋转轴穿过流路切换孔9的入口的中心,且与阀座A垂直。因此,锥面 β 被设置成以切削工具的旋转轴为中心的对称形状。这样,通过利用切削加工设置锥面 β ,锥面 β 的上游端在阀座A的适当的位置且以适当的直径的正圆开口。由此,能够提高闭阀时的阀座A与密封面B的重叠宽度的尺寸精度,能够防止阀体16的大径化。即,通过防止阀体16的大型化,能够谋求压力损失的降低。

[0064] 与其它制造技术相比较来说明上述内容。考虑利用锻造技术来形成锥面 β 。在该情况下,锥面 β 的加工精度变差。具体地说,锥面 β 相对于阀座A的开口精度变差。在该情况下,作为确保阀座A与密封面B的重叠尺寸的方法,需要使阀体16大径化。如果这样使阀体16大径化,则导致压力损失变大。此外,在该实施例1中,利用切削加工设置了锥面 β ,但是当然不限定加工方法。

[0065] 下面叙述实施例1的效果5。如图7的(a)所示,该实施例1的阀体16的与密封面B不同的一侧的面被设置成凸形的圆锥形状或凸形的球面形状。即,阀体16的外径侧被设置得薄,并且被设置成朝向中央侧而逐渐变厚。作为具体的一例,在该实施例1中采用凸形的球面形状。此外,凸形的球面形状是向外侧鼓出的球面。这样,通过将阀体16的上表面设置成凸形的球面形状,排放气体沿着阀体16的表面平滑地流动。其结果,在阀体16的表面,排放气体的流动的剥离被抑制,因此能够将开阀时的排放气体流的压力损失抑制为小。

[0066] 下面叙述实施例1的效果6。在该实施例1的阀体16上,如图4、图5所示,设置有用插入配置阀杆12的杆槽20。该杆槽20是从杆插入部 α 向外径方向延伸的槽,在杆槽20与阀杆12之间设置有容许热膨胀差的间隙。这样,通过在阀体16上设置杆槽20并在该杆槽20的内侧收容配置阀杆12,阀体16相对于阀杆12的旋转范围被限制在窄的角度范围内。即,通过将阀杆12插入配置在杆槽20,限制阀体16相对于阀杆12的旋转。

[0067] 当阀体16相对于阀杆12旋转时,担心产生磨损、颤动。因此在该实施例1中,设置杆槽20来限制阀体16相对于阀杆12的旋转,因此能够防止磨损、颤动。另外,用于限制阀体16的旋转的部位不向排放气体的流动部位突出。因此,不存在用于限制阀体16的旋转的部位使压力损失增加的不良状况。即,能够避免用于限制阀体16的旋转的部位向排放气体的流动部位突出而招致剥离现象的不良状况。

[0068] 下面叙述实施例1的效果7。在此,如图7的(a)所示,将阀体16的厚度方向上的杆插入部 α 的尺寸设为 X_1 ,将阀体16的厚度方向上的杆侧装配部17的尺寸设为 X_2 。而且,该实施例1的流路切换阀10被设置成满足“ $X_2 < X_1$ ”的关系。即,设置成杆插入部 α 的尺寸 X_1 大于杆侧装配部17的尺寸 X_2 。

[0069] 由此,在阀体16中杆侧装配部17被设置成“陷入的形状”。换言之,杆侧装配部17以被埋没的方式设置于阀体16。因此,如图2的(b)所示,杆侧装配部17不从阀体16的上端突出,因此能够将开阀时的排放气体流的压力损失抑制为小。

[0070] (实施例2)

[0071] 基于图9说明实施例2。此外,下面,与上述实施例1相同的符号表示具有相同的功

能的构件。另外,下面,仅公开相对于实施例1的变更部位,对于在以下的各实施例中未说明的部位采用前面说明的实施例。在该实施例2中,与阀体16相独立地设置呈圆柱棒状的轴形状的阀侧装配部18并将阀侧装配部18与阀体16结合。

[0072] 对于阀体16与阀侧装配部18的结合方法,能够应用焊接技术、铆接技术等各种技术,不进行限定,作为具体的一例采用铆接技术。在阀体16的中心部设置有沿上下方向贯通的贯通孔16a。具体地说,在设置于阀体16的中央部位的圆筒状的凹部的中心设置有贯通孔16a。

[0073] 另一方面,在阀侧装配部18的下部形成有被插入到阀体16的贯通孔16a的小径的凸轴18a。而且,通过将凸轴18a插入到贯通孔16a并将凸轴18a的下端进行铆接,从而阀侧装配部18与阀体16被结合。此外,铆接部18b相比于阀体16的下表面向下方突出,但是,即使在闭阀时,铆接部18b也位于流路切换孔9的内侧,因此不会产生铆接部18b干扰涡轮壳体2等的不良状况。

[0074] 下面叙述实施例2的效果1。已知通过提高被插入到杆侧装配部17的内侧的阀侧装配部18的圆筒面的精度来可获得颤动的抑制效果。因此,通过独立地制作阀侧装配部18,能够比较容易地提高阀侧装配部18的圆筒面的精度。即,能够抑制成本来提高阀侧装配部18的圆筒面精度。

