(19)国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 116357705 A
(43)申请公布日 2023.06.30

(21)申请号 202211500402.9

(22)申请日 2022.11.28

(30)优先权数据
2021-212616 2021.12.27 JP

(71)申请人 株式会社 艾科赛迪
地址 日本大阪

(72)发明人 上原宏

(74)专利代理机构 北京康信知识产权代理有限责任公司 11240
专利代理师 李丹

(51)Int.Cl.
F16F 15/121(2006.01)
F16F 15/123(2006.01)
F16F 15/139(2006.01)
F16F 15/129(2006.01)

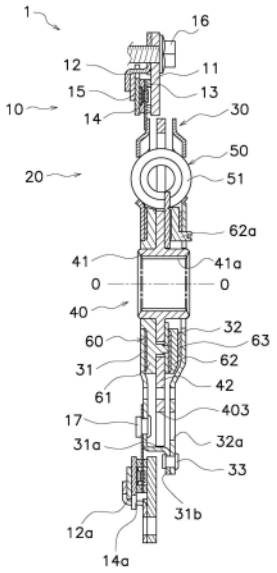
权利要求书1页 说明书13页 附图24页

(54)发明名称

减振装置

(57)摘要

本申请提供抑制衰减性能下降的减振装置。减振装置具备输入旋转体(30)、输出旋转体(40)、弹性连结部(50)、迟滞扭矩产生机构(60)。迟滞扭矩产生机构(60)与输入旋转体(30)以及输出旋转体(40)中的至少一方之间产生迟滞扭矩。减振装置(1)构成为形成为中立状态、第一扭转状态以及第二扭转状态。迟滞扭矩产生机构(60)构成为,当减振装置(1)为第一扭转状态时不产生迟滞扭矩。另外,迟滞扭矩产生机构(60)构成为,当减振装置为第二扭转状态时,在扭转角度不到第一角度的第一区域中不产生迟滞扭矩。



CN 116357705 A

1.一种减振装置,配置于发动机与驱动单元之间,所述减振装置具备:

输入旋转体,配置为能够旋转;

输出旋转体,配置为能够与所述输入旋转体相对旋转;

弹性连结部,将所述输入旋转体和所述输出旋转体弹性连结;以及

迟滞扭矩产生机构,构成为在所述迟滞扭矩产生机构与所述输入旋转体及所述输出旋转体中的至少一方之间产生迟滞扭矩,

所述减振装置构成为,当未从所述发动机以及所述驱动单元被传递扭矩时成为中立状态,当从所述发动机被传递有扭矩时成为第一扭转状态,当从所述驱动单元被传递有扭矩时成为第二扭转状态,

所述迟滞扭矩产生机构构成为,当所述减振装置为所述第一扭转状态时,不产生迟滞扭矩,并构成为,当所述减振装置为所述第二扭转状态时,在扭转角度不到第一角度的第一区域中不产生迟滞扭矩。

2.根据权利要求1所述的减振装置,其中,

所述迟滞扭矩产生机构构成为,当所述减振装置为所述第二扭转状态时,在扭转角度为所述第一角度以上且不到第二角度的第二区域中产生第一迟滞扭矩。

3.根据权利要求2所述的减振装置,其中,

所述迟滞扭矩产生机构构成为,当所述减振装置为所述第二扭转状态时,在扭转角度为所述第二角度以上且不到第三角度的第三区域中产生大于所述第一迟滞扭矩的第二迟滞扭矩。

4.根据权利要求3所述的减振装置,其中,

所述迟滞扭矩产生机构构成为,当所述减振装置为所述第二扭转状态时,在扭转角度为所述第三角度以上且最大角度以下的第四区域中产生大于所述第二迟滞扭矩的第三迟滞扭矩。

5.根据权利要求3或4所述的减振装置,其中,

所述迟滞扭矩产生机构构成为,当所述减振装置为所述第二扭转状态时,在所述第三区域中产生大于所述第一迟滞扭矩的第二迟滞扭矩并在规定的微小扭转角度范围内不产生迟滞扭矩。

减振装置

技术领域

[0001] 本发明涉及减振装置。

背景技术

[0002] 减振装置构成为通过螺旋弹簧吸收来自发动机的扭矩变动，使该扭矩变动衰减。具体而言，减振装置具有输入旋转体、输出旋转体以及将它们弹性连结的多个螺旋弹簧。另外，为了进一步使扭矩变动被吸收并衰减，也提议了通过摩擦材料产生迟滞扭矩的减振装置。

[0003] 例如，在专利文献1中公开的减振装置具有第一板、第二板、将它们弹性连结的弹性部件以及第一和第二摩擦材料。当减振装置被传递来自发动机的扭矩而扭转时，第一摩擦材料产生相对较小的迟滞扭矩。另一方面，当减振装置在发动机启动时向相反侧扭转时，第二摩擦材料产生相对较大的迟滞扭矩。

[0004] 专利文献1：日本特开2014-214819号公报

[0005] 在以上述方式构成的减振装置中，会在混合动力汽车中产生在发动机发动的状态下待命时的衰减性能下降这一问题。

发明内容

[0006] 本发明的技术问题在于抑制衰减性能下降。

[0007] 本发明的一侧面涉及的减振装置配置于发动机与驱动单元之间。该减振装置具备输入旋转体、输出旋转体、弹性连结部以及迟滞扭矩产生机构。输入旋转体配置为能够旋转。输出旋转体配置为能够与输入旋转体相对旋转。弹性连结部将输入旋转体和输出旋转体弹性连结。迟滞扭矩产生机构构成为在该迟滞扭矩产生机构与输入旋转体以及输出旋转体中的至少一方之间产生迟滞扭矩。减振装置构成为形成为中立状态、第一扭转状态以及第二扭转状态。中立状态是指未从发动机以及驱动单元被传递扭矩时的减振装置的状态。第一扭转状态是指从发动机被传递有扭矩时的减振装置的状态。第二扭转状态是指从驱动单元被传递有扭矩时的减振装置的状态。迟滞扭矩产生机构构成为，当减振装置为第一扭转状态时，不产生迟滞扭矩。另外，迟滞扭矩产生机构构成为，当减振装置为第二扭转状态时，在扭转角度小于第一角度的第一区域中不产生迟滞扭矩。

[0008] 如上所述，迟滞扭矩产生机构在第一扭转状态下不产生迟滞扭矩，另外，在第二扭转状态下，在处于扭转角度不到第一角度的第一区域时也不产生迟滞扭矩。根据该构成，由于没有切换第一扭转状态和第二扭转状态时的迟滞扭矩的急剧变化，因此能够防止使发动机处于待命状态时的衰减性能下降。需要指出，迟滞扭矩意指通过摩擦材料与其他部件滑动而产生的扭矩。例如，诸如通过螺旋弹簧与其他部件滑动而产生的微小的扭矩不包含在本发明中的迟滞扭矩内。

[0009] 优选地，迟滞扭矩产生机构构成为，当减振装置为第二扭转状态时，在扭转角度为第一角度以上且不到第二角度的第二区域中产生第一迟滞扭矩。

[0010] 优选地，迟滞扭矩产生机构构成为，当减振装置为第二扭转状态时，在扭转角度为第二角度以上且不到第三角度的第三区域中产生大于第一迟滞扭矩的第二迟滞扭矩。

[0011] 优选地，迟滞扭矩产生机构构成为，当减振装置为第二扭转状态时，在扭转角度为第三角度以上且最大角度以下的第四区域中产生大于第二迟滞扭矩的第三迟滞扭矩。

[0012] 优选地，迟滞扭矩产生机构构成为，当减振装置为第二扭转状态时，在第三区域中产生大于第一迟滞扭矩的第二迟滞扭矩，并在规定的微小扭转角度范围内不产生迟滞扭矩。

[0013] 发明效果

[0014] 根据本发明，能够抑制衰减性能下降。

附图说明

[0015] 图1是减振装置的剖视图。

[0016] 图2是减振装置的主视图。

[0017] 图3A是示出输入旋转体与毂凸缘的关系的示意图。

[0018] 图3B是示出输入旋转体相对于毂凸缘向R1侧扭转了角度θ1的状态的示意图。

[0019] 图3C是示出输入旋转体相对于毂凸缘向R1侧扭转了角度θ3的状态的示意图。

[0020] 图3D是示出输入旋转体相对于毂凸缘向R2侧扭转了角度θ1的状态的示意图。

[0021] 图4是迟滞扭矩产生机构的放大图。

[0022] 图5是示出限制突起与长孔的关系的放大主视图。

[0023] 图6是图2的局部放大图。

[0024] 图7是示出扭转特性的图表。

[0025] 图8是示出中立状态的动作说明图。

[0026] 图9是示出从中立状态向R1侧扭转了2°的状态的动作说明图。

[0027] 图10是示出从中立状态向R1侧扭转了4°的状态的动作说明图。

[0028] 图11是示出从中立状态向R2侧扭转了2°的状态的动作说明图。

[0029] 图12是示出从中立状态向R2侧扭转了4°的状态的动作说明图。

[0030] 图13是示出从中立状态向R2侧扭转了3°的状态的动作说明图。

[0031] 图14是示出从中立状态向R2侧扭转了2°的状态的动作说明图。

[0032] 图15是示出从中立状态向R2侧扭转了1°的状态的动作说明图。

[0033] 图16是示出中立状态的动作说明图。

[0034] 图17是示出从中立状态向R2侧扭转了2°的状态的动作说明图。

[0035] 图18是示出从中立状态向R2侧扭转了4°的状态的动作说明图。

[0036] 图19是示出从中立状态向R2侧扭转了7°的状态的动作说明图。

[0037] 图20是示出从中立状态向R2侧扭转了5°的状态的动作说明图。

[0038] 图21是示出从中立状态向R2侧扭转了3°的状态的动作说明图。

[0039] 附图标记说明

[0040] 1减振装置；30输入旋转体；40毂凸缘；50弹性连结部；60迟滞扭矩产生机构

具体实施方式

[0041] 整体构成

[0042] 图1是根据本发明的一实施方式的带扭矩限制器的减振装置1(以下简称为“减振装置”)的剖视图。另外,图2是减振装置1的主视图,其一部分是卸下构成部件而示出的。在图1中,在减振装置1的左侧配置有发动机(未图示),在右侧配置有包括电动机、变速装置等的驱动单元(未图示)。

[0043] 需要指出,在以下的说明中,轴向是指减振装置1的旋转轴0延伸的方向。另外,圆周方向是指以旋转轴0为中心的圆的圆周方向,径向是指以旋转轴0为中心的圆的径向。需要指出,圆周方向不需要与以旋转轴0为中心的圆的圆周方向完全一致。另外,径向不需要与以旋转轴0为中心的圆的直径方向完全一致。另外,扭转角度意指输入旋转体30相对于毂凸缘40扭转的角度。

[0044] 如图1所示,减振装置1构成为在飞轮(未图示)与驱动单元的输入轴(未图示)之间传递扭矩。减振装置1配置于发动机与驱动单元之间。减振装置1是用于限制在发动机与驱动单元之间传递的扭矩并使旋转变动衰减的装置。减振装置1具有扭矩限制器单元10和减振器单元20。当将来自发动机的扭矩向驱动单元侧传递时,减振装置1在第一旋转方向上旋转。

[0045] 扭矩限制器单元10

[0046] 扭矩限制器单元10相对于减振器单元20配置于径向外侧。扭矩限制器单元10限制在飞轮与减振器单元20之间传递的扭矩。扭矩限制器单元10具有盖板11、支承板12、摩擦盘13、压板14以及锥形弹簧15。

[0047] 盖板11和支承板12在轴向上隔开规定的间隔而配置。盖板11的外周部和支承板12的外周部通过多个螺栓16固定于飞轮上。

[0048] 摩擦盘13、压板14以及锥形弹簧15在轴向上配置于盖板11与支承板12之间。

[0049] 摩擦盘13具有芯板和固定于芯板的两侧面的一对摩擦部件。摩擦盘13的内周部通过多个铆钉17固定于减振器单元20。压板14以及锥形弹簧15配置于摩擦盘13与支承板12之间。

[0050] 压板14形成为环状。压板14相对于摩擦盘13配置于支承板12侧。需要指出,压板14在其外周部上具有多个爪14a。该爪14a与在支承板12上形成的多个卡合孔12a卡合。

[0051] 锥形弹簧15配置于压板14与支承板12之间。锥形弹簧15隔着压板14将摩擦盘13按压于盖板11。

[0052] 减振器单元20

[0053] 减振器单元20具有输入旋转体30、毂凸缘40(输出旋转体的一例)、弹性连结部50以及迟滞扭矩产生机构60。

[0054] 输入旋转体30

[0055] 如图1以及图2所示,输入旋转体30配置为能够旋转。输入旋转体30具有第一板31以及第二板32。第一板31以及第二板32形成为在中心部具有孔的圆板状。第一板31和第二板32彼此在轴向上隔开间隔而配置。

[0056] 第一板31以及第二板32各自具有一对第一支承部301以及一对第二支承部302。第一板31的第一支承部301和第二板32的第一支承部301形成于相同位置。另外,第一板31的

第二支承部302和第二板32的第二支承部302形成于相同位置。第二板32在与铆钉17对应的位置上具有组装用孔32a。

[0057] 第一板31具有多个止动部31a以及多个固定部31b。止动部31a以及固定部31b配置于第一板31的外周部上。

[0058] 止动部31a朝向第二板32在轴向上延伸。止动部31a是通过将第一板31的外周部向第二板32侧折弯而形成的。

[0059] 固定部31b是通过将止动部31a的前端向径向外侧折弯而形成的。该固定部31b通过多个铆钉33固定于第二板32的外周端部。因此，第一板31和第二板32彼此不能相对旋转，并且彼此不能在轴向上移动。

[0060] 第一板31的一对第一支承部301以旋转轴O为中心相互隔开180度的间隔而配置。另外，第一板31的各第二支承部302与各第一支承部隔开90°的间隔而配置。第二板32的第一支承部301以及第二支承部302也配置于同样的位置。各支承部301、302具有在轴向上贯通的孔和在该孔的内周缘以及外周缘上切出并立起的缘部。

[0061] 如在图3A～图3D中示意性地所示，各支承部301、302在第一旋转方向侧(以下简称为“R1侧”)的端部上具有R1支承面301a、302a，在第二旋转方向侧(以下简称为“R2侧”)的端部上具有R2支承面301b、302b。各支承部301、302中的孔的宽度(R1支承面与R2支承面之间的距离)是L。

[0062] 需要指出，在图3A～图3D中，通过实线示出第一支承部301以及第二支承部302，通过单点划线示出后面叙述的毂凸缘40的第一收纳部401以及第二收纳部402。另外，图3是示意图，与通过图2示出的实际的具体形状不同。

[0063] 毂凸缘40

[0064] 如图1以及图2所示，毂凸缘40具有毂41以及凸缘42。毂41以及凸缘42通过一个部件而彼此一体地构成。毂凸缘40能够相对于输入旋转体30在规定的角度范围内相对旋转。毂41形成为筒状，在中心部形成有花键孔41a。另外，毂41贯通第一板31以及第二板32的中心部的孔。

[0065] 凸缘42是圆板状，从毂41的外周面向径向外侧延伸。凸缘42在轴向上配置于第一板31与第二板32之间。

[0066] 凸缘42具有多个止动用突起42b、一对第一收纳部401、一对第二收纳部402以及多个切口403。

[0067] 止动用突起42b从凸缘42的外周面向径向外侧突出形成。形成有各止动用突起42b的位置是各收纳部401、402在圆周方向上的中央部的径向外侧。于是，当输入旋转体30和毂凸缘40彼此相对旋转时，止动用突起42b与第一板31的止动部31a抵接，由此禁止输入旋转体30和毂凸缘40的相对旋转。

[0068] 如图3A所示，一对第一收纳部401配置于与一对第一支承部301相对应的位置上。另外，一对第二收纳部402配置于与一对第二支承部302相对应的位置上。更详细而言，在输入旋转体30与毂凸缘40之间的相对旋转角度为0°而两者未扭转的中立状态(扭转角度0°)下，如图3A所示，一对第一收纳部401配置为在轴向观察时局部与第一支承部301重叠且向R1侧偏移角度θ1(例如扭转角度2°)。另外，第二收纳部402配置为在轴向观察时局部与第二支承部302重叠且向R2侧偏移相同角度θ1。

[0069] 在轴向观察时，各收纳部401、402是外周部呈圆弧状的大致矩形的孔。各收纳部401、402在R1侧的端部具有R1收纳面401a、402a，在R2侧的端部具有R2收纳面401b、402b。各收纳部401、402的孔的宽度(R1收纳面401a、402a与R2收纳面401b、402b之间的距离)与各支承部301、302的孔的宽度同样地被设定为L。

