



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 109790904 A

(43)申请公布日 2019.05.21

(21)申请号 201780060597.0

(74)专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

(22)申请日 2017.08.01

代理人 李洋 王玮

(30)优先权数据

2016-193086 2016.09.30 JP

(51)Int.Cl.

F16F 15/134(2006.01)

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2019.03.29

F16H 45/02(2006.01)

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2017/027828 2017.08.01

(87)PCT国际申请的公布数据

W02018/061467 JA 2018.04.05

(71)申请人 爱信艾达株式会社

地址 日本爱知县

(72)发明人 伊藤一能 长井大树 轮嶋雅树

伊藤和广

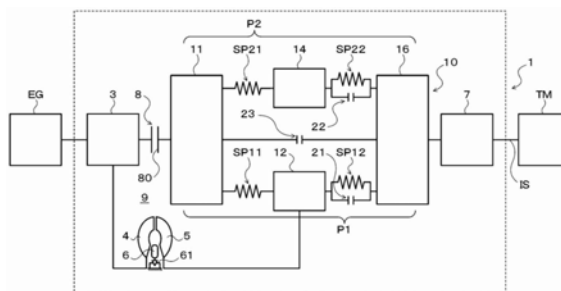
权利要求书2页 说明书27页 附图8页

(54)发明名称

减振装置

(57)摘要

减振装置(10)包括:在驱动部件(11)与第一中间部件(12)之间传递扭矩的第一内侧弹簧(SP11)、在第一中间部件(12)与从动部件(16)之间传递扭矩的第二内侧弹簧(SP12)、在驱动部件(11)与第二中间部件(14)之间传递扭矩的第一外侧弹簧(SP21)、以及在第二中间部件(14)与从动部件(16)之间传递扭矩的第二外侧弹簧(SP22),与比第一中间部件(12)固有频率大的第二中间部件(14)对应的第一外侧弹簧(SP21)和第二外侧弹簧(SP22)中的至少任一者配置于与第一中间部件(12)对应的第一内侧弹簧(SP11)和第二内侧弹簧(SP12)的径向外侧。



1. 一种减振装置,其包括:输入构件、第一中间构件、第二中间构件、输出构件、在所述输入构件与所述第一中间构件之间传递扭矩的第一弹性体、在所述第一中间构件与所述输出构件之间传递扭矩的第二弹性体、在所述输入构件与所述第二中间构件之间传递扭矩的第三弹性体、以及在所述第二中间构件与所述输出构件之间传递扭矩的第四弹性体,

所述输入构件被传递来自发动机的扭矩,

所述减振装置的特征在于,

在经由所述第三弹性体和所述第四弹性体而从所述输入构件向所述输出构件传递扭矩时的所述第二中间构件的固有频率大于在经由所述第一弹性体和所述第二弹性体而从所述输入构件向所述输出构件传递扭矩时的所述第一中间构件的固有频率,

所述第三弹性体和所述第四弹性体中的至少任一者配置于所述第一弹性体和所述第二弹性体的径向外侧。

2. 根据权利要求1所述的减振装置,其特征在于,

所述第三弹性体和所述第四弹性体中的至少任一者的轴心位于比所述第一弹性体和所述第二弹性体的轴心靠径向外侧处。

3. 根据权利要求1或2所述的减振装置,其特征在于,

所述第三弹性体的刚性和所述第四弹性体的刚性中较大那者比所述第一弹性体的刚性和所述第二弹性体的刚性中较大那者小,所述第三弹性体和第四弹性体中的任一者配置于所述第一弹性体和所述第二弹性体的径向外侧。

4. 根据权利要求1~3中任一项所述的减振装置,其特征在于,

所述第三弹性体和所述第四弹性体配置于所述第一弹性体和所述第二弹性体的径向外侧。

5. 根据权利要求1~4中任一项所述的减振装置,其特征在于,

所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体和所述第四弹性体的刚性 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 以满足 $k_{12} < k_{21} = k_{22} < k_{11}$ 的方式选择。

6. 根据权利要求1~5中任一项所述的减振装置,其特征在于,

所述第三弹性体和所述第四弹性体配置为沿着周向排列。

7. 根据权利要求1~3中任一项所述的减振装置,其特征在于,

所述第三弹性体配置于所述第四弹性体的径向外侧,所述第一弹性体和所述第二弹性体配置为在轴向上与所述第三弹性体和所述第四弹性体分离。

8. 根据权利要求1~7中任一项所述的减振装置,其特征在于,

所述第一弹性体和所述第二弹性体配置为沿着周向排列。

9. 根据权利要求1~8中任一项所述的减振装置,其特征在于,

所述输入构件具有:与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部;和与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述输出构件具有:与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部;和与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述第一中间构件具有:与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部;和与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述第二中间构件具有:与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部;和与所述第

四弹性体的周向的端部抵接的抵接部。

10. 根据权利要求1~9中任一项所述的减振装置,其特征在于,所述第一中间构件的惯性力矩大于所述第二中间构件的惯性力矩。

11. 根据权利要求1~10中任一项所述的减振装置,其特征在于,所述第一中间构件与流体传动装置的涡轮以一体旋转的方式连结。

12. 根据权利要求1~11中任一项所述的减振装置,其特征在于,经由锁止离合器向所述输入构件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速比与经由所述第三弹性体和第四弹性体而从所述输入构件向所述输出构件传递扭矩时的所述第一中间构件的所述固有频率对应的转速高,并且比与经由所述第一弹性体和第二弹性体而从所述输入构件向所述输出构件传递扭矩时的所述第二中间构件的所述固有频率对应的转速低。

13. 根据权利要求1~12中任一项所述的减振装置,其特征在于,

允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体和所述第四弹性体的挠曲,直至向所述输入构件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上。

14. 根据权利要求1~13中任一项所述的减振装置,其特征在于,

所述输出构件直接地或间接地连结于变速器的输入轴。

减振装置

技术领域

[0001] 本公开的发明涉及具有输入构件和输出构件的减振装置,上述输入构件被传递来自发动机的扭矩。

背景技术

[0002] 以往,作为这种减振装置,公知有与变矩器关联使用的双通道减振器(例如参照专利文献1)。在该减振装置中,从发动机和锁止离合器至输出毂这段振动路径被分割成两个平行的振动路径B、C,两个振动路径B、C分别具有一对弹簧、和配置于该一对弹簧间的独立的中间凸缘。另外,为了使两个振动路径的固有频率,变矩器的涡轮结合于振动路径B的中间凸缘,从而振动路径B的中间凸缘的固有频率小于振动路径C的中间凸缘的固有频率。在这样的减振装置中,在锁止离合器结合的情况下,来自发动机的振动进入减振装置的两个振动路径B、C。而且,若某段频率的发动机振动到达包含结合于涡轮的中间凸缘在内的振动路径B,则从振动路径B的中间凸缘至输出毂之间,振动的相位相对于输入振动的相位错开180度。此时,振动路径C的中间凸缘的固有频率大于振动路径B的中间凸缘的固有频率,因此进入了振动路径C的振动不产生相位的漂移(错位)而传递至输出毂。这样,将从振动路径B传递至输出毂的振动的相位与从振动路径C传递至输出毂的振动的相位错开180度,从而能够使输出毂处的振动衰减。

[0003] 专利文献1:日本特表2012-506006号公报

[0004] 为了提高上述专利文献1所记载的双通道减振器的振动衰减性能,需要调整各中间凸缘的两侧的弹性体的弹簧常量、各中间凸缘的重量,适当地设定振动路径B、C的固有频率。然而,若欲通过调整弹性体的弹簧常量来使振动路径B、C的固有频率合理化,则导致双通道减振器整体的刚性大幅变动。另外,若欲调整中间凸缘、结合于中间凸缘的涡轮的重量来使两个固有频率合理化,则导致凸缘、涡轮的重量、以及变矩器整体的重量增加。因此,在专利文献1所记载的双通道减振器中,抑制重量的增加并且实现低刚性化较为困难,因应被衰减的振动的频率不同,即使通过上述双通道减振器也不能使该振动良好地衰减。

发明内容

[0005] 因此,本公开的发明的主要目的在于抑制重量的增加并且实现减振装置的低刚性化,并且提高振动衰减性能。

[0006] 本公开的减振装置包括:输入构件、第一中间构件、第二中间构件、输出构件、在上述输入构件与上述第一中间构件之间传递扭矩的第一弹性体、在上述第一中间构件与上述输出构件之间传递扭矩的第二弹性体、在上述输入构件与上述第二中间构件之间传递扭矩的第三弹性体、以及在上述第二中间构件与上述输出构件之间传递扭矩的第四弹性体,上述输入构件被传递来自发动机的扭矩,在上述减振装置中,在经由上述第三弹性体和第四弹性体而从上述输入构件向上述输出构件传递扭矩时的上述第二中间构件的固有频率大于经由上述第一弹性体和第二弹性体而从上述输入构件向上述输出构件传递扭矩时的上

述第一中间构件的固有频率,上述第三弹性体和第四弹性体中的至少任一者配置于上述第一弹性体和第二弹性体的径向外侧。

[0007] 在该减振装置中,通过将固有频率大的第二中间构件对应的第三弹性体和第四弹性体中的任一者配置于与固有频率小的第一中间构件对应的第一弹性体和第二弹性体的径向外侧,从而能够降低减振装置的等效刚性。作为其结果,抑制伴随着第一中间构件和第二中间构件的固有频率的调整而带来的重量的增加,并且实现减振装置的低刚性化,能够提高振动衰减性能。

附图说明

[0008] 图1是表示包括本公开的减振装置的起步装置的简要结构图。

[0009] 图2是表示本公开的减振装置的剖视图。

[0010] 图3是用于对本公开的减振装置中的第一弹性体~第四弹性体的平均安装半径进行说明的示意图。

[0011] 图4是例示发动机的转速与减振装置的输出构件上的理论上的扭矩变动之间的关系の説明图。

[0012] 图5是表示本公开的其他减振装置的剖视图。

[0013] 图6是表示本公开的又一其他减振装置的剖视图。

[0014] 图7是表示本公开的其他减振装置的剖视图。

[0015] 图8是表示本公开的又一其他减振装置的剖视图。

具体实施方式

[0016] 接下来,参照附图,对用于实施本公开的发明的方式进行说明。

[0017] 图1是表示包含本公开的减振装置10的起步装置1的简要结构图,图2是表示减振装置10的剖视图。图1所示的起步装置1搭载于具备作为原动机的发动机(在本实施方式中为内燃机)EG的车辆,除了减振装置10之外,起步装置1还包括连结于发动机EG的曲轴的前盖3、固定于前盖3的泵轮(输入侧流体传动构件)4、能够与泵轮4同轴地旋转的涡轮(输出侧流体传动构件)5、连结于减振装置10并固定于作为自动变速器(AT)、无级变速器(CVT)、双离合变速器(DCT)、混合变速器、或者减速机的变速器(传动装置)TM的输入轴IS的作为动力输出部件的减振毂7、锁止离合器8等。

[0018] 此外,在以下的说明中,除了特别明示的情况之外,“轴向”基本上表示起步装置1、减振装置10的中心轴线CA(轴心,参照图2)的延伸方向。另外,除了特别明示的情况之外,“径向”基本上表示起步装置1、减振装置10、该减振装置10等旋转构件的径向、即从起步装置1、减振装置10的中心轴线CA向与该中心轴线CA正交的方向(径向)延伸的直线的延伸方向。另外,除了特别明示的情况之外,“周向”基本上表示起步装置1、减振装置10、该减振装置10等旋转构件的周向、即沿着该旋转构件的旋转方向的方向。

[0019] 泵轮4具有:紧密地固定于前盖3的未图示的泵壳和配设于泵壳的内表面的多个泵叶片(省略图示)。涡轮5具有涡轮壳50(参照图2);和配设于涡轮壳50的内表面的多个涡轮叶片(省略图示)。涡轮壳50的内周部借助多个铆钉固定于未图示的涡轮毂,涡轮毂被减振毂7支承为可自由旋转。

[0020] 泵轮4与涡轮5相互对置,在两者之间同轴地配置有对工作油(工作流体)从涡轮5向泵轮4的流动进行整流的导叶6。导叶6具有未图示的多个导叶叶片,导叶6的旋转方向被单向离合器61设定为仅为一个方向。这些泵轮4、涡轮5和导叶6形成使工作油循环的环路(环状流路),作为具有扭矩放大功能的变矩器(流体传动装置)发挥功能。但是,在起步装置1中,也可以省略导叶6、单向离合器61,使泵轮4和涡轮5作为液力联轴节发挥功能。

[0021] 锁止离合器8是执行经由减振装置10而连结前盖3与减振毂7的锁止并且解除该锁止的部件。在本实施方式中,锁止离合器8作为单片油压式离合器而构成,并具有锁止活塞(动力输入部件)80,该锁止活塞80在前盖3的内部并且该前盖3的靠发动机EG侧的内壁面附近配置,并且以沿轴向可自由移动的方式嵌合于减振毂7。在锁止活塞80的外周侧并且前盖3侧的面,贴合有未图示的摩擦件,在锁止活塞80与前盖3之间,划分有经由工作油供给路、形成于输入轴IS的油路而与未图示的油压控制装置连接的锁止室(省略图示)。

[0022] 来自油压控制装置的工作油能够流入锁止离合器8的锁止室内,该工作油经由形成于输入轴IS的油路等而从泵轮4和涡轮5的轴心侧(单向离合器61的周边)朝向径向外侧向泵轮4和涡轮5(环路)供给。因此,若将由前盖3和泵轮4的泵壳划分出的流体传动室9内和锁止室内保持为等压,则锁止活塞80不向前盖3侧移动,而锁止活塞80未与前盖3摩擦卡合。相对于此,若通过未图示的油压控制装置使流体传动室9内的油压比锁止室内的油压高,则锁止活塞80因压力差而朝向前盖3移动,与前盖3摩擦卡合。由此,前盖3(发动机EG)经由锁止活塞80、减振装置10而与减振毂7连结。此外,作为锁止离合器8,也可以采用至少包括一个摩擦卡合板(多个摩擦件)的多片油压式离合器。在这种情况下,该多片油压式离合器的离合器鼓或者离合器毂作为动力输入部件发挥功能。

[0023] 减振装置10是在发动机EG与变速器TM之间使振动衰减的装置,如图1所示,作为同轴地相对旋转的旋转构件(旋转部件即旋转质量体),包括驱动部件(输入构件)11、第一中间部件(第一中间构件)12、第二中间部件(第二中间构件)14和从动部件(输出构件)16。另外,减振装置10包括:配置于驱动部件11与第一中间部件12之间并传递转矩(旋转方向的扭矩)的多个(在本实施方式中,例如三个)第一内侧弹簧(第一弹性体)SP11、配置于第一中间部件12与从动部件16之间并传递转矩(旋转方向的扭矩)的多个(在本实施方式中,例如三个)第二内侧弹簧(第二弹性体)SP12、配置于驱动部件11与第二中间部件14之间并传递转矩的多个(在本实施方式中,例如三个)第一外侧弹簧(第三弹性体)SP21、以及配置于第二中间部件14与从动部件16之间并传递转矩的多个(在本实施方式中,例如三个)第二外侧弹簧(第四弹性体)SP22,作为扭矩传递构件(扭矩传递弹性体)。

[0024] 在本实施方式中,作为第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12、以及第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22,采用以具有在不施加负载时笔直地延伸的轴心的方式卷绕为螺旋状的由金属材料构成的直线型螺旋弹簧。由此,与使用弧形螺旋弹簧的情况相比,能够使弹簧SP11~SP22沿着轴心更适当地伸缩,减少在传递转矩的弹簧与旋转构件之间产生的摩擦力所引起的滞后、即减少向驱动部件11输入的输入扭矩逐渐增加时的输出扭矩与向驱动部件11输入的输入扭矩逐渐减少时的输出扭矩之间的差异。滞后根据扭矩的差值进行定量化而获得,上述扭矩的差值是在向驱动部件11输入的输入扭矩增加的状态下减振装置10的扭转角成为了规定角度时由从动部件16输出的扭矩、与在向驱动部件11输入的输入扭矩减少的状态下减振装置10的扭转角成为了上述规定角度时由从动部件16输出的扭矩间的

差值。此外，弹簧SP11~SP22中的至少任一者也可以是弧形螺旋弹簧。此外，“弹簧的轴心”是指直线型螺旋弹簧、弧形螺旋弹簧的以螺旋状卷绕的金属材料等的卷绕中心。

[0025] 另外，在本实施方式中，第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22以一个个成对（串联地起作用）并且沿着减振装置10（第二中间部件14）的周向交替排列且与起步装置1的外周接近的方式配设于流体传动室9内的外周侧区域。由此，能够良好地确保第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的扭转角（行程）。相对于此，第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP22以一个个成对（串联地起作用）并且沿着减振装置10（第一中间部件12）的周向交替排列的方式配设于第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的径向内侧，且由第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22包围。