[0075] 下面叙述实施例2的效果2。在上述实施例1中,在阀体16的上表面侧设置有比较深的环槽状的杆插入部 α 。因此,如果想要利用冷锻技术形成具有环槽状的杆插入部 α 的阀体16,则存在招致成本上升的不良状况。与此相对,该实施例2采用在阀体16的中央形成圆筒状的凹部并在该圆筒状的凹部的中心结合轴形状的阀侧装配部18的结构,在阀侧装配部18的周围形成环槽形状的杆插入部 α 。因此,容易利用冷锻技术设置阀体16,能够提高生产率来抑制成本。

[0076] 下面叙述实施例2的效果3。在该实施例2的阀侧装配部18中,一体地设置有进行阀杆12的前端部的防脱的防脱凸缘21。该防脱凸缘21起到实施例1中示出的垫片19的功能,在该实施例2中,能够废除垫片19。因此,能够减少部件件数,并且能够废除阀侧装配部18与垫片19的铆接、焊接等,能够提高生产率来抑制成本。

[0077] 此外,防脱凸缘21的外径尺寸被设置成直径比呈筒形状的杆侧装配部17的内径尺寸大。另外,如图9所示,在防脱凸缘21的外径尺寸被设置成直径比杆插入部 α 的内径尺寸小的情况下,期望防脱凸缘21的一部分或全部被收容在杆插入部 α 的内侧。

[0078] (实施例3)

[0079] 基于图10说明实施例3。该实施例3的阀体16在与密封面B不同的一侧设置有用于提高阀体16的强度的肋22。肋22是通过在阀体16的上表面设置减薄部(thickness reduced portion) γ 来形成的。肋22的形状、根数不被限定,被设置成使阀体16轻量、且确保规定的目标强度。作为具体的一例,肋22也可以如图10所示那样设置成环状,也可以与图10不同地设置成放射状,或者也可以是将环状与放射状组合的形状。

[0080] 下面叙述实施例3的效果1。通过在阀体16上设置肋22,能够确保阀体16的强度,并且通过形成肋22的减薄部 γ 来谋求阀体16的轻量化,能够抑制阀体16的材料费。另外,通过阀体16的轻量化,能够减小阀体16因排放气体流、车辆振动等而振动时的惯性量,能够减轻阀体16因振动引起的磨损、颤动。

[0081] 下面叙述实施例3的效果2。在该实施例3中, 阀体16上形成肋22的面被呈凸形的圆锥形状或凸形的球面形状的罩23覆盖。此外, 具体的一例与实施例1同样地采用凸形的球面形状。通过在阀体16的上表面设置罩23并用罩23覆盖减薄部 γ , 排放气体沿着罩23的表面平滑地流动。因此, 能够避免排放气体的流动由于肋22而被紊乱的不良状况。即, 通过在阀体16上形成肋22来谋求阀体16的轻量化, 并且通过设置罩23来能够将开阀时的排放气体流的压力损失抑制为小。

[0082] 下面叙述实施例3的效果3。该实施例3的罩23兼作在实施例2中示出的防脱凸缘21, 一体地设置于阀侧装配部18的上端。因此, 无需将罩23独立地设置, 能够抑制部件件数的增加。即, 无需增加部件件数而能够设置罩23。

[0083] (实施例4)

[0084] 基于图11说明实施例4。在该实施例4中, 在实施例1中示出的阀体16上设置有肋22, 覆盖形成有肋22的阀体16的上表面的罩23兼作垫片19。这样, 通过一个部件来设置垫片19和罩23, 因此能够抑制部件件数的增加。即, 无需增加部件件数而能够设置罩23。

[0085] (实施例5)

[0086] 基于图12说明实施例5。在上述实施例1~4中, 示出了将本公开应用于涡轮增压器的流路切换阀10的例子。与此相对, 在该实施例5中, 将本公开应用于涡轮增压器的排气泄压阀(waste gate valve)30。此外, 通过排气泄压阀30被开闭的旁通孔31是通过孔的一例。

[0087] 排气泄压阀30是用于使涡轮叶轮1的排气上游侧的排放气体绕过涡轮叶轮1而引向涡轮下游域的阀装置。具体地说, 在涡轮壳体2上, 设置有旁通孔31, 该旁通孔31使涡轮叶轮1的排气上游侧的排放气体绕过涡轮叶轮1而引向涡轮下游域。而且, 该旁通孔31通过应用了本公开的排气泄压阀30被开闭操作。

[0088] 此外, 构成排气泄压阀30的主要部件与流路切换阀10大致同样, 在图中附加与实施例1相同的符号来省略说明。通过将本公开应用于排气泄压阀30, 能够兼顾构成排气泄压阀30的阀体16的高强度化和开闭阀13的扁平化。因此, 通过应用了本公开的排气泄压阀30, 能够实现涡轮增压器的小型化。

