



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 103917806 B

(45)授权公告日 2016.09.14

(21)申请号 201280047811.6

(22)申请日 2012.09.28

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 103917806 A

(43)申请公布日 2014.07.09

(30)优先权数据
2011-214880 2011.09.29 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2014.03.28

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/IB2012/001913 2012.09.28

(87)PCT国际申请的公布数据
W02013/046008 EN 2013.04.04

(73)专利权人 丰田自动车株式会社
地址 日本爱知县丰田市
专利权人 爱信艾达株式会社
株式会社艾科赛迪

(72)发明人 山下俊哉 板津直树 中岛洋一
堀隆司 江端胜 道满泰典

(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 田军锋 黄霖

(51)Int.Cl.
F16H 45/02(2006.01)
F16H 41/24(2006.01)

(56)对比文件
JP 6-37568 U,1994.05.20,
JP 6-37568 U,1994.05.20,
JP 2010-84852 A,2010.04.15,
CN 101988569 A,2011.03.23,
DE 19826351 A1,1999.12.23,
JP 2010-255753 A,2010.11.11,
US 5398562 A,1995.03.21,
DE 102005034933 A1,2007.02.01,

审查员 王小波

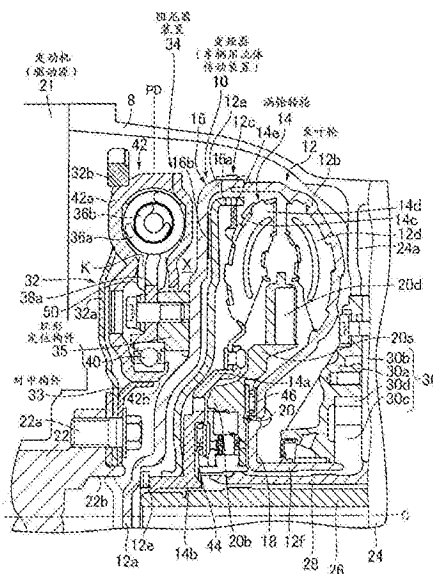
权利要求书2页 说明书8页 附图3页

(54)发明名称

车辆用流体传动装置

(57)摘要

一种车辆用流体传动装置,包括泵叶轮(12)、涡轮转轮(12d)、阻尼器装置(34)、定位构件(35)以及对中构件(33)。泵叶轮具有泵壳(12c),扭矩从驱动源输入至泵壳(12c)。阻尼器装置具有阻尼器输入构件(42)和阻尼器输出构件(38)。阻尼器输入构件连接至驱动源的输出轴。阻尼器输出构件连接至泵壳。定位构件固定至泵壳并且连接至阻尼器输出构件。而且,对中构件设置成从驱动源的输出轴朝向泵壳突出、并且与阻尼器输入构件配合在一起。



1. 一种车辆用流体传动装置(10),其特征在于包括:

泵叶轮(12),所述泵叶轮(12)具有泵壳(12c)和多个泵叶片(12d),来自驱动源(21)的扭矩被输入至所述泵壳(12c),所述多个泵叶片设置在所述泵壳的内侧;

涡轮转轮(14),所述涡轮转轮(14)具有毂部(14a)和多个涡轮叶片(14d),所述涡轮转轮(14)由所述车辆用流体传动装置的输出轴(26)的轴端部支撑,并且所述涡轮转轮(14)通过接收由所述泵叶片推出的操作流体而旋转,所述多个涡轮叶片设置在与所述泵叶片相对的位置,并且所述毂部支撑所述涡轮叶片;

阻尼器装置(34),所述阻尼器装置(34)沿所述车辆用流体传动装置的输出轴的轴向方向设置在所述驱动源与所述泵壳之间,所述阻尼器装置(34)抑制来自所述驱动源的扭矩的脉动,并且所述阻尼器装置(34)将来自所述驱动源的脉动被抑制的扭矩传递至所述泵壳,所述阻尼器装置包括阻尼器输入构件(42)、弹性构件(36a、36b)和阻尼器输出构件(38),所述阻尼器输入构件连接至所述驱动源的输出轴(22)并且构造成经由所述弹性构件将扭矩传递至所述阻尼器输出构件,所述弹性构件容置在所述阻尼器输入构件内侧,并且所述阻尼器输出构件连接至所述泵壳;

定位构件(35),所述定位构件(35)固定至所述泵壳,并且所述阻尼器输出构件连接至所述定位构件;

对中构件(33),所述对中构件(33)通过螺栓(22a)固定至所述驱动源的输出轴的轴端、从所述驱动源的输出轴朝向所述泵壳突出、并且与所述阻尼器输入构件配合;

驱动盘(32),所述驱动盘(32)固定至所述驱动源的输出轴的轴端、并且连接至所述阻尼器输入构件;以及

轴承组件(40),所述阻尼器输入构件经由所述轴承组件(40)被所述定位构件以能够相对旋转的方式支撑,

其中:所述驱动源的输出轴为发动机的曲轴;以及,所述对中构件固定至所述曲轴的轴端、并且沿所述轴向方向朝向离开所述发动机的那一侧突出;

所述阻尼器输出构件容置在所述阻尼器输入构件中、并且具有输出径向外部和输出径向内部;

来自所述阻尼器输入构件的扭矩经由所述弹性构件被传递至所述输出径向外部分,并且所述输出径向内部固定至所述定位构件的位于驱动源侧的端表面;

所述阻尼器输入构件具有输入径向外部分(42a)和圆筒形凸部(42b),所述圆筒形凸部(42b)被弯曲成沿所述轴向方向延伸至所述输出径向内部的径向内侧的位置;

所述弹性构件和所述输出径向外部分容置在所述输入径向外部分内;

所述轴承组件配合在所述圆筒形凸部的径向外周表面与所述定位构件的径向内周表面之间;以及

所述对中构件的径向外周表面配合至所述圆筒形凸部的径向内周表面。

2. 根据权利要求1所述的车辆用流体传动装置,还包括:

多个定位螺栓(52),所述定位螺栓(52)旋拧至沿所述轴向方向形成在所述定位构件中的多个内螺纹孔(54)中,

其中:所述输出径向内部通过所述定位螺栓紧固至所述定位构件;以及在所述阻尼器输入构件的与所述定位螺栓相对的相对部分中形成有通孔。

3. 根据权利要求1所述的车辆用流体传动装置,其中,所述轴承组件配合至所述输出径向内部的径向内周表面。

车辆用流体传动装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种设置在车辆中的流体传动装置。

背景技术

[0002] 已知一种设置在位于车辆的动力源与自动变速器之间的传动路径中的车辆用流体传动装置。该车辆用流体传动装置将由动力源产生的扭矩经由流体传递至自动变速器的输入轴。车辆用流体传动装置的一些已知的示例为流体耦合器和变矩器。流体耦合器设置有：泵叶轮，该泵叶轮通过诸如发动机之类的驱动源绕轴线可旋转地被驱动；和涡轮转轮，该涡轮转轮通过被泵叶轮推出的操作流体而绕该轴线旋转。在日本实用新型申请公报 No.05-050202(JP05-050202U)和日本专利申请公报 No.2010-84852(JP2010-84852A)中描述了一种变矩器。该变矩器不仅设置有泵叶轮和涡轮转轮，而且设置有定子，该定子以绕轴线能够旋转的方式布置在泵叶轮与涡轮转轮之间。

[0003] 在如上文描述的这种车辆用流体传动装置中，泵壳构成泵叶轮的外壳。而且，泵壳的中央部设置有中央件，使得中央件朝向发动机侧突出。该中央件配合至在曲轴的轴端表面中敞开的对中孔中，使得流体传动装置被对中。

[0004] 在 JP05-050202U 和 JP2010-84852A 中，在泵壳与固定至曲轴的轴端的驱动盘之间设置有阻尼器装置。中央件从泵壳突出。而且，对中孔在曲轴的轴端表面中敞开，使得中央件能够配合在对中孔中。在这种情况下，在中央件与对中孔之间在下述范围内发生相对旋转——在该范围内在阻尼器装置中允许相对旋转，使得中央件和对中孔彼此滑动。这种滑动导致中央件或对中孔会磨损，这减小了对中精确度，并且因此，会增大车辆的振动。作为该问题的对策的一个建议如在 JP2010-84852A 中描述地涉及在中央件与对中孔之间设置衬套或轴承。然而，通过在 JP2010-84852A 中提出的结构，还存在下述问题：比如零部件的数量增多，加工的数量增多，并且装配小时数量增大。

发明内容

[0005] 因此，本发明提供了一种车辆用流体传动装置，在该车辆用流体传动装置中能够维持泵壳的对中精确度。

[0006] 发明的一个方面涉及一种车辆用流体传动装置，该车辆用流体传动装置包括泵叶轮、涡轮转轮、阻尼器装置、定位构件以及对中构件。泵叶轮具有泵壳和多个泵叶片，扭矩从驱动源输入至泵壳。多个泵叶片设置在泵壳的内侧。涡轮转轮具有毂部和多个涡轮叶片，涡轮转轮通过车辆用流体传动装置的输出轴的轴端部来支撑，并且涡轮转轮通过接收由泵叶片推出的操作流体而旋转。多个涡轮叶片设置在与泵叶片相对的位置。毂部支撑涡轮叶片。阻尼器装置沿车辆用流体传动装置的输出轴的轴向方向设置在驱动源与泵壳之间，阻尼器装置具有阻尼器输入构件、弹性构件以及阻尼器输出构件，并且阻尼器装置抑制来自驱动源的扭矩的脉动以及将所产生的扭矩传递至泵壳。阻尼器输入构件连接至驱动源的输出轴。弹性构件容置在阻尼器输入构件内侧。阻尼器输出构件连接至泵壳。定位构件固定至泵

壳并且连接至阻尼器输出构件。而且,对中构件设置成从驱动源的输出轴朝向泵壳突出、并且与阻尼器输入构件配合在一起。

[0007] 对于以这种方式构造的车辆用流体传动装置,阻尼器输出构件固定至定位构件,该定位构件固定至泵壳。而且,阻尼器输入构件和对中构件配合在一起,其中对中构件从驱动源的输出轴朝向泵壳突出。由于阻尼器输入构件和固定至驱动源的输出轴的对中构件配合在一起,阻尼器输入构件和对中构件将不会相对于彼此旋转。因此,能够实现对中。因此,能够在中央件和对中孔之间不使用轴承或衬套的情况下维持泵壳的对中精确度。

[0008] 根据本发明的这个方面的车辆用流体传动装置还可以包括驱动盘和轴承组件。驱动盘固定至驱动源的输出轴的轴端并且连接至阻尼器输入构件。阻尼器输入构件经由轴承组件被定位构件而可相对旋转地支撑。而且,驱动源的输出轴可以为发动机的曲轴。此外,对中构件可以固定至曲轴的轴端,并且沿轴向方向朝向离开发动机的那一侧突出。根据该结构,阻尼器输入构件和阻尼器输出构件是对中的并且能够通过轴承构件相对于彼此旋转。在此,阻尼器输入构件固定至定位构件,该定位构件固定至泵壳。而且,阻尼器输入构件固定至驱动源的输出轴。因此,阻尼器输入构件与相对于阻尼器输入构件旋转的阻尼器输出构件也是对中的。