[0026] 由此，在减振装置10中，第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的平均安装半径 r_o 大于第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12的平均安装半径 r_i 。如图3所示，第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的平均安装半径 r_o 是作为从减振装置10的中心轴线CA至第一外侧弹簧（第三弹性体）SP21的轴心的距离亦即该第一外侧弹簧SP21的安装半径 r_{SP21} 、与从中心轴线CA至第二外侧弹簧（第四弹性体）SP22的轴心的距离亦即该第二外侧弹簧SP22的安装半径 r_{SP22} 的平均值（ $= (r_{SP21} + r_{SP22}) / 2$ ）。如图3所示，第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12的平均安装半径 r_i 是从中心轴线CA至第一内侧弹簧（第一弹性体）SP11的轴心的距离亦即该第一内侧弹簧SP11的安装半径 r_{SP11} 、与从中心轴线CA至第二内侧弹簧（第二弹性体）SP12的轴心的距离亦即该第二内侧弹簧SP12的安装半径 r_{SP12} 的平均值（ $= (r_{SP11} + r_{SP12}) / 2$ ）。此外，安装半径 r_{SP11} 、 r_{SP12} 、 r_{SP21} 或者 r_{SP22} 也可以是中心轴线CA、与各弹簧SP11、SP12、SP21、SP22的在轴心上的预先决定的点（例如，轴向上的中央、端部）之间的距离。

[0027] 另外，在本实施方式中，第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22以安装半径 r_{SP21} 与安装半径 r_{SP22} 相等的方式在同一圆周上排列，第一外侧弹簧SP21的轴心与第二外侧弹簧SP22的轴心包含于与中心轴线CA正交的一个平面。而且，在本实施方式中，第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12以安装半径 r_{SP11} 与安装半径 r_{SP12} 相等的方式在同一圆周上排列，第一内侧弹簧SP11的轴心与第二内侧弹簧SP12的轴心包含于与中心轴线CA正交的一个平面。此外，在减振装置10中，第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12以从径向观察在轴向上与第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22重合的方式配置于该第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的径向内侧。由此，能够在径向上使减振装置10小型化，并且进一步缩短该减振装置10的轴向长度。

[0028] 但是，也可以是，如图3所示，从中心轴线CA至第一外侧弹簧SP21的轴心的安装半径 r_{SP21} 、与从该中心轴线CA至第二外侧弹簧SP22的轴心的安装半径 r_{SP22} 不同。另外，也可以是，从中心轴线CA至第一内侧弹簧SP11的轴心的安装半径 r_{SP11} 与从该中心轴线CA至第二内侧弹簧SP12的轴心的安装半径 r_{SP12} 不同。即，也可以是，第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22中的至少任一者的安装半径 r_{SP21} 、 r_{SP22} 大于第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12中的至少任一者的安装半径 r_{SP11} 、 r_{SP12} 。而且，也可以是，第一外侧弹簧SP21的轴心与第二外侧弹簧SP22的轴心不包含于与中心轴线CA正交的一个平面。另外，也可以是，第一内侧弹簧SP11的轴心与第二内侧弹簧SP12的轴心不包含于与中心轴线CA正交的一个平面。另外，也可以是，弹簧SP11、SP12、SP21、SP22的轴心包含于与中心轴线CA正交的一个平

面,也可以是,弹簧SP11、SP12、SP21、SP22中的至少任一个轴心不包含于该一个平面。

[0029] 而且,在本实施方式中,将第一内侧弹簧SP11的刚性即弹簧常量设为“ k_{11} ”,将第二内侧弹簧SP12的刚性即弹簧常量设为“ k_{12} ”,将第一外侧弹簧SP21的刚性即弹簧常量设为“ k_{21} ”,将第二外侧弹簧SP22的刚性即弹簧常量设为“ k_{22} ”时,以弹簧常量 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 满足 $k_{12} < k_{21} = k_{22} < k_{11}$ 这样的关系的方式进行选择。

[0030] 如图2所示,减振装置10的驱动部件11包括:在锁止离合器8的锁止活塞80固定的环状的连结部件110、例如被减振毂7支承(调心)为可自由旋转并且与连结部件110以一体旋转的方式连结的环状的第一板部件(第一输入部件)111、以及以比第一板部件111接近涡轮5的方式配置并且经由多个铆钉(连结具)而与第一板部件111连结(固定)的环状的第二板部件(第二输入部件)112。由此,驱动部件11即第一板部件111和第二板部件112,与锁止活塞80一体旋转,并通过锁止离合器8的卡合将前盖3(发动机EG)与减振装置10的驱动部件11连结。此外,在锁止离合器8为多片油压式离合器的情况下,连结部件110作为该锁止离合器8的离合器鼓而构成较佳。

[0031] 第一板部件111作为板状的环状部件而构成,并配置为比第二板部件112接近锁止活塞80。第一板部件111具有多个(在本实施方式中,例如三个)内侧弹簧收容窗111wi、多个(在本实施方式中,例如三个)外侧弹簧收容窗111wo、多个(在本实施方式中,例如三个)弹簧支承部1111、多个(在本实施方式中,例如三个)弹簧支承部1112、多个(在本实施方式中,例如三个)弹簧支承部1113、多个(在本实施方式中,例如三个)弹簧支承部1114、多个(在本实施方式中,例如三个)内侧弹簧抵接部111ci、以及多个(在本实施方式中,例如三个)外侧弹簧抵接部111co。

[0032] 多个内侧弹簧收容窗111wi分别以圆弧状延伸并且在第一板部件111的内周部沿周向隔开间隔(等间隔)配设。多个弹簧支承部1111分别沿着对应的内侧弹簧收容窗111wi的内周缘延伸并且在周向上隔开间隔(等间隔)排列。多个弹簧支承部1112分别沿着对应的内侧弹簧收容窗111wi的外周缘延伸并且在周向上隔开间隔(等间隔)排列并在第一板部件111的径向上与对应的弹簧支承部1111对置。另外,内侧弹簧抵接部111ci在沿着周向彼此相邻的内侧弹簧收容窗111wi(弹簧支承部1111、1112)之间一个一个设置。

[0033] 多个外侧弹簧收容窗111wo分别以圆弧状延伸并且以位于比内侧弹簧收容窗111wi靠径向外侧的方式在第一板部件111的外周部在周向上隔开间隔配设。多个弹簧支承部1113分别沿着对应的外侧弹簧收容窗111wo的内周缘延伸并且在周向上隔开间隔(等间隔)排列。多个弹簧支承部1114分别沿着对应的外侧弹簧收容窗111wo的外周缘延伸并且在周向上隔开间隔(等间隔)排列并在第一板部件111的径向上与对应的弹簧支承部1113对置。另外,外侧弹簧抵接部111co在沿着周向彼此相邻的外侧弹簧收容窗111wo(弹簧支承部1113、1114)之间一个一个设置。

[0034] 第二板部件112作为板状的环状部件而构成,并配置为比第一板部件111接近涡轮5。第二板部件112具有:多个(在本实施方式中,例如三个)内侧弹簧收容窗112wi、多个(在本实施方式中,例如三个)外侧弹簧收容窗112wo、多个(在本实施方式中,例如三个)弹簧支承部1121、多个(在本实施方式中,例如三个)弹簧支承部1122、多个(在本实施方式中,例如三个)弹簧支承部1123、多个(在本实施方式中,例如三个)弹簧支承部1124、多个(在本实施方式中,例如三个)内侧弹簧抵接部112ci、以及多个(在本实施方式中,例如三个)外侧弹簧

抵接部112co。

[0035] 多个内侧弹簧收容窗112wi分别以圆弧状延伸并且在第二板部件112的内周部沿周向隔开间隔(等间隔)配设。多个弹簧支承部1121分别沿着对应的内侧弹簧收容窗112wi的内周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列。多个弹簧支承部1122分别沿着对应的内侧弹簧收容窗112wi的外周缘延伸,并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列并在第二板部件112的径向上与对应的弹簧支承部1121对置。另外,内侧弹簧抵接部112ci在沿着周向彼此相邻的内侧弹簧收容窗112wi(弹簧支承部1121、1122)之间一个一个设置。

[0036] 多个外侧弹簧收容窗112wo分别以圆弧状延伸并且以位于比内侧弹簧收容窗112wi靠径向外侧的方式在第二板部件112的外周部上沿周向隔开间隔配设。多个弹簧支承部1123分别沿着对应的外侧弹簧收容窗112wo的内周缘延伸并且在周向上隔开间隔(等间隔)排列。多个弹簧支承部1124分别沿着对应的外侧弹簧收容窗112wo的外周缘延伸并且在周向上隔开间隔(等间隔)排列并在第二板部件112的径向上与对应的弹簧支承部1123对置。另外,外侧弹簧抵接部112co在沿着周向彼此邻接的外侧弹簧收容窗112wo(弹簧支承部1123、1124)之间一个一个设置。

[0037] 如图2所示,第一中间部件12包括:板状的环状部件121,其在驱动部件11的第一板部件111和第二板部件112的轴向之间配置并且例如被减振毂7支承(调心)为可自由旋转;和连结部件122,其固定于涡轮5。构成第一中间部件12的环状部件121具有:多个(在本实施方式中,例如三个)弹簧收容窗、沿周向隔开间隔配设的多个(在本实施方式中,例如三个)弹簧抵接部121c、以及在比弹簧抵接部121c靠径向外侧沿轴向延伸的短条筒状的支承部12s。多个弹簧抵接部121c在沿着周向彼此邻接的弹簧收容窗之间一个一个设置。

[0038] 构成第一中间部件12的连结部件122具有:环状的固定部(环状部),其例如通过焊接而固定于涡轮5的涡轮壳50;和多个(在本实施方式中,例如120°间隔三个)弹簧抵接部122c,其从该固定部的外周部沿周向隔开间隔而在轴向上延出。如图2所示,连结部件122的各弹簧抵接部122c从涡轮5侧插入第二板部件112的对应的内侧弹簧收容窗112wi内,并且与在环状部件121的弹簧抵接部121c的端面(与弹簧抵接的抵接面)形成的所对应的凹部嵌合。由此,环状部件121与固定于涡轮5的连结部件122以一体旋转的方式连结。

[0039] 第二中间部件14是板状的环状部件,其具有比第一中间部件12的环状部件121小的惯性力矩。如图2所示,第二中间部件14具有多个(在本实施方式中,例如180°间隔2个)弹簧抵接部14c,它们从环状的外周部沿周向隔开间隔地向径向内侧延出。在轴向上,第二中间部件14在驱动部件11的第一板部件111和第二板部件112之间配置,弹簧抵接部14c的内周面由上述环状部件121(第一中间部件12)的支承部12s的外周面支承(调心)为可自由旋转。

[0040] 从动部件16作为板状的环状部件而构成,如图2所示,在轴向上,从动部件16配置在驱动部件11的第一板部件111与第二板部件112之间并且经由多个铆钉而固定于减振毂7。由此,从动部件16与减振毂7一体旋转。从动部件16具有:分别沿着该从动部件16的内周缘以圆弧状延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)配设的多个(在本实施方式中,例如三个)弹簧收容窗、沿周向隔开间隔(等间隔)配设的多个(在本实施方式中,例如三个)内侧弹簧抵接部(内侧抵接部)16ci、以及多个(在本实施方式中,例如三个)外侧弹簧抵接部(外侧抵接部)16co。多个内侧弹簧抵接部16ci在沿着周向彼此邻接的弹簧收容窗之间一个一个设置。多个外侧弹簧抵接部16co在比多个内侧弹簧抵接部16ci靠径向外侧沿周向隔开间隔排列

并且沿径向延伸。

[0041] 第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12以一个一个成对(串联地起作用)并且沿周向(环状部件121的周向)交替排列的方式由驱动部件11即第一板部件111和第二板部件112的对应的弹簧支承部1111、1112、1121、1122支承。即,如图2所示,第一板部件111的多个弹簧支承部1111分别从内周侧对对应的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12(各一个)的靠锁止活塞80侧的侧部进行支承(引导)。另外,多个弹簧支承部1112分别从外周侧对对应的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12的靠锁止活塞80侧的侧部进行支承(引导)。而且,如图2所示,第二板部件112的多个弹簧支承部1121分别从内周侧对对应的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12(各一个)的靠涡轮5侧的侧部进行支承(引导)。另外,多个弹簧支承部1122分别从外周侧对对应的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12的涡轮5侧的侧部进行支承(引导)。

[0042] 而且,在减振装置10的安装状态下,第一板部件111的各内侧弹簧抵接部111ci在配置于互不相同的内侧弹簧收容窗111wi内且不成对(没有串联地起作用)的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部(挠曲方向的端部,以下相同)抵接。同样,在减振装置10的安装状态下,第二板部件112的各内侧弹簧抵接部112ci也是在配置于互不相同的内侧弹簧收容窗112wi内(不成对)的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部抵接。另外,构成第一中间部件12的环状部件121的各弹簧抵接部121c与连结部件122的各弹簧抵接部122c在相互成对(串联地起作用)的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部抵接。

[0043] 即,在减振装置10的安装状态下,各第一内侧弹簧SP11的一端部与驱动部件11的对应的内侧弹簧抵接部111ci、112ci抵接,各第一内侧弹簧SP11的另一端部与第一中间部件12的对应的弹簧抵接部121c、122c抵接。而且,在减振装置10的安装状态下,各第二内侧弹簧SP12的一端部与第一中间部件12的对应的弹簧抵接部121c、122c抵接,各第二内侧弹簧SP12的另一端部与驱动部件11的对应的内侧弹簧抵接部111ci、112ci抵接。

[0044] 另一方面,第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22以一个一个成对(串联地起作用)并且沿周向(第二中间部件14的周向)交替排列的方式由驱动部件11即第一板部件111和第二板部件112的对应的弹簧支承部1113、1114、1123、1124支承。即,如图2所示,第一板部件111的多个弹簧支承部1113分别从内周侧对对应的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22(各一个)的靠锁止活塞80侧的侧部进行支承(引导)。另外,多个弹簧支承部1114分别从外周侧对对应的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的靠锁止活塞80侧的侧部进行支承(引导)。而且,如图2所示,第二板部件112的多个弹簧支承部1123分别从内周侧对对应的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22(各一个)的靠涡轮5侧的侧部进行支承(引导)。另外,多个弹簧支承部1124分别从外周侧对对应的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的靠涡轮5侧的侧部进行支承(引导)。

[0045] 而且,在减振装置10的安装状态下,第一板部件111的各外侧弹簧抵接部111co在配置于互不相同的内侧弹簧收容窗111wi内且不成对(没有串联地起作用)的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22之间与两者的周向的端部抵接。同样,在减振装置10的安装状态下,第二板部件112的各外侧弹簧抵接部112co也是在配置于互不相同的内侧弹簧收容窗112wi内(不成对)的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22之间与两者的周向的端部抵

接。另外,第二中间部件14的各弹簧抵接部14c在相互成对(串联地起作用)的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22之间与两者的周向的端部抵接。

[0046] 即,在减振装置10的安装状态下,各第一外侧弹簧SP21的一端部与驱动部件11对应的外侧弹簧抵接部111co、112co抵接,各第一外侧弹簧SP21的另一端部与第二中间部件14的对应的弹簧抵接部14c抵接。而且,在减振装置10的安装状态下,各第二外侧弹簧SP22的一端部与第二中间部件14的对应的弹簧抵接部14c抵接,各第二外侧弹簧SP22的另一端部与驱动部件11的对应的外侧弹簧抵接部111co、112co抵接。

[0047] 另外,在减振装置10的安装状态下,与驱动部件11的内侧弹簧抵接部111ci、112ci相同,从动部件16的各内侧弹簧抵接部16ci在不成对(没有串联地起作用)的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部抵接。而且,与驱动部件11的各外侧弹簧抵接部111co、112co相同,从动部件16的各外侧弹簧抵接部16co在不成对(没有串联地起作用)的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22之间与两者的周向的端部抵接。

[0048] 即,在减振装置10的安装状态下,第一内侧弹簧SP11的一端部、和与该第一内侧弹簧SP11成对的第二内侧弹簧SP12的另一端部分别与从动部件16的对应的内侧弹簧抵接部16ci抵接,第一外侧弹簧SP21的一端部、和与该第一外侧弹簧SP21成对的第二外侧弹簧SP22的另一端部分别与从动部件16的对应的外侧弹簧抵接部16co抵接。作为其结果,在减振装置10的安装状态下,从动部件16经由多个第一内侧弹簧SP11、第一中间部件12(环状部件121和连结部件122)、以及多个第二内侧弹簧SP12而与驱动部件11连结,并且经由多个第一外侧弹簧SP21、第二中间部件14以及多个第二外侧弹簧SP22而与驱动部件11连结。

