



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 108679159 A

(43)申请公布日 2018.10.19

(21)申请号 201810857703.4

(22)申请日 2018.07.31

(71)申请人 沧州巨擎汽车配件有限公司

地址 062452 河北省沧州市河间市行别营
开发区

(72)发明人 王雷

(74)专利代理机构 石家庄开言知识产权代理事
务所(普通合伙) 13127

代理人 赵俊娇

(51)Int.Cl.

F16F 15/123(2006.01)

F16D 13/64(2006.01)

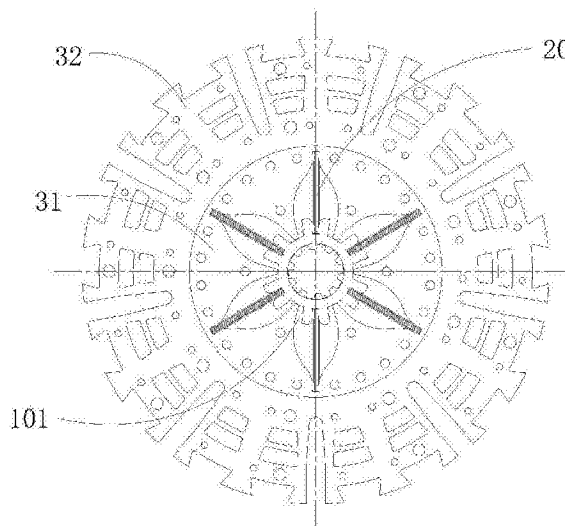
权利要求书1页 说明书7页 附图12页

(54)发明名称

一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成

(57)摘要

本发明公开了一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成,采用多组扭转减振带代替原螺旋弹簧作为扭转减振元件,避免减振元件和其夹持零件在扭转减振过程中的异常磨损,使扭转减振曲线完美匹配压盘压紧力的曲线,并使扭转减振性能更加舒适、安全可靠。



1. 一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成,包括花键盘毂(10)、扭转减振结构(20)以及与花键盘毂(10)同轴设置的传动盘分总成和减振盘(40),所述减振盘(40)包括位于传动盘分总成两侧并与其铆接固定的两个;其特征在于:

花键盘毂(10),其内孔具有与变速箱的花键传动轴相啮合的花键齿,其外壁上布置有6个呈“凹”结构的安装部(11),所述安装部(11)具有用于安装扭转减振结构(20)的第一插槽(111),多个安装部(11)以花键盘毂(10)的圆心为中心呈放射状均布;

传动盘分总成,包括相互铆接固定的加强盘(31)和传动盘(32),所述传动盘(32)外缘的两侧铆接有摩擦片,所述传动盘分总成的中心内腔呈花瓣状结构,具有位于其中心与花键盘毂(10)相匹配的圆孔、以及周向均布于圆孔外并与该圆孔连通的6瓣缺口部(33),每一安装部(11)位于一缺口部(33)内,所述缺口部(33)径向的内端具有宽度大于安装部(11)的膨胀腔(331),所述膨胀腔(331)每侧内壁与对应的安装部(11)一侧的外壁之间形成一主减振腔(101),所述主减振腔(101)压缩具有使膨胀腔(331)侧壁对安装部(11)的止动状态,所述缺口部(33)径向的外端具有与第一插槽(111)对应的第二插槽(332);

扭转减振结构(20),包括两个第一扭转减振带(21),所述第一扭转减振带(21)的两端具有同向弯折与其主体呈钝角的翻折部(211),两第一扭转减振带(21)相对设置、并于二者之间形成预减振压缩腔(102),所述扭转减振结构(20)的两端分别位于第一插槽(111)与第二插槽(332)内。

2. 根据权利要求1所述的一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成,其特征在于:所述扭转减振结构(20)还包括第二扭转减振带(22),所述第二扭转减振带(22)位于两第一扭转减振带(21)之间。

3. 根据权利要求2所述的一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成,其特征在于:所述第二扭转减振带(22)叠加设有四个,所述第一扭转减振带(21)和第二扭转减振带(22)均采用0.7~1.5mm厚的65Mn或60Si₂Mn冷轧成型。

4. 根据权利要求3所述的一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成,其特征在于:所述第一扭转减振带(21)和第二扭转减振带(22)的硬度HV₅≥478或HRC≥48。

5. 根据权利要求3所述的一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成,其特征在于:所述第一扭转减振带(21)和第二扭转减振带(22)的抗拉强度[σ_b]≥1100Mpa。

6. 根据权利要求1所述的一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成,其特征在于:所述加强盘(31)包括叠加的五块加强分盘,所述加强分盘采用4~6mm厚的08AL热轧钢板制作而成。

7. 根据权利要求6所述的一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成,其特征在于:所述加强分盘的硬度HV₁₀≥750。

8. 根据权利要求1所述的一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成,其特征在于:所述预减振压缩腔(102)具有至少中心角为4°的预减振压缩量。

9. 根据权利要求1所述的一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成,其特征在于:所述主减振腔(101)对应的中心角为8°。

10. 根据权利要求1所述的一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成,其特征在于:所述主减振腔(101)压缩具有使膨胀腔(331)侧壁与对应的安装部(11)侧壁并靠贴合的止动状态。

一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成

技术领域

[0001] 本发明涉及减振器从动盘总成技术领域,尤其涉及一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成。

背景技术

[0002] 目前传统汽车扭转减振离合器均是采用螺旋弹簧传扭减振,螺旋弹簧传扭减振从动盘成为离合器市场上的主流产品,并且增长迅速。

[0003] 在对现有的扭转减振器结构中的螺旋弹簧在工作中受力方式和断裂形式进行分析,发现由于螺旋弹簧在高速旋转中受到向外径方向的离心力作用,会引起弹簧呈现向外的腰鼓形,此时夹持弹簧的窗口严重的偏离了弹簧的几何中心线,使得弹簧处于V型的受力状态。弹簧的摆角运动和运动中的偏载严重的磨损夹持件的弹簧安装窗口。其次,弹簧钢丝材料成分和热处理工艺的现状无法满足离合器扭转减振的要求,因此减振器的寿命受到了很大的限制。

[0004] 减振弹簧的扭转角、扭矩负荷的线性特性,虽然能够满足扭转减振的需要,但是螺旋弹簧采用弹簧钢丝绕制的减振元件,其疲劳寿命一般难于达到五百万次(强化试验一百万次)的国家标准。离合器从动盘总成经常在规定的使用期限内发生减振弹簧断裂、夹持件磨损产生弹簧松动,造成离合器报废。

[0005] 并且,对于长途运输汽车而言,对于扭转减振的可靠性和舒适性要求较高,而现有的离合器没有专门考虑到汽车对于舒适性的要求,一般提供的产品还都停留在螺旋弹簧减振的俗称“二级或三级减振”从动盘总成。

发明内容

[0006] 本发明所要解决的技术问题是提供一种采用多组扭转减振带代替原螺旋弹簧作为扭转减振元件,避免减振元件和其夹持零件在扭转减振过程中的异常磨损,使扭转减振曲线完美匹配压盘压紧力的曲线,并使扭转减振性能更加舒适、安全可靠的一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成。

[0007] 为解决上述技术问题,本发明所采取的技术方案是:

[0008] 一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成,包括花键盘毂、扭转减振结构以及与花键盘毂同轴设置的传动盘分总成和减振盘,所述减振盘包括位于传动盘分总成两侧并与其铆接固定的两个;

[0009] 其特征在于:

[0010] 花键盘毂,其内孔具有与变速箱的花键传动轴相啮合的花键齿,其外壁上布置有6个呈“凹”结构的安装部,所述安装部具有用于安装扭转减振结构的第一插槽,多个安装部以花键盘毂的圆心为中心呈放射状均布;

[0011] 传动盘分总成,包括相互铆接固定的加强盘和传动盘,所述传动盘外缘的两侧铆接有摩擦片,所述传动盘分总成的中心内腔呈花瓣状结构,具有位于其中心与花键盘毂相