[0089] 下面叙述产业上的可利用性。在上述实施例中, 示出了将本公开应用于内开阀类型的流路切换阀10的例子, 但是也可以将本公开应用于外开阀类型的流路切换阀10。在该情况下, 也通过兼顾阀体16的高强度化和开闭阀13的扁平化, 能够实现涡轮增压器的小型化。

[0090] 在上述实施例中, 示出了将本公开应用于使用在涡轮增压器中的阀装置的例子, 但是不限定用途。具体地说, 也可以应用于EGR冷却器和排气旁通的切换阀、使用于排热回收装置的排气切换阀等使排放气体的通过孔开闭的其它阀装置。

[0091] 在上述实施例中, 对于杆侧装配部17与阀侧装配部18的装配构造不进行限定, 能够适当变更(例如参照图13)。

[0092] 在上述实施例中, 示出了将杆插入部 α 设置成环槽形状的例子, 但是不进行限定。作为具体的一例, 也可以如图13所示那样将杆插入部 α 设置成孔形状。

[0093] 在上述实施例中, 将阀体16的与密封面B不同的一侧的面设置成凸形的球面形状, 但是不限于球面。具体地说, 也可以如图13所示那样采用凸形的大致圆锥形状来将阀体16设置成扁平的圆锥形状。

[0094] 本公开依据实施例进行了描述,但是应理解为本公开不限于该实施例、构造。本公开还包括各种变形例、均等范围内的变形。除此以外,各种组合、方式以及在这些中仅追加一个要素、其以上或其以下的其它组合方式也进入本公开的范畴、思想范围。