[0009] 而且,根据上文描述的本发明的模式的车辆用流体传动装置还可以如下文描述地构造。在该结构中,阻尼器输出构件容置在阻尼器输入构件中,并且具有输出径向外部和输出径向内部。在此,来自阻尼器输入构件的扭矩经由弹性构件传递至输出径向外部。输出径向内部固定至定位构件的在驱动源侧的端表面。而且,阻尼器输入构件具有输入径向外部和圆筒形凸部,该圆筒形凸部被弯曲成延伸至输出径向内部的径向内侧的轴向位置。弹性构件和输出径向外部容置在输入径向外部内。轴承组件配合在圆筒形凸部的径向外周表面与定位构件的径向内周表面之间。而且,对中构件的径向外周表面配合至圆筒形凸部的径向内周表面。根据该结构,能够在不使用中央件和对中孔之间的轴承或衬套的情况下维持泵壳的对中精确度。而且,轴承组件设置在定位构件的径向内侧上,因此能够在不考虑阻尼器输出构件的板厚度的情况下确保定位构件的径向外侧的安装空间。因此,能够增大阻尼器的可安装性。

[0010] 根据上文描述的本发明的模式的车辆用流体传动装置还可以包括多个定位螺栓。多个定位螺栓旋拧至沿轴向方向形成在定位构件中的多个内螺纹孔中。而且,输出径向内部可以通过定位螺栓紧固至定位构件。在阻尼器输入构件的相对的部分中可以形成有通孔,该相对的部分与定位螺栓相对。根据该结构,能够在不考虑阻尼器输出构件的板厚度的情况下确保针对定位构件的径向外侧的安装空间。因此,能够增大阻尼器的可安装性。

[0011] 而且,在根据上文描述的本发明的模式的车辆用流体传动装置中,轴承组件可以配合至输出径向内部的径向内周表面。根据该结构,增大了阻尼器输入构件和阻尼器输出构件的互相对中精确度,因此能够进一步地抑制车辆的振动。

附图说明

[0012] 参照附图将在下文对本发明的示例性实施方式的特征、优点以及技术上和工业上的意义进行描述,在附图中,相同的附图标记指示相同的元件,并且在附图中:

[0013] 图1为根据本发明的一种示例性实施方式的车辆用变矩器的结构的截面图;

[0014] 图2为设置在车辆的圆筒形壳体的内侧的车辆用变矩器的视图;以及

[0015] 图3为示出了固定至图1中的车辆用变矩器的泵壳的环形定位构件的结构的正视图,图中环形定位构件的一半已经被切去。

具体实施方式

[0016] 在下文中,将参照附图对本发明的示例性实施方式进行详细描述。

[0017] 图1为作为根据本发明的一种示例性实施方式的车辆用流体传动装置的变矩器10的结构截面图。图2为设置在车辆的圆筒形壳体8的内侧的变矩器10的视图。变矩器10设置有泵叶轮12、涡轮转轮14、锁止离合器16、单向离合器18以及定子20。变矩器10将从用作驱动源的发动机21的曲轴22输入的扭矩倍增,并且将倍增的扭矩从变速器24的输入轴26输出。在此,变速器24的输入轴26用作变矩器10的输出轴。

[0018] 泵叶轮12包括盘形前壳12a、后壳12b、泵壳12c以及泵叶片12d。泵壳12c经由驱动盘32和阻尼器装置34连接至发动机21的曲轴22。而且,泵壳12c以与曲轴22相同的旋转速度绕轴线C旋转。多个泵叶片12d在后壳12b的径向外部的内侧沿周向方向彼此交叠地布置。涡轮转轮14包括盘形毂部14a、圆筒形轴部14b、涡轮壳14c以及涡轮叶片14d。盘形毂部14a与输入轴26的轴端部花键接合,并且经由滑动环12e可相对旋转地抵靠前壳12a(即,以能够相对于前壳12a旋转的方式经由滑动环12e抵靠前壳12a)。圆筒形轴部14b从毂部14a的中央突出并且与输入轴26的轴端部花键接合。多个涡轮叶片14d以下述方式固定至毂部14a的径向外侧:与泵叶片12d相对/对置并且沿周向方向彼此交叠。涡轮转轮14设置成绕轴线C与输入轴26一起旋转。定子20包括圆盘部20a和圆筒部20b。圆盘部20a的径向外侧构成定子叶片20d。这些定子叶片20d沿输入轴26的轴向方向定位在泵叶轮12的泵叶片12d与涡轮转轮14的涡轮叶片14d之间。定子20的径向内部构成圆筒部20b。圆筒部20b与单向离合器18配合。定子20被圆筒固定轴28经由单向离合器18绕轴线C可旋转地支撑,该圆筒固定轴28为固定至壳体8的非旋转构件。而且,在前侧上的第一推力轴承44介于定子20与涡轮转轮14的毂部14a之间,并且在后侧上的第二推力轴承46介于定子20与后壳12b之间。因此,确定了定子20在轴线方向上的位置。在此,前侧指的是在沿着轴线的方向上相对更靠近发动机21的那一侧。而且,后侧指的是在沿着轴线的方向上相对更靠近变速器24的那一侧。而且,沿着轴线的方向可以简称为“轴向方向”。即,变矩器10的输出轴的轴向方向也可以被认为是沿着轴线的方向。

[0019] 在壳体8内侧设置有分隔壁24a。分隔壁24a将壳体8划分成在其中容置变速器24的空间和在其中容置变矩器10的空间。在该分隔壁24a上设置有液压泵30。液压泵30包括泵体30a、泵罩30b、内齿圈30c以及外齿圈30d。泵体30a固定至分隔壁24a。泵罩30b固定至泵体30a。内齿圈30c和外齿圈30d可旋转地容置在形成在泵体30a与泵罩30b之间的空间内,并且内齿圈30c和外齿圈30d彼此啮合。圆筒形轴12f的轴端以不可相对旋转的方式与内齿圈30c接合,即,以不能够相对于内齿圈30c旋转的方式。圆筒形轴12f布置在泵叶轮的后壳12b的径向内侧并且沿轴向方向突出。因此,液压泵30被发动机21可旋转地驱动。液压泵30——即泵体30a——从分隔壁24a朝向变矩器10侧——即发动机21侧或输入侧——以圆锥形形状突出。输入轴26经由未示出的轴承被分隔壁24a可旋转地支撑。输入轴26突出至容置有变矩器10的空间内,并且支撑变矩器10。