[0070] 如图2所示，切口403配置于在圆周方向上相邻的第一收纳部401与第二收纳部402之间。切口403从凸缘42的外周面朝向径向内侧以规定的深度而形成。形成有各切口403的位置对应于连结扭矩限制器单元10的摩擦盘13与第一板31的铆钉17的位置。因而，能够利用第二板32的组装用孔32a以及凸缘42的切口403而通过铆钉17固定分别在不同的工序中装配好的扭矩限制器单元10以及减振器单元20。

[0071] 弹性连结部50

[0072] 如图1以及图2所示，弹性连结部50将输入旋转体30和毂凸缘40弹性连结。弹性连结部50具有多个螺旋弹簧51和多个树脂部件52。需要指出，弹性连结部50也可以不具有多个树脂部件52。

[0073] 各螺旋弹簧51具有外弹簧以及内弹簧。螺旋弹簧51收纳于凸缘42的各收纳部401、402内。螺旋弹簧51被输入旋转体30的各支承部301、302在径向以及轴向上支承。这些螺旋弹簧51并列工作。

[0074] 另外，各螺旋弹簧51的自由长度彼此相同。该螺旋弹簧51的自由长度与各支承部301、302以及各收纳部401、402的宽度L相同。另外，各螺旋弹簧51的刚度彼此相同。各树脂部件52的刚度彼此相同。

[0075] 螺旋弹簧51的收纳状态

[0076] 在此，以下详细地说明中立状态下的各支承部301、302和各收纳部401、402的配置以及各螺旋弹簧51的收纳状态。需要指出，在以下的说明中，存在将第一支承部301以及第一收纳部401记载为“第一窗口组w1”、将第二支承部302以及第二收纳部402记载为“第二窗口组w2”的情况。

[0077] 如前所述，在中立状态下，如图3A所示，各第一收纳部401相对于对应的各第一支承部301向R1侧偏移角度θ1。另一方面，各第二收纳部402相对于对应的各第二支承部302向R2侧偏移角度θ1。于是，螺旋弹簧51以被压缩的状态安装于各支承部301、302和对应的各收纳部401、402的在轴向上重叠的部分的开口(在轴向上贯通的孔)中。

[0078] 具体而言，如图3A所示，在中立状态下，在各第一窗口组w1中，螺旋弹簧51的R1侧的端面与R1支承面301a抵接，R2侧的端面与R2收纳面401b抵接。即，在中立状态下，在各第一窗口组w1中，螺旋弹簧51的R1侧的端面与输入旋转体30接触，另一方面未与毂凸缘40接触。另外，在中立状态下，在各第一窗口组w1中，螺旋弹簧51的R2侧的端面与毂凸缘40接触，另一方面未与输入旋转体30接触。

[0079] 在各第二窗口组w2中，螺旋弹簧51的R1侧的端面与R1收纳面402a抵接，R2侧的端面与R2支承面302b抵接。即，在中立状态下，在各第二窗口组w2中，螺旋弹簧51的R1侧的端面与毂凸缘40接触，另一方面未与输入旋转体30接触。另外，在中立状态下，在各第二窗口组w2中，螺旋弹簧51的R2侧的端面与输入旋转体30接触，另一方面未与毂凸缘40接触。

[0080] 迟滞扭矩产生机构60

[0081] 如图1以及图4所示，迟滞扭矩产生机构60具有第一衬套61、第二衬套62、锥形弹簧

63以及摩擦片64。在迟滞扭矩产生机构60与输入旋转体30之间产生迟滞扭矩。

[0082] 迟滞扭矩产生机构60通过与输入旋转体30相对旋转而产生迟滞扭矩。具体而言，如以下所说明的那样，迟滞扭矩产生机构60通过第一衬套61以及摩擦片64与输入旋转体30相对旋转而产生迟滞扭矩。需要指出，图4是图1的局部放大图。

[0083] 第一衬套61在轴向上配置于第一板31与凸缘42之间。第二衬套62、锥形弹簧63以及摩擦片64在轴向上配置于第二板32与凸缘42之间。需要指出，在轴向上，摩擦片64配置于凸缘42与第二衬套62之间，锥形弹簧63配置于第二板32与第二衬套62之间。

[0084] 第一衬套61能够相对于第一板31相对旋转。另外，第一衬套61能够相对于凸缘42相对旋转。摩擦部件611固定于第一衬套61的第一板31侧的面。因此，当第一衬套61与第一板31相对旋转时，产生迟滞扭矩。

[0085] 第一衬套61和摩擦片64彼此一体地旋转。详细而言，如图4所示，第一衬套61具有多个限制突起61a和多个卡合突起61b。卡合突起61b与形成于摩擦片64的卡合孔64a卡合。因而，第一衬套61和摩擦片64彼此不能相对旋转而一体地旋转。

[0086] 限制突起61a在轴向上突出地形成于第一衬套61的凸缘42侧的侧面。如在图5(局部主视图)中进一步放大所示，该限制突起61a贯通形成于凸缘42的在圆周方向上长的长孔42c。

[0087] 在中立状态下，在限制突起61a与长孔42c的圆周方向的端面之间，在R1侧以及R2侧两侧形成有间隙。需要指出，R2侧上的间隙相当于扭转角度θ1。即，R2侧的间隙与各收纳部401、402和各支承部301、302的偏移量相同。R1侧上的间隙相当于扭转角度θ2。需要指出，该扭转角度θ2充分大于扭转角度θ1。因此，在减振装置1的使用时，即便向R1侧扭转，限制突起61a也不会与长孔42c的端面抵接。需要指出，将中立状态下的第一衬套61以及摩擦片64的位置称为“中立位置”。

[0088] 如图4所示，第二衬套62能够与摩擦片64相对旋转。摩擦部件621固定于第二衬套62的摩擦片64侧的面。因此，当第二衬套62与摩擦片64相对旋转时，产生迟滞扭矩。需要指出，锥形弹簧63在轴向上以被压缩的状态配置于第二衬套62与第二板32之间。即，锥形弹簧63朝向摩擦片64对第二衬套62施力。

[0089] 第二衬套62与第二板32一体地旋转。详细而言，在第二衬套62的第二板32侧的面形成有在轴向上突出的多个卡合突起62a(参照图2)。该卡合突起62a与第二板32的卡合孔32b卡合。因而，第二衬套62和第二板32一体地旋转。

[0090] 通过以上所述的构成，第一衬套61以及摩擦片64相对于毂凸缘40能够向R1侧相对旋转角度θ2，并能够向R2侧相对旋转角度θ1。因而，在以上的扭转角度范围内，基本上在第一衬套61与第一板31之间没有摩擦接触，在它们之间未产生迟滞扭矩。另外，同样地，在以上的扭转角度范围内，由于摩擦片64与第一板31同步旋转，因此在第二衬套62与摩擦片64之间没有摩擦接触，在它们之间未产生迟滞扭矩。

[0091] 另一方面，在超出了以上的扭转角度的范围内，第一衬套61以及摩擦片64被禁止相对于凸缘42相对旋转。因而，在第一衬套61与第一板31之间以及第二衬套62与摩擦片64之间产生摩擦接触，在它们之间产生迟滞扭矩。

[0092] 在此，如图2以及作为图2的局部放大图的图6所示，摩擦片64在主视观察时为矩形状。另外，摩擦片64具有一对突出部641。突出部641从摩擦片64的外周面向径向外侧突出。

各突出部641隔着旋转轴O彼此配置于相反侧的位置。

[0093] 在圆周方向上，突出部641位于第一窗口组w1与第二窗口组w2之间。于是，各突出部641的R1侧的抵接面641a与在第二窗口组w2中被压缩配置的螺旋弹簧51的R2侧的端面抵接。另外，各突出部641的R2侧的抵接面641b与在第一窗口组w1中被压缩配置的螺旋弹簧51的R1侧的端面抵接。

[0094] 如上所述，摩擦片64的各突出部641被压缩的一对螺旋弹簧51向反方向按压。因而，摩擦片64以及与该摩擦片64同步旋转的第一衬套61在中立状态下始终定位于中立位置。

[0095] 扭转特性:无迟滞扭矩

[0096] 在此，为了易于说明动作，首先说明无迟滞扭矩的情况下的四个螺旋弹簧51的扭转特性。在图7中，虚线是第一窗口组w1的螺旋弹簧51的扭转特性，双点划线是第二窗口组w2的螺旋弹簧51的扭转特性，实线是将这些扭转特性合成后的扭转特性w0。

[0097] 减振装置1构成为形成为中立状态、第一扭转状态以及第二扭转状态。图3A示出中立状态下的减振装置1的示意图，图3B以及图3C示出第一扭转状态下的减振装置1，图3D示出第二扭转状态下的减振装置1。需要指出，中立状态意指发动机以及驱动单元均未向减振装置1传递扭矩时的减振装置1的状态。另外，第一扭转状态意指通过从发动机向减振装置1传递扭矩而使输入旋转体30相对于毂凸缘40向R1侧扭转时的减振装置1的状态。另外，第二扭转状态意指通过从驱动单元向减振装置1传递扭矩而使输入旋转体30相对于毂凸缘40向R2侧扭转时的减振装置1的状态。

[0098] 第一窗口组w1

[0099] 如图3A所示，在输入旋转体30和毂凸缘40未相对旋转的中立状态下，第一窗口组w1的螺旋弹簧51被压缩配置于R1支承面301a与R2收纳面401b之间。该R1支承面301a与R2收纳面401b之间的间隔G0窄于各支承部301、302以及各收纳部401、402的宽度L(与螺旋弹簧的自由长度相等)。因而，如图7的点划线所示，在第一窗口组w1中，由被压缩的螺旋弹簧51产生扭转扭矩-t。

[0100] 如图3B所示，当从发动机向减振装置1输入扭矩时，减振装置1成为第一扭转状态。即，毂凸缘40相对于输入旋转体30从中立状态向R2侧(在扭转特性中为正侧)扭转角度θ1。在该状态下，第一支承部301与第一收纳部401的偏移量为“0”。

[0101] 在此，在第一窗口组w1中，螺旋弹簧51的R1侧的端面抵接的R1支承面301a与螺旋弹簧51的R2侧的端面抵接的R2收纳面401b之间的间隔G1宽于间隔G0。该间隔G1与螺旋弹簧的自由长度是相同的。即，在输入旋转体30与毂凸缘40的扭转角度为+θ1的情况下，在第一窗口组w1中，螺旋弹簧51成为自由长度，如图7所示，扭转扭矩为“0”。

[0102] 另外，当毂凸缘40相对于输入旋转体30超过角度θ1扭转时，如图3C所示(在图3C中示出扭转角度为θ3(＞θ1)的情况)，第一窗口组w1的螺旋弹簧51的R1侧的端面与R1收纳面401a抵接，R2侧的端面与R2支承面301b抵接。在此，R1收纳面401a与R2支承面301b之间的间隔G2窄于螺旋弹簧51的自由长度。即，当输入旋转体30与毂凸缘40的扭转角度超过θ1时，螺旋弹簧51从自由长度被压缩，如图7所示，扭转扭矩逐渐增大。

[0103] 另一方面，如图3D所示，在减振装置1成为第二扭转状态的情况下，即，在毂凸缘40相对于输入旋转体30从中立状态向R1侧(在扭转特性中为负侧)扭转的情况下，第一窗口组

w1的螺旋弹簧51始终在R1支承面301a与R2收纳面401b之间被压缩。即，在第一窗口组w1中，如图7所示，在负侧的扭转区域中，扭转扭矩随着扭转角度增大也向负侧增大。

[0104] 第二窗口组w2

[0105] 如图3A所示，在中立状态下，第二窗口组w2的螺旋弹簧51被压缩配置于R1收纳面402a与R2支承面302b之间。该R1收纳面402a与R2支承面302b之间的间隔G0窄于各支承部301、302以及各收纳部401、402的宽度L(与螺旋弹簧的自由长度相等)。因而，如图7的双点划线所示，在中立状态下，在第二窗口组w2中，由被压缩的螺旋弹簧51产生扭转扭矩+t。

[0106] 如图3B以及图3C所示，当减振装置1成为第一扭转状态时，第二窗口组w2的螺旋弹簧51始终在R1收纳面402a与R2支承面302b之间被压缩。即，在第二窗口组w2中，如图7所示，在正侧的扭转区域中，扭转扭矩随着扭转角度增大也向正侧增大。

[0107] 另一方面，如图3D所示，当减振装置1成为第二扭转状态、即毂凸缘40相对于输入旋转体30从中立状态向R1侧(负侧)扭转角度θ1时，第二支承部302与第二收纳部402的偏移量为“0”。

[0108] 在此，在第二窗口组w2中，螺旋弹簧51的R1侧的端面抵接的R1收纳面402a与螺旋弹簧51的R2侧的端面抵接的R2支承面302b之间的间隔G3宽于间隔G0。该间隔G3与螺旋弹簧51的自由长度是相同的。即，在输入旋转体30与毂凸缘40的扭转角度为-θ1的情况下，在第二窗口组w2中，螺旋弹簧51成为自由长度，如图7所示，扭转扭矩为“0”。

[0109] 另外，当毂凸缘40相对于输入旋转体30超过角度θ1地向R1侧扭转时，第二窗口组w2的螺旋弹簧51的R1侧的端面与R1支承面302a抵接，R2侧的端面与R2收纳面402b抵接。于是，当扭转角度进一步增大时，螺旋弹簧51从自由长度被压缩，如图7所示，扭转扭矩向负侧逐渐增大。

[0110] 合成后的扭转特性

[0111] 在减振器单元整体上，合成由图7的虚线所示的特性w1和由双点划线所示的特性w2，成为由实线所示的扭转特性w0。即，在中立状态下，扭转扭矩为“0”，随着扭转角度向正侧以及负侧增大，扭转扭矩也向正侧以及负侧增大。

[0112] 动作:有迟滞扭矩

[0113] 接着，使用图8及其之后的示意图说明考虑了迟滞扭矩的扭转特性。在示意图中，将第一衬套61以及摩擦片64作为“摩擦部件FP”来进行说明。在以下的说明中，将前述的角度θ1设为“2°”来进行说明，但该角度为一例。另外，在以下的说明中，扭转角度意指输入旋转体30相对于毂凸缘40的扭转角度。另外，扭转角度用绝对值表示。

[0114] 中立状态

[0115] 图8示出中立状态。在该中立状态下，各窗口组w1、w2的螺旋弹簧51被压缩配置。另外，如前所述，作为摩擦片64的突出部641的端面的抵接面641a、641b与对应的螺旋弹簧51的端面抵接。因此，摩擦片64被定位于中立位置。因而，在第一衬套61的限制突起61a与凸缘42的长孔42c的端面之间，在R1侧被确保θ2(例如设为20°)的间隙，在R2侧被确保θ1(例如设为2°)的间隙。

[0116] 首先，说明减振装置1成为第一扭转状态时的扭转特性(以下，也称为“正侧的扭转特性”)。

[0117] 中立状态→扭转角度2°

[0118] 图9示出输入旋转体30相对于毂凸缘40从中立状态向R1侧扭转了2°的状态。

[0119] 在状态从图8变化为图9的期间、即从中立状态扭转扭转角度2°的期间，第一窗口组w1的螺旋弹簧51从压缩状态伸长而成为自由长度，第二窗口组w2的螺旋弹簧51从压缩状态进一步被压缩。另外，由于摩擦部件FP与输入旋转体30同步向R1侧旋转，因此在摩擦部件FP与输入旋转体30之间未产生迟滞扭矩。详细而言，在摩擦部件FP的第一衬套61与第一板31之间未产生迟滞扭矩。需要指出，在第二衬套62与摩擦片64之间也同样地未产生迟滞扭矩。

[0120] 扭转角度2°→4°

[0121] 图10示出输入旋转体30相对于毂凸缘40向R1侧扭转了4°的状态。

[0122] 在状态从图9变化为图10的期间、即从扭转角度2°扭转为4°的期间，第一窗口组w1的螺旋弹簧51从自由长度被压缩，成为压缩状态，第二窗口组w2的螺旋弹簧51从压缩状态进一步被压缩。另外，由于摩擦部件FP与输入旋转体30同步向R1侧旋转，因此在摩擦部件FP与输入旋转体30之间未产生迟滞扭矩。

[0123] 扭转角度4°→中立状态

[0124] 在从扭转角度4°返回中立状态的期间，状态以与上述相反的顺序变化。即，从图10的状态变为图9的状态，最终返回图8的中立状态。

[0125] 如上所述，迟滞扭矩产生机构60构成为在减振装置1处于第一扭转状态的期间不产生迟滞扭矩。

[0126] 接着，说明减振装置1成为第二扭转状态时的扭转特性(以下也称为“负侧的扭转特性”)。

[0127] 中立状态→扭转角度2°

[0128] 图11示出在扭转角度增大的过程中输入旋转体30相对于毂凸缘40向R2侧扭转了2°的状态。在该状态下，第一衬套61的限制突起61a与凸缘42的长孔42c的R2侧的端面抵接。