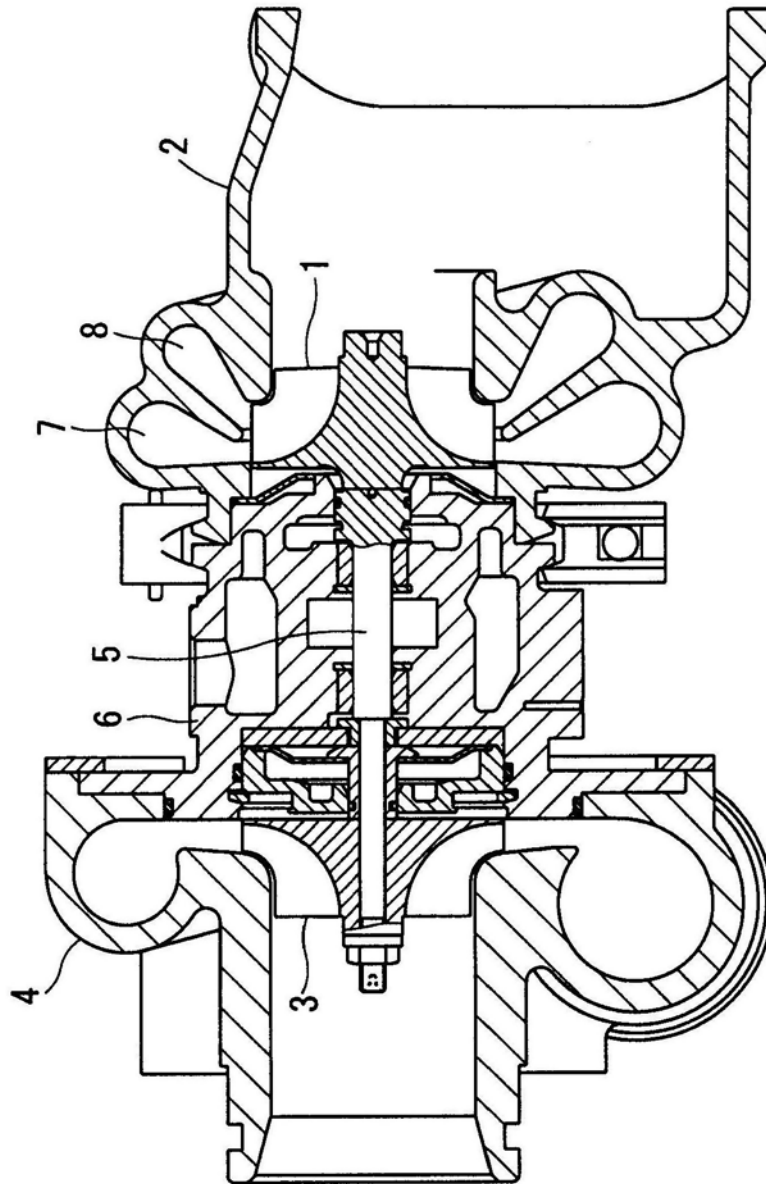


图1

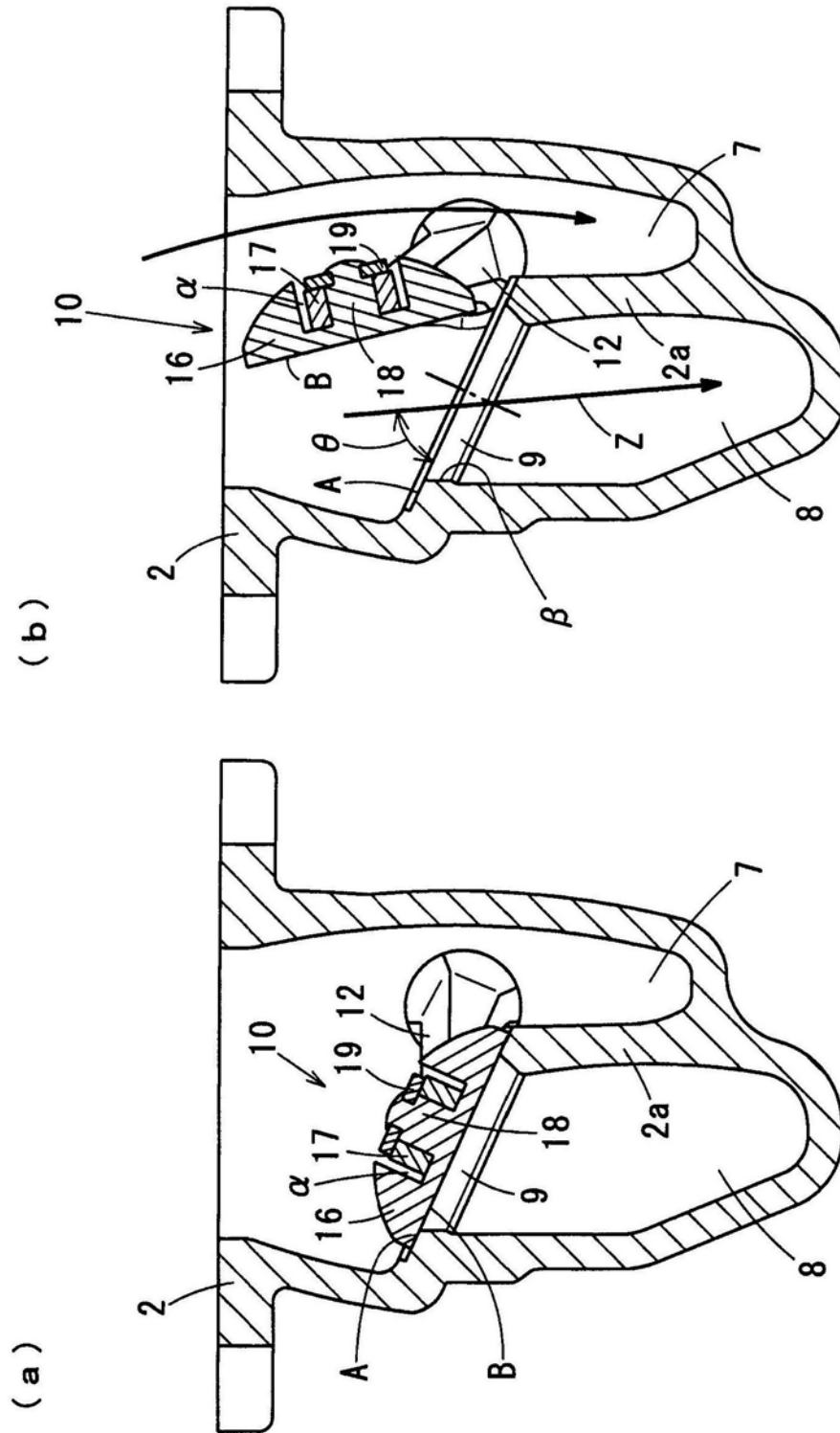


图2