匹配的圆孔、以及周向均布于圆孔外并与该圆孔连通的6瓣缺口部,每一安装部位于一缺口部内,所述缺口部径向的内端具有宽度大于安装部的膨胀腔,所述膨胀腔两侧内壁与对应的安装部一侧的外壁之间均形成一主减振腔,所述主减振腔压缩具有使膨胀腔侧壁对安装部限位的止动状态,所述缺口部径向的外端具有与第一插槽对应的第二插槽;

[0012] 扭转减振结构,包括两个第一扭转减振带,所述第一扭转减振带的两端具有同向弯折与其主体呈钝角的翻折部,两第一扭转减振带相对设置、并于二者之间形成预减振压缩腔,所述扭转减振结构的两端分别位于第一插槽与第二插槽内。

[0013] 进一步的技术方案在于:所述扭转减振结构还包括第二扭转减振带,所述第二扭转减振带位于两第一扭转减振带之间。

[0014] 进一步的技术方案在于:所述第二扭转减振带叠加设有四个,所述第一扭转减振带和第二扭转减振带均采用0.7~1.5mm厚的65Mn或60Si₂Mn冷轧成型。

[0015] 进一步的技术方案在于:所述第一扭转减振带和第二扭转减振带的硬度HV₅≥478或HRC≥48。

[0016] 进一步的技术方案在于:所述第一扭转减振带和第二扭转减振带的抗拉强度[σ_b]≥1100Mpa。

[0017] 进一步的技术方案在于:所述加强盘包括叠加的五块加强分盘,所述加强分盘采用4~6mm厚的08AL热轧钢板制作而成。

[0018] 进一步的技术方案在于:所述加强分盘的硬度HV₁₀≥750。

[0019] 进一步的技术方案在于:所述预减振压缩腔102具有至少中心角为4°的预减振压缩量。

[0020] 进一步的技术方案在于:所述主减振腔对应的中心角为8°。

[0021] 进一步的技术方案在于:所述主减振腔101压缩具有使膨胀腔331侧壁与对应的安装部11侧壁并靠贴合的止动状态。

[0022] 采用上述技术方案所产生的有益效果在于:

[0023] 本发明的设计理念是利用弹簧钢带具有的优良抗弯和抗疲劳的能力的作为减振器的减振元件,完全取消螺旋弹簧作为减振元件,至少能够:

[0024] 第一,改善减振元件在扭转减振工作过程中的异常磨损,克服弹簧窗口对减振元件的限制;

[0025] 第二,由于多组转减振带构成可变刚度扭转减振系统,使扭转减振曲线完美匹配压盘压紧力的曲线,其扭转减振性能更加舒适安全可靠,有效地阻断了发动机→变速箱→一直到底盘→行走系的振动,提高了整车的舒适性和可靠性,减少换挡齿轮冲击,具有良好的操作性能;

[0026] 第三,减少了原螺旋弹簧扭转减振器的结构件,在满足汽车行驶舒适性要求的前提下,零件的减少降低了成本,成倍地提高了总成的可靠性和延长了使用寿命;

[0027] 第四,当扭矩负荷超限时能够进行有效的过载保护。

附图说明

[0028] 下面结合附图和具体实施方式对本发明作进一步详细的说明。

[0029] 图1是现有技术中减震器从动盘总成的结构示意图;

- [0030] 图2是图1中A-A部分的结构示意图；
- [0031] 图3是本发明中减震器从动盘总成的结构示意图；
- [0032] 图4是本发明中所述的花键盘毂的结构示意图；
- [0033] 图5是本发明中所述的加强盘的结构示意图；
- [0034] 图6是本发明中所述的传动盘的结构示意图；
- [0035] 图7是本发明中所述的减振盘的结构示意图；
- [0036] 图8是本发明中所述的第一扭转减振带的主视结构示意图；
- [0037] 图9是本发明中所述的第一扭转减振带的左视结构示意图；
- [0038] 图10是本发明中所述的第二扭转减振带的主视结构示意图；
- [0039] 图11是本发明中所述的传动盘分总成与花键盘毂配合的结构示意图；
- [0040] 图12是本发明中所述的扭转减振结构配合后的局部放大示意图；
- [0041] 图13是本发明中所述的传动盘分总成、花键盘毂与扭转减振结构配合后 0° 位时的结构示意图；
- [0042] 图14是本发明中所述的传动盘分总成、花键盘毂与扭转减振结构配合后 $+8^{\circ}$ 位时的结构示意图；
- [0043] 图15是本发明中所述的传动盘分总成、花键盘毂与扭转减振结构配合后 -8° 位时的结构示意图；
- [0044] 图16是现有技术中螺旋弹簧式扭转减振器的扭转特性曲线图；
- [0045] 图17是本发明的扭转特性曲线图；
- [0046] 图18是本发明中所述的扭转减振结构的变形图；
- [0047] 图19是本发明中所述的扭转减振结构的弯矩图；
- [0048] 图20是本发明中所述的扭转减振结构的模型图。
- [0049] 其中，于图1和图2中：
- [0050] 01-摩擦片,02-传动盘,03-减振盘,04-主减振外螺旋弹簧,05-主减振内螺旋弹簧,06-从动盘,07-预减振从动盘,08-盘毂,09-预减振盘,010-预减振盘弹簧,011-蝶形垫圈,012-止动块,013-摩擦垫圈一,014-摩擦垫圈二。

具体实施方式

[0051] 下面结合本发明实施例中的附图,对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述,显然,所描述的实施例是本发明的一部分实施例,而不是全部的实施例。基于本发明中的仅仅实施例,本领域技术人员在没有做出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例,都属于本发明保护的范围。

[0052] 在下面的描述中阐述了很多具体细节以便于充分理解本发明,但是本发明还可以采用其他不同于在此描述的其它方式来实施,本领域技术人员可以在不违背本发明内涵的情况下做类似推广,因此本发明不受下面公开的具体实施例的限制。

[0053] 如图3~图13所示,一种基于扭转减振带的无螺旋弹簧扭转减振器从动盘总成,包括花键盘毂10、扭转减振结构20以及与花键盘毂10同轴设置的传动盘分总成和减振盘40,所述减振盘40包括位于传动盘分总成两侧并与其铆接固定的两个。

[0054] 花键盘毂10,其内孔具有与变速箱的花键传动轴相啮合的花键齿,其外壁上布置

有6个呈“凹”结构的安装部11,所述安装部11具有用于安装扭转减振结构20的第一插槽111,多个安装部11以花键盘毂10的圆心为中心呈放射状均布。

[0055] 传动盘分总成,包括相互铆接固定的加强盘31和传动盘32,所述传动盘32外缘的两侧铆接有摩擦片,所述传动盘分总成的中心内腔呈花瓣状结构,具有位于其中心与花键盘毂10(即花键盘毂10的齿根圆)相匹配的圆孔、以及周向均布于圆孔外并与该圆孔连通的6瓣缺口部33,每一安装部11位于一缺口部33内,所述缺口部33径向的内端具有宽度大于安装部11的膨胀腔331,所述膨胀腔331两侧内壁与对应的安装部11一侧的外壁之间均形成主减振腔101,在主减振腔101处于极限压缩状态时,所述主减振腔101压缩具有使膨胀腔331侧壁对安装部11限位的止动状态,所述缺口部33径向的外端具有与第一插槽111对应的第二插槽332。

[0056] 扭转减振结构20,在扭转减振工作中始终处于弯折和恢复弹性的状态中,包括两个第一扭转减振带21,所述第一扭转减振带21的两端具有同向弯折与其主体呈钝角的翻折部211,两第一扭转减振带21相对设置、并于二者之间形成预减振压缩腔102,所述扭转减振结构20的两端分别位于第一插槽111与第二插槽332内。