[0129] 在状态从图8变化为图11的期间、即从中立状态向R2侧扭转2°的期间，第二窗口组w2的螺旋弹簧51从压缩状态伸长而成为自由长度，第一窗口组w1的螺旋弹簧51从压缩状态进一步被压缩。另外，摩擦部件FP与输入旋转体30同步向R2侧旋转。因此，在摩擦部件FP与输入旋转体30之间未产生迟滞扭矩。详细而言，在摩擦部件FP的第一衬套61与第一板31之间未产生迟滞扭矩，在摩擦部件FP的第二衬套62与摩擦片64之间也未产生迟滞扭矩。

[0130] 扭转角度2°→4°

[0131] 图12示出在扭转角度增大的过程中输入旋转体30相对于毂凸缘40向R2侧扭转了4°的状态。

[0132] 在状态从图11变化为图12的期间、即从扭转角度2°直至4°为止扭转的期间，第一窗口组w1的螺旋弹簧51的压缩状态进一步加剧，第二窗口组w2的螺旋弹簧51从自由长度被压缩而成为压缩状态。

[0133] 另外，输入旋转体30向R2侧旋转。另一方面，由于限制突起61a与凸缘42的长孔42c的端面抵接，因此禁止摩擦部件FP向R2侧旋转。其结果，摩擦部件FP相对于输入旋转体30相对旋转，在它们之间产生迟滞扭矩。详细而言，第一衬套61与第一板31相对旋转，在它们之间产生迟滞扭矩。另外，第二衬套62与摩擦片64相对旋转，产生迟滞扭矩。

[0134] 扭转角度4°→3°

[0135] 图13示出在返回中立状态的过程中输入旋转体30相对于毂凸缘40向R2侧扭转了3°的状态。在状态从图12变化为图13的期间、即从扭转角度4°返回扭转角度3°的期间，输入旋转体30向R1侧旋转，另一方面，摩擦部件FP未旋转。详细而言，摩擦部件FP的抵接面641a与第二窗口组w2的螺旋弹簧51的端面抵接，另一方面，摩擦部件FP的抵接面641b未与第一窗口组w1的螺旋弹簧51的端面抵接。即，摩擦部件FP被第二窗口组w2的螺旋弹簧51仅向R2侧施力。因此，摩擦部件FP未向R1侧旋转。因而，由于输入旋转体30相对于摩擦部件FP相对旋转，因此从扭转角度4°直至3°为止，产生迟滞扭矩。

[0136] 扭转角度3°→2°

[0137] 图14示出在返回中立状态的过程中输入旋转体30相对于毂凸缘40向R2侧扭转了2°的状态。在状态从图13变化为图14的期间、即扭转角度从3°返回2°的期间，输入旋转体30以及摩擦部件FP同步旋转。即，输入旋转体30和摩擦部件FP未相对旋转。

[0138] 详细而言，在返回中立状态的过程中，扭转角度变为3°(一例)，由第二窗口组w2的螺旋弹簧51产生的扭矩变小，从而由第二窗口组w2的螺旋弹簧51产生的扭矩与在输入旋转体30和摩擦部件FP之间产生的迟滞扭矩相平衡。因此，第二窗口组w2的螺旋弹簧51由于迟滞扭矩而不再继续伸长。即，在扭转角度从3°变为2°为止的期间，第二窗口组w2的螺旋弹簧51未工作。因此，减振装置1整体的扭转刚度变为仅第一窗口组w1的螺旋弹簧51的刚度(具体而言，合成特性的刚度的1/2)。

[0139] 另外，在扭转角度从3°返回2°的期间，摩擦部件FP与输入旋转体30同步向R1侧旋转，在他们之间未产生迟滞扭矩。

[0140] 扭转角度从2°到1°

[0141] 图15示出在返回中立状态的过程中输入旋转体30相对于毂凸缘40向R2侧扭转了1°的状态。在状态从图14变化为图15的期间、即扭转角度从2°返回1°的期间，输入旋转体30与摩擦部件FP相对旋转。

[0142] 详细而言，当扭转角度变为2°时，第二窗口组w2的螺旋弹簧51的R1侧的端面与毂凸缘40的端面抵接。因此，在扭转角度从2°到1°的期间，摩擦部件FP受到第二窗口组w2的螺旋弹簧51的回弹，不再能够连同输入旋转体30一起旋转。因此，输入旋转体30与摩擦部件FP相对旋转，产生与压缩第二窗口组w2的螺旋弹簧51的力(扭矩)相应的迟滞扭矩。

[0143] 另外，在扭转角度从2°直至变为1°为止，第二窗口组w2的螺旋弹簧51未工作。因此，减振装置1整体的扭转刚度变为仅第一窗口组w1的螺旋弹簧51的刚度(具体而言，合成特性的刚度的1/2)。

[0144] 扭转角度从1°到中立状态

[0145] 如图15所示，当扭转角度变为1°时，第二窗口组w2的螺旋弹簧51的R2侧的端面与输入旋转体30的端面抵接。因此，在状态从图15变化为图8的期间、即从扭转角度1°返回中立状态的期间，输入旋转体30与摩擦部件FP同步旋转，未产生迟滞扭矩。

[0146] 另外，在扭转角度从1°返回中立状态的期间，第一窗口组w1以及第二窗口组w2的螺旋弹簧51工作，成为两窗口组w1、w2的螺旋弹簧51的合成刚度。另外，在该时间点，摩擦部件FP被定位于中立位置。

[0147] 如上所述，迟滞扭矩产生机构60构成为，当减振装置1为第二扭转状态时，在扭转角度不到第一角度的第一区域(0°～1°)中不产生迟滞扭矩。具体而言，迟滞扭矩产生机构

60在扭转角度从0°往1°的过程以及从1°返回0°的过程双方中均不产生迟滞扭矩。

[0148] 另外，迟滞扭矩产生机构60在扭转角度为第一角度以上且不到第二角度的第二区域(1°～2°)中产生第一迟滞扭矩。具体而言，迟滞扭矩产生机构60在扭转角度从1°往2°的过程中不产生迟滞扭矩，但在从2°返回1°的过程中产生迟滞扭矩。

[0149] 另外，迟滞扭矩产生机构60在第二角度以上且不到第三角度的第三区域(2°～3°)中产生第二迟滞扭矩。具体而言，迟滞扭矩产生机构60在扭转角度从2°往3°的过程中产生迟滞扭矩，在从3°返回2°的过程中不产生迟滞扭矩。需要指出，第二迟滞扭矩大于第一迟滞扭矩。

[0150] 另外，迟滞扭矩产生机构60在扭转角度为第三角度以上且最大角度以下(3°～MAX)的第四区域中产生第三迟滞扭矩。具体而言，迟滞扭矩产生机构60在扭转角度从3°往MAX的过程以及从MAX返回3°的过程双方中均产生迟滞扭矩。需要指出，第三迟滞扭矩大于第二迟滞扭矩。

[0151] 其他实施方式

[0152] 本发明并不限定于以上那样的实施方式，能够在不脱离本发明的范围内进行各种变形或修改。

[0153] (a)在上述实施方式中，限制突起61a与长孔42c的圆周方向的R2侧的端面的间隙的扭转角度θ1和R2侧的第一支承部301与第一收纳部401的偏移量θ1相同，但减振装置1的构成并不限定于此。例如，限制突起61a与长孔42c的圆周方向的R2侧的端面的间隙的扭转角度能够大于偏移量θ1。

[0154] 例如，能够将R2侧上的限制突起61a与长孔42c的圆周方向的端面的间隙的扭转角度设为2·θ1。

[0155] 以下，使用示意图说明这种情况下的扭转特性。需要指出，由于减振装置1成为第一扭转状态时的扭转特性与上述实施方式是同样的，因此说明减振装置1成为第二扭转状态时的扭转特性。

[0156] 图16示出中立状态。在该中立状态下，除了R2侧上的限制突起61a与长孔42c的端面的间隙以外均与上述实施方式相同。需要指出，该R2侧上的限制突起61a与长孔42c的端面的间隙2·θ1例如设为4°。

[0157] 中立状态→扭转角度2°

[0158] 图17示出在扭转角度增大的过程中输入旋转体30相对于毂凸缘40向R2侧扭转了2°的状态。

[0159] 在状态从图16变化为图17的期间、即从中立状态向R2侧扭转2°的期间，第一窗口组w1的螺旋弹簧51从压缩状态进一步被压缩。另外，第二窗口组w2的螺旋弹簧51从压缩状态伸长而成为自由长度。

[0160] 另外，摩擦部件FP与输入旋转体30同步旋转。因此，在摩擦部件FP与输入旋转体30之间未产生迟滞扭矩。详细而言，在摩擦部件FP的第一衬套61与第一板31之间未产生迟滞扭矩，在摩擦部件FP的第二衬套62与摩擦片64之间也未产生迟滞扭矩。

[0161] 扭转角度2°→4°

[0162] 图18示出在扭转角度增大的过程中输入旋转体30相对于毂凸缘40向R2侧扭转了4°的状态。

[0163] 在状态从图17变化为图18的期间、即从扭转角度2°扭转到4°为止的期间，第一窗口组w1的螺旋弹簧51从压缩状态进一步被压缩。另外，第二窗口组w2的螺旋弹簧51从自由长度被压缩而成为压缩状态。

[0164] 由于摩擦部件FP继续与输入旋转体30同步旋转，因此在摩擦部件FP与输入旋转体30之间未产生迟滞扭矩。

[0165] 摩擦部件FP的抵接面641a离开第二窗口组w2的螺旋弹簧51的端面，在扭转角度4°的状态下，抵接面641a与第二窗口组w2的螺旋弹簧51的端面的间隙为2°。

[0166] 扭转角度4°→7°

[0167] 图19示出在扭转角度增大的过程中输入旋转体30相对于毂凸缘40向R2侧扭转了7°的状态。

[0168] 在状态从图18变化为图19的期间、即从扭转角度4°扭转到7°为止的期间，第一以及第二窗口组w1、w2的各螺旋弹簧51的压缩状态进一步加剧。

[0169] 另外，输入旋转体30向R2侧旋转。另一方面，由于限制突起61a与凸缘42的长孔42c的端面抵接，因此禁止摩擦部件FP向R2侧旋转。其结果，摩擦部件FP相对于输入旋转体30相对旋转，在它们之间产生迟滞扭矩。详细而言，第一衬套61与第一板31相对旋转，在它们之间产生迟滞扭矩。另外，第二衬套62与摩擦片64相对旋转，产生迟滞扭矩。

[0170] 另外，在扭转角度为4°以上时，抵接面641a与第二窗口组w2的螺旋弹簧51的端面的间隙始终维持于2°。该间隙2°是从限制突起61a与孔42c的R2侧的间隙(4°)减去相当于偏移量的扭转角度(2°)而得到的角度。因而，在扭转角度为4°以上的高扭转角度区域中，在前述的2°(相对扭转角度)的角度范围内，摩擦部件FP能够与输入旋转体30一起动作。即，在相对扭转角度为2°的角度范围(微小扭转角度范围的一例)内，未产生迟滞扭矩。

[0171] 因而，在扭转角度为4°以上(绝对角度)的高扭转角度区域中，能够得到较大的迟滞扭矩，并在绝对扭转角度为4°以上的某扭转角度下，在输入旋转体30与毂凸缘40的相对扭转角度为2°的微小扭转角度范围内，不产生迟滞扭矩。因而，在扭转特性中为高扭转角度区域的行驶区域中，能够使微小的扭矩变动有效地衰减。

[0172] 扭转角度7°→5°

[0173] 图20示出在返回中立状态的过程中输入旋转体30相对于毂凸缘40向R2侧扭转了5°的状态。在状态从图19变化为图20的期间、即从扭转角度7°返回扭转角度5°的期间，输入旋转体30与摩擦部件FP同步地向R1侧旋转。因而，在从扭转角度7°直至5°为止，未产生迟滞扭矩。

[0174] 扭转角度5°→3°

[0175] 图21示出在返回中立状态的过程中输入旋转体30相对于毂凸缘40向R2侧扭转了3°的状态。在状态从图20变化为图21的期间、即从扭转角度5°返回扭转角度3°的期间，输入旋转体30向R1侧旋转，另一方面，摩擦部件FP未旋转。详细而言，摩擦部件FP的抵接面641a与第二窗口组w2的螺旋弹簧51的端面抵接，另一方面，摩擦部件FP的抵接面641b未与第一窗口组w1的螺旋弹簧51的端面抵接。即，摩擦部件FP被第二窗口组w2的螺旋弹簧51仅向R2侧施力。因此，摩擦部件FP未向R1侧旋转。因而，由于输入旋转体30相对于摩擦部件FP相对旋转，因此在从扭转角度5°直至3°为止，产生迟滞扭矩。

[0176] 扭转角度3°→中立状态

[0177] 由于从扭转角度3°返回中立状态为止的扭转特性与上述实施方式相同，因此省略其详细说明。

[0178] 如上所述，迟滞扭矩产生机构60构成为，当减振装置1为第二扭转状态时，在扭转角度为0°以上且不到第一角度的第一区域(0°～1°)中不产生迟滞扭矩。具体而言，迟滞扭矩产生机构60在扭转角度从0°往1°的过程以及从1°返回0°的过程双方中不产生迟滞扭矩。

[0179] 另外，迟滞扭矩产生机构60在扭转角度为第一角度以上且不到第二角度的第二区域(1°～4°)中产生第一迟滞扭矩。具体而言，迟滞扭矩产生机构60在扭转角度从1°往4°的过程中不产生迟滞扭矩，但在从4°返回3°的过程以及从2°返回1°的过程中产生迟滞扭矩。

[0180] 另外，迟滞扭矩产生机构60在第二角度以上且不到第三角度的第三区域(4°～5°)中产生第二迟滞扭矩。具体而言，迟滞扭矩产生机构60在扭转角度从4°往5°的过程以及从5°返回4°的过程双方中均产生迟滞扭矩。需要指出，第二迟滞扭矩大于第一迟滞扭矩。

[0181] 另外，迟滞扭矩产生机构60在扭转角度为第三角度以上且最大角度以下(5°～7°)的第四区域中产生第三迟滞扭矩。具体而言，迟滞扭矩产生机构60在扭转角度从5°往7°的过程中产生迟滞扭矩，在从7°返回5°的过程中不产生迟滞扭矩。需要指出，第三迟滞扭矩小于第二迟滞扭矩。

[0182] (b)各支承部301、302以及各收纳部401、402的宽度、螺旋弹簧51的长度或扭转角度的具体数值为一例，并不限定于这些数值。

[0183] (c)在前述实施方式中，使所有的螺旋弹簧的刚度相同，但也可以使用不同刚度的螺旋弹簧。

[0184] (d)收纳部、支承部以及螺旋弹簧的个数为一例，不限定于前述实施方式。

[0185] (e)在上述实施方式中，迟滞扭矩产生机构60具有第一衬套61、第二衬套62、锥形弹簧63以及摩擦片64，但迟滞扭矩产生机构60的构成并不限定于此。例如，迟滞扭矩产生机构60也可以不具有第二衬套62以及锥形弹簧63。