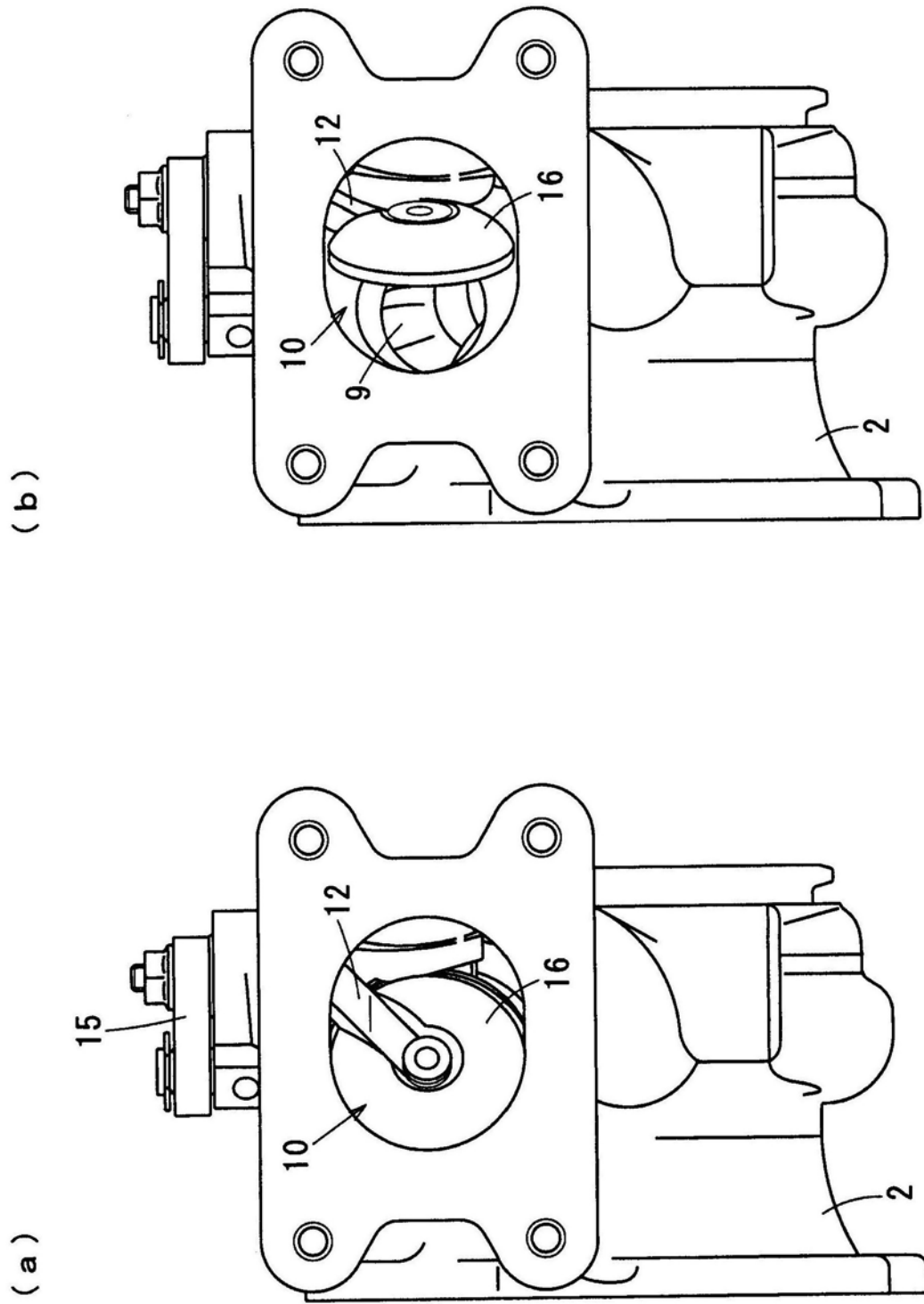


图3

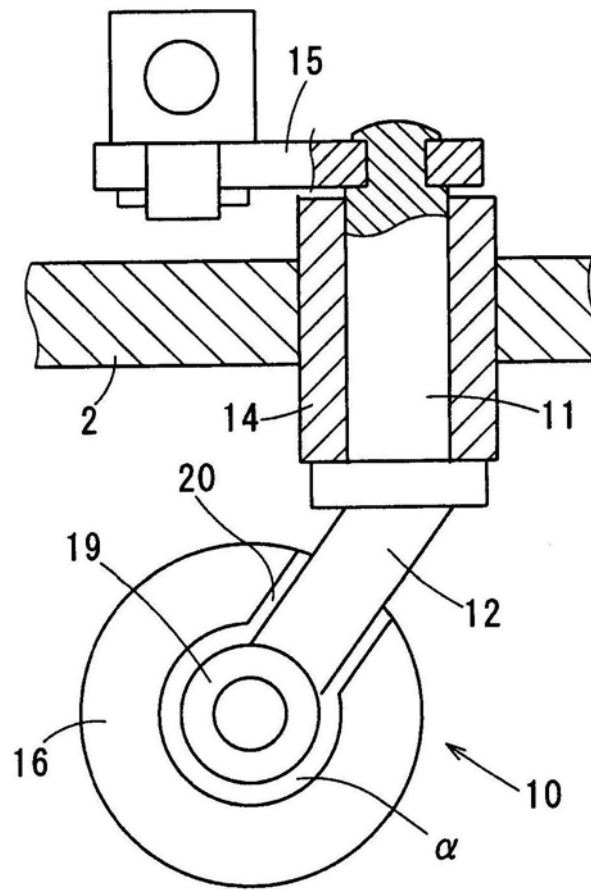


图4

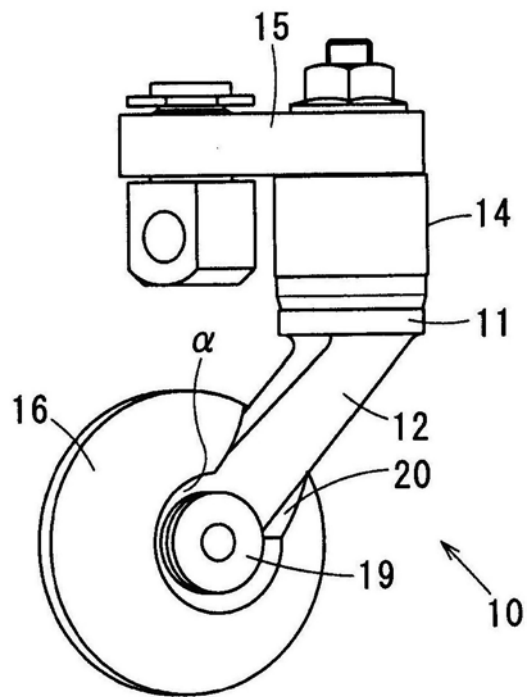