[0020] 在下文中,当未具体地陈述时,输出侧或变速器24侧指的是在轴向方向上相对靠近变速器24的那一侧。类似地,当未具体地陈述时,输入侧或发动机21侧指的是在轴向方向上相对靠近发动机21的那一侧。后壳12b的径向外部分与前壳12a的径向外部分偏置从而朝向其输出侧即变速器24侧突出。后壳12b构成泵壳12c的输出侧,即变速器24侧。而且,前壳12a构成泵壳12c的输入侧,即发动机21侧。因此,后壳12b的径向内部为朝向输入侧的凹形形状,并且接收泵体30a的末端部/尖端部。即就是,泵体30a的末端部在径向方向上与后壳12b的径向外部分交叠。因此,能够有效地利用空间,因此变矩器10在轴线C的方向上的尺寸是短的。在本申请文件中,轴向方向和轴线C的方向指的是相同的方向。

[0021] 在上文描述的结构中,后壳12b的径向外部分沿轴向方向朝向变速器24侧突出。因此,布置在后壳12b的径向外部分的内侧壁表面上的泵叶片12d也沿轴向方向朝向输出侧偏置。因此,定子叶片20d和涡轮叶片14d在维持与泵叶片12d的恒定的相对位置关系的同时也沿轴向方向朝向输出侧即变速器24侧偏置。在该示例性实施方式中,定子20的圆盘部20a的径向外部分定位成比圆筒部20b朝向变速器24侧更远。因此,圆盘部20a具有圆锥形形状。因此,定子叶片20d沿轴向方向朝向输出侧偏置,从而不在径向方向上与单向离合器18交叠。而且,涡轮转轮14的毂部14a的径向外部分具有圆锥形形状,从而不在径向方向上与单向离合器18交叠。因此,涡轮叶片14d沿轴向方向朝向输出侧偏置,使得涡轮转轮14的涡轮叶片14d的一部分在径向方向上不与单向离合器18交叠,并且涡轮转轮14的涡轮叶片14d的一部分在径向方向上确实与单向离合器18交叠。

[0022] 锁止离合器16包括圆盘形活塞16a和环形摩擦元件16b。活塞16a的径向中央部与从涡轮转轮14的毂部14a的中央突出的圆筒形轴部14b的径向外表面以可滑动方式接合,该涡轮转轮14的毂部14a与输入轴26的轴端部不可相对旋转地接合。而且,活塞16a与从涡轮壳14c突出的接合突出部14e不可相对旋转地接合。摩擦元件16b固定至活塞16a的径向外部分,或固定至前壳12a的内侧的与活塞16a的径向外部分相对的部分。摩擦元件16b通过摩擦力将涡轮转轮14和泵叶轮12彼此直接连接。如上文所描述的,前壳12a的径向外部分偏置从而在轴向方向上朝向输出侧即变速器24侧突出。在此,前壳12a的径向外部分构成泵壳12c的输入侧,即发动机21侧。因此,活塞16a的径向外部分也类似地偏置从而在轴向方向上朝向输出侧即变速器24侧突出,所以防止了与前壳12a和涡轮转轮14的干涉。以这种方式,前壳12a的径向外部分和锁止离合器16的活塞16a在轴向方向上朝向输出侧偏置,使得活塞16a的径向外部分和摩擦元件16b在径向方向上与单向离合器18交叠。摩擦元件16b固定至活塞16a的径向外部分。

[0023] 驱动盘32通过螺栓22a固定至发动机21的曲轴22的轴端。驱动盘32包括圆盘形部32a和齿圈32b。齿圈32b固定至圆盘形部32a的径向外部分,从而与未示出的起动机马达的小齿轮啮合。阻尼器装置34设置在驱动盘32与前壳12a之间。前壳12a构成泵壳12c的前部。而且,作为按压部的环形对中构件33通过螺栓22a固定至曲轴22的轴端。而且,对中构件33的径向内部在轴向方向上与驱动盘32的径向内部交叠。

[0024] 阻尼器装置34包括圆盘形从动盘38和阻尼器壳42。从动盘38的径向内部经由圈状环形定位构件35固定至前壳12a。圈状环形定位构件35与轴线C同心。而且,在从动盘38的径向外部分中以等距的间隔在多个位置形成有切口38a。这些切口38a朝向向外侧敞开从而容置两种类型的阻尼器弹簧,即,大阻尼器弹簧36a和小阻尼器弹簧36b。大阻尼器弹簧36a和小

阻尼器弹簧36b以线圈的形状卷绕,使得阻尼器装置34的周向方向为大阻尼器弹簧36a和小阻尼器弹簧36b的纵向方向。而且,大阻尼器弹簧36a和小阻尼器弹簧36b彼此同心。阻尼器壳42被环形定位构件35经由环形轴承40绕轴线C可旋转地支撑,并且阻尼器壳42固定至驱动盘32的圆盘形部32a。在此,环形定位构件35固定至前壳12a。阻尼器壳42设置有沿周向方向延伸的圆柱状空间。圆柱状空间容置一对阻尼器弹簧,即,大阻尼器弹簧36a和小阻尼器弹簧36b,从而覆盖大阻尼器弹簧36a和小阻尼器弹簧36b的外周。而且,在阻尼器壳42中沿周向方向以等距的间隔在多个位置形成有圆柱状空间。通过响应于在从动盘38与阻尼器壳42之间的旋转相位中的偏差使大阻尼器弹簧36a和小阻尼器弹簧36b沿周向方向——即大阻尼器弹簧36a和小阻尼器弹簧36b的纵向方向——收缩来吸收从发动机21传递的扭矩的脉动。在该示例性实施方式中,阻尼器壳42充当阻尼器输入构件,从动盘38充当阻尼器输出构件,环形轴承40充当轴承组件,并且大阻尼器弹簧36a和小阻尼器弹簧36b各自充当弹性构件。

