



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102197212 B

(45) 授权公告日 2014. 07. 30

(21) 申请号 200980142941. 6

(22) 申请日 2009. 10. 29

(30) 优先权数据

2008-279041 2008. 10. 30 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2011. 04. 27

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2009/068617 2009. 10. 29

(87) PCT国际申请的公布数据

W02010/050569 JA 2010. 05. 06

(73) 专利权人 日立汽车系统株式会社

地址 日本茨城县

(72) 发明人 白井悟史 田村真悟 宫崎胜巳

山田裕之

(74) 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公司 11021

代理人 雒运朴

(51) Int. Cl.

F02M 59/28 (2006. 01)

F02M 59/44 (2006. 01)

(56) 对比文件

EP 1519033 A3, 2005. 03. 30, 全文.

审查员 丁士勇

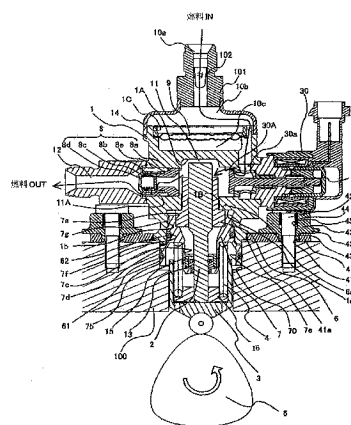
权利要求书2页 说明书18页 附图12页

(54) 发明名称

高压燃料供给泵

(57) 摘要

本发明的目的在于, 在将高压燃料供给泵安装在内燃机的发动机体上时, 能够将高压燃料供给泵的工作缸相对于设置在发动机体上的安装嵌合孔高精度地定位。在本发明中, 设置具备外侧圆筒面部和圆筒嵌合部的托座, 该外侧圆筒面部与设置在内燃机的发动机体上的高压燃料泵安装嵌合孔嵌合; 该圆筒嵌合部与高压燃料泵的工作缸的外周嵌合, 该托座构成作为外侧圆筒面部和圆筒嵌合部由同一构件加工而成的一个部件, 从而实现上述目的。能够容易得到设置在工作缸上的活塞柱塞插通孔的中心轴相对于设置在内燃机的发动机体上的安装嵌合孔的中心轴的同轴度, 能够减少通过驱动机构向柱塞施加的侧向力引起的工作缸与活塞柱塞的啃削或磨损。



1. 一种高压燃料供给泵,其具备:
形成有凹处的泵壳体;
与该泵壳体组合并将所述凹处划分为加压室的工作缸;
将所述工作缸固定在所述泵壳体上的托座;
与所述工作缸滑动配合并对所述加压室内的流体进行加压的柱塞,
通过该柱塞的往复移动,对吸入到所述加压室内的燃料进行加压而从所述加压室喷出,其中,

所述托座具有与内燃机的发动机体的安装嵌合孔嵌合的外侧圆筒面部,

而且,所述托座具备与所述工作缸的外周嵌合的圆筒嵌合部,

所述外侧圆筒面部和所述圆筒嵌合部构成作为由同一构件加工而成的一个部件,且所述外侧圆筒面部和所述圆筒嵌合部由轴心与所述工作缸上形成的所述柱塞插通孔的轴心一致的圆筒面构成,所述工作缸与所述泵壳体进行压力接触,在该压力接触部中,构成基于金属接触的密封部,这样划分形成所述加压室,并且,所述托座作为对所述工作缸和所述泵壳体进行压力接触的固定机构发挥作用,

所述工作缸的外侧周面与所述泵壳体的内侧周面之间具备间隙,

将所述托座(7)旋入而固定于所述泵壳体(1),由此从所述工作缸(6)与所述托座(7)抵碰的部分向所述工作缸(6)传递由螺纹的紧固产生的轴向的推力,从而使所述工作缸(6)与所述泵壳体(1)进行压力接触(1a、6a)。

2. 根据权利要求1所述的高压燃料供给泵,其中,

在所述托座的所述外侧圆筒面部安装有密封构件,该密封构件与所述发动机体的安装嵌合孔的内周面协作而形成密封部。

3. 根据权利要求1所述的高压燃料供给泵,其中,

具备安装在所述柱塞的与所述加压室相反侧的外周面上的密封构件,

在所述托座上设置有收纳有所述密封构件的内侧圆筒面部。

4. 根据权利要求3所述的高压燃料供给泵,其中,

所述外侧圆筒面部、内侧圆筒面部及所述圆筒嵌合部构成作为由同一构件加工而成的一个部件。

5. 根据权利要求3所述的高压燃料供给泵,其中,

所述外侧圆筒面部、内侧圆筒面部及所述圆筒嵌合部具有同一轴心。

6. 根据权利要求1所述的高压燃料供给泵,其中,

在划分所述加压室的所述泵壳体的内周面与向所述加压室突出的所述工作缸的外周面之间设有调整间隙。

7. 根据权利要求1所述的高压燃料供给泵,其中,

在所述托座的外周面与所述泵壳体之间设有密封构件。

8. 根据权利要求3所述的高压燃料供给泵,其中,

通过所述泵壳体与所述工作缸的金属接触部构成基于金属接触的密封部,而划分形成加压室,并且,

所述密封构件安装在从所述工作缸与所述柱塞的滑动配合部向外部延伸的所述柱塞的外周,

所述密封构件固定在所述托座的内侧圆筒面部。

高压燃料供给泵

技术领域

[0001] 本发明涉及组装在内燃机的发动机体上的内燃机的高压燃料供给泵,尤其涉及其组装机构。

背景技术

[0002] 在欧洲专利公开 1519033A2 号公报所记载的高压燃料供给泵的组装机构中,公开有一种托座(46),该托座(46)具有与形成在发动机上的安装孔(48)嵌合的外侧圆筒面部,在该托座(46)的内侧圆筒面部保持有柱塞密封构件。

[0003] 根据该组装机构,由于能够由一个构件加工外侧圆筒面部和内侧圆筒面部,因此能够同轴地加工外侧圆筒面部和内侧圆筒面部的中心。

[0004] 专利文献 1:欧洲专利公开 1519033A2 号公报

[0005] 然而,无法保证将与泵壳体(28)嵌合的工作缸(引导区域:32)的中心轴线及插通在该工作缸(引导区域:32)中的柱塞(活塞:40)的中心轴线相对于托座(46)的中心轴线进行同轴组装。

[0006] 因此,在柱塞(活塞:40)上容易作用有侧向力,有可能会产生工作缸(引导区域:32)与柱塞(活塞:40)的滑动部的啃削或磨损。()内表示专利文献 1 所记载的符号等。

发明内容

[0007] 本发明的目的在于,在将高压燃料供给泵安装在内燃机的发动机体上时,能够将高压燃料供给泵的工作缸相对于设置在发动机体上的安装嵌合孔高精度地定位。

[0008] 在本发明的高压燃料泵中,设置具备外侧圆筒面部和圆筒嵌合部的托座,该外侧圆筒面部与设置在内燃机的发动机体上的高压燃料泵安装嵌合孔嵌合;该圆筒嵌合部与高压燃料泵的工作缸的外周嵌合,该托座的外侧圆筒面部和圆筒嵌合部构成作为由同一构件加工而成的一个部件,由此,实现上述目的。

[0009] 【发明效果】

[0010] 在本发明的高压燃料泵中,通过如上所述构成,能够容易得到设置在工作缸上的活塞柱塞插通孔的中心轴相对于设置在内燃机的发动机体上的安装嵌合孔的中心轴的同轴度,能够减少因驱动机构向柱塞施加的侧向力引起的工作缸与活塞柱塞的啃削或磨损。

附图说明

[0011] 图 1 是使用了实施本发明的第一实施例的高压燃料供给泵的燃料供给系统的一例。

[0012] 图 2 是实施本发明的第一实施例的高压燃料供给泵的纵向剖视图。

[0013] 图 3 是实施本发明的第一实施例的高压燃料供给泵的另一角度的纵向剖视图,表示与图 2 沿周向错开 90 度的位置的纵向剖面。

[0014] 图 4 是实施本发明的第一实施例的高压燃料供给泵的电磁吸入阀机构的放大图,

表示未对电磁线圈通电的状态。

[0015] 图 5 是实施本发明的第一实施例的高压燃料供给泵的电磁吸入阀机构的放大图，表示对电磁线圈通电的状态。

[0016] 图 6 是以往实施例的高压燃料供给泵的电磁吸入阀机构的放大图，表示未对电磁线圈通电的状态。

[0017] 图 7 表示将实施本发明的第一实施例的高压燃料供给泵的电磁吸入阀机构装入泵壳体前的状态。

[0018] 图 8 表示实施本发明的第一实施例的高压燃料供给泵的活塞柱塞单元的装入泵壳体前的状态。

[0019] 图 9 表示实施本发明的第一实施例的高压燃料供给泵的活塞柱塞单元的组装方法。

[0020] 图 10 表示实施本发明的第一实施例的高压燃料供给泵的凸缘及衬套的外观图。在本图中，仅表示凸缘及衬套，未表示其它部件。

[0021] 图 11 表示实施本发明的第一实施例的高压燃料供给泵的安装凸缘与泵主体的焊接部附近的放大图。

[0022] 图 12 表示实施本发明的第一实施例的高压燃料供给泵的安装凸缘与泵主体的焊接部附近的放大图，是比图 11 更加放大后的附图。

具体实施方式

[0023] 实施本发明的实施例的基本结构如以下说明所述。() 内符号表示实施例的关联的部位，符号作为参考。

[0024] 在泵壳体 (1) 的中央部形成有底的凹处 (1A)。在凹处 (1A) 的打开端侧的内周圆筒部组合筒状的工作缸 (6)，将凹处 (1A) 划分为加压室 (11)。通过与工作缸 (6) 滑动配合并对加压室 (11) 内的流体进行加压的活塞柱塞 (2) 的往复移动而将燃料吸入加压室 (11) 内，由加压室 (11) 加压后的燃料经由喷出阀单元 (8) 从喷出口 (12) 喷出。

[0025] 并且，工作缸托座 (7) 具有与内燃机的发动机体 (100) 的安装嵌合孔 (70) 嵌合的外侧圆筒面部 (7b)，而且，工作缸托座 (7) 具备与工作缸 (6) 的外周嵌合的圆筒嵌合部 (7a)，外侧圆筒面部 (7b) 和圆筒嵌合部 (7a) 构成作为由同一构件加工而成的一个部件。

[0026] 在如此构成的实施例的高压燃料供给泵中，设置在发动机体 (100) 上的安装嵌合孔 (70) 作为与工作缸托座 (7) 的外周之间的定位圆筒部发挥作用，因此容易得到设置在工作缸 (6) 上的活塞柱塞 (2) 的插通孔的中心轴相对于设置在内燃机的发动机体 (100) 上的安装嵌合孔 (70) 的中心轴的同轴度。其结果是，能够减少因驱动机构对活塞柱塞 (2) 施加的侧向力引起的工作缸 (6) 与活塞柱塞 (2) 的啃削或滑动引起的磨损。

[0027] 优选，外侧圆筒面部 (7b) 和圆筒嵌合部 (7a) 由轴心与工作缸 (6) 上形成的活塞柱塞 (2) 的插通孔的中心轴一致的圆筒面构成。

[0028] 优选，工作缸 (6) 与泵壳体 (1) 进行压力接触，在该压力接触部中，构成基于金属接触的密封部 (6a)，这样划分加压室 (11)，且工作缸托座 (7) 作为对工作缸 (6) 和泵壳体 (1) 进行压力接触的固定机构发挥作用。作为进行压力接触的固定机构，可以使用由压入产生的向周向的按压力。而且也可以使用紧固。

[0029] 优选,在工作缸托座(7)的外侧圆筒面部(7b)安装第二密封构件(61),该第二密封构件(61)与发动机体(100)的安装嵌合孔(70)的内周面协作而形成密封部。从而能够使轴心一致并实现各部的密封。

[0030] 优选,具备活塞柱塞(2)的与加压室(11)相反侧的外周面上安装的密封构件(13),在工作缸托座(7)上设有收纳了密封构件(13)的内侧圆筒面部(7c)。根据该结构,能够高精度地使活塞柱塞的密封构件(13)与活塞柱塞(2)的轴心一致。

[0031] 优选,外侧圆筒面部(7b)、内侧圆筒面部(7c)及圆筒嵌合部(7a)构成作为由同一构件加工而成的一个部件。根据该结构,能够高精度地使三者的轴心一致。

[0032] 优选,外侧圆筒面部(7b)、内侧圆筒面部(7c)及所述圆筒嵌合部(7a)具有同一轴心。根据该结构,能够高精度地使三者的轴心一致。

[0033] 优选,在划分加压室(11)的泵壳体(1)的内周面与向加压室(11)突出的工作缸(6)的外周面之间设置调整间隙(1B)。根据该结构,即使泵壳体(1)由于热量而向内侧膨胀也能通过该间隙来吸收泵壳体的变形,因此侧向力不会作用于中心的活塞柱塞(2),而且工作缸也不会因向外侧膨胀的反作用力而向内侧变形。

[0034] 优选,在工作缸托座(7)的外周面与泵壳体(1)之间,将第三密封构件(62)设置在工作缸托座(7)的外周槽(7f)。通过该结构,能够实现工作缸托座(7)与泵壳体(1)之间的密封。

[0035] 优选,通过泵壳体(1)与工作缸(6)的金属接触部构成基于金属接触的密封部(6a),从而划分加压室(11),且从工作缸(6)与活塞柱塞之间的燃料的泄漏由密封构件(13)密封,该密封构件(13)安装在从工作缸(6)与活塞柱塞(2)的滑动配合部向外部延伸的活塞柱塞(2)的外周上。该密封构件(13)固定在工作缸托座(7)的内侧圆筒面部(7c)。根据该结构,能够共用柱塞密封托座和工作缸托座。