[0057] 其中,第一扭转减振带21两端的翻折部211与其主体呈 $160^{\circ}\sim 162^{\circ}$ 夹角,翻折部211的长度为10.19mm,预减振压缩腔102具有至少 4° 的预减振压缩量。并且,主减振腔101对应的中心角为 8° ,该角度的设置,满足了该扭转减振器从动盘总成的使用性能。一般汽车离合器从动盘总成预减振是为了提供变速箱换挡挂齿的瞬间顺畅,消除齿轮冲击噪声,预减振的扭转角度 $2^{\circ}\sim 4^{\circ}$;而主减振的扭转减振目的是为了提高汽车载荷的舒适性,一般从换挡启动扭转减振开始,大约要求总的扭转减振角度 $8^{\circ}\sim 12^{\circ}$;而后是扭矩限位止动。反向要求可以是不同扭转角度,也可以是相同的扭转角度。

[0058] 如图14和图15所示,该减振器从动盘总成在 $+8^{\circ}$ 和 -8° 转角工况下的减振带变形形式。当花键盘毂10和传动盘分总成 $+8^{\circ}$ 相对扭转角度差时,实际上是经过了 0° 至 $\pm 4^{\circ}$ 的预减振和 $\pm 4^{\circ}$ 至 $\pm 8^{\circ}$ 的主减振。

[0059] 在 0° 至 $\pm 4^{\circ}$ 的预减振的小扭矩输出(大约 $\leq 15\text{Nm}$)的过程中,此预减振过程是发动机至变速箱连接减少齿轮换挡挂齿冲击所的设计的预留减振。利用第一扭转减振带21的弯拱形结构(即翻折部211的设置),在正、反转位的开始都是第二插槽332首先压迫其拱形实现在小角度状态的小扭矩的传递。

[0060] 在主减振中,该减振器从动盘总成在 $\pm 8^{\circ}$ 转角工况下的,减振弹簧钢带(扭转减振结构20)变形,减振弹簧钢带弯曲变形,对于减振弹簧钢带承受正、反扭转力矩的弯曲变形,在其支承件传动盘分总成的缺口部33内留有足够的减振带扭转变形的容留空间,即主减振腔101的设置。在主减振扭转过程中,主减振腔101逐渐缩小。

[0061] 该减振器从动盘总成在极限转角时能够被止动限位,优选的主减振腔101压缩具有使膨胀腔331侧壁与对应的安装部11侧壁并靠贴合的止动状态,在极限转角 8° 时,花键盘毂10的安装部11的外壁和缺口部33的空腔内壁处的位置刚好贴靠死(此时主减振腔101完全被压缩),减振器实现了止动限位。

[0062] 本发明的设计理念是利用弹簧钢带具有的优良抗弯和抗疲劳的能力的作为减振器的减振元件,完全取消螺旋弹簧作为减振元件,至少能够:

[0063] 改善减振元件在扭转减振工作过程中的异常磨损,克服弹簧窗口对减振元件的限

制。在该结构中,减振盘40已不具备夹持弹簧的传扭作用仅是盖板使用,减振盘40表面设置的梯形和三角形孔为观察和装饰孔41。

[0064] 由于多组转减振带构成可变刚度扭转减振系统,使扭转减振曲线完美匹配压盘压紧力的曲线,其扭转减振性能更加舒适安全可靠,有效地阻断了发动机→变速箱→一直到底盘→行走系的振动,提高了整车的舒适性和可靠性,减少换挡齿轮冲击,具有良好的操作性能。

[0065] 减少了原螺旋弹簧扭转减振器的结构件,如图1和图2所示,原有的螺旋弹簧扭转减振器的结构件组成较多,而本发明中,减少了主减振外螺旋弹簧04、主减振内螺旋弹簧05、预减振从动盘07、预减振盘09、预减振盘弹簧010、蝶形垫圈011、止动块012、摩擦垫圈一013和摩擦垫圈二014等9种构件,在满足汽车行驶舒适性要求的前提下,零件的减少降低了成本,成倍地提高了总成的可靠性和延长了使用寿命;

[0066] 当扭矩负荷超限时能够进行有效的过载保护。

[0067] 其中,扭转减振结构20还包括第二扭转减振带22,所述第二扭转减振带22位于两第一扭转减振带21之间。第二扭转减振带22呈直条状,其的设置提高了本减振器从动盘总成在主减振过程中的刚度。

[0068] 关于该减振器从动盘总成中主要部件的材料、参数和加工工艺:

[0069] 第二扭转减振带22叠加设有四个,所述第一扭转减振带21和第二扭转减振带22均采用0.7~1.5mm厚的65Mn或60Si2Mn冷轧成型。第一扭转减振带21和第二扭转减振带22的硬度HV5 \geq 478、HRC \geq 48。第一扭转减振带21和第二扭转减振带22的抗拉强度 $[\sigma_b] \geq 1100\text{Mpa}$ 。

[0070] 扭转减振带,采用优质高硬度弹簧钢带,如65Mn或者60Si2Mn冷轧抛光氧化发蓝切边热处理钢带(硬度HV5 \geq 478、HRC \geq 48),材料厚度可以根据产品减振特性要求选取0.7~1.5mm的II级以上抗拉强度, $[\sigma_b] \geq 1100\text{Mpa}$ 材料→开卷校平→冲压落料→滚光去除毛刺→冲压弯形(仅对于第一扭转减振带21)→回火消除应力热处理。

[0071] 加强盘31包括叠加的五块加强分盘,所述加强分盘采用4~6mm厚的08AL热轧钢板制作而成,并且加强分盘的硬度HV10 \geq 750。其制作工艺包括:热轧钢板→冲压落料→冲压内腔形状、豁槽→冲压2排铆钉孔→渗碳热处理(渗层厚度 \geq 0.3mm,硬度HV10 \geq 800)→回火热处理(硬度HV10 \geq 750)→表面磷化处理。

[0072] 减振盘40的制作工艺,采用3~4mm厚的08AL热轧钢板→冲压落料和内部装饰孔→冲压4×6组铆钉孔→渗碳热处理(渗层厚度 \geq 0.2mm,硬度HV10 \geq 800)→回火热处理(硬度HV10 \geq 750)→表面磷化处理。

[0073] 其中,由于扭转减振结构20在扭转是变形,其直线长度发生变化,为确保扭转减振结构20的安装稳定性,安装部11上的第一插槽111的槽深为14.2~15.2mm,所述第二插槽332的深度为5.43~6mm。

[0074] 无螺旋弹簧式扭转减振器和螺旋弹簧式扭转减振器扭转特性对比:

[0075] 如图16所示,螺旋弹簧式扭转减振器的扭转特性是由结构和螺旋弹簧的载荷特性决定的。螺旋弹簧的固有的特性遵循弹簧的“胡克定律”,在其压缩和回复过程中呈现线性特性,即是从坐标的原点起的一条斜线。

[0076] 如前所述一般提供的产品还都停留在螺旋弹簧减振的俗称“二级或三级减振”从

动盘总成。即使是所谓的“多级”产品,最多可以布置到4级,同样也是不连续的不同斜率的曲线组成的,带有转换节点的折线。切不说弹簧断裂的可靠性问题,就是减振特性也不能最大限度的满足现代汽车对于舒适性的要求。所以设计和生产连续性的、柔和的减振弹性曲线是完全必要的。

[0077] 如图17所示,由于采用扭转减振传动带作为减振元件并且减振工作传递过程为一级传递(即主动→被动零件直接连接传递);实现不间断连续变形,所以无螺旋弹簧式扭转减振器扭转特性曲线是无节点的光滑的弧形曲线;其随着扭转负荷的增加递增,反之递减,可以完全匹配汽车的使用工况要求。

[0078] 其中,曲线中的 $0^{\circ}\sim 4^{\circ}$ 为预减振曲线 $4^{\circ}\sim 12^{\circ}$ 为主减振曲线。