图5

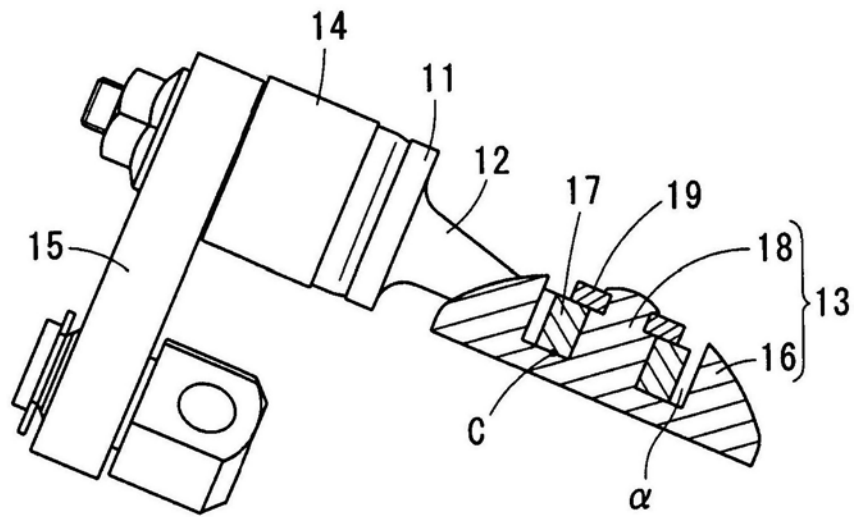
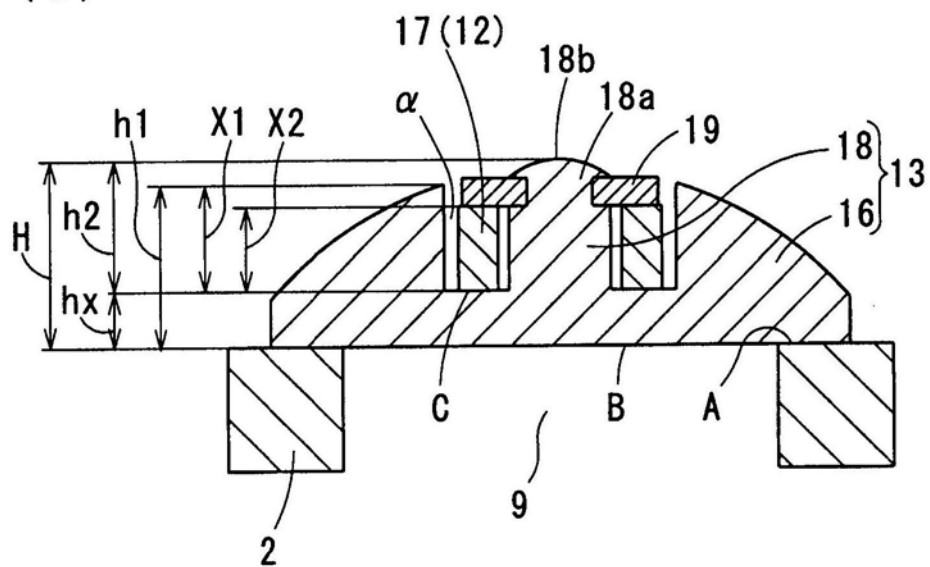


图6

(a)