[0036] 优选构成为活塞柱塞(2)超过工作缸(6)的前端而在泵壳体(1)上形成的加压室内能够进退。根据该结构,向加压室(11)突出的活塞柱塞(2)被加压室内的燃料冷却,因此能够减少工作缸(6)的滑动孔的滑动磨损。能够使工作缸(6)和活塞柱塞(2)的滑动部靠近活塞柱塞(2)的轴向的中心部,从而能够抑制活塞柱塞(2)的倾倒。

[0037] 优选,金属接触密封部(6a)通过利用与活塞柱塞(2)的移动方向交叉的面对泵壳体(1)和工作缸(6)进行压力接触而形成。并且,具备将泵壳体(1)和工作缸(6)相对性地朝金属接触密封部(6a)按压的按压机构(在实施例中为工作缸托座(7))。根据该结构,能够增大用于密封的力,使密封可靠。作为按压机构能够将工作缸的下端朝向密封面紧固。

[0038] 优选,按压机构(在实施例中为工作缸托座(7))包括工作缸托座(7)的外周形成的螺纹部(7g)和与其螺合的泵壳体1上形成的第二螺纹部(1b)。根据该结构,仅通过将工作缸托座(7)拧入,就能够简单地得到密封力。

[0039] 优选,具有将泵壳体(1)固定在内燃机的发动机体(100)上的固定机构(41、42、43、44)。

[0040] 适用发明的实施例的高压燃料供给泵的特征的另一结构如下所述。

[0041] 具备形成有凹处(1A)的泵壳体(1)、与泵壳体(1)组合并将凹处(1A)划分为加压室(11)的工作缸(6)、与工作缸(6)滑动配合并对加压室(11)内的流体进行加压的活塞柱塞(2),对通过活塞柱塞(2)的往复移动而吸入到加压室(11)内的燃料进行加压,而从加压

室(11)喷出,其中,具备安装在活塞柱塞(2)的与加压室(11)相反侧的外周面上的密封构件(13)、收纳有密封构件(13)的托座(在实施例中为工作缸托座(7)),托座(在实施例中为工作缸托座(7))具有与内燃机的发动机体(100)的安装嵌合孔(70)嵌合的外侧圆筒面部(7b)和收纳密封构件(13)的内侧圆筒面部(7c),而且,托座(在实施例中为工作缸托座(7))具备与工作缸(6)的外周嵌合的圆筒嵌合部(7a),外侧圆筒面部(7b)、内侧圆筒面部(7c)及圆筒嵌合部(7a)构成作为由同一构件加工而成的一个部件。

[0042] 在该结构中,由于一体形成柱塞密封托座、工作缸托座,并在该工作缸托座上形成有与发动机体(100)的安装嵌合孔嵌合的嵌合部,因此容易使三者的中心轴一致。

[0043] 优选,外侧圆筒面部(7b)、内侧圆筒面部(7c)及所述圆筒嵌合部(7a)由轴心与工作缸(6)上形成的活塞柱塞(2)插通孔的中心轴一致的圆筒面构成。若如此构成,则更容易使三者的轴心一致。

[0044] 此外,适用发明的实施例的高压燃料供给泵的特征的另一结构如下所述。

[0045] 具备形成有凹处(1A)的泵壳体(1)、与泵壳体(1)组合并将凹处(1A)划分为加压室(11)的工作缸(6)、与工作缸(6)滑动配合并对加压室(11)内的流体进行加压的活塞柱塞(2),对通过活塞柱塞(2)的往复移动而吸入到加压室(11)内的燃料进行加压,而从加压室(11)喷出,其中,具备安装在活塞柱塞(2)的与加压室(11)相反侧的外周面上的密封构件(13)、收纳有密封构件(13)的托座(在实施例中为工作缸托座(7)),托座(在实施例中为工作缸托座(7))具有与内燃机的发动机体(100)的安装嵌合孔(70)嵌合的外侧圆筒面部(7b)和收纳密封构件(13)的内侧圆筒面部(7c),外侧圆筒面部(7b)和内侧圆筒面部(7c)由轴心与形成在工作缸(6)上的活塞柱塞(2)的插通孔的中心轴一致的圆筒面构成。

[0046] 如此构成时,能高精度地进行柱塞密封托座的内外圆筒部轴心对合。

[0047] 以下,基于附图更详细地说明实施例。

[0048] **【实施例 1】**

[0049] 通过图 1 至图 12 说明本发明的实施例。

[0050] 在图 1 中,由虚线包围的部分表示高压泵的泵壳体 1,该虚线中所示的机构、部件表示一体装入高压泵的泵壳体 1 中的情况。

[0051] 燃料罐 20 的燃料基于来自发动机控制单元 27(以下称为 ECU)的信号由进给泵 21 汲取,被加压成适当的进给压力而通过吸入配管 28 向高压燃料供给泵的吸入口 10a 传送。

[0052] 通过吸入口 10a 后的燃料通过固定在吸入接头 101 内的过滤器 102,进而经由吸入流路 10b、金属隔膜减震器 9、10c 而到达构成容量可变机构的电磁驱动型阀机构 30 的吸入口 30a。

[0053] 吸入接头 101 内的吸入过滤器 102 具有防止因燃料的流动而将存在于从燃料罐 20 到吸入口 10a 之间的异物吸收到高压燃料供给泵内的情况。

[0054] 图 4 是电磁吸入阀机构 30 的放大图,是未对电磁线圈 53 通电的无通电状态。

[0055] 图 5 是电磁吸入阀机构 30 的放大图,是对电磁线圈 53 通电的通电状态。

[0056] 在泵壳体 1 的中心形成有作为加压室 11 的凸部 1A,而且在泵壳体 1 形成有电磁吸入阀机构 30 安装用的孔 30A 作为该加压室 11 的开口。

[0057] 构成可动柱塞的柱塞杆 31 包括吸入阀部 31a、杆部 31b、锚固定部 31c 这三部分,在锚固定部 31c 上通过焊接部 37b 焊接固定有锚 35。

[0058] 弹簧 34 如图所示嵌入锚内周 35a 及第一芯部内周 33a,从而在将锚 35 及第一芯部 33 拉开的方向上会产生弹簧 34 的弹力。

[0059] 阀座构件 32 包括吸入阀座部 32a、吸入通路部 32b、压入部 32c、滑动轴承部 32d。压入部 32c 压入固定在第一芯部 33 的一端的环状凹处。

[0060] 在压入部 32c 上设有多个小孔 32e。在滑动轴承部 32d 的外周与第一铁心 33 的内周面之间形成有间隙,经由小孔 32e 与吸入通路部 32b 连通而能够供流体(燃料)出入。

[0061] 吸入阀座部 32a 压入固定于泵壳体 1,通过该压入部将加压室 11 与吸入口 30a 完全隔断。

[0062] 第一芯部 33 通过焊接部 37c 焊接固定在泵壳体 1 上,并将吸入口 30a 与高压燃料供给泵的外部隔断。

[0063] 第二芯部 36 由磁性材料制的盖构件构成,其开口端侧通过焊接部 37a 焊接固定于第一芯部 33。

[0064] 将由第一芯部 33 和第二芯部 36 构成的内部空间与外部空间完全隔断。而且在第二芯部 36 的外周面上设有由环状槽构成的磁节流部 36a。

[0065] 在未对电磁线圈 53 通电的无通电的状态下,且没有吸入流路 10c(吸入口 30a)与加压室 11 之间的流体差压时,柱塞杆 31 在弹簧 34 的作用下成为如图 4 所示向图中的右方移动的状态。在该状态下,吸入阀部 31a 和吸入阀座部 32a 成为接触的闭阀状态,而将吸入口 38 堵塞。

[0066] 通过后述的凸轮的旋转,活塞柱塞 2 处于向图 2 的下方位移的吸入工序状态时,加压室 11 的容积增加且加压室 11 内的燃料压力下降。在该工序中,当加压室 11 内的燃料压力低于吸入流路 10c(吸入口 30a)的压力时,在吸入阀部 31a 产生基于燃料的流体差压的开阀力(使吸入阀部 31a 向图 1 的左方位移的力)。

[0067] 通过该基于流体差压的开阀力,吸入阀部 31a 克服弹簧 34 的作用力而开阀,而将吸入口 38 设定为打开。流体差压大时,吸入阀部 31a 完全打开,锚 31 成为与第一芯部 33 接触的状态。流体差压小时,吸入阀部 31a 未完全打开,而锚 31 与第一芯部 33 不接触。

[0068] 在该状态下,来自 ECU27 的控制信号施加给电磁吸入阀机构 30 时,电流流过电磁吸入阀机构 30 的电磁线圈 53,而在第一芯部 33 与锚 31 之间作用有相互拉近的磁作用力。其结果是,在柱塞杆 31 上施加有向图中左方的磁作用力。

[0069] 在吸入阀部 31a 完全打开时,保持该开阀状态。另一方面,在吸入阀部 31a 未完全打开时,促进吸入阀部 31a 的开阀运动而吸入阀部 31a 完全打开,因此锚 31 成为与第一芯部 33 接触的状态,然后维持该状态。

[0070] 其结果是,吸入阀部 31a 维持打开吸入口 38 的状态,燃料从吸入口 30a 通过阀座构件 32 的吸入通路部 32b、吸入口 38 而向加压室 11 内流入。

[0071] 在维持对电磁吸入阀机构 30 施加输入电压的状态下使活塞柱塞 2 结束吸入工序,活塞柱塞 2 移动到向图 2 的上方位移的压缩工序时,磁作用力被原封不动地维持,因此吸入阀部 31a 依然为开阀的状态。

[0072] 加压室 11 的容积伴随活塞柱塞 2 的压缩运动而减少,但在该状态下,已经被吸入到加压室 11 内的燃料再次通过开阀状态的吸入口 38 而向吸入流路 10c(吸入口 30a)返回,因此加压室的压力不会上升。将该工序称为返回工序。

[0073] 在该状态下,解除来自 ECU27 的控制信号而切断向电磁线圈 53 的通电时,对柱塞杆 31 起作用的磁作用力在一定的时间后(磁性的、机械性的延迟时间后)被消去。由于在吸入阀部 31a 作用有弹簧 34 产生的作用力,因此作用于柱塞杆 31 的电磁力消失时,吸入阀部 31a 在弹簧 34 的作用力下关闭吸入口 38。若吸入口 38 关闭,则从此时开始,加压室 11 的燃料压力伴随活塞柱塞 2 的上升运动而上升。并且,成为燃料喷出口 12 的压力以上时,经由喷出阀单元 8 进行残留在加压室 11 中的燃料的高压喷出,向共轨 23 供给。将该工序称为喷出工序。即,活塞柱塞 2 的压缩工序(从下起点到上起点之间的上升工序)包括返回工序和喷出工序。

[0074] 并且,通过控制将电磁吸入阀机构 30 向电磁线圈 53 通电解除的时间,而能够控制喷出的高压燃料的量。

[0075] 若将向电磁线圈 53 的通电解除的时间提前,则在压缩工序中,返回工序的比例小而喷出工序的比例大。

[0076] 即,返回吸入流路 10c(吸入口 30a)的燃料少,而高压喷出的燃料多。

[0077] 另一方面,若将输入电压解除的时间延迟,则压缩工序中的返回工序的比例大而喷出工序的比例小。即,返回吸入流路 10c 的燃料多,高压喷出的燃料减少。将向电磁线圈 53 的通电解除的时间由来自 ECU 的指令进行控制。

[0078] 通过如上所述构成,控制将向电磁线圈 53 的通电解除的时间,从而能够将高压喷出的燃料的量控制为内燃机所需的量。

[0079] 如此,导向燃料吸入口 10a 的燃料在泵壳体 1 的加压室 11 中通过活塞柱塞 2 的往复移动而将必要量加压成高压,从燃料喷出口 12 压力输送给共轨 23。

[0080] 在共轨 23 安装有喷射器 24、压力传感器 26。喷射器 24 对应于内燃机的汽缸数而进行安装,根据发动机控制单元(ECU)27 的控制信号而进行开闭阀,将燃料喷射到工作缸内。

[0081] 此时,吸入阀部 31a 伴随活塞柱塞 2 的下降/上升运动而反复进行吸入口 38 的开闭运动,柱塞杆 31 反复进行图中的左右方向的运动。此时,柱塞杆 31 的运动通过阀座构件 32 的滑动轴承部 32d 仅对图中的左右方向的运动限制移动,滑动轴承部 32d 和杆部 31b 反复进行滑动运动。因此,滑动部为了不成为柱塞杆 31 的滑动运动的阻力而需要充分低的表面粗糙度。滑动部的间隙的选定如下所述。

[0082] 间隙过大时,柱塞杆 31 以滑动部为中心如钟摆那样碰触,锚 35 与第二芯部 36 接触。若柱塞杆 31 进行滑动运动则锚 35 和第二芯部 36 也滑动,因此柱塞杆 31 的滑动运动的阻力增大,吸入口 38 的开闭运动的响应性变差。而且,锚 35 和第二芯部 36 是铁氧体系磁不锈钢,因此在滑动时有可能产生磨损粉等。此外,如后所述,锚 35 与第二芯部 36 的间隙越小而磁作用力越大。间隙过大时,磁作用力不足,无法适当地控制高压喷出的燃料的量。由此,需要尽可能减小锚 35 与第二芯部 36 的间隙且不使它们接触。

[0083] 因此,使滑动部为一处,而且如图那样充分延长滑动轴承部 32d 的滑动长度 L。滑动部由滑动轴承部 32d 的内径及杆部 31b 的外形来形成,但在加工时都必然需要公差,而滑动部的间隙也必然需要公差。另一方面,在锚 35 与第二芯部 36 的间隙中,如上所述,磁作用力存在上限值。为了吸收该间隙的公差,而且使锚 35 与第二芯部 36 不接触,而延长滑动长度并减小钟摆运动即可。

[0084] 由此,在柱塞杆 31 要进行钟摆运动时,在滑动部的两端,滑动轴承部 32d 和杆部 31b 进行接触・滑动,因此能够缩小锚 35 与第二芯部 36 的间隙。