[0186] 另外，迟滞扭矩产生机构60也可以不具有摩擦片64。在这种情况下，第一衬套61具有摩擦片64的一对突出部641即可。

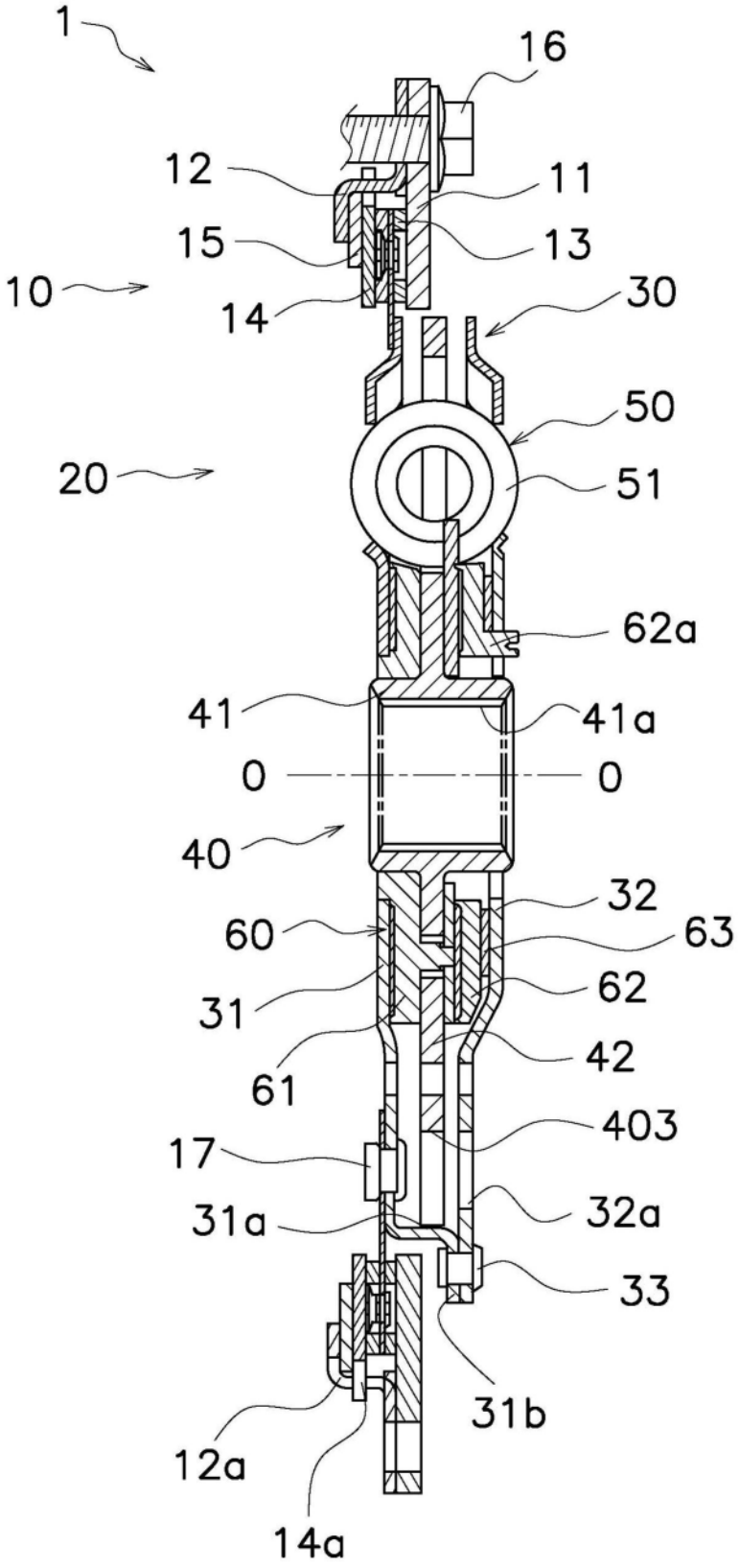

1
16
12
11
15
13
10
14
30
50
20
51
62a
41
41a
0
0
40
32
60
63
62
31
42
61
403
17
32a
31a
33
31b
12a
14a

图1

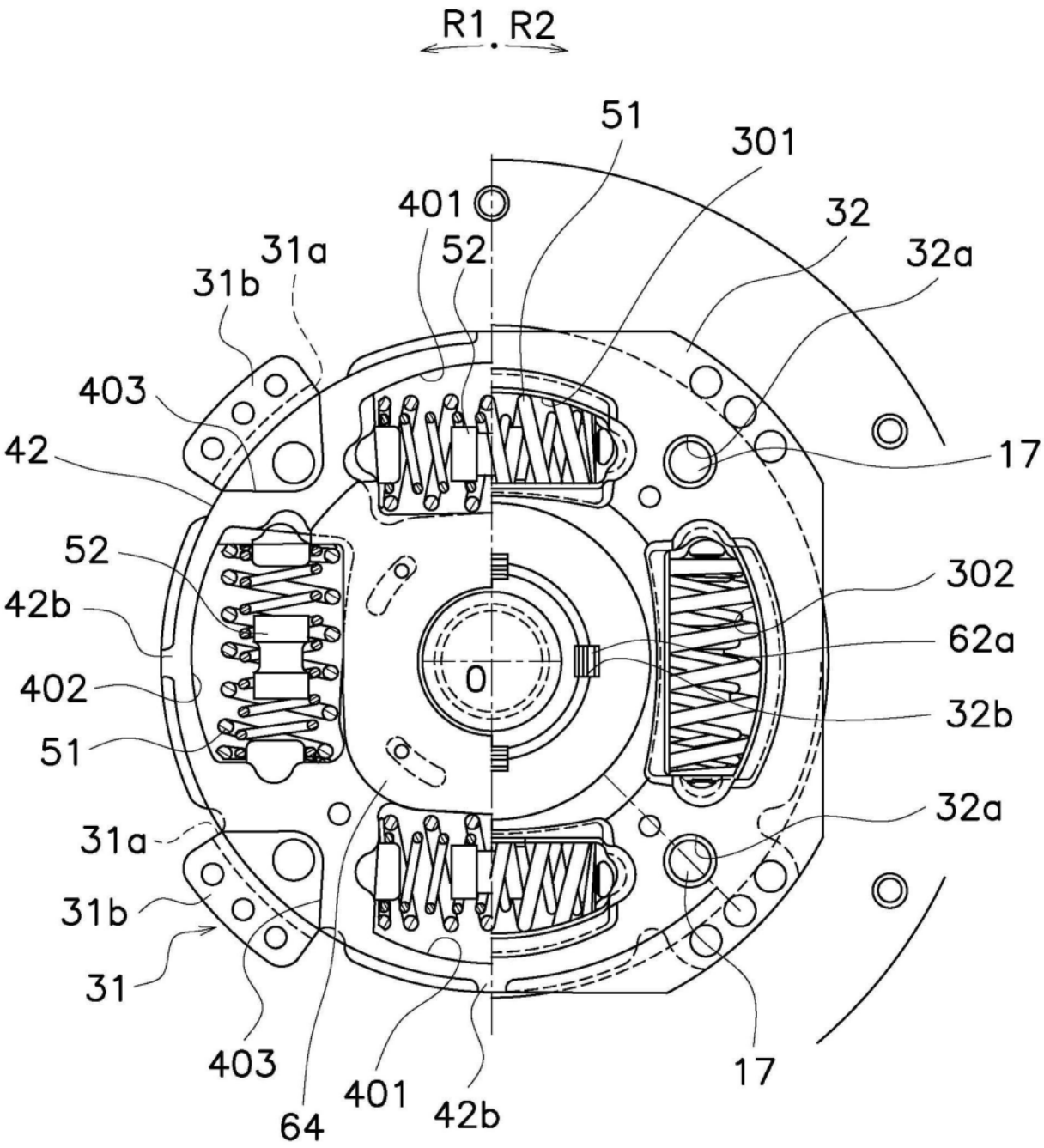

R1
R2
51
301
401
32
52
32a
31a
31b
403
42
17
52
302
42b
62a
402
O
32b
51
32a
31a
31b
31
403
401
42b
64
17

图2

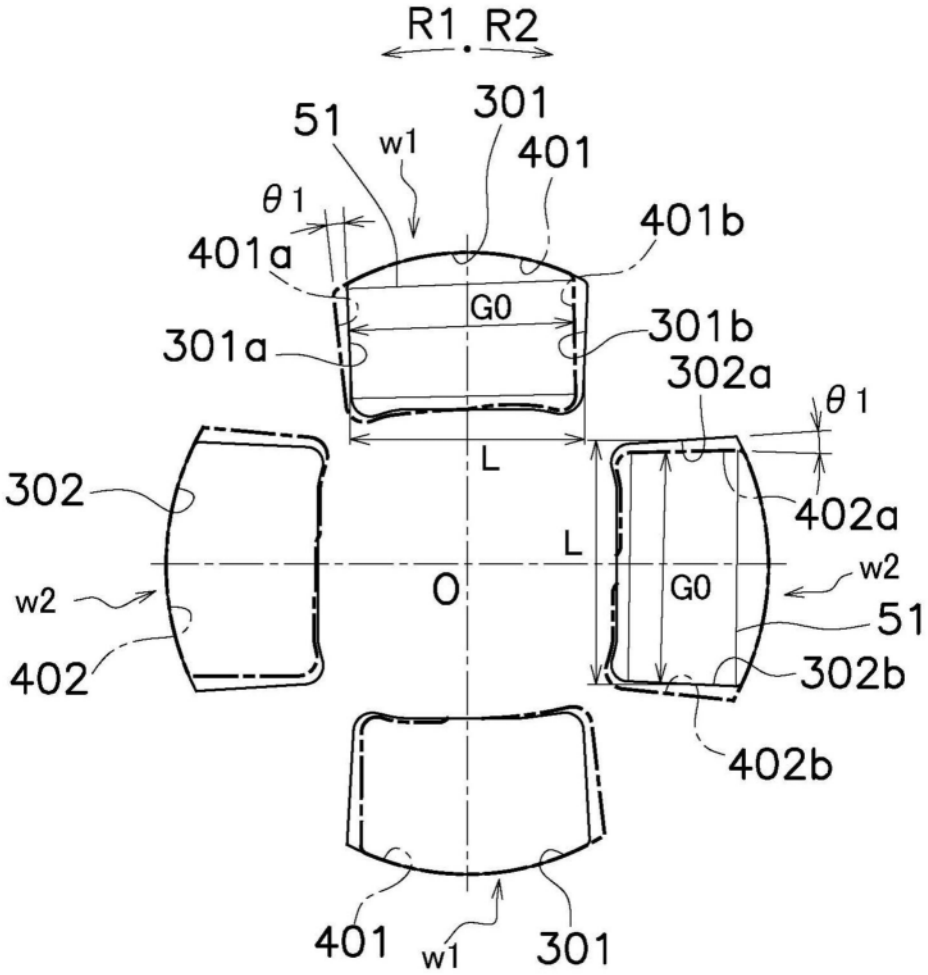

R1
R2
51
w1
301
401
θ1
401a
401b
G0
301a
301b
302a
θ1
L
302
402a
L
w2
O
G0
w2
51
402
302b
402b
401
w1
301

图3A

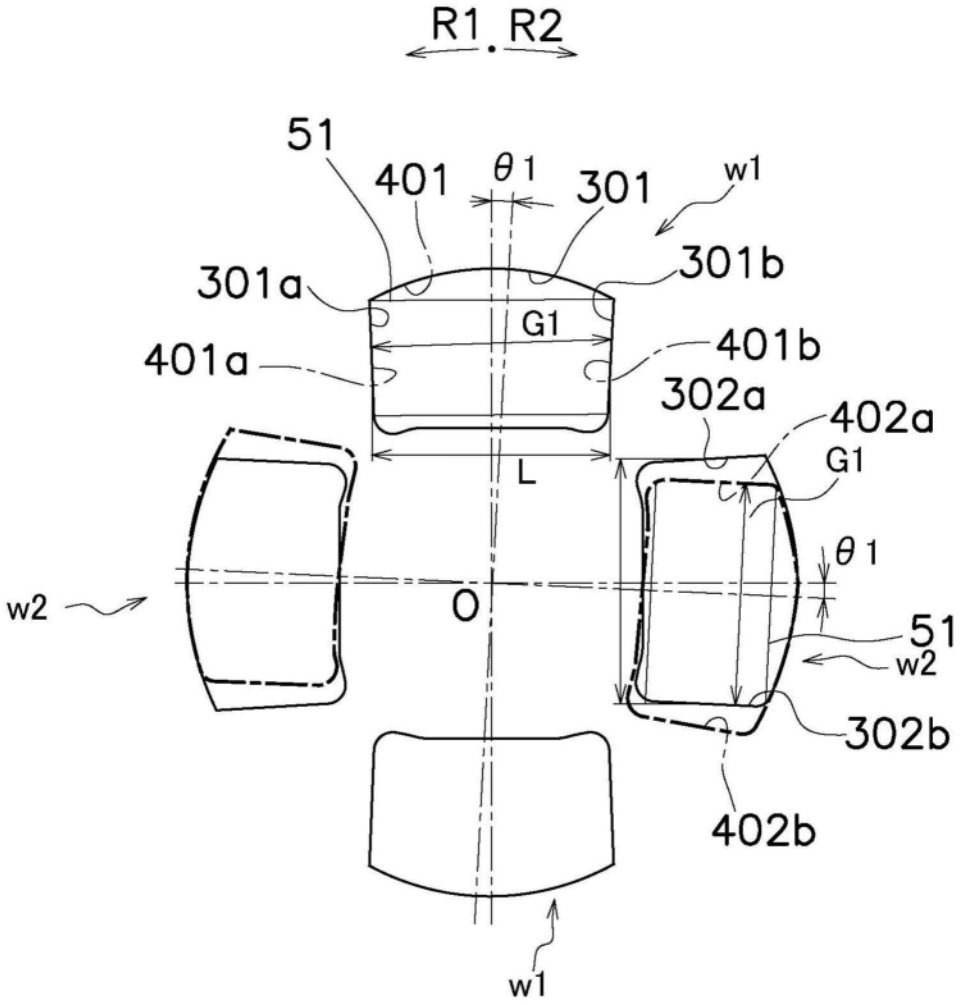

R1
R2
51
401
θ1
301
w1
301a
301b
G1
401a
401b
302a
402a
G1
L
θ1
w2
O
51
w2
302b
402b
w1