[0079] 扭转减振带的力学分析:

[0080] 由图18~图20可以看出,扭转减振带的两端虽然处于非固定状态,都是对于其处在特定的扭转角时,受了点和前一个过程是变化的,为了方便计算,在此简化为夹持件的两个中心点的距离(L)、扭转减振带的宽度为(b)、扭转减振带的厚度为(h)、弯矩图中假设 $L=L_1$ 。

[0081] 扭转减振带转动中由于轻微的摩擦会生产一定的拉力F在此忽略不计设计为 $F=0$;弯力P为主要校核力,弯矩图中按照两端均匀分布,各承担 $1/2$,所以弯矩为 $PL/2$,又因为 $L=L_1$,所以弯矩同样表示为 $PL/2$ 。

[0082] 共有i组扭转减振带,每组有n片,若每一组扭转减振带的截面惯性矩为 J_x ,则一组n个扭转减振带的传递弯力的截面总惯性矩为 nJ_x 。

[0083] 由于在实际的工作中,只能知道扭转减振带的轴向变形两,而不知道其作用力的大小,故要通过轴向变形,才能求出其作用力的大小。为了解决这一个静不定的问题,由变形的协调性条件可知,扭转减振带的两端处的弯形转角 $\theta_1=\theta_2=0^{\circ}$,这样设计出扭转减振带的弯矩图。

[0084] 根据材料力学公式 $y''=M(x)/EJ$,并通过积分,最终可以得到每组扭转减振带的总刚度 K_n :

$$[0085] \quad K_n=12EJ_xn/L^3$$

[0086] 全部i组扭转减振带合成的总刚度为

$$[0087] \quad K_{\Sigma}=\Sigma K_n=12E \sum J_x n_{i\max}/L^3$$

[0088] 如知道扭转减振带最大轴线变形为 $f=f_{\max}$,则其特性回复力 P_{\max} ,可由上面的刚度公式导出:

$$[0089] \quad P_{\max}=12E \sum J_x n_{i\max}/L^3$$

[0090] 扭转减振带的受力分析来自正向驱动和反向驱动2方面;

[0091] 由于轴向变形f引起的弯矩力P所生产的弯曲应力:

$$[0092] \quad \sigma_{\max}=PL/2niW$$

$$[0093] \quad W=bh$$

[0094] (W为1个扭转减振带的截面面积)

[0095] 轴向变形f可以由减振器的最大限制转角弧的弦长计算;

[0096] 切向力P可以由发动机的额定扭矩 T_{\max}/R 计算出;

$$[0097] \quad R=D/2 \quad (R为从动盘总成的摩擦半径)$$

[0098] 注意:尺寸单位一律采用N·m,力的单位一律采用N-牛顿,扭矩单位一律采用N·m。

[0099] 材料强度校核即最大应力与其许用应力的比较式:

$$[0100] \quad \sigma_{\max} \leq [\sigma_b] / \beta$$

[0101] 在此要考虑到了汽车整车的后备系数 β 值的要求。载重车辆一般 $1.8 \leq \beta \leq 2.5$ 。

[0102] 当扭转减振器没有承受扭力,也就是扭转减振带 0° 转角时, $f=0, p=0, \sigma=0$ 。

[0103] 根据单片扭转减振带的许用应力后,在确定扭转减振结构20整体的许用应力后,即可确定扭转减振带的数量,该数量减去两片第一扭转减振带21后即第二扭转减振带22的数量。