[0049] 另外,如图1所示,减振装置10包括:对第一中间部件12与从动部件16间的相对旋转和第二内侧弹簧SP12的挠曲进行限制的第一止动器21;对第二中间部件14与从动部件16间的相对旋转和第二外侧弹簧SP22的挠曲进行限制的第二止动器22;以及对驱动部件11与从动部件16间的相对旋转进行限制的第三止动器23。第一止动器21和第二止动器22构成为:在从发动机EG传递至驱动部件11的输入扭矩达到了比与减振装置10的最大扭转角 θ_{\max} 对应的扭矩T2(第二阈值)小预先决定的扭矩(第一阈值)T1的阶段,大致同时地对对应的旋转构件间的相对旋转和弹簧的挠曲进行限制。另外,第三止动器23构成为:在向驱动部件11输入的输入扭矩到达了与最大扭转角 θ_{\max} 对应的扭矩T2的阶段则对驱动部件11与从动部件16间的相对旋转进行限制。由此,减振装置10具有两个阶段(两个等级)的衰减特性。

[0050] 在将如上述那样构成的起步装置1的由锁止离合器8形成的锁止解除时,如图1可知的那样,从发动机传递至前盖3的扭矩(动力),经由泵轮4、涡轮5、第一中间部件12、第二内侧弹簧SP12、从动部件16、减振毂7这样的路径而向变速器的输入轴IS传递。相对于此,若通过起步装置1的锁止离合器8执行锁止,则从发动机经由前盖3和锁止离合器8而传递至驱动部件11的扭矩,经由包括并联地起作用的多个第一内侧弹簧SP11、第一中间部件12以及并联地起作用的多个第二内侧弹簧SP12的第一扭矩传递路径P1;和包括并联地起作用的多个第一外侧弹簧SP21、第二中间部件14以及并联地起作用的多个第二外侧弹簧SP22的第二扭矩传递路径P2,向从动部件16和减振毂7传递。而且,直至向驱动部件11输入的输入扭矩到达上述扭矩T1为止,第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12、与第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22都并联地起作用,而使传递至驱动部件11的扭矩的变动衰减(吸收)。

[0051] 另外,若向驱动部件11输入的输入扭矩达到上述扭矩T1,则通过第一止动器21限

制第一中间部件12与从动部件16间的相对旋转和第二内侧弹簧SP12的挠曲,通过第二止动器22限制第二中间部件14与从动部件16间的相对旋转和第二外侧弹簧SP22的挠曲。因此,在从向驱动部件11输入的输入扭矩达到上述扭矩T1之后,直至该输入扭矩达到上述扭矩T2而第三止动器23工作为止,第一内侧弹簧SP11与第一外侧弹簧SP21都并联地起作用,而使传递至驱动部件11的扭矩的变动衰减(吸收)。

[0052] 接着,对减振装置10的设计步骤进行说明。

[0053] 如上述那样,在减振装置10中,直至传递至驱动部件11的输入扭矩到达上述扭矩T1为止,第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP22、与第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22并联地起作用。在像这样第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP22、与第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22并联地起作用时,与从发动机传递至驱动部件11的振动的频率对应地,在第一扭矩传递路径P1和第二扭矩传递路径P2中某个路径中,产生由第一中间部件12和第二中间部件14的共振、主要由减振装置10整体和车辆的驱动轴的振动而引起的共振。而且,若与传递至驱动部件11的振动的频率对应地,在第一扭矩传递路径P1和第二扭矩传递路径P2中某个路径中,暂时产生共振,则在其后,经由第一扭矩传递路径P1而从驱动部件11向从动部件16传递的振动的相位、与经由第二扭矩传递路径P2而从驱动部件11向从动部件16传递的振动的相位间错开180度。由此,在减振装置10中,能够利用这样的第一扭矩传递路径P1和第二扭矩传递路径P2中的振动的相位错位,使从动部件16处的振动衰减。

[0054] 本发明者们为了进一步提高具有这样的特性的减振装置10的振动衰减性能而进行专心研究、解析,针对包括处于因锁止的执行而将扭矩从发动机传递至驱动部件11的状态的减振装置10的振动系统,构建出下式(1)那样的运动方程式。其中,在式(1)中,“J1”是驱动部件11的惯性力矩,“J21”是第一中间部件12的惯性力矩,“J22”是第二中间部件14的惯性力矩,“J3”是从动部件16的惯性力矩。另外,“θ1”是驱动部件11的扭转角,“θ21”是第一中间部件12的扭转角,“θ22”是第二中间部件14的扭转角,“θ3”是从动部件16的扭转角。另外,“k1”是在驱动部件11与第一中间部件12之间并联地起作用的多个第一内侧弹簧SP11的合成弹簧常量,“k2”是在第一中间部件12与从动部件16之间并联地起作用的多个第二内侧弹簧SP12的合成弹簧常量,“k3”是在驱动部件11与第二中间部件14之间并联地起作用的多个第一外侧弹簧SP21的合成弹簧常量,“k4”是在第二中间部件14与从动部件16之间并联地起作用的多个第二外侧弹簧SP22的合成弹簧常量,“kR”是在从从动部件16至车辆的车辆之间配置的变速器TM、驱动轴等的刚性即弹簧常量,“T”是从发动机向驱动部件11传递的输入扭矩。

[0055] [数1]

[0056]

$$\begin{pmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{21} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_{21} \\ \ddot{\theta}_{22} \\ \ddot{\theta}_3 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1+k_3 & -k_1 & -k_3 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2 & 0 & -k_2 \\ -k_3 & 0 & k_3+k_4 & -k_4 \\ 0 & -k_2 & -k_4 & k_2+k_4+k_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_{21} \\ \theta_{22} \\ \theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots(1)$$

[0057] 另外,本发明者们假定输入扭矩T为如下式(2)所示那样周期性地振动,并且假定驱动部件11的扭转角θ1、第一中间部件12的扭转角θ21、第二中间部件14的扭转角θ22以及

从动部件16的扭转角 θ 为3如下式(3)所示那样周期性地响应(振动)。其中,式(2)、(3)的“ ω ”是输入扭矩T的周期性的变动(振动)的角频率,在式(3)中,“ Θ_1 ”是驱动部件11伴随着始于发动机的扭矩的传递而产生的振动的振幅(振动振幅,即最大扭转角),“ Θ_{21} ”是第一中间部件12伴随着向驱动部件11传递来自发动机的扭矩而产生的振动的振幅(振动振幅),“ Θ_{22} ”是第二中间部件14伴随着向驱动部件11传递来自发动机的扭矩而产生的振动的振幅(振动振幅),“ Θ_3 ”是从动部件16伴随着向驱动部件11传递来自发动机的扭矩而产生的振动的振幅(振动振幅)。基于这样的假定,将式(2)、(3)代入式(1)从两边去除“ $\sin \omega t$ ”,从而能够获得下式(4)的恒等式。

[0058] [数2]

$$[0059] \quad T = T_0 \sin \omega t \quad \dots (2)$$

$$[0060] \quad \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_{21} \\ \theta_{22} \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{bmatrix} \sin \omega t \quad \dots (3)$$

[0061]

$$\begin{pmatrix} -\omega^2 J_1 + k_1 + k_3 & -k_1 & -k_3 & 0 \\ -k_1 & -\omega^2 J_{21} + k_1 + k_2 & 0 & -k_2 \\ -k_3 & 0 & -\omega^2 J_{22} + k_3 + k_4 & -k_4 \\ 0 & -k_2 & -k_4 & -\omega^2 J_3 + k_2 + k_4 + k_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots (4)$$

[0062] 而且,本发明者们着眼于:若式(4)中的从动部件16的振动振幅 Θ_3 为零,则来自发动机的振动理论上由于减振装置10而完全衰减,理论上振动不会向比从动部件16靠后级侧的变速器、驱动轴等传递。因此,本发明者们根据上述的观点,针对振动振幅 Θ_3 求解式(4)的恒等式,并且设为 $\Theta_3 = 0$,从而获得下式(5)所示的条件式。在式(5)的关系成立的情况下,从驱动部件11经由第一扭矩传递路径P1而向从动部件16传递的来自发动机的振动、与从驱动部件11经由第二扭矩传递路径P2而向从动部件16传递的振动相互抵消,从而从动部件16的振动振幅 Θ_3 理论上为零。根据这样的解析结果,可理解为,在具有上述那样的结构的减振装置10中,从第一扭矩传递路径P1向从动部件16传递的振动的相位与从第二扭矩传递路径P2向从动部件16传递的振动的相位由于共振的产生而错位180度时,能够设定从动部件16的振动振幅 Θ_3 理论上成为零的反共振点A。即,通过基于反共振点A的频率fa来设计减振装置10,从而能够进一步提高减振装置10的振动衰减性能,该减振装置10在驱动部件11与从动部件16之间包括分别具有第一中间部件12或者第二中间部件14的第一扭矩传递路径P1和第二扭矩传递路径P2。

[0063] [数3]

$$[0064] \quad \omega^2 = \frac{k_1 k_2 k_3 + k_2 k_3 k_4 + k_3 k_4 k_1 + k_4 k_1 k_2}{J_{21} k_3 k_4 + J_{22} k_1 k_2} \quad \dots (5)$$

[0065] 这里,在搭载作为行驶用动力的产生源的发动机的车辆中,使锁止离合器的锁止转速N1up进一步降低而提前将来自发动机的扭矩机械式传递至变速器,从而能够提高发动

机与变速器之间的传动效率,由此能够进一步提高发动机的燃料消耗效率。但是,在可能成为锁止转速 N_{lup} 的设定范围的500rpm~1500rpm左右的低转速域中,从发动机经由锁止离合器传递至驱动部件11的振动变大,特别是在搭载了三缸或者四缸发动机之类的少气缸发动机的车辆中,振动水平的增加变得显著。因此,为了不在锁止的执行时、执行之后不久使较大的振动传递至变速器等,需要在执行了锁止的状态下使来自发动机的扭矩(振动)传递至变速器的减振装置10整体(从动部件16)的锁止转速 N_{lup} 附近的转速域中的振动水平进一步降低。

[0066] 鉴于此,本发明者们基于针对锁止离合器8决定的锁止转速 N_{lup} ,以在发动机的转速处于500rpm~1500rpm的范围(锁止转速 N_{lup} 的假定设定范围)内时形成上述的反共振点A的方式构成减振装置10。若将反共振点A的频率设为“ f_a ”,并在上述式(5)代入“ $\omega = 2\pi f_a$ ”,则反共振点A的频率 f_a 如下式(6)那样表示,若将“ n ”设为发动机的气缸数,则与该频率 f_a 对应的发动机的转速 N_{ea} 表示为 $N_{ea} = (120/n) \cdot f_a$ 。因此,在减振装置10中,以满足下式(7)的方式选择、设定多个第一内侧弹簧SP11的合成弹簧常量 k_1 、多个第二内侧弹簧SP12的合成弹簧常量 k_2 、多个第一外侧弹簧SP21的合成弹簧常量 k_3 、多个第二外侧弹簧SP22的合成弹簧常量 k_4 、第一中间部件12的惯性力矩 J_{21} 、以及第二中间部件14的惯性力矩 J_{22} (考虑(加和)到以一体旋转的方式被连结的涡轮等的惯性力矩)。即,在减振装置10中,基于反共振点A的频率 f_a (和锁止转速 N_{lup}),来决定弹簧常量 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、以及第一中间部件12和第二中间部件14的惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 。

[0067] [数4]

$$[0068] \quad f_a = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 k_2 k_3 + k_2 k_3 k_4 + k_3 k_4 k_1 + k_4 k_1 k_2}{J_{21} k_3 k_4 + J_{22} k_1 k_2}} \quad \dots (6)$$

$$[0069] \quad 500 \text{ rpm} \leq \frac{120}{n} f_a \leq 1500 \text{ rpm} \quad \dots (7)$$

[0070] 这样,将从动部件16的振动振幅 Θ 3理论上能够为零(能够进一步降低)的反共振点A设定于500rpm~1500rpm的低转速域(锁止转速 N_{lup} 的假定设定范围)内,从而如图4所示,能够使产生反共振点A的共振(为了形成反共振点A而不得不产生的共振,参照图4的共振点R1)向更低转速侧(低频侧)漂移,以包含于锁止离合器8的非锁止区域(参照图4的双点划线)。由此,允许更低的转速下的锁止(发动机与驱动部件11的连结),并且能够进一步提高来自发动机的振动趋于变大的低转速域的减振装置10的振动衰减性能。

[0071] 另外,在以满足式(7)的方式构成减振装置10时,优选产生反共振点A的共振的频率小于该反共振点A的频率 f_a ,并且以成为尽可能小的值的方式选择、设定弹簧常量 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 。由此,使反共振点的频率 f_a 进一步变小,能够允许更低的转速下的锁止。在产生反共振点A的共振为由与涡轮5连结的第一中间部件12的振动引起的共振的情况下,若将该共振(共振点R1)的频率(经由第一扭矩传递路径P1即第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12而从驱动部件11向从动部件16传递扭矩时的第一中间部件12的固有频率)设为“ f_{R1} ”,则频率 f_{R1} 能够由下式(8)的简易式表示。式(8)表示假定为驱动部件11与从动部件16未相对旋转时的第一扭矩传递路径P1(第一中间部件12)的固有频率。在这种情况下,第一中间部件12的共振成为在减振装置10使用的转速域中不产生的假想的共振,与第

一中间部件12的固有频率 f_{R1} 对应的转速低于锁止离合器8的锁止转速 N_{lup} 。

[0072] [数5]

$$[0073] \quad f_{R1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{J_{21}}} \quad \dots (8)$$

[0074] 另外,在如上述那样构成的减振装置10中,如图4所示,在反共振点A产生之后发动机的转速变高的阶段产生以下的共振(例如,参照第二中间部件14的共振、图4的共振点R2)。因此,优选以在比反共振点A高转速侧(高频侧)产生的共振(共振点R2)的频率变大的方式选择、设定弹簧常量 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 。由此,能够使该共振(共振点R2)在振动不易表现出来的高转速域侧产生,能够进一步提高低转速域的减振装置10的振动衰减性能。在比反共振点A靠高转速侧产生的共振为第二中间部件14的共振的情况下,若将该共振的频率(经由第二扭矩传递路径P2即第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22而从驱动部件11向从动部件16传递扭矩时的第二中间部件14的固有频率)设为“ f_{R2} ”,则频率 f_{R2} 能够通过下式(9)的简易式表示。式(9)表示假定为驱动部件11与从动部件16不相对旋转时的第二扭矩传递路径P2(第二中间部件14)的固有频率。在这种情况下,与第二中间部件14的固有频率 f_{R2} 对应的转速变得比锁止转速 N_{lup} 高。

[0075] [数6]

$$[0076] \quad f_{R2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_3 + k_4}{J_{22}}} \quad \dots (9)$$

[0077] 而且,在如上述那样构成的减振装置10中为了进一步提高锁止转速 N_{lup} 附近处的振动衰减性能,需要使该锁止转速 N_{lup} 与共振点R2对应的发动机的转速尽可能分离。因此,在以满足式(7)的方式构成减振装置10时,优选以满足 $N_{lup} \leq (120/n) \cdot f_a (=N_{ea})$ 的方式选择、设定弹簧常量 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 。由此,能够良好地抑制振动向变速器的输入轴IS的传递并执行由锁止离合器8进行的锁止,并且在执行锁止之后不久,通过减振装置10使来自发动机的振动极良好地衰减。

[0078] 而且,在上述的减振装置10中,将与固有频率比第一中间部件12大的第二中间部件14对应的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的平均安装半径 r_o 决定为大于与第一中间部件12对应的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12的平均安装半径 r_i 。即,具有比第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12大的弹簧常量(刚性)的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的轴心位于比第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12的轴心靠减振装置10的径向的外侧处。而且,在减振装置10中,第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22配置为各自的整体位于比第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12靠径向外侧处。

[0079] 由此,能够使刚性高的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的扭转角(行程)更大,能够允许较大的扭矩向驱动部件11的传递,能够使第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22低刚性化。作为其结果,能够使减振装置10的等效刚性 $k_{eq} = (1/k_1 + 1/k_2)^{-1} + (1/k_3 + 1/k_4)^{-1}$ 进一步变小,并且能够使包含减振装置10的振动系统整体的共振、即减振装置10整体与车辆的驱动轴间的由振动产生的共振(在驱动部件与驱动轴之间产生的由振动引起的共