图3B

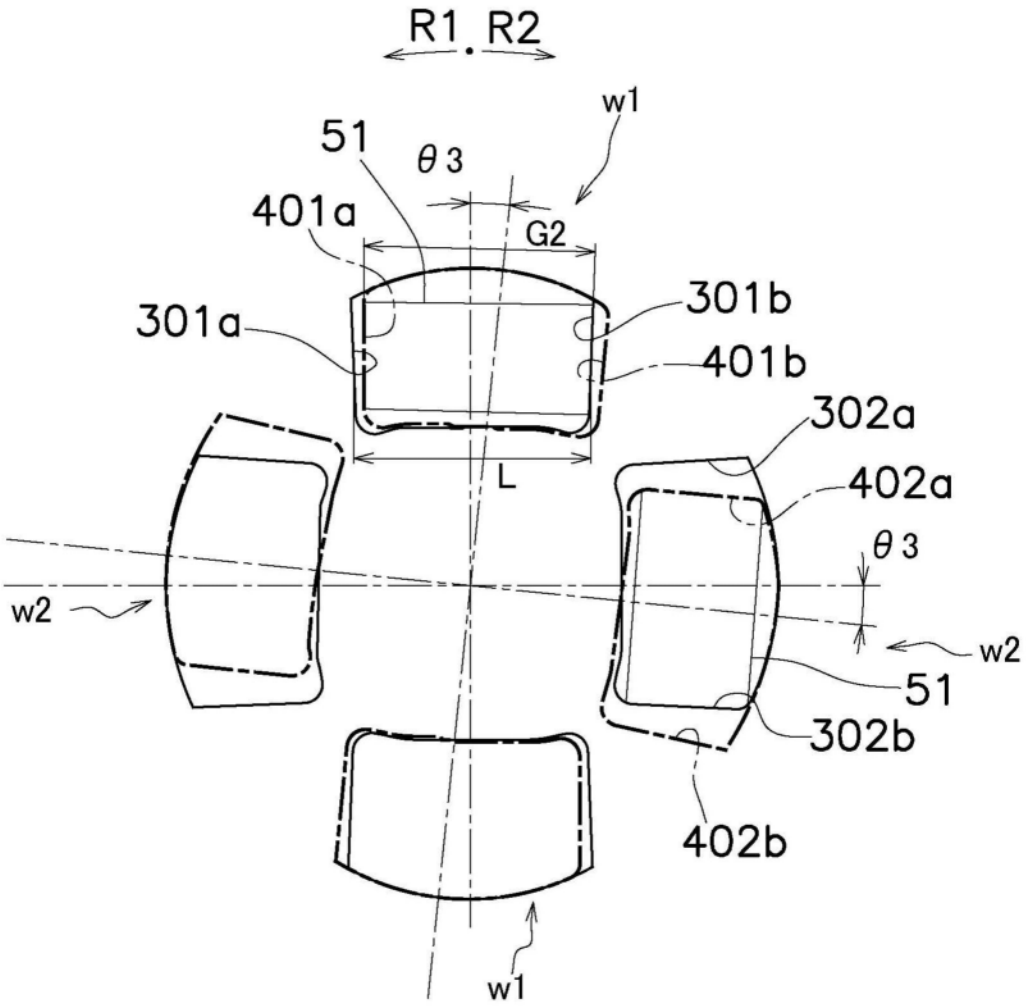

R1
R2
w1
51
θ3
401a
G2
301b
301a
401b
302a
L
402a
θ3
w2
w2
51
302b
402b
w1

图3C

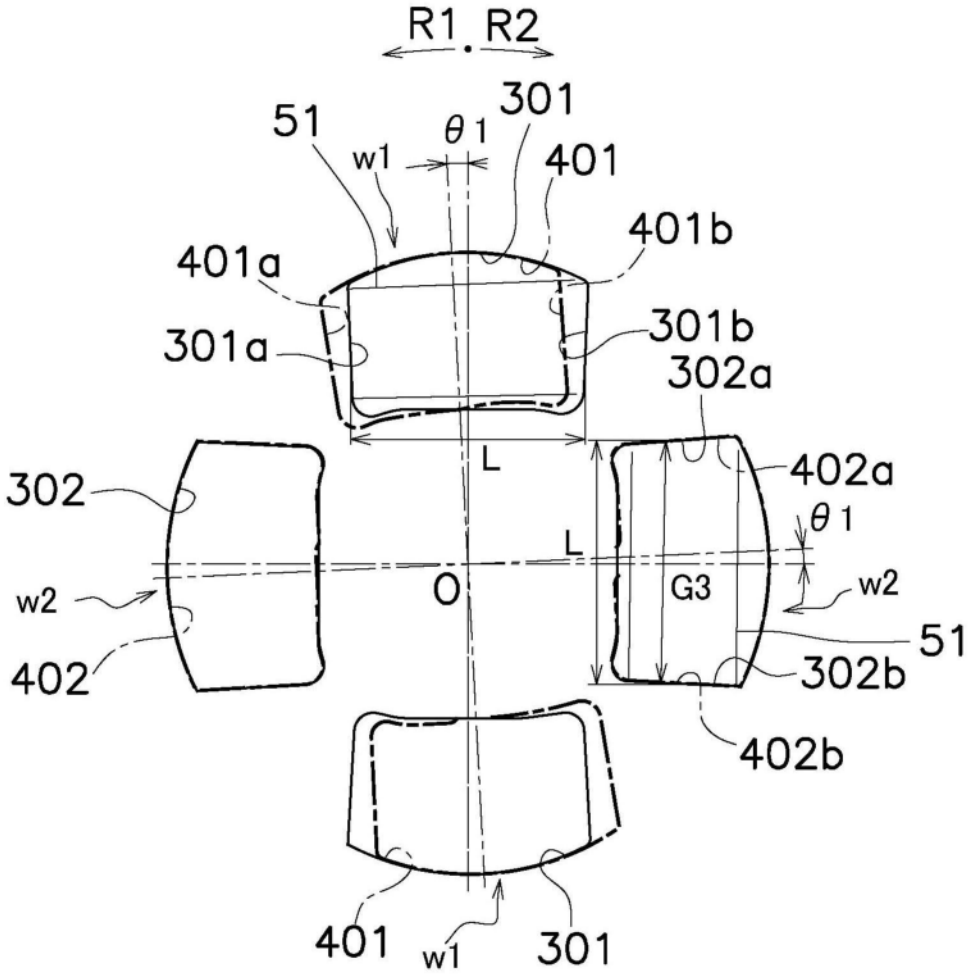

R1
R2
51
θ1
w1
301
401
401b
401a
301b
301a
302a
L
402a
302
θ1
L
w2
O
G3
w2
51
402
302b
402b
401
w1
301