[0104] 以上仅是本发明的较佳实施例,任何人根据本发明的内容对本发明作出的些许的简单修改、变形及等同替换均落入本发明的保护范围。

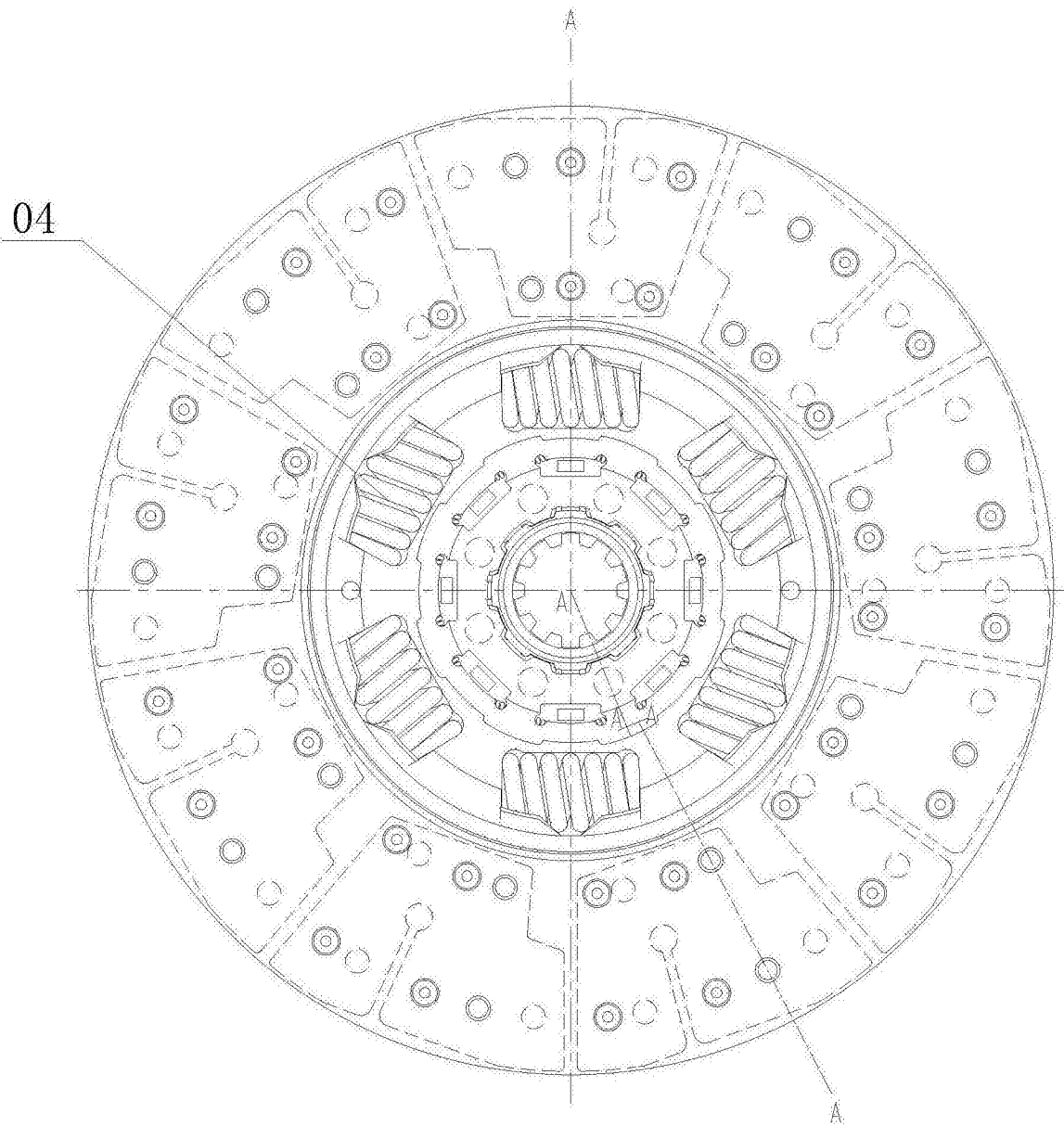


图1

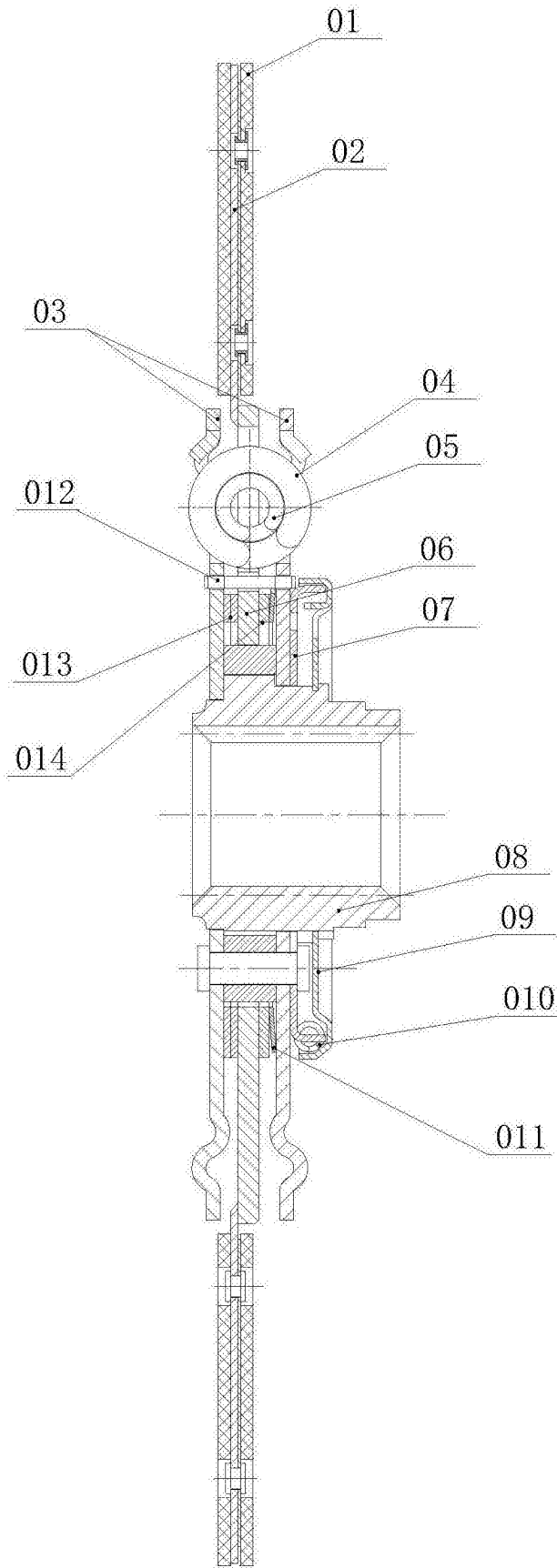


图2

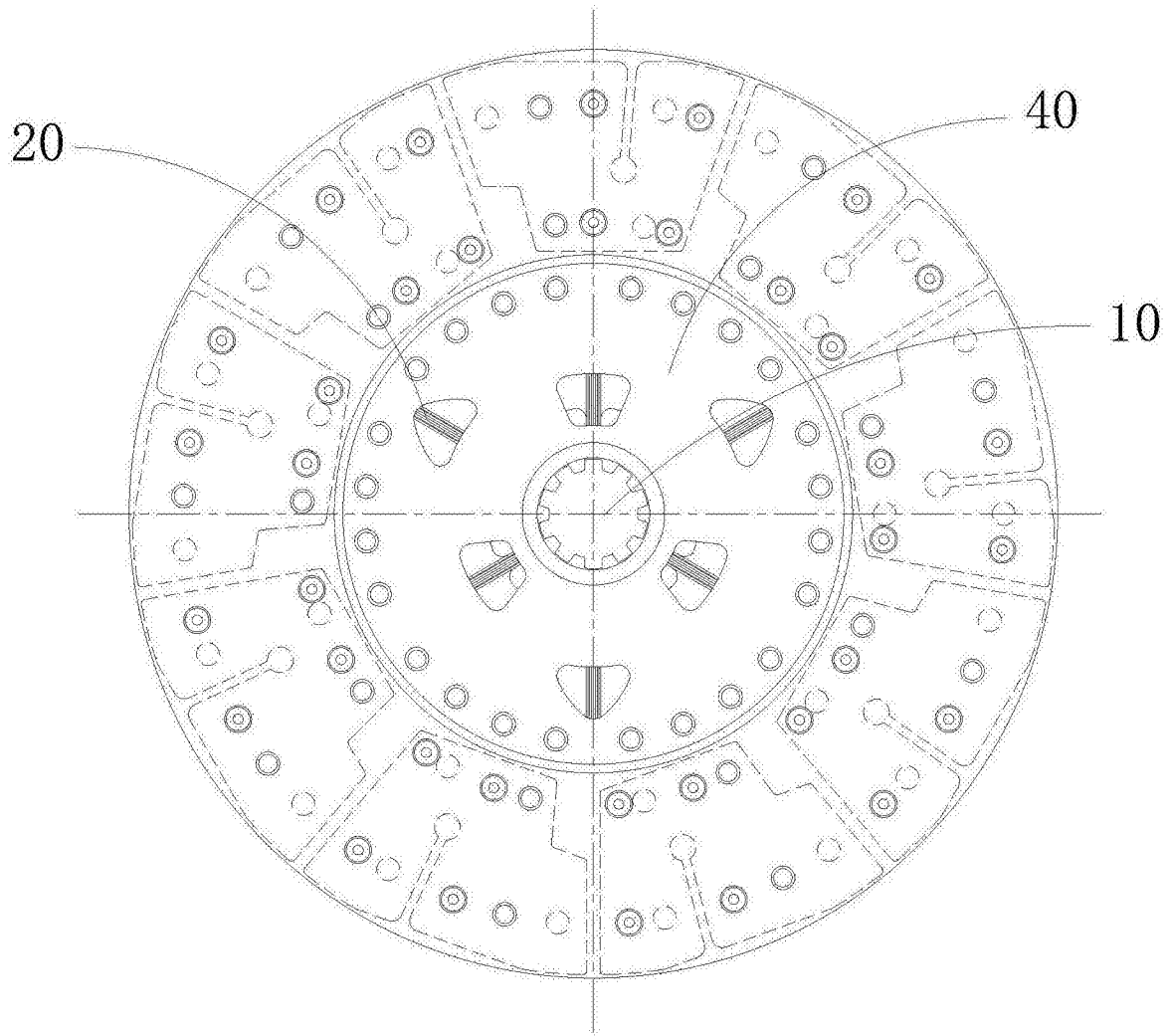


图3

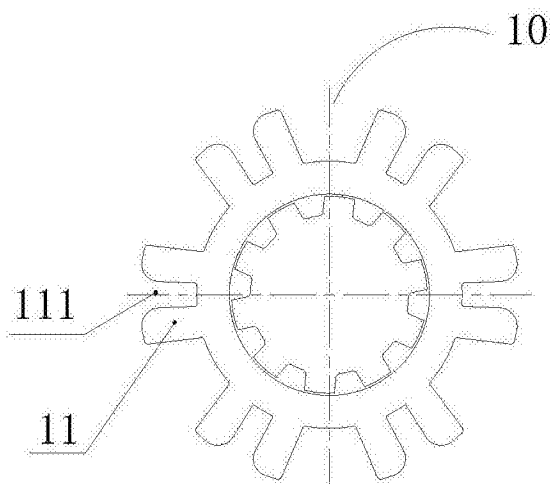


图4