振)进一步向低转速侧(低频侧)漂移。因此,在减振装置10中,通过使上述反共振点A的频率更接近该振动系统整体的共振的频率,从而能够极好地提高振动衰减性能。

[0080] 另外,在减振装置10中,在轴向上,第一中间部件12的环状部件121、第二中间部件14以及从动部件16配置在驱动部件11的第一板部件111和第二板部件112之间。在具有这样的结构的减振装置10中,通过对第一中间部件12和第二中间部件14的弹簧抵接部121c、14c、从动部件16的内侧和外侧弹簧抵接部16ci、16co的形状下工夫,从而特别是能够使由离心力引起的在第一板部件111和第二板部件112与各弹簧SP11、SP12、SP21、SP22之间产生的摩擦力变小。作为其结果,能够使减振装置10整体的滞后良好地降低。

[0081] 另外,在减振装置10中,第一中间部件12(仅环状部件121、或者环状部件121和连结部件122)构成为使惯性力矩 J_{21} 大于第二中间部件14的惯性力矩 J_{22} ,而且与涡轮5以一体旋转的方式连结。由此,能够使低频侧的固有频率(f_{R1})进一步变小,而使反共振点A附近的振动水平进一步降低。另外,若将第一中间部件12与涡轮5以一体旋转的方式连结,则能够使该第一中间部件12的实际的惯性力矩 J_{21} (第一中间部件12、涡轮5等的惯性力矩的合计值)进一步变大。由此,能够使低频侧的固有频率(f_{R1})进一步变小,并使该第一中间部件12的共振点设定于更靠低转速侧(低频侧)。

[0082] 另外,在减振装置10中,驱动部件11的内侧和外侧弹簧抵接部111ci、112ci、111co、112co、第一中间部件12和第二中间部件14的弹簧抵接部121c、14c、以及从动部件16的内侧和外侧弹簧抵接部16ci、16co分别沿减振装置10的径向延伸(参照图2)。因此,通过各弹簧抵接部111ci、112ci、111co、112co、121c、14c、16ci、16co而将对应的弹簧SP11、SP12、SP21或者SP22以沿着轴心适当地伸缩的方式按压。作为其结果,在减振装置10中,能够进一步提高振动衰减性能。

[0083] 另外,减振装置10包括连结部件122,该连结部件122固定于涡轮5并且具有在彼此邻接的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部抵接的弹簧抵接部122c。由此,能够抑制减振装置10的轴向长度的增加,并且能够在配置于径向内侧的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12双方连结第一中间部件12并且将该第一中间部件12连结于涡轮5。另外,通过使环状部件121的弹簧抵接部121c和连结部件122的弹簧抵接部122c双方与第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的端部抵接,从而能够使该第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22顺利地伸缩。而且,在减振装置10中,从径向观察,第一中间部件12(环状部件121)的弹簧抵接部121c与从动部件16的内侧弹簧抵接部16ci在轴向重合(参照图2)。由此,能够进一步缩短减振装置10的轴向长度。

[0084] 此外,在上述减振装置10中,第一外侧弹簧SP21的弹簧常量 k_{21} 大于第二外侧弹簧SP22的弹簧常量 k_{22} ($k_{22} < k_{21}$),但不局限于此。即,为了使减振装置10的设计变容易,也可以使第一外侧弹簧SP21的弹簧常量 k_{21} 、卷材直径、轴向长度之类的参数、与第二外侧弹簧SP22的弹簧常量 k_{22} 、卷材直径,轴向长度之类的参数成为相同($k_{22} = k_{21}$)。另外,也可以是,减振装置10除了第一扭矩传递路径P1和第二扭矩传递路径P2之外,例如还包括与第一扭矩传递路径P1和第二扭矩传递路径P2并列设置的至少一个扭矩传递路径。另外,也可以在减振装置10的例如第一扭矩传递路径P1和第二扭矩传递路径P2中的至少任一者分别追加设置至少1组中间部件和弹簧(弹性体)。

[0085] 另外,在起步装置1中,也可以是,在执行使发动机EG与变速器TM的输入轴(驱动部

件11)间的实际打滑(实际旋转速度差)和目标打滑一致的打滑控制的情况下,使上述反共振点A的频率 f_a 与在执行打滑控制时产生的抖动的频率 f_s 一致,或设定为该抖动的频率 f_s 的附近的值。由此,能够进一步减少执行打滑控制时产生的抖动。此外,若将一体旋转的锁止活塞80和驱动部件11的惯性力矩设为“ J_{pd} ”,则该能够使用惯性力矩 J_{pd} 和减振装置10的等效刚性 k_{eq} ,将抖动的频率 f_s 表示为 $f_s = 1/2\pi \cdot \sqrt{(k_{eq}/J_{pd})}$ 。

[0086] 图5是表示本公开的其他的减振装置10X的剖视图。此外,针对减振装置10X的构成构件中的与上述的减振装置10相同的构件标注相同的附图标记,并省略重复的说明。

[0087] 图5所示的减振装置10X的驱动部件11X包括:环状的第一板部件(第一输入部件)111X,其固定于锁止离合器的锁止活塞;环状的第二板部件(第二输入部件)112X,其由例如减振毂支承(调心)为可自由旋转并且与第一板部件111X连结为与之一体旋转;以及环状的第三板部件(第三输入部件)113X,其配置为比第二板部件112X更接近涡轮5并且经由多个铆钉而与第二板部件112X连结(固定)。由此,驱动部件11X即第一、第二和第三板部件111X、112X、113X与锁止活塞一体旋转,通过锁止离合器的卡合而将前盖(发动机)与减振装置10X的驱动部件11X连结。此外,在锁止离合器为多片油压式离合器的情况下,第一板部件111X也可以作为该锁止离合器的离合器鼓而构成。

[0088] 如图5所示,第一板部件111X具有:环状的固定部111a,其固定于锁止活塞;筒状部111b,其从固定部111a的外周部沿轴向延出;多个(例如四个)弹簧抵接部(外侧抵接部)111c,其从筒状部111b的自由端部沿周向隔开间隔(等间隔)地向径向外侧延出并且以离开固定部111a方式沿轴向延伸;以及多个卡合凸部111e,其沿周向隔开间隔地从筒状部111b的自由端部沿轴向延出。

[0089] 第二板部件112X作为板状的环状部件而构成,具有多个(例如三个)弹簧收容窗112w,其分别以圆弧状延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)配设;多个(例如三个)弹簧支承部1121,其分别沿着对应的弹簧收容窗112w的内周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)地排列;多个(例如三个)弹簧支承部1122,其分别沿着对应的弹簧收容窗112w的外周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列并在第二板部件112X的径向上与对应的弹簧支承部1121对置;以及多个(例如三个)弹簧抵接部(内侧抵接部)112c。多个弹簧抵接部112c在沿着周向彼此邻接的弹簧收容窗112w(弹簧支承部1121、1122)之间一个一个设置。而且,在第二板部件112X的外周部,多个卡合凹部沿周向隔开间隔形成,在各卡合凹部以具有径向的松动的方式嵌合有第一板部件111X的对应的卡合凸部111e。通过使卡合凸部111e嵌合于该卡合凹部,从而第一板部件111X和第二板部件112X能够沿径向相对移动。

[0090] 第三板部件113X也作为板状的环状部件而构成。第三板部件113X具有:多个(例如三个)弹簧收容窗113w,其分别以圆弧状延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)配设;多个(例如三个)弹簧支承部1131,其分别沿着对应的弹簧收容窗113w的内周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列;多个(例如三个)弹簧支承部1132,其分别沿着对应的弹簧收容窗的外周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列并在第三板部件113X的径向上与对应的弹簧支承部1131对置;多个(例如三个)弹簧抵接部(第三抵接部)113c。多个弹簧抵接部113c在沿着周向彼此邻接的弹簧支承部1131、1132(弹簧收容窗)之间一个一个设置。

[0091] 减振装置10X的第一中间部件12X是经由例如多个铆钉而固定于涡轮毂并与涡轮5连结为与之一体旋转的环状部件。第一中间部件12X具有:沿周向隔开间隔(等间隔)地在轴

向上从内周部延出的多个(例如三个)弹簧抵接部12c。减振装置10X的第二中间部件14X以对第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的外周部、靠锁止活塞侧(发动机EG侧)的侧部(图5的右侧的侧部)、靠涡轮5侧(变速器TM侧)的侧部的外周侧进行支承(引导)的方式形成环状。第二中间部件14X由驱动部件11X的第一板部件111X的筒状部111b支承(调心)为可自由旋转,并配置于流体传动室9内的外周侧区域。而且,第二中间部件14X具有比第一中间部件12X大的固有频率和比第一中间部件12X小的惯性力矩。

[0092] 另外,第二中间部件14X具有:沿周向隔开间隔配设的多个(例如以180°间隔,2个)弹簧抵接部14ca;和沿周向隔开间隔配设的多个(例如以180°间隔,2个)弹簧抵接部14cb。如图5所示,各弹簧抵接部14ca在轴向上从第二中间部件14X的靠锁止活塞侧(图5的右侧)的侧部向涡轮5侧延出,各弹簧抵接部14cb以在轴向上与对应的弹簧抵接部14ca对置的方式从第二中间部件14X的靠涡轮5侧的周缘部斜着向内侧延出。

[0093] 减振装置10X的从动部件16X作为板状的环状部件而构成,如图5所示,在轴向上,减振装置10X配置在驱动部件11X的第二板部件112X与第三板部件113X之间并且经由铆钉而固定于减振毂。从动部件16具有:多个(例如三个)弹簧收容窗,其分别以圆弧状延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)配设;多个(例如三个)内侧弹簧抵接部(内侧抵接部)16ci,其以与该从动部件16的内周缘接近的方式沿周向隔开间隔(等间隔)形成;以及多个(例如三个)外侧弹簧抵接部(外侧抵接部)16co,其在比多个内侧弹簧抵接部16ci靠径向外侧处,沿周向隔开间隔排列并且在轴向上从涡轮5侧向锁止活塞80侧延伸。多个内侧弹簧抵接部16ci在沿着周向彼此邻接的弹簧收容窗之间一个一个设置。

[0094] 第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12以一个成对(串联地起作用)并且沿周向(环状部件121的周向)交替排列的方式由驱动部件11X即第二板部件112X和第三板部件113X的对应的弹簧支承部1121、1122、1131、1132支承。而且,在减振装置10X的安装状态下,第二板部件112X的各弹簧抵接部112c在配置于互不相同的弹簧收容窗112w内且不成对(没有串联地起作用)的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部抵接。同样,在减振装置10X的安装状态下,第三板部件113X的各弹簧抵接部113c也是在配置于互不相同的弹簧收容窗113w内(不成对)的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部抵接。

[0095] 另外,第一中间部件12X的各弹簧抵接部12c从涡轮5侧向第三板部件113X的对应的弹簧收容窗113w内插入,并且在相互成对(串联地起作用)的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部抵接。而且,在减振装置10X的安装状态下,与驱动部件11X的弹簧抵接部112c、113c同样,从动部件16X的各内侧弹簧抵接部16ci在不成对(没有串联地起作用)的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部抵接。

[0096] 另一方面,第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22被第二中间部件14X支承为,一个一个成对(串联地起作用)并且沿着该第二中间部件14X的周向交替排列。另外,在减振装置10X的安装状态下,驱动部件11X的第一板部件111X的弹簧抵接部111c在不成对(没有串联地起作用)的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22之间与两者的周向的端部抵接。而且,第二中间部件14X的各弹簧抵接部14ca、14cb在相互成对(串联地起作用)的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22之间与两者的周向的端部抵接。另外,与驱动部件11X的各弹簧抵接部111c同样,从动部件16X的各外侧弹簧抵接部16co在不成对(没有串联地起作用)的

第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22之间与两者的周向的端部抵接。

[0097] 在如上述那样构成的减振装置10X中,与固有频率比第一中间部件12X大的第二中间部件14X对应的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的平均安装半径 r_o ,也是成为大于与第一中间部件12对应的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12的平均安装半径 r_i 。即,在减振装置10X的径向上,第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的轴心位于比第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12的轴心靠外侧。而且,在减振装置10X中,第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22,也是配置为各自的整体位于比第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12靠径向外侧处。由此,能够使刚性高的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的扭转角(行程)进一步变大,能够允许较大的扭矩向驱动部件11X传递,并且使第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22低刚性化。作为其结果,能够使减振装置10X的等效刚性 k_{eq} 进一步变小,并且能够使包含减振装置10X的振动系统整体的共振进一步向低转速侧(低频侧)漂移。因此,在减振装置10X中,也通过使上述反共振点A的频率进一步接近该振动系统整体的共振的频率,从而能够极良好地提高振动衰减性能。

[0098] 另外,通过使第二中间部件14X支承第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22,从而能够缩小与第二中间部件14X相对于驱动部件11X、从动部件16X扭转的扭转角对应地挠曲的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22、和该第二中间部件14X间的相对速度。因此,能够缩小第二中间部件14X与第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22之间产生的摩擦力,因此能够使减振装置10X整体的滞后降低。而且,减振装置10X的第一中间部件12X具有多个弹簧抵接部12c,该多个弹簧抵接部12c固定于涡轮5并且以在彼此邻接的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部抵接的方式沿轴向延伸。由此,能够抑制减振装置10X的轴向长度的增加,并且在配置于径向内侧的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12双方连结第一中间部件12X,并且将该第一中间部件12X连结于涡轮5。

[0099] 图6是表示本公开的又一其他的减振装置10Y的剖视图。此外,针对减振装置10Y的构成构件中的与上述的减振装置10、10X相同的构件标注相同的附图标记,并省略重复的说明。

[0100] 图6所示的减振装置10Y的驱动部件11Y包括:第一板部件111Y(第一输入部件),其具有与上述的第一板部件111X相同的构造;和环状的第二板部件(第二输入部件)112Y,其与该第一板部件111Y以一体旋转的方式连结。第一板部件111Y具有与第一外侧弹簧SP21的周向的端部抵接的弹簧抵接部(外侧抵接部)111c。另外,第二板部件112Y具有多个(例如三个)弹簧收容窗、和多个(例如三个)弹簧抵接部112c。多个弹簧抵接部112c在沿着周向彼此邻接的弹簧收容窗之间一个一个设置。第一板部件111Y和第二板部件112Y经由与上述的第一板部件111X和第二板部件112X同样地构成的嵌合部而相互连结。

[0101] 减振装置10Y的第一中间部件12Y具有与上述减振装置10的第一中间部件12的部件同样地构成的环状部件121Y和连结部件122Y。减振装置10Y的第二中间部件14Y与上述减振装置10X的第一中间部件12X同样地构成。第二中间部件14Y由驱动部件11Y的第一板部件111Y支承(调心)为可自由旋转,分别将多个第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22支承为沿着周向交替排列。而且,第二中间部件14Y也具有比第一中间部件12Y大的固有频率和比第一中间部件12Y小的惯性力矩。

[0102] 减振装置10Y的从动部件16Y包括:第一输出板(第一输出部件)161Y;和环状的第

二输出板(第二输出部件)162Y,其配置为比第一输出板161Y接近涡轮5并且经由多个铆钉而连结(固定)于该第一输出板161Y。第一输出板161Y作为板状的环状部件而构成,具有:多个(例如三个)弹簧收容窗161w,其沿周向隔开间隔(等间隔)配设;多个(例如三个)弹簧支承部161a,其分别沿着对应的弹簧收容窗161w的内周缘延伸;多个(例如三个)弹簧支承部161b,其分别沿着对应的弹簧收容窗161w的外周缘延伸;以及多个(例如三个)弹簧抵接部161c。多个弹簧抵接部161c在沿着周向彼此邻接的弹簧收容窗161w(弹簧支承部161a、161b)之间一个一个设置。

[0103] 从动部件16Y的第二输出板162Y作为板状的环状部件而构成,具有:多个(例如三个)弹簧收容窗162w,其沿周向隔开间隔(等间隔)配设;多个(例如三个)的弹簧支承部162a,其分别沿着对应的弹簧收容窗162w的内周缘延伸;多个(例如三个)弹簧支承部162b,其分别沿着对应的弹簧收容窗162w的外周缘延伸;多个(例如三个)内侧弹簧抵接部162ci;以及多个(例如四个)外侧弹簧抵接部162co。多个外侧弹簧抵接部162co在比多个内侧弹簧抵接部162ci靠径向外侧沿周向隔开间隔排列。