(b) 以往技术

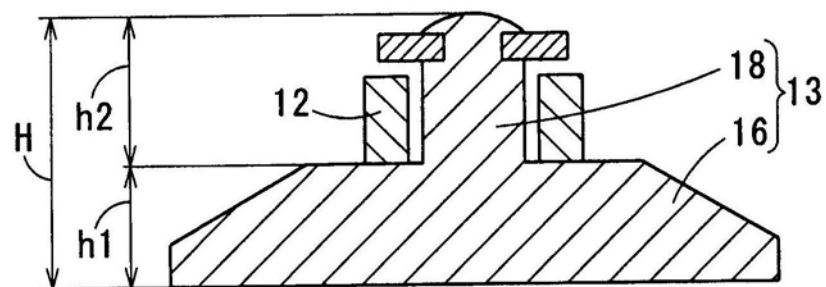


图7

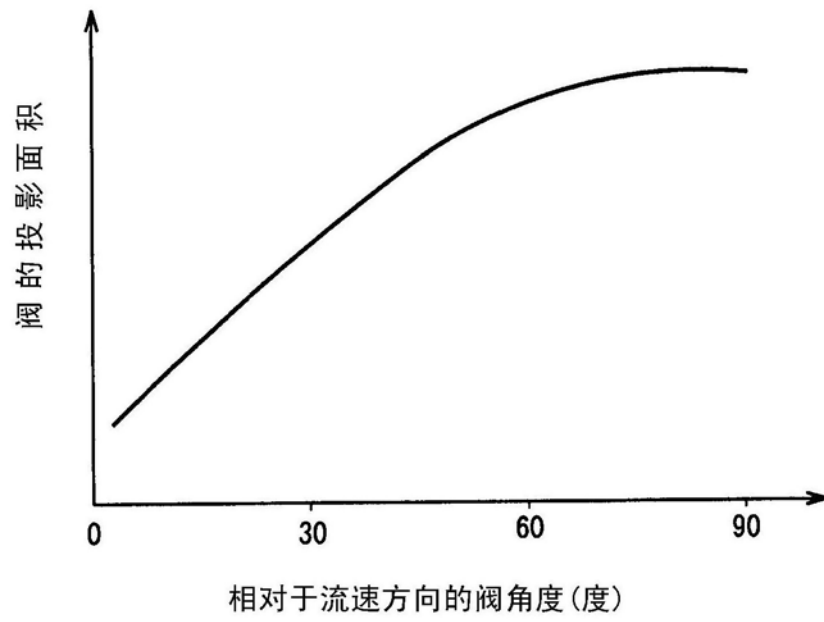


图8

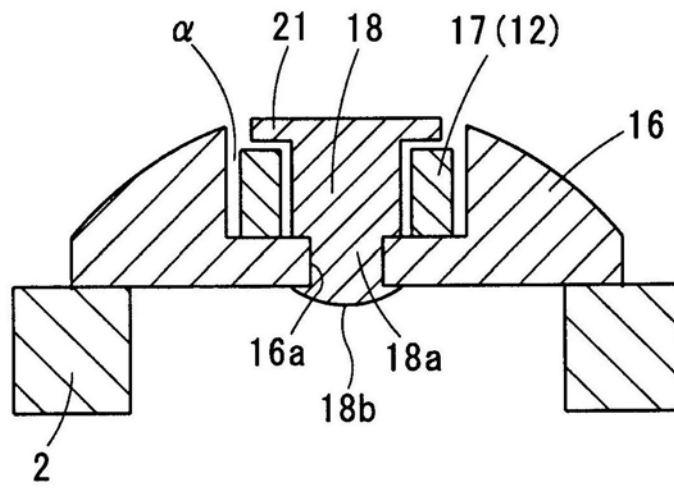


图9