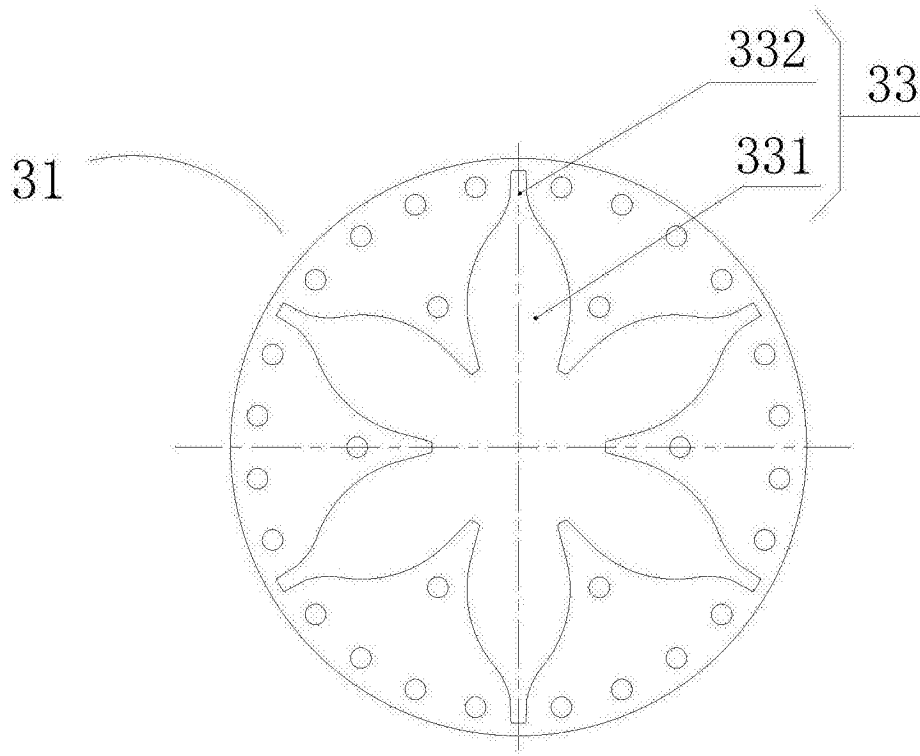


图5

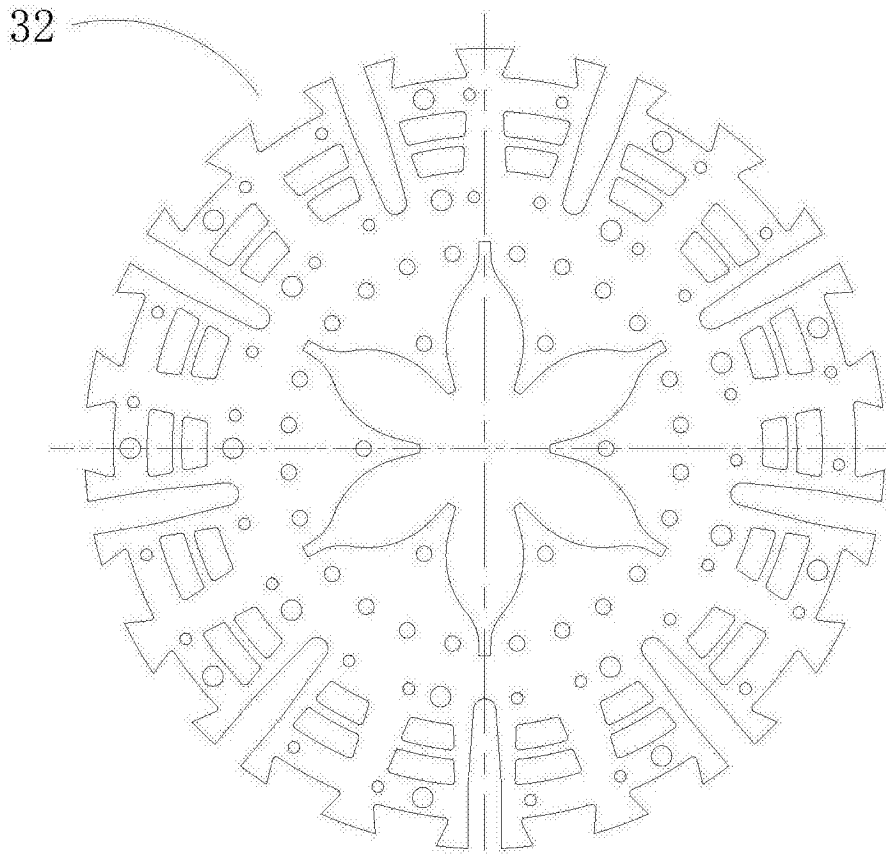


图6

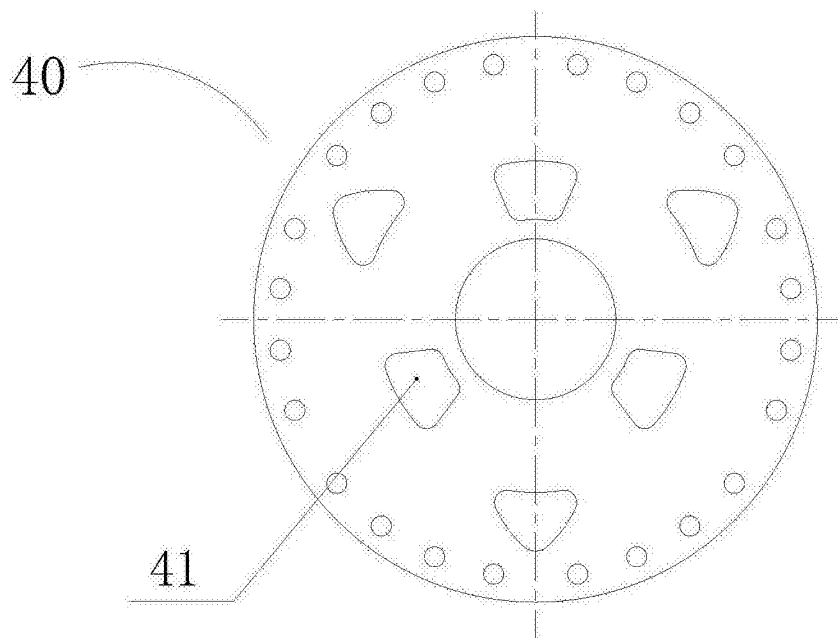


图7

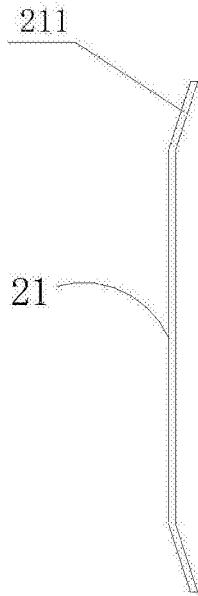


图8

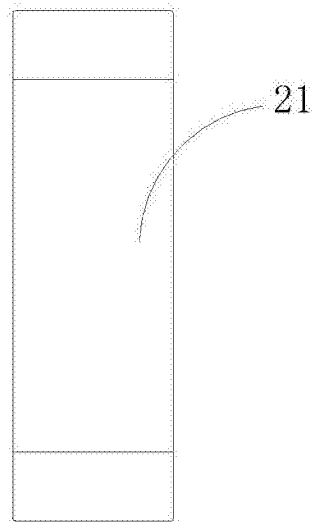


图9