[0104] 第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12以一个一个成对(串联地起作用)并且沿周向(环状部件121的周向)交替排列的方式由从动部件16Y即第一输出板161Y和第二输出板162Y的对应的弹簧支承部161a、161b、162a、162b支承。另外,在减振装置10Y的安装状态下,驱动部件11Y的第二板部件112Y的各弹簧抵接部112c在不成对(没有串联地起作用)的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部抵接。另外,第一中间部件12Y的弹簧抵接部121c、122c在相互成对(串联地起作用)的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10的安装状态下,与驱动部件11Y的弹簧抵接部112c同样,从动部件16Y的弹簧抵接部161c和内侧弹簧抵接部162ci在不成对(没有串联地起作用)的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部抵接。

[0105] 另一方面,第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22被第二中间部件14Y支承为一个成对(串联地起作用)并且沿着该第二中间部件14Y的周向交替排列。另外,在减振装置10的安装状态下,驱动部件11Y的第一板部件111Y的弹簧抵接部111c在不成对(没有串联地起作用)的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22之间与两者的周向的端部抵接。而且,第二中间部件14Y的各弹簧抵接部14ca、14cb在相互成对(串联地起作用)的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22之间与两者的周向的端部抵接。另外,与驱动部件11Y的各弹簧抵接部111c同样,从动部件16Y的各外侧弹簧抵接部162co在不成对(没有串联地起作用)的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22之间与两者的周向的端部抵接。

[0106] 在如上述那样构成的减振装置10Y中,也是与固有频率比第一中间部件12Y大的第二中间部件14Y对应的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的平均安装半径 r_o ,变为大于与第一中间部件12对应的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12的平均安装半径 r_i 。即,在减振装置10Y的径向上,第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的轴心位于比第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12的轴心靠外侧。而且,在减振装置10Y中,第一外侧弹簧和第二外侧弹簧SP21、S22配置为:各自的整体位于比第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12靠径向外侧处。由此,能够使刚性高的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22的扭转角(行程)进一步变大,能够允许较大的扭矩向驱动部件11Y传递,能够使第一外侧弹簧SP21和第

二外侧弹簧SP22低刚性化。作为其结果,能够使减振装置10Y的等效刚性 k_{eq} 进一步变小,并且能够使包含减振装置10Y的振动系统整体的共振进一步向低转速侧(低频侧)漂移。因此,在减振装置10Y中,也通过使上述反共振点A的频率进一步接近该振动系统整体的共振的频率,从而能够极良好地提高振动衰减性能。

[0107] 另外,通过使第二中间部件14Y支承第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22,从而能够缩小与第二中间部件14Y相对于驱动部件11Y、从动部件16Y扭转的扭转角对应地挠曲的第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22、和该第二中间部件14Y间的相对速度。因此,能够缩小第二中间部件14Y与第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22之间产生的摩擦力,因此能够使减振装置10Y整体的滞后降低。而且,减振装置10Y的第一中间部件12Y包括连结部件122Y,该连结部件122Y固定于涡轮5并且具有在彼此邻接的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12之间与两者的周向的端部抵接的弹簧抵接部122c。由此,能够抑制减振装置10Y的轴向长度的增加,并且能够在配置于径向内侧的第一内侧弹簧SP11和第二内侧弹簧SP12双方上连结第一中间部件12Y并且将该第一中间部件12Y连结于涡轮5。

[0108] 图7是表示本公开的其他的减振装置10Z的剖视图。此外,针对减振装置10Z的构成构件中的与上述的减振装置10~10Y相同的构件标注相同的附图标记,并省略重复的说明。

[0109] 图7所示的减振装置10Z包括:配置于驱动部件11Z与第一中间部件12Z之间并传递转矩的多个第一弹簧(第一弹性体)SP1、配置于第一中间部件12Z与从动部件16Z之间并传递转矩的多个第二弹簧(第二弹性体)SP2、配置于驱动部件11Z与第二中间部件14Z之间并传递转矩的多个第三弹簧(第三弹性体)SP3、以及配置于第二中间部件14Z与从动部件16Z之间并传递转矩的多个第四弹簧(第四弹性体)SP4。

[0110] 另外,在减振装置10Z中,在将第一弹簧SP1的刚性即弹簧常量设为“ k_{11} ”,将第二弹簧SP2的刚性即弹簧常量设为“ k_{12} ”,将第三弹簧SP3的刚性即弹簧常量设为“ k_{21} ”,将第四弹簧SP4的刚性即弹簧常量设为“ k_{22} ”时,以满足 $k_{12} < k_{21} = k_{22} < k_{11}$ 这样的关系的方式选择。

[0111] 图7所示的减振装置10Z的驱动部件11Z是与单片式的锁止离合器的锁止活塞或者多板式的锁止离合器的离合器鼓连结为一体旋转的部件,其具有多个第一弹簧抵接部111c和多个第二弹簧抵接部112c。驱动部件11Z的外周部与锁止活塞或离合器鼓卡合。另外,在减振装置10Z的径向上,多个第一弹簧抵接部111c从驱动部件11Z的外周部向内侧延出。而且,在减振装置10Z中,多个第二弹簧抵接部112c沿减振装置10Z的轴向从驱动部件11Z的外周部朝向涡轮5延出并且在减振装置10Z的径向上向内侧延出。由此,第一弹簧抵接部111c和第二弹簧抵接部112c在减振装置10Z的轴向上相互分离。

[0112] 减振装置10Z的第一中间部件12Z包括:以与第二中间部件14Z接近的方式配置的第一板部件121Z;和在减振装置10Z的轴向上配置得比该第一板部件121Z靠未图示的前盖侧的第二板部件122Z。第一板部件121Z和第二板部件122Z分别以环状形成,并经由多个铆钉而相互连结。如图示那样,第一板部件121Z具有多个内侧弹簧收容窗121wi、多个外侧弹簧收容窗121wo、分别多个弹簧支承部1211、1212、1214、多个内侧弹簧抵接部121ci、以及多个外侧弹簧抵接部121co。

[0113] 多个内侧弹簧收容窗121wi分别以圆弧状延伸并且在第一板部件121Z的内周部沿周向隔开间隔(等间隔)配设。多个弹簧支承部1211分别沿着对应的内侧弹簧收容窗121wi

的内周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列。多个弹簧支承部1212分别沿着对应的内侧弹簧收容窗121wi的外周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列并在第一板部件121Z的径向上与对应的弹簧支承部1211对置。另外,内侧弹簧抵接部121ci在沿着周向彼此邻接的内侧弹簧收容窗121wi(弹簧支承部1211、1212)之间一个一个设置。多个外侧弹簧收容窗121wo分别以圆弧状延伸并且以位于比内侧弹簧收容窗121wi靠径向外侧处的方式在第一板部件121Z的外周部沿周向隔开间隔配设。多个弹簧支承部1214分别沿着对应的外侧弹簧收容窗121wo的外周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列。另外,外侧弹簧抵接部121co在沿着周向彼此邻接的外侧弹簧收容窗121wo(弹簧支承部1214)之间一个一个设置。

[0114] 第二板部件122Z具有多个内侧弹簧收容窗122wi、多个外侧弹簧收容窗122wo、分别多个弹簧支承部1221、1222、1223、1224、多个内侧弹簧抵接部122ci、以及多个外侧弹簧抵接部122co。多个内侧弹簧收容窗122wi分别以圆弧状延伸并且在第二板部件122Z的内周部沿周向隔开间隔(等间隔)配设。多个弹簧支承部1221分别沿着对应的内侧弹簧收容窗122wi的内周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列。多个弹簧支承部1222分别沿着对应的内侧弹簧收容窗122wi的外周缘延伸,并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列并在第二板部件122Z的径向上与对应的弹簧支承部1221对置。另外,内侧弹簧抵接部122ci在沿着周向彼此邻接的内侧弹簧收容窗122wi(弹簧支承部1221、1222)之间一个一个设置。

[0115] 多个外侧弹簧收容窗122wo分别以圆弧状延伸并且以位于比内侧弹簧收容窗122wi靠径向外侧处的方式在第二板部件122Z的外周部沿周向隔开间隔配设。多个弹簧支承部1223分别沿着对应的外侧弹簧收容窗122wo的内周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列。多个弹簧支承部1224分别沿着对应的外侧弹簧收容窗122wo的外周缘延伸,并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列并在第二板部件122Z的径向上与对应的弹簧支承部1223对置。另外,外侧弹簧抵接部122co在沿着周向彼此邻接的外侧弹簧收容窗122wo(弹簧支承部1223、1224)之间一个一个设置。

[0116] 减振装置10Z的第二中间部件14Z包括:以与涡轮5接近的方式配置的第一板部件141Z;和配置于比该第一板部件141Z靠未图示的前盖即发动机侧(图中右侧)的第二板部件142Z。第一板部件141Z和第二板部件142Z分别以环状形成,并经由多个铆钉而相互连结。

[0117] 第一板部件141Z具有:分别以圆弧状延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)配设的多个弹簧收容窗141w、分别沿着对应的弹簧收容窗141w的内周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列的多个弹簧支承部1411、分别沿着对应的弹簧收容窗141w的外周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列并在第一板部件141Z的径向上与对应的弹簧支承部1411对置的多个弹簧支承部1412、多个内侧弹簧抵接部141ci、形成于比多个弹簧支承部1412靠径向外侧处的环状的弹簧支承部1413、以及形成于比多个弹簧支承部1412靠径向外侧处的多个外侧弹簧抵接部141co。

[0118] 第一板部件141Z的多个内侧弹簧抵接部141ci在沿着周向彼此邻接的弹簧收容窗141w(弹簧支承部1411、1412)之间一个一个设置。另外,环状的弹簧支承部1413形成为:对多个第三弹簧SP3的外周部、靠涡轮5侧(变速器侧)的侧部(图7的左侧的侧部)和该侧部的内周侧、靠前盖侧的侧部的外周侧(肩部)进行支承(引导)。而且,多个外侧弹簧抵接部141co以向环状的弹簧支承部1413内突出的方式沿周向隔开间隔形成。

[0119] 第二板部件142Z具有:分别以圆弧状延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)配设的多

个弹簧收容窗142w、分别沿着对应的弹簧收容窗142w的内周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列的多个弹簧支承部1421、分别沿着对应的弹簧收容窗142w的外周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列并在第二板部件142Z的径向上与对应的弹簧支承部1421对置的多个弹簧支承部1422、多个内侧弹簧抵接部142ci、以及形成于比多个弹簧支承部1422靠径向外侧处的多个外侧弹簧抵接部142co。第二板部件142Z的多个内侧弹簧抵接部142ci在沿着周向彼此邻接的弹簧收容窗142w(弹簧支承部1421、1422)之间一个一个设置。另外,多个外侧弹簧抵接部142co以在减振装置10Z的径向上突出的方式沿周向隔开间隔形成。

[0120] 减振装置10Z的从动部件16Z的内周部与涡轮5一起经由铆钉而固定于未图示的减振壳。如图示所示那样,从动部件16Z具有多个第一弹簧抵接部161c、和多个第二弹簧抵接部162c。在减振装置10Z中,在减振装置10Z的径向上,多个第一弹簧抵接部161c从从动部件16Z的内周部向外侧延出。另外,多个第二弹簧抵接部162c在减振装置10Z的轴向上从从动部件16Z的内周部朝向涡轮5延出并且在减振装置10Z的径向上向外侧延出。由此,第一弹簧抵接部161c和第二弹簧抵接部162c也在减振装置10Z的轴向上相互分离。

[0121] 如图7所示,第一中间部件12Z的第一板部件121Z和第二板部件122Z以与弹簧支承部1211~1214所对应的弹簧抵接部1221~1224对置的方式连结。另外,在减振装置10Z中,第一中间部件12Z在轴向上离开第二中间部件14Z而位于比该第二中间部件14Z靠未图示的前盖侧处,并且配置为其最外周部位于比第二中间部件14Z的最外周部靠径向内侧处。另外,第一板部件121Z的弹簧支承部1211、1212和第二板部件122Z的弹簧支承部1221、1222对对应的第二弹簧SP2进行支承(引导)。即,多个第四弹簧SP4以沿周向隔开间隔排列的方式由第一板部件141Z和第二板部件142Z支承。第一板部件121Z的弹簧支承部1214和第二板部件122Z的弹簧支承部1223、1224对所对应的第一弹簧SP1进行支承(引导)。即,多个第一弹簧SP1在比多个第二弹簧SP2靠径向外侧以沿周向隔开间隔排列的方式由第一板部件141Z和第二板部件142Z支承。而且,在轴向上,在第一板部件121Z和第二板部件122Z之间,从径向外侧插入有驱动部件11Z的第一弹簧抵接部111c,并且从径向内侧插入有从动部件16Z的第一弹簧抵接部161c。

[0122] 在减振装置10Z的安装状态下,驱动部件11Z的第一弹簧抵接部111c在彼此邻接的第一弹簧SP1之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10Z的安装状态下,第一中间部件12Z的外侧弹簧抵接部121co、122co和彼此邻接的第一弹簧SP1的不与驱动部件11Z的弹簧抵接部111c抵接的周向的端部抵接。而且,在减振装置10Z的安装状态下,第一中间部件12Z的内侧弹簧抵接部121ci、122ci在彼此邻接的第二弹簧SP2之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10Z的安装状态下,从动部件16Z的第一弹簧抵接部161c和彼此邻接的第二弹簧SP2的不与第一中间部件12Z的内侧弹簧抵接部121ci、122ci抵接的周向的端部抵接。由此,驱动部件11Z与第一中间部件12Z经由并联地起作用的多个第一弹簧SP1而连结,并且第一中间部件12Z与从动部件16Z经由并联地起作用的多个第二弹簧SP2连结。因此,驱动部件11Z和从动部件16Z经由多个第一弹簧SP1、第一中间部件12Z和多个第二弹簧SP2连结。

[0123] 如图7所示,第二中间部件14Z的第一板部件141Z和第二板部件142Z以对应的弹簧支承部1411、1421彼此相互对置并且对应的弹簧支承部1412、1422彼此相互对置的方式连结。另外,第二中间部件14Z的第一板部件141Z的弹簧支承部1413将多个第三弹簧SP3支承

为沿周向隔开间隔排列。而且,第一板部件141Z的弹簧支承部1411、1412和第二板部件142Z的弹簧支承部1421、1422对对应的第四弹簧SP4进行支承(引导)。即,多个第四弹簧SP4在比多个第三弹簧SP3靠径向内侧处以沿周向隔开间隔排列的方式由第一板部件141Z和第二板部件142Z支承。而且,在第一板部件141Z和第二板部件142Z的轴向之间,从径向外侧插入有驱动部件11Z的第二弹簧抵接部112c,并且从径向内侧插入有从动部件16Z的第二弹簧抵接部162c。

[0124] 在减振装置10Z的安装状态下,驱动部件11Z的第二弹簧抵接部112c在彼此邻接的第三弹簧SP3之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10Z的安装状态下,第二中间部件14Z的外侧弹簧抵接部141co、142co和彼此邻接的第三弹簧SP3的不与驱动部件11Z的弹簧抵接部112c抵接的周向的端部抵接。而且,在减振装置10Z的安装状态下,第二中间部件14Z的内侧弹簧抵接部141ci、142ci在彼此邻接的第四弹簧SP4之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10Z的安装状态下,从动部件16Z的第二弹簧抵接部162c和彼此邻接的第四弹簧SP4的不与第二中间部件14Z的内侧弹簧抵接部141ci、142ci抵接的周向的端部抵接。由此,驱动部件11Z与第二中间部件14Z经由并联地起作用的多个第三弹簧SP3连结,并且第二中间部件14Z与从动部件16Z经由并联地起作用的多个第四弹簧SP4连结。因此,驱动部件11Z和从动部件16Z经由多个第三弹簧SP3、第二中间部件14Z和多个第四弹簧SP4连结。

[0125] 在上述的减振装置10Z中,将第三弹簧SP3的安装半径 r_{SP3} 被决定为比第一、第二和第四弹簧SP1、SP2、SP4的安装半径 r_{SP1} 、 r_{SP2} 、 r_{SP4} 大。另外,将第一弹簧SP1的安装半径 r_{SP1} 被决定为比第二弹簧SP2和第四弹簧SP4的安装半径 r_{SP2} 、 r_{SP4} 大。而且,将第四弹簧SP4的安装半径 r_{SP4} 被决定为比第二弹簧SP2的安装半径 r_{SP2} 大。而且,在减振装置10Z中,第二中间部件14Z的固有频率(f_{R2})也比第一中间部件12Z的固有频率(f_{R1})大,与固有频率比第一中间部件12Z大的第二中间部件14Z对应的第三弹簧SP3和第四弹簧SP4的平均安装半径 r_o 大于与第一中间部件12对应的第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的平均安装半径 r_i 。即,在减振装置10Z的径向上,第一~第四弹簧SP1~SP4中的具有最大的弹簧常量(刚性)的第三弹簧SP3的轴心位于比第一弹簧SP1和第二弹簧SP2(以及第四弹簧SP4)的轴心靠外侧处。另外,在减振装置10Z中,第三弹簧SP3以从轴向观察在径向上与第一弹簧SP1局部重合的方式配置于第一弹簧SP1和第二弹簧SP2(以及第四弹簧SP4)的径向外侧。