[0085] 若间隙过小,则在吸入口 38 为闭阀状态时,吸入阀部 31a 和吸入阀座部 32a 完全不进行面接触。这是因为,无法通过滑动部的间隙来吸收柱塞杆 31 的吸入阀部 31a 与杆部 31b 的垂直度及阀座构件 32 的吸入阀座部 32a 与滑动轴承部 32d 的垂直度。若吸入阀部 31a 和吸入阀座部 32a 完全不进行面接触,则在喷出工序时,在成为高压的加压室 11 内的高压燃料的作用下,柱塞杆 31 上施加有过度的转矩而有可能破损。而且,滑动部上也施加有过度的载荷,滑动部也有可能发生破损・磨损。

[0086] 由此,在吸入口 38 为闭阀状态时,需要使吸入阀部 31a 与吸入阀座部 32a 完全面接触。尤其是如上所述要通过延长滑动长度 L 来抑制柱塞杆 31 的钟摆运动时,柱塞杆 31 的吸入阀部 31a 与杆部 31b 的垂直度、及阀座构件 32 的吸入阀座部 32a 与滑动轴承部 32d 的垂直度所需求的精度升高。

[0087] 因此,将吸入阀座部 32a 及滑动轴承部 32d 设置在阀座构件 32 上。将吸入阀座部 32a 及滑动轴承部 32d 形成为同一构件,能够高精度地形成吸入阀座部 32a 与滑动轴承部 32d 的垂直度。吸入阀座部 32a 和滑动轴承部 32d 为不同构件时,在加工・结合的部位必然会产生直角度变差的要因,但通过使吸入阀座部 32a 和滑动轴承部 32d 为同一构件能解决该问题。

[0088] 另外,若对电磁线圈 53 通电时产生的磁作用力不足,则无法适当地控制高压喷出的燃料的量。因此,绕电磁线圈 53 构成的磁回路必须产生充分的磁作用力。

[0089] 为此,对电磁线圈 53 通电而在周围产生磁场时,需要形成为更多的磁通流动的磁回路。通常磁回路越粗越短,磁阻越小,因此通过磁回路的磁通越大,产生的磁作用力也越大。

[0090] 在本实施例中,如图 5 所示,构成磁回路的构件是锚 35、第一芯部 33、磁轭 51、第二芯部 36,它们全部是磁性材料。

[0091] 第一芯部 33 和第二芯部 36 通过焊接部 37a 利用焊接而接合,但磁通不直接通过第一芯部 33 与第二芯部 36 之间,而需要经由锚 35 通过。这是为了在第一芯部 33 与锚 35 之间产生磁作用力,若磁通直接通过第一芯部 33 与第二芯部 36 之间而通过锚的磁通减少,则磁作用力下降。

[0092] 为此,在以往结构中,在第一芯部 33 与第二芯部 36 之间设有中间构件。该中间构件为非磁性体,因此磁通不会直接通过第一芯部 33 与第二芯部 36 之间,而全部的磁通都通过锚 35。

[0093] 然而,若设置中间构件,则部件个数增加,而且需要将中间构件与第一芯部 33・第二芯部 36 分别接合,因此存在成本上升的问题。

[0094] 因此,在本实施例中,利用焊接部 37 将第一芯部 33 和第二芯部 36 直接接合,通过设置在第二芯部的外周的环状槽 (36a) 形成在闭磁路内作为磁阻发挥作用的磁节流部 36a。在磁节流部 36a 中,使壁厚减薄到强度上容许的极限,而在第二芯部 36 的其它部分中,确保充分的壁厚。而且,磁节流部 36a 设置在第一芯部与锚 35 接触的部分的附近。

[0095] 由此,产生的磁通的大部分通过锚 37,直接通过第一芯部 33 和第二芯部的磁通极小,由此,在第一芯部 33 与锚 35 之间产生的磁作用力的下降在容许范围内。

[0096] 另外,第一芯部 33 与锚 35 接触时,在磁回路中具有最大间隙的是第二芯部 36 的内周面与锚 35 的外周面之间形成的径向间隙。该径向间隙由燃料充满,因此间隙越大,磁回路的磁阻越大。因此,间隙越小越好。

[0097] 在本实施例中,如上所述,通过延长滑动部的滑动长度 L 而能够减小第二芯部 36 与锚 35 之间的径向间隙。

[0098] 在以柱塞杆 31 的轴为中心的磁性材料制的环状或筒状线轴 52 上卷绕引线 54 而构成电磁线圈 53。引线 54 的两端(卷绕始端和卷绕终端)分别通过引线焊接部 55 焊接连接在不同的接线柱 56 上。接线柱 56 由导电性的金属板形成,一端安装在树脂线轴 52 的一端部,另一端向连接器部 58 突出。

[0099] 若在连接器部 58 上连接来自 ECU 的对方侧连接器,则与对方侧的接线柱接触而电流能够流过线圈。

[0100] 在杯状的磁锲 51 收纳电磁线圈 53 后,向磁锲 51 的内外注入成形树脂而构成树脂成形体 57。此时,保留磁锲 51 的打开端侧的内外周的一部分、线轴的内周面、接线柱 56 的一部分,而将焊接接合部 55、电磁线圈 53 埋设在树脂中,连接器部 58 形成在接线柱的突出部的周围。此时,在芯部(33、36)的外周面与树脂成形体(57、380)的内周面之间设有小空隙。

[0101] 吸入阀单元 370 的第二铁心 36 的外周部确保微小间隙而插入到该树脂成形体 57 的内径部。其结果是,即使存在成形树脂体 57 的成形公差,第二芯部 36 的外周也不会与树脂成形体 57 的内周面摩擦,不会存在树脂成形体 57 上作用有过度的力而产生裂纹的情况。

[0102] 图 6 表示现有结构。在现有结构中,在磁回路的内侧即磁锲 51 的内侧配置有引线 54 与接线柱端部的焊接接合部 55。因此,磁回路的全长即磁锲 51 增加了引线焊接接合部 55 的轴向尺寸量。这会增大磁回路的磁阻,因此存在第一芯部 33 与锚 35 之间产生的磁作用力下降这一问题。

[0103] 在本实施例中,将该引线焊接接合部 55 配置在磁回路即磁锲 51 的外侧。由于在磁回路即磁锲 51 的外侧配置引线焊接接合部 55,无需用于收容引线焊接接合部 55 的空间而能够缩短磁回路的全长,而能够在第一芯部 33 与锚 35 之间产生充分的磁作用力。

[0104] 图 7 表示将电磁吸入阀机构 30 装入泵壳体 1 前的状态。

[0105] 在本实施例中,首先,分别作成单元作为吸入阀单元 370 和连接器单元 380(由于具有连接器 58,因此也称为连接器单元。而且,由于通过树脂成形,因此也称为树脂成形体 57。而且,由于具有电磁驱动机构的功能因此也称为电磁驱动机构 380)。接下来,将吸入阀单元 370 的吸入阀座部 32a 压入固定于泵壳体 1,然后将焊接部 37c 在整周进行焊接接合。在本实施例中,焊接是激光焊接。在该状态下,将连接器单元 380 的磁锲构件 51 的开口端设置的薄壁部 51A 的内周面压入固定到第一芯部 33 的环状凸面 31A 的外周。

[0106] 通过如此构成,连接器单元 380 相对于第一芯部 33 在 360 度的任何位置都能够压入,因此能够自由选择连接器 58 的方向。

[0107] 此外在本实施例中,以使第二铁心 33 的外周面与线轴的内周面、及第二铁心 33 的外周面与磁锲构件 51 内周面、以及第二铁心 33 的外周面与树脂成形体 57 的内周面都不接触的方式相互设置适度的空隙。该空隙优选设定成即使连接器单元 380 与发动机的振动共振而进行摆头运动而它们也不会接触的尺寸。而且,在将连接器单元 380 组装于阀座单元

370 时,该空隙防止第二铁心构件 36 的外周与连接器单元 380 的内周面进行压力接触的情况,且在组装时防止连接器单元受到过度的力而破损的情况。

[0108] 然而,在杯状的磁轭构件 51 的底壁 51D 上设置的第二铁心所插通的孔的内周面 51F 与第二铁心 36 的外周面之间的部分上,为了减小磁通路的磁阻,而优选尽可能减小该空隙。

[0109] 另外,为了在将第二铁心构件 36 插入连接器单元 380 时容易插入,而在线轴 52 的部分上优选增大空隙。

[0110] 因此,考虑上述条件而设定该空隙。具体而言,在线轴 52 的部分上最大 (L1),在杯状的磁轭构件 51 的底壁 51D 的部分上最小,在树脂成形体的部分上与杯状的磁轭构件 51 的底壁 51D 的部分相同或比线轴 52 的部分 L1 稍大的尺寸。

[0111] 在本实施例中,对构成电磁线圈 53 的引线 54 的卷绕始端部或卷绕终端部进行电连接的焊接接合部 55 设置在磁轭构件 51 的外部。因此,杯状的磁轭构件 51 的底壁 51D 的厚度变薄。其结果是,杯状的磁轭构件 51 的底壁 51D 的厚度变薄,厚度方向的与第二铁心构件 36 的对置面积 (磁通通过面积) 减小。在本实施例中,为了对其进行弥补,而减薄线轴 52 的第一铁心 31 相反侧的轭部 52B 的厚度。通过如此构成,锚 35 的第一铁心 31 相反侧端面 35F 超过杯状的磁轭构件 51 的底壁 51D 的线轴侧的端面 K1 而能够沿底壁 51D 的厚度方向重叠。

[0112] 此外,第二铁心构件 36 的盖状部分贯通杯状的磁轭构件 51 的底壁 51D 上设置的孔而突出到杯状的磁轭构件 51 的底壁 51D 外。

[0113] 由此,通过杯状的磁轭构件 51 的底壁 51D 的磁通通过小间隙,经由第二铁心 36,导向锚 35。

[0114] 根据该结构,(1) 通过使杯状的磁轭构件 51 的底壁 51D 的孔的内周面 51F 隔着小的间隙面对第二铁心 36 的外周面,而能够减小磁阻。

[0115] (2) 通过缩短锚 35 的端面 35F 与杯状的磁轭构件 51 的底壁 51D 的孔的内周面 51F 之间的距离而能够减小磁阻。

[0116] 如此,能够整体性地缩短磁路,减小磁阻。

[0117] 在泵壳体 1 的中心形成有作为加压室 11 的凸部 1A,贯通该加压室 11 的周壁而形成喷出阀单元 8 安装用的凹处 11A。

[0118] 在加压室 11 的出口设有喷出阀单元 8。喷出阀单元 8 包括座构件 (阀座) 8a、喷出阀 8b、喷出阀弹簧 8c、作为喷出阀止动件的保持构件 8d,在泵壳体 1 外,通过对焊接部 8e 进行焊接而组装喷出阀单元 8。然后,从图中左侧将组装后的喷出阀单元 8 压入固定于泵壳体 1。压入部还具备将加压室 11 和喷出口 12 隔断的功能。

[0119] 在加压室 11 与喷出口 12 之间不存在燃料的差压的状态下,喷出阀 8b 在基于喷出阀弹簧 8c 的作用力下被按压在座构件 8a 上而成为闭阀状态。在加压室 11 内的燃料压力比喷出口 12 的燃料压力大规定值时开始,喷出阀 8b 克服喷出阀弹簧 8c 的作用力而开阀,加压室 11 内的燃料经由喷出口 12 向共轨 23 喷出。

[0120] 喷出阀 8b 在开阀时,与保持构件 8d 接触,而限制动作。因此,喷出阀 8b 的行程由保持构件 8d 适当决定。若行程过大,则喷出阀 8b 的关闭延迟,由此向燃料喷出口 12 喷出的燃料再次逆流到加压室 11 内,从而作为高压泵的效率下降。而且,喷出阀 8b 在反复进行

开阀及闭阀运动时,喷出阀 8b 由保持构件 8d 引导为仅向行程方向运动。通过如上所述构成,喷出阀单元 8 成为限制燃料的流通方向的止回阀。

[0121] 工作缸 6 的外周由工作缸托座 7 的圆筒嵌合部 7a 保持。通过将螺刻在工作缸托座 7 的外周上的螺纹 7g 旋入泵壳体 1 上螺刻的螺纹 1b,而将工作缸 6 固定在泵壳体 1 上。

[0122] 另外,柱塞密封件 13 通过密封托座 15 和工作缸托座 7,保持在工作缸托座 7 的下端,该密封托座 15 压入固定在工作缸托座 7 的内侧圆筒面部 7c。此时,柱塞密封件 13 通过工作缸托座 7 的内侧圆筒面部 7c,将轴保持成与圆筒嵌合部 7a 的轴同轴。活塞柱塞 2 和柱塞密封件 13 在工作缸 6 的图中下端部设置成能够滑动地进行接触的状态。

[0123] 由此,防止密封室 10f 中的燃料流入挺杆 3 侧,即防止流入发动机的内部的情况。同时防止对发动机室内的滑动部进行润滑的润滑油(也包含发动机油)流入泵壳体 1 的内部的情况。

[0124] 另外,在工作缸托座 7 设有外侧圆筒面部 7b,在此设置用于供 O 环 61 嵌入的槽 7d。O 环 61 通过发动机侧的嵌合孔 70 的内壁和工作缸托座 7 的槽 7d 将发动机的凸轮侧与外部隔断,防止发动机油向外部泄漏的情况。

[0125] 工作缸 6 具有与活塞柱塞 2 的往复运动的方向交叉的压力接触部 6a,压力接触部 6a 与泵壳体 1 的压力接触面 1a 进行压力接触。压力接触通过螺纹的紧固产生的推力进行。加压室 11 通过该压力接触而成形,为了使燃料在即使加压室 11 内的燃料被加压而成为高压的情况下也不会从加压室 11 向外通过压力接触部泄漏,而必须对螺纹的紧固转矩进行管理。

[0126] 另外,为了适当地确保活塞柱塞 2 与工作缸 6 的滑动长度而形成将工作缸 6 较深地插入加压室 11 内的结构。在工作缸 6 的比压力接触部 6a 靠加压室 11 侧,在工作缸 6 的外周与泵壳体 1 的内周之间设置间隙 1B。工作缸 6 的外周由工作缸托座 7 的圆筒嵌合部 7a 保持,因此通过设置间隙 1B,而能够防止工作缸 6 的外周与泵壳体 1 的内周的接触。