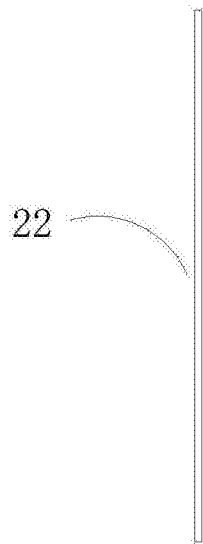


图10

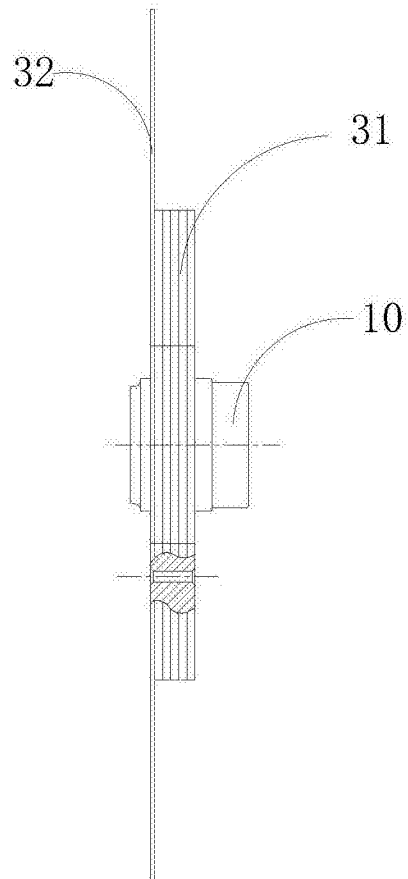


图11

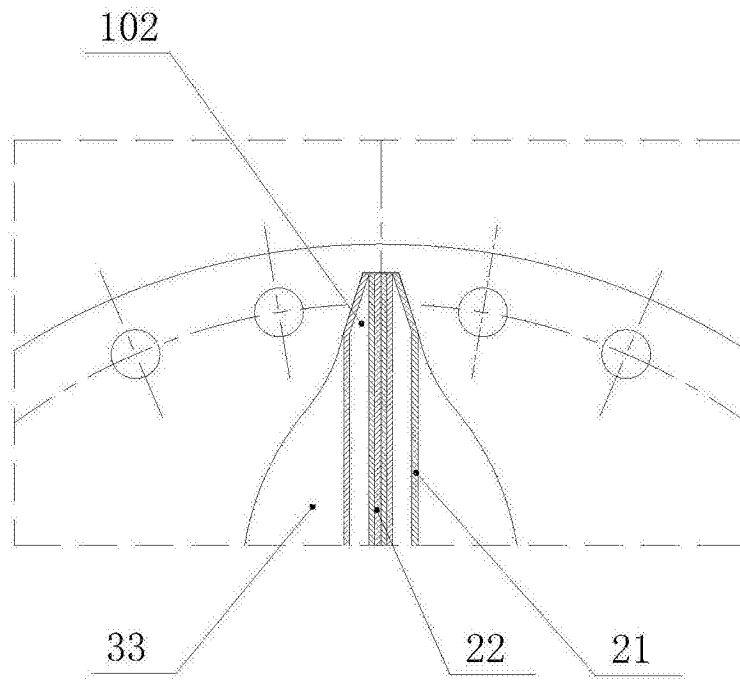


图12

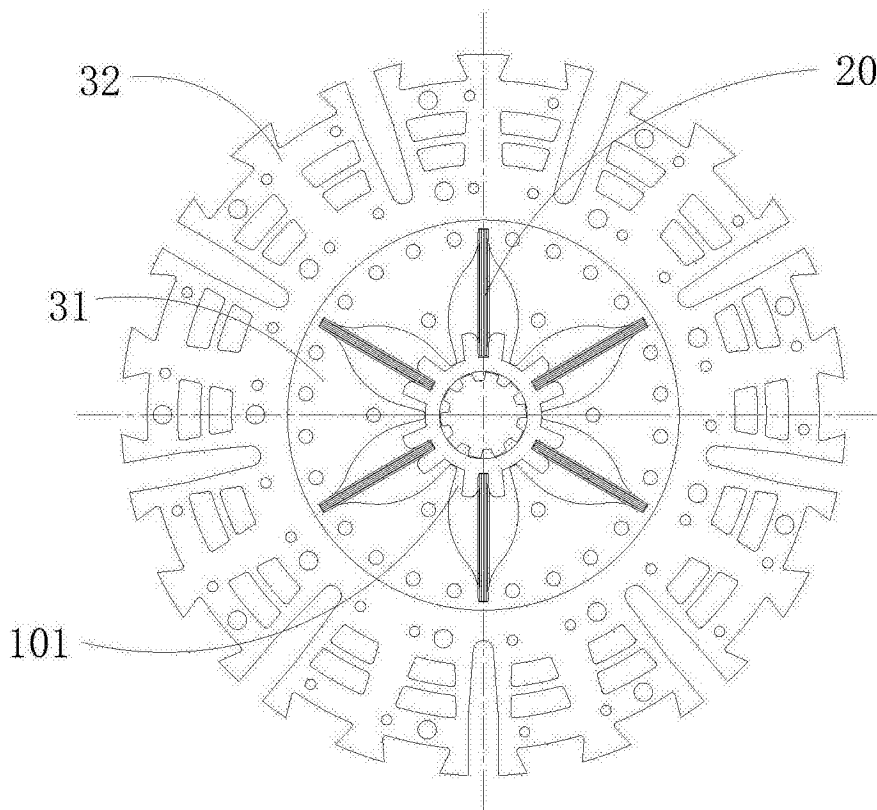


图13

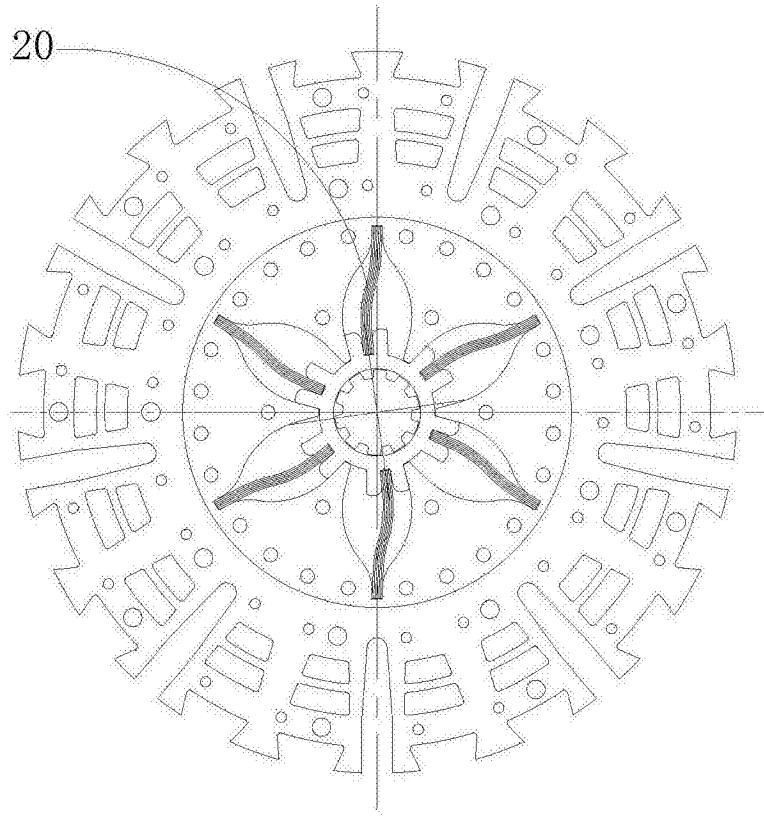


图14

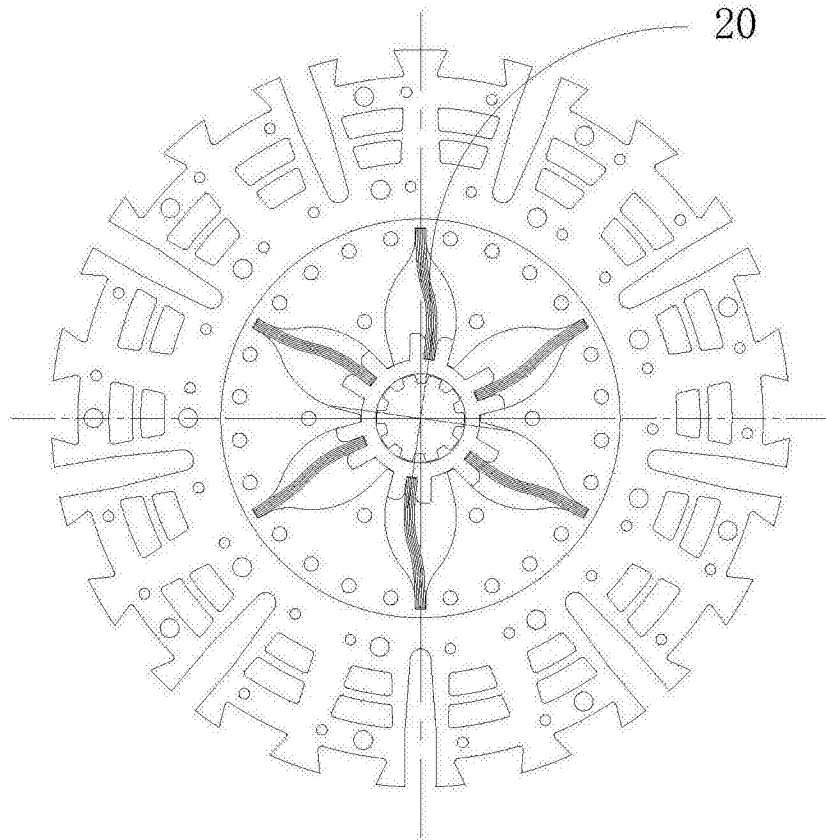