图3D

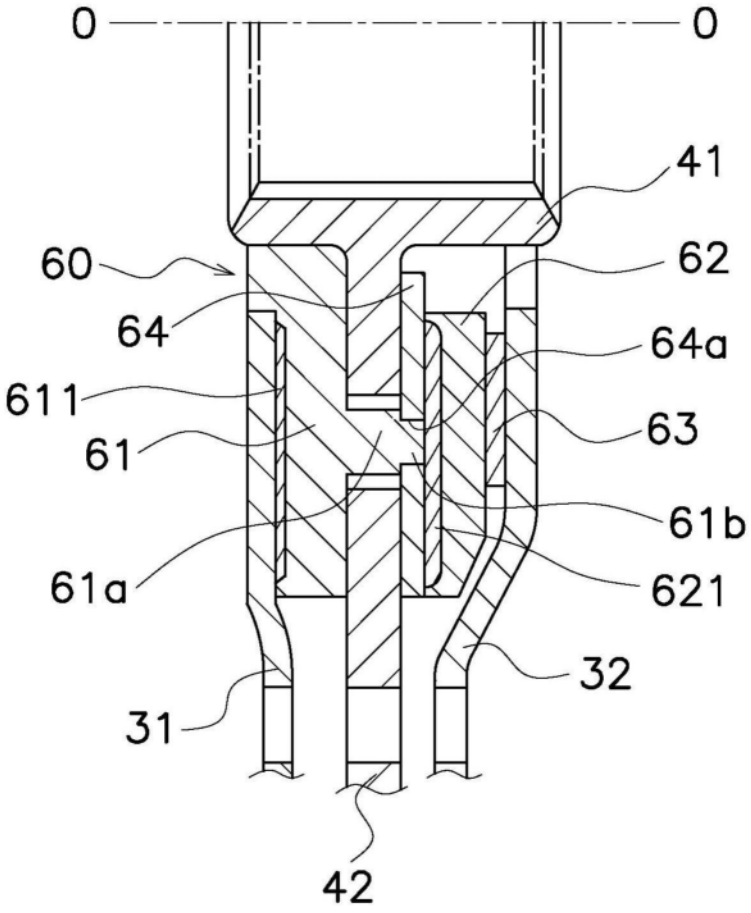


图4

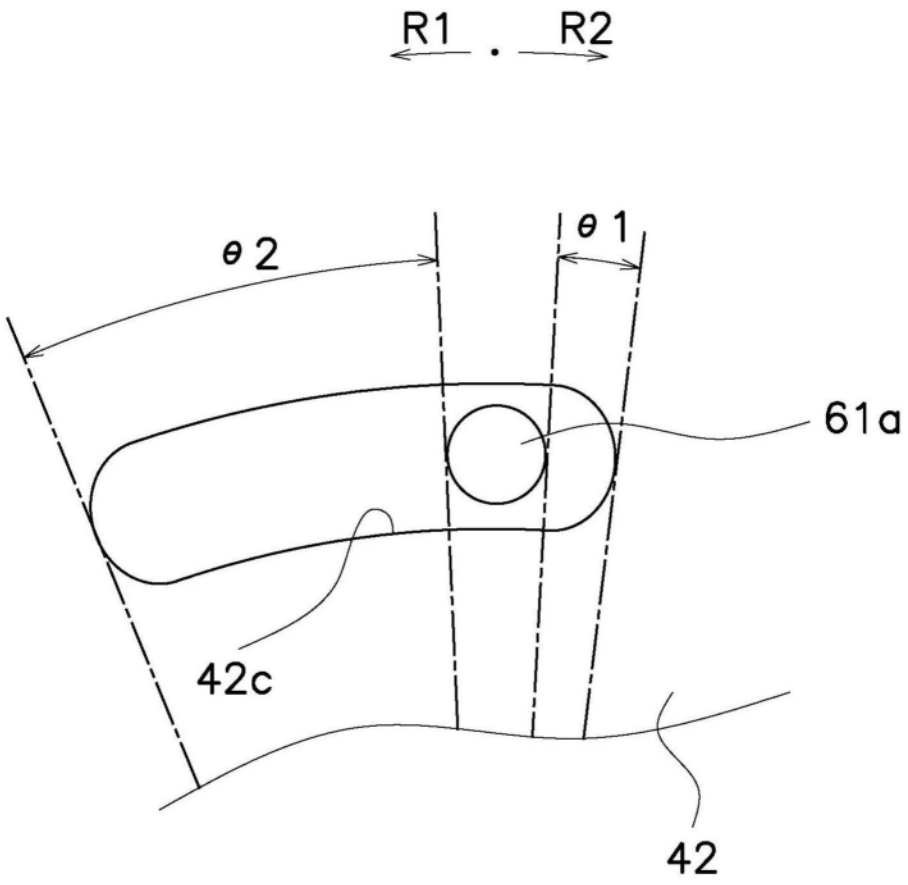


图5

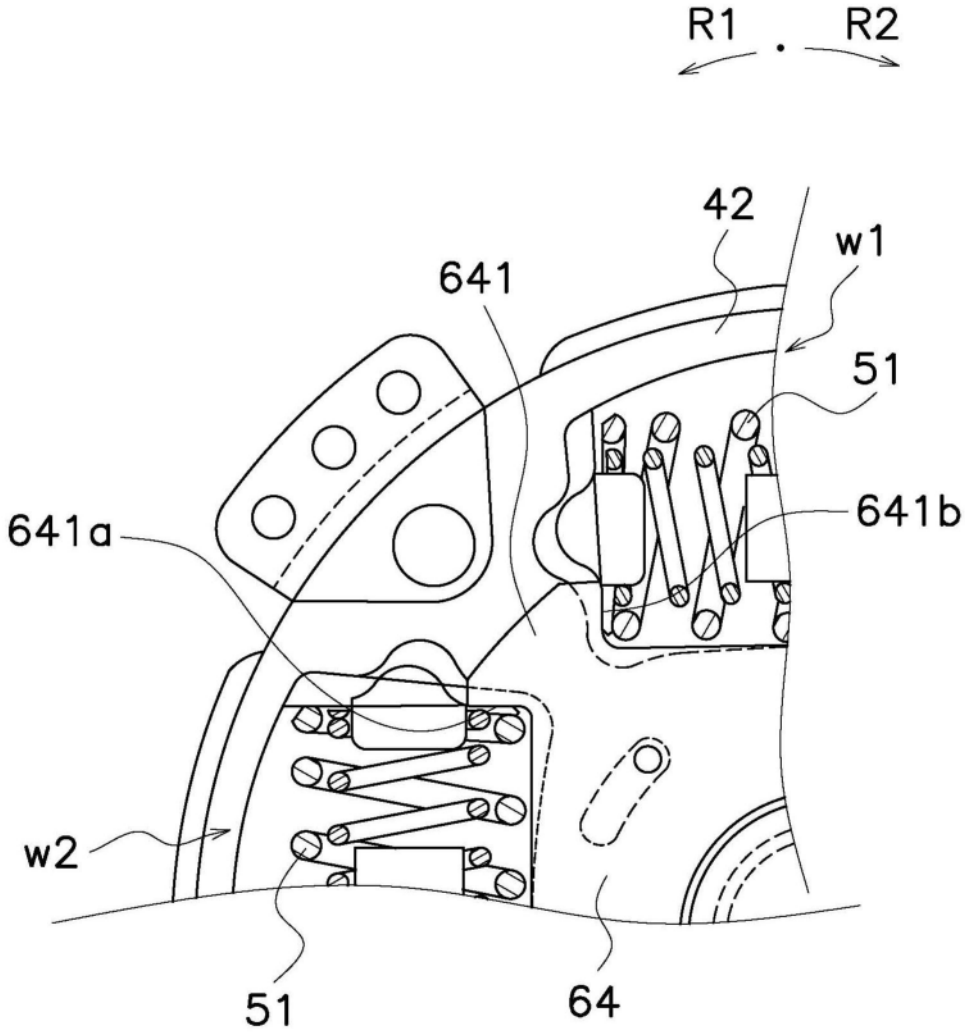


图6

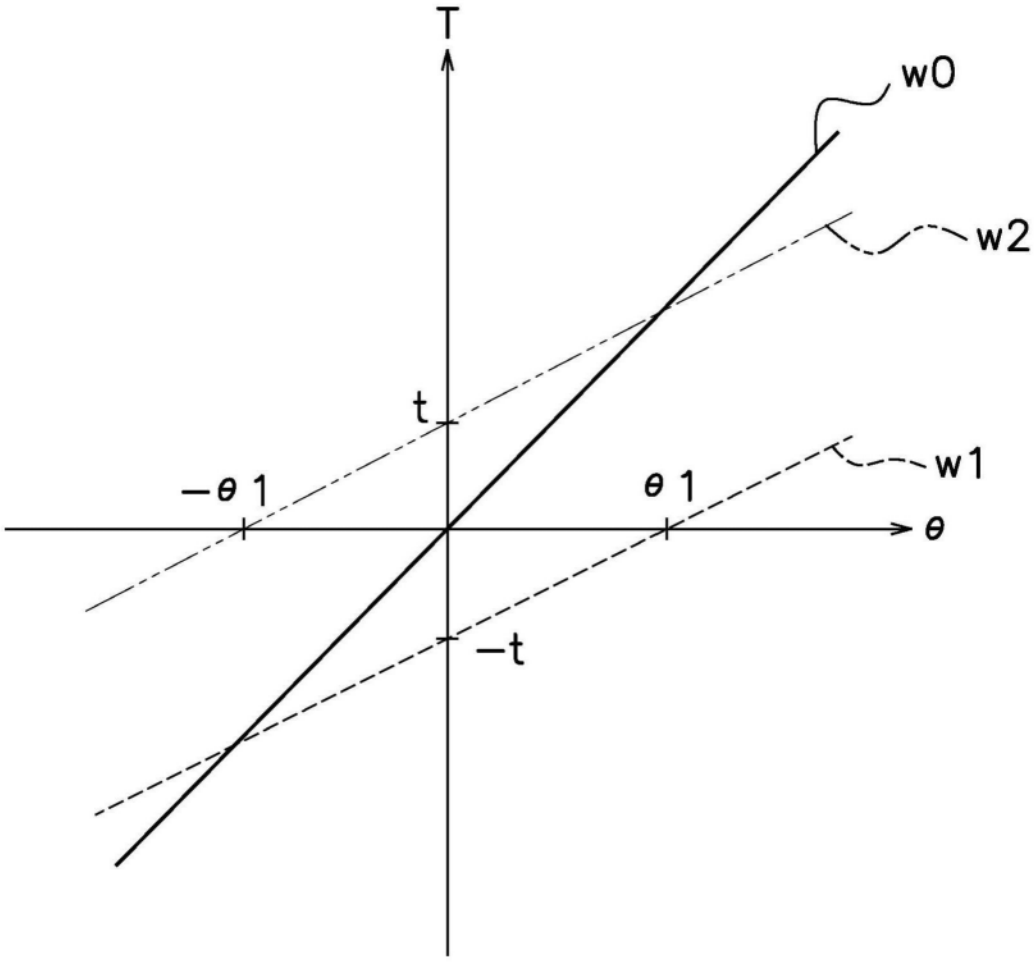


图7

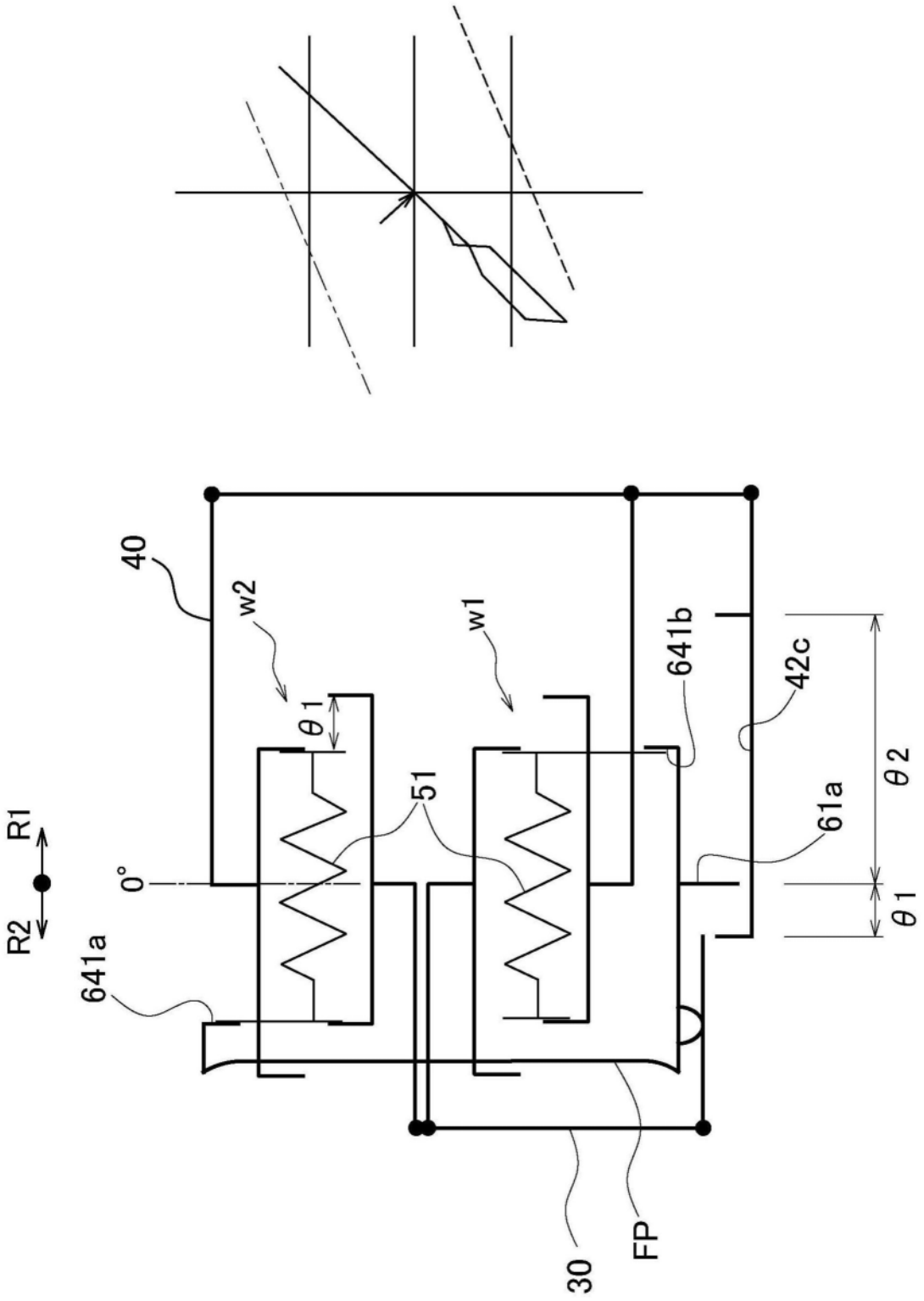


图8

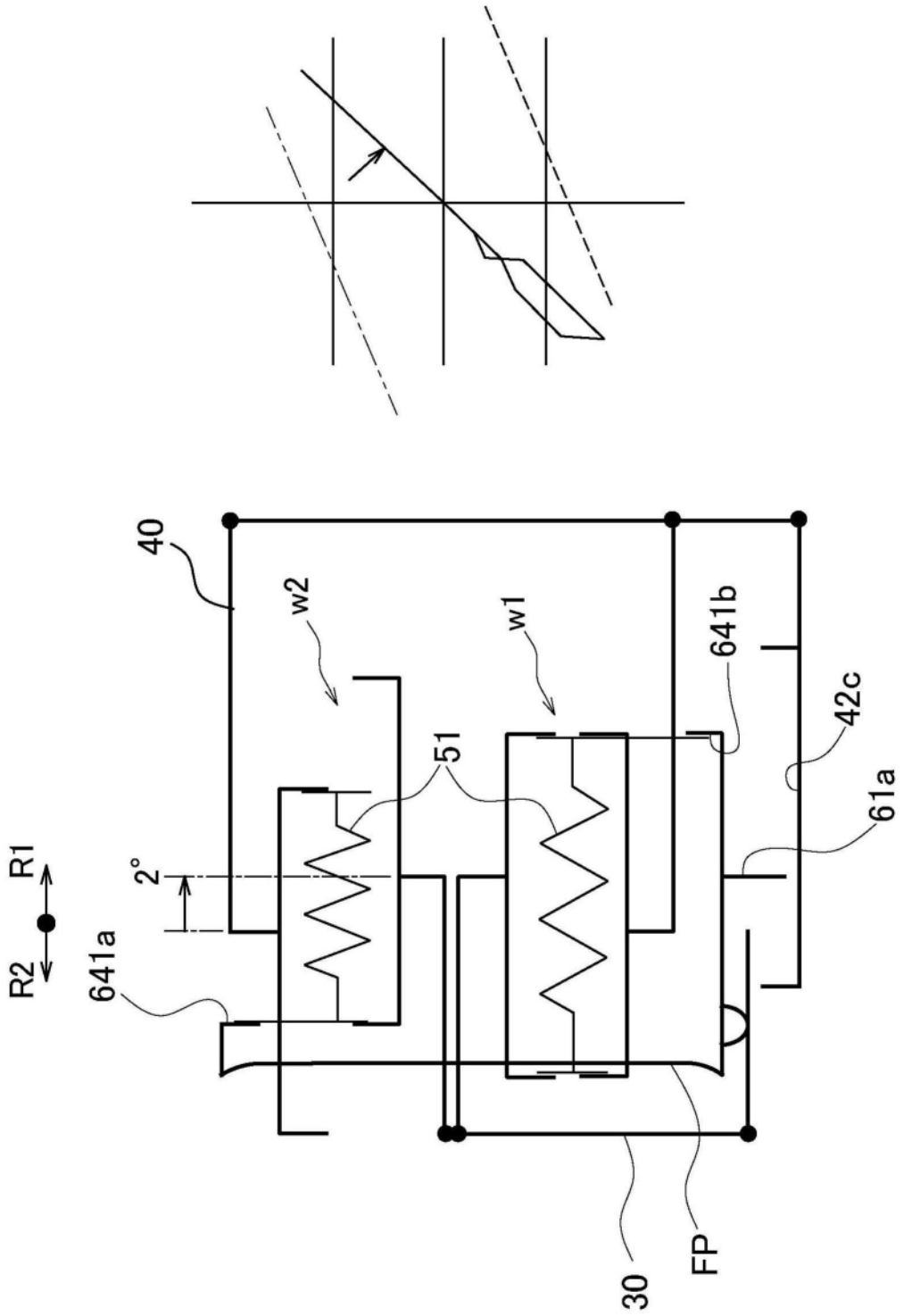


图9