[0025] 在组成阻尼器装置34的零部件中,阻尼器壳42具有最大的质量。阻尼器壳42通过固定至曲轴的末端的对中构件33来支撑,因此增大了阻尼器壳42的对中精确度,并且因此,抑制了在旋转期间产生的振动。在此,从动盘38容置在阻尼器壳42内侧,并且具有径向外侧(即,输出径向外侧)和径向内侧(即,输出径向内侧)。来自阻尼器壳42的扭矩经由大阻尼器弹簧36a和小阻尼器弹簧36b传递至从动盘38的径向外侧。从动盘38的径向内侧固定至环形定位构件35的在驱动源侧上的端表面。阻尼器壳42具有径向外侧42a(即,输入径向外侧)和圆筒形凸部42b,该圆筒形凸部42b被弯曲从而延伸至从动盘38的径向内侧的径向内侧的轴向位置。大阻尼器弹簧36a、小阻尼器弹簧36b、以及从动盘38的径向外侧容置在阻尼器壳42的径向外侧42a内。环形轴承40配合在圆筒形凸部42b的径向外侧表面与环形定位构件35的径向内侧之间。而且,该环形轴承40的外圈也配合至从动盘38的径向内侧的径向内侧表面,所以还增大了阻尼器壳42与从动盘38之间的对中精确度。此外,从动盘38的径向内侧通过定位螺栓52紧固至环形定位构件35。在阻尼器壳42的与定位螺栓52对应的部分中形成有通孔42c。用于紧固定位螺栓52的工具穿过通孔42c。这类结构确保了在环形定位构件35的径向外侧上的安装空间而不论从动盘38的板厚度如何,并且因此增大了阻尼器装置34的可安装性。

[0026] 阻尼器壳42设置有弹簧容置空间S和径向内侧开口K。弹簧容置空间S包括多个上文描述的圆柱状空间和沿周向方向将多个圆柱状空间彼此连通的连通空间。径向内侧开口K的在轴向方向上的开口宽度小于大阻尼器弹簧36a的直径。而且,径向内侧开口K在连通空间的径向内侧敞开。从动盘38的径向外侧配合至该开口K中。一对弹簧钢密封构件50在从动盘38的两侧上通过铆钉48来固定,并且密封了该开口K。例如,诸如油脂之类的润滑剂填充至弹簧容置空间S中。

[0027] 如上文描述的,前壳12a的径向外侧偏置从而朝向输出侧即变速器24侧突出。因此,在泵壳12c的输入侧上,即在发动机21侧上,在驱动盘32与前壳12a的径向外侧之间形成有环形空间X。阻尼器装置34布置在该环形空间X中。阻尼器装置34在轴线C的方向上的中心位置PD定位成比输入轴26的轴端更远地朝向输出侧。中心位置PD穿过大阻尼器弹簧36a和小阻尼器弹簧36b的中心。而且,中心位置PD定位成比圆筒形轴部14b的输入侧的端表面更远地朝向输出侧,该圆筒形轴部14b定位在涡轮转轮14的径向内侧上。如从这所明显的,阻

尼器装置34定位成在径向方向上与输入轴26的轴端部、涡轮转轮14的径向内部即圆筒形轴部14b、以及前壳12a的径向内部交叠。因此,构成泵壳12c的输入侧部的前壳12a的径向内部朝向输入侧——即发动机21侧——比前壳12a的径向外侧更远处地突出,并且前壳12a的径向内部在径向方向上与几乎整个阻尼器装置34交叠。

[0028] 因此,对于阻尼器装置34,大阻尼器弹簧36a和小阻尼器弹簧36b定位在径向外侧上,所以线圈直径和线圈线径两者均能够大于相关技术中的情况。因此,阻尼器装置34具有良好的柔性阻尼性能而相对于扭矩改变具有大的扭转角度。由于阻尼器装置34具有这种良好的阻尼性能,能够有效地减小扭矩振动,因此能够在低速、高负载操作范围内以良好的燃烧效率来操作发动机21。而且,当通过锁止离合器16而在锁止(即,直接驱动)状态下运行时,经由活塞16a和涡轮转轮14通过输入轴26来支撑变矩器10。在这时,阻尼器装置34与输入轴26交叠,所以当输入诸如振动之类的干扰时,抑制了阻尼器装置34的振动,因此阻尼器装置34能够被更加稳定地支撑。而且,如上文描述的,阻尼器装置34定位成使得在轴线C的方向上的中心位置PD与输入轴26的轴端和涡轮转轮14的圆筒形轴部14b在径向方向上交叠。因此,在装配期间当对变矩器10进行支撑并且配合单向离合器18和输入轴26时,能够实现良好的操作性。

[0029] 图3为环形定位构件35的从发动机21侧观察到的正视图,该环形定位构件35通过焊接等固定至前壳12a。在图3中,在环形定位构件35中(即,穿过环形定位构件35)形成有多个内螺纹孔54。定位螺栓52穿过从动盘38并且螺纹连接/旋拧至多个内螺纹孔54中以便将从动盘38固定至前壳12a。而且,在环形定位构件35中用于防止环形定位构件35与铆钉48干涉的多个干涉预防孔56形成成为盲孔。而且,在形成有干涉预防孔56的位置、在前壳12a侧上、在环形定位构件35的表面中形成有沿径向方向延伸穿通的通槽58。这些通槽58用作通过离心力或重力将收集在环形空间SS中的水排放至径向外侧的连通路径,该环形空间SS由环形定位构件35的径向内周表面、环形轴承40以及前壳12a围绕并且该环形空间SS朝向径向内侧开口/敞开。