[0127] 如上所述,工作缸 6 能够将在加压室 11 内进行进退运动的活塞柱塞 2 保持成能够沿其进退运动方向滑动。

[0128] 在活塞柱塞 2 的下端设有挺杆 3,该挺杆 3 将安装在发动机的凸轮轴上的凸轮 5 的旋转运动转换成上下运动,而向活塞柱塞 2 传递。活塞柱塞 2 经由保持器 16 在弹簧 4 的作用下被按压到挺杆 3 上。保持器 16 通过压入而固定在活塞柱塞 2 上。由此,伴随凸轮 5 的旋转运动,能够使活塞柱塞 2 沿上下方向进行进退(往复)运动。

[0129] 活塞柱塞 2 在工作缸 6 的内部反复进行往复运动,但这时若工作缸 6 的内周变形,则活塞柱塞 2 和工作缸 6 烧熔而粘连。当发生粘连时,活塞柱塞 2 无法进行往复运动,因此无法进行燃料的高压喷出。

[0130] 作为该粘连的一个原因,考虑有工作缸 6 的内周部(滑动部)的变形。外侧圆筒面部 7b 与圆筒嵌合部 7a 的同轴度非常差时,发动机侧的嵌合孔 70 的内壁与外侧圆筒面部 7b 相接触,因安装泵而在工作缸 6 上引起微小的变形。

[0131] 因此,在本实施例中,将外侧圆筒面部 7b 和圆筒嵌合部 7a 设置在工作缸托座 7 上。若将外侧圆筒面部 7b 和圆筒嵌合部 7a 设置成不同构件,则在加工・结合的部位必然会产生同轴度变差的要因,但通过使外侧圆筒面部 7b 和圆筒嵌合部 7a 为同一构件能解决该问题。

[0132] 在本实施例中,通过工作缸 6 的压力接触部 6a 将工作缸 6 形成为向加压室 11 侧突出的形状,并在工作缸 6 的外周与泵壳体 1 的内周之间设置间隙 1B。并且,工作缸 6 与泵壳体 1 的压力接触面成为与活塞柱塞 2 的往复运动交叉的方向,压力接触面配置在比间隙 1b 靠外侧。

[0133] 形成为即使工作缸 6 与泵壳体 1 进行压力接触而压力接触部的变形也难以向工作缸 6 的内周传递的结构,由此,能够使工作缸 6 的内周的变形最小,并能够增加工作缸 6 与活塞柱塞 2 的滑动长度。

[0134] 作为粘连的另一原因,列举有活塞柱塞 2 的倾斜。这有可能会引起工作缸 6 与活塞柱塞 2 的滑动部的轴线、和柱塞密封件 13 与活塞柱塞 2 的滑动部的轴线之间的同轴度变差。

[0135] 因此在本实施例中,将圆筒嵌合部 7a 和内侧圆筒面部 7c 设置在工作缸托座 7 上。若将圆筒嵌合部 7a 和内侧圆筒面部 7c 设置为不同构件,则加工・结合的部位必然会产生同轴度变差的要因,但通过使圆筒嵌合部 7a 和内侧圆筒面部 7c 为同一构件而能解决该问题。

[0136] 如上所述,将圆筒嵌合部 7a、外侧圆筒面部 7b、内侧圆筒面部 7c 全部设置在工作缸托座 7 上。由此,能够同时解决外侧圆筒面部 7b 与圆筒嵌合部 7a 的同轴度的问题、以及圆筒嵌合部 7a 与内侧圆筒面部 7c 的同轴度的问题。而且其结果是能够同时解决工作缸 6 的内周部(滑动部)的变形及活塞柱塞的倾斜。

[0137] 在此,吸入流路 10c 经由吸入流路 10d 及设置在工作缸托座 7 上的吸入流路 10e 而与密封室 10f 连接,密封室 10f 总是与吸入燃料的压力进行连接。加压室 11 内的燃料被加压成高压时,微小的高压燃料通过工作缸 6 与活塞柱塞 2 的滑动间隙而流入密封室 10f 内,但流入的高压燃料释放为吸入压力,因此柱塞密封件 13 不会由于高压而破损。

[0138] 另外,活塞柱塞 2 包括与工作缸 6 进行滑动的大径部 2a 和与柱塞密封件 13 进行滑动的小径部 2b。大径部 2a 的直径设定为大于小径部 2b 的直径,并相互同轴设定。与工作缸 6 进行滑动的滑动部为大径部 2a,与柱塞密封件 13 进行滑动的滑动部为小径部 2b。由此,大径部 2a 与小径部 2b 的接合部存在于密封室 10f 内,因此伴随活塞柱塞 2 的滑动运动,而密封室 10f 的容积进行变化,伴随于此,燃料通过吸入流路 10d、吸入流路 10s 而在密封室 10f 与吸入流路 10c 之间运动。

[0139] 活塞柱塞 2 反复与柱塞密封件 13 和工作缸 6 进行滑动,因此会产生摩擦热。由于该热量,而活塞柱塞 2 的大径部 2a 进行热膨胀,但在大径部 2a 中,柱塞密封件 13 侧比加压室 11 侧接近发热源。因此,大径部 2a 的热膨胀不均匀,而其结果是圆筒度变差,活塞柱塞 2 与工作缸 6 烧熔而粘连。

[0140] 在本实施例中,伴随活塞柱塞 2 的滑动运动而总是更换密封室 10f 的燃料,因此具有通过该燃料除去产生的热量的效果。由此,能够防止摩擦热引起的大径部 2a 的变形及伴随于此产生的活塞柱塞 2 与工作缸 6 的烧熔粘连。

[0141] 此外,与柱塞密封件 13 进行滑动的滑动部的直径越小,摩擦面积就越小,因此由滑动运动产生的摩擦热也减少。在本实施例中,与柱塞密封件 13 进行滑动的是活塞柱塞 2 的小径部 2b,因此能够将与柱塞密封件 13 的摩擦所产生的热量抑制得较小,能够防止烧熔粘连。

[0142] 图 8 表示利用螺纹将工作缸托座 7 固定于泵壳体 1 之前的状态。

[0143] 通过活塞柱塞 2、工作缸 6、密封托座 15、柱塞密封件 13、工作缸托座 7、弹簧 4、保持器 16 形成柱塞单元 80。

[0144] 图 9 表示柱塞单元 80 的组装方法。

[0145] 首先,将活塞柱塞 2、工作缸 6、密封托座 15、柱塞密封件 13 从图中左上方装入工作缸托座 7。此时,如上所述,密封托座 15 被压入固定在工作缸托座 7 的内侧圆筒面部 7c。然后,将弹簧 4、保持器 16 从图中右下方装入。此时,保持器 16 被压入固定于活塞柱塞 2。

[0146] 如此组装后的柱塞单元 80 在安装了 O 环 61、O 环 62 之后,如上所述利用螺纹紧固固定于泵壳体 1。紧固通过成形在工作缸托座 7 上的六角部 7e 进行。六角部 7e 成为内六角形状,利用专用的工具产生转矩而紧固螺纹。通过管理该转矩而对压力接触部 6a 与压力接触面 1a 的压力接触面压进行管理。需要说明的是,在工作缸 7 的外周槽 7f 安装 O 环 62。

[0147] 金属隔膜减震器 9 由两张金属隔膜构成,在两隔膜间的空间中封入有气体的状态下利用焊接部对外周进行整周焊接而相互固定。并且在金属隔膜减震器 9 的两面负载有低压压力脉动时,金属隔膜减震器 9 改变容积,由此,减少低压压力脉动。

[0148] 高压燃料供给泵向发动机的固定通过凸缘 41、止动螺钉 42 及衬套 43 进行。凸缘 41 利用焊接部 41a 将整周焊接结合在泵壳体 1 上。在本实施例中,使用激光焊接。

[0149] 图 10 表示凸缘 41 及衬套 43 的外观图。在本图中,仅表示凸缘 41 及衬套 43,未表示其它部件。

[0150] 两个衬套 43 安装于凸缘 41,且安装在与发动机相反侧。通过使两个止动螺钉 42 与形成在发动机侧的各个螺纹螺合,并将两个衬套 43 及凸缘 41 向发动机按压,而将高压燃料供给泵固定在发动机上。

[0151] 图 11 表示凸缘 41、止动螺钉 42、衬套 43 的放大图。

[0152] 在衬套 43 上具有镗部 43a、敛缝部 43b。首先,敛缝部 43b 与凸缘 41 的安装孔敛缝结合。然后,在泵壳体 1 和焊接部 41a 利用激光焊接进行焊接结合。然后,将树脂制的紧固件 44 插入衬套 43,而且将止动螺钉 42 插入紧固件 44。紧固件 44 起到将止动螺钉 42 临时固定在衬套 43 上的作用。即,在将高压燃料供给泵安装于发动机之前的期间,将止动螺钉 42 固定成不会从衬套 43 脱落。将高压燃料供给泵固定于发动机时,止动螺钉 42 与设置在发动机侧的螺纹部进行螺合固定,但此时在止动螺钉 42 的紧固转矩的作用下,止动螺钉 42 能够在衬套 43 内进行旋转。

[0153] 高压燃料供给泵反复进行高压喷出时,如上所述,加压室内 11 的压力在高压与低压之间反复。加压室内 11 为高压时,由于该压力,而泵壳体 1 会受到被向图中的上方提升的力。加压室内 11 为低压时,泵壳体 1 不会受到这种力。因此,泵壳体向图中的上方反复受到载荷。

[0154] 如图 10 所示,凸缘 41 通过两个止动螺钉 42 将泵壳体 1 固定在发动机上。因此,如上所述将泵壳体 1 向上方抬起时,凸缘 41 成为两个止动螺钉 42、衬套 43 的部分被固定且中央部分反复施加有弯曲载荷的状态。由于该反复载荷,凸缘 41、泵壳体 1 进行变形,因此会存在产生反复应力而发生疲劳破坏的问题。此外,工作缸托座 7 及工作缸 6 也进行变形,因此工作缸 6 的滑动部也会发生变形,从而会产生如上所述的活塞柱塞 2 与工作缸 6 的烧

熔粘连。

[0155] 从生产性的理由出发,凸缘 41 通过冲压成形进行制作。因此凸缘 41 的板厚 t_1 存在上限,在本实施例中 $t_1 = 4\text{mm}$ 。通过激光焊接对泵壳体 1 与凸缘 42 的接合部即焊接部 41 进行焊接结合。激光焊接需要从图中的下方照射射线。在从图中上方照射时,由于有其它部件而不能将激光照射整周。此外激光焊接必须贯通凸缘 41 的板厚 $t = 4\text{mm}$ 。若焊接未贯通凸缘 41,则焊接部端面成为切口,因上述的反复载荷而应力集中于该切口部,会从此处发生疲劳破坏。

[0156] 为了通过激光焊接对凸缘 41 进行贯通焊接,而增大激光的输出即可,但焊接必然产生热量,因此由于该热量而凸缘 41 会发生热变形。而且,焊接时产生的溅射也大量发生,而粘连于泵壳体 1 及其他部件。从以上的观点出发,用于通过激光焊接进行贯通焊接的焊接长度优选较短。

[0157] 因此,在本实施例中,焊接部 41a 的板厚 t_2 仅为 $t_2 = 3\text{mm}$ 。由此,能够通过激光焊接对凸缘 41a 进行贯通焊接,溅射的发生也抑制为最小限度。而且,该 $t_2 = 3\text{mm}$ 部能够通过冲压成形来成形,因此生产性也高。

[0158] 焊接部 41a 的板厚 $t_2 = 3\text{mm}$ 时, $t_1 = 4\text{mm}$ 的阶梯部设置在发动机侧。由此,形成凹陷 45。在焊接部 41a 的上端面及下端面上必然比母材突起。通过设置凹陷 45,能够防止该突起与发动机的干涉。若突起与发动机进行接触,则在通过止动螺钉 42 将高压燃料供给泵固定于发动机时,凸缘 41 上会产生弯曲应力,会导致凸缘 41 的破损。

[0159] 由此,能够防止凸缘 41 因伴随高压喷出产生的反复载荷而破损的情况。而且,也能够防止焊接部 41a 的突起与发动机接触而产生的凸缘 41 的破损。

[0160] 如上所述,反复载荷负载于泵壳体 1 时,两个止动螺钉 42、衬套 43 的部分在被固定的状态下向反复载荷的方向弯曲。焊接部 41a 通过激光焊接而在整周进行贯通焊接,因而凸缘 41 的弯曲会波及到泵壳体 1。另一方面,工作缸托座 7 和泵壳体 1 仅通过螺纹 7g、1b 进行接触。泵壳体 1 的螺纹 1b 和焊接部 41a 存在于离开距离 m 的位置。而且,距离 m 下的最小壁厚为 n 。将 m 、 n 的值选定为,泵壳体 1 即使因凸缘 41 的弯曲而发生变形,该变形也会被距离 m 、壁厚 n 的部分吸收,而不会波及到螺纹 1b。

[0161] 如此,能够防止因凸缘 41 的弯曲而产生的工作缸 6 的变形。然而,必须通过泵壳体 1 将凸缘 41 的弯曲全部吸收,而泵壳体 1 产生的反复应力超过容许值时,泵壳体 1 会发生疲劳破坏而产生燃料泄漏事故。

[0162] 为了防止此种泵壳体 1 的疲劳破坏而有下列两种方法。

[0163] (1) 通过泵壳体 1 的形状效果,使产生的应力为容许值以下。

[0164] (2) 减小凸缘 41 产生的弯曲。

[0165] 以下,说明这两个方法。

[0166] 首先,对 (1) 进行说明。图 12 表示焊接部 41a 附近的放大图。泵壳体 1 由于反复载荷,而被向图中的上方拉拽,凸缘 41 弯曲时产生的应力最大的情况在图 11 中如最大应力所示在泵壳体 1 的表面沿箭头方向产生。形成为通过形状效果尽可能地使该产生的应力分散而不发生应力集中的形状即可。