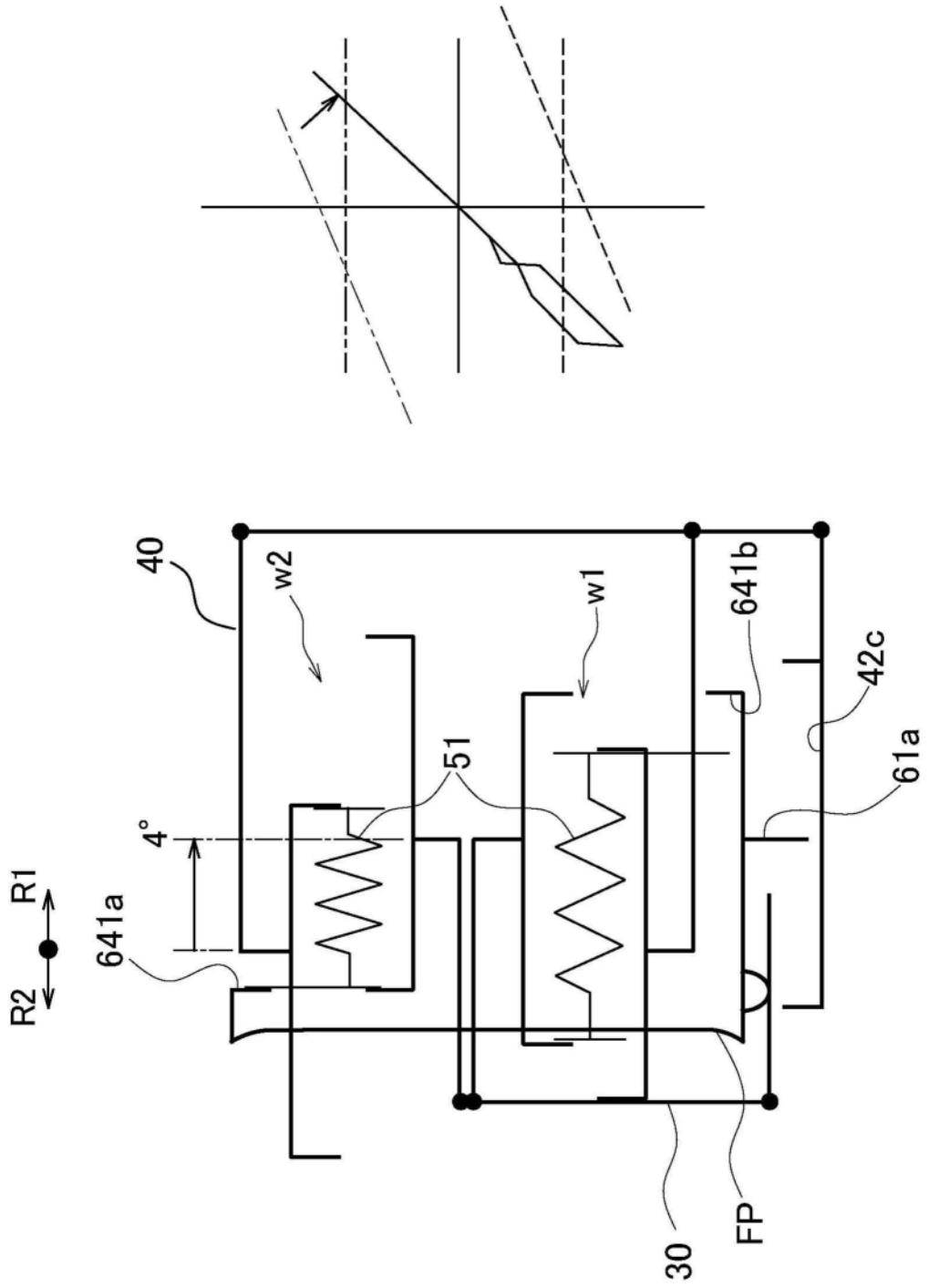


图10

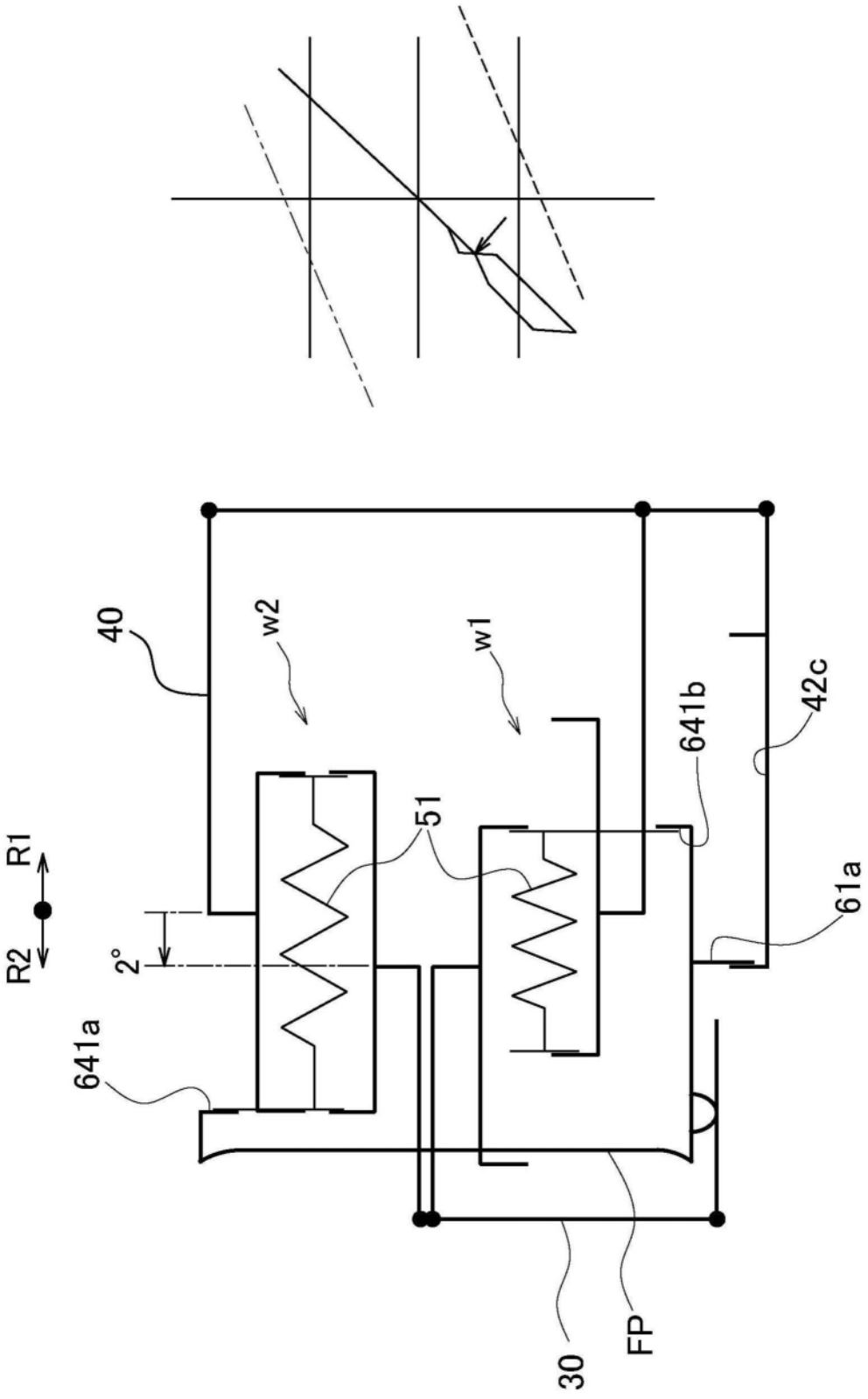


图11

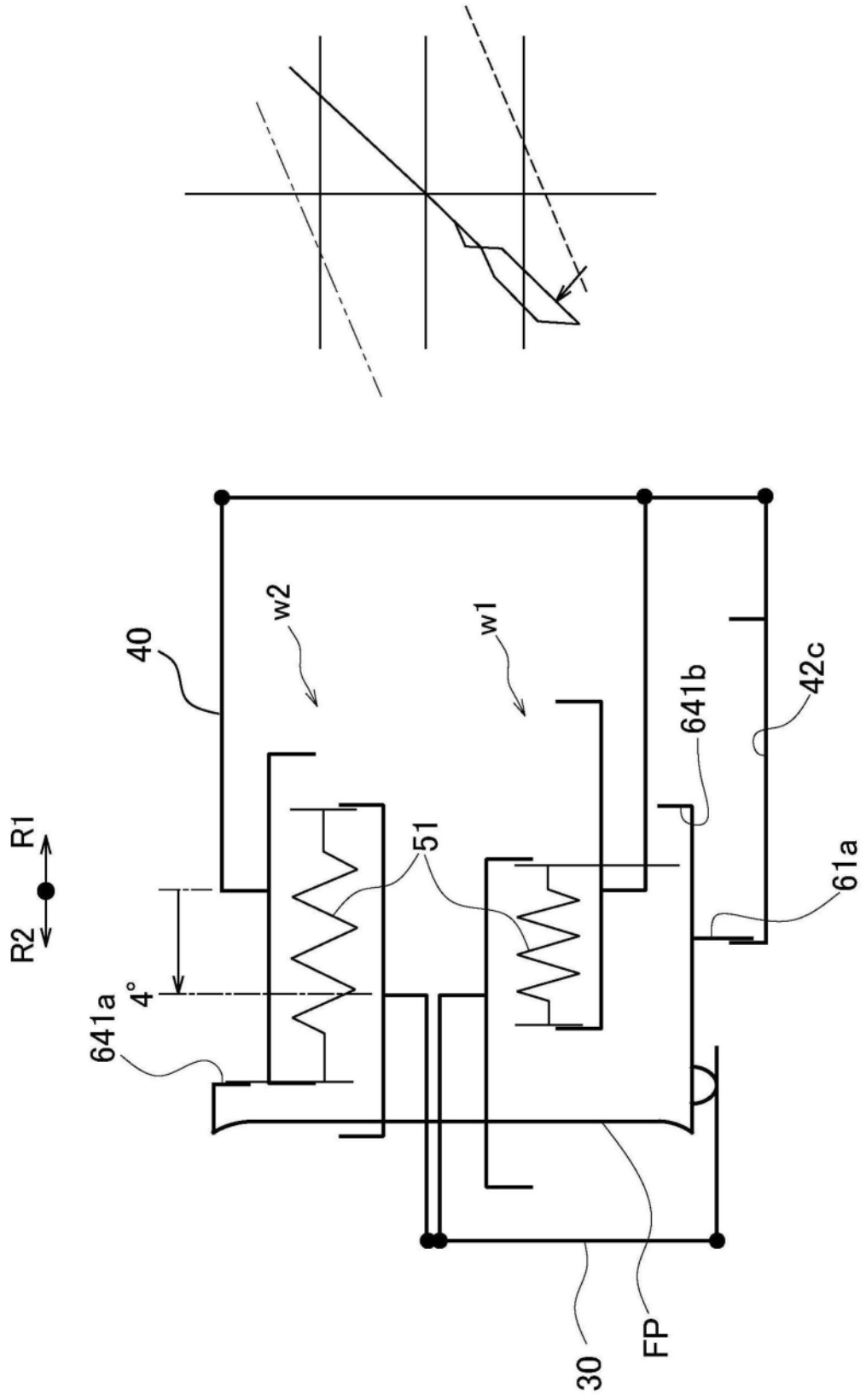


图12

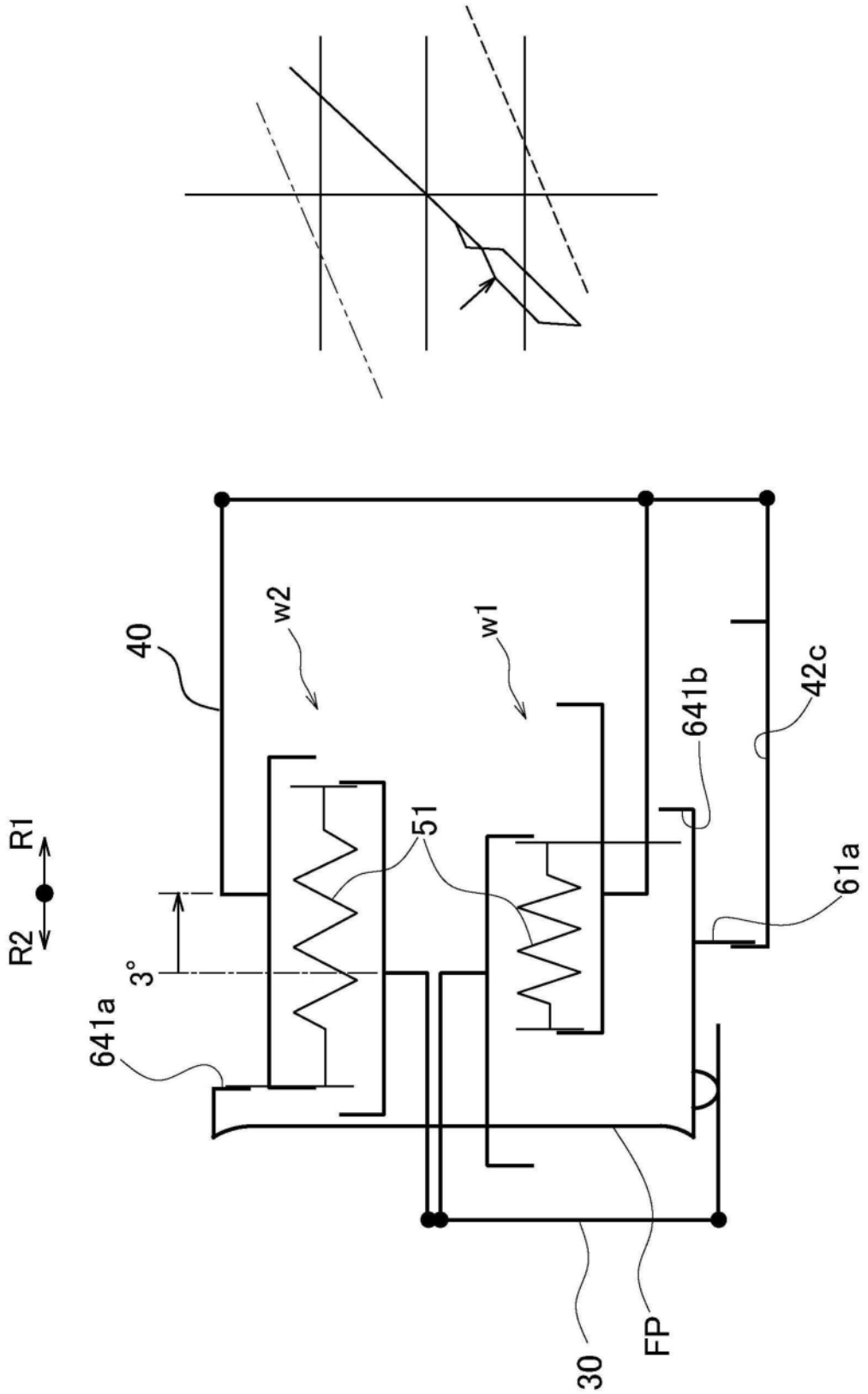


图13

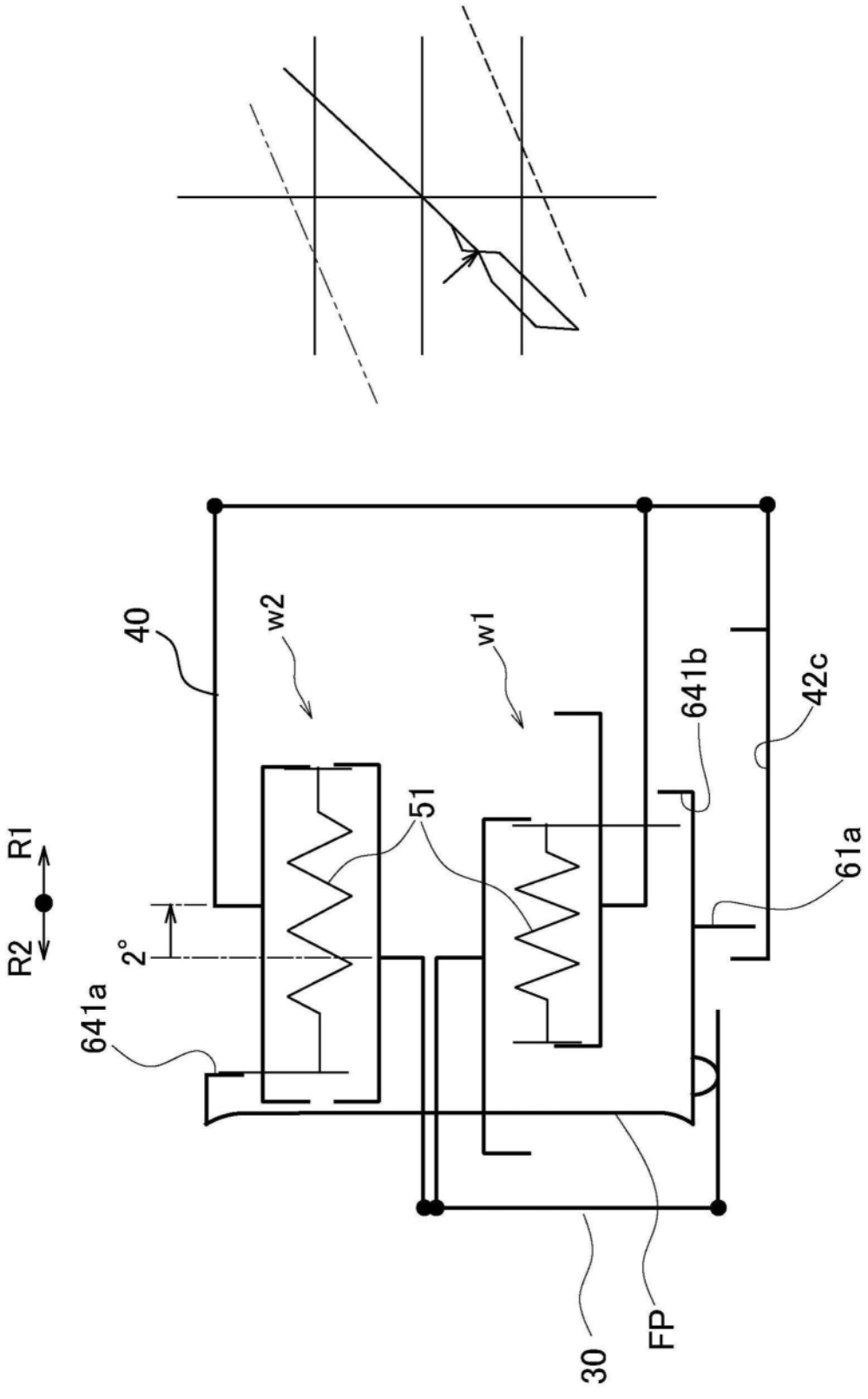


图14

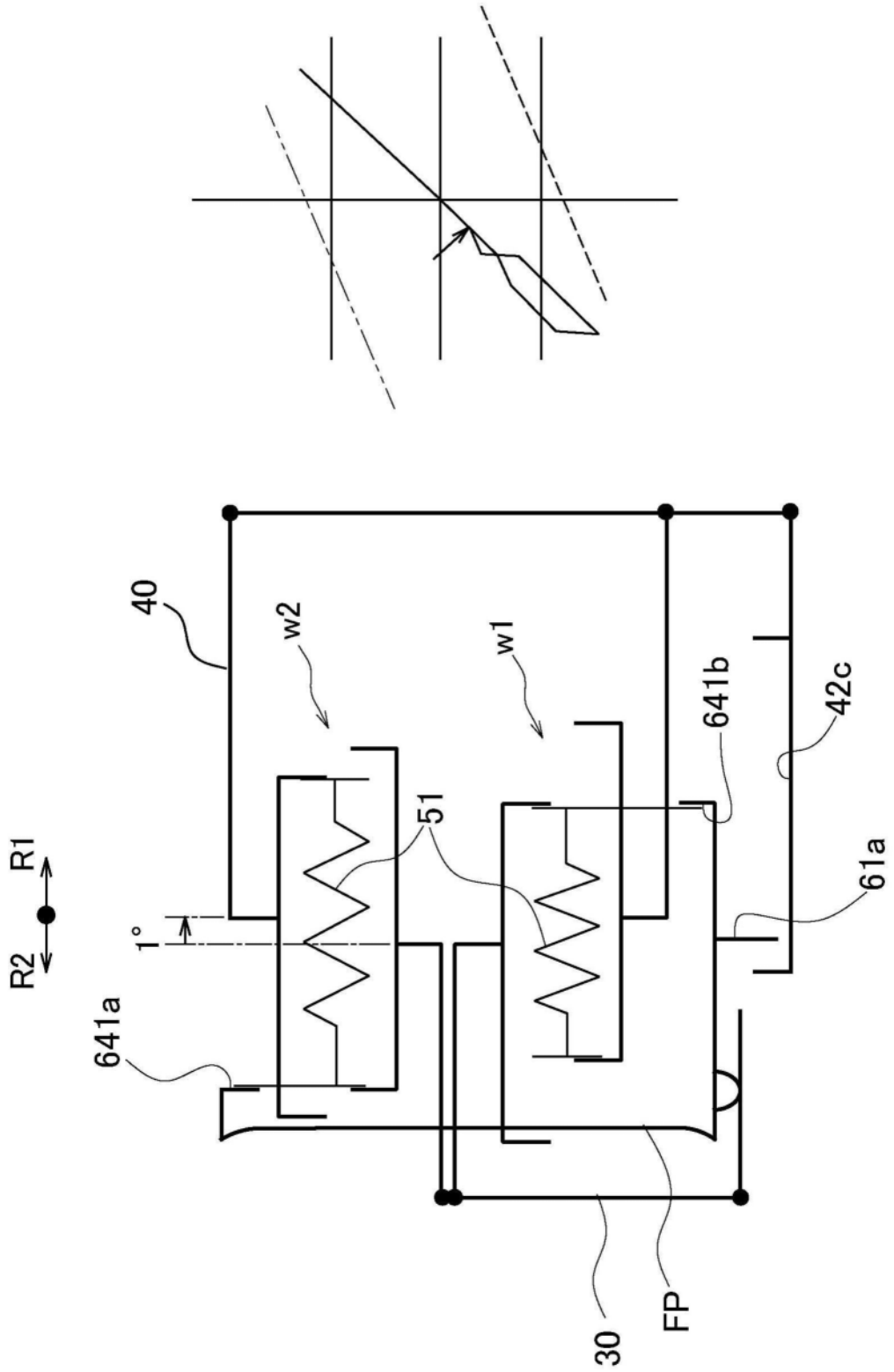


图15