[0030] 在该示例性实施方式中,在泵壳12c的中央部中未设置中央件。中央件为配合在形成在曲轴22的端表面中的对中孔22b的内侧的构件以完成对中。已常规地设置的中央件通过图2中的虚线来标示。在该示例性实施方式中,环形对中构件33通过螺栓22a紧固在曲轴22的轴端上,并且沿轴向方向朝向变速器24侧突出。环形对中构件33代替中央件充当对中结构。该对中构件33的径向外周表面33a配合至圆筒形凸部42b的径向内周表面,使得完成了对中。如上文描述的,圆筒形凸部42b设置在阻尼器壳42的径向内部上。阻尼器壳42经由驱动盘32连接至曲轴22。因此,对中构件33和阻尼器壳42的圆筒形凸部42b配合在一起并且将不会相对于彼此旋转。

[0031] 如上文描述的,根据该示例性实施方式的变矩器10,从动盘(即,阻尼器输出构件)38固定至环形定位构件35,该环形定位构件35固定至泵壳12c。而且,圆筒形凸部42b与对中构件33配合。圆筒形凸部42b设置在阻尼器壳(即,阻尼器输入构件)42的径向内部上。对中构件33沿轴向方向从发动机21的曲轴22朝向泵壳12c突出。因此,阻尼器壳42和对中构件33配合在一起而不能相对于彼此旋转,并且因此,阻尼器壳42和对中构件33得以对中。对中构件33固定至发动机21的曲轴22。因此,能够在中央件与对中孔之间不使用轴承或衬套的情况下维持泵壳的对中精确度。

[0032] 而且,在该示例性实施方式的变矩器10中,阻尼器壳42连接至固定至曲轴22的轴端的驱动盘32。而且,对中构件33配合至圆筒形凸部42b,并且朝向离开发动机21的那一侧突出地固定至曲轴22的轴端。在此,圆筒形凸部42b设置在阻尼器壳42的径向内部上。阻尼器壳42通过环形定位构件35经由环形轴承(即,轴承组件)40可相对旋转地被支撑。因此,从动盘38和阻尼器壳42对中并且能够通过环形轴承40而相对于彼此旋转。从动盘38固定至环形定位构件35,环形定位构件35固定至泵壳12c,并且阻尼器壳42固定至曲轴22。因此,阻尼器壳42以及相对于阻尼器壳42旋转的从动盘38也是对中的。

[0033] 而且,根据该示例性实施方式的变矩器10,从动盘38具有输出径向外部和输出径向内部。来自阻尼器壳42的扭矩经由容置在阻尼器壳42的内的大阻尼器弹簧(弹性构件)36a和小阻尼器弹簧(弹性构件)36b传递至输出径向外部。输出径向内部通过定位螺栓52沿轴向方向固定至环形定位构件35的位于发动机21侧的端表面。阻尼器壳42具有输入径向外部和圆筒形凸部42b。输入径向外部42a容置大阻尼器弹簧36a、小阻尼器弹簧36b以及从动盘38的径向外部。圆筒形凸部42b被弯曲成延伸至从动盘38的径向内部的径向内侧的轴向位置。环形轴承40配合在圆筒形凸部42b的径向外周表面与环形定位构件35的径向内周表面之间。而且,圆筒形凸部42b的径向内周表面和对中构件33的径向外周表面配合在一起。因此,能够在中央件与对中孔22b之间不使用轴承或衬套的情况下维持泵壳的对中精确度。而且,环形轴承40设置在环形定位构件35的径向内侧上。因此,能够确保环形定位构件35的径向外侧的安装空间而不论在从动盘38的板厚度如何,因此能够增大了阻尼器装置的有利的可安装性。

[0034] 根据该示例性实施方式的变矩器10,多个内螺纹孔54在环形定位构件35中沿轴线C的方向形成。多个定位螺栓52旋拧至多个内螺纹孔54中。从动盘38的径向内部通过定位螺栓52紧固至环形定位构件35。而且,通孔42c形成在阻尼器壳42的与定位螺栓52相对的相对部分中。因此,能够在不考虑从动盘38的板厚度的情况下确保环形定位构件35的径向外侧上的安装空间,因此能够增大了阻尼器装置34的可安装性。

[0035] 而且,根据该示例性实施方式的变矩器10,阻尼器壳42通过固定至曲轴的末端的中对构件33来支撑,因此增大了阻尼器壳42的对中精确度。因此,抑制了当阻尼器壳42旋转时产生的振动。如上文描述的,阻尼器壳42为在组成阻尼器装置34的任何零部件中具有最大质量的构件。

[0036] 而且,根据该示例性实施方式的变矩器10,环形轴承40同时地配合至环形定位构件35的径向内周表面和从动盘38的径向内部的径向内周表面两者。因此,增大了阻尼器壳42和从动盘38的互相对中精确度,因此能够进一步地抑制车辆的振动。

[0037] 尽管参照附图已经详细描述了发明的示例性实施方式,本发明也可以以其他模式来应用。

[0038] 在上文描述的实施方式中,对中构件33与驱动盘32一起通过螺栓22a固定至曲轴22的轴端表面。例如,对中构件33也可以从驱动盘32的径向内部突出。对中构件33在这种情况下不直接固定至曲轴22,但能够获得相同的效果。

[0039] 而且,在上文描述的示例性实施方式中,变矩器10作为车辆用流体传动装置的一个示例而提供,但该车用流体传动装置也可以是流体耦合器。

[0040] 此外,在上文描述的示例性实施方式中的环形定位构件35为沿周向方向连续的构

件,但其也可以为由在周向方向上分割的多个扇形段或块来构成的定位构件。而且,环形定位构件35可以为定位块,在定位块中分别形成有内螺纹孔54。然后,定位块沿周向方向布置。

[0041] 而且,在上文描述的示例性实施方式中,由球轴承形成的环形轴承40用作轴承组件。环形轴承40也可以通过金属轴承或滚柱轴承等来形成。

[0042] 而且,在上文描述的示例性实施方式中,阻尼器装置34具有大阻尼器弹簧36a和小阻尼器弹簧36b,但阻尼器弹簧的类型不限于两种类型。即,阻尼器装置34也可以具有一种类型或三种类型的阻尼器弹簧,并且可以具有另一结构或形状,例如阻尼器弹簧的尺寸和/或位置可以是不同的。