[0167] 在本实施例中,如图所示,形成为利用直线部 1d 将 R 部 1c 及 R 部 1e 连接的结构,并选定最佳值。在两个 R 部 1c 及 1e 之间存在直线部 1d,该直线部 1d 上产生的应力均匀分

布。其结果是,不会发生应力集中而能够减少产生应力的最大值。

[0168] 接下来,对 (2) 进行说明。为了减小凸缘 41 的弯曲,除了提高凸缘 41 的刚性以外没有其他方法。然而,如上所述,从生产性的观点出发,将凸缘 41 的板厚 t 形成为 4mm 以上非常困难。因此将仅为了固定止动螺钉 42 而设置的衬套 43 的直径增大。在此,弯曲有效距离 l_0 表示两个衬套 43 的端部的最短距离,该部分由于反复载荷而发生实质弯曲。只要能够减小该弯曲有效距离 l_0 ,在结果方面就能够提高凸缘 41 的刚性。

[0169] 在本实施例中,在衬套 43 上设置锩部 43a,实现了弯曲有效距离 l_0 的减小。衬套 43 的高度需要用于插入紧固件 44 的高度。为了实现该高度而增大衬套 43 的外形时,存在与泵壳体 1 的干涉问题和衬套 43 的材料增多等问题。通过设置锩部 43a,能够防止上述问题并减小弯曲有效距离 l_0 。

[0170] 通过如上所述实现方法 (1) (2),能够使泵壳体 1 上反复产生的应力为疲劳破坏的容许值以下。

[0171] 若对通过本实施例能够解决的课题及用于解决课题的实施方式进行整理,则如下所述。

[0172] 在日本特开平 8-105566 号公报等记载的以往的电磁驱动型阀机构中,阀座 (阀座 52) 构件和将阀构件 (94) 安装在前端的可动柱塞 (阀杆 92) 的轴承构件 (轴承 98) 由不同构件构成,一体组装作为单元。

[0173] 然而,形成为此种结构时,阀座构件与阀构件的密接度不充分而会发生流体的泄漏,从而存在无法进行正确的流量控制的问题。

[0174] 在本实施例中,例如能够减少高压燃料供给泵的可变容量控制机构所使用的电磁驱动阀机构的座部的流体的泄漏。

[0175] 在本实施例中,将阀座构件和阀构件构成作为由同一构件加工而成的一个部件。

[0176] 如此,与以往相比,能够减小可动柱塞与轴承之间的间隙,其结果是能够抑制可动柱塞的倾倒,提高阀座构件与阀构件的密封性,并提高流体的控制精度。

[0177] 具体的实施方式如下所示。

[0178] (实施方式 1)

[0179] 一种电磁驱动型阀机构,其具备:

[0180] 设置在流体的取入口的外开型的阀构件;

[0181] 通过电磁力进行操作的可动柱塞;

[0182] 将所述工作缸固定于所述泵壳体的托座;

[0183] 在特定的位置上对该柱塞的位移进行限制的限制构件;

[0184] 对所述可动柱塞向与所述限制构件相反侧施力的弹簧构件;

[0185] 对所述可动柱塞进行电磁施力而向关闭所述流体取入口的方向对所述阀构件及可动柱塞施力的电磁驱动机构;

[0186] 所述阀构件进行密接脱离的阀座;

[0187] 将所述可动柱塞支承为能够往复移动的轴承构件,

[0188] 所述阀座和所述轴承构件构成作为由同一构件加工而成的一个部件。

[0189] (实施方式 2)

[0190] 根据实施方式 1 所记载的电磁驱动型阀机构,其中,

- [0191] 在所述可动柱塞的与所述阀构件相反侧的端部固定锚，
- [0192] 该锚隔着磁间隙面对所述限制构件配置，
- [0193] 所述限制构件构成所述电磁驱动机构的磁芯部，
- [0194] 在所述限制构件的磁芯部固定有包围所述锚、磁间隙而密闭内部的磁性材料制的盖构件，
- [0195] 在该磁性材料制的盖构件的外周安装有电磁线圈，
- [0196] 在其外周设有磁锲构件，该磁锲构件与所述锚、磁间隙、磁芯部及所述磁性材料制的盖构件协作而形成磁通路。
- [0197] (实施方式 3)
- [0198] 根据实施方式 1 所记载的电磁驱动型阀机构，其中，
- [0199] 所述电磁驱动机构具有磁性材料制的躯干部，
- [0200] 将所述轴承构件压入固定在所述电磁驱动机构的所述躯干部上形成的内部贯通孔的内周壁上。
- [0201] (实施方式 4)
- [0202] 根据实施方式 1 所记载的电磁驱动型阀机构，其中，
- [0203] 在所述可动柱塞的与所述阀构件相反侧的端部固定锚，
- [0204] 该锚隔着磁间隙面对所述限制构件配置，
- [0205] 所述限制构件构成所述电磁驱动机构的磁芯部，
- [0206] 在所述限制构件的磁芯部固定有包围所述锚、磁间隙而密闭内部的磁性材料制的盖构件，
- [0207] 在该磁性材料制的盖构件的外周安装电磁线圈，
- [0208] 在其外周设置磁锲构件，该磁锲构件与所述锚、磁间隙、磁芯部及所述磁性材料制的盖构件协作而形成磁通路，
- [0209] 所述电磁驱动机构具有磁性材料制的躯干部，
- [0210] 将所述轴承构件压入固定在所述电磁驱动机构的所述躯干部上形成的内部贯通孔的内周壁上。
- [0211] (实施方式 5)
- [0212] 根据实施方式 2 或 4 所记载的电磁驱动型阀机构，其中，
- [0213] 在所述锚的内周部，在所述可动柱塞的外周安装作为所述弹簧构件的螺旋弹簧。
- [0214] (实施方式 6)
- [0215] 根据实施方式 2、4 或 5 所记载的电磁驱动型阀机构，其中，
- [0216] 在安装有所述锚的状态下，一体型的所述可动柱塞与所述阀构件的轴向重心位置位于比所述轴承构件的轴向中心部靠锚侧。
- [0217] (实施方式 7)
- [0218] 根据实施方式 2 或 4 所记载的电磁驱动型阀机构，其中，
- [0219] 具有包围所述磁锲构件的外周的至少一部分的树脂成形体部，
- [0220] 在该树脂成形体部一体设有连接器，该连接器的端子与所述电磁线圈的端子的接合部形成在所述磁锲构件的外部。
- [0221] (实施方式 8)

[0222] 根据实施方式 1 所记载的电磁驱动型阀机构,其中,

[0223] 所述电磁力以外的力有助于所述可动柱塞沿与所述电磁力引起的所述可动柱塞的移动同方向的移动,在该电磁力以外的力的作用下而所述可动柱塞沿所述限制构件的方向进行了特定的位移后,使所述电磁力作用于所述柱塞。

[0224] (实施方式 9)

[0225] 根据实施方式 1 所记载的电磁驱动型阀机构,其中,

[0226] 在所述阀构件的上游侧与下游侧的流体差压的作用下,该阀构件克服所述弹簧构件的力而进行了初始开阀动作后,所述电磁驱动机构沿维持或有助于所述阀构件的开方向动作的方向对所述可动柱塞施力。

[0227] (实施方式 10)

[0228] 一种高压燃料供给泵,具有由实施方式 1 至实施方式 7 中的任一方式所记载的电磁驱动型阀机构所构成的吸入阀。

[0229] (实施方式 11)

[0230] 根据实施方式 10 所记载的高压燃料供给泵,其中,

[0231] 在所述电磁机构为无通电状态且没有所述流体差压的状态下,通过所述弹簧构件对所述吸入阀构件进行闭阀。

[0232] (实施方式 12)

[0233] 根据实施方式 10 所记载的高压燃料供给泵,其中,

[0234] 在构成高压燃料供给泵的活塞柱塞的吸入工序中,通过对所述电磁驱动机构施加输入电压,而使所述吸入阀构件维持开动作及开状态。

[0235] (实施方式 13)

[0236] 根据实施方式 10 至 12 中任一方式所记载的高压燃料供给泵,其中,

[0237] 在所述吸入阀构件的吸入流路侧与加压室侧的流体差压的作用下,所述吸入阀构件克服所述弹簧构件产生的作用力而进行了开动作后,通过对所述电磁驱动机构施加输入电压,而维持或有助于所述吸入阀构件的开动作。

[0238] (实施方式 14)

[0239] 根据实施方式 10 所记载的高压燃料供给泵,其中,

[0240] 在保持对所述电磁驱动机构施加输入电压的状态下维持了开状态后,在所述活塞柱塞的压缩工序中解除输入电压,而截断流过所述电磁驱动机构的电流。

[0241] (实施方式 15)

[0242] 根据实施方式 10 所记载的高压燃料供给泵,其中,

[0243] 通过对应于所述活塞柱塞的运动而控制将施加给所述电磁驱动机构的输入电压解除的时间,从而控制高压喷出的流量。

[0244] (实施方式 16)

[0245] 根据实施方式 10 所记载的高压燃料供给泵,其中,

[0246] 通过使输入电压变化而控制所述电磁驱动机构产生的电流值。

[0247] (实施方式 17)

[0248] 根据实施方式 10 所记载的高压燃料供给泵,其中,

[0249] 从对所述电磁驱动机构施加输入电压到解除输入电压期间,以更短的周期使输入

电压的施加、解除发生周期性的反复。

[0250] (实施方式 18)

[0251] 根据实施方式 10 所记载的高压燃料供给泵,其中,

[0252] 将所述电磁吸入阀组装作为单元。

[0253] (实施方式 19)

[0254] 根据实施方式 10 所记载的高压燃料供给泵,其中,

[0255] 所述柱塞超过所述工作缸的前端而能够在形成于所述泵壳体的所述加压室内进退。

[0256] (实施方式 20)

[0257] 根据实施方式 10 所记载的高压燃料供给泵,其中,

[0258] 所述金属接触密封部通过利用与所述柱塞的移动方向交叉的面,对所述泵壳体和所述工作缸进行压力接触而形成,

[0259] 所述高压燃料供给泵具备将所述泵壳体和所述工作缸相对性地朝所述金属接触密封部按压的按压机构。

[0260] (实施方式 21)

[0261] 根据实施方式 10 所记载的高压燃料供给泵,其中,

[0262] 所述按压机构由在所述托座的外周形成的螺纹部和与其螺合的在所述泵壳体上形成的第二螺纹部构成。

[0263] (实施方式 22)

[0264] 根据实施方式 10 所记载的高压燃料供给泵,其中,

[0265] 具有将所述泵壳体固定在内燃机的发动机体上的固定机构。

[0266] (实施方式 23)

[0267] 一种高压燃料供给泵,其具备:

[0268] 形成有凹处的泵壳体;

[0269] 与该泵壳体组合并将所述凹处划分为加压室的工作缸;

[0270] 与所述工作缸滑动配合并对所述加压室内的流体进行加压的柱塞,

[0271] 对通过该柱塞的往复移动而吸入到所述加压室内的燃料进行加压,而从所述加压室喷出,其中,

[0272] 所述高压燃料供给泵具备安装在所述柱塞的与所述加压室相反侧的外周面上的密封构件和收纳有该密封构件的托座,

[0273] 所述托座具有与内燃机的发动机体的安装嵌合孔嵌合的外侧圆筒面部和收纳所述密封构件的内侧圆筒面部,

[0274] 而且,所述托座具备与所述工作缸的外周嵌合的圆筒嵌合部,

[0275] 所述外侧圆筒面部、内侧圆筒面部及所述圆筒嵌合部构成作为由同一构件加工而成的一个部件,

[0276] 所述工作缸的外侧周面与所述泵壳体的内侧周面不接触。

[0277] (实施方式 24)

[0278] 根据实施方式 23 所记载的高压燃料供给泵,其中,

[0279] 所述外侧圆筒面部、内侧圆筒面部及所述圆筒嵌合部由轴心与所述工作缸上形成

的所述柱塞插通孔的中心轴一致的圆筒面构成。

[0280] (实施方式 25)

[0281] 一种高压燃料供给泵,其具备:

[0282] 形成有凹处的泵壳体;

[0283] 与该泵壳体组合并将所述凹处划分为加压室的工作缸;