图15

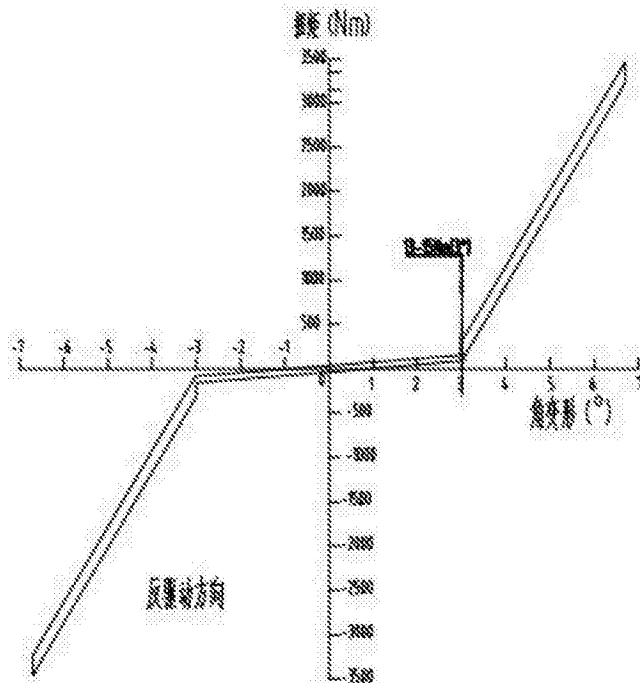


图16

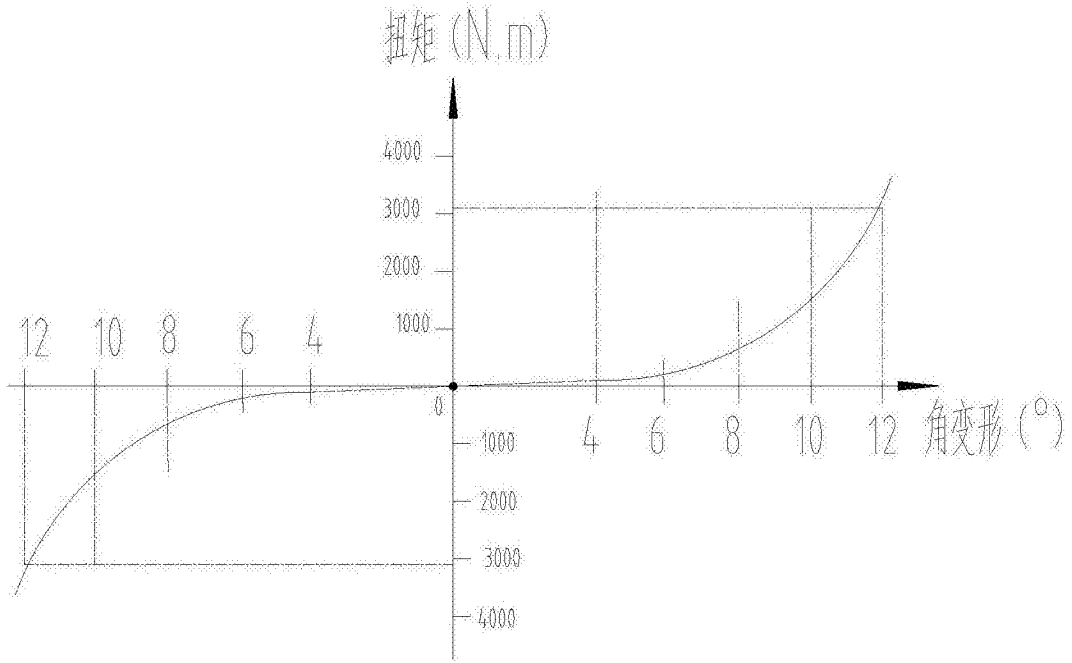


图17

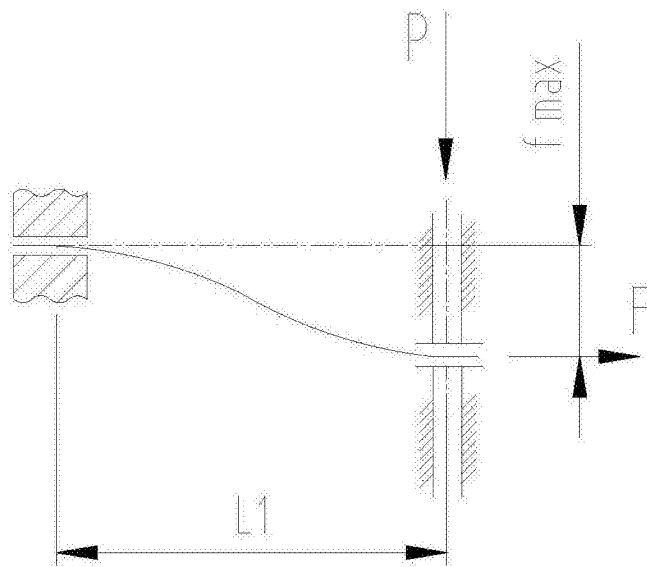


图18

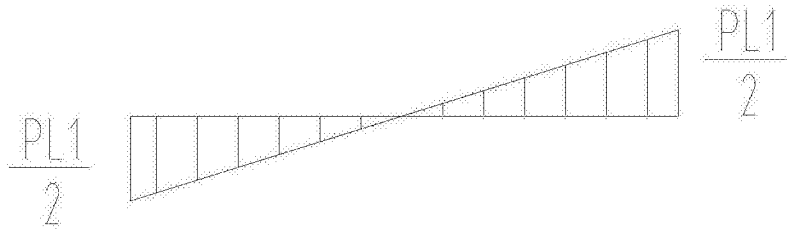


图19

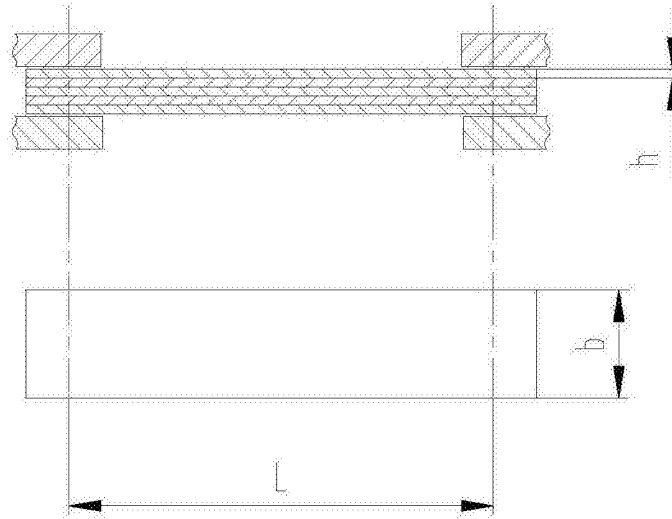


图20