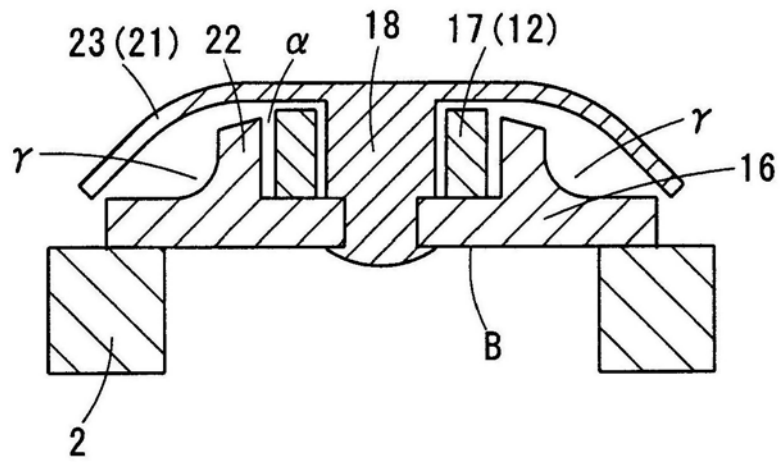


图10

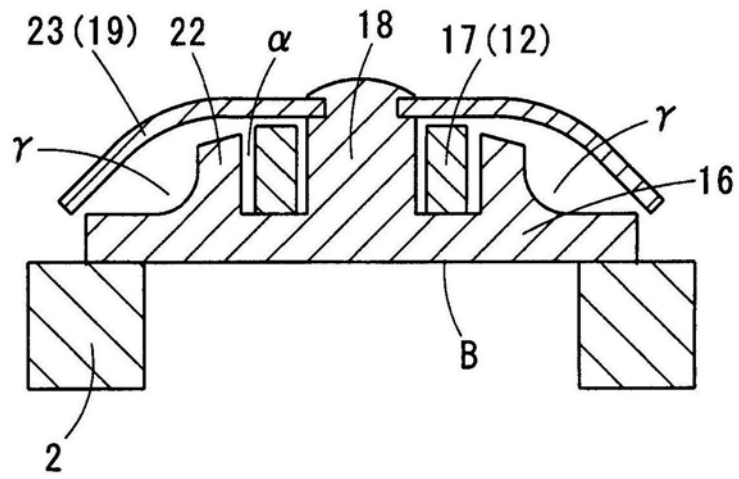


图11

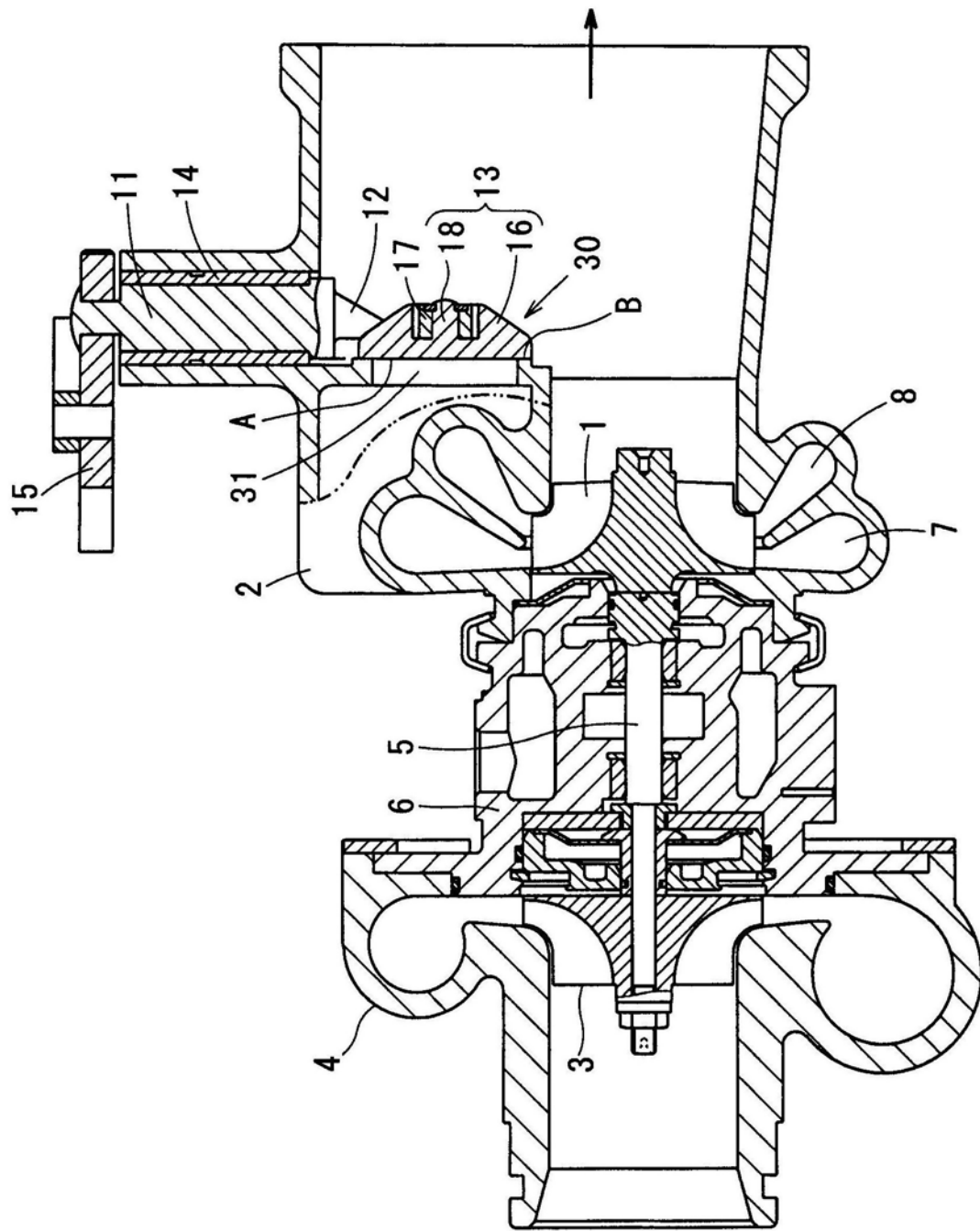


图12

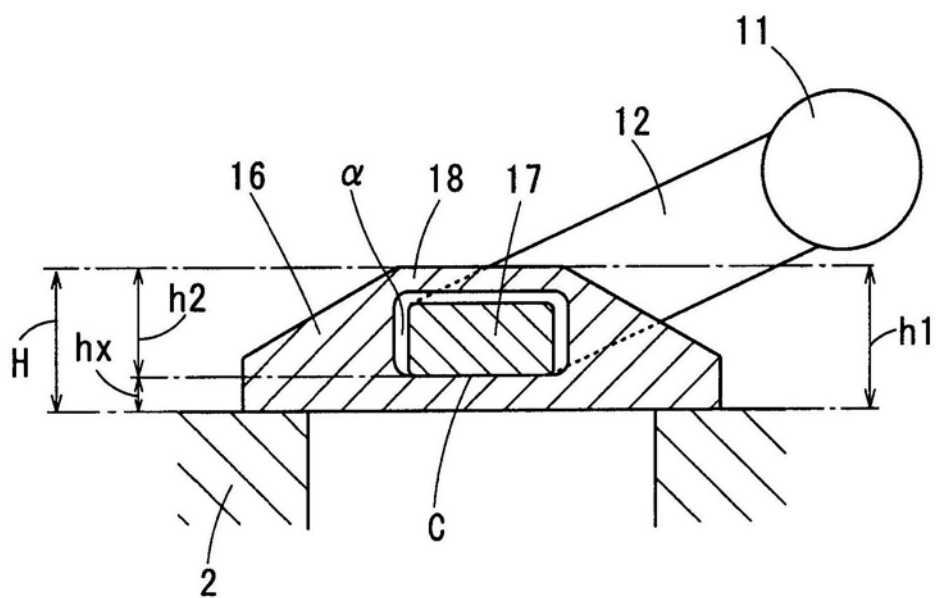


图13