[0284] 与所述工作缸滑动配合并对所述加压室内的流体进行加压的柱塞,

[0285] 对通过该柱塞的往复移动而吸入到所述加压室内的燃料进行加压,而从所述加压室喷出,其中,

[0286] 所述高压燃料供给泵具备安装在所述柱塞的与所述加压室相反侧的外周面上的密封构件和收纳有该密封构件的托座,

[0287] 所述托座具有与内燃机的发动机体的安装嵌合孔嵌合的外侧圆筒面部和收纳所述密封构件的内侧圆筒面部,

[0288] 所述外侧圆筒面部和内侧圆筒面部由轴心与形成在所述工作缸上的所述柱塞的插通孔的中心轴一致的圆筒面构成,

[0289] 所述工作缸的外侧周面与所述泵壳体的内侧周面不接触。

[0290] 【工业实用性】

[0291] 本发明的组装机构作为将高压燃料泵组装于发动机体的机构有用。

[0292] 【符号说明】

[0293] 1 泵壳体

[0294] 2 活塞柱塞

[0295] 5 凸轮

[0296] 6 工作缸

[0297] 7 工作缸托座

[0298] 7a 圆筒嵌合部

[0299] 7b 外侧圆筒面部

[0300] 7c 内侧圆筒面部

[0301] 8 喷出阀单元

[0302] 9 金属隔膜减震器

[0303] 11 加压室

[0304] 12 喷出口

[0305] 13 柱塞密封件

[0306] 61、62 O 环

[0307] 100 发动机体

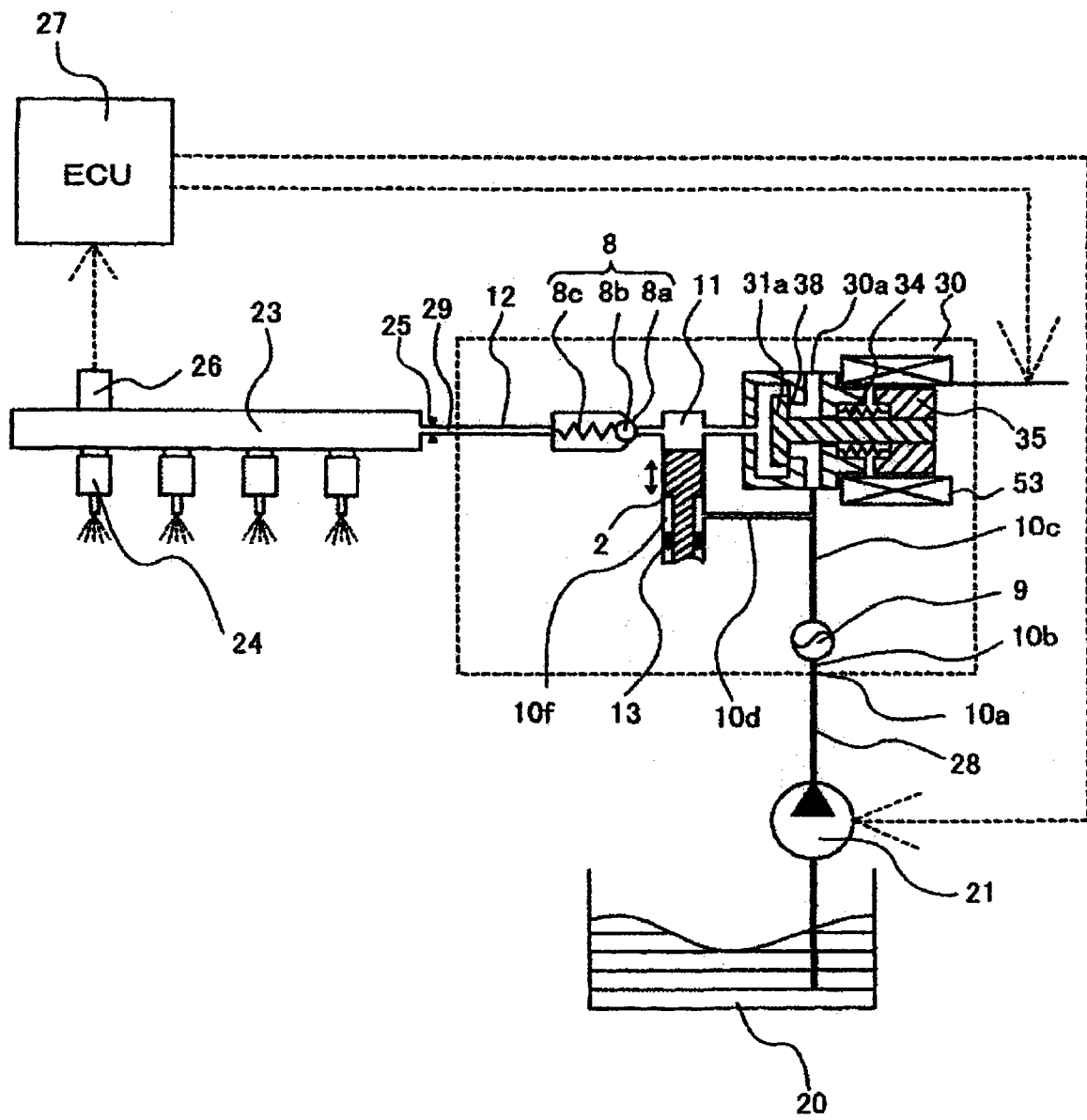


图 1

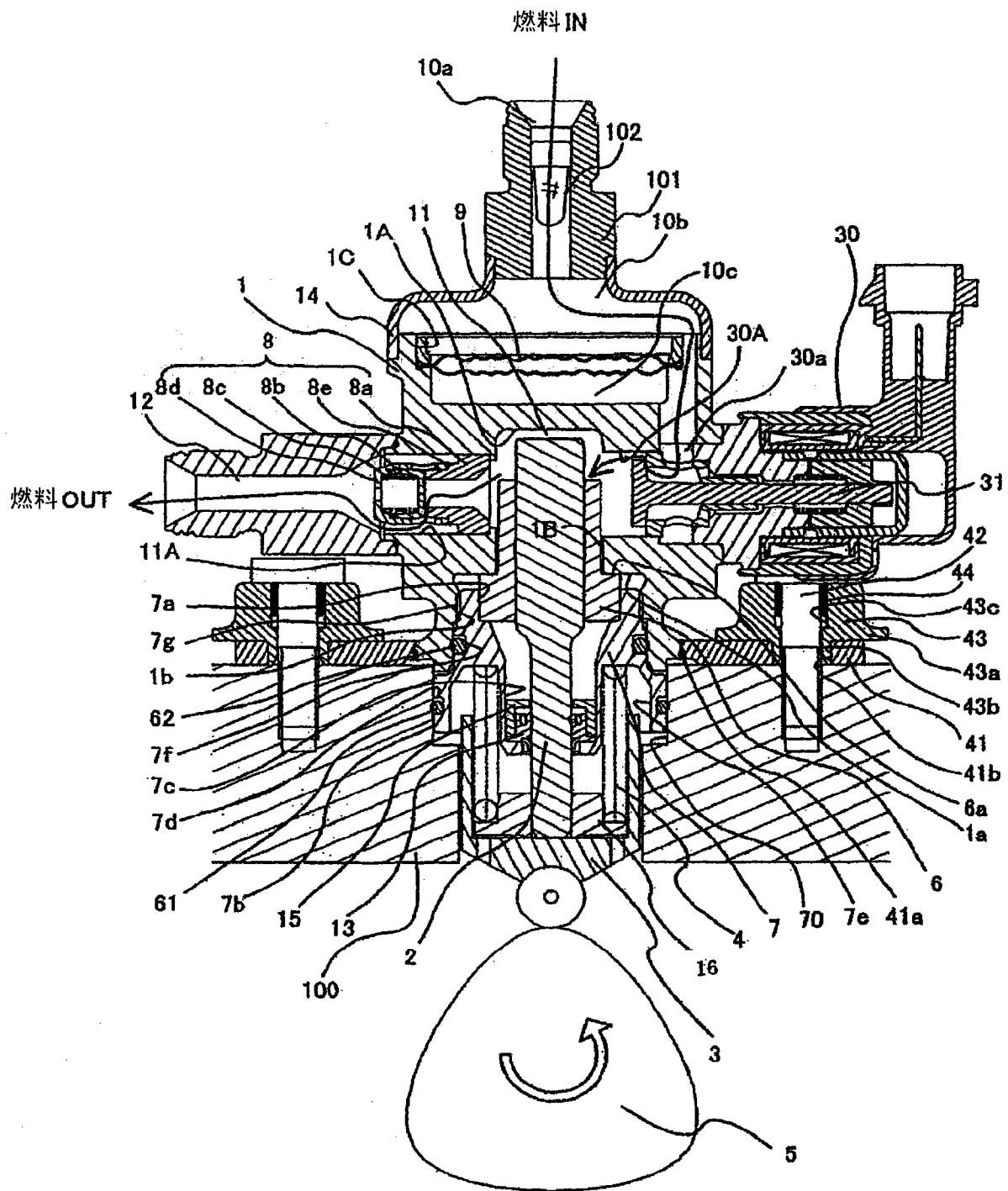


图 2

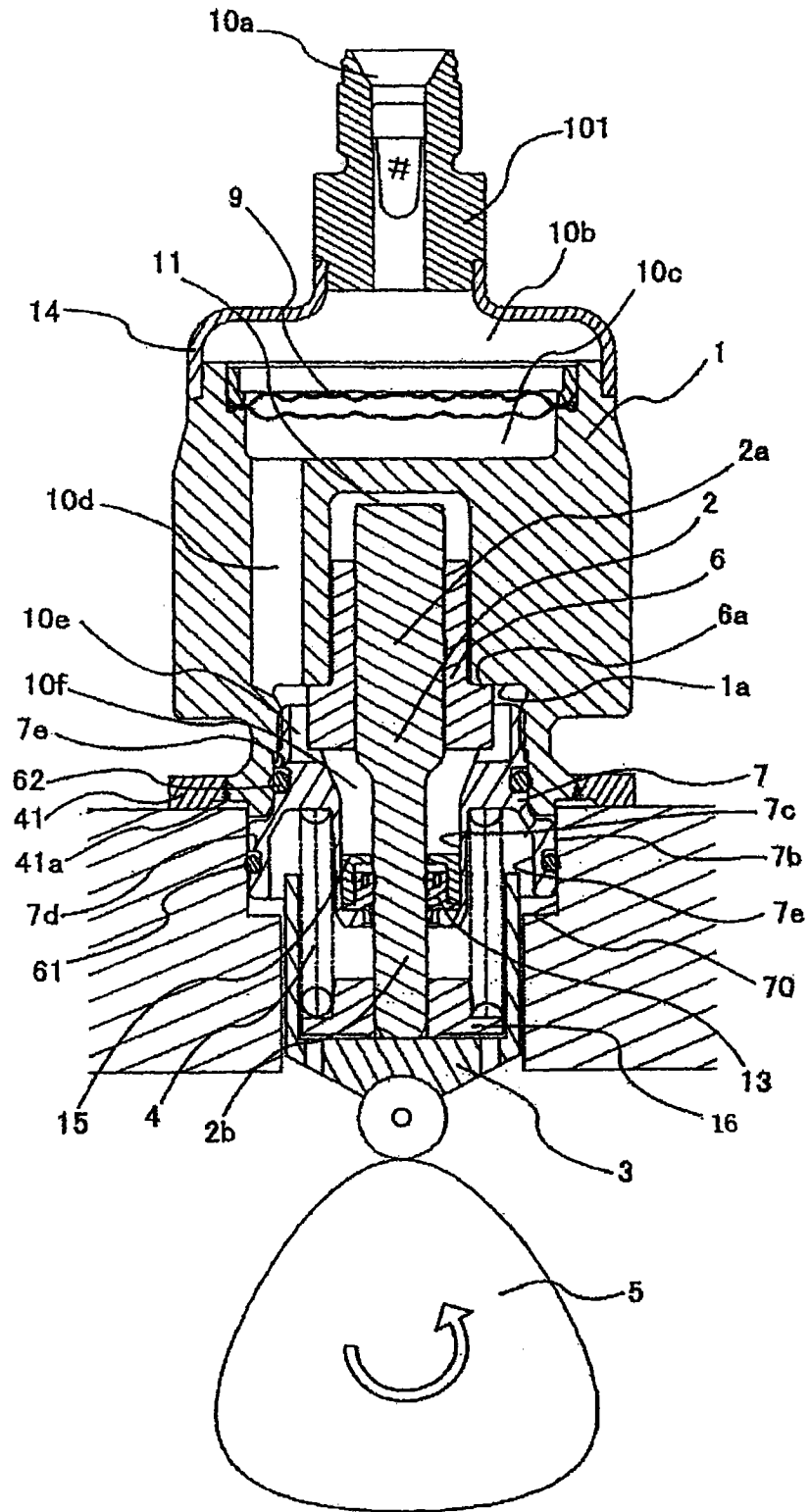


图 3

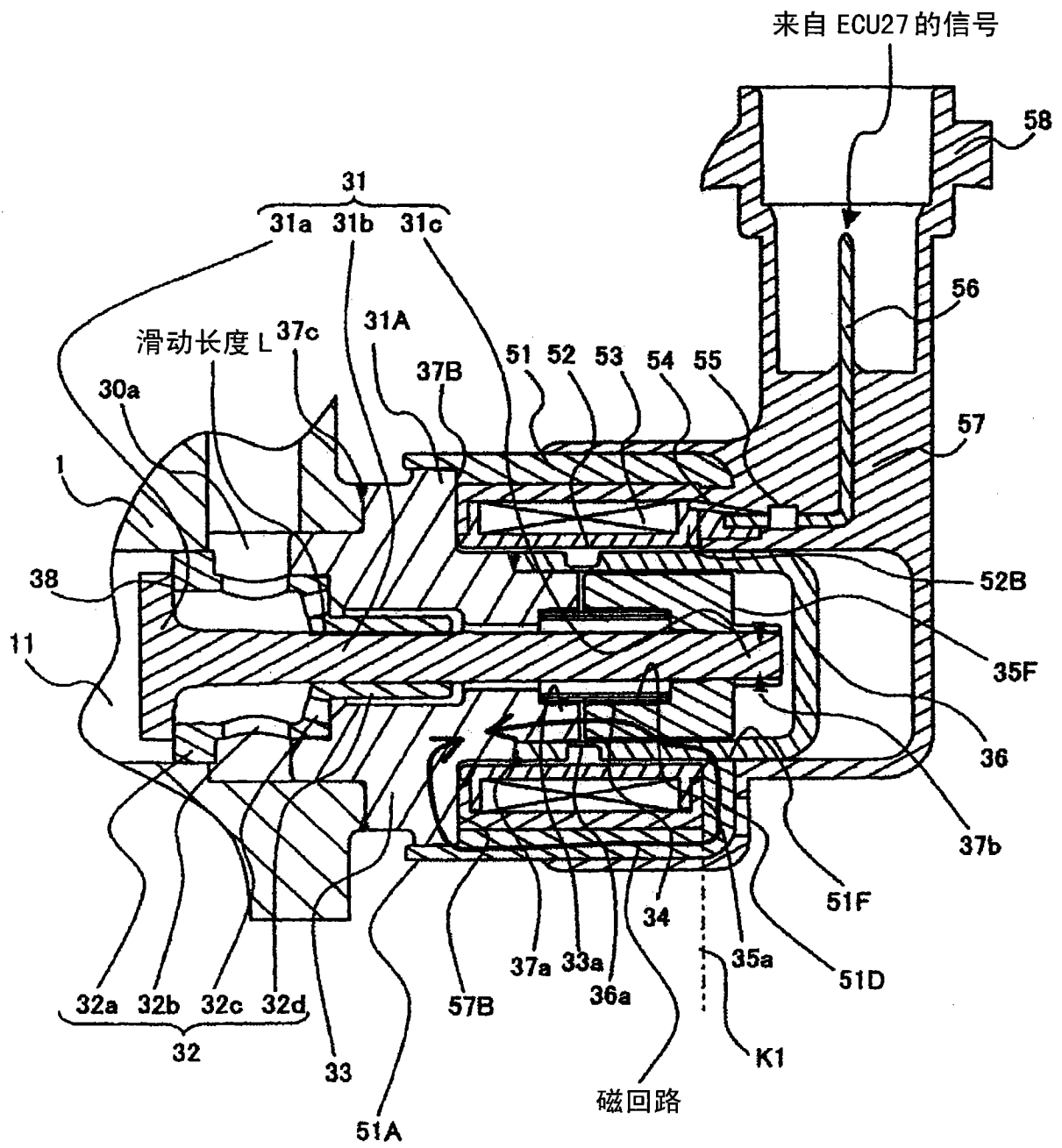