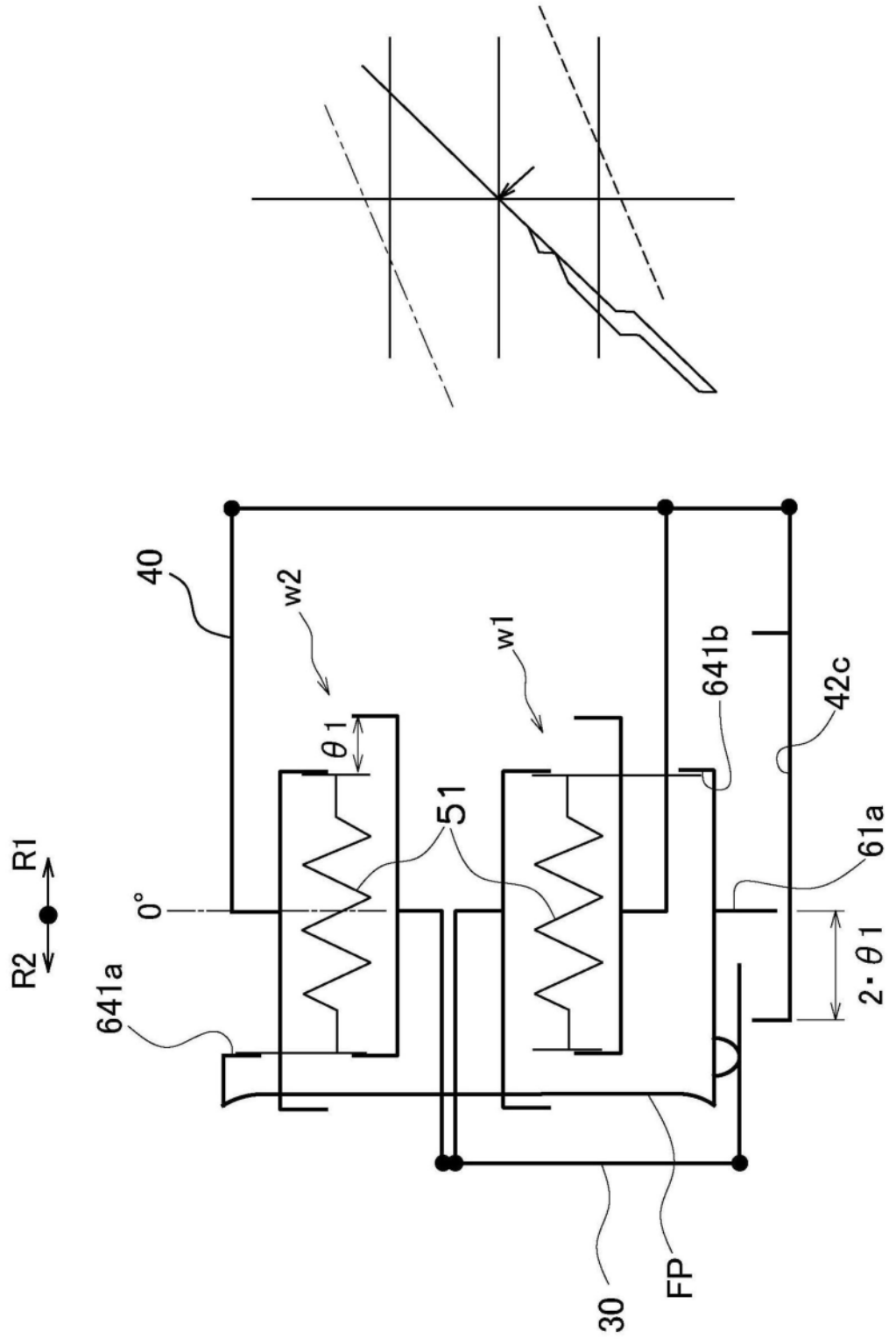


图16

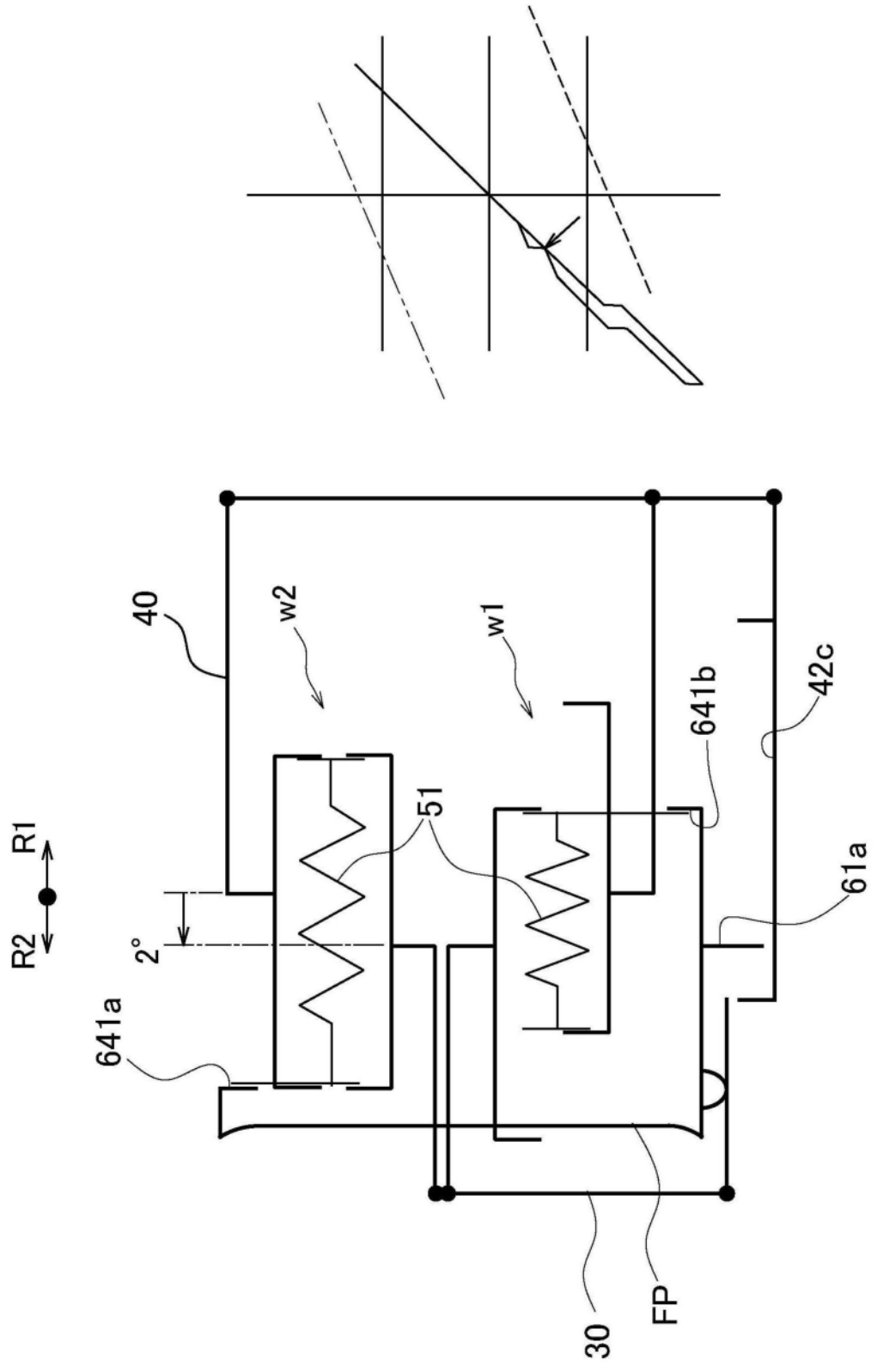


图17

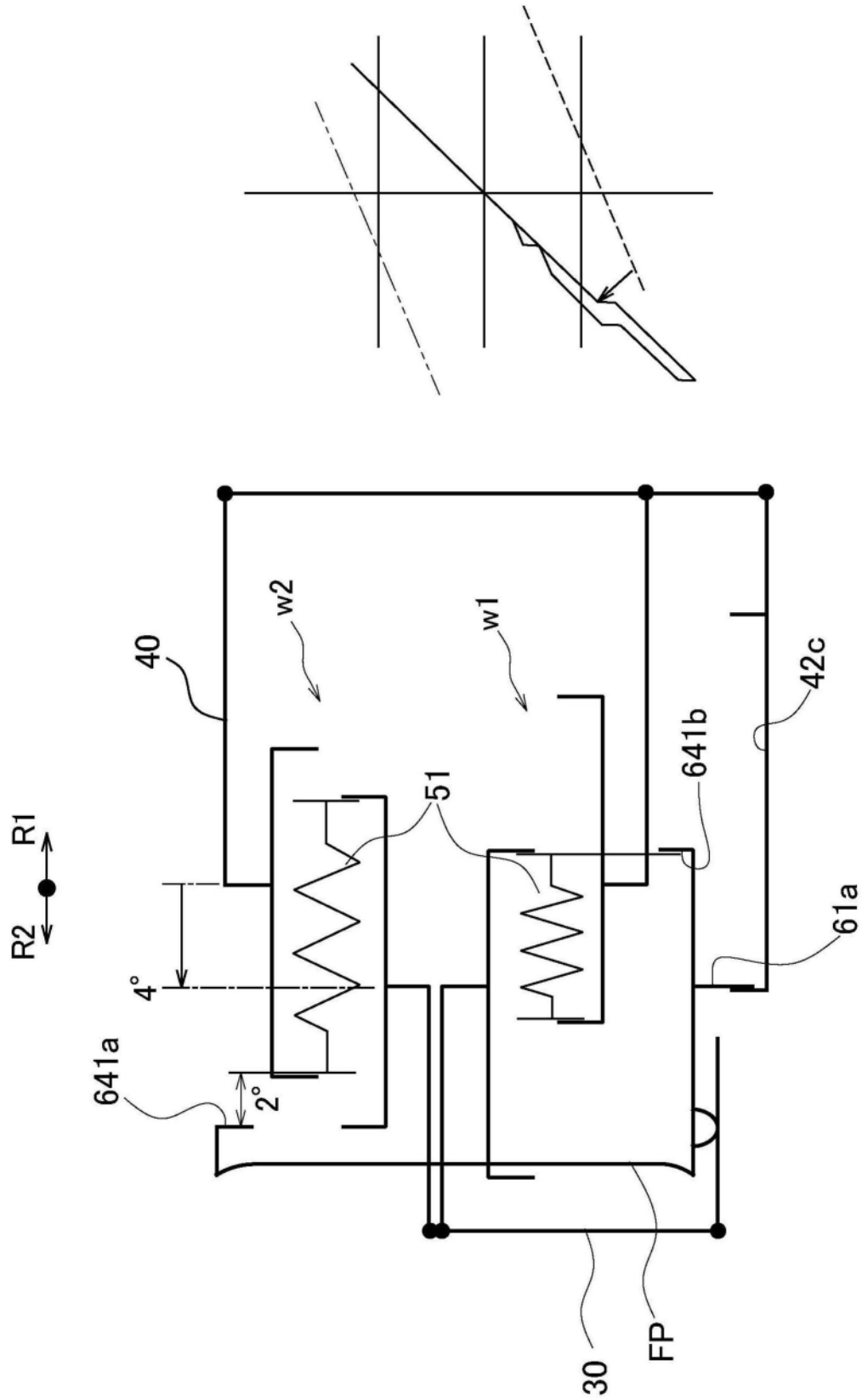


图18

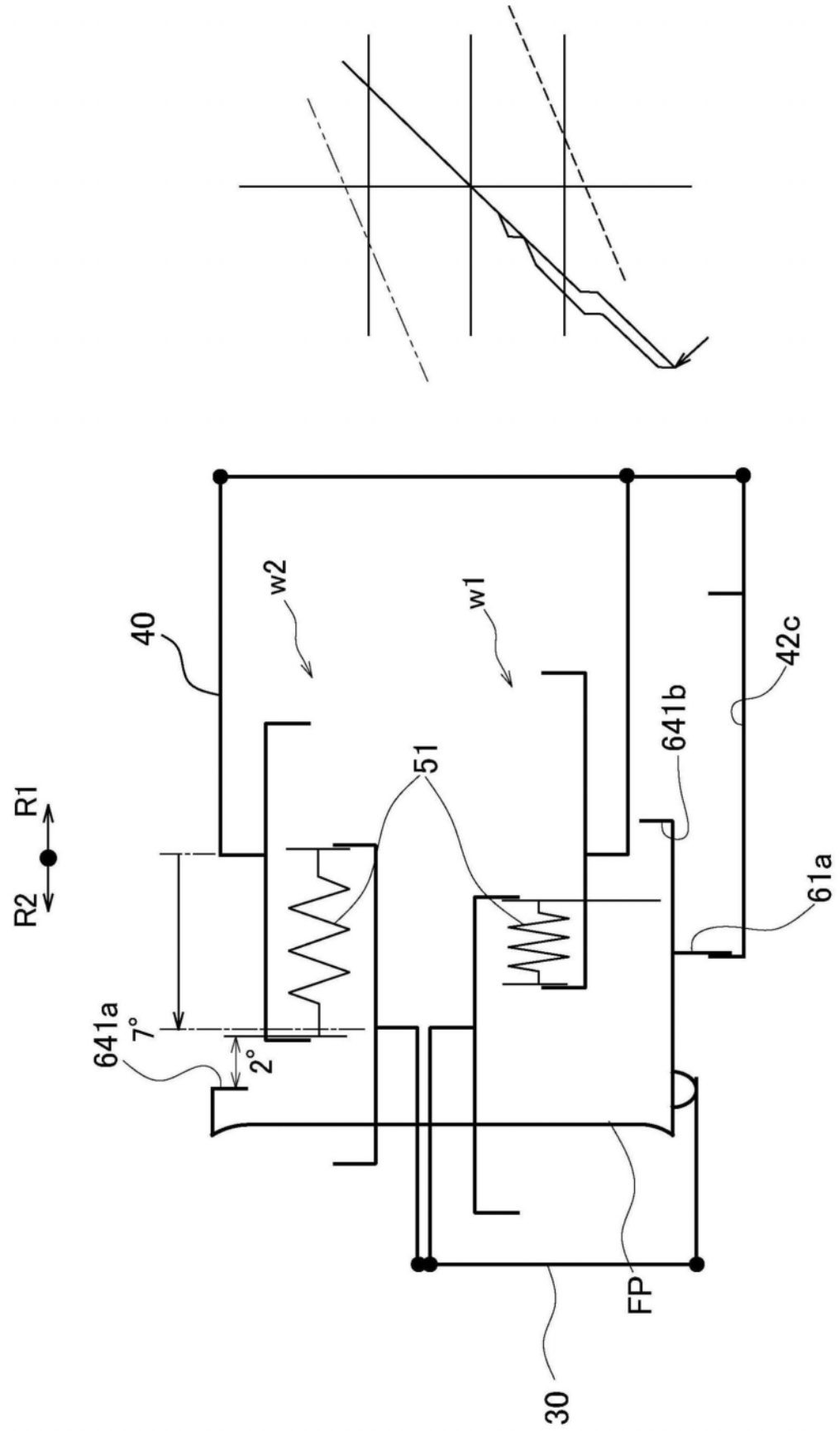


图19

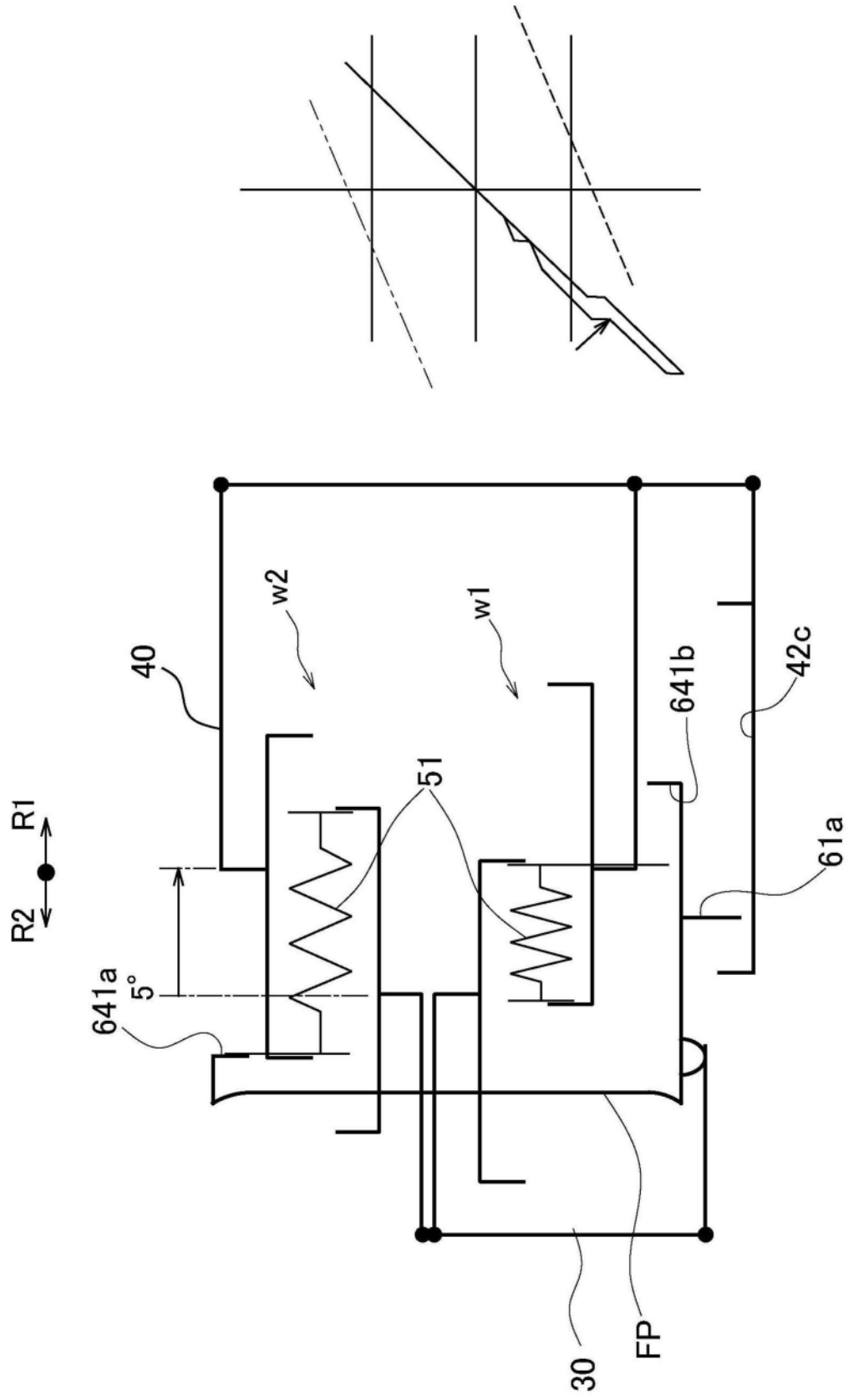


图20

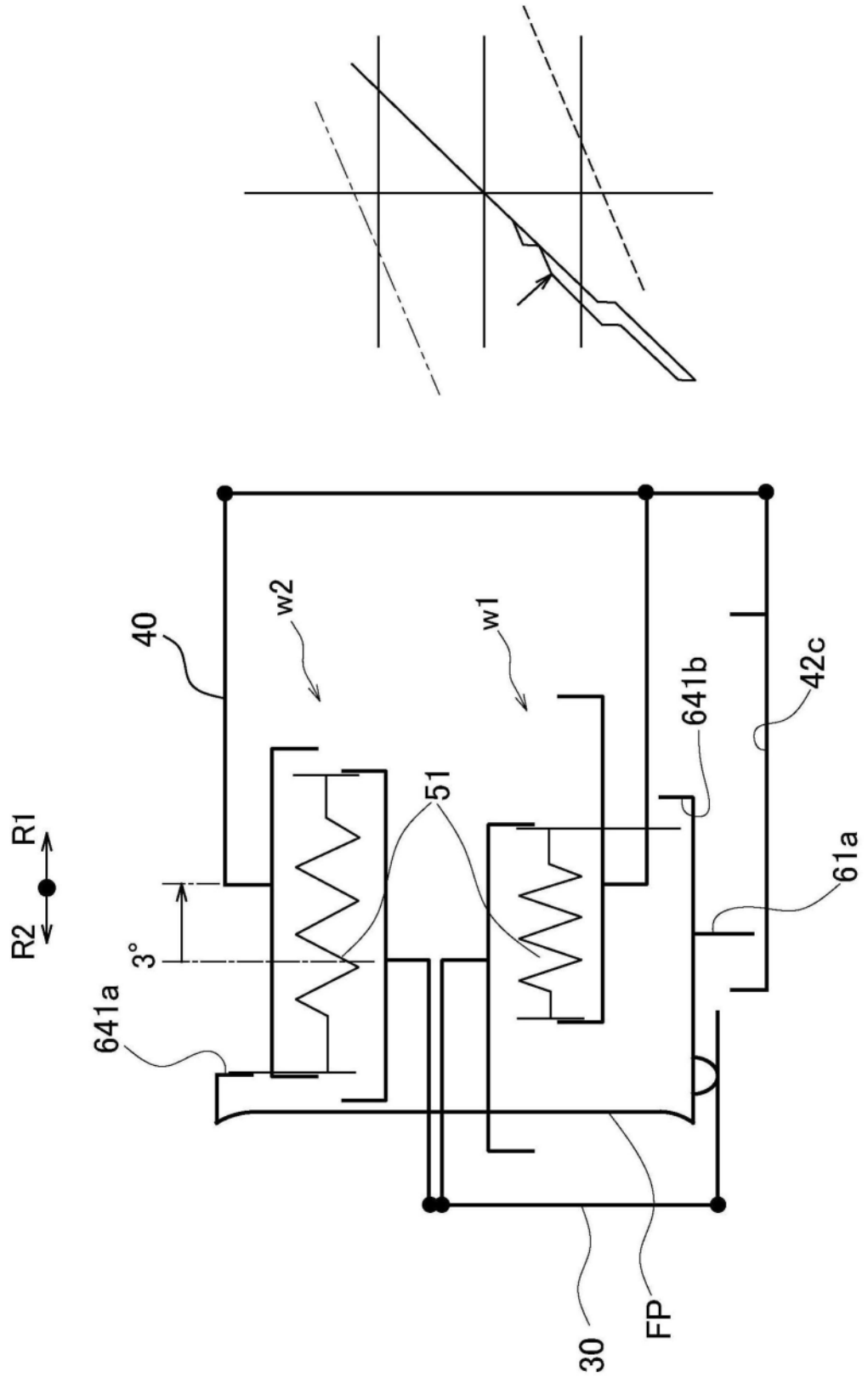


图21