[0126] 由此,能够使刚性高的第三弹簧SP3的扭转角(行程)变大,能够允许较大的扭矩向驱动部件11Z传递,并且使第三弹簧SP3低刚性化。作为其结果,能够使减振装置10Z的等效刚性 k_{eq} 变小,并且使包括减振装置10Z的振动系统整体的共振向更低转速侧(低频侧)漂移。因此,在减振装置10Z中,也通过使上述反共振点A的频率更接近该振动系统整体的共振的频率,从而能够极良好地提高振动衰减性能。另外,通过使第二中间部件14Z支承第三弹簧SP3,从而能够缩小与第二中间部件14Z相对于驱动部件11Z、从动部件16Z扭转的扭转角对应地挠曲的第三弹簧SP3、和该第二中间部件14Z间的相对速度。因此,能够缩小第二中间部件14Z与第三弹簧SP3之间所产生的摩擦力,因此能够使减振装置10Z整体的滞后降低。

[0127] 另外,在减振装置10Z的径向上,第三弹簧SP3配置于第四弹簧SP4的外侧,在减振装置10Z的轴向上,第一弹簧SP1和第二弹簧SP2配置为离开第三弹簧SP3和第四弹簧SP4,在该径向上,第一弹簧SP1配置于第二弹簧SP2的外侧。由此,能够提高第一~第四弹簧SP1~

SP4的弹簧常量(刚性)、配置数量、扭转角(行程)等的设定的自由度。另外,在减振装置10Z中,第三弹簧SP3的轴心和第四弹簧SP4的轴心包含于与中心轴线CA正交的第一平面。而且,第一弹簧SP1的轴心和第二弹簧SP2的轴心包含于第二平面,该第二平面与中心轴线CA正交并且在减振装置10Z的轴向上从上述第一平面分离。由此,能够抑制减振装置10Z的轴向长度的增加。此外,第三弹簧SP3和第四弹簧SP4的轴心也可以不包含于与中心轴线CA正交的上述第一平面,第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的轴心也可以不包含于与中心轴线CA正交的上述第二平面。

[0128] 图8是表示本公开的又一其他的减振装置10W的剖视图。此外,对减振装置10W的构成构件中的与上述的减振装置10~10Z相同的构件标注相同的附图标记,并省略重复的说明。

[0129] 图8所示的减振装置10W的驱动部件11W是与单片式的锁止离合器的锁止活塞或者多板式的锁止离合器的离合器鼓连结为一体旋转的部件,且包括分别以环状形成的第一板部件111W和第二板部件112W。第一板部件111W具有:分别以沿减振装置10W的径向延伸的方式在周向上隔开间隔形成的多个弹簧抵接部111c,该第一板部件111W的外周部与锁止活塞或者离合器鼓卡合。第二板部件112W具有:分别以沿减振装置10W的径向延伸的方式在周向上隔开间隔形成的多个弹簧抵接部112c,并与第一板部件111W连结为一体旋转。在第一板部件111W和第二板部件112W相互连结时,多个弹簧抵接部111c与多个弹簧抵接部112c在减振装置10W的轴向和径向上彼此分离。

[0130] 减振装置10W的第一中间部件12W具有多个弹簧抵接部12c。多个弹簧抵接部12c形成:沿周向隔开间隔地从第一中间部件12W的内周部向径向内侧突出。减振装置10W的第二中间部件14W包括:以与未图示的涡轮接近的方式配置的第一板部件141W;和配置于比该第一板部件141W靠未图示的前盖即发动机侧(图中右侧)的第二板部件142W。第一板部件141W和第二板部件142W分别以环状形成,并经由多个铆钉相互连结。

[0131] 第一板部件141W具有多个内侧弹簧收容窗141wi、多个外侧弹簧收容窗141wo、分别多个弹簧支承部1411、1412、1413、1414、多个内侧弹簧抵接部141ci、以及多个外侧弹簧抵接部141co。多个内侧弹簧收容窗141wi分别以圆弧状延伸并且在第一板部件141W的内周部沿周向隔开间隔(等间隔)配设。多个弹簧支承部1411分别沿着对应的内侧弹簧收容窗141wi的内周缘延伸并且在周向上隔开间隔(等间隔)排列。多个弹簧支承部1412分别沿着对应的内侧弹簧收容窗141wi的外周缘延伸,并且在周向上隔开间隔(等间隔)排列并在第一板部件141W的径向上与对应的弹簧支承部1411对置。另外,内侧弹簧抵接部141ci在沿着周向彼此邻接的内侧弹簧收容窗141wi(弹簧支承部1411、1412)之间一个一个设置。

[0132] 多个外侧弹簧收容窗141wo分别以圆弧状延伸并且以位于比内侧弹簧收容窗141wi靠径向外侧处的方式在第一板部件141W的外周部沿周向隔开间隔配设。多个弹簧支承部1413分别沿着对应的外侧弹簧收容窗141wo的内周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列。多个弹簧支承部1414分别沿着对应的外侧弹簧收容窗141wo的外周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列,并在第一板部件141W的径向上与对应的弹簧支承部1413对置。而且,外侧弹簧抵接部141co在沿着周向彼此邻接的外侧弹簧收容窗141wo(弹簧支承部1413、1414)之间一个一个设置。

[0133] 第二板部件142W具有:多个内侧弹簧收容窗142wi、多个外侧弹簧收容窗142wo、分

别多个弹簧支承部1421、1422、1423、1424、多个内侧弹簧抵接部142ci、以及多个外侧弹簧抵接部142co。多个内侧弹簧收容窗142wi分别以圆弧状延伸并且在第二板部件142W的内周部沿周向隔开间隔(等间隔)配设。多个弹簧支承部1421分别沿着对应的内侧弹簧收容窗142wi的内周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列。多个弹簧支承部1422分别沿着对应的内侧弹簧收容窗142wi的外周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列,并在第二板部件142W的径向上与对应的弹簧支承部1421对置。另外,内侧弹簧抵接部142ci在沿着周向彼此邻接的内侧弹簧收容窗142wi(弹簧支承部1421、1422)之间一个一个设置。

[0134] 多个外侧弹簧收容窗142wo分别以圆弧状延伸并且以位于比内侧弹簧收容窗142wi靠径向外侧处的方式在第二板部件142W的外周部沿周向隔开间隔配设。多个弹簧支承部1423分别沿着对应的外侧弹簧收容窗142wo的内周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列。多个弹簧支承部1424分别沿着对应的外侧弹簧收容窗142wo的外周缘延伸并且沿周向隔开间隔(等间隔)排列,并在第二板部件142W的径向上与对应的弹簧支承部1423对置。另外,外侧弹簧抵接部142co在沿着周向彼此邻接的外侧弹簧收容窗142wo(弹簧支承部1423、1424)之间一个一个设置。

[0135] 减振装置10W的从动部件16W包括:分别以环状形成的第一板部件161W、第二板部件162W和第三板部件163W。第一板部件161W具有:以从内周部分别向径向外侧延伸的方式沿周向隔开间隔地形成的多个弹簧抵接部161c,该第一板部件161W的内周部经由多个铆钉固定于未图示的涡轮毂。第二板部件162W具有:沿周向隔开间隔(等间隔)配设的多个弹簧收容窗162w、分别沿着对应的弹簧收容窗162w的内周缘延伸的多个弹簧支承部1621、分别沿着对应的弹簧收容窗162w的外周缘延伸的多个弹簧支承部1622、以及多个弹簧抵接部162c。多个弹簧抵接部162c在沿着周向彼此邻接的弹簧收容窗162w(弹簧支承部1621、1622)之间一个一个设置。第二板部件162W与第一板部件161W以一体旋转的方式连结,在两者相互连结时,多个弹簧抵接部161c与多个弹簧抵接部162c在减振装置10W的轴向和径向上彼此分离。

[0136] 第三板部件163W具有:沿周向隔开间隔(等间隔)配设的多个(例如三个)弹簧收容窗163w、分别沿着对应的弹簧收容窗163w的内周缘延伸的多个弹簧支承部1631、分别沿着对应的弹簧收容窗163w的外周缘延伸的多个弹簧支承部1632、以及多个弹簧抵接部163c。多个弹簧抵接部163c在沿着周向彼此邻接的弹簧收容窗163w(弹簧支承部1631、1632)之间一个一个设置。如图8所示,第三板部件163W以使弹簧支承部1631、1632与第二板部件162W的对应的弹簧支承部1621、1622对置的方式经由多个铆钉连结(固定)于该第二板部件162W。

[0137] 如图8所示,第二中间部件14W的第一板部件141W和第二板部件142W以使对应的弹簧支承部1411~1414与弹簧支承部1421~1424相互对置的方式连结。另外,第一板部件141W的弹簧支承部1413、1414和第二板部件142W的弹簧支承部1423、1424对对应的第三弹簧SP3进行支承(引导)。而且,第一板部件141W的弹簧支承部1411、1412和第二板部件142W的弹簧支承部1421、1422对对应的第二弹簧SP2进行支承(引导)。由此,多个第三弹簧SP3在减振装置10W的外周侧以沿周向隔开间隔排列的方式由第一板部件141W和第二板部件142W支承。另外,多个第四弹簧SP4在比多个第三弹簧SP3靠径向内侧以沿周向隔开间隔排列的方式由第一板部件141W和第二板部件142W支承。而且,在第一板部件141W和第二板部件

142W的外侧弹簧抵接部141co、142co的轴向之间配置有驱动部件11W的第一板部件111W。另外,在第一板部件141W和第二板部件142W的内侧弹簧抵接部141ci、142ci的轴向之间配置有从动部件16W的第一板部件161W。

[0138] 在减振装置10W的安装状态下,驱动部件11W的第一板部件111W的弹簧抵接部111c在彼此邻接的第三弹簧SP3之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10W的安装状态下,第二中间部件14W的外侧弹簧抵接部141co、142co和彼此邻接的第三弹簧SP3的不与驱动部件11W的弹簧抵接部111c抵接的周向的端部抵接。而且,在减振装置10W的安装状态下,第二中间部件14W的内侧弹簧抵接部141ci、142ci在彼此邻接的第四弹簧SP4之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10W的安装状态下,从动部件16W的第一板部件161W的弹簧抵接部161c和彼此邻接的第四弹簧SP4的不与第二中间部件14W的内侧弹簧抵接部141ci、142ci抵接的周向的端部抵接。由此,驱动部件11W和第二中间部件14W经由并联地起作用的多个第三弹簧SP3连结,并且第二中间部件14W和从动部件16W经由并联地起作用的多个第四弹簧SP4连结。因此,驱动部件11W和从动部件16W经由多个第三弹簧SP3、第二中间部件14W和多个第四弹簧SP4连结。

[0139] 如图8所示,在轴向上,在从动部件16W的第二板部件162W和第三板部件13W之间,配置有驱动部件11W的第二板部件112W的弹簧抵接部112c、和第一中间部件12W的弹簧抵接部12c。另外,第一弹簧SP1和第二弹簧SP2以一个对一个(串联地起作用)并且沿周向(第一中间部件12W的周向)交替排列的方式由从动部件16W即第二板部件162W和第三板部件163W的对应的弹簧支承部1621、1622、1631、1632支承。而且,在减振装置10W的安装状态下,驱动部件11W的第二板部件112W的各弹簧抵接部112c在不成对(没有串联地起作用)的第一弹簧SP1和第二弹簧SP2之间与两者的周向的端部抵接。另外,在轴向上,第一中间部件12W的弹簧抵接部12c在第二板部件162W和第三板部件163W之间,在相互成对(串联地起作用)第一弹簧SP1和第二弹簧SP2之间与两者的周向的端部抵接。而且,在减振装置10W的安装状态下,与驱动部件11W的弹簧抵接部112c同样,从动部件16W的弹簧抵接部162c、163c在不成对(没有串联地起作用)第一弹簧SP1和第二弹簧SP2之间与两者的周向的端部抵接。由此,驱动部件11W和从动部件16W经由多个第一弹簧SP1、第一中间部件12W和多个第二弹簧SP2连结。

[0140] 在上述的减振装置10W中,将第三弹簧SP3的安装半径 r_{SP3} 被决定为比第一、第二和第四弹簧SP1、SP2、SP4的安装半径 r_{SP1} 、 r_{SP2} 、 r_{SP4} 大,将第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的安装半径 r_{SP1} 、 r_{SP2} 被决定为相互相同并且比第四弹簧SP4的安装半径 r_{SP4} 大。而且,在减振装置10W中,第二中间部件14W的固有频率(f_{R2})也大于第一中间部件12W的固有频率(f_{R1}),与固有频率比第一中间部件12W大的第二中间部件14W对应的第三弹簧SP3和第四弹簧SP4的平均安装半径 r_o 大于与第一中间部件12对应的第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的平均安装半径 r_i 。即,在减振装置10W的径向上,第一~第四弹簧SP1~SP4中的具有最大的弹簧常量(刚性)的第三弹簧SP3的轴心位于比第一弹簧SP1和第二弹簧SP2(以及第四弹簧SP4)的轴心靠外侧处。另外,在减振装置10W中,第三弹簧SP3以从轴向观察第一弹簧SP1和第二弹簧SP2在径向上局部重合的方式配置于第一弹簧SP1和第二弹簧SP2(以及第四弹簧SP4)的径向外侧。

[0141] 由此,能够使刚性高的第三弹簧SP3的扭转角(行程)进一步变大,能够允许较大的

扭矩向驱动部件11W传递,并且使第三弹簧SP3低刚性化。作为其结果,能够使减振装置10W的等效刚性 k_{eq} 进一步变小,并且能够使包括减振装置10W的振动系统整体的共振向更低转速侧(低频侧)漂移。因此,在减振装置10W中,也通过使上述反共振点A的频率与该振动系统整体的共振的频率更接近,从而能够极好地提高振动衰减性能。另外,通过使第二中间部件14W支承第三弹簧SP3,从而能够缩小与第二中间部件14W相对于驱动部件11W、从动部件16W扭转的扭转角对应地挠曲的第三弹簧SP3、和该第二中间部件14W间的相对速度。因此,能够缩小在第二中间部件14W与第三弹簧SP3之间产生的摩擦力,因此能够使减振装置10W整体的滞后降低。

[0142] 而且,在减振装置10W的径向上,第三弹簧SP3配置于第四弹簧SP4的外侧,在减振装置10W的轴向上,第一弹簧SP1和第二弹簧SP2配置为离开第三弹簧SP3和第四弹簧SP4,第一弹簧SP1和第二弹簧SP2在相同圆周上排列。由此,特别是能够提高第三弹簧SP3和第四弹簧SP4的弹簧常量(刚性)、配置数量、扭转角(行程)等的设定的自由度。另外,在减振装置10W中,第三弹簧SP3的轴心和第四弹簧SP4的轴心包含于与中心轴线CA正交的第一平面。另外,第一弹簧SP1的轴心和第二弹簧SP2的轴心包含于第二平面,该第二平面与中心轴线CA正交并且在减振装置10W的轴向上离开上述第一平面。由此,能够抑制减振装置10W的轴向长度的增加。但是,第三弹簧SP3和第四弹簧SP4的轴心也可以不包含于与中心轴线CA正交的上述第一平面,第一弹簧SP1和第二弹簧SP2的轴心也可以不包含于与中心轴线CA正交的上述第二平面。

[0143] 以上说明那样,本公开的减振装置包括:输入构件(11、11X、11Y、11Z、11W)、第一中间构件(12、12X、12Y、12Z、12W)、第二中间构件(14、14X、14Y、14Z、14W)、输出构件(16、16X、16Y、16Z、16W)、在上述输入构件(11、11X、11Y、11Z、11W)与上述第一中间构件(12、12X、12Y、12Z、12W)之间传递扭矩的第一弹性体(SP11、SP1)、在上述第一中间构件(12、12X、12Y、12Z、12W)与上述输出构件(16、16X、16Y、16Z、16W)之间传递扭矩的第二弹性体(SP12、SP2)、在上述输入构件(11、11X、11Y、11Z、11W)与上述第二中间构件(14、14X、14Y、14Z、14W)之间传递扭矩的第三弹性体(SP21、SP3)、以及在上述第二中间构件(14、14X、14Y、14Z、14W)与上述输出构件(16、16X、16Y、16Z、16W)之间传递扭矩的第四弹性体(SP22、SP4),输入构件(11、11X、11Y、11Z、11W)被传递来自发动机(EG)的扭矩,在上述减振装置(10、10X、10Y、10Z、10W)中,在经由上述第三弹性体和第四弹性体而从上述输入构件向上述输出构件传递扭矩时的上述第二中间构件的固有频率(f_{R2})大于在经由上述第一弹性体和第二弹性体而从上述输入构件向上述输出构件传递扭矩时的上述第一中间构件的固有频率(f_{R1}),上述第三弹性体和第四弹性体(SP21、SP3、SP22、SP4)中的至少任一者配置于上述第一弹性体和第二弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2)的径向外侧。