图 4

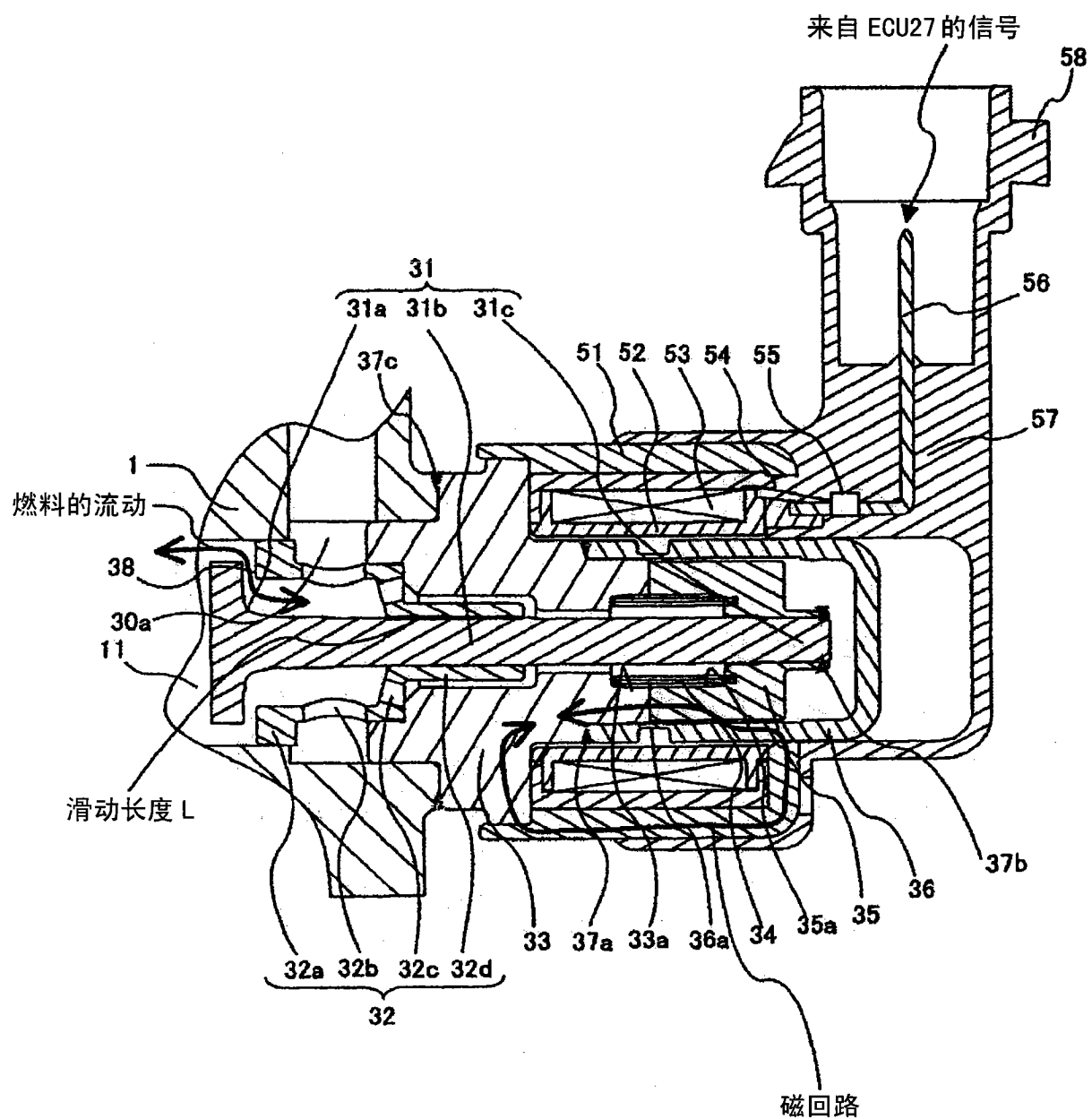


图 5

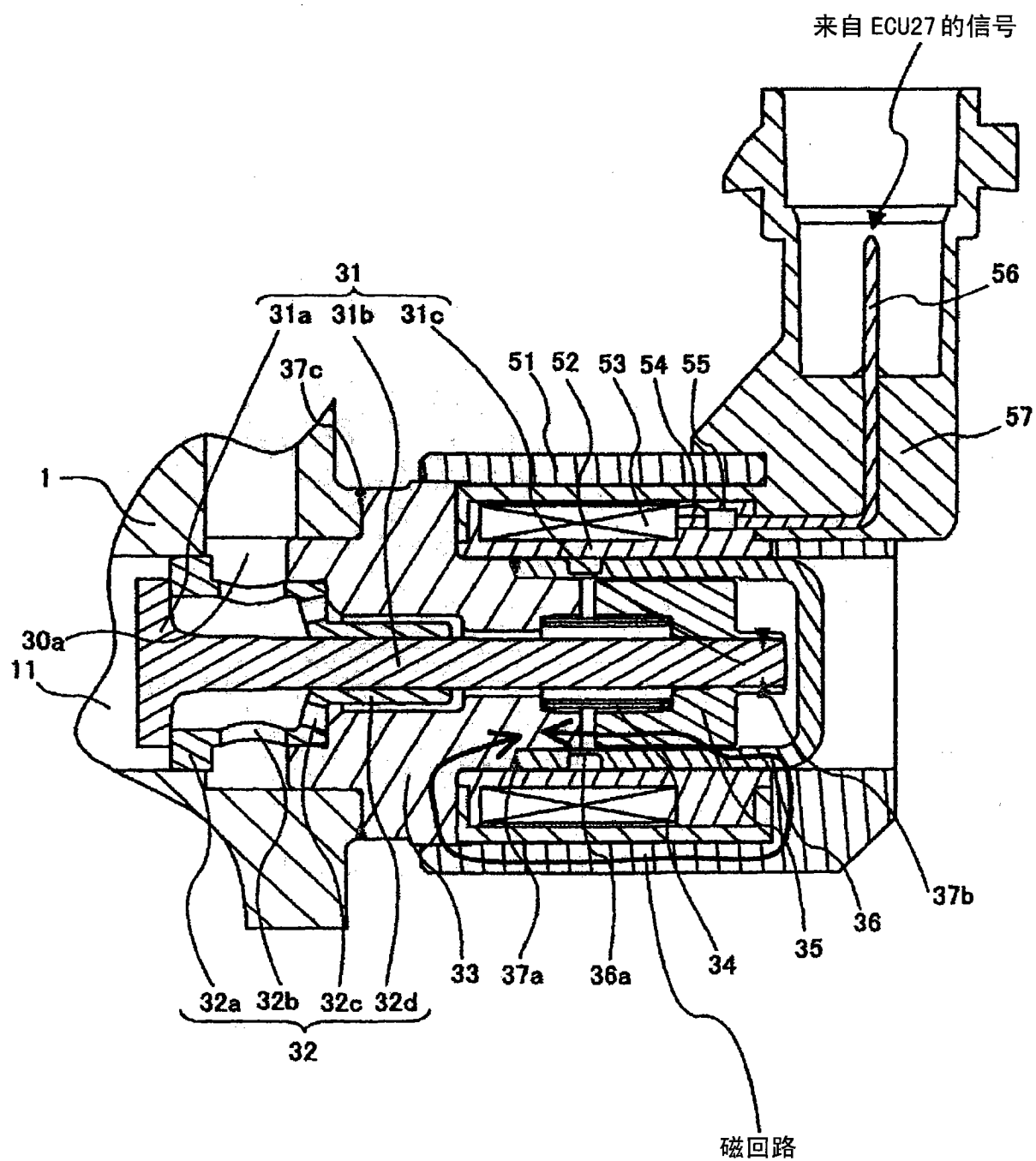


图 6

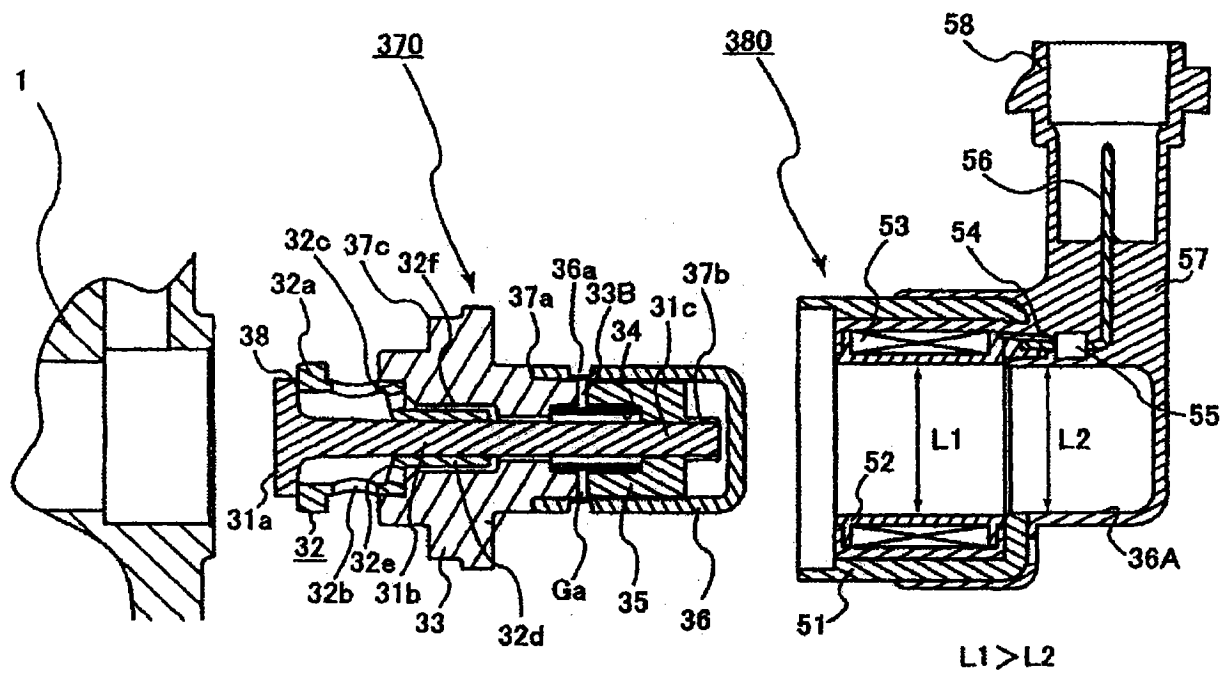


图 7

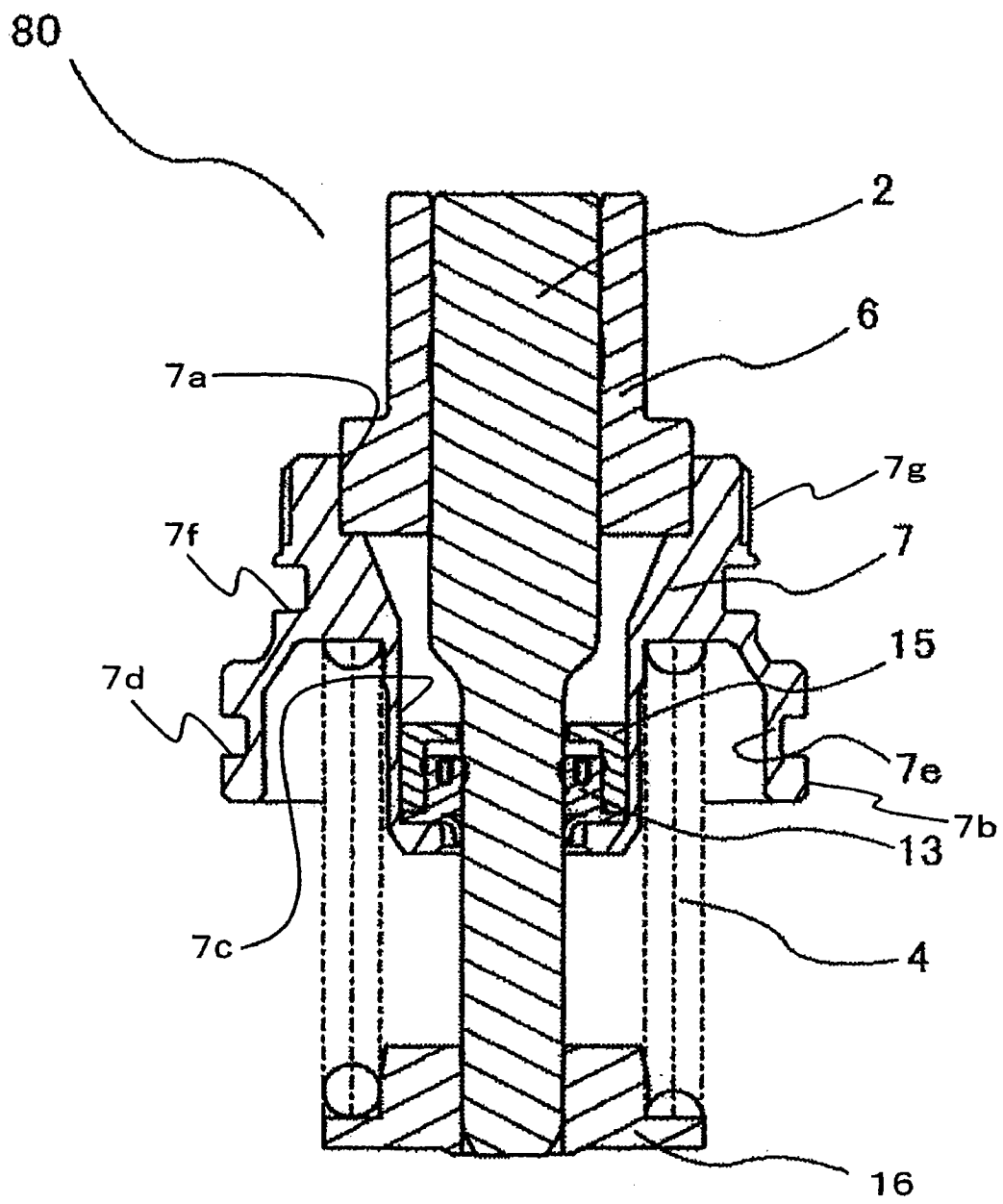


图 8

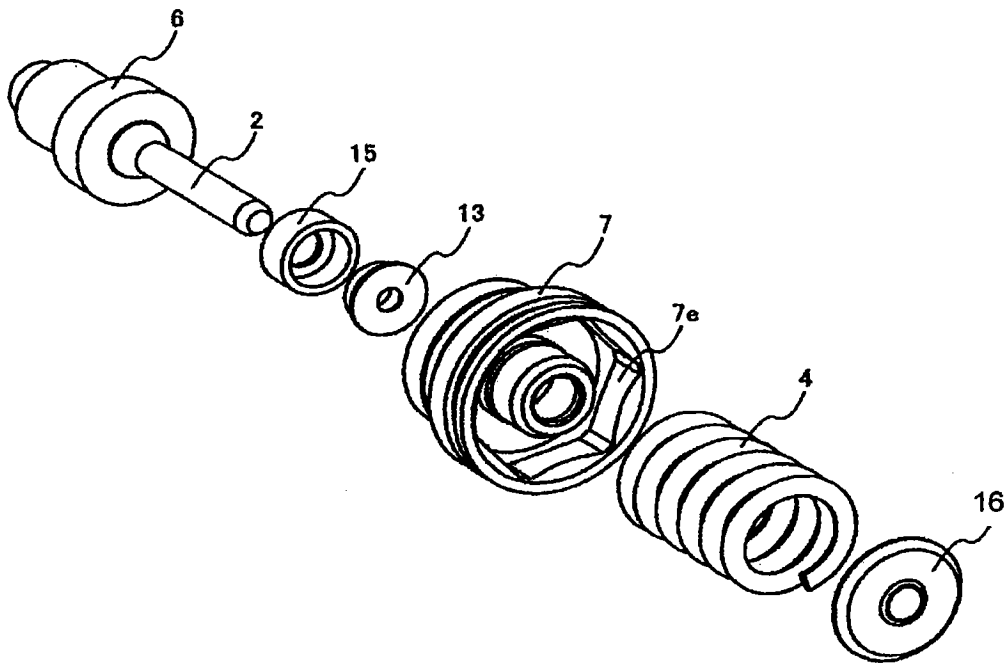


图 9

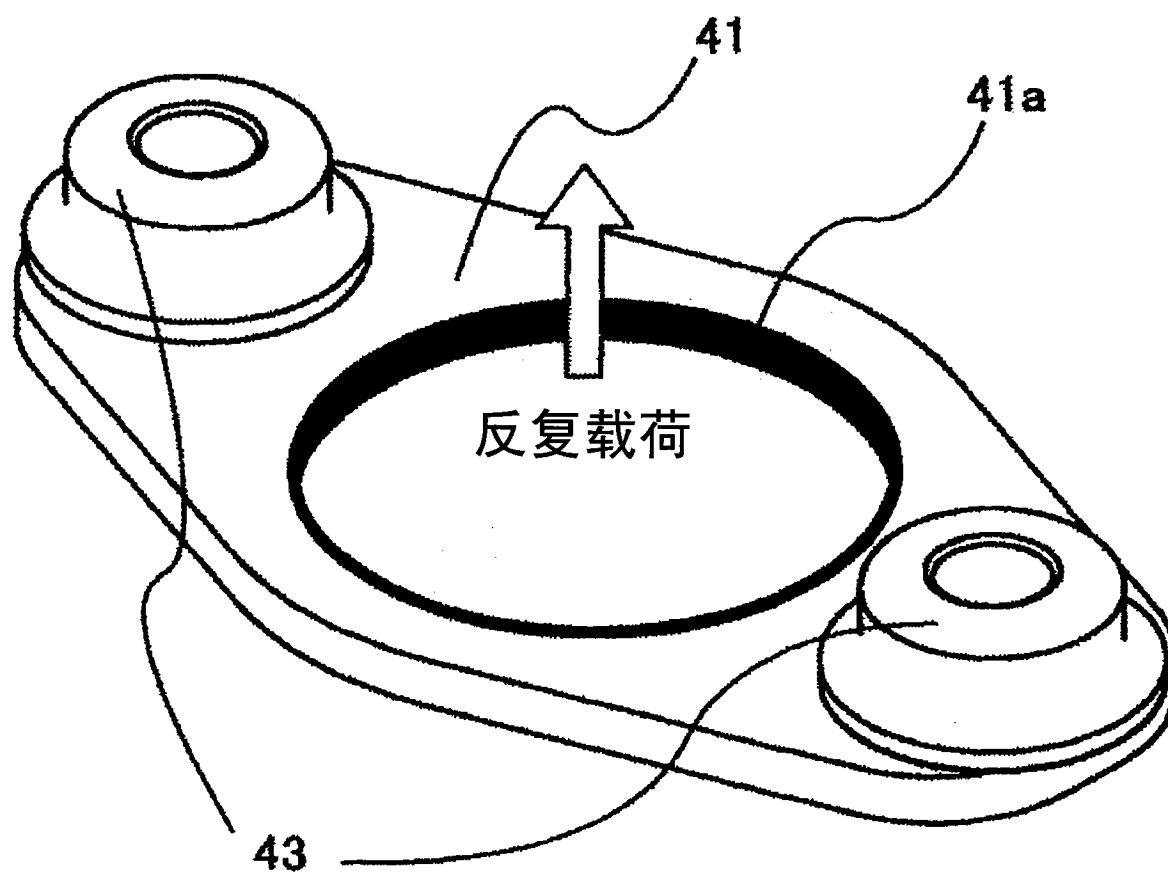
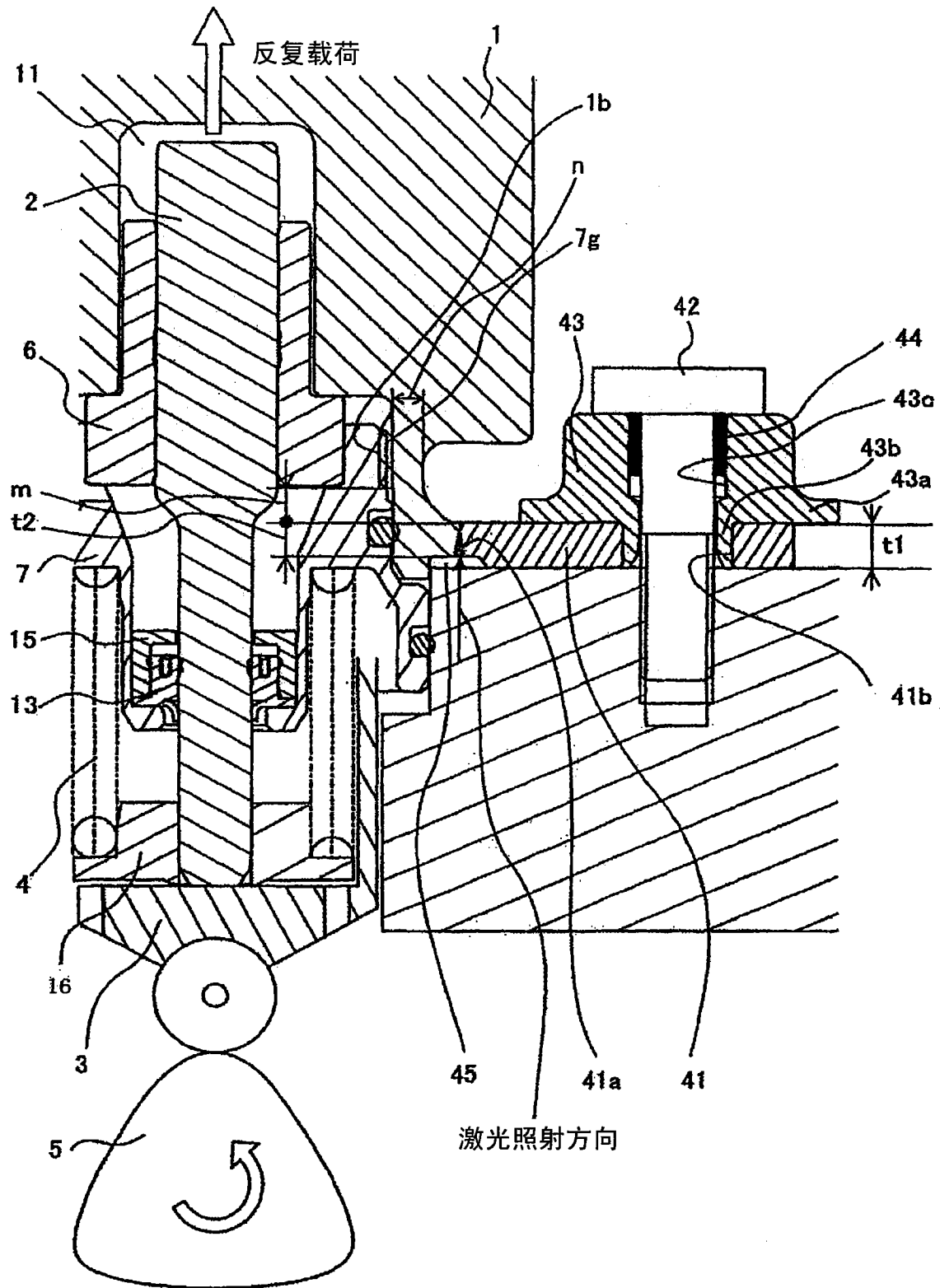


图 10



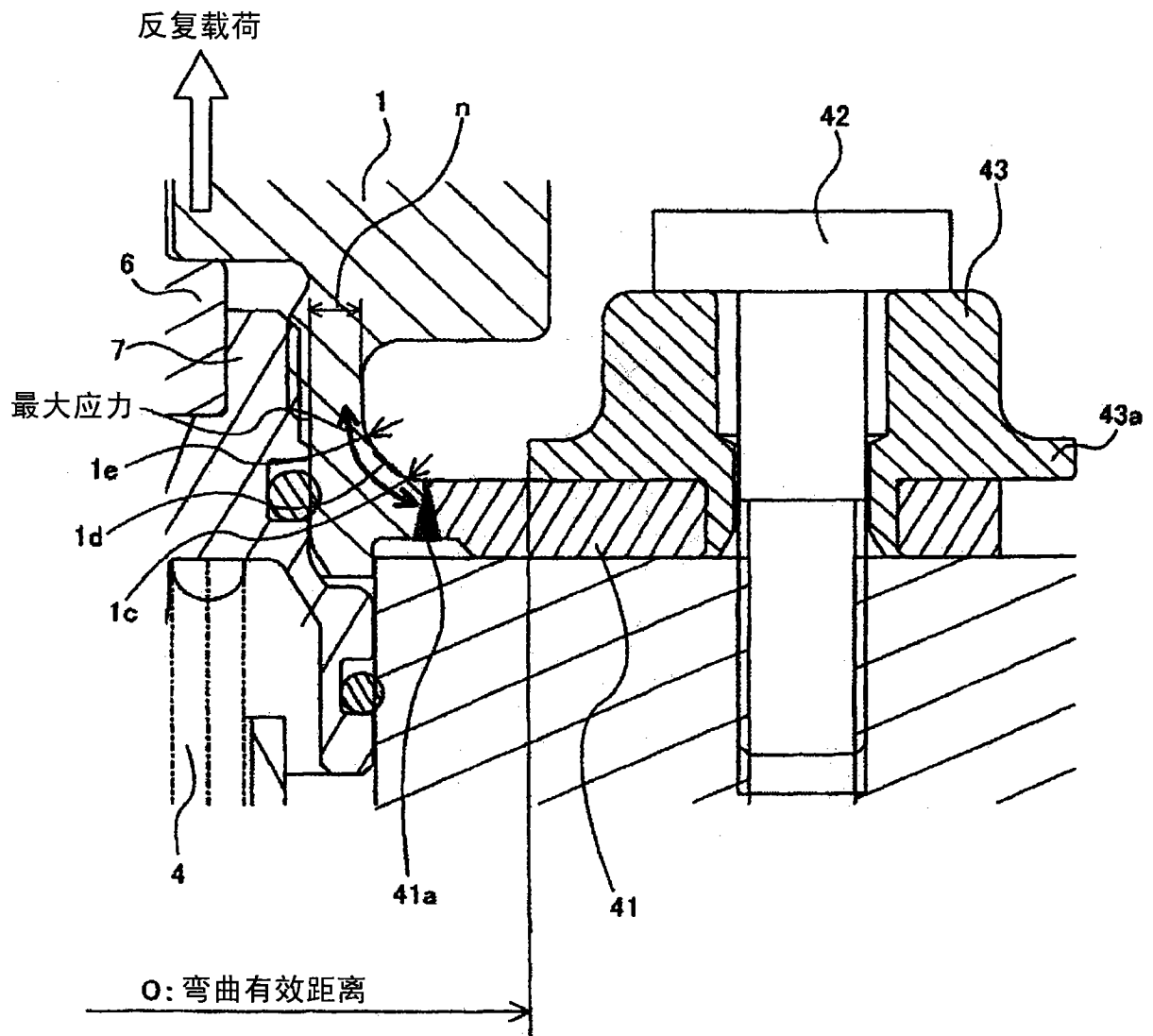


图 12