[0043] 此外,在上文描述的示例性实施方式中,泵叶轮12的叶片12d、涡轮转轮14的叶片14d、以及定子20的叶片20d朝向输出侧偏置。然而,偏置量没有必要必须使得定子20的叶片20d偏离至它们不与单向离合器18交叠的位置。

[0044] 上文描述的示例性实施方式和模式仅是示例。可以通过基于本领域技术人员的知识以多种方式中的任何方式已被修改或改进的模式来实施本发明。

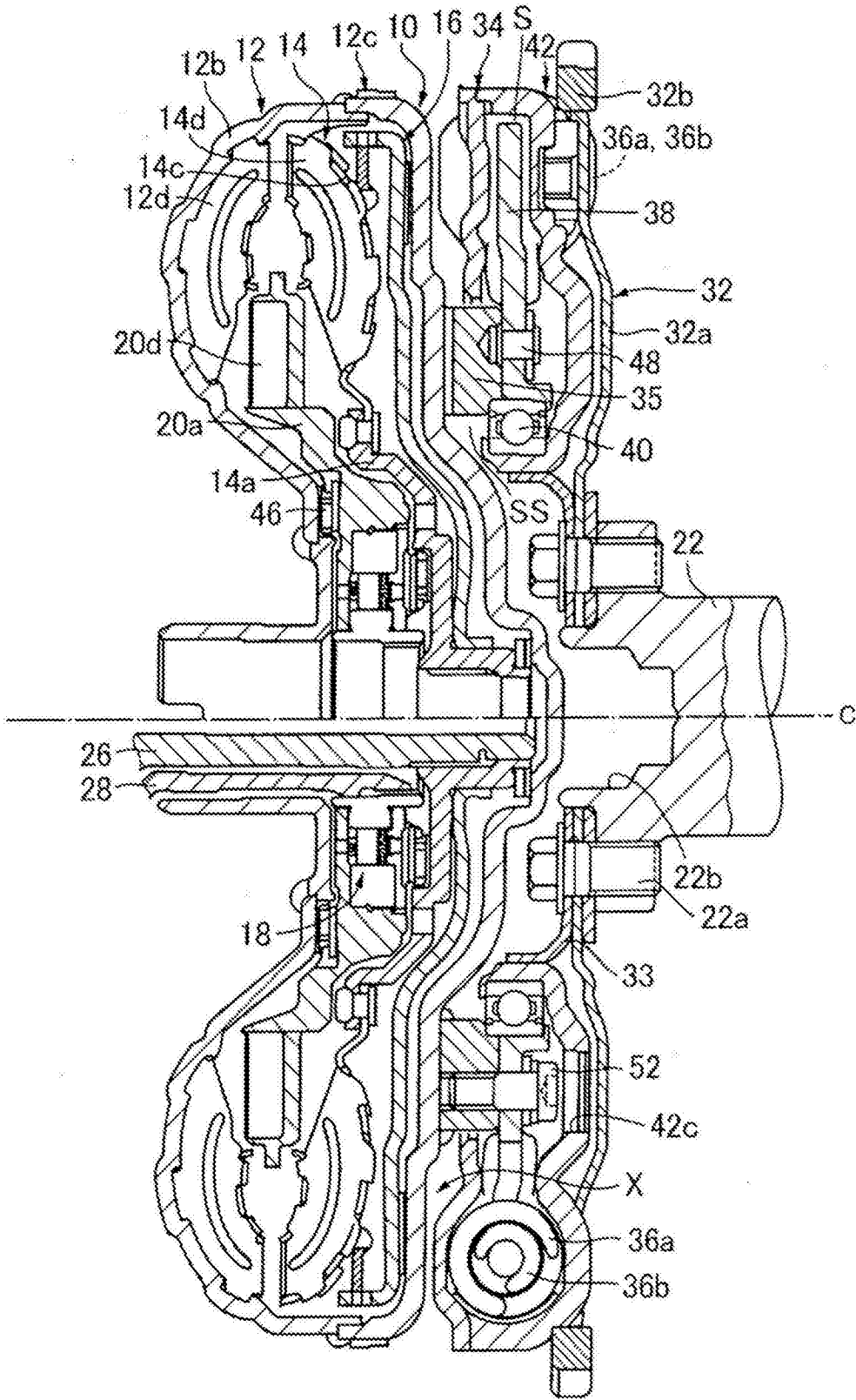


图1

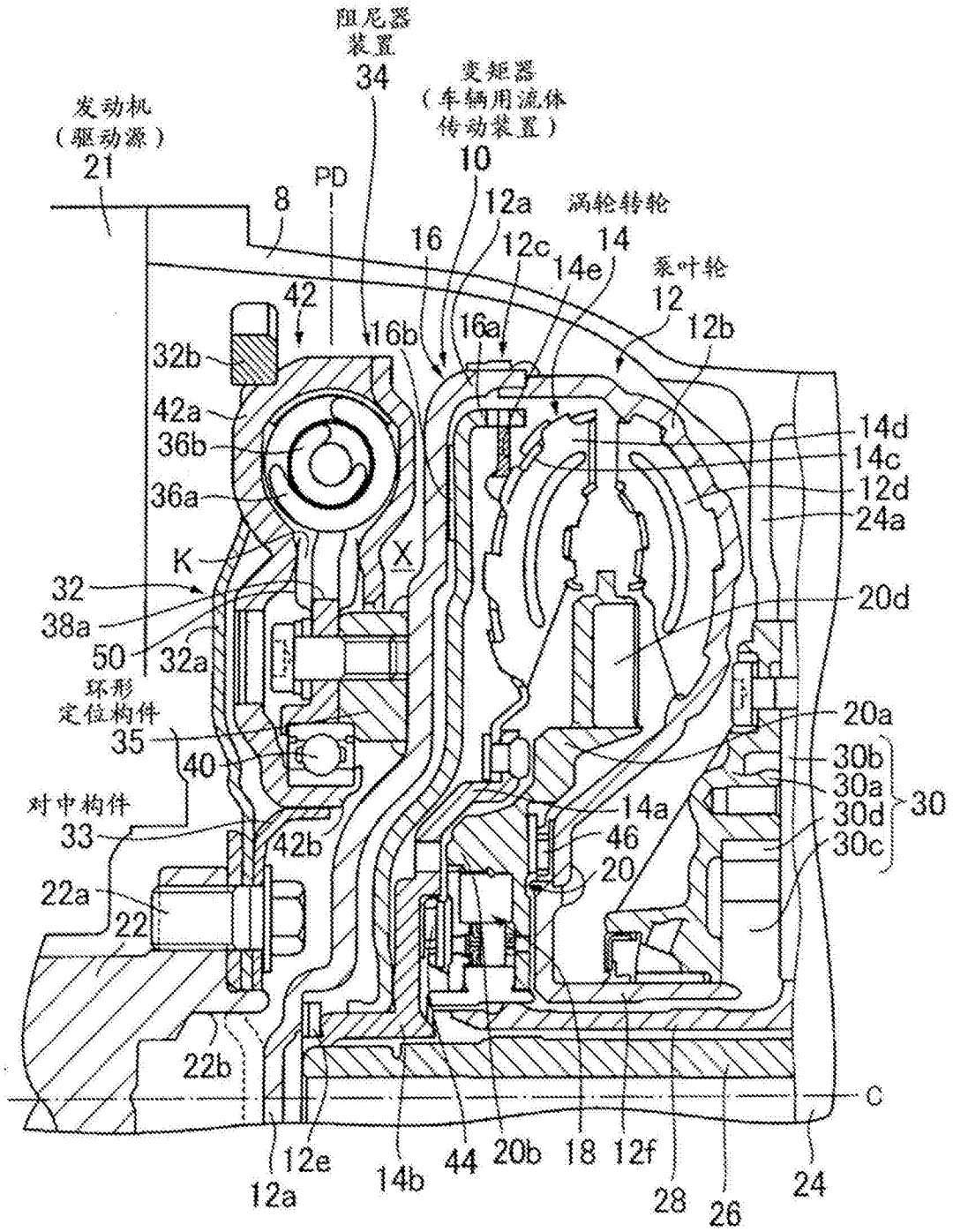


图2

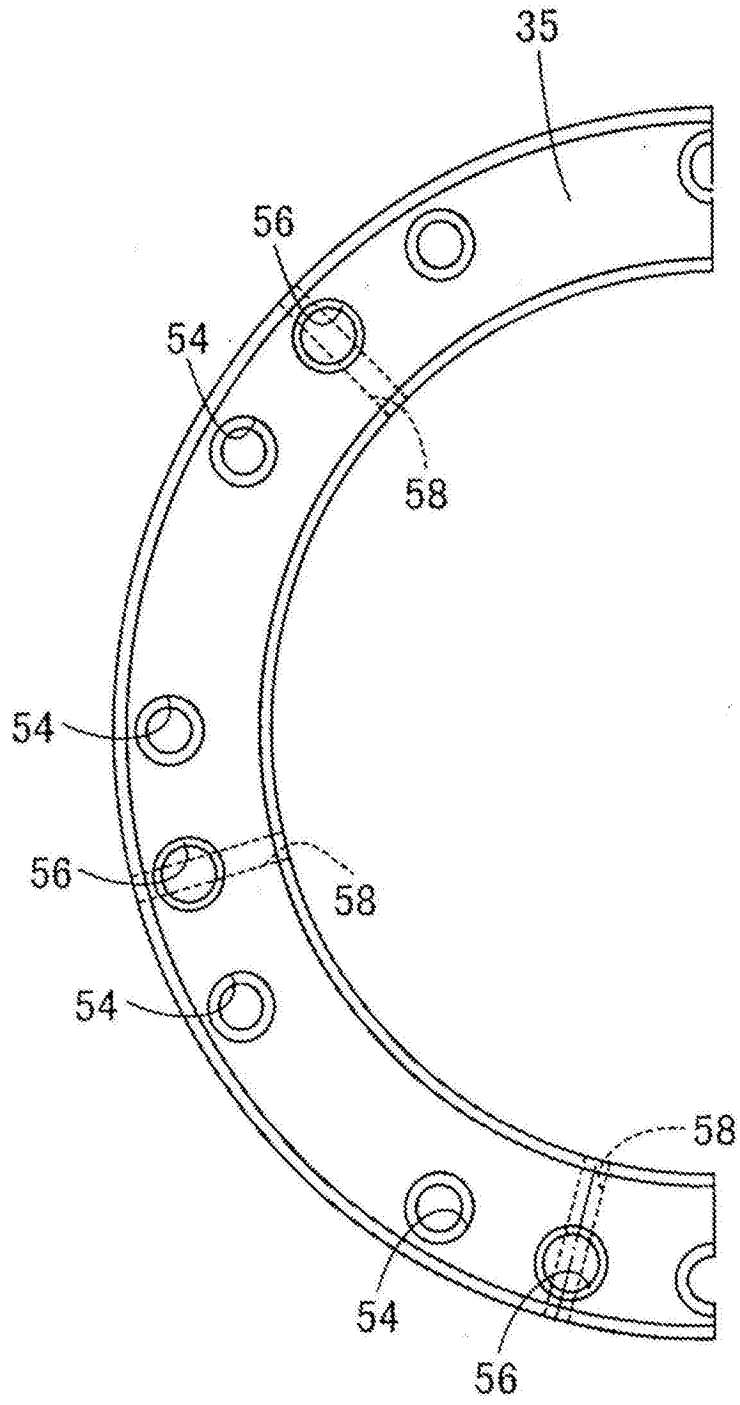


图3