[0144] 在本公开的减振装置中,在输入构件与输出构件之间,通过第一中间构件、第一弹性体和第二弹性体形成第一扭矩传递路径,并且通过第二中间构件、第三弹性体和第四弹性体形成第二扭矩传递路径。在具有这样的第一扭矩传递路径和第二扭矩传递路径的减振装置中,在从第一扭矩传递路径向输出构件传递的振动的相位、与从第二扭矩传递路径向输出构件传递的振动的相位,例如因与第二扭矩传递路径(第二中间构件)的固有频率对应的共振的产生而形成180度错位时,能够设定输出构件的振动振幅理论上成为零的反共振点。而且,通过使与固有频率大的第二中间构件对应的第三弹性体和第四弹性体中的任一

者配置于与固有频率小的第一中间构件对应的第一弹性体和第二弹性体的径向外侧,从而至少能够使第三弹性体和第四弹性体中的任一者的扭转角变大。由此,能够允许较大的扭矩向输入构件传递,并且至少能够使第三弹性体和第四弹性体中的任一者更低刚性化,因此能够降低减振装置的等效刚性,并且能够使包括减振装置的振动系统整体的共振向更低转速侧(低频侧)漂移。因此,通过使上述反共振点的频率接近应该被该减振装置衰减的振动(共振)的频率,从而抑制伴随着第一中间构件和第二中间构件的固有频率的调整而带来的重量的增加并且实现减振装置的低刚性化,进而能够提高振动衰减性能。

[0145] 另外,也可以是,上述第三弹性体和第四弹性体(SP21、SP3、SP22、SP4)中的至少任一者的轴心位于比上述第一弹性体和第二弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2)的轴心靠径向外侧处。即,也可以是,从轴向观察时,第三弹性体和第四弹性体中的至少任一者以在径向上与第一弹性体和第二弹性体中的至少任一者局部重叠的方式配置。

[0146] 另外,也可以是,上述第三弹性体和第四弹性体(SP21、SP3)中的刚性较大那者配置于上述第一弹性体和第二弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2)的径向外侧。由此,能够进一步缩小减振装置的等效刚性。

[0147] 另外,也可以是,上述第三弹性体和第四弹性体(SP21、SP3、SP22、SP4)的刚性比上述第一弹性体和第二弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2)的刚性大,也可以是,上述第三弹性体和第四弹性体(SP21、SP3)配置于上述第一弹性体和第二弹性体(S11、SP1、SP12、SP2)的径向外侧。由此,能够允许较大的扭矩向输入构件传递,并且能够使第三弹性体和第四弹性体低刚性化。

[0148] 另外,也可以是,上述第一弹性体~第四弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2、SP21、SP3、SP22、SP4)的刚性 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 以满足 $k_{12} < k_{21} = k_{22} < k_{11}$ 的方式被选择。由此,能够使第一弹性体的刚性 k_{11} 进一步降低,而且也能够使第二弹性体的刚性 k_{12} 降低。因此,通过伴随着低刚性带来的第一弹性体和第二弹性体的轻型化,进一步缩小在该第一弹性体和第二弹性体与旋转构件之间产生的摩擦力即滞后,并且能够进一步缩小第一中间构件的固有频率,能够使由于第一中间构件的共振而产生的从第二弹性体或者第四弹性体向输出构件传递的振动的相位反转迅速地结束。作为其结果,能够良好地减少从第二弹性体向输出构件传递的振动的相位相对于从第四弹性体向输出构件传递的振动的相位错开180度的频率的滞后所引起的向高频侧的错位,能够进一步良好地提高减振装置的振动衰减性能。

[0149] 另外,也可以是,上述第三弹性体和第四弹性体(SP21、SP3、SP22、SP4)配置为沿着周向排列。由此,能够使减振装置在径向上小型化。

[0150] 另外,也可以是,上述第三弹性体(SP3)也可以配置于上述第四弹性体(SP4)的径向外侧,上述第一弹性体和第二弹性体(SP1、SP2)配置为在轴向上与上述第三弹性体和第四弹性体(SP3、SP4)分离。由此,能够提高第三弹性体和第四弹性体的刚性、配置数量、扭转角(行程)等的设定的自由度。

[0151] 另外,也可以是,上述第一弹性体和第二弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2)配置为沿着周向排列。由此,能够使减振装置在径向上小型化。

[0152] 另外,也可以是,上述输入构件(11、11X、11Y、11Z、11W)具有:与上述第一弹性体(SP11、SP1)的周向的端部抵接的抵接部(111ci、112ci、111c、112c、113c);和与上述第三弹性体(SP21)的周向的端部抵接的抵接部(111co、112co、111c、112c),也可以是,上述输出构

件(16、16X、16Y、16Z、16W)具有:与上述第二弹性体(SP12、SP2)的周向的端部抵接的抵接部(16ci、161c、162ci、162c、163c)、以及与上述第四弹性体(SP22)的周向的端部抵接的抵接部(16co、162co、162c),也可以是,上述第一中间构件(12、12X、12Y、12Z、12W)具有:与上述第一弹性体(SP11、SP1)的周向的端部抵接的抵接部(121c、122c、12c、121co、122co);和与上述第二弹性体(SP12、SP2)的周向的端部抵接的抵接部(121c、122c、12c、121ci、122ci),也可以是,上述第二中间构件(14、14X、14Y、14Z、14W)具有:与上述第三弹性体(SP21、SP3)的周向的端部抵接的抵接部(14c、14ca、14cb、141co、142co);和与上述第四弹性体(SP22、SP4)的周向的端部抵接的抵接部(14c、14ca、14cb、141ci、142c)。

[0153] 另外,也可以是,上述第一中间构件(12、12X、12Y、12Z、12W)的惯性力矩(J21)大于上述第二中间构件(14、14X、14Y、14Z、14W)的惯性力矩(J22)。由此,能够使第一中间构件的固有频率进一步缩小,从而能够使反共振点附近的振动水平进一步降低。

[0154] 另外,也可以是,上述第一中间构件(12、12X、12Y、12Z、12W)与流体传动装置的涡轮(5)以一体旋转的方式连结。由此,能够进一步增大第一中间构件的实际的惯性力矩(惯性力矩的合计值),因此能够进一步缩小第一中间构件的固有频率。

[0155] 另外,也可以经由锁止离合器(8)向上述输入构件(11、11X、11Y、11Z、11W)传递来自上述发动机(EG)的扭矩,也可以是,上述锁止离合器(8)的锁止转速(N_{lup})比与在经由上述第三弹性体和第四弹性体而从上述输入构件(11、11X、11Y、11Z、11W)向上述输出构件(16、16X、16Y、16Z、16W)传递扭矩时的上述第一中间构件(12、12X、12Y、12Z、12W)的上述固有频率(fR1)对应的转速高,并且比与在经由上述第一弹性体和第二弹性体而从上述输入构件向上述输出构件扭矩传递时的上述第二中间构件(14、14X、14Y、14Z、14W)的上述固有频率(fR2)对应的转速低。这样,通过使与第一中间构件的固有频率对应的转速包含于锁止离合器的非锁止区域,从而能够从通过锁止离合器执行锁止的时刻起,通过从第二弹性体向输出构件传递的振动和从第四弹性体向输出构件传递的振动中的一者将另一者的至少一部分抵消。

[0156] 另外,也可以是,允许上述第一弹性体~第四弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2、SP21、SP3、SP22、SP4)的挠曲,直至向上述输入构件(11、11X、11Y、11Z、11W)传递的扭矩(T)成为预先决定的阈值(T1)以上为止。由此,向输入构件传递的扭矩比较小,能够良好地提高该输入构件的转速低时的减振装置的振动衰减性能。

[0157] 另外,也可以是,上述输出构件(16、16X、16Y、16Z、16W)直接或者间接地连结于变速器(TM)的输入轴(IS),也可以是,上述输入构件(11、11X、11Y、11Z、11W)直接或者间接地连结于内燃机(EG)的输出轴。

[0158] 而且,本公开的发明未被上述实施方式作出任何限定,当然能够在本公开的外延的范围内进行各种变更。而且,上述实施方式毕竟只不过是发明内容的栏所记载的发明的具体的一方式,未对发明内容的栏所记载的发明的构件进行限定。

[0159] 工业上的可利用性

[0160] 本公开的发明能够在减振装置的制造领域等中利用。

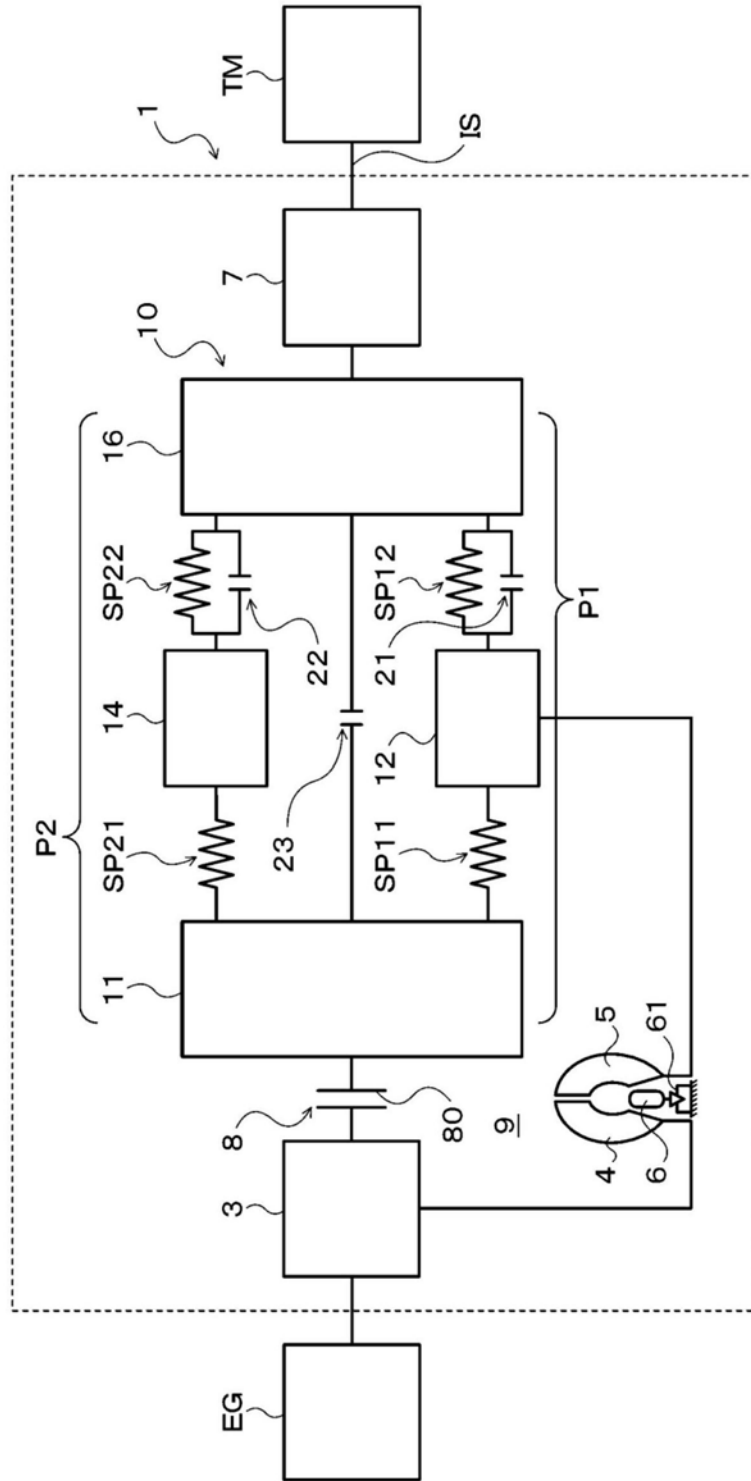


图1

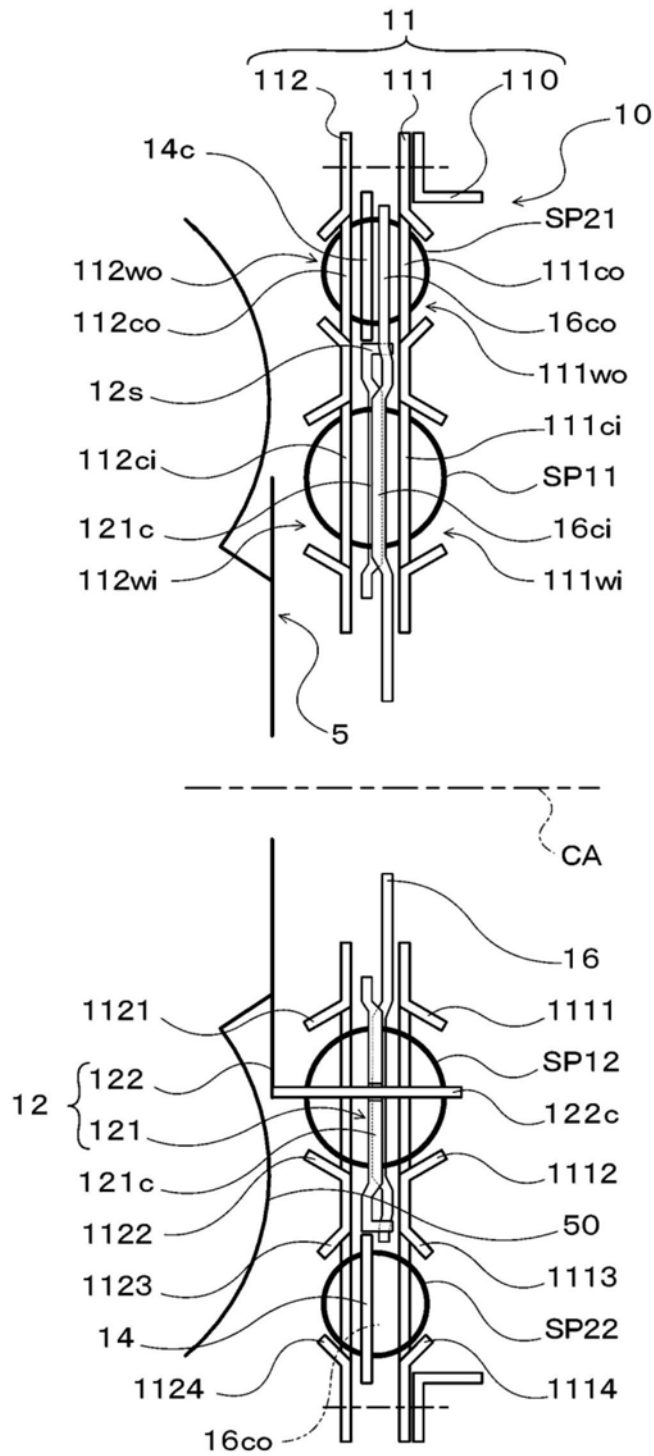


图2

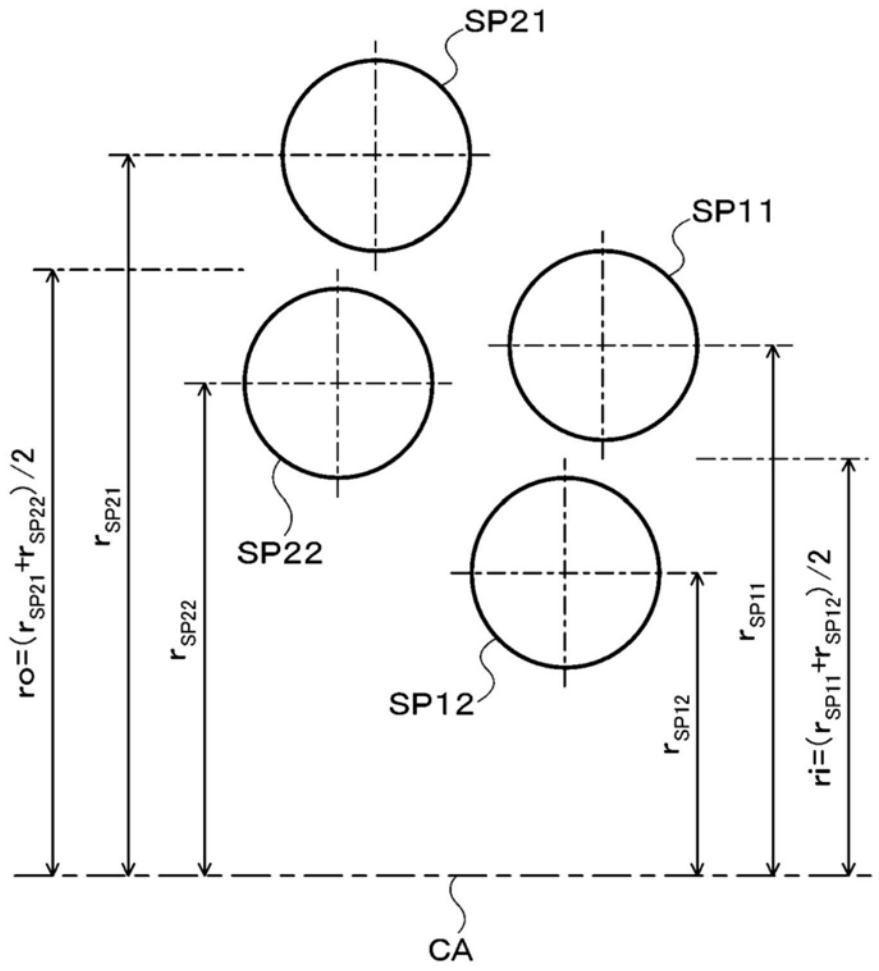


图3

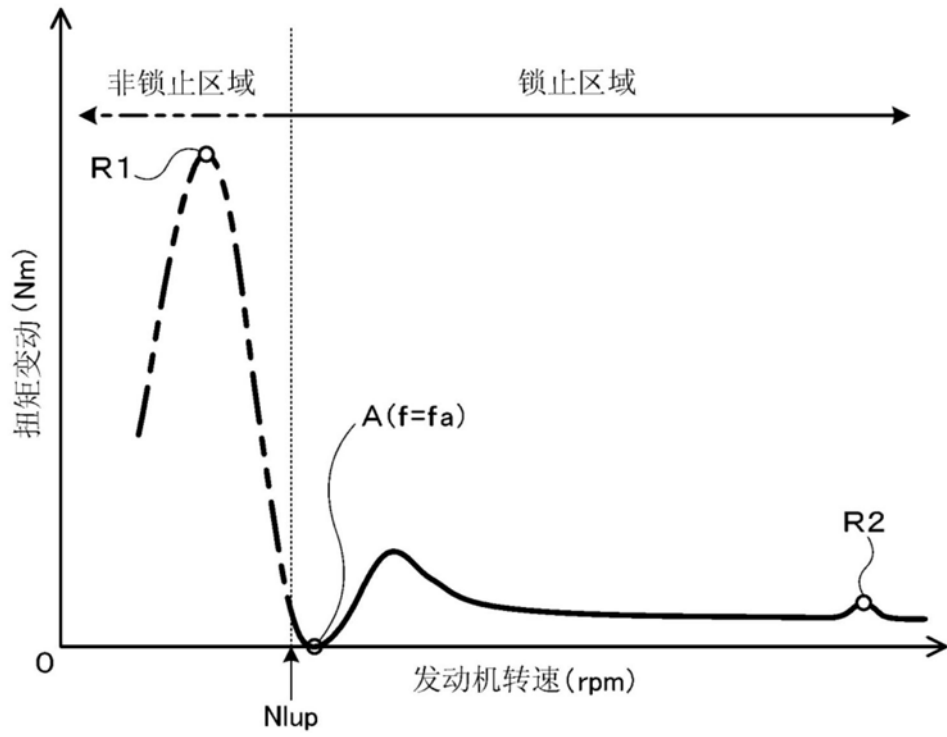


图4

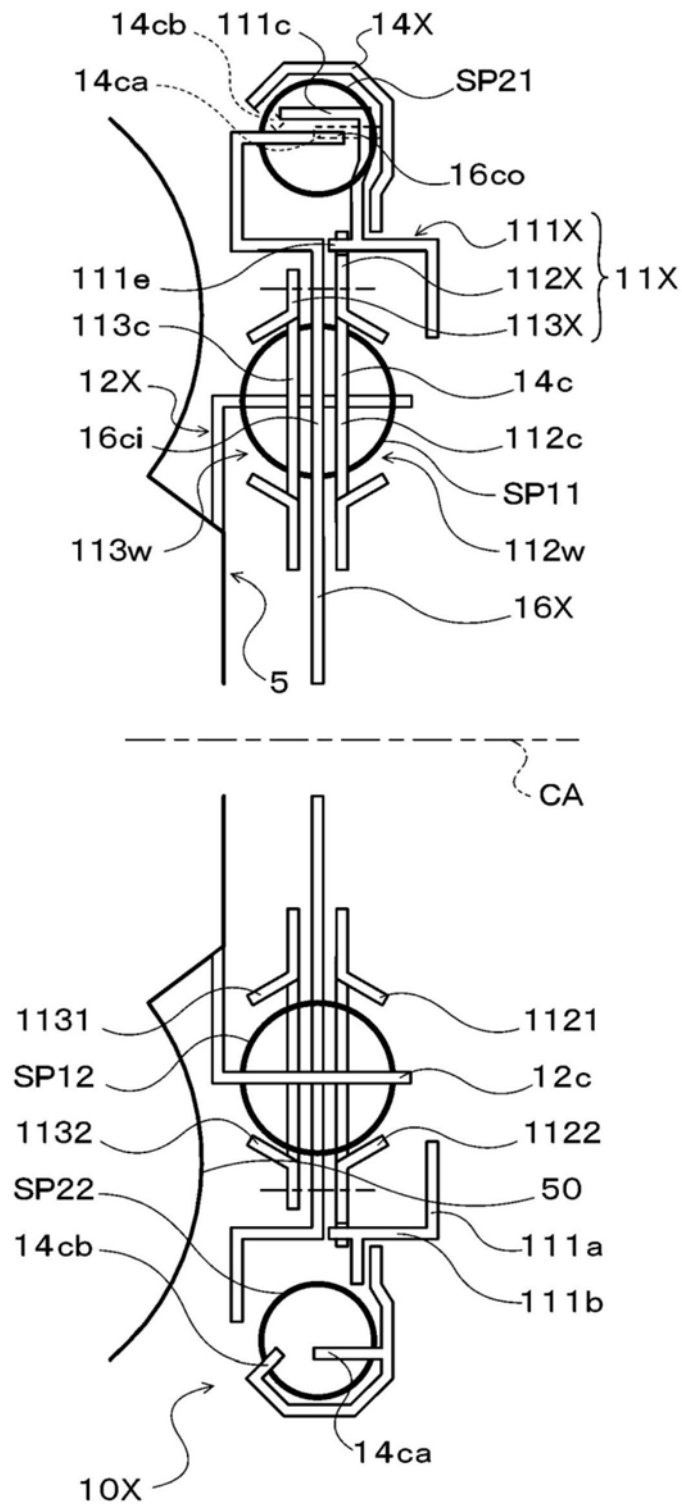


图5

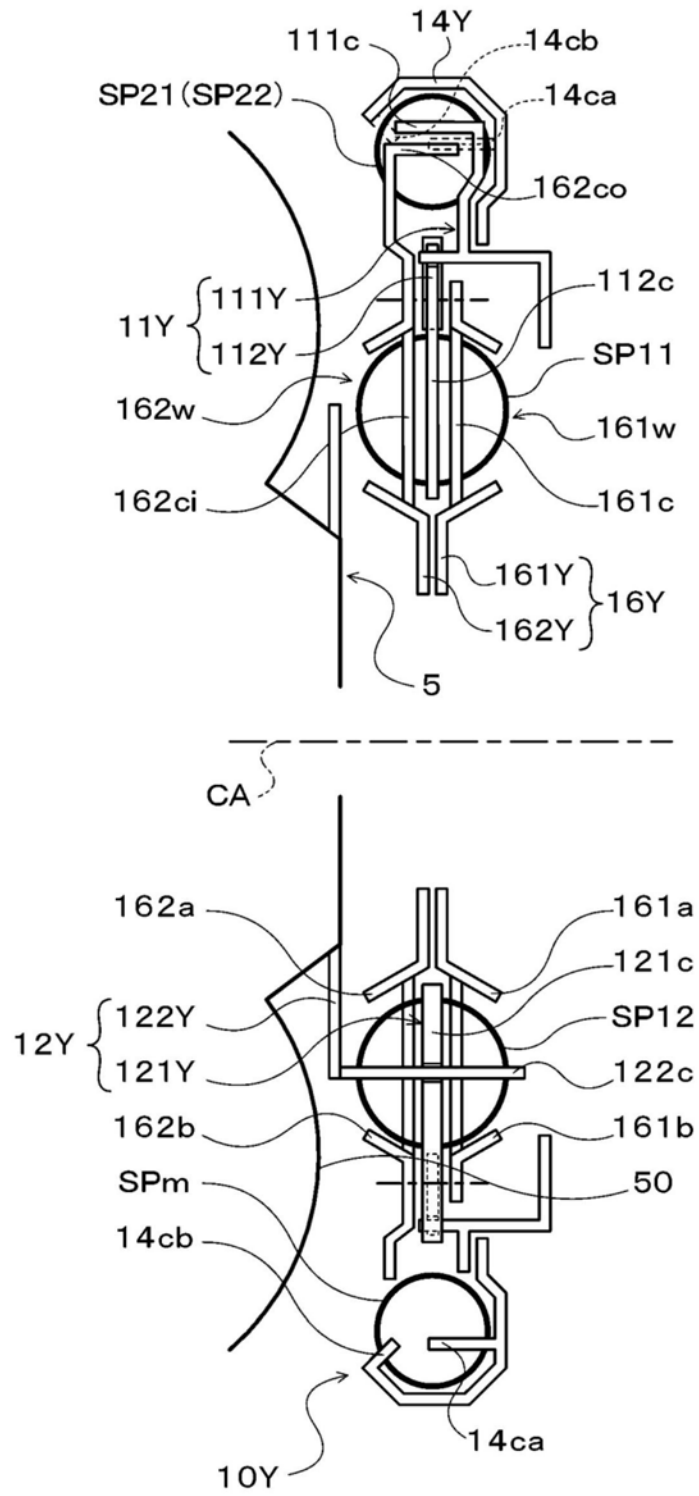


图6

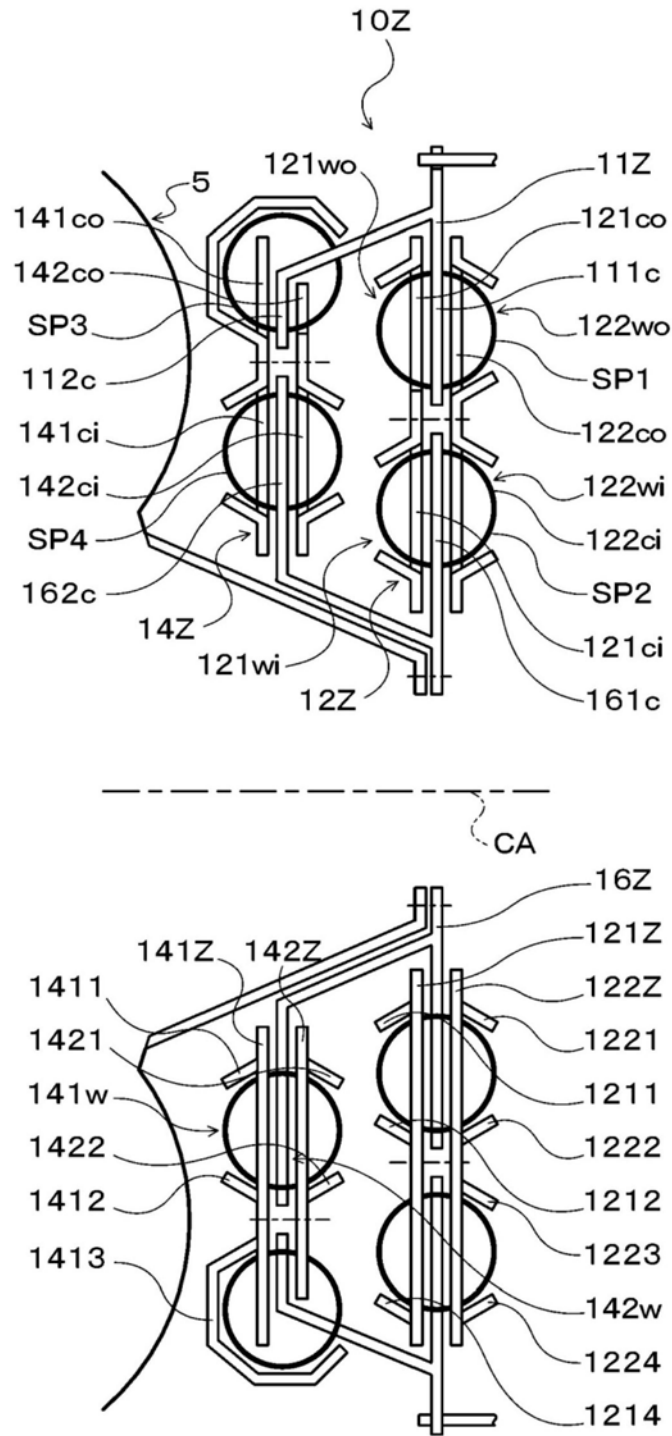


图7

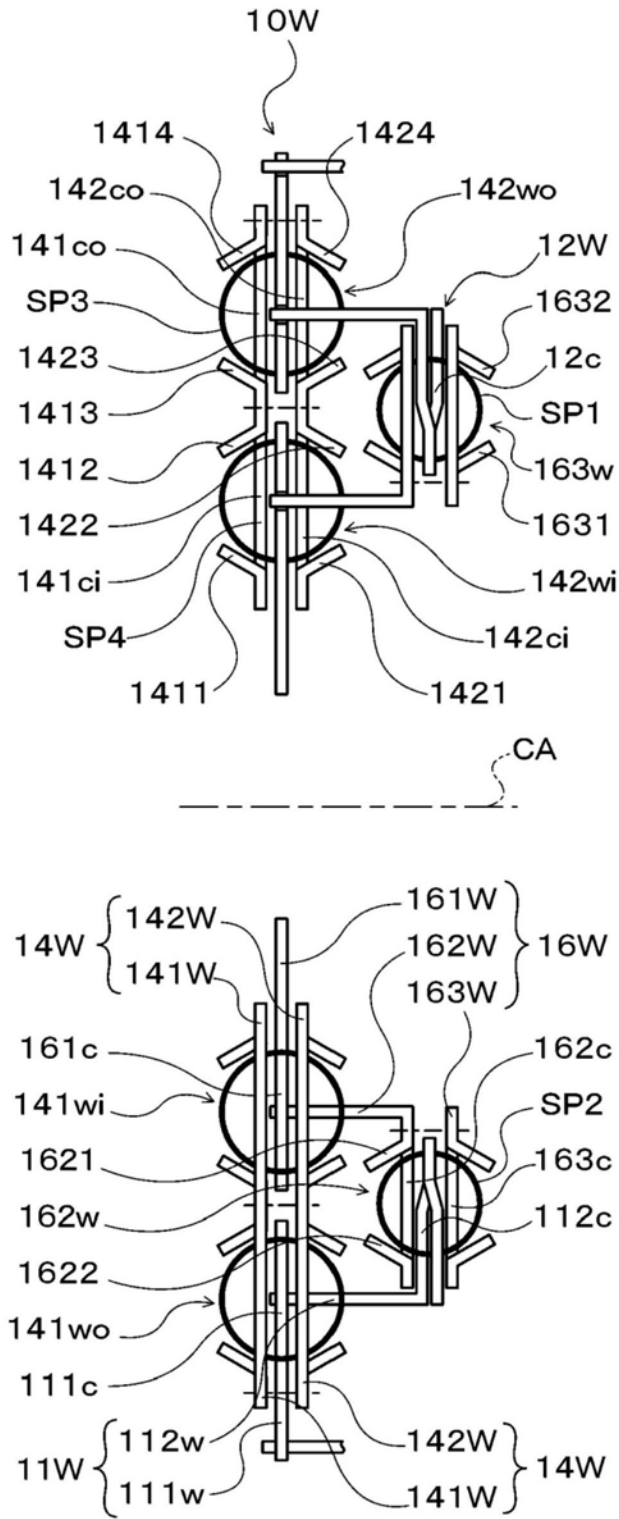


图8